

# 齿轮手册

上册



机械工业出版社

# 目 录

## 前 言 常用代号

## 第一篇 总 论

### 第 1 章 概 述

- 1 齿轮的历史与发展趋势 ..... 1-3
  - 1.1 齿轮的历史 ..... 1-3
  - 1.2 我国的情况 ..... 1-3
  - 1.3 发展趋势 ..... 1-4
- 2 齿轮传动的特点 ..... 1-6
- 3 齿轮传动的类型 ..... 1-6
- 4 齿轮传动类型选择的原则 ..... 1-6

### 第 2 章 齿轮啮合原理

- 1 齿轮啮合原理的数学基础 ..... 1-13
  - 1.1 坐标变换与变换矩阵 ..... 1-13
  - 1.2 有关微分几何的简明知识 ..... 1-15
  - 1.3 相对运动与相对微分 ..... 1-20
- 2 平面啮合的基本原理 ..... 1-21
  - 2.1 齿轮的瞬心线 ..... 1-21
  - 2.2 齿廓啮合的基本定理 ..... 1-22
  - 2.3 确定共轭齿廓的方法 ..... 1-22
  - 2.4 齿廓的渐屈线 ..... 1-25
  - 2.6 共轭齿廓的曲率及其关系 ..... 1-26

- 2.6 平面啮合的根切 ..... 1-27
- 2.7 过渡曲线 ..... 1-27
- 3 空间啮合的共轭齿面 ..... 1-29
  - 3.1 共轭齿面的定义 ..... 1-29
  - 3.2 相啮齿面的共轭条件 ..... 1-29
  - 3.3 共轭齿面的形成方法 ..... 1-29
  - 3.4 共轭齿面的确定、啮合方程式 ..... 1-29
  - 3.5 共轭齿面上的界限点与界限曲线 ..... 1-30
  - 3.6 等距共轭齿面 ..... 1-31
- 4 共轭齿面的曲率关系 ..... 1-32
  - 4.1 共轭齿面沿任意切线方向的诱导法曲率 ..... 1-32
  - 4.2 沿接触线法线方向的诱导法曲率 ..... 1-32
  - 4.3 沿相对速度 $v^{(2)}$ 方向的诱导法曲率 ..... 1-33
  - 4.4 诱导短程挠率 ..... 1-33
  - 4.5 共轭齿面的曲率干涉 ..... 1-33
- 附录 ..... 1-34
- 参考文献 ..... 1-39

## 第二篇 渐开线圆柱齿轮传动

### 第 1 章 基准齿形和模数系列

- 1 渐开线圆柱齿轮的基准齿形 ..... 2-3
- 2 渐开线圆柱齿轮的模数系列 ..... 2-3
- 3 其他齿形 ..... 2-3

### 第 2 章 圆柱齿轮传动的几何尺寸计算

- 1 标准圆柱齿轮传动的几何尺寸计算 ..... 2-4
  - 1.1 外啮合标准圆柱齿轮传动 ..... 2-4
  - 1.2 内啮合标准圆柱齿轮传动 ..... 2-6
  - 1.3 圆柱齿轮传动几何尺寸计算附图

- 及附表 ..... 2-7
- 2 齿轮与齿条传动 ..... 2-8
  - 2.1 齿轮与齿条传动特点 ..... 2-8
  - 2.2 齿轮与齿条传动的几何计算 ..... 2-11
- 3 变位圆柱齿轮传动的几何计算 ..... 2-11
  - 3.1 变位齿轮传动概述 ..... 2-11
  - 3.2 变位系数的选择 ..... 2-12
  - 3.3 外啮合变位圆柱齿轮传动几何尺寸计算 ..... 2-19
  - 3.4 内啮合变位齿轮传动 ..... 2-29
- 4 渐开线圆柱齿轮的齿厚测量计算 ..... 2-44

## VI 目 录

4.1 分度圆弧齿厚 .....	2-44
4.2 固定弦齿厚 .....	2-46
4.3 公法线长度 .....	2-49
4.4 圆锥(球)测量跨距 .....	2-49

### 第3章 渐开线圆柱齿轮精度

1 适用范围 .....	2-80
2 误差及侧隙的定义和代号 .....	2-80
3 精度等级、公差组及精度等级选择 .....	2-87
3.1 精度等级 .....	2-87
3.2 公差组 .....	2-87
3.3 精度等级的选择 .....	2-87
4 齿轮的检验组及其选择 .....	2-87
4.1 检验组 .....	2-87
4.2 检验组的选择 .....	2-88
4.3 齿厚极限偏差 .....	2-88
4.4 齿面粗糙度 .....	2-88
4.5 检验用量具 .....	2-88
5 齿轮副的检验及齿轮副的侧隙 .....	2-89
5.1 齿轮副的检验要求 .....	2-89
5.2 齿轮副的接触斑点 .....	2-89
5.3 轴线的平行度误差 .....	2-89
5.4 齿轮副的侧隙及其计算 .....	2-91
5.6 齿轮副的中心距偏差 .....	2-92
6 齿坯检验及其公差 .....	2-92
7 图样标注 .....	2-92
8 公差与极限偏差的应用示例 .....	2-93
9 齿轮及齿轮副各误差项目的公差与极限偏差值 .....	2-94
9.1 未给数值表的项目 .....	2-94
9.2 给出数值表的项目 .....	2-94

### 第4章 渐开线圆柱齿轮承载能力计算方法

1 计算原则与安全系数的选择 .....	2-104
2 轮齿受力分析 .....	2-105
3 设计计算 .....	2-106
4 齿面接触疲劳强度的校核计算 .....	2-107
4.1 计算公式 .....	2-107
4.2 使用场合系数 $K_A$ .....	2-107
4.3 动载系数 $K_v$ .....	2-107
4.4 接触强度计算的齿向载荷分布系数 $K_{H\beta}$ .....	2-113

4.5 接触强度计算的齿间载荷分配系数 $K_{H\alpha}$ .....	2-116
4.6 轮齿刚度系数 $c'$ , $c$ .....	2-118
4.7 节点区域系数 $Z_H$ .....	2-119
4.8 弹性系数 $Z_E$ .....	2-119
4.9 接触强度计算的重合度系数 $Z_\epsilon$ .....	2-119
4.10 接触强度计算的螺旋角系数 $Z_\beta$ .....	2-119
4.11 试验齿轮的接触疲劳极限 $\sigma_{Hlim}$ .....	2-121
4.12 接触强度计算的寿命系数 $Z_N$ .....	2-121
4.13 润滑剂系数 $Z_L$ .....	2-124
4.14 速度系数 $Z_v$ .....	2-124
4.15 粗糙度系数 $Z_R$ .....	2-124
4.16 齿面工作硬化系数 $Z_W$ .....	2-126
4.17 有限寿命计算时的 $Z_N Z_L Z_v Z_R Z_W$ 值 .....	2-126
5 轮齿弯曲疲劳强度的校核计算 .....	2-127
5.1 计算公式 .....	2-127
5.2 弯曲强度计算的齿向载荷分布系数 $K_{F\beta}$ .....	2-129
5.3 齿形系数 $Y_F$ , $Y_{Fa}$ .....	2-129
5.4 应力修正系数 $Y_S$ , $Y_{Sa}$ .....	2-129
5.5 弯曲强度计算的重合度系数 $Y_\epsilon$ .....	2-136
5.6 弯曲强度计算的螺旋角系数 $Y_\beta$ .....	2-136
5.7 试验齿轮的弯曲疲劳极限 $\sigma_{Flim}$ .....	2-139
5.8 弯曲强度计算的寿命系数 $Y_{NT}$ .....	2-139
5.9 相对齿根圆角敏感系数 $Y_{relT}$ .....	2-141
5.10 相对齿根表面状况系数 $Y_{relT}$ .....	2-143
5.11 弯曲强度计算的尺寸系数 $Y_X$ .....	2-145
5.12 有限寿命计算时的 $Y_{NT}$ , $Y_{relT}$ , $Y_{relT}$ , $Y_X$ 值 .....	2-145
6 胶合承载能力计算方法 .....	2-146
6.1 基本公式 .....	2-146
6.2 有关参数和系数 .....	2-148
7 开式齿轮传动的承载能力计算 .....	2-152

### 第5章 设计计算举例

1 轧齿齿轮的设计计算 .....	2-152
2 高速齿轮的设计计算 .....	2-154

### 第6章 齿轮结构和工作图

1 齿轮结构 .....	2-163
2 齿轮工作图 .....	2-168

## 第 7 章 轮齿变形和修形计算

- 1 直齿和斜齿齿轮啮合特点 ..... 2-169
- 2 直齿齿轮的齿顶受载特性 ..... 2-169
- 3 啮合冲击和减轻冲击的措施 ..... 2-169
- 4 直齿齿轮齿形修形原理 ..... 2-170
- 5 斜齿轮的齿面受载特性 ..... 2-170
- 6 直齿和斜齿齿轮齿形修形方法 ..... 2-171
- 7 扇形轮齿齿宽载荷分布的因素 ..... 2-172
- 8 直齿和斜齿齿轮齿向修形的计算 ..... 2-172
- 9 算例 ..... 2-173

## 第 8 章 齿轮的优化设计

- 1 概述 ..... 2-174
  - 1.1 齿轮优化设计的数学模型 ..... 2-175
  - 1.2 优化问题求解 ..... 2-176
- 2 以传动体积最小为目标的齿轮传动参

数优化设计 ..... 2-176

- 2.1 目标函数 ..... 2-176
- 2.2 约束条件 ..... 2-176
- 2.3 设计变量 ..... 2-177
- 2.4 优化搜索 ..... 2-177
- 2.5 一些研究结果和推荐 ..... 2-177

## 3 以传动等效传动惯量最小为目标的齿

轮传动优化设计 ..... 2-180

- 3.1 目标函数 ..... 2-180
- 3.2 最优传动比 ..... 2-180

## 4 以传动载荷分布尽可能均匀为目标的

齿形优化 ..... 2-181

- 4.1 载荷分布计算 ..... 2-181
- 4.2 齿形优化数学模型 ..... 2-181

## 5 齿轮传动计算机辅助设计 (CAD) 和

配合工作计算机仿真 ..... 2-182

参考文献 ..... 2-183

## 第三篇 其他渐开线齿轮传动和非圆齿轮传动

## 第 1 章 螺旋齿轮传动

- 1 螺旋齿轮传动原理 ..... 3-3
- 2 螺旋齿轮传动的几何计算 ..... 3-3
  - 2.1 螺旋齿轮传动的特点 ..... 3-4
  - 2.2 实现正常啮合的条件 ..... 3-4
  - 2.3 螺旋角的选择 ..... 3-4
  - 2.4 给定中心距、 $\Sigma=90^\circ$  的标准螺旋  
齿轮传动的几何计算 ..... 3-4
  - 2.5 变位螺旋齿轮传动的几何计算及  
实例 ..... 3-8
- 3 螺旋齿轮的重合度和有效齿宽 ..... 3-8
- 4 螺旋齿轮的干涉 ..... 3-9

## 第 2 章 变齿厚渐开线齿轮传动

- 1 交形齿轮的加工原理及几何尺寸的  
计算 ..... 3-10
- 2 平齿变厚渐开线传动 ..... 3-12
- 3 交错轴变厚渐开线传动 ..... 3-16
  - 3.1 交错轴变厚渐开线传动原理 ..... 3-16
  - 3.2 交错轴变厚渐开线传动计算 ..... 3-17
  - 3.3 交错轴变厚渐开线实现线接触的  
条件 ..... 3-22

## 第 3 章 偏心渐开线齿轮传动

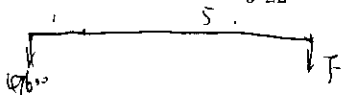
- 1 偏心渐开线齿轮传动原理 ..... 3-24
- 2 偏心渐开线齿轮的最大偏心率 ..... 3-25
- 3 偏心渐开线齿轮的最小几何中心距 ..... 3-26
- 4 偏心齿轮的传动比  $i$  ..... 3-28
- 5 偏心齿轮的设计及举例 ..... 3-28
- 6 斜齿偏心渐开线齿轮的设计及举例 ..... 3-30

## 第 4 章 渐开线—非渐开线齿轮传动

- 1 用渐开线插齿刀加工非渐开线齿轮 ..... 3-31
- 2 渐开线—非渐开线齿轮啮合 ..... 3-32
- 3 两个非渐开线齿轮啮合 ..... 3-33

## 第 5 章 非圆齿轮传动

- 1 非圆齿轮的啮合原理与强度计算 ..... 3-34
  - 1.1 齿廓 ..... 3-34
  - 1.2 过渡曲线 ..... 3-35
  - 1.3 齿廓啮合线和重合度 ..... 3-36
  - 1.4 压力角 ..... 3-37
  - 1.5 非圆齿轮的强度计算特点 ..... 3-38
- 2 非圆齿轮设计 ..... 3-38
  - 2.1 非圆齿轮的齿廓曲线设计 ..... 3-38
  - 2.2 椭圆齿轮设计 ..... 3-42





## 目 录

2.3 变形渐开齿轮 .....	3-43
2.4 卵形齿轮 .....	3-47
2.5 椭圆齿轮与变形椭圆齿轮共轭 .....	3-48
2.6 非圆—圆形齿轮 .....	3-49
2.7 偏心圆齿轮与非圆齿轮共轭 .....	3-50
2.8 非圆齿轮定轴轮系和多圆非圆齿 轮 .....	3-51

2.9 非圆齿轮周转轮系 .....	3-54
2.10 非圆齿轮测绘 .....	3-56
3 非圆齿轮制造 .....	3-57
3.1 数控插齿机加工非圆齿轮 .....	3-58
3.2 数控线切割机床加工非圆齿轮 .....	3-60
参考文献 .....	3-61

## 第四篇 圆弧圆柱齿轮传动

### 第1章 基本原理和特点

1 基本原理 .....	4-3
2 齿面方程和诱导曲率半径 .....	4-4
3 重合度和接触点迹及其对工作性能 的影响 .....	4-6
3.1 单圆弧齿轮的重合度和接触点数 .....	4-6
3.2 双圆弧齿轮的重合度和接触点数 .....	4-6
4 圆弧齿轮的特点 .....	4-8

### 第2章 基本齿廓、模数和几何尺寸计算

1 圆弧齿轮模数 .....	4-9
2 单圆弧齿轮滚刀齿形 .....	4-9
3 双圆弧齿轮基准齿形 .....	4-10
4 圆弧齿轮几何参数和尺寸计算 .....	4-12
5 测量尺寸计算 .....	4-13
5.1 弦齿厚 .....	4-13
5.2 弦齿深 (齿高) $h_s$ .....	4-14
5.3 齿根圆斜径 $r_f$ .....	4-14
5.4 公法线长度 $W_k$ .....	4-15
5.5 齿面波度的波长 $l$ .....	4-15

### 第3章 设计和承载能力计算

1 圆弧齿轮的损伤形式及其防止措施 .....	4-16
1.1 轮齿折断 .....	4-16
1.2 齿面疲劳点蚀 .....	4-17
1.3 齿面塑性变形 .....	4-17
1.4 齿面胶合 .....	4-17
1.5 齿端崩角 .....	4-18
1.6 齿面磨损 .....	4-19

2 基本参数的选择 .....	4-19
2.1 齿数 $z_j$ 和模数 $m_g$ .....	4-19
2.2 轴向重合度 $\varepsilon_\beta$ .....	4-19
2.3 螺旋角 $\beta$ .....	4-20
2.4 齿宽系数 $\varphi_d$ 或 $\varphi_m$ .....	4-20
3 JB2040—81型双圆弧齿轮的强度计算 .....	4-20
4 JB220—87型单圆弧齿轮的强度计算 .....	4-24
5 载荷系数 $K$ .....	4-27
5.1 使用系数 $K_A$ .....	4-27
5.2 动载系数 $K_v$ .....	4-27
5.3 接触间载荷分配系数 $K_H$ .....	4-27
5.4 接触迹内载荷分布系数 $K_{H\alpha}$ .....	4-27
6 许用应力和安全系数 .....	4-28
6.1 试验齿轮的疲劳极限应力 $\sigma_{Hlim}$ 、 $\sigma_{Hlim}$ .....	4-28
6.2 寿命系数 $Y_N$ 、 $Z_N$ .....	4-29
6.3 尺寸系数 $Y_\lambda$ .....	4-29
6.4 润滑剂系数 $Z_L$ .....	4-30
6.5 最小安全系数 $S_{Hmin}$ 、 $S_{Hmin}$ .....	4-30
7 设计计算举例 .....	4-30

### 第4章 精度和检验

1 适用范围及精度等级 .....	4-35
2 齿轮、齿轮副误差及侧隙的定义和代 号 .....	4-36
3 圆弧齿轮各项精度指标的分组和选用 .....	4-41
4 各检验项目的公差数值 .....	4-42
5 齿坯检验与公差 .....	4-42
参考文献 .....	4-48

## 第五篇 锥齿轮及准双曲面齿轮传动

### 第1章 概 述

1 锥齿轮及准双曲面齿轮传动的特点 .....	5-3
-------------------------	-----

1.1 锥齿轮传动特点 .....	5-3
1.2 准双曲面齿轮传动特点 .....	5-4
2 锥齿轮及准双曲面齿轮的特殊术语和	

定义	5-5
2.1 节圆锥与分度圆锥	5-5
2.2 当量圆齿数	5-5
2.3 假想平面齿轮和假想平面齿轮	5-5
2.4 轮齿名称	5-5
2.5 齿长曲线	5-6
2.6 螺旋角及螺旋方向	5-6
2.7 齿高特点	5-7
2.8 重合度	5-7
2.9 外锥距、内锥距、中点锥距	5-8
2.10 安装距、冠顶距、轮冠距	5-8
2.11 齿轮旋转方向	5-9
2.12 其他术语	5-9
3 分类及用途	5-9
3.1 分类	5-9
3.2 用途	5-10
4 齿轮传动载荷的计算	5-10
5 锥齿轮及准双曲面齿轮的受力分析	5-12

## 第2章 锥齿轮及准双曲面齿轮 主要参数选择

1 分度圆直径的初步确定	5-13
2 齿数选择	5-14
3 螺旋角及螺旋方向的选择	5-17
3.1 螺旋角的选择	5-17
3.2 螺旋方向的选择	5-17
4 齿宽的选择	5-17
5 齿形角的选择	5-17
6 基齿齿形	5-17
7 齿侧间隙的选择	5-17
8 轴线偏置距的选择	5-20
9 轴交角的确定	5-20

## 第3章 直齿锥齿轮的几何计算

1 概述	5-20
2 直齿锥齿轮参数及变位	5-21
2.1 模数	5-21
2.2 直齿锥齿轮的变位	5-21
3 直齿锥齿轮的几何尺寸计算	5-24
3.1 一般直齿锥内轮的几何计算	5-24
3.2 汽车差速器直齿锥齿轮几何计算	5-26

## 第4章 弧齿锥齿轮及零度锥 齿轮的几何计算

1 轴交角 $\Sigma=90^\circ$ 的弧齿锥齿轮的几何 计算	5-28
2 轴交角 $\Sigma\neq 90^\circ$ 的弧齿锥齿轮的几何 计算	5-31
2.1 分锥角 $\delta$ 的计算	5-31
2.2 齿顶高 $h_a$	5-31
2.3 切向变位系数 $x_t$	5-31
2.4 分锥顶点到轮冠的轴向距离(冠 顶距)	5-31
2.5 最大齿根角 $\theta_{f,max}$	5-31
3 零度锥齿轮的几何计算	5-31

## 第5章 摆线齿锥齿轮的几何计算

1 基本概念	5-34
2 摆线齿锥齿轮的几何计算	5-35
2.1 N型齿轮的几何计算	5-35
2.2 G型齿轮的几何计算	5-40

## 第6章 弧齿准双曲面齿轮的几何计算

1 概述	5-46
2 弧齿准双曲面齿轮的几何计算	5-46

## 第7章 摆线齿准双曲面齿轮的几何计算

1 概述	5-54
2 HN型准双曲面齿轮的几何计算	5-54
3 HG型准双曲面齿轮的几何计算	5-63

## 第8章 弧齿锥齿轮承载能力计算

1 弧齿锥齿轮齿根承载能力计算	5-68
1.1 计算的齿根弯曲应力	5-68
1.2 齿根弯曲疲劳极限应力	5-69
1.3 齿锥齿轮齿根承载能力计算的安 全系数	5-74
1.4 锥齿轮副的齿根额定承载能力 计算	5-74
2 弧齿锥齿轮齿面承载能力计算	5-74
2.1 计算齿面接触应力	5-74
2.2 锥齿轮齿面接触疲劳极限应力	5-79

## X 目 录

- 2.3 按锥齿轮齿面承载能力计算的安全系数 .....5-80
- 2.4 锥齿轮齿面接触额定承载能力计算 .....5-80
- 3 锥齿轮齿根承载能力与齿面承载能力计算中的几何系数 $J$ 和 $I$ 的近似计算 .....5-81
- 3.1 几何系数 $J$ 的近似计算 .....5-81
- 3.2 几何系数 $I$ 的近似计算 .....5-83

### 第9章 直齿锥齿轮承载能力计算

- 1 直齿锥齿轮齿根承载能力计算 .....5-83
- 1.1 计算的齿根弯曲应力 .....5-83
- 1.2 齿根弯曲疲劳极限应力 .....5-84
- 1.3 按齿根承载能力计算的安全系数 .....5-84
- 2 直齿锥齿轮齿面承载能力计算 .....5-84
- 2.1 计算的齿面接触应力 .....5-84
- 2.2 齿面接触疲劳极限应力 .....5-85
- 2.3 按齿面接触承载能力计算的安全系数 .....5-85

### 第10章 准双曲面齿轮承载能力计算

- 1 准双曲面齿轮计算的齿根弯曲应力 .....5-89
- 2 准双曲面齿轮计算的齿面接触应力 .....5-89
- 3 其他计算如齿轮疲劳极限应力 .....5-89

### 第11章 摆线齿锥齿轮承载能力计算

- 2 摆线齿锥齿轮承载能力计算 .....5-95
- 1.1 承载能力计算的原始数据 .....5-95
- 1.2 当量斜齿轮数据计算 .....5-96
- 1.3 轮齿载荷计算 .....5-97
- 1.4 小齿轮弯曲疲劳寿命计算 .....5-98
- 1.5 大齿轮弯曲疲劳寿命计算 .....5-100
- 1.6 摆线齿锥齿轮齿面承载能力计算 .....5-102
- 1.7 抗胶合安全系数计算 .....5-102
- 1 计算式说明 .....5-103
- 2.1 计算的原始数据 .....5-103
- 2.2 当量斜齿轮数据计算 .....5-103
- 2.3 轮齿载荷计算 .....5-103

- 2.4 小齿轮弯曲疲劳寿命计算 .....5-103
- 2.5 大齿轮弯曲疲劳寿命计算 .....5-105
- 2.6 齿轮(小齿轮)齿面接触疲劳寿命计算 .....5-105
- 3 计算结果的评定 .....5-106

### 第12章 锥齿轮公差标准

- 1 AGMA 390.02 锥齿轮及准双曲面齿轮精度标准 .....5-112
- 2 轮坯公差 .....5-112
- 2.1 轮坯基准孔、轴颈及端面公差 .....5-112
- 2.2 外径、轮冠距、面锥角及背锥角公差 .....5-112
- 2.3 顶锥角距及背锥角距公差 .....5-113
- 2.4 有关热处理变形的轮坯公差 .....5-113
- 3 常用的生产检验方法要求 .....5-115
- 3.1 齿面接触区 .....5-115
- 3.2 噪声 .....5-117
- 3.3 齿侧间隙及其变化量 .....5-117

### 第13章 齿轮安装型式、齿轮结构及轴承力计算

- 1 锥齿轮及准双曲面齿轮的安装型式 .....5-117
- 1.1 悬臂式安装 .....5-117
- 1.2 双跨支承安装 .....5-117
- 2 锥齿轮的结构 .....5-118
- 2.1 直齿锥齿轮的结构 .....5-118
- 2.2 曲线齿锥齿轮结构 .....5-118
- 3 轴承受力分析 .....5-119
- 3.1 悬臂式安装向轴承力分析 .....5-119
- 3.2 双跨支承安装的轴承力分析 .....5-121

### 第14章 锥齿轮工作图

- 1 锥齿轮工作图内容 .....5-122
- 2 锥齿轮工作图示例 .....5-122
- 3 几点说明 .....5-122
- 参考文献 .....5-129

## 第六篇 蜗杆传动

### 第1章 概 论

- 1 蜗杆传动的特点及分类 .....6-3

- 2 蜗杆传动的效率 .....6-3
- 3 蜗杆传动的失效形式及材料选择 .....6-5
- 3.1 失效形式 .....6-5

8.2 材料选择 .....	6-5
4 润滑与润滑 .....	6-5
4.1 润滑方式的选择 .....	6-5
4.2 润滑油的选择 .....	6-6
4.3 润滑油的更换及清洗 .....	6-9
5 蜗杆传动齿面啮合摩擦系数 $\mu$ .....	6-9

## 第2章 普通圆柱蜗杆传动

1 普通圆柱蜗杆传动的类型及特点 .....	6-12
1.1 阿基米德圆柱蜗杆—ZA蜗杆 .....	6-12
1.2 法向直廓圆柱蜗杆—ZN蜗杆 .....	6-12
1.3 渐开线圆柱蜗杆—ZI蜗杆 .....	6-13
1.4 锥面包络圆柱蜗杆—ZK蜗杆 .....	6-13
2 普通圆柱蜗杆传动的主要参数及几何尺寸计算(轴交角 $\Sigma=90^\circ$ ) .....	6-15
2.1 基本蜗廓 .....	6-15
2.2 模数 .....	6-15
2.3 导程角 $\gamma$ .....	6-15
2.4 蜗杆分度圆直径 $d_1$ 和蜗杆直径系数 $q$ .....	6-16
2.5 传动比 $i$ 和齿数比 $u$ 以及齿数的选择 .....	6-16
2.6 蜗杆传动的变位及蜗轮变位系数 $x_2$ .....	6-16
2.7 几何尺寸计算 .....	6-18
3 蜗杆传动的作用力分析 .....	6-18
4 圆柱蜗杆传动的承载能力计算 .....	6-21
4.1 齿面疲劳点蚀计算 .....	6-21
4.2 蜗轮齿齿的弯曲强度计算 .....	6-25
4.3 蜗杆传动的温升计算 .....	6-25
4.4 蜗杆轴的刚度计算 .....	6-26
5 蜗杆传动尺寸的初步确定 .....	6-27
6 蜗杆、蜗轮的结构设计 .....	6-27
6.1 蜗杆的结构 .....	6-27
6.2 蜗轮的结构 .....	6-28
6.3 箱体及支承结构 .....	6-29
7 蜗杆传动的接触区和跑合、试运转 .....	6-30
7.1 接触区的合理分布 .....	6-30
7.2 蜗杆传动的跑合和试运转 .....	6-31
8 圆柱蜗杆传动的精度与公差 .....	6-32
8.1 精度等级 .....	6-32
8.2 公差 .....	6-32
8.3 蜗杆、蜗轮的检验与公差 .....	6-32

## 第3章 圆弧圆柱蜗杆传动

1 概述 .....	6-55
1.1 分类 .....	6-55
1.2 特点 .....	6-56
2 轴向圆弧圆柱蜗杆(ZC)传动的几何及啮合计算 .....	6-57
2.1 齿形计算 .....	6-57
2.2 几何参数和尺寸计算 .....	6-58
2.3 蜗杆、蜗轮啮合性能分析计算 .....	6-62
3 圆环面包络圆柱蜗杆(ZC <sub>1</sub> )传动的几何及啮合计算 .....	6-63
3.1 齿形计算 .....	6-63
3.2 几何参数和尺寸计算 .....	6-64
3.3 蜗杆蜗轮啮合性能分析计算 .....	6-73
4 圆弧圆柱蜗杆传动的承载能力计算 .....	6-79

## 第4章 直廓环面蜗杆传动

1 概述 .....	6-79
2 啮合性能分析 .....	6-81
2.1 刀具母线矢量方程 .....	6-81
2.2 蜗杆齿面矢量方程 .....	6-81
2.3 蜗杆齿面单位法矢方程 .....	6-81
2.4 蜗杆副工作时齿面相对运动速度矢量方程 .....	6-81
2.5 啮合方程 .....	6-82
2.6 蜗轮齿面矢量方程 .....	6-82
2.7 其轮齿面的诱导法曲率 .....	6-82
2.8 瞬时接触线的切线方向与相对运动速度方向的夹角 $\Omega$ .....	6-83
2.9 齿面上的界线 .....	6-83
3 起始参数 .....	6-86
3.1 齿数比 $u$ .....	6-86
3.2 蜗杆计算功率 $P_{ca1}$ .....	6-86
4 几何参数和尺寸计算 .....	6-88
4.1 参数选取原则 .....	6-88
4.2 直廓环面蜗杆副的几何参数和尺	



3.6 公差与检验 .....	7-42
-----------------	------

### 第3章 小模数摆线圆柱齿轮传动

1 摆线齿轮的形成及特点 .....	7-59
2 修正摆线齿轮的分类及用途 .....	7-59
2.1 钟表齿轮 .....	7-60
2.2 双圆弧修正摆线齿轮 .....	7-60
2.3 摆线销轮 .....	7-60
3 修正摆线齿轮的模数系列 .....	7-61
4 修正摆线齿轮传动的几何尺寸计算 .....	7-62
4.1 钟表齿轮传动的几何尺寸计算 .....	7-62
4.2 双圆弧修正摆线齿轮传动的几何尺寸计算 .....	7-66
4.3 摆线销轮传动的几何尺寸计算 .....	7-67
5 小模数修正摆线齿轮精度制 .....	7-68

### 第4章 小模数锥齿轮传动

1 直齿锥齿轮传动的几何尺寸计算 .....	7-71
2 小模数锥齿轮精度制 .....	7-74
2.1 小模数锥齿轮的误差术语定义及代号 .....	7-74
2.2 精度 .....	7-78
2.3 侧隙 .....	7-78
2.4 图样标注 .....	7-79
2.5 公差与检验 .....	7-79
3 圆柱齿轮端面齿传动的几何尺寸计算 .....	7-85

### 第5章 小模数蜗杆传动

1 基准齿形和模数系列 .....	7-86
2 小模数蜗杆传动的几何尺寸计算 .....	7-86
3 小模数圆柱蜗杆、蜗轮精度制 .....	7-92
3.1 小模数圆柱蜗杆和蜗轮的误差术语定义及代号 .....	7-92
3.2 精度等级 .....	7-97
3.3 公差与检验 .....	7-97
3.4 侧隙 .....	7-97
3.5 图样标注 .....	7-108

### 第6章 小模数齿轮传动装置的结构设计

1 小模数齿轮的结构形式和基本尺寸 .....	7-108
2 齿轮与轴的联接 .....	7-110
2.1 销钉联接 .....	7-114
2.2 螺钉(铆钉)联接 .....	7-115
2.3 摩擦联接 .....	7-115
2.4 键联接 .....	7-116
3 小模数齿轮传动箱体的结构设计 .....	7-116
3.1 支架式结构 .....	7-116
3.2 隔板式结构 .....	7-117
3.3 箱式结构 .....	7-117
4 齿轮材料和热处理 .....	7-117
参考文献 .....	7-120

## 第八篇 通用齿轮传动装置的设计

### 第1章 减速器的类型与设计

1 减速器的类型与特点 .....	8-3
2 减速器的设计程序 .....	8-7
3 通用圆柱齿轮减速器基本参数 .....	8-8
3.1 中心距 .....	8-8
3.2 传动比 .....	8-9
3.3 减速器传动比的分配 .....	8-9
3.4 齿宽系数 .....	8-12
3.5 齿数和 .....	8-12
3.6 螺旋角 .....	8-12
3.7 减速器输入、输出轴中心高 .....	8-12
3.8 减速器输入、输出轴轴伸尺寸 .....	8-12
4 减速器的结构设计 .....	8-13

4.1 减速器箱体的结构尺寸 .....	8-13
4.2 减速器附件 .....	8-14
4.3 减速器主要零件的配合 .....	8-19
4.4 减速器的密封 .....	8-19
4.5 大型减速器的偏心轴承套 .....	8-20
5 齿轮传动效率的计算 .....	8-22
6 通用齿轮减速器的技术条件 .....	8-23
7 减速器图例 .....	8-24

### 第2章 通用标准齿轮减速器

1 通用标准减速器选用原则 .....	8-34
2 通用标准减速器的发展趋势 .....	8-34
3 ZD、ZL、ZS型渐开线圆柱齿轮减速器和ZDH、ZLF、ZSH型圆弧圆柱齿轮	

# XV 目 录

行星减速器	8-35
4 ZQ型渐开线圆柱齿轮减速器 ZQKH 型圆弧圆柱齿轮减速器	8-35
5 WD和WS型圆柱蜗杆减速器	8-36
6 圆弧齿圆柱蜗杆减速器	8-36
7 NGW型行星齿轮减速器	8-37
8 NGW-Z型组合式行星减速器	8-37
9 NGW-S型组合式行星齿轮减速器	8-39
10 NGW-L型立式行星齿轮减速器	8-39
11 摆线针轮减速机	8-40
12 CJ型圆柱齿轮减速机	8-40

## 第3章 渐开线行星齿轮传动装置

1 概述	8-42
1.1 定义	8-42
1.2 分类和性能	8-42
1.3 传动比计算	8-42
1.4 效率计算	8-49
2 主要参数的确定	8-57
2.1 齿数选择	8-57
2.2 齿轮变位方法的选择	8-63
2.3 齿轮其它参数选择	8-66
2.4 多级行星传动的传动比分配	8-66
3 承载能力计算	8-66
3.1 各类行星齿轮传动的受力分析	8-66
3.2 承载能力计算方法的几点说明	8-69
3.3 齿轮主要尺寸的初步确定	8-70
3.4 齿面接触疲劳强度校核计算的 特点	8-72
3.5 齿根弯曲疲劳强度校核计算的 特点	8-75
4 结构设计	8-76
4.1 均载机构设计	8-76
4.2 各种行星传动装置的结构设计特 点	8-81
4.3 主要构件的设计与计算	8-95
5 渐开线行星减速器系列设计	8-115
5.1 系列设计参数选择的基本原则	8-115
5.2 组合式减速器的组合原则	8-115
5.3 主要参数选择	8-117
6 主要零件的技术条件	8-118
6.1 齿轮精度	8-118

6.2 行星架及其它主要零件的精度和 技术要求	8-118
6.3 主要零件的材料和热处理要 求	8-120
7 设计举例	8-121

## 第4章 渐开线少齿差行星 齿轮减速器

1 概述	8-128
1.1 类型及传动比	8-128
1.2 主要结构及组成部分	8-129
2 几何计算	8-129
2.1 变位系数的确定	8-129
2.2 啮合角及齿顶圆系数的确定	8-133
2.3 示例	8-133
3 浮动盘式输出机构	8-134
3.1 特点	8-134
3.2 结构型式	8-134
3.3 浮动盘结构设计及尺寸计算	8-134
4 传动效率的计算	8-136
4.1 行星机构的啮合效率	8-136
4.2 输出机构的效率	8-136
4.3 转臂轴承的效率	8-136
4.4 示例	8-136
5 轮齿强度及转臂轴承和输出机构轴承 的寿命计算	8-137
5.1 轮齿弯曲强度计算	8-137
5.2 转臂轴承及输出机构轴承寿命计 算	8-138
6 减速器系列设计	8-138
6.1 型式	8-138
6.2 主要技术参数	8-138
7 减速器的技术要求	8-138
7.1 工作条件	8-138
7.2 机座	8-138
7.3 内齿轮	8-139
7.4 外齿轮	8-140
7.5 低速轴	8-140
7.6 高速轴	8-140
7.7 浮动盘	8-140
7.8 偏心套	8-141
7.9 装配	8-141
8 工作制	8-143

## 第5章 摆线针轮行星减速器

1 摆线针轮行星减速器结构 .....	8-145
2 啮合原理及几何计算 .....	8-147
2.1 摆线轮齿廓曲线 .....	8-147
2.2 几何计算 .....	8-149
2.3 摆线轮齿理论曲线的曲率半径和过切 .....	8-150
2.4 少齿差摆线针轮行星传动 .....	8-151
2.5 长幅外摆线齿廓简介 .....	8-152
2.6 大传动比复合齿形摆线针轮行星传动 .....	8-153
3 摆线针轮行星传动的设计计算 .....	8-155
3.1 受力分析 .....	8-155
3.2 传动效率 .....	8-158
3.3 齿面接触强度计算 .....	8-159
3.4 针齿的弯曲强度和刚度计算 .....	8-159
3.5 输出机构柱销的强度计算 .....	8-165
3.6 转臂轴承寿命计算 .....	8-165
3.7 少齿差摆线针轮行星传动强度计算特点 .....	8-166
3.8 复合齿形摆线针轮行星传动强度计算特点 .....	8-166
3.9 参数选择 .....	8-168
4 技术要求和零件工作图 .....	8-174
4.1 技术要求 .....	8-174
4.2 主要零件的工作图 .....	8-176

## 第6章 谐波齿轮减速器

1 谐波齿轮传动的工作原理、特点和应用 .....	8-178
1.1 谐波齿轮传动的工作原理 .....	8-178
1.2 谐波齿轮传动的特点和应用 .....	8-179
2 谐波齿轮减速器的结构简图和运动学计算 .....	8-179
2.1 谐波齿轮传动运动学计算的依据 .....	8-179
2.2 典型单级谐波齿轮传动的结构简图与运动学计算 .....	8-179
2.3 简单双级和复式谐波齿轮传动的结构简图和传动比计算 .....	8-179
3 谐波齿轮减速器的几何计算 .....	8-182
3.1 主要啮合参数的选择 .....	8-182
3.2 谐波齿轮传动的几何计算 .....	8-183

3.3 不产生齿廓重迭干涉的条件与侧隙计算 .....	8-183
3.4 保证传动正常工作性能的条件 .....	8-184
4 谐波齿轮减速器主要元件的材料和结构 .....	8-184
4.1 主要元件的材料 .....	8-184
4.2 常见柔轮、刚轮的结构型式和尺寸 .....	8-186
4.3 波发生器的结构设计 .....	8-186
5 谐波齿轮减速器主要元件的承载能力计算 .....	8-195
5.1 谐波齿轮传动的失效形式和计算准则 .....	8-195
5.2 齿面耐磨计算 .....	8-196
5.3 柔轮的疲劳强度计算 .....	8-196
5.4 波发生器轴承的工作能力计算 .....	8-198
6 谐波齿轮减速器的刚度 .....	8-199
6.1 谐波齿轮传动的刚度特性 .....	8-199
6.2 刚度系数 $K$ 的计算 .....	8-199
7 谐波齿轮减速器的效率和发热计算 .....	8-200
7.1 谐波齿轮传动效率的计算公式 .....	8-200
7.2 谐波齿轮减速器的发热计算 .....	8-201
8 谐波齿轮减速器的设计计算步骤 .....	8-201

## 第7章 齿轮联轴器

1 概述 .....	8-202
2 中、低速鼓形齿齿轮联轴器 .....	8-204
2.1 位移圆半径与齿廓曲率半径 .....	8-204
2.2 轴线有相对位移时侧隙的计算 .....	8-206
2.3 几何计算 .....	8-208
2.4 强度计算 .....	8-208
2.5 技术条件 .....	8-212
3 高速齿轮联轴器 .....	8-213
3.1 结构 .....	8-213
3.2 验算 .....	8-217

## 第8章 渐开线圆柱齿轮减速器优化设计

1 概述 .....	8-219
2 减速器齿轮的优化设计 .....	8-220
2.1 优化设计数学模型的建立 .....	8-220
2.2 优化设计程序 .....	8-221
2.3 应用实例 .....	8-223



# XVI 目 录

3 减速器轴及轴承的校核计算	8-228
3.1 程序框图及说明	8-228
3.2 程序的适用范围和主要功能	8-243
3.3 应用实例	8-244

4 综合应用实例	8-244
4.1 设计任务及步骤	8-244
4.2 计算结果的输出报告	8-244
参考文献	8-244

## 第九篇 专用减速器

### 第1章 航空减速器

1 概述	9-3
2 设计要求	9-3
2.1 性能	9-3
2.2 可靠性	9-3
2.3 维护性	9-4
2.4 生存力	9-4
3 主要设计方法	9-4
3.1 有限寿命设计	9-4
3.2 可靠性设计	9-4
3.3 破损安全设计	9-5
3.4 单元化设计	9-5
4 主减速器的结构及方案布置比较	9-5
4.1 主减速器的结构	9-5
4.2 主减速器方案布置比较	9-5
5 常用的减速级型式和特点	9-7
5.1 行星传动	9-7
5.2 差动齿轮传动	9-8
5.3 定轴传动	9-8
6 载荷的初步确定	9-9
7 航空齿轮设计	9-9
7.1 圆柱齿轮的基准齿形参数	9-9
7.2 圆锥齿轮的齿形参数及公差	9-10
7.3 齿轮的精度和齿面粗糙度	9-10
7.4 齿轮的设计计算	9-10
7.5 齿轮的热处理要求	9-10
7.6 齿轮的结构设计	9-12
7.7 行星齿轮传动的结构设计	9-13
8 航空减速器的常用材料	9-14
9 润滑系统	9-14
9.1 典型的润滑系统	9-14
9.2 润滑系统参数的确定	9-14
9.3 滑油量的分配及供油方式	9-16
9.4 滑油系统监控	9-16

### 第2章 船舶减速器

1 概述	9-16
2 主机和螺旋桨的主要参数	9-16
3 船舶减速器的类型	9-16
3.1 船用柴油机减速器	9-16
3.2 船用燃气轮机减速器	9-33
3.3 船用蒸汽轮机减速器	9-40
4 船用齿轮减速器的结构型式	9-45

### 第3章 多点啮合柔性传动装置

1 概述	9-47
1.1 特征和类型	9-47
1.2 应用范围	9-48
2 主要结构型式	9-48
3 受力分析及计算	9-52
3.1 拉杆式 (B, F, T型)	9-52
3.2 整体外壳式 (I)	9-52
3.3 整体外壳式 (II)	9-53
3.4 固定滚轮式 (B, F型)	9-53
3.5 推杆式 (B, F, P型)	9-53
3.6 偏心滚轮式 (T, S, P型)	9-53
4 低速级啮合侧隙计算	9-55
5 柔性支承的结构和计算	9-56
5.1 扭压杆	9-56
5.2 拉压杆	9-56
5.3 弹簧	9-57
5.4 组合式柔性支承	9-59
5.5 调整式	9-60
6 均载技术方法与计算	9-61
6.1 多电机驱动时的均载方法	9-61
6.2 拉杆式 (B, F, T型) 多柔传动装置 装置的均载分析计算	9-61
7 多柔传动装置的初步选择计算	9-61
7.1 B, F, T型	9-61
7.2 B, F, P型和B, F型	9-63
7.3 关于初步选择计算的说明	9-64

8 B·F·T型的两种系列尺寸 .....	9-64
-----------------------	------

#### 第4章 起重用齿轮减速器

1 起重用齿轮减速器的设计原则 .....	9-67
1.1 减速器的工作级别 .....	9-67
1.2 计算载荷 .....	9-68
1.3 开式齿轮的强度计算 .....	9-71
2 起重用减速器的设计特点 .....	9-71
3 减速器的种类和应用 .....	9-71
4 起重用减速器系列 .....	9-73
4.1 ZQ型大传动比(卧式)减速器系 列 .....	9-73
4.2 ZSC型立式减速器系列 .....	9-78
4.3 ZSC立式套装型减速器系列 .....	9-80
4.4 QJ型减速器系列 .....	9-83
附表 I .....	9-88

#### 第5章 水泥磨齿轮减速器

1 概述 .....	9-90
2 水泥磨减速器的结构分析 .....	9-93
2.1 输出大齿轮弹性悬浮均载结构 .....	9-94
2.2 弹性轴均载结构 .....	9-95
2.3 载荷自位均载结构 .....	9-96
3 齿轮强度设计 .....	9-96
4 齿轮润滑 .....	9-96

#### 第6章 工程机械变速器

1 概述 .....	9-96
1.1 分类 .....	9-96
1.2 特点 .....	9-97

2 传动系的设计 .....	9-97
2.1 机械换档和动力换档定轴变速器 .....	9-97
2.2 动力换档行星变速器 .....	9-98
3 我国工程机械变速器的主要传动型 式和基本参数 .....	9-102
4 工程机械变速器典型结构介绍 .....	9-115
4.1 动力换档定轴变速器 .....	9-115
4.2 动力换档行星变速器 .....	9-116

#### 第7章 高速工业减(增)速器

1 概述 .....	9-119
2 设计原则 .....	9-119
2.1 振动 .....	9-119
2.2 噪声 .....	9-120
2.3 噪声的频谱分析及质量控制规范 .....	9-120
2.4 动平衡 .....	9-120
2.5 齿轮精度 .....	9-120
2.6 结构型式 .....	9-121
2.7 轴的挠度计算 .....	9-122
3 齿轮传动参数的选择 .....	9-123
4 透平齿轮箱中采用圆弧齿轮的情况 .....	9-123
4.1 圆弧齿轮在透平齿轮箱中的地位 .....	9-123
4.2 跑合规范 .....	9-123
4.3 装配 .....	9-124
5 透平齿轮选型 .....	9-124
6 典型结构设计 .....	9-128
6.1 锥面止推盘的强度计算 .....	9-128
6.2 过盈联接计算 .....	9-129
参考文献 .....	9-130

### 第十篇 齿轮材料及热处理

#### 第1章 齿轮材料

1 齿轮用钢材 .....	10-3
1.1 齿轮钢材的合金化 .....	10-3
1.2 齿轮钢材的冶金质量 .....	10-3
1.3 齿轮钢材的热处理特性 .....	10-3
1.4 齿轮用钢的选择 .....	10-7
1.5 常用齿轮钢材的化学成分和机械 性能 .....	10-8
1.6 国外常用的齿轮材料 .....	10-14

1.7 中国与其他国家常用钢号近似对 照表 .....	10-19
1.8 齿轮钢和齿轮制造工艺指南 .....	10-22
2 齿轮用铸铁 .....	10-29
2.1 齿轮用灰铸铁 .....	10-29
2.2 球墨铸铁 .....	10-30
2.3 可锻铸铁 .....	10-36
3 齿轮用有色金属 .....	10-37
3.1 常用齿轮铜合金 .....	10-37
3.2 蜗杆蜗轮副材料的选用 .....	10-42

## 第2章 齿轮热处理

1 齿轮的调质 .....	10-43
1.1 调质齿轮副的硬度选配 .....	10-43
1.2 齿轮钢材调质硬度的确定 .....	10-44
1.3 齿轮钢材的调质深度 .....	10-44
1.4 调质齿轮钢材的选择 .....	10-46
1.5 大模数齿轮的开齿调质 .....	10-47
1.6 常用调质齿轮钢材 .....	10-47
2 齿轮的表面加热淬火 .....	10-52
2.1 表面淬火齿轮的技术条件 .....	10-52
2.2 齿轮的火焰表面淬火 .....	10-54
2.3 齿轮的感应加热淬火 .....	10-56
3 齿轮的渗碳及碳氮共渗 .....	10-74
3.1 齿轮渗碳及碳氮共渗技术参数的确定 .....	10-74
3.2 齿轮渗碳及碳氮共渗热处理工艺 .....	10-76
3.3 齿轮渗碳及碳氮共渗的热处理变形的 .....	10-86
4 齿轮的渗氮 .....	10-93
4.1 齿轮渗氮技术参数的确定 .....	10-93
4.2 齿轮的渗氮工艺 .....	10-95
5 齿轮热处理缺陷及质量控制 .....	10-106
5.1 齿轮热处理质量检验 .....	10-107
5.2 齿轮的热处理质量控制 .....	10-110
参考文献 .....	10-113

## 第十一篇 齿轮的损伤和润滑

## 第1章 齿轮的损伤及防止措施

1 概述 .....	11-3
1.1 齿轮损伤分析的意义 .....	11-3
1.2 齿轮损伤和基本类型 .....	11-3
2 轮齿折断(断齿) .....	11-3
3 齿面疲劳 .....	11-6
4 胶合 .....	11-8
6 磨损 .....	11-9
8 塑性变形 .....	11-11
7 其他损伤 .....	11-12

## 第2章 齿轮传动的润滑

1 齿轮的润滑原理 .....	11-15
1.1 齿轮的啮合特性 .....	11-15
1.2 齿轮的润滑状态 .....	11-15
2 齿轮润滑剂的主要要求 .....	11-17
2.1 闭式齿轮传动的润滑剂的主要要求 .....	11-17
2.2 开式齿轮传动的润滑剂的主要要求 .....	11-18
2.3 选择齿轮润滑油的一般原则 .....	11-19
3 国内外齿轮油的分类 .....	11-19
4 齿轮润滑油的选择 .....	11-19
4.1 渐开线直齿、斜齿圆柱齿轮传动及圆锥齿轮传动 .....	11-19
4.2 圆弧齿轮传动 .....	11-23
4.3 蜗杆传动 .....	11-23
4.4 车辆齿轮 .....	11-25
4.5 开式齿轮传动 .....	11-28
5 齿轮传动润滑方式的选择 .....	11-29
5.1 油浴润滑法 .....	11-29
5.2 循环喷油润滑 .....	11-30
5.3 油雾润滑 .....	11-30
5.4 离心润滑法 .....	11-31
5.5 润滑脂润滑 .....	11-31
5.6 固体润滑和自润滑 .....	11-32
6 齿轮润滑油的代用、混用和更换 .....	11-32
6.1 润滑油的代用 .....	11-32
6.2 润滑油的混用 .....	11-33
6.3 润滑油的更换 .....	11-33
附录 .....	11-35
参考文献 .....	11-52

# 目 录

## 前言

## 第十二篇 圆柱齿轮加工

<b>第 1 章 齿轮加工误差与检验项目</b>	5.1 概述	12-66
1 齿轮加工误差	5.2 切削条件	12-70
1.1 径向加工误差	5.3 剃齿精度的保证	12-72
1.2 切向加工误差	5.4 剃齿调整	12-73
1.3 产形面误差	5.5 剃齿误差和齿形修正	12-77
1.4 轴向加工误差	5.6 径向剃齿法	12-80
2 齿轮误差的检验项目	6 珩齿	12-81
2.1 影响齿轮传递运动准确性误差的 检验项目	6.1 概述	12-81
2.2 影响齿轮传动平稳性误差的检验 项目	6.2 珩削方法和珩齿条件的选用	12-83
2.3 影响齿轮载荷分布均匀性误差的 检验项目	6.3 珩齿精度	12-84
3 齿轮加工误差与检验项目简表	6.4 珩磨轮	12-88
<b>第 2 章 中等模数圆柱齿轮加工</b>	7 磨齿	12-91
1 中等模数圆柱齿轮加工概述	7.1 概述	12-91
1.1 大批量生产的齿轮加工工艺	7.2 磨齿余量	12-91
1.2 多品种生产的齿轮加工工艺	7.3 磨齿切削用量	12-94
2 滚齿	7.4 各种磨齿机的加工误差和校正方 法	12-97
2.1 概述	7.5 工件装夹与磨齿夹具	12-100
2.2 滚齿调整	<b>第 3 章 大模数圆柱齿轮的加工</b>	
2.3 滚齿工艺	1 概述	12-108
2.4 高速高效滚齿	2 渐开线圆柱齿轮的加工	12-108
2.5 滚齿误差	2.1 大齿轮的加工	12-108
3 插齿	2.2 大型轴齿轮的加工	12-116
3.1 概述	3 圆弧齿轮滚齿工艺的特点	12-120
3.2 插齿调整	3.1 滚齿对刀问题	12-120
3.3 插齿工艺	3.2 大模数圆弧齿轮用渐开线齿轮滚 刀进行粗切齿的方法	12-120
3.4 高速插齿	3.3 切齿深度误差的补偿	12-121
4 轮齿倒角	4 机床组合法加工超限齿轮	12-122
4.1 倒角的种类及用途	4.1 整体齿轮	12-122
4.2 轮齿倒角方法	4.2 四剖分齿圈	12-122
4.3 轮齿倒棱	5 大型内齿轮的切齿加工	12-124
4.4 倒角机的主要规格	5.1 切齿方法的选择	12-124
5 剃齿	5.2 成形铣削	12-124
	5.3 内齿轮的滚切加工	12-125
	6 鼓形齿的加工	12-127

## VI 目 录

6.1 仿形机构 .....	12-127	9.1 修形量的选择 .....	12-136
6.2 切齿及其特有误差 .....	12-128	9.2 齿长修形方法 .....	12-137
7 扇形齿轮的加工 .....	12-132	10 齿轮副螺旋角的配对加工 .....	12-137
8 大模数齿条的加工 .....	12-132	11 齿厚测量 .....	138
8.1 切齿方法及其选择 .....	12-132	11.1 测量基准 .....	138
8.2 工艺流程及工序间余量 .....	12-134	11.2 任意齿齿厚的计算 .....	138
9 低速重载齿轮的修形 .....	12-136	参考文献 .....	12-141

## 第十三篇 锥齿轮和准双曲面齿轮加工

### 第1章 锥齿轮切齿方法

1 直齿锥齿轮切齿方法 .....	13-3
2 曲线齿锥齿轮切齿方法 .....	13-3
2.1 按轮齿齿廓形成的方法分类 .....	13-5
2.2 按刀号分类 .....	13-6
2.3 按单个齿轮工序分类 .....	13-8
2.4 按成对齿轮工序分类 .....	13-8

### 第2章 弧齿锥齿轮及准双曲面齿轮切齿调整计算

1 弧齿锥齿轮切齿计算 .....	13-9
1.1 滚切法弧齿锥齿轮切齿计算 .....	13-9
1.2 成形法弧齿锥齿轮切齿计算 .....	13-137
2 准双曲面齿轮切齿计算 .....	13-158
2.1 滚切法准双曲面齿轮切齿计算 .....	13-158
2.2 成形法准双曲面齿轮切齿计算 .....	13-169
3 长锥距弧齿锥齿轮LCD切齿计算 .....	13-192

### 第3章 锥齿轮接触区的检验与试配

1 定义 .....	13-193
2 轮齿接触 .....	13-194
2.1 轮齿接触区 .....	13-194
2.2 接触区的特性 .....	13-194
3 滚动检查机 .....	13-196
4 检查前的准备 .....	13-198
4.1 初始调整顺序 .....	13-198
4.2 正确安装距的测定 .....	13-198
4.3 轮齿着色剂 .....	13-199
4.4 侧隙 .....	13-199
5 EPG检查法 .....	13-199
5.1 $E$ 、 $P$ 、 $G$ 的符号规定 .....	13-200
5.2 $E$ 、 $P$ 、 $G$ 位移与接触区位移方向 .....	13-200
参考文献 .....	13-203

## 第十四篇 蜗杆、蜗轮加工

### 第1章 普通圆柱蜗杆、蜗轮加工

1 普通圆柱蜗杆、蜗轮的加工工艺规程 .....	14-3
2 蜗杆螺旋面的加工 .....	14-3
2.1 蜗杆螺旋面的常用加工方法及其比较 .....	14-3
2.2 普通圆柱蜗杆的近似磨削加工 .....	14-3
2.3 蜗杆的精加工余量 .....	14-3
3 蜗轮轮齿的加工 .....	14-3
3.1 蜗轮轮齿加工要点 .....	14-3
3.2 飞刀加工 .....	14-3
3.3 滚齿加工 .....	14-6
3.4 剃齿 .....	14-9

3.5 珩齿 .....	14-9
3.6 蜗轮的根切 .....	14-9
3.7 蜗轮的面切 .....	14-10
4 蜗轮齿面接触区及其产生原因 .....	14-10

### 第2章 圆弧圆柱蜗杆、蜗轮加工

1 概述 .....	14-12
2 圆弧圆柱蜗杆传动类型 .....	14-12
2.1 $ZC_1$ 蜗杆传动 .....	14-12
2.2 $ZC_2$ 蜗杆传动 .....	14-12
2.3 $ZC_3$ 蜗杆传动 .....	14-12
3 蜗杆加工 .....	14-13
3.1 车削蜗杆 .....	14-13
3.2 磨削蜗杆 .....	14-14

3.3 联邦德国“CAVEY”蜗杆齿形修正	14-15	2 平面蜗轮齿部的精加工	14-43
3.4 蜗杆材料选用	14-15	2.1 精加工方式及几种实用加工法	14-43
4 蜗轮加工	14-15	2.2 蜗轮齿厚和齿距的测量	14-45
5 加工圆弧圆柱蜗杆副需注意的几个问题	14-16	3 平面包络环面蜗杆齿部的精加工	14-45
<b>第3章 直廓环面蜗杆、蜗轮加工</b>		3.1 几种实用的精加工方法	14-45
1 加工用的机床	14-16	3.2 蜗杆的测量	14-47
1.1 对机床运动功能方面的要求	14-17	4 平面蜗轮副装配质量的检测和调整	14-48
1.2 对机床结构特点方面的要求	14-17	4.1 光踪法	14-48
1.3 几种实用的机床设计与改造方式	14-17	4.2 印痕法	14-49
2 蜗杆、蜗轮加工工艺	14-21	<b>第6章 法向直廓精密圆柱蜗杆、蜗轮加工</b>	
2.1 蜗杆加工工艺	14-21	1 高精度圆柱分度蜗杆蜗轮的加工	14-49
2.2 蜗轮加工工艺	14-25	1.1 高精度分度蜗轮制造工艺	14-49
<b>第4章 平面包络环面蜗杆、蜗轮加工</b>		1.2 高精度分度蜗杆制造工艺	14-51
1 传动的种类及形成原理	14-29	1.3 高精度蜗轮滚刀的结构特点及制造	14-56
2 蜗杆的加工	14-29	1.4 蜗轮剃齿刀的制造工艺	14-59
2.1 蜗杆齿面加工的要点	14-29	1.5 自由剃齿夹具	14-62
2.2 蜗杆齿面的一般加工方法	14-31	1.6 精加工蜗轮齿形的机床	14-62
3 蜗轮的加工	14-35	1.7 精密蜗杆齿形的机床及砂轮选择与修整	14-66
3.1 斜平面齿蜗轮的加工	14-35	2 精密多头圆柱蜗杆副加工	14-67
3.2 二次包络蜗轮的加工	14-37	2.1 精密多头圆柱蜗杆副的制造工艺	14-67
4 蜗杆副的安装与调整	14-42	2.2 精密多头蜗轮滚刀	14-67
4.1 蜗杆及蜗轮的轴向调整	14-42	3 精密双导程圆柱蜗杆、蜗轮加工	14-68
4.2 蜗杆副的接触区及相应的调整	14-42	3.1 精密双导程蜗杆齿形加工	14-68
<b>第5章 精密平面蜗轮、蜗杆加工</b>		3.2 精密双导程蜗轮齿形加工	14-69
1 材料和毛坯的配备	14-43	4 联邦德国胡尔特(HURTH)公司精密分度蜗杆副齿形加工简介	14-69
		参考文献	14-70

## 第十五篇 小模数齿轮加工

### 第1章 小模数渐开线圆柱齿轮加工

1 加工方法概述	15-4	3 插齿	15-9
2 滚齿	15-4	3.1 插齿加工原理	15-9
2.1 滚齿工作原理	15-4	3.2 插齿刀具的选择	15-13
2.2 小模数齿轮滚刀特点	15-4	3.3 直齿圆柱齿轮的插齿	15-14
2.3 齿轮齿坯精度	15-4	3.4 内齿轮的插削	15-15
2.4 典型工艺	15-4	3.5 插齿误差	15-16
2.5 典型滚齿夹具	15-9	4 剃齿	15-16
2.6 加工与调整	15-9	4.1 剃齿原理	15-16
2.7 滚齿误差	15-9	4.2 剃齿刀具	15-17
		4.3 剃前加工	15-17
		4.4 机床的调整及剃齿加工	15-19

## Ⅶ 目 录

4.5 剃齿误差	15-21
5 磨齿	15-21
5.1 磨齿方法	15-21
5.2 砂轮的选择	15-21
5.3 瑞士NZA齿轮磨床调整	15-21
5.4 磨齿误差分析	15-24
6 珩齿、抛齿及去毛刺	15-24
6.1 珩齿	15-24
6.2 抛齿	15-26
6.3 小模数齿轮去毛刺	15-26
7 铣齿	15-28
7.1 铣齿原理	15-28
7.2 铣齿工艺	15-28
8 拉削内齿轮	15-28
8.1 拉削原理	15-28
8.2 拉削精度	15-28
8.3 拉刀(推刀)结构	15-28
8.4 拉齿夹具	15-28
8.5 拉(推)齿工艺	15-28

### 第2章 小模数摆线圆柱齿轮加工

1 加工方法概述	15-33
1.1 小模数摆线齿形加工方法比较	15-33
1.2 片齿轮和轴齿轮加工工艺过程	15-35
2 小模数摆线圆柱齿轮的铣齿加工	15-35
2.1 铣削原理和方式	15-35
2.2 铣刀和铣削用量	15-37
2.3 铣齿误差及其产生原因	15-38
3 小模数摆线圆柱齿轮滚齿加工	15-40
3.1 滚削原理	15-40
3.2 滚削条件	15-41
3.3 滚削用量	15-43
3.4 滚刀	15-43
3.5 滚齿夹具	15-45
3.6 滚齿误差分析	15-47
4 小模数摆线圆柱齿轮的成形滚齿加工	15-48
4.1 成形滚切原理	15-48
4.2 成形滚刀	15-49
5 小模数摆线齿形的冲齿加工	15-50

5.1 普通冲齿	15-50
5.2 齿轮的精密冲裁	15-52
6 小模数摆线齿轮去毛刺加工	15-54
6.1 机械加工去毛刺	15-54
6.2 滚磨去毛刺	15-56
6.3 化学去毛刺	15-56
7 小模数摆线齿轮的滚光和抛光加工	15-57
7.1 抛齿	15-57
7.2 齿轮的滚光	15-59
7.3 滚光、抛光余量	15-59

### 第3章 小模数圆锥齿轮加工

1 直齿圆锥齿轮的刨齿加工	15-60
1.1 刨齿加工原理	15-60
1.2 刨齿刀	15-60
1.3 典型刨齿夹具	15-60
1.4 刨齿机的调整	15-60
1.5 典型锥齿轮加工工艺	15-63
1.6 刨齿误差分析	15-63
2 小模数等高齿直齿圆锥齿轮的滚切加工	15-65
2.1 加工原理	15-65
2.2 YM3608滚齿机加工锥齿轮时的调整	15-66
3 小模数圆锥齿轮毛坯加工精度	15-68

### 第4章 小模数蜗杆、蜗轮加工

1 小模数蜗杆加工	15-69
1.1 小模数蜗杆的车削	15-69
1.2 小模数蜗杆的磨削加工	15-69
1.3 小模数蜗杆毛坯精度	15-69
1.4 小模数蜗杆加工工艺	15-71
2 小模数蜗轮加工	15-71
2.1 蜗轮滚刀滚切蜗轮	15-71
2.2 单头滚刀滚切蜗轮	15-72
2.3 飞刀加工蜗轮	15-75
2.4 蜗轮毛坯精度	15-76
2.5 小模数蜗轮加工工艺	15-76
参考文献	15-76

## 第十六篇 齿轮刀具

## 第1章 渐开线圆柱齿轮刀具

1 齿轮铣刀	16-3
1.1 种类和用途	16-3
1.2 铣刀齿形及刀号划分	16-3
1.3 盘形齿轮铣刀	16-3
1.4 指形齿轮铣刀	16-4
2 梳齿刀	16-11
2.1 类型和用途	16-11
2.2 直齿梳齿刀的结构参数和齿形尺寸	16-11
2.3 斜齿梳齿刀的结构参数和齿形尺寸	16-17
2.4 技术条件	16-18
3 齿轮滚刀	16-20
3.1 种类和用途	16-20
3.2 一般用途高速钢齿轮滚刀的设计 计算	16-21
3.3 小模数齿轮滚刀	16-34
3.4 高精度齿轮滚刀	16-37
3.5 圆磨法装配式齿轮滚刀	16-38
3.6 多头齿轮滚刀	16-40
3.7 高速滚齿用硬质合金滚刀	16-44
3.8 硬齿面加工用硬质合金刮削滚刀	16-46
3.9 剃前、刮前和磨前加工用滚刀	16-52
4 插齿刀	16-60
4.1 类型和用途	16-60
4.2 插齿刀的几何形状和切削角度	16-60
4.3 外啮合直齿插齿刀的设计计算	16-62
4.4 内啮合直齿插齿刀的设计计算	16-74
4.5 直齿插齿刀的通用技术条件	16-95
4.6 直齿剃前插齿刀	16-98
4.7 斜齿插齿刀	16-100
5 剃齿刀	16-106
5.1 用途和类型	16-106
5.2 盘形剃齿刀的主要结构参数	16-107
5.3 标准盘形剃齿刀的基本尺寸	16-112
5.4 专用剃齿刀的设计计算	16-112
5.5 标准剃齿刀的使用校验	16-121
5.6 盘形剃齿刀的技术条件	16-125

## 第2章 圆弧齿轮滚刀

1 单圆弧齿轮滚刀	16-126
-----------	--------

1.1 齿形参数	16-126
1.2 结构参数和基本尺寸	16-128
1.3 技术条件	16-129
2 双圆弧齿轮滚刀	16-132
2.1 齿形参数	16-132
2.2 结构参数和基本尺寸	16-133
2.3 技术条件	16-133

## 第3章 行星摆线齿轮铣刀和滚刀

1 行星摆线齿轮铣刀	16-137
1.1 齿形设计	16-137
1.2 结构尺寸	16-138
1.3 设计计算步骤	16-138
2 行星摆线齿轮滚刀	16-138
2.1 齿形设计	16-139
2.2 设计计算步骤	16-142
2.3 技术条件	16-142

## 第4章 蜗轮刀具

1 普通蜗轮滚刀	16-146
1.1 用途与工作特点	16-146
1.2 蜗轮滚刀的进刀方向	16-147
1.3 普通蜗轮滚刀的设计计算	16-147
1.4 技术条件	16-157
2 双导程蜗轮滚刀	16-159
2.1 设计特点	16-159
2.2 设计计算步骤	16-163
3 蜗轮飞刀	16-163
3.1 工作原理与应用范围	16-163
3.2 飞刀的齿形设计	16-164
3.3 飞刀的结构	16-166
4 蜗轮剃齿刀	16-167
5 圆弧齿蜗轮滚刀	16-168
5.1 设计特点	16-168
5.2 齿形设计	16-169
5.3 设计计算步骤	16-172

## 第5章 锥齿刀具

1 锥齿刀具的种类和用途	16-173
2 直齿锥齿轮刀具	16-174
2.1 直齿锥齿轮刨刀	16-174



## 目 录

2.2	成对滚切铣刀盘	16-174
2.3	拉-铣刀盘	16-178
2.4	定装滚刀	16-179
3	弧齿锥齿轮刀具	16-179
3.1	弧齿锥齿轮铣刀盘	16-179
3.2	圆拉刀盘	16-192
3.3	螺旋成形法和单循环法刀盘	16-193
3.4	全工序法切齿刀盘	16-194
3.5	弧齿锥齿轮刀具的使用与刃磨要求	16-194
4	延伸外摆线齿锥齿轮铣刀盘	16-194

## 第6章 磨削齿轮用的砂轮、珩磨轮

1	磨削齿轮用的砂轮	16-198
---	----------	--------

1.1	磨削齿轮用的砂轮对磨齿效果的影响	16-198
1.2	磨齿用的砂轮特征及标志方法	19-199
2	磨齿用的砂轮特征的规定及砂轮选择	16-200
2.1	磨齿用的砂轮形状	16-200
2.2	磨齿用的砂轮尺寸	16-200
2.3	磨料的代号规定和选择	16-200
2.4	粒度的代号规定和选择	16-204
2.5	硬度的规定和选择	16-204
2.6	砂轮组织的规定和选择	16-207
2.7	结合剂的规定和选择	16-208
2.8	砂轮的使用速度	16-209
3	磨齿用的珩磨轮	16-209
参考文献		16-211

## 第十七篇 齿轮加工机床

### 第1章 滚齿机

1	滚齿机的类型及适用范围	17-3
1.1	滚齿机的结构布局	17-8
1.2	各类滚齿机的适用范围	17-8
2	滚齿机产品与主要技术参数	17-8
3	滚齿机工作原理与传动系统	17-10
3.1	滚齿原理与滚齿原理性误差	17-10
3.2	滚齿机工作示意图	17-24
3.3	滚齿机传动链原理	17-25
3.4	传动链计算	17-27
4	滚齿机主要部件结构	17-35
4.1	刀架部件	17-35
4.2	工作台部件	17-37
4.3	差动机构	17-41
4.4	单分度铣齿传动原理	17-41
5	滚齿机的精度	17-43
5.1	普通精度滚齿机	17-43
5.2	精密滚齿机	17-43
5.3	高精度滚齿机	17-43
5.4	外国滚齿机精度标准	17-46
5.5	滚齿机展成传动链的运动误差	17-47
6	滚齿机的几项重要调整计算	17-51
6.1	变速机构与交换齿轮的调整计算	17-51
6.2	滚刀安装调整	17-52
6.3	滚齿机加工机动时间计算	17-56
6.4	滚齿效率的综合指标——金属切	

除率的计算	17-56
-------	-------

6.5	滚齿齿面粗糙度理论值的计算	17-58
-----	---------------	-------

### 第2章 插齿机

1	插齿机类型及其适用范围	17-58
1.1	插齿机类型	17-58
1.2	各种插齿机的适用范围	17-59
2	插齿机的技术特性	17-59
3	插齿机工作原理和传动系统	17-63
3.1	工作原理	17-63
3.2	传动系统	17-64
3.3	其他机床传动系统	17-70
4	插齿机的调整	17-70
5	主要部件和附件结构	17-74
5.1	主要部件的结构	17-74
5.2	主要附件的结构	17-75
6	插齿机精度	17-81

### 第3章 剃齿机

1	剃齿机的类型及适用范围	17-81
1.1	剃齿机的类型	17-81
1.2	剃齿机的适用范围	17-82
2	剃齿机的性能特征	17-84
2.1	普通型剃齿机	17-85
2.2	万能型剃齿机	17-85
2.3	径向切入式剃齿机	17-87
2.4	国内外剃齿机性能比较	17-93

3	剃齿机产品及主要技术参数	17-93
4	剃齿机的工作原理和传动系统	17-93
4.1	剃齿机的工作原理	17-93
4.2	剃齿机的传动系统	17-97
5	剃齿机的调整	17-98
5.1	轴向剃齿的调整计算	17-98
5.2	对角、切向剃齿的调整计算	17-103
6	剃齿机主要部件结构	17-104
6.1	剃齿刀主轴部件	17-104
6.2	工作台部件	17-107
6.3	左右顶针架部件	17-107
7	剃齿机精度要求	17-107

#### 第4章 珩 齿 机

1	珩齿机的类型及用途	17-111
1.1	珩齿机的类型	17-111
1.2	珩齿机的主要性能特征及适用范围	17-111
2	珩齿机产品及主要技术参数	17-114
2.1	卧式珩齿机产品及主要技术参数	17-114
2.2	立式珩齿机产品及主要技术参数	17-115
2.3	珩齿机产品一览表	17-115
3	珩齿机的工作原理和传动系统	17-115
3.1	珩齿机的工作原理	17-115
3.2	珩齿机的传动系统	17-118
4	珩齿机的调整	17-121
5	珩齿机精度要求	17-122

#### 第5章 磨 齿 机

1	磨齿机类型和适用范围	17-124
2	磨齿机产品及其技术特性	17-124
2.1	国产磨齿机产品及其主要技术参数	17-124
2.2	国外磨齿机产品及其主要技术参数	17-124
3	碟形双砂轮型磨齿机	17-124
3.1	碟形双砂轮型磨齿机工作原理	17-124
3.2	碟形双砂轮型磨齿机传动系统和调整计算	17-126
3.3	碟形双砂轮型磨齿机重要部件的结构	17-138
3.4	碟形双砂轮型磨齿机精度要求	17-142
4	锥面砂轮型磨齿机	17-142

4.1	锥面砂轮型磨齿机工作原理	17-142
4.2	锥面砂轮型磨齿机传动系统和调整计算	17-142
4.3	锥面砂轮型磨齿机重要部件的结构	17-148
4.4	锥面砂轮磨齿机精度要求	17-152
5	蜗杆砂轮型磨齿机	17-152
5.1	蜗杆砂轮型磨齿机工作原理	17-152
5.2	蜗杆砂轮型磨齿机传动系统和调整计算	17-153
5.3	蜗杆砂轮型磨齿机重要部件的结构	17-156
5.4	蜗杆砂轮型磨齿机精度要求	17-157
6	成形砂轮磨齿机	17-157
6.1	成形砂轮磨齿机工作原理	17-157
6.2	成形砂轮磨齿机传动系统和调整计算	17-157
6.3	成形砂轮磨齿机重要部件的结构	17-159
6.4	成形砂轮磨齿机精度要求	17-161
7	大平面砂轮型磨齿机	17-162
7.1	大平面砂轮型磨齿机工作原理	17-162
7.2	大平面砂轮型磨齿机传动系统和调整计算	17-162
7.3	大平面砂轮型磨齿机重要部件的结构	17-163
7.4	大平面砂轮型磨齿机精度要求	17-165
8	摆线齿轮磨齿机	17-165
8.1	摆线齿轮磨齿机工作原理	17-165
8.2	摆线齿轮磨齿机的传动系统和调整计算	17-166
8.3	摆线齿轮磨齿机重要部件的结构	17-168
8.4	摆线齿轮磨齿机精度要求	17-169

#### 第6章 小模数齿轮加工机床

1	小模数齿轮加工机床的类型及适用范围	17-169
2	小模数齿轮加工机床技术特性及其产品	17-171
3	小模数齿轮滚齿机	17-171
3.1	卧式万能滚齿机传动系统及其调整计算	17-176
3.2	凸轮无差动滚齿机传动系统及其调整计算	17-181

## 目 录

3.3	万向联轴节滚齿机	17-183
3.4	小模数端面齿轮自动滚齿机	17-186
3.5	小模数齿轮滚齿机分度蜗轮副传动比的选择	17-188
3.6	小模数齿轮滚齿机主要部件结构	17-188
4	小模数齿轮插齿机	17-189
4.1	立式精密插齿机传动原理及其计算	17-189
4.2	插齿调整	17-190
5	小模数齿轮滚齿机自动上料装置	17-192
5.1	自动上料装置类型及适用范围	17-192
5.2	深筒上料装置	17-193
5.3	振动上料装置	17-193
5.4	油冲上料装置	17-196
5.5	小模数滚齿机用的机械手	17-196
6	小模数卧式滚齿机精度要求	17-197

## 第7章 锥齿轮加工机床

1	锥齿轮加工机床分类及产品特点	17-197
1.1	锥齿轮加工机床的分类	17-197
1.2	各国锥齿轮加工机床近期发展品种及特点	17-198
2	直齿锥齿轮加工机床	17-209
2.1	格利森14号直齿锥齿轮刨齿机	17-209
2.2	联邦德国克林贝格BF203直齿锥齿轮铣齿机	17-224
2.3	格利森724号直齿锥齿轮拉齿机	17-247

3	弧齿锥齿轮加工机床	17-254
3.1	弧齿锥齿轮铣齿机	17-254
3.2	弧齿锥齿轮粗切机	17-263
3.3	格利森弧齿锥齿轮新系列加工机床	17-266
3.4	弧齿锥齿轮大轮粗切机和拉齿机	17-271
3.5	弧齿锥齿轮磨齿机	17-276
3.6	锥齿轮研齿机	17-279
4	锥齿轮机床辅助设备	17-281
4.1	锥齿轮滚动检查机	17-281
4.2	锥齿轮淬火压机	17-283
4.3	锥齿轮刀盘刃磨机	17-285
4.4	锥齿轮加工的其他辅助设备	17-285
5	机床的精度要求	17-286
5.1	直齿锥齿轮刨齿机精度要求	17-286
5.2	弧齿锥齿轮铣齿机精度要求	17-290
5.3	锥齿轮滚动检查机精度要求	17-300

## 第8章 其他齿轮加工机床

1	齿端加工机床	17-305
1.1	Y9380型齿轮倒角机	17-305
1.2	YB9332C型半自动齿轮倒角机	17-312
1.3	Y9259型弧齿锥齿轮倒角机	17-315
1.4	国内外齿轮倒角机主要产品介绍	17-316
2	Y9932型齿轮噪音检查机	17-316
参考文献		17-320

## 第十八篇 齿轮测量及量具量仪

### 第1章 渐开线圆柱齿轮的测量及量具量仪

1	误差项目的分类及其选择	18-3
1.1	误差项目的分类	18-3
1.2	误差项目的选择	18-3
2	齿轮综合误差的测量	18-7
2.1	单面啮合综合测量	18-7
2.2	双面啮合综合测量	18-13
3	齿轮单项误差的测量	18-16
3.1	周节误差的测量	18-15
3.2	齿形误差的测量	18-21
3.3	齿向误差的测量	18-34
3.4	齿圆径向跳动的测量	18-38

3.5	基节偏差的测量	18-38
3.6	接触线误差的测量	18-40
3.7	轴齿距偏差的测量	18-41
3.8	螺旋线波度误差的测量	18-42
3.9	公法线长度变动及公法线平均长度偏差的测量	18-43
3.10	齿厚偏差的测量	18-45
4	齿轮整体误差曲线的测量	18-48
4.1	齿轮整体误差曲线的概念	18-48
4.2	齿轮整体误差曲线的测量方法和仪器	18-52
4.3	在齿轮整体误差曲线上误差项目的读取方法	18-54
5	齿轮副误差的测量	18-56

- 5.1 齿轮副传动误差的测量 ..... 18-57  
 5.2 齿轮副安装误差的测量 ..... 18-63

## 第2章 小模数齿轮的测量及量具量仪

- 1 小模数齿轮误差项目的分类及其选择  
 1.1 误差项目的分类 ..... 18-63  
 1.2 误差项目的选择 ..... 18-63  
 2 小模数齿轮单项误差的测量 ..... 18-63  
 2.1 齿形误差的测量 ..... 18-65  
 2.2 基节偏差的测量 ..... 18-68  
 2.3 周节误差的测量 ..... 18-68  
 2.4 齿圈径向跳动的测量 ..... 18-70  
 2.5 公法线长度变动及公法线平均长度偏差的测量 ..... 18-70  
 2.6 齿向误差的测量 ..... 18-70  
 2.7 圆柱测量距偏差的测量 ..... 18-70  
 2.8 齿厚偏差的测量 ..... 18-71  
 3 小模数齿轮综合误差的测量 ..... 18-71  
 3.1 单面啮合综合测量 ..... 18-71  
 3.2 双面啮合综合测量 ..... 18-72  
 4 小模数齿轮副误差的测量 ..... 18-73  
 4.1 齿轮副圆周侧隙的测量 ..... 18-73  
 4.2 齿轮副安装误差的测量 ..... 18-73

## 第3章 锥齿轮的测量及量具量仪

- 1 锥齿轮误差项目的分类及其选择 ..... 18-74  
 1.1 误差项目的分类 ..... 18-74  
 1.2 误差项目的选择 ..... 18-74  
 2 锥齿轮轮坯的测量 ..... 18-76  
 3 锥齿轮内部的测量 ..... 18-77  
 3.1 锥齿轮单项误差的测量 ..... 18-77  
 3.2 锥齿轮综合误差的测量 ..... 18-81  
 3.3 513滚动检测仪 ..... 18-84  
 3.4 锥齿轮整体误差曲线的测量 ..... 18-92  
 3.5 ZMC-550齿轮测量中心 ..... 18-94

## 第4章 蜗杆、蜗轮的测量及量具量仪

- 1 误差项目的分类及其选择 ..... 18-95  
 1.1 误差项目的分类 ..... 18-95  
 1.2 误差项目的选择 ..... 18-95  
 2 蜗杆的测量 ..... 18-97  
 2.1 蜗杆螺旋线误差的测量 ..... 18-97  
 2.2 蜗杆齿形误差的测量 ..... 18-98

- 2.3 蜗杆轴向齿距误差的测量 ..... 18-100  
 2.4 蜗杆齿槽径向跳动的测量 ..... 18-100  
 2.5 蜗杆齿厚偏差的测量 ..... 18-100  
 3 蜗轮的测量 ..... 18-103  
 3.1 蜗轮的单面啮合综合测量 ..... 18-103  
 3.2 蜗轮的双面啮合综合测量 ..... 18-103  
 3.3 蜗轮齿形误差的测量 ..... 18-103  
 3.4 蜗轮齿圈径向跳动的测量 ..... 18-104  
 3.5 蜗轮周节误差的测量 ..... 18-104  
 4 蜗杆副的测量 ..... 18-104  
 4.1 蜗杆传动切向综合误差和切向一齿综合误差的测量 ..... 18-104  
 4.2 蜗杆副接触斑点的检查 ..... 18-105  
 4.3 蜗杆副侧隙的测量 ..... 18-105

## 第5章 齿轮刀具的测量及量具量仪

- 1 齿轮滚刀的测量 ..... 18-105  
 1.1 齿轮滚刀误差项目的分类及其选择 ..... 18-105  
 1.2 齿轮滚刀螺旋面参数误差的测量 ..... 18-106  
 1.3 齿轮滚刀轴向齿厚偏差的测量 ..... 18-113  
 2 蜗轮滚刀的测量 ..... 18-113  
 2.1 外径的测量 ..... 18-113  
 2.2 蜗轮滚刀轴向齿厚偏差的测量 ..... 18-113  
 3 插齿刀的测量 ..... 18-113  
 3.1 原始齿形角、原始截面和检查截面 ..... 18-114  
 3.2 插齿刀误差项目的分类 ..... 18-116  
 3.3 插齿刀齿部各误差项目的测量 ..... 18-116  
 3.4 插齿刀刀坯尺寸及形位误差的测量 ..... 18-121  
 4 剃齿刀的测量 ..... 18-122  
 4.1 剃齿刀误差项目的分类 ..... 18-123  
 4.2 剃齿刀齿部各误差项目的测量 ..... 18-123

## 第6章 齿轮机床传动精度的测量及量仪

- 1 传动误差的分类 ..... 18-126  
 1.1 角度传动误差 ..... 18-126  
 1.2 线性传动误差 ..... 18-127  
 2 传动误差的测量 ..... 18-133  
 2.1 传动误差的测量方法和测量仪器 ..... 18-128  
 2.2 误差曲线分析及数据处理 ..... 18-133  
 参考文献 ..... 18-139

## 第十九篇 齿轮的测绘

### 第1章 渐开线圆柱齿轮的测绘

1 概述	19-3
2 直齿圆柱齿轮的测绘	19-3
2.1 几何参数的计算	19-3
2.2 直齿圆柱齿轮的测绘步骤	19-4
2.3 直齿圆柱齿轮的测绘实例	19-14
3 斜齿圆柱齿轮的测绘	19-16
3.1 几何参数的计算	19-17
3.2 斜齿圆柱齿轮的测绘步骤	19-19
3.3 斜齿圆柱齿轮的测绘实例	19-22
4 其他类型的渐开线圆柱齿轮的测绘	19-28
4.1 只有一个齿轮的渐开线圆柱齿轮的测绘	19-28
4.2 齿条的测绘	19-29
4.3 内齿轮的测绘	19-29
4.4 交叉轴齿轮的测绘	19-29
4.5 英制齿轮的测绘	19-30

### 第2章 锥齿轮的测绘

1 概述	19-31
1.1 锥齿轮测绘的特点	19-31
1.2 锥齿轮齿型的几种辨别	19-34
1.3 几个系数的确定	19-43
2 测绘前的准备工作	19-44
2.1 使用情况的了解	19-44
2.2 测绘常用的工具	19-44
2.3 材料及热处理的鉴定	19-44
2.4 原始资料的记录与保存	19-45
3 几个重要参数的测定	19-46
3.1 模数 $m$ 的测定	19-46

3.2 中点螺旋角 $\beta$ 的测定	19-47
3.3 齿形角 $\alpha$ 的测定	19-49
3.4 利用钢球测量直齿锥齿轮的齿厚	19-50
4 测绘的一般程序与方法	19-50
4.1 齿部特征和印迹的测绘	19-51
4.2 齿轮外形尺寸的测量	19-51
4.3 各类锥齿轮的测绘	19-53
5 锥齿轮齿型的替代和简易测绘	19-66
5.1 替代的原因	19-66
5.2 替代的方式	19-66
5.3 替代的内容与方法	19-67
5.4 锥齿轮的简易测绘	19-69

### 第3章 蜗轮、蜗杆的测绘

1 蜗轮、蜗杆测绘的特点及意义	19-69
2 普通圆柱蜗杆传动类型的鉴别	19-69
2.1 蜗杆螺旋齿面类型的鉴别	19-70
2.2 蜗杆螺旋齿形角的确定	19-70
3 蜗杆螺牙齿制的确定	19-70
4 蜗轮齿廓位移系数 $x_2$ 的确定	19-70
5 蜗轮、蜗杆几何尺寸测量	19-72
5.1 蜗杆齿顶圆直径和蜗轮齿顶圆直径的测量	19-72
5.2 蜗杆螺牙高度的测量	19-72
5.3 蜗杆轴向齿距的测量	19-72
5.4 蜗杆副中心距的测量	19-72
6 测绘程序框图	19-73
7 实例	19-73
8 凹面齿圆柱蜗杆副的测绘	19-73
参考文献	19-78

## 第二十篇 齿轮的试验

### 第1章 齿轮承载能力试验装置

1 静态加载的轮齿弯曲静强度试验装置	20-3
2 脉动加载的轮齿弯曲疲劳试验装置	20-4
2.1 通用材料高频疲劳试验机	20-4
2.2 液压激振轮齿弯曲疲劳试验机	20-4
2.3 电磁激振液压力式轮齿弯曲疲劳试验机	20-5

2.4 采用封闭系统的脉动加载轮齿弯曲疲劳试验机	20-6
3 功率开放型齿轮试验装置	20-6
4 功率封闭型齿轮试验装置	20-7
4.1 电功率封闭型齿轮试验装置	20-7
4.2 机械功率全封闭型齿试验装置	20-9
5 加载器	20-11
5.1 内力型加载器	20-12

5.2	外力型加载器	20-13
5.3	力矩型加载器	20-18
6	机械功率非全封闭型齿轮试验装置	20-22
6.1	多盘摩擦离合器式	20-22
6.2	磁粉离合器式	20-23
6.3	液力偶合器式	20-23
6.4	NGW行星传动制动摩擦加载器式	20-23
6.5	双排NGW行星传动水力测功机加载器式	20-24

## 第2章 齿轮承载能力测试方法

1	齿轮疲劳强度试验	20-24
1.1	试验规划	20-24
1.2	齿轮试件	20-25
1.3	齿轮试验装置	20-25
1.4	试件装载机检查	20-25
1.5	齿轮失效判据	20-25
1.6	试验点布局	20-27
1.7	应力计算	20-27
1.8	试验数据的统计处理和分析	20-28
2	齿轮胶合和磨损试验	20-30
2.1	齿轮试验机	20-31
2.2	FZG试验程序	20-31
2.3	试验结果的整理和判定	20-31
2.4	试验精度	20-34
2.5	其他测量轮齿磨损量的方法	20-34
3	齿轮本体温度和齿面温度的测试	20-35
3.1	齿轮本体温度的测量	20-35
3.2	齿面瞬时温度的测量	20-35
4	油膜厚度测试	20-37
5	齿轮动载荷测试	20-38
6	齿轮运行状态和失效的监测	20-39

## 第3章 锥齿轮减速装置的试验

1	试验目的	20-41
2	试验方法	20-41
2.1	总成试验	20-41
2.2	单对试验	20-41
3	试验要求	20-41
4	试验大纲、试验样品及试验装置	20-42
4.1	试验依据与任务书	20-42
4.2	试验项目	20-42

4.3	试验样品(即试件或试验对象)	20-43
4.4	试验装置	20-45
5	试验规范	20-46
5.1	磨合试验规范	20-47
5.2	正式试验规范	20-47
6	试验程序	20-50
6.1	磨合试验程序	20-50
6.2	正式试验程序	20-52

## 第4章 行星齿轮减速器的试验

1	行星齿轮减速器的试验装置(试验台架)	20-53
1.1	试验装置的要求	20-53
1.2	液压加载机械封闭式试验装置的一般原理、载荷特性和效率计算	20-53
2	液压加载机械封闭式试验台的加载装置	20-58
2.1	加载装置的要求	20-58
2.2	液压加载器的原理与结构	50-59
3	液压加载封闭式试验台的设计	20-62
4	试验装置的安装调整	20-63
4.1	试验装置、试件与仪器的安装	20-63
4.2	测试仪器及装置调整	20-63
4.3	试验台本身效率的测定及加载转矩的标定	30-63
5	行星齿轮减速器的科研性试验方法	20-64
5.1	试验项目	20-64
5.2	行星减速器的试验步骤和方法	20-64
5.3	试验结果分析与数据处理	20-64
6	行星齿轮减速器不均载系数 $k_f$ 值的测定	20-64
6.1	NGW行星减速器不同均载机构的试验装置	20-65
6.2	不均载系数 $k_f$ 值的测定	20-66

## 第5章 变速器的试验

1	试验的分类	20-68
2	出厂试验	20-68
2.1	试验台布置及仪器仪表	20-68
2.2	试验项目	20-68
2.3	出厂试验的程序及要求	20-70
3	变速器性能试验	20-70
3.1	试验台布置的原则与要求	20-70

# XVI 目 录

3.2	试验台的组成	20-71
3.3	转矩、转速传感器和测量仪	20-74
3.4	试验条件	20-76
3.5	主要试验项目	20-77
4	可靠性及耐久性试验	20-83
4.1	随机试验	20-83
4.2	台架试验	20-83
4.3	可靠性和耐久性试验的试验台	20-84
5	试验过程中应注意的事项	20-87
5.1	试验前的注意事项	20-87
5.2	试验过程中注意事项	20-87
5.3	试验结束后注意事项	20-87

## 第6章 精密齿轮传动性能测试

1	传动误差的测量	20-87
1.1	静态测量法	20-87
1.2	动态测量法	20-91
2	回差的测量	20-94
2.1	塞尺法	20-94
2.2	千分表法	20-94
2.3	度盘法	20-95
2.4	自整角机法	20-95
2.5	双向传动误差法	20-96
2.6	机械滞后回线法(逐次加载法)	20-97
3	扭转刚度的测量	20-97
4	摩擦力矩的测量	20-98
4.1	重力法	20-98
4.2	弹簧秤法	20-98
4.3	摇摆电机法	20-98
4.4	停车法	20-99
4.5	电测法	20-99
4.6	应变片法	20-99
4.7	电磁相位差式扭矩仪法	20-100

4.8	磁度盘法	20-101
5	传动效率的测量	20-101
6	转动惯量的测量	20-101
6.1	落体法	20-101
6.2	停车法	20-102
7	角加速度的测量	20-102

## 第7章 齿轮振动、噪声的测试

1	测试系统	20-103
1.1	传感器	20-103
1.2	放大器	20-105
1.3	频谱分析仪	20-106
1.4	显示与记录仪器	20-106
1.5	振动计与声级计	20-106
1.6	声强仪	20-107
1.7	标准声源	20-107
2	测试环境和测试条件	20-107
3	振动的测量和评价	20-108
3.1	齿轮振动的测量	20-108
3.2	轴振动的测量	20-109
3.3	箱体振动的测量	20-111
3.4	齿轮装置振动的评价	20-111
4	噪声的测量和评价	20-111
4.1	实验室内的测量	20-111
4.2	验收试验测量	20-111
4.3	齿轮装置噪声的评价	20-115
5	振动、噪声的分析	20-116
5.1	时域分析	20-116
5.2	频域分析	20-118
5.3	现代谱分析技术的发展	20-119
5.4	声全息法	20-119
6	生产线上的测试	20-120
	参考文献	20-120

# 齿轮手册

上册



机械工业出版社



TH132.4  
9

# 齿 轮 手 册

## 上 册

齿轮手册编委会



机械工业出版社

齿  
轮  
手  
册

## 齿轮手册编委会

主 任：叶克明

副 主 任（以姓氏笔划为序），

石凤山 许洪基 宋大义 杨天鹏 李华敏 雷 光

委 员（以姓氏笔划为序），

丁 淳 王少怀 尹洁华 冯宗青 厉始忠 孙友洪

孙麟治 刘镇湖 朱耀祥 吴季恂 余梦生 张长秦

张希康 周应虎 孟惠荣 赵尔夫 查济瑞 段应麟

姜 勇 黄童年 鲍显威 熊万武

# 前 言

为了适应齿轮技术发展工作的需要，多年来从事齿轮技术工作的人员都希望编写一本内容较全面、供生产实际应用的齿轮手册。

1983年年底，在中国机械工程学会设计与传动学会、生产工程学会的领导下，开始酝酿、组织编写。

三年来在一百多名有丰富经验的有关专家、学者的共同努力下，总结了国内齿轮行业有效的实践经验，吸收了国外先进成果，收集了齿轮有关的技术资料，编写成了本手册。手册分上、下两册，上册以设计为主，下册以加工为主。全书约三百多万字，是国内众多的有关齿轮的书籍中，内容丰富、篇幅较大、涉及面较广的一本手册。

这本手册采用了法定单位、新制订的国家标准（如机械制图、表面粗糙度等）、收集了较多数据与图、表，力求做到准确无误、便于查阅使用。

由于编、审人员较多，工作量大，时间仓促，难免有不足欠妥之处，我们热忱希望读者提出批评和建议。

在编审过程中，许多高等院校、研究单位、工厂给予很多支持和帮助，在此一并致谢。

齿轮手册编委会

## 常用代号

### 一、齿轮几何计算常用代号

$a$	中心距, 标准中心距	mm	$h_{a0}$	刀具齿顶高系数
$a_0$	切齿中心距	mm	$\bar{h}_0$	固定弦齿高
$b$	齿宽	mm	$h_f$	齿根高
$b_1$	小轮齿宽	mm	$h_{f0}$	刀具齿根高
$b_2$	大轮齿宽	mm	$i$	传动比
$c$	顶隙	mm	$\text{inv}\alpha$	$\alpha$ 角的渐开线函数
$c^*$	顶隙系数		$j$	侧隙
$d$	直径, 分度圆直径	mm	$j_a$	齿轮副的法向侧隙
$d_1$	小轮分度圆直径	mm	$j_r$	齿轮副的径向侧隙
$d_2$	大轮分度圆直径	mm	$j_t$	齿轮副的圆周侧隙
$d'$	节圆直径	mm	$k$	跨越齿数, 跨越槽数 (用于内齿轮)
$d'_1$	小轮节圆直径	mm	$m$	模数
$d'_2$	大轮节圆直径	mm	$m_1$	锥齿轮的小端模数
$d_a$	齿顶圆直径	mm	$m_m$	锥齿轮的中点模数
$d_{a1}$	小轮齿顶圆直径	mm	$m_n$	法向模数
$d_{a2}$	大轮齿顶圆直径	mm	$m_r$	端面模数
$d_b$	基圆直径	mm	$m_x$	轴向模数
$d_{b1}$	小轮基圆直径	mm	$n$	转速
$d_{b2}$	大轮基圆直径	mm	$p$	齿距, 分度圆齿距
$d_f$	齿根圆直径	mm	$p_b$	基圆齿距
$d_{f1}$	小轮齿根圆直径	mm	$p_{b1}$	法向基圆齿距 [法向基节]
$d_{f2}$	大轮齿根圆直径	mm	$p_{b2}$	端面基圆齿距 (端面基节, 基节)
$e$	槽宽, 分度圆槽宽, 偏心距	mm	$p_n$	法向齿距
$e_a$	分度圆法向槽宽	mm	$p_r$	端面齿距
$e_t$	分度圆端面槽宽	mm	$p_x$	轴向齿距
$e_x$	分度圆轴向槽宽	mm	$p_z$	导程
$g_0$	端面啮出线长度	mm	$Q$	蜗杆的直径系数
$g_1$	端面啮入线长度	mm	$r$	半径, 分度圆半径
$g_0$	端面啮合线长度	mm	$r_a$	齿顶圆半径
$g_{\beta}$	纵向作用线长度	mm	$r_b$	基圆半径
$h$	齿高	mm	$r_f$	齿根圆半径
$h'$	工作齿高	mm	$s$	齿厚, 分度圆齿厚
$h_a$	齿顶高	mm	$\bar{s}$	弦齿厚, 分度圆弦齿厚
$h_a^*$	齿顶高系数		$s_a$	齿顶厚
$\bar{h}_0$	弦齿高	mm	$s_b$	基圆齿厚
$h_{a0}$	刀具齿顶高	mm	$s_0$	固定弦齿厚
			$s_n$	法向齿厚, 蜗杆分度圆柱的法向齿厚
				mm

$s_{n11}$	曲线锥齿轮的小轮小端法向齿厚 mm
$s_0$	刀具齿厚 mm
$s_1$	端面齿厚 mm
$s_2$	蜗杆分度圆柱的轴向齿厚 mm
$u$	齿数比
$v$	线速度, 分度圆上的线速度 m/s
$x$	径向变位系数
$x_1$	小轮的径向变位系数
$x_2$	大轮的径向变位系数
$x_f$	齿厚变动系数
$y$	中心距变动系数
$z$	齿数
$z_1$	小轮齿数 蜗杆齿数
$z_2$	大轮齿数 蜗轮齿数
$z_0$	刀具齿数
$z_0'$	当量齿数
$z_{11}$	小轮当量齿数
$z_{21}$	大轮当量齿数
$P$	径节 mm
$R$	锥距, 外锥距 mm
$R_1$	内锥距 mm
$R_m$	中点锥距 mm
$R_f$	背锥距 mm
$W$	公法线长度 mm
$\alpha$	压力角, 齿形角, 分度圆压力角 (°)
$\alpha'$	啮合角, 工作压力角 (°)
$\alpha_0$	顶圆压力角 (°)
$\alpha_n$	法向压力角, 分度圆上的法向压力角 (°)
$\alpha_t$	端面压力角, 分度圆上的端面压力角 (°)
$\alpha'_t$	端面啮合角, 节圆上的端面压力角 (°)
$\alpha_y$	任意点 $y$ 的压力角 (°)
$\alpha_0'$	刀具齿形角 (°)
$\alpha''$	和基准齿轮双面啮合的压力角 (°)
$\beta$	螺旋角, 分度圆螺旋角 (°)
$\beta'$	节圆螺旋角 (°)
$\beta_b$	基圆螺旋角 (°)
$\gamma$	导程角 (°)
$\gamma_b$	基圆导程角 (°)
$\delta$	锥角, 分锥角 (°)
$\delta_1$	小轮分锥角 (°)
$\delta_2$	大轮分锥角 (°)

$\delta'$	节锥角 (°)
$\delta'_1$	小轮节锥角 (°)
$\delta'_2$	大轮节锥角 (°)
$\delta_0$	顶锥角 (°)
$\delta_f$	根锥角 (°)
$\delta_0'$	背锥角 (°)
$e_a$	端面重合度
$e_s$	纵向重合度
$e_v$	总重合度
$\eta$	槽宽半角 (°)
$\theta_0$	齿顶角 (°)
$\theta_f$	齿根角 (°)
$\rho$	曲率半径 mm
$\rho_a$	基本齿条的齿顶圆角半径 mm
$\rho_f$	齿根过渡曲线半径 mm
$\rho_{r,as}$	当量半径 mm
$\tau$	齿距角, 冠轮上的齿距角 (°)
$\varphi_a$	端面作用角 (°)
$\varphi_f$	纵向作用角 (°)
$\varphi_v$	总作用角 (°)
$\psi$	齿厚半角 (°)
$\psi_0$	基圆齿厚半角 (°)
$\omega$	角速度 rad/s
$\omega_1$	小轮角速度 rad/s
$\omega_2$	大轮角速度 rad/s

## 二、齿轮精度检测常用代号

$\Delta E_s$	齿厚偏差 $\mu\text{m}$
$E_{s1}$	齿厚下偏差 $\mu\text{m}$
$E_{s2}$	齿厚上偏差 $\mu\text{m}$
$\Delta E_W$	公法线平均长度偏差 $\mu\text{m}$
$E_{W1}$	公法线平均长度下偏差 $\mu\text{m}$
$E_{W2}$	公法线平均长度上偏差 $\mu\text{m}$
$F_b$	接触线公差 $\mu\text{m}$
$\Delta F_b$	接触线误差 $\mu\text{m}$
$F'_f$	切向综合公差 $\mu\text{m}$
$\Delta F'_f$	切向综合误差 $\mu\text{m}$
$F''_f$	齿轮副的切向综合公差 $\mu\text{m}$
$\Delta F''_f$	齿轮副的切向综合误差 $\mu\text{m}$
$F'_r$	径向综合公差 $\mu\text{m}$
$\Delta F'_r$	径向综合误差 $\mu\text{m}$

$F_p$	周节累积公差	$\mu\text{m}$
$\Delta F_p$	周节累积误差	$\mu\text{m}$
$F_{pk}$	$K$ 个周节累积公差	$\mu\text{m}$
$\Delta F_{pk}$	$K$ 个周节累积误差	$\mu\text{m}$
$F_{pa}$	轴向齿距极限偏差	$\mu\text{m}$
$\Delta F_{pa}$	轴向齿距偏差	$\mu\text{m}$
$F_r$	齿圈径向跳动公差	$\mu\text{m}$
$\Delta F_r$	齿圈径向跳动	$\mu\text{m}$
$F_W$	公法线长度变动公差	$\mu\text{m}$
$\Delta F_W$	公法线长度变动	$\mu\text{m}$
$F_f$	齿向公差	$\mu\text{m}$
$\Delta F_f$	齿向误差	$\mu\text{m}$
$f_a$	齿轮副的中心距极限偏差	$\mu\text{m}$
$\Delta f_a$	齿轮副的中心距偏差	$\mu\text{m}$
$f_f$	齿形公差	$\mu\text{m}$
$\Delta f_f$	齿形误差	$\mu\text{m}$
$f_{\beta}$	螺旋线波度公差	$\mu\text{m}$
$\Delta f_{\beta}$	螺旋线波度误差	$\mu\text{m}$
$f_i'$	切向一齿综合公差	$\mu\text{m}$
$\Delta f_i'$	切向一齿综合误差	$\mu\text{m}$
$f_{i0}'$	齿轮副的切向一齿综合公差	$\mu\text{m}$
$\Delta f_{i0}'$	齿轮副的切向一齿综合误差	$\mu\text{m}$
$f_i''$	径向一齿综合公差	$\mu\text{m}$
$\Delta f_i''$	径向一齿综合误差	$\mu\text{m}$
$f_{pb}$	基节极限偏差	$\mu\text{m}$
$\Delta f_{pb}$	基节偏差	$\mu\text{m}$
$f_{pt}$	周节极限偏差	$\mu\text{m}$
$\Delta f_{pt}$	周节偏差	$\mu\text{m}$
$f_x$	$x$ 方向轴线的平行度公差	$\mu\text{m}$
$\Delta f_x$	$x$ 方向轴线的平行度误差	$\mu\text{m}$
$f_y$	$y$ 方向轴线的平行度公差	$\mu\text{m}$
$\Delta f_y$	$y$ 方向轴线的平行度误差	$\mu\text{m}$
$j_n$	齿轮副法向侧隙	$\mu\text{m}$
$j_{n\max}$	齿轮副法向最大极限侧隙	$\mu\text{m}$
$j_{n\min}$	齿轮副法向最小极限侧隙	$\mu\text{m}$
$j_r$	齿轮副径向侧隙	$\mu\text{m}$
$j_l$	齿轮副圆周侧隙	$\mu\text{m}$
$j_{l\max}$	齿轮副径向最大极限侧隙	$\mu\text{m}$
$j_{l\min}$	齿轮副径向最小极限侧隙	$\mu\text{m}$
$T_s$	齿厚公差	$\mu\text{m}$
$T_W$	公法线平均长度公差	$\mu\text{m}$

## 三、齿轮承载能力计算常用代号

$b_{e01}$	计算齿宽	mm
$h_F$	齿根应力的弯曲力臂	mm
$h_{F0}$	载荷作用于齿顶时的齿根应力弯曲力臂	mm
$h_{FE}$	载荷作用于单对齿啮合区上界点(简称上界点)时的齿根应力弯曲力臂	mm
$m$	当量质量	kg/mm
$m_{red}$	诱导质量	kg/mm
$n_B$	临界转速	r/min
$n_{B1}$	小轮的临界转速	r/min
$q$	辅助系数, 单位齿宽柔度	$\mu\text{m}\cdot\text{mm}/\text{N}$
$q_0$	齿根圆角参数	$\mu\text{m}\cdot\text{mm}/\text{N}$
$s_{Fn}$	危险截面上的弦齿厚	mm
$w_m$	单位齿宽上的平均载荷	N/mm
$w_{mx}$	单位齿宽上的最大载荷	N/mm
$y_0$	齿廓重合量	$\mu\text{m}$
$y_f$	齿向重合量	$\mu\text{m}$
$\alpha_{e0}$	单对齿啮合区上界点的法向压力角(°)	
$\alpha_{e1}$	单对齿啮合区上界点的端面压力角(°)	
$\alpha_{F\alpha n}$	齿顶的法向载荷作用角(°)	
$\alpha_{F\alpha r}$	齿顶的端面载荷作用角(°)	
$\alpha_{FE n}$	单对齿啮合区上界点处的法向载荷作用角(°)	
$\alpha_{FE r}$	单对齿啮合区上界点处的端面载荷作用角(°)	
$\beta_e$	单对齿啮合区上界点处的螺旋角(°)	
$\gamma$	辅助角(°)	
$\eta$	润滑油动力粘度	mPa·s
$\theta_B$	瞬时接触温度(°)	
$\theta_{f10}$	闪点温度(°)	
$\theta_{f1\text{ave}}$	沿啮合线的平均闪点温度(°)	
$\theta_{int}$	积分温度(°)	
$\theta_M$	本体温度(°)	
$\theta_{01}$	油温(°)	
$\theta_e$	按闪点温度准则考虑的胶合温度(°)	
$\theta_{e10}$	按积分温度准则考虑的胶合温度(°)	
$\nu$	润滑油运动粘度, 泊桑比	$\text{mm}^2/\text{s}(\text{cSt})$
$\rho$	密度	$\text{g}/\text{cm}^3$
$\rho_{a0}$	基本齿条的齿顶圆角半径	mm
$\rho_f$	危险截面上的齿根曲率半径	mm
$\rho_{red}$	诱导曲率半径	mm

## XXII 第一篇 总论

$\rho_c$	节点上的曲率半径 mm
$\sigma_B$	拉伸强度 N/mm <sup>2</sup>
$\sigma_F$	计算的齿根应力 N/mm <sup>2</sup>
$\sigma_{Flim}$	试验齿轮的弯曲疲劳极限 N/mm <sup>2</sup>
$\sigma_{FF}$	许用的齿根应力 N/mm <sup>2</sup>
$\sigma_{FO}$	计算的齿根应力基本值 N/mm <sup>2</sup>
$\sigma_H$	计算的接触应力 N/mm <sup>2</sup>
$\sigma_{Hlim}$	试验齿轮的接触疲劳极限 N/mm <sup>2</sup>
$\sigma_{HF}$	许用的接触应力 N/mm <sup>2</sup>
$\sigma_{HO}$	计算的接触应力基本值 N/mm <sup>2</sup>
$C_a$	齿顶修缘量 $\mu\text{m}$
$C_{a\beta}$	由跑合产生的齿顶修缘量 $\mu\text{m}$
$C_b$	齿端修缘量 $\mu\text{m}$
$C_c$	鼓形量 $\mu\text{m}$
$c_v$	轮齿单位齿宽上的总刚度平均值(啮合刚度) N/mm <sup>2</sup> · $\mu\text{m}$
$c'_v$	一对轮齿单位齿宽上的最大刚度(单对齿刚度) N/mm <sup>2</sup> · $\mu\text{m}$
$E$	弹性模量, 杨氏模量 N/mm <sup>2</sup>
$F_{t0}$	法面内基圆周上的名义切向力 N
$F_t$	端面内基圆周上的名义切向力 N
$F$	端面内分度圆周上的名义切向力 N
$F_{\beta 0}$	初始等效齿向贴合度误差 $\mu\text{m}$
$F_{\beta\beta}$	跑合后的等效齿向贴合度误差 $\mu\text{m}$
$G$	剪切模量 N/mm <sup>2</sup>
HB	布氏硬度
HRC	洛氏硬度
HV <sub>1</sub>	$F=9.8\text{N}$ 时的维氏硬度
HV <sub>10</sub>	$F=98.1\text{N}$ 时的维氏硬度
$K_A$	使用场合系数
$K_{B\alpha}$	胶合强度计算的齿间载荷分配系数
$K_{B\beta}$	胶合强度计算的齿向载荷分布系数
$K_{F\alpha}$	弯曲强度计算的齿间载荷分配系数
$K_{F\beta}$	弯曲强度计算的齿向载荷分布系数
$K_{H\alpha}$	接触强度计算的齿间载荷分配系数
$K_{H\beta}$	接触强度计算的齿向载荷分布系数
$K_H$	动载系数
$L$	长度 mm
$M$	弯矩 N·m
$N$	临界转速比, 指数
$N_0$	应力循环次数
$P$	功率 kW
$R_a$	轮廓算术平均值 $\mu\text{m}$

$R_a$	微观不平度十点高度 $\mu\text{m}$
$S_B$	按闪点温度准则计算的安全系数
$S_F$	弯曲强度计算的安全系数
$S_{Fmin}$	弯曲强度计算的最小安全系数
$S_H$	接触强度计算的安全系数
$S_{Hmin}$	接触强度计算的最小安全系数
$S_{\Sigma}$	按积分温分准则计算的安全系数
$T_\delta$	螺旋线误差的公差
$T_1$	小轮的名义转矩 Nm
$T_2$	大轮的名义转矩 Nm
$X_B$	几何系数
$X_U$	齿轮转速变化对于抗胶合的影响系数
$X_H$	热闪点系数
$X_R$	粗糙度系数
$X_W$	熔合系数
$X_\alpha$	压力角系数
$X_\beta$	抗胶合的螺旋角系数
$Y_F$	齿形系数
$Y_{Fa}$	载荷作用于齿顶时的齿形系数
$Y_N$	寿命系数
$Y_{N1}$	弯曲强度计算的寿命系数
$Y_B$	表面状况系数
$Y_{RrelT}$	相对齿根表面状况系数
$Y_S$	应力修正系数
$Y_{S\alpha}$	载荷作用于齿顶时的应力修正系数
$Y_\lambda$	弯曲强度计算的尺寸系数
$Y_\beta$	弯曲强度计算的螺旋角系数
$Y_Z$	弯曲强度计算的重合度系数
$Z_E$	弹性系数
$Z_H$	节点区域系数
$Z_L$	润滑剂系数
$Z_H$	接触强度计算的寿命系数
$Z_R$	粗糙度系数
$Z_v$	速度系数
$Z_W$	齿面工作硬化系数
$Z_X$	接触强度计算的尺寸系数
$Z_\beta$	接触强度计算的螺旋角系数
$Z_\Sigma$	接触强度计算的重合度系数
$J_1$	小轮的转动惯量 kgmm <sup>2</sup>
$J_2$	大轮的转动惯量 kgmm <sup>2</sup>

### 四、圆柱蜗杆、蜗轮常用代号

$K$  给定范围内的齿数或齿距数

$P$	螺旋参数
$\theta$	齿宽角 ( $^{\circ}$ )
$\Sigma$	轴交角 ( $^{\circ}$ )
$d_0$	刀具直径 mm
$d_1$	蜗杆分度圆直径 mm
$d_1'$	蜗杆节圆直径 mm
$d_2$	蜗轮分度圆直径 mm
$d_2'$	蜗轮节圆直径 mm
$d_{a1}$	蜗杆齿顶圆直径 mm
$d_{a2}$	蜗轮齿顶圆直径 mm
$d_{e2}$	蜗轮顶圆直径 mm
$\bar{h}_s$	法向弦齿高 mm
$p_i$	蜗轮分度圆齿距 (周节) mm
$r_{g2}$	蜗轮咽喉母圆半径 mm
$\bar{s}_s$	法向弦齿厚 mm
$x_2$	蜗轮变位系数
$z_1$	蜗杆头数 (齿数)
$z_2$	蜗轮齿数
$\alpha_s$	蜗杆齿形角 ( $^{\circ}$ )
$\rho_o$	齿顶圆角半径 mm
$\rho_f$	齿根圆角半径 mm

## 五、齿轮刀具常用代号

$\alpha_r$	轴向齿形角 ( $^{\circ}$ )
$z_k$	齿数
$z$	滚刀头数
$d_0$	外径 mm
$d_1$	轴台外径 mm

$\delta_2$	分圆螺旋角 ( $^{\circ}$ )
$\beta_s$	容屑槽螺旋角 ( $^{\circ}$ )
$P_s$	容屑槽导程 mm
$D$	内孔直径 mm
$L$	全长 mm
$a$	轴台长度 mm
$h$	铲背量
$h_1$	第二铲背量
$\theta$	槽角 ( $^{\circ}$ )

## 六、齿轮刀具要素、公差常用代号

$\delta_D$	孔径 mm
$\delta_{d1r}$	轴台径向圆跳动 $\mu\text{m}$
$\delta_{d_{er}}$	外径径向圆跳动 $\mu\text{m}$
$\delta_{d_{1r}}$	轴台端面圆跳动 $\mu\text{m}$
$\delta_{fr}$	刀齿前面的径向性 $\mu\text{m}$
$\delta_{fp}$	容屑槽周节差 $\mu\text{m}$
$\delta_{TP}$	容屑槽周节累积误差 $\mu\text{m}$
$\delta_{\alpha_s}$	刀齿前面与内孔轴线平行性 $\mu\text{m}$
$\delta_{f1}$	齿形误差 $\mu\text{m}$
$\delta_{s2}$	轴向齿厚误差 $\mu\text{m}$
$\delta_{s7}$	相邻刀齿螺旋线误差 $\mu\text{m}$
$\delta_{s1}$	一转螺旋线误差 $\mu\text{m}$
$\delta_{s3}$	三转螺旋线误差 $\mu\text{m}$
$\delta_{p_{o1}}$	相邻切削刀的啮合误差 $\mu\text{m}$
$\delta_{p_o}$	啮合误差 $\mu\text{m}$
$\delta_{p_1}$	齿距最大偏差 $\mu\text{m}$
$\delta_{p_{s3}}$	任意三个齿距长度内最大累积误差 $\mu\text{m}$



# 目 录

## 前 言 常用代号

## 第一篇 总 论

### 第 1 章 概 述

1 齿轮的历史与发展趋势	1-3
1.1 齿轮的历史	1-3
1.2 我国的情况	1-3
1.3 发展趋势	1-4
2 齿轮传动的特点	1-6
3 齿轮传动的类型	1-6
4 齿轮传动类型选择的原则	1-6

### 第 2 章 齿轮啮合原理

1 齿轮啮合原理的数学基础	1-13
1.1 坐标变换与变换矩阵	1-13
1.2 有关微分几何的简明知识	1-15
1.3 相对运动与相对微分	1-20
2 平面啮合的基本原理	1-21
2.1 齿轮的瞬心线	1-21
2.2 齿廓啮合的基本定理	1-22
2.3 确定共轭齿廓的方法	1-22
2.4 齿廓的渐屈线	1-25
2.6 共轭齿廓的曲率及其关系	1-26

2.6 平面啮合的根切	1-27
2.7 过渡曲线	1-27
3 空间啮合的共轭齿面	1-29
3.1 共轭齿面的定义	1-29
3.2 相啮齿面的共轭条件	1-29
3.3 共轭齿面的形成方法	1-29
3.4 共轭齿面的确定、啮合方程式	1-29
3.5 共轭齿面上的界限点与界限曲线	1-30
3.6 等距共轭齿面	1-31
4 共轭齿面的曲率关系	1-32
4.1 共轭齿面沿任意切线方向的诱导法曲率	1-32
4.2 沿接触线法线方向的诱导法曲率	1-32
4.3 沿相对速度 $v^{(2)}$ 方向的诱导法曲率	1-33
4.4 诱导短程挠率	1-33
4.5 共轭齿面的曲率干涉	1-33
附录	1-34
参考文献	1-39

## 第二篇 渐开线圆柱齿轮传动

### 第 1 章 基准齿形和模数系列

1 渐开线圆柱齿轮的基准齿形	2-3
2 渐开线圆柱齿轮的模数系列	2-3
3 其他齿形	2-3

### 第 2 章 圆柱齿轮传动的几何尺寸计算

1 标准圆柱齿轮传动的几何尺寸计算	2-4
1.1 外啮合标准圆柱齿轮传动	2-4
1.2 内啮合标准圆柱齿轮传动	2-6
1.3 圆柱齿轮传动几何尺寸计算附图	

及附表	2-7
2 齿轮与齿条传动	2-8
2.1 齿轮与齿条传动特点	2-8
2.2 齿轮与齿条传动的几何计算	2-11
3 变位圆柱齿轮传动的几何计算	2-11
3.1 变位齿轮传动概述	2-11
3.2 变位系数的选择	2-12
3.3 外啮合变位圆柱齿轮传动几何尺寸计算	2-19
3.4 内啮合变位齿轮传动	2-29
4 渐开线圆柱齿轮的齿厚测量计算	2-44

## VI 目 录

4.1 分度圆弧齿厚 .....	2-44	4.5 接触强度计算的齿间载荷分配系 数 $K_{H\alpha}$ .....	2-116
4.2 固定弦齿厚 .....	2-46	4.6 轮齿刚性系数 $c'$ , $c$ .....	2-118
4.3 公法线长度 .....	2-49	4.7 节点区域系数 $Z_{H\beta}$ .....	2-119
4.4 圆锥(球)测量跨距 .....	2-49	4.8 弹性系数 $Z_E$ .....	2-119
<b>第3章 渐开线圆柱齿轮精度</b>			
1 适用范围 .....	2-80	4.9 接触强度计算的重合度系数 $Z_\epsilon$ .....	2-119
2 误差及侧隙的定义和代号 .....	2-80	4.10 接触强度计算的螺旋角系数 $Z_\beta$ .....	2-119
3 精度等级、公差组及精度等级选择 .....	2-87	4.11 试验齿轮的接触疲劳极限 $\sigma_{Hlim}$ .....	2-121
3.1 精度等级 .....	2-87	4.12 接触强度计算的寿命系数 $Z_N$ .....	2-121
3.2 公差组 .....	2-87	4.13 润滑剂系数 $Z_L$ .....	2-124
3.3 精度等级的选择 .....	2-87	4.14 速度系数 $Z_v$ .....	2-124
4 齿轮的检验组及其选择 .....	2-87	4.15 粗糙度系数 $Z_R$ .....	2-124
4.1 检验组 .....	2-87	4.16 齿面工作硬化系数 $Z_W$ .....	2-126
4.2 检验组的选择 .....	2-88	4.17 有限寿命计算时的 $Z_N Z_L Z_v Z_R Z_W$ 值 .....	2-126
4.3 齿厚极限偏差 .....	2-88	5 轮齿弯曲疲劳强度的校核计算 .....	2-127
4.4 齿面粗糙度 .....	2-88	5.1 计算公式 .....	2-127
4.5 检验用量具 .....	2-88	5.2 弯曲强度计算的齿间载荷分布系 数 $K_{F\beta}$ .....	2-129
5 齿轮副的检验及齿轮副的侧隙 .....	2-89	5.3 齿形系数 $Y_F$ , $Y_{Fa}$ .....	2-129
5.1 齿轮副的检验要求 .....	2-89	5.4 应力修正系数 $Y_S$ , $Y_{Sa}$ .....	2-129
5.2 齿轮副的接触斑点 .....	2-89	5.5 弯曲强度计算的重合度系数 $Y_\epsilon$ .....	2-136
5.3 轴线的平行度误差 .....	2-89	5.6 弯曲强度计算的螺旋角系数 $Y_\beta$ .....	2-136
5.4 齿轮副的侧隙及其计算 .....	2-91	5.7 试验齿轮的弯曲疲劳极限 $\sigma_{Flim}$ .....	2-139
5.5 齿轮副的中心距偏差 .....	2-92	5.8 弯曲强度计算的寿命系数 $Y_{NT}$ .....	2-139
6 齿坯检验及其公差 .....	2-92	5.9 相对齿根圆角敏感系数 $Y_{relT}$ .....	2-141
7 图样标注 .....	2-92	5.10 相对齿根表面状况系数 $Y_{relIT}$ .....	2-143
8 公差与极限偏差的应用示例 .....	2-93	5.11 弯曲强度计算的尺寸系数 $Y_X$ .....	2-145
9 齿轮及齿轮副各误差项目的公差与极 限偏差值 .....	2-94	5.12 有限寿命计算时的 $Y_{NT}$ 、 $Y_{relIT}$ 、 $Y_{relIT}$ 、 $Y_X$ 值 .....	2-145
9.1 未给数值表的项目 .....	2-94	6 胶合承载能力计算方法 .....	2-146
9.2 给出数值表的项目 .....	2-94	6.1 基本公式 .....	2-146
<b>第4章 渐开线圆柱齿轮承载 能力计算方法</b>			
1 计算原则与安全系数的选择 .....	2-104	6.2 有关参数和系数 .....	2-148
2 轮齿受力分析 .....	2-105	7 开式齿轮传动的承载能力计算 .....	2-152
3 设计计算 .....	2-106	<b>第5章 设计计算举例</b>	
4 齿面接触疲劳强度的校核计算 .....	2-107	1 轧齿齿轮的设计计算 .....	2-152
4.1 计算公式 .....	2-107	2 高速齿轮的设计计算 .....	2-154
4.2 使用场合系数 $K_A$ .....	2-107	<b>第6章 齿轮结构和工作图</b>	
4.3 动载系数 $K_v$ .....	2-107	1 齿轮结构 .....	2-163
4.4 接触强度计算的齿间载荷分布 系数 $K_{H\beta}$ .....	2-113	2 齿轮工作图 .....	2-168

## 第 7 章 轮齿变形和修形计算

1 直齿和斜齿齿轮啮合特点	2-169
2 直齿齿轮的齿顶受载特性	2-169
3 啮合冲击和减轻冲击的措施	2-169
4 直齿齿轮齿形修形原理	2-170
5 斜齿轮的齿面受载特性	2-170
6 直齿和斜齿齿轮齿形修形方法	2-171
7 扇形轮齿齿宽载荷分布的因素	2-172
8 直齿和斜齿齿轮齿向修形的计算	2-172
9 算例	2-173

## 第 8 章 齿轮的优化设计

1 概述	2-174
1.1 齿轮优化设计的数学模型	2-175
1.2 优化问题求解	2-176
2 以传动体积最小为目标的齿轮传动参	

数优化设计	2-176
-------	-------

2.1 目标函数	2-176
2.2 约束条件	2-176
2.3 设计变量	2-177
2.4 优化搜索	2-177
2.5 一些研究结果和推荐	2-177
3 以传动等效传动惯量最小为目标的齿 轮传动优化设计	2-180
3.1 目标函数	2-180
3.2 最优传动比	2-180
4 以传动载荷分布尽可能均匀为目标的 齿形优化	2-181
4.1 载荷分布计算	2-181
4.2 齿形优化数学模型	2-181
5 齿轮传动计算机辅助设计 (CAD) 和 配合工作计算机仿真	2-182
参考文献	2-183

## 第三篇 其他渐开线齿轮传动和非圆齿轮传动

## 第 1 章 螺旋齿轮传动

1 螺旋齿轮传动原理	3-3
2 螺旋齿轮传动的几何计算	3-3
2.1 螺旋齿轮传动的特点	3-4
2.2 实现正常啮合的条件	3-4
2.3 螺旋角的选择	3-4
2.4 给定中心距、 $\Sigma=90^\circ$ 的标准螺旋 齿轮传动的几何计算	3-4
2.5 变位螺旋齿轮传动的几何计算及 实例	3-8
3 螺旋齿轮的重合度和有效齿宽	3-8
4 螺旋齿轮的干涉	3-9

## 第 2 章 变齿厚渐开线齿轮传动

1 交形齿轮的加工原理及几何尺寸的 计算	3-10
2 平齿轴变厚齿轮传动	3-12
3 交错轴变厚齿轮传动	3-16
3.1 交错轴变厚齿轮传动原理	3-16
3.2 交错轴变厚齿轮传动计算	3-17
3.3 交错轴变厚齿轮实现线接触的 条件	3-22

## 第 3 章 偏心渐开线齿轮传动

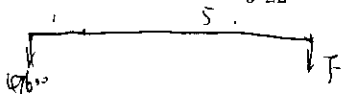
1 偏心渐开线齿轮传动原理	3-24
2 偏心渐开线齿轮的最大偏心率	3-25
3 偏心渐开线齿轮的最小几何中心距	3-26
4 偏心齿轮的传动比 $i$	3-28
5 偏心齿轮的设计及举例	3-28
6 斜齿偏心渐开线齿轮的设计及举例	3-30

## 第 4 章 渐开线—非渐开线齿轮传动

1 用渐开线插齿刀加工非渐开线齿轮	3-31
2 渐开线—非渐开线齿轮啮合	3-32
3 两个非渐开线齿轮啮合	3-33

## 第 5 章 非圆齿轮传动

1 非圆齿轮的啮合原理与强度计算	3-34
1.1 齿廓	3-34
1.2 过渡曲线	3-35
1.3 齿廓啮合线和重合度	3-36
1.4 压力角	3-37
1.5 非圆齿轮的强度计算特点	3-38
2 非圆齿轮设计	3-38
2.1 非圆齿轮的齿曲线设计	3-38
2.2 椭圆齿轮设计	3-42



## 目 录

2.3 变形渐开齿轮 .....	3-43
2.4 卵形齿轮 .....	3-47
2.5 椭圆齿轮与变形椭圆齿轮共轭 .....	3-48
2.6 非圆—圆形齿轮 .....	3-49
2.7 偏心圆齿轮与非圆齿轮共轭 .....	3-50
2.8 非圆齿轮定轴轮系和多圆非圆齿 轮 .....	3-51

2.9 非圆齿轮周转轮系 .....	3-54
2.10 非圆齿轮测绘 .....	3-56
3 非圆齿轮制造 .....	3-57
3.1 数控插齿机加工非圆齿轮 .....	3-58
3.2 数控线切割机床加工非圆齿轮 .....	3-60
参考文献 .....	3-61

## 第四篇 圆弧圆柱齿轮传动

### 第1章 基本原理和特点

1 基本原理 .....	4-3
2 齿面方程和诱导曲率半径 .....	4-4
3 重合度和接触点迹及其对工作性能 的影响 .....	4-6
3.1 单圆弧齿轮的重合度和接触点数 .....	4-6
3.2 双圆弧齿轮的重合度和接触点数 .....	4-6
4 圆弧齿轮的特点 .....	4-8

### 第2章 基本齿廓、模数和几何尺寸计算

1 圆弧齿轮模数 .....	4-9
2 单圆弧齿轮滚刀齿形 .....	4-9
3 双圆弧齿轮基准齿形 .....	4-10
4 圆弧齿轮几何参数和尺寸计算 .....	4-12
5 测量尺寸计算 .....	4-13
5.1 弦齿厚 .....	4-13
5.2 弦齿深 (齿高) $\bar{h}$ .....	4-14
5.3 齿根圆斜径 $\bar{r}_f$ .....	4-14
5.4 公法线长度 $\bar{W}_k$ .....	4-15
5.5 齿面波度的波长 $\lambda$ .....	4-15

### 第3章 设计和承载能力计算

1 圆弧齿轮的损伤形式及其防止措施 .....	4-16
1.1 轮齿折断 .....	4-16
1.2 齿面疲劳点蚀 .....	4-17
1.3 齿面塑性变形 .....	4-17
1.4 齿面胶合 .....	4-17
1.5 齿端崩角 .....	4-18
1.6 齿面磨损 .....	4-19

2 基本参数的选择 .....	4-19
2.1 齿数 $z_1$ 和模数 $m_n$ .....	4-19
2.2 轴向重合度 $\epsilon_{\beta}$ .....	4-19
2.3 螺旋角 $\beta$ .....	4-20
2.4 齿宽系数 $\varphi_d$ 或 $\varphi_n$ .....	4-20
3 JB2040—81型双圆弧齿轮的强度计算 .....	4-20
4 JB2020—87型单圆弧齿轮的强度计算 .....	4-24
5 载荷系数 $K$ .....	4-27
5.1 使用系数 $K_A$ .....	4-27
5.2 动载系数 $K_v$ .....	4-27
5.3 接触间载荷分配系数 $K_H$ .....	4-27
5.4 接触迹内载荷分布系数 $K_{H\alpha}$ .....	4-27
6 许用应力和安全系数 .....	4-28
6.1 试验齿轮的疲劳极限应力 $\sigma_{Hlim}$ 、 $\sigma_{Hlim}$ .....	4-28
6.2 寿命系数 $Y_N$ 、 $Z_N$ .....	4-29
6.3 尺寸系数 $Y_X$ .....	4-29
6.4 润滑剂系数 $Z_L$ .....	4-30
6.5 最小安全系数 $S_{Hmin}$ 、 $S_{Hmin}$ .....	4-30
7 设计计算举例 .....	4-30

### 第4章 精度和检验

1 适用范围及精度等级 .....	4-35
2 齿轮、齿轮副误差及侧隙的定义和代 号 .....	4-36
3 圆弧齿轮各项精度指标的分组和选用 .....	4-41
4 各检验项目的公差数值 .....	4-42
5 齿坯检验与公差 .....	4-42
参考文献 .....	4-48

## 第五篇 锥齿轮及准双曲面齿轮传动

### 第1章 概 述

1 锥齿轮及准双曲面齿轮传动的特点 .....	5-3
-------------------------	-----

1.1 锥齿轮传动特点 .....	5-3
1.2 准双曲面齿轮传动特点 .....	5-4
2 锥齿轮及准双曲面齿轮的特殊术语和	

定义	5-5
2.1 节圆锥与分度圆锥	5-5
2.2 当量圆齿数	5-5
2.3 假想平面齿轮和假想平面齿轮	5-5
2.4 轮齿名称	5-5
2.5 齿长曲线	5-6
2.6 螺旋角及螺旋方向	5-6
2.7 齿高特点	5-7
2.8 重合度	5-7
2.9 外锥距、内锥距、中点锥距	5-8
2.10 安装距、冠顶距、轮冠距	5-8
2.11 齿轮旋转方向	5-9
2.12 其他术语	5-9
3 分类及用途	5-9
3.1 分类	5-9
3.2 用途	5-10
4 齿轮传动载荷的计算	5-10
5 锥齿轮及准双曲面齿轮的受力分析	5-12

## 第2章 锥齿轮及准双曲面齿轮 主要参数选择

1 分度圆直径的初步确定	5-13
2 齿数选择	5-14
3 螺旋角及螺旋方向的选择	5-17
3.1 螺旋角的选择	5-17
3.2 螺旋方向的选择	5-17
4 齿宽的选择	5-17
5 齿形角的选择	5-17
6 基齿齿形	5-17
7 齿侧间隙的选择	5-17
8 轴线偏置距的选择	5-20
9 轴交角的确定	5-20

## 第3章 直齿锥齿轮的几何计算

1 概述	5-20
2 直齿锥齿轮参数及变位	5-21
2.1 模数	5-21
2.2 直齿锥齿轮的变位	5-21
3 直齿锥齿轮的几何尺寸计算	5-24
3.1 一般直齿锥内轮的几何计算	5-24
3.2 汽车差速器直齿锥齿轮几何计算	5-26

## 第4章 弧齿锥齿轮及零度锥 齿轮的几何计算

1 轴交角 $\Sigma=90^\circ$ 的弧齿锥齿轮的几何 计算	5-28
2 轴交角 $\Sigma\neq 90^\circ$ 的弧齿锥齿轮的几何 计算	5-31
2.1 分锥角 $\delta$ 的计算	5-31
2.2 齿顶高 $h_a$	5-31
2.3 切向变位系数 $x_t$	5-31
2.4 分锥顶点到轮冠的轴向距离(冠 顶距)	5-31
2.5 最大齿根角 $\theta_{f,max}$	5-31
3 零度锥齿轮的几何计算	5-31

## 第5章 摆线齿锥齿轮的几何计算

1 基本概念	5-34
2 摆线齿锥齿轮的几何计算	5-35
2.1 N型齿轮的几何计算	5-35
2.2 G型齿轮的几何计算	5-40

## 第6章 弧齿准双曲面齿轮的几何计算

1 概述	5-46
2 弧齿准双曲面齿轮的几何计算	5-46

## 第7章 摆线齿准双曲面齿轮的几何计算

1 概述	5-54
2 HN型准双曲面齿轮的几何计算	5-54
3 HG型准双曲面齿轮的几何计算	5-63

## 第8章 弧齿锥齿轮承载能力计算

1 弧齿锥齿轮齿根承载能力计算	5-68
1.1 计算的齿根弯曲应力	5-68
1.2 齿根弯曲疲劳极限应力	5-69
1.3 齿锥齿轮齿根承载能力计算的安 全系数	5-74
1.4 锥齿轮副的齿根额定承载能力 计算	5-74
2 弧齿锥齿轮齿面承载能力计算	5-74
2.1 计算齿面接触应力	5-74
2.2 锥齿轮齿面接触疲劳极限应力	5-79

## X 目 录

- 2.3 按锥齿轮齿面承载能力计算的安全系数 .....5-80
- 2.4 锥齿轮齿面接触额定承载能力计算 .....5-80
- 3 锥齿轮齿根承载能力与齿面承载能力计算中的几何系数 $J$ 和 $I$ 的近似计算 .....5-81
- 3.1 几何系数 $J$ 的近似计算 .....5-81
- 3.2 几何系数 $I$ 的近似计算 .....5-83

### 第9章 直齿锥齿轮承载能力计算

- 1 直齿锥齿轮齿根承载能力计算 .....5-83
- 1.1 计算的齿根弯曲应力 .....5-83
- 1.2 齿根弯曲疲劳极限应力 .....5-84
- 1.3 按齿根承载能力计算的安全系数 .....5-84
- 2 直齿锥齿轮齿面承载能力计算 .....5-84
- 2.1 计算的齿面接触应力 .....5-84
- 2.2 齿面接触疲劳极限应力 .....5-85
- 2.3 按齿面接触承载能力计算的安全系数 .....5-85

### 第10章 准双曲面齿轮承载能力计算

- 1 准双曲面齿轮计算的齿根弯曲应力 .....5-89
- 2 准双曲面齿轮计算的齿面接触应力 .....5-89
- 3 其他计算如齿轮疲劳极限应力 .....5-89

### 第11章 摆线齿锥齿轮承载能力计算

- 2 摆线齿锥齿轮承载能力计算 .....5-95
- 1.1 承载能力计算的原始数据 .....5-95
- 1.2 当量斜齿轮数据计算 .....5-96
- 1.3 轮齿载荷计算 .....5-97
- 1.4 小齿轮弯曲疲劳寿命计算 .....5-98
- 1.5 大齿轮弯曲疲劳寿命计算 .....5-100
- 1.6 摆线齿锥齿轮齿面承载能力计算 .....5-102
- 1.7 抗胶合安全系数计算 .....5-102
- 1 计算式说明 .....5-103
- 2.1 计算的原始数据 .....5-103
- 2.2 当量斜齿轮数据计算 .....5-103
- 2.3 轮齿载荷计算 .....5-103

- 2.4 小齿轮弯曲疲劳寿命计算 .....5-103
- 2.5 大齿轮弯曲疲劳寿命计算 .....5-105
- 2.6 齿轮(小齿轮)齿面接触疲劳寿命计算 .....5-105
- 3 计算结果的评定 .....5-106

### 第12章 锥齿轮公差标准

- 1 AGMA 390.02 锥齿轮及准双曲面齿轮精度标准 .....5-112
- 2 轮坯公差 .....5-112
- 2.1 轮坯基准孔、轴颈及端面公差 .....5-112
- 2.2 外径、轮冠距、面锥角及背锥角公差 .....5-112
- 2.3 顶锥角距及背锥角距公差 .....5-113
- 2.4 有关热处理变形的轮坯公差 .....5-113
- 3 常用的生产检验方法要求 .....5-115
- 3.1 齿面接触区 .....5-115
- 3.2 噪声 .....5-117
- 3.3 齿侧间隙及其变化量 .....5-117

### 第13章 齿轮安装型式、齿轮结构及轴承力计算

- 1 锥齿轮及准双曲面齿轮的安装型式 .....5-117
- 1.1 悬臂式安装 .....5-117
- 1.2 双跨支承安装 .....5-117
- 2 锥齿轮的结构 .....5-118
- 2.1 直齿锥齿轮的结构 .....5-118
- 2.2 曲线齿锥齿轮结构 .....5-118
- 3 轴承受力分析 .....5-119
- 3.1 悬臂式安装向轴承力分析 .....5-119
- 3.2 双跨支承安装的轴承力分析 .....5-121

### 第14章 锥齿轮工作图

- 1 锥齿轮工作图内容 .....5-122
- 2 锥齿轮工作图示例 .....5-122
- 3 几点说明 .....5-122
- 参考文献 .....5-129

## 第六篇 蜗杆传动

### 第1章 概 论

- 1 蜗杆传动的特点及分类 .....6-3

- 2 蜗杆传动的效率 .....6-3
- 3 蜗杆传动的失效形式及材料选择 .....6-5
- 3.1 失效形式 .....6-5

8.2 材料选择 .....	6-5
4 润滑与润滑 .....	6-5
4.1 润滑方式的选择 .....	6-5
4.2 润滑油的选择 .....	6-6
4.3 润滑油的更换及清洗 .....	6-9
5 蜗杆传动齿面啮合摩擦系数 $\mu$ .....	6-9

## 第2章 普通圆柱蜗杆传动

1 普通圆柱蜗杆传动的类型及特点 .....	6-12
1.1 阿基米德圆柱蜗杆—ZA蜗杆 .....	6-12
1.2 法向直廓圆柱蜗杆—ZN蜗杆 .....	6-12
1.3 渐开线圆柱蜗杆—ZI蜗杆 .....	6-13
1.4 锥面包络圆柱蜗杆—ZK蜗杆 .....	6-13
2 普通圆柱蜗杆传动的主要参数及几何尺寸计算(轴交角 $\Sigma=90^\circ$ ) .....	6-15
2.1 基本蜗廓 .....	6-15
2.2 模数 .....	6-15
2.3 导程角 $\gamma$ .....	6-15
2.4 蜗杆分度圆直径 $d_1$ 和蜗杆直径系数 $q$ .....	6-16
2.5 传动比 $i$ 和齿数比 $u$ 以及齿数的选择 .....	6-16
2.6 蜗杆传动的变位及蜗轮变位系数 $x_2$ .....	6-16
2.7 几何尺寸计算 .....	6-18
3 蜗杆传动的作用力分析 .....	6-18
4 圆柱蜗杆传动的承载能力计算 .....	6-21
4.1 齿面疲劳点蚀计算 .....	6-21
4.2 蜗轮齿齿的弯曲强度计算 .....	6-25
4.3 蜗杆传动的温升计算 .....	6-25
4.4 蜗杆轴的刚度计算 .....	6-26
5 蜗杆传动尺寸的初步确定 .....	6-27
6 蜗杆、蜗轮的结构设计 .....	6-27
6.1 蜗杆的结构 .....	6-27
6.2 蜗轮的结构 .....	6-28
6.3 箱体及支承结构 .....	6-29
7 蜗杆传动的接触区和跑合、试运转 .....	6-30
7.1 接触区的合理分布 .....	6-30
7.2 蜗杆传动的跑合和试运转 .....	6-31
8 圆柱蜗杆传动的精度与公差 .....	6-32
8.1 精度等级 .....	6-32
8.2 公差 .....	6-32
8.3 蜗杆、蜗轮的检验与公差 .....	6-32

## 第3章 圆弧圆柱蜗杆传动

1 概述 .....	6-55
1.1 分类 .....	6-55
1.2 特点 .....	6-56
2 轴向圆弧圆柱蜗杆(ZC)传动的几何及啮合计算 .....	6-57
2.1 齿形计算 .....	6-57
2.2 几何参数和尺寸计算 .....	6-58
2.3 蜗杆、蜗轮啮合性能分析计算 .....	6-62
3 圆环面包络圆柱蜗杆(ZC <sub>1</sub> )传动的几何及啮合计算 .....	6-63
3.1 齿形计算 .....	6-63
3.2 几何参数和尺寸计算 .....	6-64
3.3 蜗杆蜗轮啮合性能分析计算 .....	6-73
4 圆弧圆柱蜗杆传动的承载能力计算 .....	6-79

## 第4章 直廓环面蜗杆传动

1 概述 .....	6-79
2 啮合性能分析 .....	6-81
2.1 刀具母线矢量方程 .....	6-81
2.2 蜗杆齿面矢量方程 .....	6-81
2.3 蜗杆齿面单位法矢方程 .....	6-81
2.4 蜗杆副工作时齿面相对运动速度矢量方程 .....	6-81
2.5 啮合方程 .....	6-82
2.6 蜗轮齿面矢量方程 .....	6-82
2.7 其轮齿面的诱导法曲率 .....	6-82
2.8 瞬时接触线的切线方向与相对运动速度方向的夹角 $\Omega$ .....	6-83
2.9 齿面上的界线 .....	6-83
3 起始参数 .....	6-86
3.1 齿数比 $u$ .....	6-86
3.2 蜗杆计算功率 $P_{ca1}$ .....	6-86
4 几何参数和尺寸计算 .....	6-88
4.1 参数选取原则 .....	6-88
4.2 直廓环面蜗杆副的几何参数和尺	





3.6 公差与检验 .....	7-42
-----------------	------

### 第3章 小模数摆线圆柱齿轮传动

1 摆线齿轮的形成及特点 .....	7-59
2 修正摆线齿轮的分类及用途 .....	7-59
2.1 钟表齿轮 .....	7-60
2.2 双圆弧修正摆线齿轮 .....	7-60
2.3 摆线销轮 .....	7-60
3 修正摆线齿轮的模数系列 .....	7-61
4 修正摆线齿轮传动的几何尺寸计算 .....	7-62
4.1 钟表齿轮传动的几何尺寸计算 .....	7-62
4.2 双圆弧修正摆线齿轮传动的几何尺寸计算 .....	7-66
4.3 摆线销轮传动的几何尺寸计算 .....	7-67
5 小模数修正摆线齿轮精度制 .....	7-68

### 第4章 小模数锥齿轮传动

1 直齿锥齿轮传动的几何尺寸计算 .....	7-71
2 小模数锥齿轮精度制 .....	7-74
2.1 小模数锥齿轮的误差术语定义及代号 .....	7-74
2.2 精度 .....	7-78
2.3 侧隙 .....	7-78
2.4 图样标注 .....	7-79
2.5 公差与检验 .....	7-79
3 圆柱齿轮端面齿传动的几何尺寸计算 .....	7-85

### 第5章 小模数蜗杆传动

1 基准齿形和模数系列 .....	7-86
2 小模数蜗杆传动的几何尺寸计算 .....	7-86
3 小模数圆柱蜗杆、蜗轮精度制 .....	7-92
3.1 小模数圆柱蜗杆和蜗轮的误差术语定义及代号 .....	7-92
3.2 精度等级 .....	7-97
3.3 公差与检验 .....	7-97
3.4 侧隙 .....	7-97
3.5 图样标注 .....	7-108

### 第6章 小模数齿轮传动装置的结构设计

1 小模数齿轮的结构形式和基本尺寸 .....	7-108
2 齿轮与轴的联接 .....	7-110
2.1 销钉联接 .....	7-114
2.2 螺钉(铆钉)联接 .....	7-115
2.3 摩擦联接 .....	7-115
2.4 键联接 .....	7-116
3 小模数齿轮传动箱体的结构设计 .....	7-116
3.1 支架式结构 .....	7-116
3.2 隔板式结构 .....	7-117
3.3 箱式结构 .....	7-117
4 齿轮材料和热处理 .....	7-117
参考文献 .....	7-120

## 第八篇 通用齿轮传动装置的设计

### 第1章 减速器的类型与设计

1 减速器的类型与特点 .....	8-3
2 减速器的设计程序 .....	8-7
3 通用圆柱齿轮减速器基本参数 .....	8-8
3.1 中心距 .....	8-8
3.2 传动比 .....	8-9
3.3 减速器传动比的分配 .....	8-9
3.4 齿宽系数 .....	8-12
3.5 齿数和 .....	8-12
3.6 螺旋角 .....	8-12
3.7 减速器输入、输出轴中心高 .....	8-12
3.8 减速器输入、输出轴轴伸尺寸 .....	8-12
4 减速器的结构设计 .....	8-13

4.1 减速器箱体的结构尺寸 .....	8-13
4.2 减速器附件 .....	8-14
4.3 减速器主要零件的配合 .....	8-19
4.4 减速器的密封 .....	8-19
4.5 大型减速器的偏心轴承套 .....	8-20
5 齿轮传动效率的计算 .....	8-22
6 通用齿轮减速器的技术条件 .....	8-23
7 减速器图例 .....	8-24

### 第2章 通用标准齿轮减速器

1 通用标准减速器选用原则 .....	8-34
2 通用标准减速器的发展趋势 .....	8-34
3 ZD、ZL、ZS型渐开线圆柱齿轮减速器和ZDH、ZLF、ZSH型圆弧圆柱齿轮	

# XV 目 录

行星减速器	8-35
4 ZQ型渐开线圆柱齿轮减速器 ZQKH 型圆弧圆柱齿轮减速器	8-35
5 WD和WS型圆柱蜗杆减速器	8-36
6 圆弧齿圆柱蜗杆减速器	8-36
7 NGW型行星齿轮减速器	8-37
8 NGW-Z型组合式行星减速器	8-37
9 NGW-S型组合式行星齿轮减速器	8-39
10 NGW-L型立式行星齿轮减速器	8-39
11 摆线针轮减速机	8-40
12 CJ型圆柱齿轮减速机	8-40

## 第3章 渐开线行星齿轮传动装置

1 概述	8-42
1.1 定义	8-42
1.2 分类和性能	8-42
1.3 传动比计算	8-42
1.4 效率计算	8-49
2 主要参数的确定	8-57
2.1 齿数选择	8-57
2.2 齿轮变位方法的选择	8-63
2.3 齿轮其它参数选择	8-66
2.4 多级行星传动的传动比分配	8-66
3 承载能力计算	8-66
3.1 各类行星齿轮传动的受力分析	8-66
3.2 承载能力计算方法的几点说明	8-69
3.3 齿轮主要尺寸的初步确定	8-70
3.4 齿面接触疲劳强度校核计算的特 点	8-72
3.5 齿根弯曲疲劳强度校核计算的特 点	8-75
4 结构设计	8-76
4.1 均载机构设计	8-76
4.2 各种行星传动装置的结构设计特 点	8-81
4.3 主要构件的设计与计算	8-95
5 渐开线行星减速器系列设计	8-115
5.1 系列设计参数选择的基本原则	8-115
5.2 组合式减速器的组合原则	8-115
5.3 主要参数选择	8-117
6 主要零件的技术条件	8-118
6.1 齿轮精度	8-118

6.2 行星架及其它主要零件的精度和 技术要求	8-118
6.3 主要零件的材料和热处理要 求	8-120
7 设计举例	8-121

## 第4章 渐开线少齿差行星 齿轮减速器

1 概述	8-128
1.1 类型及传动比	8-128
1.2 主要结构及组成部分	8-129
2 几何计算	8-129
2.1 变位系数的确定	8-129
2.2 啮合角及齿顶圆系数的确定	8-133
2.3 示例	8-133
3 浮动盘式输出机构	8-134
3.1 特点	8-134
3.2 结构型式	8-134
3.3 浮动盘结构设计及尺寸计算	8-134
4 传动效率的计算	8-136
4.1 行星机构的啮合效率	8-136
4.2 输出机构的效率	8-136
4.3 转臂轴承的效率	8-136
4.4 示例	8-136
5 轮齿强度及转臂轴承和输出机构轴承 的寿命计算	8-137
5.1 轮齿弯曲强度计算	8-137
5.2 转臂轴承及输出机构轴承寿命计 算	8-138
6 减速器系列设计	8-138
6.1 型式	8-138
6.2 主要技术参数	8-138
7 减速器的技术要求	8-138
7.1 工作条件	8-138
7.2 机座	8-138
7.3 内齿轮	8-139
7.4 外齿轮	8-140
7.5 低速轴	8-140
7.6 高速轴	8-140
7.7 浮动盘	8-140
7.8 偏心套	8-141
7.9 装配	8-141
8 工作制	8-143

## 第5章 摆线针轮行星减速器

1	摆线针轮行星减速器结构	8-145
2	啮合原理及几何计算	8-147
2.1	摆线轮齿廓曲线	8-147
2.2	几何计算	8-149
2.3	摆线轮齿理论曲线的曲率半径和过切	8-150
2.4	少齿差摆线针轮行星传动	8-151
2.5	长幅外摆线齿廓简介	8-152
2.6	大传动比复合齿形摆线针轮行星传动	8-153
3	摆线针轮行星传动的设计计算	8-155
3.1	受力分析	8-155
3.2	传动效率	8-158
3.3	齿面接触强度计算	8-159
3.4	针齿的弯曲强度和刚度计算	8-159
3.5	输出机构柱销的强度计算	8-165
3.6	转臂轴承寿命计算	8-165
3.7	少齿差摆线针轮行星传动强度计算特点	8-166
3.8	复合齿形摆线针轮行星传动强度计算特点	8-166
3.9	参数选择	8-168
4	技术要求和零件工作图	8-174
4.1	技术要求	8-174
4.2	主要零件的工作图	8-176

## 第6章 谐波齿轮减速器

1	谐波齿轮传动的工作原理、特点和应用	8-178
1.1	谐波齿轮传动的工作原理	8-178
1.2	谐波齿轮传动的特点和应用	8-179
2	谐波齿轮减速器的结构简图和运动学计算	8-179
2.1	谐波齿轮传动运动学计算的依据	8-179
2.2	典型单级谐波齿轮传动的结构简图与运动学计算	8-179
2.3	简单双级和复式谐波齿轮传动的结构简图和传动比计算	8-179
3	谐波齿轮减速器的几何计算	8-182
3.1	主要啮合参数的选择	8-182
3.2	谐波齿轮传动的几何计算	8-183

3.3	不产生齿廓重迭干涉的条件与侧隙计算	8-183
3.4	保证传动正常工作性能的条件	8-184
4	谐波齿轮减速器主要元件的材料和结构	8-184
4.1	主要元件的材料	8-184
4.2	常见柔轮、刚轮的结构型式和尺寸	8-186
4.3	波发生器的结构设计	8-186
5	谐波齿轮减速器主要元件的承载能力计算	8-195
5.1	谐波齿轮传动的失效形式和计算准则	8-195
5.2	齿面耐磨计算	8-196
5.3	柔轮的疲劳强度计算	8-196
5.4	波发生器轴承的工作能力计算	8-198
6	谐波齿轮减速器的刚度	8-199
6.1	谐波齿轮传动的刚度特性	8-199
6.2	刚度系数 $K$ 的计算	8-199
7	谐波齿轮减速器的效率和发热计算	8-200
7.1	谐波齿轮传动效率的计算公式	8-200
7.2	谐波齿轮减速器的发热计算	8-201
8	谐波齿轮减速器的设计计算步骤	8-201

## 第7章 齿轮联轴器

1	概述	8-202
2	中、低速鼓形齿齿轮联轴器	8-204
2.1	位移圆半径与齿廓曲率半径	8-204
2.2	轴线有相对位移时侧隙的计算	8-206
2.3	几何计算	8-208
2.4	强度计算	8-208
2.5	技术条件	8-212
3	高速齿轮联轴器	8-213
3.1	结构	8-213
3.2	验算	8-217

## 第8章 渐开线圆柱齿轮减速器优化设计

1	概述	8-219
2	减速器齿轮的优化设计	8-220
2.1	优化设计数学模型的建立	8-220
2.2	优化设计程序	8-221
2.3	应用实例	8-223

# XVI 目 录

3 减速器轴及轴承的校核计算	8-228
3.1 程序框图及说明	8-228
3.2 程序的适用范围和主要功能	8-243
3.3 应用实例	8-244

4 综合应用实例	8-244
4.1 设计任务及步骤	8-244
4.2 计算结果的输出报告	8-244
参考文献	8-244

## 第九篇 专用减速器

### 第1章 航空减速器

1 概述	9-3
2 设计要求	9-3
2.1 性能	9-3
2.2 可靠性	9-3
2.3 维护性	9-4
2.4 生存力	9-4
3 主要设计方法	9-4
3.1 有限寿命设计	9-4
3.2 可靠性设计	9-4
3.3 破损安全设计	9-5
3.4 单元化设计	9-5
4 主减速器的结构及方案布置比较	9-5
4.1 主减速器的结构	9-5
4.2 主减速器方案布置比较	9-5
5 常用的减速级型式和特点	9-7
5.1 行星传动	9-7
5.2 差动齿轮传动	9-8
5.3 定轴传动	9-8
6 载荷的初步确定	9-9
7 航空齿轮设计	9-9
7.1 圆柱齿轮的基准齿形参数	9-9
7.2 圆锥齿轮的齿形参数及公差	9-10
7.3 齿轮的精度和齿面粗糙度	9-10
7.4 齿轮的设计计算	9-10
7.5 齿轮的热处理要求	9-10
7.6 齿轮的结构设计	9-12
7.7 行星齿轮传动的结构设计	9-13
8 航空减速器的常用材料	9-14
9 润滑系统	9-14
9.1 典型的润滑系统	9-14
9.2 润滑系统参数的确定	9-14
9.3 滑油量的分配及供油方式	9-16
9.4 滑油系统监控	9-16

### 第2章 船舶减速器

1 概述	9-16
2 主机和螺旋桨的主要参数	9-16
3 船舶减速器的类型	9-16
3.1 船用柴油机减速器	9-16
3.2 船用燃气轮机减速器	9-33
3.3 船用蒸汽轮机减速器	9-40
4 船用齿轮减速器的结构型式	9-45

### 第3章 多点啮合柔性传动装置

1 概述	9-47
1.1 特征和类型	9-47
1.2 应用范围	9-48
2 主要结构型式	9-48
3 受力分析及计算	9-52
3.1 拉杆式(B、F、T型)	9-52
3.2 整体外壳式(I)	9-52
3.3 整体外壳式(II)	9-53
3.4 固定滚轮式(B、F型)	9-53
3.5 推杆式(B、F、P型)	9-53
3.6 偏心滚轮式(T、S、P型)	9-53
4 低速级啮合侧隙计算	9-55
5 柔性支承的结构和计算	9-56
5.1 扭压杆	9-56
5.2 拉压杆	9-56
5.3 弹簧	9-57
5.4 组合式柔性支承	9-59
5.5 调整式	9-60
6 均载技术方法与计算	9-61
6.1 多电机驱动时的均载方法	9-61
6.2 拉杆式(B、F、T型)多柔传动装置的均载分析计算	9-61
7 多柔传动装置的初步选择计算	9-61
7.1 B、F、T型	9-61
7.2 B、F、P型和B·F型	9-63
7.3 关于初步选择计算的说明	9-64

8 B·F·T型的两种系列尺寸 .....	9-64
-----------------------	------

#### 第4章 起重用齿轮减速器

1 起重用齿轮减速器的设计原则 .....	9-67
1.1 减速器的工作级别 .....	9-67
1.2 计算载荷 .....	9-68
1.3 开式齿轮的强度计算 .....	9-71
2 起重用减速器的设计特点 .....	9-71
3 减速器的种类和应用 .....	9-71
4 起重用减速器系列 .....	9-73
4.1 ZQ型大传动比(卧式)减速器系 列 .....	9-73
4.2 ZSC型立式减速器系列 .....	9-78
4.3 ZSC立式套装型减速器系列 .....	9-80
4.4 QJ型减速器系列 .....	9-83
附表 I .....	9-88

#### 第5章 水泥磨齿轮减速器

1 概述 .....	9-90
2 水泥磨减速器的结构分析 .....	9-93
2.1 输出大齿轮弹性悬浮均载结构 .....	9-94
2.2 弹性轴均载结构 .....	9-95
2.3 载荷自位均载结构 .....	9-96
3 齿轮强度设计 .....	9-96
4 齿轮润滑 .....	9-96

#### 第6章 工程机械变速器

1 概述 .....	9-96
1.1 分类 .....	9-96
1.2 特点 .....	9-97

2 传动系的设计 .....	9-97
2.1 机械换档和动力换档定轴变速器 .....	9-97
2.2 动力换档行星变速器 .....	9-98
3 我国工程机械变速器的主要传动型 式和基本参数 .....	9-102
4 工程机械变速器典型结构介绍 .....	9-115
4.1 动力换档定轴变速器 .....	9-115
4.2 动力换档行星变速器 .....	9-116

#### 第7章 高速工业减(增)速器

1 概述 .....	9-119
2 设计原则 .....	9-119
2.1 振动 .....	9-119
2.2 噪声 .....	9-120
2.3 噪声的频谱分析及质量控制规范 .....	9-120
2.4 动平衡 .....	9-120
2.5 齿轮精度 .....	9-120
2.6 结构型式 .....	9-121
2.7 轴的挠度计算 .....	9-122
3 齿轮传动参数的选择 .....	9-123
4 透平齿轮箱中采用圆弧齿轮的情况 .....	9-123
4.1 圆弧齿轮在透平齿轮箱中的地位 .....	9-123
4.2 跑合规范 .....	9-123
4.3 装配 .....	9-124
5 透平齿轮选型 .....	9-124
6 典型结构设计 .....	9-128
6.1 锥面止推盘的强度计算 .....	9-128
6.2 过盈联接计算 .....	9-129
参考文献 .....	9-130

### 第十篇 齿轮材料及热处理

#### 第1章 齿轮材料

1 齿轮用钢材 .....	10-3
1.1 齿轮钢材的合金化 .....	10-3
1.2 齿轮钢材的冶金质量 .....	10-3
1.3 齿轮钢材的热处理特性 .....	10-3
1.4 齿轮用钢的选择 .....	10-7
1.5 常用齿轮钢材的化学成分和机械 性能 .....	10-8
1.6 国外常用的齿轮材料 .....	10-14

1.7 中国与其他国家常用钢号近似对 照表 .....	10-19
1.8 齿轮钢和齿轮制造工艺指南 .....	10-22
2 齿轮用铸铁 .....	10-29
2.1 齿轮用灰铸铁 .....	10-29
2.2 球墨铸铁 .....	10-30
2.3 可锻铸铁 .....	10-36
3 齿轮用有色金属 .....	10-37
3.1 常用齿轮铜合金 .....	10-37
3.2 蜗杆蜗轮副材料的选用 .....	10-42

## 第2章 齿轮热处理

1 齿轮的调质 .....	10-43
1.1 调质齿轮副的硬度选配 .....	10-43
1.2 齿轮钢材调质硬度的确定 .....	10-44
1.3 齿轮钢材的调质深度 .....	10-44
1.4 调质齿轮钢材的选择 .....	10-46
1.5 大模数齿轮的开齿调质 .....	10-47
1.6 常用调质齿轮钢材 .....	10-47
2 齿轮的表面加热淬火 .....	10-52
2.1 表面淬火齿轮的技术条件 .....	10-52
2.2 齿轮的火焰表面淬火 .....	10-54
2.3 齿轮的感应加热淬火 .....	10-56
3 齿轮的渗碳及碳氮共渗 .....	10-74
3.1 齿轮渗碳及碳氮共渗技术参数的确定 .....	10-74
3.2 齿轮渗碳及碳氮共渗热处理工艺 .....	10-76
3.3 齿轮渗碳及碳氮共渗的热处理变形的 .....	10-86
4 齿轮的渗氮 .....	10-93
4.1 齿轮渗氮技术参数的确定 .....	10-93
4.2 齿轮的渗氮工艺 .....	10-95
5 齿轮热处理缺陷及质量控制 .....	10-106
5.1 齿轮热处理质量检验 .....	10-107
5.2 齿轮的热处理质量控制 .....	10-110
参考文献 .....	10-113

## 第十一篇 齿轮的损伤和润滑

## 第1章 齿轮的损伤及防止措施

1 概述 .....	11-3
1.1 齿轮损伤分析的意义 .....	11-3
1.2 齿轮损伤和基本类型 .....	11-3
2 轮齿折断(断齿) .....	11-3
3 齿面疲劳 .....	11-6
4 胶合 .....	11-8
5 磨损 .....	11-9
6 塑性变形 .....	11-11
7 其他损伤 .....	11-12
3 国内外齿轮油的分类 .....	11-19
4 齿轮润滑油的选择 .....	11-19
4.1 渐开线直齿、斜齿圆柱齿轮传动及圆锥齿轮传动 .....	11-19
4.2 圆弧齿轮传动 .....	11-23
4.3 蜗杆传动 .....	11-23
4.4 车辆齿轮 .....	11-25
4.5 开式齿轮传动 .....	11-28
5 齿轮传动润滑方式的选择 .....	11-29
5.1 油浴润滑法 .....	11-29
5.2 循环喷油润滑 .....	11-30
5.3 油雾润滑 .....	11-30
5.4 离心润滑法 .....	11-31
5.5 润滑脂润滑 .....	11-31
5.6 固体润滑和自润滑 .....	11-32
6 齿轮润滑油的代用、混用和更换 .....	11-32
6.1 润滑油的代用 .....	11-32
6.2 润滑油的混用 .....	11-33
6.3 润滑油的更换 .....	11-33
附录 .....	11-35
参考文献 .....	11-52

## 第2章 齿轮传动的润滑

1 齿轮的润滑原理 .....	11-15
1.1 齿轮的啮合特性 .....	11-15
1.2 齿轮的润滑状态 .....	11-15
2 齿轮润滑剂的主要要求 .....	11-17
2.1 闭式齿轮传动的润滑剂的主要要求 .....	11-17
2.2 开式齿轮传动的润滑剂的主要要求 .....	11-18
2.3 选择齿轮润滑油的一般原则 .....	11-19

# 第一篇 总 论

主编：许洪基（郑州机械研究所）

编写人

审稿人

第1章	雷光（北京联合大学纺织工程 学院） 许洪基	叶克明（机械电子部科技情报所）
第2章	高业田（哈尔滨工业大学）	吴大任（南开大学）
附录	雷光	许洪基
代号（全书前）	雷光	许洪基





# 第1章 概 述

## 1 齿轮的历史与发展趋势

### 1.1 齿轮的历史

齿轮是机械产品的重要基础零件。齿轮传动是传递机器动力和运动的一种主要形式。它与皮带、摩擦、液压等机械传动相比,具有功率范围大、传动效率高、传动比准确、使用寿命长、安全可靠等特点,因此它已成为许多机械产品不可缺少的传动部件。齿轮的设计与制造水平将直接影响到机械产品的性能和质量。由于它在工业发展中有突出地位,致使齿轮被认为工业化的一种象征。

据史料记载,远在公元前400~200年的中国古代就已开始使用齿轮,在我国山西出土的青铜齿轮是迄今已发现的最古老齿轮,作为反映古代科学技术成就的指南车就是以齿轮机构为核心的机械装置。17世纪末,人们才开始研究能正确传递运动的轮齿形状。18世纪,欧洲工业革命以后,齿轮传动的应用日益广泛,先是发展摆线齿轮,而后是渐开线齿轮,一直到了20世纪初,渐开线齿轮已在应用中占了优势。

早在1694年,法国学者 Philippe De La Hire 首先提出渐开线可作为齿形曲线。1733年,法国人 M. Camus 提出齿轮接触点的公法线必须通过中心连线上的节点。一条辅助瞬心线分别沿大轮和小轮的瞬心线(节圆)纯滚动时,与辅助瞬心线固联的辅助齿形在大轮和小轮上所包络形成的两齿廓曲线是彼此共轭的,这就是 Camus 定理。它考虑了两齿面内啮合状态,明确建立了现代关于接触点轨迹的概念。1765年,瑞士的 L·Euler 提出渐开线齿形解析研究的数学基础,阐明了相啮合的一对齿轮,其齿形曲线的曲率半径和曲率中心位置的关系。后来, Savary 进一步完成这一方法,成为现在的 Euler-Savary 方程。对渐开线齿形应用作出贡献的是 Robert Willis, 他提出中心距变化时,渐开线齿轮具有角速比不变的优点。1873年,德国工程师 Hoppe 提出,对不同齿数的齿轮在压力角改变时的渐开线齿形,从而奠定了现代变位齿轮的思想基础。

19世纪末,展成切齿法的原理及利用此原理切

齿的专用机床与刀具的相继出现,使齿轮加工具有较完备的手段后,渐开线齿形更显示出巨大的优越性。切齿时只要将切齿工具从正常的啮合位置稍作移动,就能用标准刀具在机床上切出相应的变位齿轮。1908年,瑞士 MAAG 研究了变位方法并制造出展成加工插齿机。后来,英国 BSS、美国AGMA、德国 DIN 相继对齿轮变位提出了多种计算方法。

为了提高动力传动齿轮的使用寿命并减小其尺寸,除从材料、热处理及结构等方面改进外,圆弧齿形的齿轮获得了发展。1907年,英国人 Frank Humphris 最早发表了圆弧齿形。1926年,瑞士人 Ernest Wildhaber 取得法面圆弧齿形斜齿轮的专利权。1955年,苏联的 M·L·Novikov 完成了圆弧齿形齿轮的实用研究并获得列宁勋章。1970年,英国 Rolls-Royce 公司工程师 R·M·Studer 取得了双圆弧齿形的美国专利。这种齿轮现已日益为人们所重视,在生产中发挥了显著效益。

### 1.2 我国的情况

新中国成立后,当时基本上没有生产齿轮的能力。经过第一、二个五年计划的努力,我国初步形成了一套包括汽车、机床、重型机械、电站设备、石油化工与通用设备等机械制造能力,同时,齿轮制造业也随着发展起来。到1963年左右,我国不仅已能成批生产齿轮,而且一般规格的齿轮机床与刀具、量仪也能由国内制造。后来,国家新建和改建了一大批齿轮与齿轮箱的专业厂与专业车间,进一步扩大了齿轮配套的生产能力,到70年代末,已基本上形成我国齿轮制造工业的完整体系。

圆柱齿轮在机械产品中应用广泛,品种、规格繁多。长期来,在齿形上以采用渐开线齿形为主。在一般设计中较多采用中碳钢(或中碳合金钢)调质处理的齿轮(也称软齿面齿轮),很少采用低碳合金钢经渗碳淬火处理的齿轮(也称硬齿面齿轮)。在工艺上,对于如汽车、拖拉机工业中大批生产的中、小模数齿轮,通常采用滚(插)齿—剃(挤)齿—热处理—珩齿工艺;对于冶金、矿山、起重运输、通用等机械中所用的大、中模数齿轮,一般采

用调质处理—滚齿工艺；对于电站、石油化工、冶金、船用等机械中的高速齿轮多数采用调质处理—滚齿—剃齿工艺，但近年来，滚齿—渗碳、淬火处理—磨齿工艺逐渐发展起来。

50年代末，针对当时渐开线齿轮齿面接触强度差、工艺水平低、质量差的薄弱环节，我国从苏联引进了圆弧齿轮的科技成果，利用轴向共轭代替端面共轭和利用圆弧齿轮齿面接触强度比较高的特点，代替了不少机械产品的渐开线齿轮。70年代末，在一系列高速与低速传动中成功地应用单圆弧齿轮的基础上，采用双圆弧齿轮代替单圆弧齿轮，使抗弯强度提高40~60%，工艺上改善了，应用范围获得了进一步扩大。

70年代以来，各工业发达国家随着机械产品功率与参数的提高，对齿轮结构尺寸、性能与可靠性要求也提高了，硬齿面齿轮在日益发展。目前正在对硬齿面齿轮的设计、工艺、材料热处理、试验等进行一系列研究。我国已经研制出一批较高设计参数的硬齿面齿轮，如应用于压缩机与轧机的齿轮，功率3000~4500kW，圆周速度140~152m/s，负荷系数1.80~3.10N/cm<sup>2</sup>，精度等级4~5级，已能成批制造适用于加工硬齿面的超硬刀具，国产新系列滚齿机已能适应加工硬齿面齿轮的需要。

为进一步提高齿轮精度水平，工厂正在贯彻JB170—83“渐开线圆柱齿轮精度”标准，普遍提高了对齿轮量仪的要求。目前对于中等尺寸以下的中小模数齿轮，各种量仪已基本配套，大模数齿轮上置式周节测量仪已研制出来；1968年我国首创了齿轮整体误差测量理论和方法，1970年运用这一方法研制成了截面整体误差测量仪，从而将我国齿轮测量技术发展动态综合测量的新阶段。

近年来，结合贯彻齿轮精度标准，广泛开展了基础工艺技术的研究试验，如精滚工艺试验、确定经济工艺的技术条件和精度等级；修磨剃齿刀齿形获得齿面理想接触区试验；改变刀具材料实现硬齿面剃齿的试验；采用负变位剃齿刀消除齿面中凹试验；改变齿轮结构和材料，提高齿面修整质量；磨齿修整与齿向修形的试验等等，都大大促进了齿轮精度水平的提高。

汽车、拖拉机、矿山及运输设备等所用的螺旋锥齿轮，大多采用美国格利森制。这种齿轮生产批量大，但因切齿计算与调整复杂，生产上难以获得理想的轮齿接触区，制造质量差，使用寿命不高，

七十年代以来，在引进国外加工设备与整套电算程序基础上，开展对螺旋锥齿轮啮合理论的研究，消化掌握其程序软件，在生产上已取得成效。

在要求单级减速比大、传递扭矩大的传动中，大多采用蜗杆副。一般设计为轴向直磨的圆柱蜗杆副。多数用在传递运动的机床上和功率不大的动力传动中。为改善齿面润滑条件，提高承载性能，发展了一种圆弧圆柱蜗杆副。与此同时，针对大中型重载传动，还发展了直磨环面蜗杆副与平面包络环面蜗杆副。这些蜗杆减速器均有工厂成批生产。

另外，各种行星式传动发展迅速，有低速行星齿轮减速器、高速行星齿轮箱，还有摆线针轮减速器、各种少齿差减速器与谐波齿轮减速器等。目前，我国每年生产各种齿轮减速器已达十多万台。

我国越来越多的人掌握了齿轮啮合原理的分析方法，对复杂齿面的几何计算还提供了各种计算方法，一般能从啮合理论的观点，分析计算各种齿轮的参数，因而提高了我国齿轮设计的水平。

我国在齿轮材料、热处理技术与齿轮试验技术与测试方法方面也积累了丰富的经验。

综上所述，我国齿轮生产已达相当规模，设计与工艺水平不断提高，有一批齿轮产品已经接近或达到国际水平，但就总体来看，还有一定差距，需要我们共同努力，狠抓薄弱环节，才能有更大进展。

### 1.3 发展趋势

国际上，动力传动齿轮装置正沿着小型化、高速化、标准化方向发展。特殊齿轮的应用、行星齿轮装置的发展、低振动、低噪声齿轮装置的研制是齿轮设计方面的一些特点。为达到齿轮装置小型化目的，可以提高现有渐开线齿轮的承载能力。各国普遍采用硬齿面技术，提高硬度以缩小装置的尺寸；也可应用以圆弧齿轮为代表的特殊齿形。英法合作研制的舰载直升飞机主传动系统采用圆弧齿轮后，使减速器高度大为降低。随着船舶动力由中速柴油机代替的趋势，在大型船上采用大功率行星齿轮装置确有成效，现在冶金、矿山、水泥、轧机等大型传动装置中，行星齿轮以其体积小、同轴性好、效率高的优点而应用愈来愈多。

由于机械设备向大型化发展，齿轮的工作参数提高了。如高速齿轮的传递功率为1000~30000kW，齿轮圆周速度为20~200m/s(1200~12000r/min)，设计工作寿命为 $5 \times 10^4 \sim 10 \times 10^4$ 小时；轧钢机齿轮

的圆周速度已由每秒几米提高到20m/s,甚至30~50m/s,传递扭矩达100~200t·m,要求使用寿命在20~30年以上。这些齿轮的精度等级一般在3~6级,并对平稳性与噪声有较高的要求。对于高速齿轮(包括透平机械齿轮),在圆周速度超过100m/s时,由于运转中的热效应,要求在设计时对产生的热变形进行修正,使齿轮在工作时达到一个正常的啮合状态,特别对于高速重载齿轮,更要加以考虑。其次,对于低速重载齿轮,如轧钢机齿轮,由于采用硬齿面齿轮后,其齿面负荷系数增加而引起的整个齿轮装置系统的弹性变形变得突出了,所以,有时也要对反映到齿面的弹性变形进行修正。这种对齿轮轮齿修形的技术是目前大功率、高速、重载齿轮制造的一个重要趋势。在齿轮制造技术方面,重点是进行硬齿面加工,尤其是大型硬齿面齿轮的切齿与热处理工艺的发展,如超硬切齿、滚内齿、成形磨齿、大模数齿轮珩齿、弹性砂轮抛光、轮齿修形,以及深层渗碳等新工艺,正在生产上不断地试验与应用。

齿轮制造工艺的发展,很大程度上表现在精度等级与生产效率的提高。自七十年代以来,各种齿轮的制造精度,普遍提高一级左右,有的甚至2~3级。一般低速齿轮精度由过去的8~9级提高到7~8级,机床齿轮由6~8级提高到4~6级,轧机齿轮由7~8级提高到6~6级。

对于模数不大的中小规格齿轮,由于高刚性滚齿机的开发,加上刀具材质的改善,滚齿效率有了显著提高。采用多头滚刀,在大进给量条件下,可达到的切削速度为90m/s,如用超硬滚刀加工模数3左右的调质钢齿轮,切削速度可达200m/s。提高插齿效率,要受到插齿机刀具往复运动机构的限制。最近在开发采用刀具卸载,使用静压轴承,增强刀架与立柱刚性等新结构后,效率有明显提高,新型插齿机的冲程数可达2000次/分。

由于硬齿面齿轮广泛应用,以及高速、高性能要求的齿轮日益增多,因此要求磨齿加工,在效率和质量上都要求提高。一般来说,展成法磨齿用得较普遍,而成形法磨齿则少。MAAG磨齿法,虽然磨齿精度高,但效率低,不适合重磨削。而Niles与Höfler公司生产的单砂轮磨齿机刚性较好,精度可靠,适合于大进给量加工,效率高。近年来,为提高效率也在改进磨削方法,如减少磨削次数,压缩展成长度,缩短磨削行程;为此MAAG公司提

出的“K”一磨削法与Niles公司提出的“双面磨削法”都提高了实际磨齿效率。目前,对于成批磨削中、小模数齿轮,倾向于采用蜗杆砂轮磨齿机,磨削效率很高。对于磨削大模数齿轮,除应用能重磨削的单砂轮磨齿外,采用成形磨削方法,也是一种高效磨削的有效途径。

此外,还有一些新的工艺方法,如美国格利森公司研制的G-TRAC No765型轨道式切齿机,每小时能加工88个齿轮,比普通滚齿机提高3~4倍。双刀盘高效切齿工艺,切削速度可达137m/min,粗、精加工一个 $m=1.5\text{mm}$ 、外径24.43mm,齿宽19mm的斜齿轮,只需6秒钟,其效率为滚齿的5~10倍。美国密芝根工具公司的多头插齿,效率比普通插齿提高5~10倍,汽车行业齿轮冷成型工艺、冷挤、热轧等少无切齿工艺也不断获得新的发展。

关于齿轮材料与热处理,随着硬齿面齿轮的发展,也逐渐受到人们的重视。

齿轮用钢的发展趋势:一是含Cr、Ni、Mo的低合金钢;二是硼钢;三是碳氮共渗用钢,四是易切削钢。由于我国缺乏Ni、Cr,常用20CrMnTi渗碳钢或用含硼加稀土钢。重型机械常用18CrMnNiMo渗碳钢或中碳合金钢。机床行业常用如40Cr、38CrMoAl等钢以及高速齿轮用25CrMoV钢进行氮化。

齿轮热处理工艺一般有渗碳(或碳氮共渗)、氮化、感应淬火、调质等四类。当前总的趋势是提高齿面硬度,渗碳淬火齿轮的承载能力可比调质齿轮提高2~3倍,表1.1-1给出用不同加工方法制造的齿轮,其中心距、重量、安全系数的对比。

渗碳淬火齿轮可以获得高的表面硬度、耐磨性、韧性和抗冲击性能,能提供高的抗点蚀、抗疲劳性能。心部和渗碳层的性能主要取决于选用何种热处理工艺。如将齿轮调质处理到360HB时,其齿面接触疲劳极限应力 $\sigma_{Hlim}=750\text{N/mm}^2$ ;如表面淬火到HRC55~60时, $\sigma_{Hlim}=1500\text{N/mm}^2$ 。如表面渗氮到同样硬度时, $\sigma_{Hlim}=1200\text{N/mm}^2$ 。对于调质齿轮,由于齿轮刀具材料的改进,已将小齿轮的齿面硬度提高到360HB,大齿轮提高到280HB以上。

齿轮渗碳大多数采用气体渗碳法。通常用丙烷气发生炉生成气体,送入渗碳炉进行。也有用滴注式渗碳炉,使有机液体在炉内气化,进行渗碳。这种方法占地少,原料与处理费用低;炉子不稳定工作时间也短,有利于节约能源和成本,最近发展的

表1.1-1 软、硬齿面齿轮性能参数及经济效益对比

材	45	42CrMo <sub>4</sub>	30MnCr <sub>5</sub> 42CrMo <sub>4</sub>	31CrMoV <sub>9</sub>	34CrMo <sub>4</sub>	20MnCr <sub>5</sub>
热处理	正火	调质	渗碳调质	气体氮化	感应或火焰淬火	渗碳
加工	滚齿	滚齿	磨齿滚齿	精滚	滚齿、研齿	磨齿
中心距	830mm	650mm	585mm	490mm	470mm	390mm
重量	850kg	4860kg	3465kg	2620kg	2390kg	1581kg
重量%	174	100	71	54	48	33
价格%	132	100	85	78	66	63
安全系数	抗点蚀 1.3 抗弯曲 6.1	1.3 5.7	1.3 3.9	1.3 2.3	1.4 2.3	1.6 2.3

注 表中齿轮扭矩均为21000N·m。

真空离子渗碳法，尤其对于深层渗碳要求的齿轮，可进一步缩短时间，减少变形。

电子计算机在各工业领域的应用，促进了各项技术的发展。同样，在齿轮的设计、计算方面进展也很快。人们利用计算机能对各种可能的设计方案进行计算、分析和比较，并通过优选，取得较为理想的结果。例如在分析齿面接触区，求啮合线与相对速度夹角中，对弹流润滑计算以及几何参数计算等方面编制了程序。还有，在齿轮修形计算与齿轮承载能力计算方面都编有程序。我国已编制了GB 3480-83渐开线圆柱齿轮承载能力计算标准的程序软件，供生产应用。在齿轮加工方面，可以利用计算机控制整个切削过程，使制造质量稳定可靠。目前，国内在研究应用微机对弧齿锥齿轮的切削调整卡进行计算，可对加工偏差及时调整，使齿面接触区达到比较理想的位置，并大大提高了工效。此外，根据数控原理，应用微机对环面蜗杆螺旋齿面进行抛物线修形。已经应用于生产。虽然这方面的工作在国内还处于起步阶段，但它对提高齿轮制造质量和技术水平具有重要意义。

## 2 齿轮传动的特点

优点：1)瞬时传动比恒定，工作平稳性较高；2)采用非圆齿轮传动，瞬时传动比可按所需变化规律设计；3)传动比变化范围大，特点是采用行星传动或少齿差传动时，传动比变化特别大，可用于减

速或增速传动；4)速度范围大，节线速度可从 $v < 0.1\text{m/s}$ 达到 $200\text{m/s}$ ，或更高。转速可从 $n < 1\text{r/min}$ 到 $20000\text{r/min}$ ，或更高；5)传递功率范围大，承载能力高。高速齿轮的传动功率可达到 $P=50000\text{kW}$ ，或更大。低速重载齿轮的转矩可达到 $140\text{t}\cdot\text{m}$ ，或更大；6)传动效率高，特别是精度比较高的圆柱齿轮，效率可达到 $\eta=0.99$ ，或更高；7)结构紧凑，特别是采用行星传动或少齿差传动时，可以使齿轮箱更为紧凑。并能用于同心或偏心距很小的传动。

缺点：1)运转中有噪声、冲击和振动，并产生动载荷；2)无过载保护作用；3)用于精度要求较高的齿轮或特殊齿形时，需要高精度的机床、刀具和量仪，制造工艺复杂，成本比较高。

## 3 齿轮传动的类型

齿轮传动的类型见图1.1-1。

## 4 齿轮传动类型选择的原则

在一般情况下，对于平行轴传动，多采用圆柱直齿或斜齿齿轮传动；对于相交轴传动，多采用锥齿轮或蜗杆传动；对于两轴不平行又不相交的传动，可采用准双曲面齿轮、蜗杆传动、交错轴斜齿轮和曲线锥齿轮等(见表1.1-2)。

高速重载齿轮的外啮合传动，一般用斜齿圆柱齿轮，一对外啮合圆柱齿轮可传递 $45000\text{kW}$ 的功率。某些情况下也用直齿传动，但线速度不是很高，

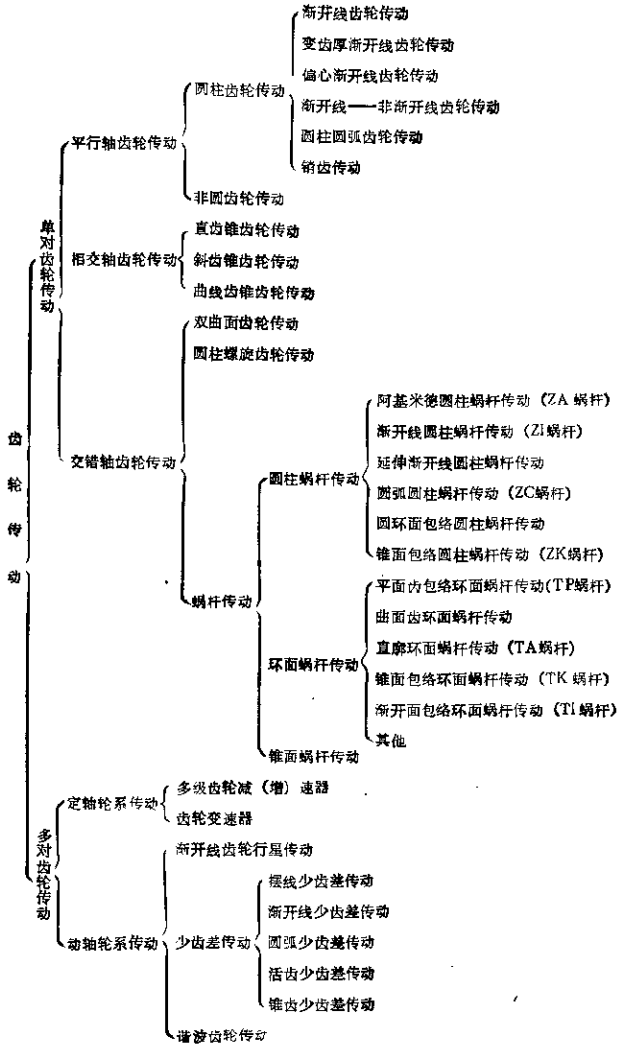


图1.1-1 齿轮传动的类型

表1.1-2 常用齿轮传动型式

平行轴	相交轴	交错轴
外啮合直齿轮	直齿圆锥齿轮	交错轴斜齿轮
内啮合直齿轮	零度锥齿轮	单包络环面蜗杆
外啮合斜齿轮	曲线齿锥齿轮	双包络环面蜗杆
内啮合斜齿轮	冠轮	准双曲面齿轮
		螺旋齿轮

如航空燃气透平直齿圆柱齿轮的速度有的用到50m/s。多数情况下,直齿圆柱齿轮用于低速,  $v < 20\text{m/s}$ 或中速传动。

直齿圆锥齿轮多用于相交轴传动,它的传动效率比较高,一般可达到98%。蜗杆传动的效率一般在90%以下,但应用也很广,如轧机压下装置、机床分度蜗轮,要求自锁的传动装置和传动比较大的情况下多采用蜗杆传动。准双曲面齿轮的传动效率比较低,但在受空间有限的情况下可以传递比较大的功率,如汽车后桥齿轮。

对于要求齿轮传动装置结构比较紧凑、传动比又比较大的情况,可参阅表1.4-2中所列举的各种行星传动。

在选择齿轮传动类型时,一般可考虑以下一些原则:

1) 根据不同的使用情况和条件,如齿轮结构尺寸、重量、效率、功率、速度、传动比、可靠性和寿命要求等,按各种不同的齿轮传动类型特点选型。

对于低速重载长期运转的固定式设备,应着重提高其传动效率;对于高速大功率传动的齿轮,应着重考虑运转的平稳性和可靠性;对于短期超载和间歇运转的移动设备,则要求结构紧凑等。

2) 根据实际工艺条件(工艺水平和设备条件)和批量选定齿轮结构。

3) 考虑合理性、先进性和经济性。

4) 类比法选型,即参考已有或类似机械的使用情况和经验选型。尽可能选用结构和工艺较简便的传动,优先选用平行轴齿轮传动。

在具体选型时,可参阅表1.1-3各类齿轮传动的主要特点和适用范围。

表1.1-3 各类齿轮传动的主要特点和适用范围

名称	主要特点	适用范围			
		传动比	传动功率	速度	应用举例
渐开线圆柱齿轮	传动的速度和功率范围很大,传动效率高,一对齿轮可达98~99.5%,精度愈高、润滑愈好,效率愈高;对中心距的敏感性小,且互换性好,装配和维修方便;可以进行变位切削及各种修形修整,从而提高传动质量;易于进行精密加工,可以取得高精度,是各种齿轮中应用最为广泛的一种齿轮	单级: 7.1(软齿面) 6.3(硬齿面) 两级: 50(软齿面) 28(硬齿面) 三级: 315(软齿面) 30(硬齿面)	可达: $P=5000\text{kW}$ 以上	线速度 可达: $v=200\text{m/s}$ 以上	高速船用透平齿轮,大型轧机齿轮,矿山和建材机械齿轮等等
蜗齿传动	有外啮合(外摆线)、内啮合(展摆线)和齿条啮合(渐开线)三种型式,适用于低速、重载的机械传动和粉尘多、润滑条件差等工作环境恶劣的场合;传动效率	一般 $i=5\sim 30$		0.05~0.5 m/s	1. 起重机的回转机构; 2. 球磨机的传动机构; 3. 磷肥工业用的回转成室; 4. 圆盘式真空过滤机的底部传动机构;

(续)

名称	主要特点	适用范围				
		传动比	传动功率	速度	应用举例	
销齿传动	$\eta=0.9\sim 0.93$ (无润滑油时), 或 $\eta=0.93\sim 0.95$ (有润滑油时)。与一般齿轮相比, 结构简单, 加工容易, 造价低, 拆修方便	一般 $i=5\sim 30$		0.05~0.5 m/s	5. 工业加热炉用的台车拖曳机构	
圆柱 圆弧 齿轮 传动	单圆弧齿 轮传动	渐开线圆 柱齿轮	低速重载传动 可达 $P=3700\text{kW}$ 以上 高速传动可达 $P=6000\text{kW}$ 以上	可达到 $v>100\text{m/s}$	3700kW 初轧机, 输出轴转短 $D=140\text{t}\cdot\text{m}$ , 轧机主减速器, 矿井卷扬机减速齿轮, 鼓风机制氧机、压缩机减速器, 1500~3000kW 汽轮发电机齿轮等	
	双圆弧齿 轮传动	除具有单圆弧齿轮的优点外, 弯曲强度比单圆弧齿轮高(一般高40~60%)。可用同一把滚刀加工一对互相啮合的齿轮; 传动比单圆弧齿轮平稳; 噪声和振动比单圆弧齿轮小				
非圆齿轮传动	非圆齿轮可以实现特殊的运动和实现函数运算。对机构的运动特性很有利, 可以提高机构的性能, 改善机构的运动条件  如应用在自动机器中, 可使机器的工作机构和控制机构具有变速运动; 可以协调平行工作的机构的循环时间; 用非圆齿轮带动铰链连杆机构的主动件时, 使铰链连杆机构的运动特性具有所需的形式				广泛应用于自动机器、仪器仪表及解算装置中, 螺旋式平板印刷机的自动进纸装置, 双色印刷机中的非圆一圆的扇形齿轮, 纺织机械中绕线托架机构、佛心圆齿轮和卵形齿轮, 造纸机的横切机构中的椭圆齿轮, 链传带传动装置中的非圆齿轮, 带有椭圆齿轮传动机构的摆式传送机, 连续曲线函数电位计中的非圆齿轮, 仪器中的卵形齿轮流量计	
锥齿 轮传 动	直齿锥齿 轮传动	比曲线锥齿轮的轴向力小, 制造也比曲线锥齿轮容易	一般; $i=1\sim 8$	一般; $P<370\text{kW}$	一般; $v<5\text{m/s}$	用于机床、汽车、拖拉机及其他机械中轴线相交的传动
	斜齿锥齿 轮传动					用于机床、汽车行业的机械设备中
	曲线锥齿 轮传动	比直齿锥齿轮传动平稳, 噪声小, 承载能力大, 由于螺旋角产生轴向力	一般; $i=1\sim 8$	一般; $P<370\text{kW}$	一般; $v>5\text{m/s}$ 磨齿: $v>40\text{m/s}$	用于汽车驱动桥传动, 以及拖拉机、机床等传动

(续)

名称	主要特点	适用范围			
		传动比	传动功率	速度	应用举例
双曲面齿轮传动	比曲线锥齿轮传动更平稳。利用偏置距增大小轮直径。因而可以增加小轮刚性, 实现两端支承。沿齿长方向有滑动。传动效率比直齿圆锥齿轮低, 需用双曲面齿轮油	1~10 用于代替蜗杆传动时可达50~100	一般: $P=750\text{kW}$	$v > 5\text{ m/s}$	最广泛用于越野及小客车, 也用于卡车。可用以代替蜗杆传动
交错轴斜齿轮传动	是由两个螺旋角不等(或螺旋角相等, 旋向也相同)的斜齿齿轮组成的为齿轮副。两齿轮的轴线可以成任意角度。缺点是齿面为点接触, 齿面间的滑动速度大, 所以承载能力和传动效率比较低, 故只能用于轻载或传递运动的场合				用于空间(在任意方向转向)传动机构
普通圆柱蜗杆传动(阿基米德螺旋线蜗杆渐开线蜗杆及延长渐开线蜗杆)	传动比大, 工作平稳, 噪声较小, 结构紧凑, 在一定条件下有自锁性, 效率低	$i=8\sim 80$	$P < 200\text{kW}$	$v < 15\sim 25\text{ m/s}$	多用于中、小负荷、间歇工作的情况下, 如轧钢机压下装置、小型转炉倾动机构等
蜗杆传动(圆弧圆柱蜗杆传动(ZC蜗杆))	接触线形状有利于形成油膜; 主平面共轭内面为凸凹齿啮合; 传动效率及承载能力均高于普通圆柱蜗杆传动	$i=8\sim 80$	$P < 200\text{kW}$	$v < 15\sim 35\text{ m/s}$	用于中、小负荷, 间歇工作的情况, 如轧钢机压下装置
蜗杆传动(环面蜗杆传动(平面齿包络环面蜗杆、曲面齿环面蜗杆、直廓环面蜗杆、锥面包络环面蜗杆、带开面包络环面蜗杆等))	接触线和相对速度夹角接近于 $90^\circ$ , 有利于形成油膜; 同时接触齿数多, 当量齿数半径大, 因而承载能力大, 一般比普通圆柱蜗杆传动大2~3倍, 但制造工艺一般比普通圆柱蜗杆要复杂一些	$i=5\sim 100$	$P < 4500\text{kW}$		轧机压下装置、各种绞车、冷挤压机、转炉、军工产品以及其他冶金矿山设备等



(续)

名称	主要特点	适用范围			
		传动比	传动功率	速度	应用举例
锥蜗杆传动	同时接触齿数多, 齿面可得到比较充分的润滑和冷却, 易于形成油膜; 传动比较平稳, 效率比普通圆柱蜗杆传动高; 设计计算和制造比较复杂	10~359			适用于结构要求比较紧凑的场合
普通渐开线齿轮行星传动	体积小、重量轻、承载能力大、效率高、工作平稳。NGW型行星齿轮减速器与普通圆柱齿轮减速器比较, 体积和重量可减小30~50%, 效率可稍提高, 但结构比较复杂, 制造成本比较高	NGW型单级 2.8~12.5 两级14~160 三级100~2000 其他类型见表 32.6-1 <sup>[1]</sup>	NGW型达 6500kW, 其他类型见表 32.6-1 <sup>[1]</sup>	高低速均可	NGW型主要用于冶金、矿山、起重运输等低速重载机械; 也用于压缩机、制氧机、舰机高速大功率传动
渐开线少齿差传动	内外圆柱齿轮的齿廓均采用渐开线, 因而可用普通的齿轮机床加工, 结构较简单, 生产价格也较低, 但转臂轴承受径向力较大, 这种传动与通用渐开线圆柱齿轮传动(或蜗杆传动)相比较, 具有传动比大、体积小、重量轻、结构紧凑等特点。其承受过载冲击能力较强, 寿命较长。传动效率一般为 $\eta=0.8\sim0.9$ , 但也有达到0.9以上的实例。由于内齿轮采用软齿面, 故承载能力略低于摆线针轮行星传动	单级: $i=10\sim100$ , 可多级串联取得更大的传动比	最大: $P=45\text{kW}$ 常用: $P\leq 10\text{kW}$		电工机械、起重运输、轻工、化工、食品、粮油、农机、仪表、机床与附件、工程机械等
少齿差传动					
摆线少齿差传动	亦称摆线针轮行星传动, 它以外摆线作为行星齿轮的齿廓曲线, 是少齿差传动中应用最广、最基本的一种类型。其效率达到 $\eta=0.9\sim0.98$ (单级传动时); 多齿啮合, 承载能力高, 运转平稳, 故障少, 寿命长; 与电动机直联的减速器结构紧凑, 但制造成本比较高, 主要零部件加工精度要求高。齿形检测困难, 大直径摆线轮加工困难	单级: $i=11\sim 87$ 双级: $i=121\sim 6133$	$P < 100\text{kW}$ $P < 220\text{kW}$		广泛用于矿山冶金、石油化工、轻工食品、纺织印染、国防工程、起重运输等各类机械中

名称	主要特点	适用范围			
		传动比	传动功率	速度	应用举例
少齿传动	圆弧少齿差传动 又称圆弧针齿行星传动,或摆线减速机,其结构型式与摆线少齿差传动基本相同,其特点在于:行星轮的齿廓曲线改用凹圆弧代替摆线,轮齿与针齿形成凹凸两圆的内啮合,且齿廓半径相差很小,从而提高了接触强度	单级; $i=11\sim 71$		$P=0.2\sim 30\text{kW}$	用于矿山运输机械、轻工、纺织印染机械中
	活齿少齿差传动 又称“活齿传动”、“滑齿传动”、“滚道传动”、“密切圆传动”,其特点是固定齿圈上的齿形制成圆弧或其他曲线,行星轮上的各轮齿改用单个的活动构件(如滚珠)代替,当主动偏心盘驱动时,它们将在输出轴上的径向槽孔中活动,故称之为“活齿”。其效率为 $\eta=0.86\sim 0.87$	单级; $i=20\sim 80$		$P<18\text{kW}$	用于矿山、冶金机械中
	锥齿少齿差传动 又称“锥齿齿轮波传动”、“章动传动”,它采用一对少齿差的锥齿轮,以轴线运动的锥轮与另一固定锥轮啮合产生摆转运动代替了原来行星轮的平面运动	单级; $i\leq 200$			用于矿山机械中
谐波齿轮传动	传动比大,范围宽;元件少,体积小、重量轻,在相同的条件下可比一般减速器的元件少一半,体积和重量可减少20~50%;同时啮合的齿数多,双波传动在受载情况下同时啮合齿数可达总数的20~40%,故承载能力高;且误差可相互补偿,故运动精度高,可采用调整波发生器达到无间隙啮合;运转平稳,噪声低,可通过密封壁传递运动,传动效率也比较高, $i=100$ 时, $\eta=69\sim 90\%$ , $i=400$ 时, $\eta=80\%$ ,且传动比大时,效率并不显著下降,但主要零件——柔轮的制造工艺比较复杂	单级1.002~1.02(波发生器固定,柔轮主动时); 50~600(柔轮或刚轮固定,波发生器主动时)150~4000m用行星波发生器 $2\times 10^4$ (采用复波)	几瓦到几十千瓦		主要用于航空、航天飞行器、原子能、雷达系统等,也用于造船、汽车、坦克、机床、仪表、纺织、冶金、起重运输、医疗器械等部门,如机床进给分度机构,自动控制系统中的执行机构和数据传递装置,光学机械中的精密传动;用于化工设备、大型绞盘;用于高压、高真空的密封式传动;工业机器人、武器系统和无线电源跟踪系统

## 第2章 齿轮啮合原理

### 1 齿轮啮合原理的数学基础

#### 1.1 坐标变换与变换矩阵

##### 1.1.1 点的坐标变换

如图1.2-1所示, 已知点 $P$ 在旧坐标系 $\sigma_1(O_1; x_1, y_1, z_1)$ 中的坐标为 $(x_1, y_1, z_1)$ ,  $\sigma_1$ 的原点 $O_1$ 在新坐标系 $\sigma_2(O_2, x_2, y_2, z_2)$ 中的坐标为 $(x_{20}, y_{20}, z_{20})$ , 则点 $P$ 在 $\sigma_2$ 中的坐标 $(x_2, y_2, z_2)$ 由下式确定:

$$\begin{bmatrix} x_2 \\ y_2 \\ z_2 \\ 1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} & a_{13} & x_{20} \\ a_{21} & a_{22} & a_{23} & y_{20} \\ a_{31} & a_{32} & a_{33} & z_{20} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1 \\ y_1 \\ z_1 \\ 1 \end{bmatrix} \quad (1.2-1)$$

式中矩阵

$$\begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} & a_{13} & x_{20} \\ a_{21} & a_{22} & a_{23} & y_{20} \\ a_{31} & a_{32} & a_{33} & z_{20} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (1.2-2)$$

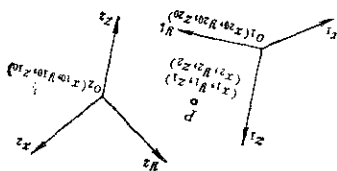


图 1.2-1

称为由旧坐标系 $\sigma_1$ 到新坐标系 $\sigma_2$ 的点的坐标变换矩阵, 记为 $M_{21}$ 。这个4阶变换矩阵的组成原则是:

第一行的前三个元素 $a_{11}$ ,  $a_{12}$ ,  $a_{13}$ 依次是新坐标系的第一根轴( $x_2$ 轴)与旧坐标系的三根轴( $x_1, y_1, z_1$ )夹角的余弦; 第二行的前三个元素 $a_{21}$ ,  $a_{22}$ ,  $a_{23}$ 依次是新坐标系的第二根轴( $y_2$ 轴)与旧坐标系的三根轴( $x_1, y_1, z_1$ )夹角的余弦; 第三行的前三个元素 $a_{31}$ ,  $a_{32}$ ,  $a_{33}$ 依次是新坐标系的第三根轴( $z_2$ 轴)与旧坐标系的三根轴( $x_1, y_1, z_1$ )夹角的余弦; 第四列的前三个元素依次是旧坐标系 $\sigma_1$ 的原

点 $O_1$ 在新坐标系 $\sigma_2$ 中的坐标, 第四行的元素总是0, 0, 0, 1。

依据上述原则, 若把 $\sigma_2$ 看成是旧坐标系, 并且其原点 $O_2$ 在新坐标系 $\sigma_1$ 中的坐标为 $(x_{10}, y_{10}, z_{10})$ , 则由 $\sigma_2$ 到 $\sigma_1$ 的变换矩阵为

$$M_{12} = \begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} & a_{13} & x_{10} \\ a_{21} & a_{22} & a_{23} & y_{10} \\ a_{31} & a_{32} & a_{33} & z_{10} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (1.2-3)$$

即

$$\begin{bmatrix} x_1 \\ y_1 \\ z_1 \\ 1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} & a_{13} & x_{10} \\ a_{21} & a_{22} & a_{23} & y_{10} \\ a_{31} & a_{32} & a_{33} & z_{10} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_2 \\ y_2 \\ z_2 \\ 1 \end{bmatrix} \quad (1.2-4)$$

两个坐标系的原点 $O_1$ 与 $O_2$ 重合时, 则有

$$\begin{bmatrix} x_2 \\ y_2 \\ z_2 \\ 1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} & a_{13} \\ a_{21} & a_{22} & a_{23} \\ a_{31} & a_{32} & a_{33} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1 \\ y_1 \\ z_1 \\ 1 \end{bmatrix} \quad (1.2-5)$$

$$\begin{bmatrix} x_1 \\ y_1 \\ z_1 \\ 1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} & a_{13} \\ a_{21} & a_{22} & a_{23} \\ a_{31} & a_{32} & a_{33} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_2 \\ y_2 \\ z_2 \\ 1 \end{bmatrix} \quad (1.2-6)$$

以上两式中的 $a_{ij}$ 仍由上述原则确定。

##### 1.1.2 空间坐标系中矢量的分量变换

因为矢量可以平移, 因此其分量变换与坐标系原点的位置无关。设矢量 $r$ 在 $\sigma_1$ 中的分量为 $x_1, y_1, z_1$ , 在 $\sigma_2$ 中的分量为 $x_2, y_2, z_2$ , 则其变换公式与式(1.2-5)、(1.2-6)相同。

上述的空间变换矩阵的组成原则也适用于平面坐标变换。在平面坐标系中, 由于 $a_{13}=a_{23}=a_{33}=a_{31}=a_{32}=z_{10}=z_{20}=0$ , 故点的变换矩阵简化为三阶方阵, 即

$$\begin{bmatrix} x_2 \\ y_2 \\ 1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} & x_{20} \\ a_{21} & a_{22} & y_{20} \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1 \\ y_1 \\ 1 \end{bmatrix} \quad (1.2-7)$$

$$\begin{bmatrix} x_1 \\ y_1 \\ 1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} & x_{10} \\ a_{21} & a_{22} & y_{10} \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_2 \\ y_2 \\ 1 \end{bmatrix} \quad (1.2-8)$$

矢量分量的变换矩阵简化为2阶方阵, 即有

$$\begin{bmatrix} x_1 \\ y_1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} \\ a_{21} & a_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_2 \\ y_2 \end{bmatrix} \quad (1.2-9)$$

$$\begin{bmatrix} x_1 \\ y_1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} a_{11} & a_{11} \\ a_{12} & a_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_2 \\ y_2 \end{bmatrix} \quad (1.2-10)$$

【例1】如图 1.2-2 所示，有三个平面坐标系  $\sigma[o; x, y]$ ,  $\sigma_1[o_1; x_1, y_1]$ ,  $\sigma_2[o_2; x_2, y_2]$ ，试写出  $\sigma_2$  到  $\sigma_1$  点的坐标变换公式。

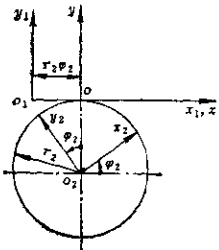


图 1.2-2

【解】根据前面所述的变换矩阵组成原则，则有

$$\begin{bmatrix} x_1 \\ y_1 \\ 1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & -r_1\phi_1 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x \\ y \\ 1 \end{bmatrix} \quad (1.2-11)$$

$$\begin{bmatrix} x \\ y \\ 1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos\phi_2 & -\sin\phi_2 & 0 \\ \sin\phi_2 & \cos\phi_2 & -r_2 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_2 \\ y_2 \\ 1 \end{bmatrix} \quad (1.2-12)$$

综合以上两式，则有

$$\begin{bmatrix} x_1 \\ y_1 \\ 1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & -r_1\phi_1 & \cos\phi_2 & -\sin\phi_2 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & \sin\phi_2 & \cos\phi_2 & -r_2 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_2 \\ y_2 \\ 1 \end{bmatrix} \quad (1.2-13)$$

【例2】图 1.2-3 所示的是研究蜗杆传动时经常采用的坐标系，其中  $\sigma[o; x, y, z]$  和  $\sigma_p[o_p; x_p, y_p, z_p]$

根据以上三式，则  $\sigma_1$  到  $\sigma_2$  的变换矩阵为

$$M_{21} = M_{2p} M_{p0} M_{01} = \begin{bmatrix} \cos\phi_1 \cos\phi_2 & -\sin\phi_1 \cos\phi_2 & -\sin\phi_1 & a \cos\phi_2 \\ -\cos\phi_1 \sin\phi_2 & \sin\phi_1 \sin\phi_2 & -\cos\phi_2 & -a \sin\phi_2 \\ \sin\phi_1 & \cos\phi_1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (1.2-14)$$

最后得到

$y_p, z_p]$  是固定坐标系， $\sigma_1 [o_1; x_1, y_1, z_1]$  与  $\sigma_2 [o_2; x_2, y_2, z_2]$  分别是和蜗杆与蜗轮相固连的坐标系，试写出  $\sigma_1$  到  $\sigma_2$  的点的坐标变换公式。

【解】依照前面所述的变换矩阵组成原则，可知  $\sigma_1$  到  $\sigma$  的变换矩阵为

$$M_{01} = \begin{bmatrix} \cos\phi_1 & -\sin\phi_1 & 0 & 0 \\ \sin\phi_1 & \cos\phi_1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

$\sigma$  到  $\sigma_p$  的变换矩阵为

$$M_{p0} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & a \\ 0 & 0 & -1 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

$\sigma_p$  到  $\sigma_2$  的变换矩阵为

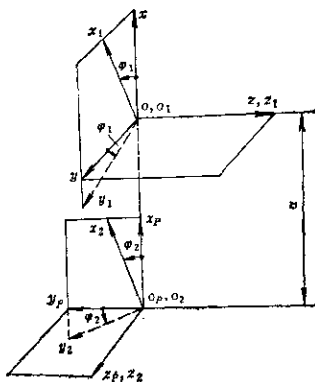


图 1.2-3

$$M_{2p} = \begin{bmatrix} \cos\phi_2 & \sin\phi_2 & 0 & 0 \\ -\sin\phi_2 & \cos\phi_2 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

$$\begin{pmatrix} x_2 \\ y_2 \\ z_2 \\ 1 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \cos\varphi_1 \cos\varphi_2 & -\sin\varphi_1 \cos\varphi_2 & -\sin\varphi_2 & a \cos\varphi_2 \\ -\cos\varphi_1 \sin\varphi_2 & \sin\varphi_1 \sin\varphi_2 & -\cos\varphi_2 & -a \sin\varphi_2 \\ \sin\varphi_1 & \cos\varphi_1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} x_1 \\ y_1 \\ z_1 \\ 1 \end{pmatrix} \quad (1.2-15)$$

## 1.2 有关微分几何的简明知识

### 1.2.1 向量代数

在空间直角坐标系内, 若  $i, j, k$  为三个坐标轴正向的么矢 (单位矢量), 则向量  $r$  可写成它们的线性组合, 即

$$r = xi + yj + zk = \{x, y, z\} \quad (1.2-16)$$

式中  $x, y, z$  是  $r$  的分量.  $r$  的长为

$$|r| = \sqrt{x^2 + y^2 + z^2} \quad (1.2-17)$$

若  $r \neq 0$ , 则  $\frac{r}{|r|}$  是和  $r$  同向的么矢.

若矢量  $r_1 = \{x_1, y_1, z_1\}$ ,  $r_2 = \{x_2, y_2, z_2\}$ , 则它们可以进行如下运算:

1) 矢量和

$$r_1 + r_2 = \{x_1 + x_2, y_1 + y_2, z_1 + z_2\} \quad (1.2-18)$$

2) 矢量差

$$r_1 - r_2 = \{x_1 - x_2, y_1 - y_2, z_1 - z_2\} \quad (1.2-19)$$

3) 纯量乘矢量

$$\lambda r_1 = \{\lambda x_1, \lambda y_1, \lambda z_1\} \quad (1.2-20)$$

式中的  $\lambda$  为一纯量.

4) 矢量的数积

$$r_1 r_2 = |r_1| |r_2| \cos\theta = x_1 x_2 + y_1 y_2 + z_1 z_2 \quad (1.2-21)$$

式中  $\theta$  —  $r_1$  与  $r_2$  之间的夹角 ( $0 \leq \theta \leq \pi$ )

显然,  $r_1$  与  $r_2$  垂直的充要条件是  $r_1 r_2 = 0$ .

5) 矢量的矢积

$$r_1 \times r_2 = \begin{vmatrix} i & j & k \\ x_1 & y_1 & z_1 \\ x_2 & y_2 & z_2 \end{vmatrix} = \left\{ \begin{vmatrix} y_1 & z_1 \\ y_2 & z_2 \end{vmatrix}, \begin{vmatrix} z_1 & x_1 \\ z_2 & x_2 \end{vmatrix}, \begin{vmatrix} x_1 & y_1 \\ x_2 & y_2 \end{vmatrix} \right\} \quad (1.2-22)$$

$r_1$  与  $r_2$  平行的充要条件是  $r_1 \times r_2 = 0$ .

6) 混合积

若还有一个矢量  $r_3 = \{x_3, y_3, z_3\}$ , 则  $r_1, r_2, r_3$  可作混合积运算:

$$\begin{aligned} (r_1 \times r_2) \cdot r_3 &= (r_1 r_2 r_3) = (r_2 r_3 r_1) = (r_3 r_1 r_2) \\ &= -(r_3 r_1 r_2) = -(r_1 r_2 r_3) = -(r_2 r_3 r_1) \end{aligned}$$

$$= \begin{vmatrix} x_1 & y_1 & z_1 \\ x_2 & y_2 & z_2 \\ x_3 & y_3 & z_3 \end{vmatrix} \quad (1.2-23)$$

7) 二重矢积

$$(r_1 \times r_2) \times r_3 = (r_1 \cdot r_3) r_2 - (r_2 \cdot r_3) r_1 \quad (1.2-24)$$

8) 拉格朗日恒等式

$$(r_1 \times r_2)(r_3 \times r_4) = (r_1 r_3)(r_2 r_4) - (r_1 r_4)(r_2 r_3) \quad (1.2-25)$$

9) 矢量的回转

如图 1.2-4 所示, 若  $oa$  轴的正向么矢为  $\theta$ , 矢量  $r$  绕  $oa$  轴转过  $\varphi$  角后, 得一新的矢量  $r^*$ , 则

$$r^* = r \cos\varphi + (1 - \cos\varphi)(r\theta) + \sin\varphi(\theta \times r) \quad (1.2-26)$$

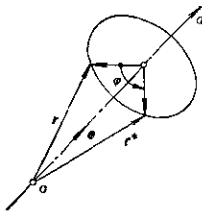


图 1.2-4

### 1.2.2 曲线

a. 矢函数与曲线的参数方程 空间曲线  $\Gamma$  (见图 1.2-5) 可用矢函数

$$r(t) = \{x(t), y(t), z(t)\} (t_1 \leq t \leq t_2)$$
 表示,

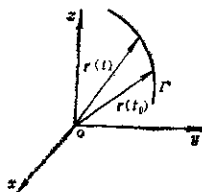


图 1.2-5

式中  $t$  为参数. 例如, 圆的方程 (见图 1.2-6) 可以写成:

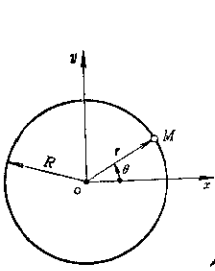


图 1.2-6

$$\begin{aligned} \mathbf{r} &= R\cos\theta\mathbf{i} + R\sin\theta\mathbf{j} \\ &= \{R\cos\theta, R\sin\theta, 0\} \\ (0 \leq \theta < 2\pi) \end{aligned} \quad (1.2-27)$$

圆柱螺线的方程 (见图1.2-7) 为

$$\begin{aligned} \mathbf{r} &= R\cos\theta\mathbf{i} + R\sin\theta\mathbf{j} + p\theta\mathbf{k} \\ &= \{R\cos\theta, R\sin\theta, p\theta\} \\ (-\infty < \theta < +\infty) \end{aligned} \quad (1.2-28)$$

式中  $p = \frac{h}{2\pi}$  ——螺旋参数,

$h$  ——螺旋线的导程。

引进弧长  $s$  为曲线的参数 (称其为曲线的自然参数) 时, 曲线  $\Gamma$  的方程为

$$\mathbf{r}(s) = \{x(s), y(s), z(s)\} (s_1 \leq s \leq s_2)$$

b. 矢函数的微分

(1) 矢函数的导矢 极限 (见图1.2-8)

$$\begin{aligned} \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{\Delta \mathbf{r}}{\Delta t} &= \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{\mathbf{r}(t + \Delta t) - \mathbf{r}(t)}{\Delta t} \\ &= \frac{d\mathbf{r}}{dt} = \mathbf{r}'(t) \end{aligned}$$

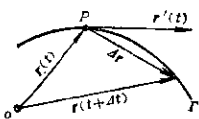


图 1.2-8

称为矢函数  $\mathbf{r}(t)$  在  $P$  点的导矢, 其几何意义是, 当  $\mathbf{r}(t) \rightarrow 0$  时,  $\mathbf{r}'(t)$  为曲线  $\Gamma$  在  $P$  点的切线上的一个矢量, 简称切矢。

当以弧长为参数时,

$$\frac{d\mathbf{r}(s)}{ds} = \mathbf{r}' = \boldsymbol{\alpha} \quad (1.2-29)$$

为么切矢<sup>⊙</sup>。

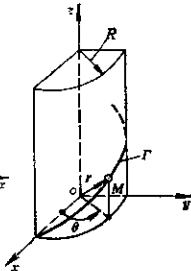


图 1.2-7

(2) 矢函数的微分公式

$$\frac{d\mathbf{r}}{dt} = \mathbf{r}' = \{x'(t), y'(t), z'(t)\} \quad (1.2-30)$$

$$d\mathbf{r} = \mathbf{r}'(t)dt = \{dx, dy, dz\} \quad (1.2-31)$$

$$(\lambda \mathbf{r})' = \lambda' \mathbf{r} + \lambda \mathbf{r}' \quad (1.2-32)$$

$$(\mathbf{r}_1 + \mathbf{r}_2)' = \mathbf{r}_1' + \mathbf{r}_2' \quad (1.2-33)$$

$$(\mathbf{r}_1 \mathbf{r}_2)' = \mathbf{r}_1' \mathbf{r}_2 + \mathbf{r}_1 \mathbf{r}_2' \quad (1.2-34)$$

$$(\mathbf{r}_1 \times \mathbf{r}_2)' = \mathbf{r}_1' \times \mathbf{r}_2 + \mathbf{r}_1 \times \mathbf{r}_2' \quad (1.2-35)$$

$$(\mathbf{r}_1 \mathbf{r}_2 \mathbf{r}_3)' = (\mathbf{r}_1' \mathbf{r}_2 \mathbf{r}_3) + (\mathbf{r}_1 \mathbf{r}_2' \mathbf{r}_3) + (\mathbf{r}_1 \mathbf{r}_2 \mathbf{r}_3') \quad (1.2-36)$$

$$\frac{d^2 \mathbf{r}}{dt^2} = 2\mathbf{r}r' \quad (1.2-37)$$

$$\frac{d\mathbf{r}}{ds} = \mathbf{r}'(t) \frac{dt}{ds} \quad (1.2-38)$$

(3) 几个重要结论

1) 变矢  $\mathbf{r}(t)$  具有固定长的充要条件是  $\mathbf{r}r' = 0$ 。

2) 非零变矢  $\mathbf{r}(t)$  具有固定方向的充要条件是  $\mathbf{r} \times \mathbf{r}' = 0$ 。

3) 变矢  $\mathbf{r}(t)$  平行于固定平面的充要条件是  $(\mathbf{r}r' \cdot \mathbf{r}') = 0$ 。

(4) 曲线的基本三棱形 如图1.2-9所示,  $\boldsymbol{\alpha}$ ,  $\boldsymbol{\beta}$ ,  $\boldsymbol{\tau}$  是曲线  $\Gamma$  在  $P$  点的基本(么)矢, 依次称为么切矢、主法矢、副法矢。它们之间的关系为

$$\left. \begin{aligned} \boldsymbol{\alpha} &= \boldsymbol{\beta} \times \mathbf{Y} \\ \boldsymbol{\beta} &= \mathbf{Y} \times \boldsymbol{\alpha} \\ \mathbf{Y} &= \boldsymbol{\alpha} \times \boldsymbol{\beta} \end{aligned} \right\} \quad (1.2-39)$$

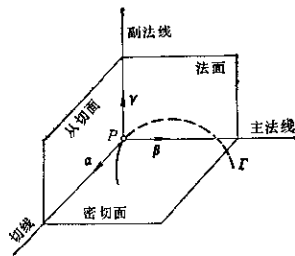


图 1.2-9

并且, 主法矢  $\boldsymbol{\beta}$  总是指向曲线弯曲的一侧。

当曲线以变矢  $\mathbf{r}(t)$  给出时, 密切面的方程为

$$[\boldsymbol{\rho} - \mathbf{r}(t), \mathbf{r}'(t), \mathbf{r}''(t)] = 0 \quad (1.2-40)$$

式中  $\boldsymbol{\rho}$  ——密切面上点的径矢。

(5) 曲线的基本公式

⊙ 本章中用“ $\frac{d}{ds}$ ”表示对一般参数(如  $t$ )求导, 用“ $\frac{d}{ds}$ ”表示对弧长求导。

$$\left. \begin{aligned} d &= \kappa \beta \\ \dot{\beta} &= -\kappa \alpha + \tau \dot{\gamma} \\ \dot{\gamma} &= -\tau \dot{\beta} \end{aligned} \right\} \quad (1.2-41)$$

式中  $\kappa$ ——曲线在  $P$  点的曲率;

$\tau$ ——曲线在  $P$  点的挠率;

曲率  $\kappa$  的几何意义是: 曲线  $\Gamma$  在  $P$  点的切线方向对于弧长的转动率;

挠率  $\tau$  的几何意义是: 就其绝对值而言, 等于副法线方向对于弧长的转动率。

曲率  $\kappa$  和挠率  $\tau$  分别由下式确定:

$$\kappa = \frac{|r' \times r''|}{|r'|^3} \quad (1.2-42)$$

$$\tau = \frac{(r' \cdot r'' \cdot r''')}{(r' \times r'')^2} \quad (1.2-43)$$

### 1.2.3 曲面

a. 曲面的参数表示 空间曲面可以用双参数表示。几种常见的曲面方程如表 1.2-1 中所列。应该注意的是, 曲面的参数方程不是唯一的。

当曲面  $\Sigma$  (见图 1.2-10) 用变矢  $r(u, v)$  给出时, 令  $v = v_0 = \text{常数}$ ,  $r(u, v_0)$  表示一条  $u$  线; 令  $u = u_0 = \text{常数}$  时,  $r(u_0, v)$  表示一条  $v$  线。经过曲面上的每一点都有一条  $u$  线和  $v$  线, 它们叫做曲面的参数曲线。

b. 曲面的法矢和切平面

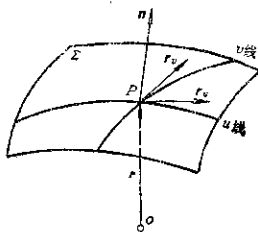


图 1.2-10

(1) 法矢  $n$  (见图 1.2-10) 若曲面  $\Sigma$  的方程为  $r = r(u, v)$ , 则  $\Sigma$  上  $P$  点的法矢

$$n = \frac{\frac{\partial r}{\partial u} \times \frac{\partial r}{\partial v}}{\left| \frac{\partial r}{\partial u} \times \frac{\partial r}{\partial v} \right|} = \frac{r_u \times r_v}{|r_u \times r_v|} \quad (1.2-44)$$

(2) 切平面方程

$$n \cdot (\rho - r) = 0 \quad (1.2-45)$$

式中  $\rho$ —— $\Sigma$  在  $P$  点的切平面上点的径矢。

c. 第一基本齐式

$$\varphi_1 = ds^2 = (dr)^2 = Edu^2 + 2Fdu dv + Gdv^2 \quad (1.2-46)$$

式中  $E = r_u^2$ ,  $F = r_u \cdot r_v$ ,  $G = r_v^2$

d. 第二基本齐式

$$\varphi_2 = -dn dr = Ldu^2 + 2Mdu dv + Ndv^2 \quad (1.2-47)$$

式中  $L = nr_{uu} = -n \cdot r_{uu}$ ,  $M = nr_{uv} = -n \cdot r_{uv}$

$= -n \cdot r_{vu}$ ,

$N = nr_{vv} = -n \cdot r_{vv}$ .

e. 法曲率

(1) 法曲率的定义 如图 1.2-11 所示,  $\Gamma$  为曲面  $\Sigma$  上过  $P$  点的一条曲线,  $\alpha$  为公切矢,  $n$  为曲面  $\Sigma$  在  $P$  点的法矢, 我们称

$$\begin{aligned} \kappa_n &= n \cdot \ddot{\alpha} = \kappa \beta n \\ &= \kappa \cos \theta = \varphi_1 / \varphi_2 \\ &= \frac{L(du/dv)^2 + 2M(du/dv) + N}{E(du/dv)^2 + 2F(du/dv) + G} \end{aligned} \quad (1.2-48)$$

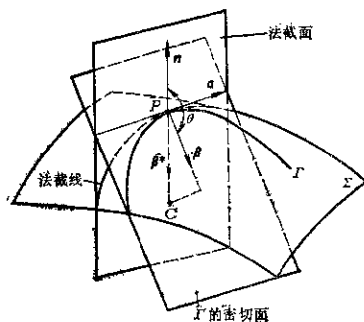


图 1.2-11

为曲面  $\Sigma$  沿  $\alpha$  方向的法曲率。

式中  $\kappa$ ——曲线  $\Gamma$  在  $P$  点的曲率;

$\theta$ —— $n$  与  $\beta$  的夹角。

(2) 法曲率的几何意义 就绝对值而言, 法曲率与同方向法截线 ( $\alpha, n$  所在平面与  $\Sigma$  的交线) 的曲率相等。法截线的弯曲方向与法矢  $n$  的正向相同时, 法曲率  $\kappa_n$  为正, 法截线的弯曲方向与  $n$  的正向相反时,  $\kappa_n$  为负。显然,  $\kappa_n$  的正负与  $n$  的方向有关。

(3) 默尼埃定理

公式

$$\kappa_n = \kappa \cos \theta \quad (1.2-49)$$

表1.2-1 几种常见的曲面的方程

曲面名称	简图	曲面的方程式
平面		$r = r_0 + ua + vb = r(u, v)$ <p>式中 <math>a, b</math>——常矢; <math>u, v</math>——变参数</p>
球面		$r = R(\cos\varphi\cos\theta i + \cos\varphi\sin\theta j + \sin\varphi k) = r(\varphi, \theta)$ <p>式中 <math>\varphi, \theta</math>——变参数; <math>R</math>——球面半径</p>
圆柱面		$r = R\cos\theta i + R\sin\theta j + vk = r(\theta, v)$ <p>式中 <math>\theta, v</math>——变参数; <math>R</math>——球面半径</p>
圆锥面		$r = v(\sin\alpha\cos\theta i + \sin\alpha\sin\theta j + \cos\alpha k) = r(v, \theta)$ <p>式中 <math>\alpha</math>——半顶角; <math>v, \theta</math>——变参数</p>



曲面名称	简图	曲面的方程式
渐开螺旋面		$r = R[(\cos\theta - u\sin\theta)i + (\sin\theta + u\cos\theta)j] + p(\theta + u)k = r(\theta, u)$ <p>式中 <math>p</math>——螺旋参数  <math>\theta, u</math>——变参数</p>

称为默尼埃定理。它表示在  $P$  点曲面  $\Sigma$  上曲线  $\Gamma$  的曲率  $\kappa$  与同方向法曲率  $\kappa_n$  之间的关系。

(4) 主方向与主曲率 曲面  $\Sigma$  在  $P$  点沿不同方向的法曲率  $\kappa_n$  一般是不同的, 其中有一个最大值和一个最小值, 称为主曲率, 分别以  $\kappa_1$  和  $\kappa_2$  表示。它们所对应的方向叫做主方向, 这两个主方向互相垂直。若在  $P$  点, 沿一切方向的法曲率相同, 则这个固定的法曲率就叫做主曲率, 一切方向都是主方向, 主方向由下面的方程式确定:

$$(EM - FL)du^2 + (EN - GL)dudv + (FN - GM)dv^2 = 0 \quad (1.2-50)$$

将由上式求得两个主方向代入式(1.2-48), 就可求出这两个主方向所对应的主曲率。

主方向的特征之一是, 沿该方向  $dn$  与  $dr$  平行, 即满足

$$dn = -Kdr \quad (1.2-51)$$

上式称为罗德里克公式。

(5) 欧拉公式

如图1.2-12所示,  $g_1, g_2$  是  $\Sigma$  在  $P$  点的两个主方向的么矢, 它们所对应的主曲率分别为  $\kappa_1, \kappa_2$ 。其他的任意方向  $\alpha$  的法曲率可通过下面的欧拉公式求得:

$$\kappa_n = \kappa_1 \cos^2\varphi + \kappa_2 \sin^2\varphi \quad (1.2-52)$$

式中  $\varphi$ —— $g_1$  到  $\alpha$  的有向角。

若规定  $n = g_1 \times g_2$ , 则沿  $\alpha$  方向, 有

$$\frac{dn}{ds} = -(\kappa_1 \cos\varphi g_1 + \kappa_2 \sin\varphi g_2) \quad (1.2-53)$$

(6) 短程挠率

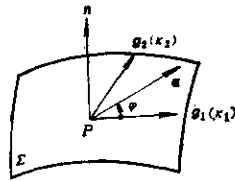


图 1.2-12

1) 短程挠率的概念 如图1.2-13所示,  $\Gamma$  为曲面  $\Sigma$  上的一条曲线, 其在  $P$  点的么切矢为  $\alpha$ 。令

$$v = n \times \alpha \quad (1.2-54)$$

则沿  $\alpha$  方向, 有

$$\dot{n} = \frac{dn}{ds} = -\kappa_n \alpha - \tau_g v \quad (1.2-55)$$

式中的  $\tau_g = -v \dot{n}$  称为曲面在  $P$  点沿  $\alpha$  方向的短程挠率。

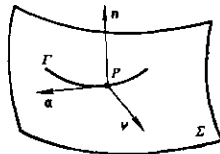


图 1.2-13

2) 短程挠率的计算公式

$$\tau_g = -v \dot{n} = \left( n \frac{dn}{ds} \frac{dr}{ds} \right)$$

$$= \frac{1}{D} \begin{vmatrix} \left(\frac{dv}{ds}\right)^2 - \frac{du}{ds} \frac{dv}{ds} & \left(\frac{du}{ds}\right)^2 \\ E & F \\ L & M \\ & N \end{vmatrix} \quad (1.2-56)$$

式中  $D = \sqrt{EG - F^2}$

短程挠率  $\tau_g = 0$  是主方向的又一特征。

(7) 法曲率和短程挠率的关系

$$\tau_g = (\kappa_2 - \kappa_1) \sin\phi \cos\phi \quad (1.2-57)$$

或

$$\tau_g = \frac{1}{2} \frac{d\kappa_g}{d\phi} \quad (1.2-58)$$

式(1.2-57)称为贝特朗公式。

(8) 欧拉公式和贝特朗公式的推广 若已知曲面  $\Sigma$  在  $P$  点的两个切线方向  $\alpha'$  和  $\alpha''$ ，它们与曲面的一个主方向  $g_1$  所成的有向角分别为  $\phi'$  和  $\phi''$  (见图 1.2-14)，并且它们所对应的法曲率依次为  $\kappa'_s$ 、 $\kappa''_s$ ，短程挠率依次为  $\tau'_g$ 、 $\tau''_g$ ，则沿任意切线方向  $\alpha$  的法曲率  $\kappa_s$  与短程挠率  $\tau_g$  可分别由下面公式求得：

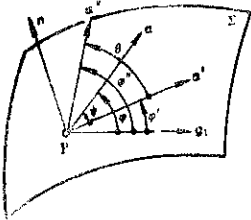


图 1.2-14

$$\kappa_s = \kappa'_s \cos^2\psi + \kappa''_s \sin^2\psi + \tau'_g \sin 2\psi + (\tau'_g - \tau''_g) \sin 2\psi \cot\theta \quad (1.2-59)$$

$$\tau_g = \frac{\kappa''_s - \kappa'_s}{2} \sin 2\psi + \frac{\tau''_g - \tau'_g}{2} \sin 2\psi \cot\theta + \tau'_g \cos 2\psi \quad (1.2-60)$$

式中  $\psi = \phi - \phi'$      $\theta = \phi'' - \phi'$

式(1.2-59)称为欧拉公式的推广，式(1.2-60)称为贝特朗公式的推广。

### 1.3 相对运动与相对微分

#### 1.3.1 两个坐标系(两齿轮)的相对运动速度

如图 1.2-15 所示， $\sigma[0; e_1, e_2, e_3]$  为固定坐标系， $\sigma^{(1)}[o^{(1)}; e_1^{(1)}, e_2^{(1)}, e_3^{(1)}]$  与  $\sigma^{(2)}[o^{(2)}; e_1^{(2)}, e_2^{(2)}, e_3^{(2)}]$  为两个动坐标系，它们分别和曲面(齿轮的齿面)  $\Sigma^{(1)}$ 、 $\Sigma^{(2)}$  相固连，其回角速度依次为  $\omega^{(1)}$ 、 $\omega^{(2)}$ ，在空间任意一点  $P$ ，和  $\sigma^{(1)}$  相固连的点  $P$  的牵连速度  $v^{(1)}$  与和  $\sigma^{(2)}$  相固连的点  $P$  的牵连速度  $v^{(2)}$  之差  $v^{(12)} = v^{(1)} - v^{(2)}$ ，称为两坐标系的相对速度，它由下式确定：

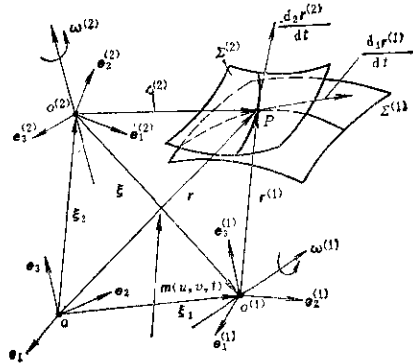


图 1.2-15

$$v^{(12)} = \omega^{(12)} \times r^{(1)} + \frac{d\xi}{dt} - \omega^{(2)} \times \xi \quad (1.2-61)$$

式中  $\xi = o^{(2)}o^{(1)}$ ， $\omega^{(12)} = \omega^{(1)} - \omega^{(2)}$

#### 1.3.2 矢函数的相对微分与绝对微分

a. 绝对微分与相对微分的概念 设有一多元矢函数  $m(u, v, t)$  (见图 1.2-15)，其在固定坐标系  $\sigma$  中的表达式为

$$m(u, v, t) = \sum_{i=1}^3 m_i(u, v, t) e_i \quad (1.2-62)$$

在动坐标系  $\sigma^{(1)}$  中的表达式为

$$m(u, v, t) = \sum_{i=1}^3 m_i^{(1)}(u, v, t) e_i^{(1)} \quad (1.2-63)$$

相对固定坐标系  $\sigma$  的全微分

$$dm = m_u du + m_v dv + m_t dt \quad (1.2-64)$$

称为  $m$  的绝对微分。

$$\left. \begin{aligned} \text{式中 } m_u &= \sum_{i=1}^3 m_{iu} e_i \\ m_v &= \sum_{i=1}^3 m_{iv} e_i \end{aligned} \right\} \quad (1.2-65)$$

$$m_i = \sum_{i=1}^3 m_{i,i} \theta_i$$

相对动坐标系 $\sigma^{(1)}$ 的全微分

$$d_i m = m_{1,i} du + m_{1,i} dv + m_{1,i} df \quad (1.2-66)$$

称为 $m$ 的相对微分。

式中

$$\left. \begin{aligned} m_{1,i} &= \sum_{i=1}^3 m_{i,i}^{(1)} \theta_i^{(1)} \\ m_{1,v} &= \sum_{i=1}^3 m_{i,i}^{(1)} v_i^{(1)} \\ m_{1,u} &= \sum_{i=1}^3 m_{i,i}^{(1)} u_i^{(1)} \end{aligned} \right\} \quad (1.2-67)$$

动坐标系 $\sigma^{(1)}$ 的么矢 $\theta_i^{(1)}$ 是随时间 $t$ 而变化的矢量，但在 $m$ 的相对 $\sigma^{(1)}$ 微分的表达式(1.2-66)中，我们把它作为常矢处理的。由此可知，绝对微分与相对微分没有本质的区别，只是相对不同的坐标系而言。以上几式中的 $m_{1,u}$ 、 $m_{1,v}$ 、 $m_{1,i}$ 称为绝对偏导矢， $m_{1,u}$ 、 $m_{1,v}$ 、 $m_{1,i}$ 称为相对偏导矢。它们之间有如下关系：

$$\left. \begin{aligned} m_u &= m_{1,u} \\ m_v &= m_{1,v} \\ m_i &= m_{1,i} + \omega^{(1)} \times m \end{aligned} \right\} \quad (1.2-68)$$

应该注意的是， $u$ 、 $v$ 是与时间无关的一般参数，而 $t$ 是时间变量。

b. 相对微分与绝对微分的关系 同一矢函数 $m(u, v, t)$ 的相对微分与绝对微分有如下关系：

$$dm = d_1 m + \omega^{(1)} \times m dt \quad (1.2-69)$$

如果 $m$ 相对动坐标系 $\sigma^{(2)}$ 的相对微分为 $d_2 m$ ，则有

$$d_2 m = d_1 m + \omega^{(2)} \times m dt \quad (1.2-70)$$

### 1.3.3 相对微分与相对速度的关系

如图1.2-15所示， $\Sigma^{(1)}$ 与 $\sigma^{(1)}$ 相固连，其方程式为 $r^{(1)}$ ； $\Sigma^{(2)}$ 与 $\sigma^{(2)}$ 相固连，其方程式为 $r^{(2)}$ ，在 $\sigma^{(1)}$ 与 $\sigma^{(2)}$ 的相对运动中， $\Sigma^{(1)}$ 与 $\Sigma^{(2)}$ 在 $P$ 点接触(相切)时，则有

$$\frac{d_2 r^{(2)}}{dt} - \frac{d_1 r^{(1)}}{dt} = v^{(12)} \quad (1.2-71)$$

或

$$\frac{\partial_2 r^{(2)}}{\partial t} - \frac{\partial_1 r^{(1)}}{\partial t} = v^{(12)} \quad (1.2-72)$$

式中  $\frac{d_1 r^{(1)}}{dt}$  ——接触点 $P$ 在 $\Sigma^{(1)}$ 上(即在 $\sigma^{(1)}$ 中)的相对速度；

$\frac{d_2 r^{(2)}}{dt}$  ——接触点 $P$ 在 $\Sigma^{(2)}$ 上(即在 $\sigma^{(2)}$ 中)的相对速度。

应注意的是， $\frac{d_1 r^{(1)}}{dt}$ 和 $\frac{d_2 r^{(2)}}{dt}$ 虽然与 $v^{(12)}$ 都叫相对速度，但有本质区别。

满足式(1.2-71)的两个切线方向 $d_1 r^{(1)}$  ( $\Sigma^{(1)}$ )的)、 $d_2 r^{(2)}$  ( $\Sigma^{(2)}$ )的)称为共轭方向。

## 2 平面啮合的基本原理

### 2.1 齿轮的瞬心线

#### 2.1.1 齿轮瞬心线的概念

两平面齿轮的传动比是可变的，也可以是恒定的，在实践中经常遇到的情况往往是后者。在平面啮合中，一个非常重要的概念是齿轮的瞬心线。由机械原理可知，图1.2-16所示的两转动构件的瞬心 $P$ 一定在连心线 $o_1 o_2$ 上，并且

$$\frac{o_2 P}{o_1 P} = \frac{\omega_1}{\omega_2}$$

即构件1、2的瞬心 $P$ 把中心距 $o_1 o_2$ 分为两段，这两段的长度和两构件的瞬时角速度 $\omega_1$ 、 $\omega_2$ 成反比。

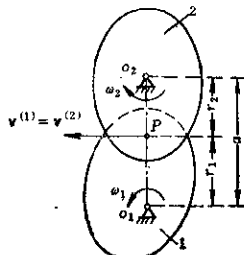


图 1.2-16

在齿轮啮合原理中，把瞬心 $P$ 称为啮合节点。传动比恒定时，节点 $P$ 固定不动；传动比是变数时，节点 $P$ 在连心线 $o_1 o_2$ 上作相应的变动。

每个齿轮的瞬心线，就是节点 $P$ 在与该齿轮相固连的坐标系中的轨迹，因而两齿轮的相对运动可以归结为它们的瞬心线作纯滚动。

#### 2.1.2 瞬心线的方程

下面用极坐标给出两齿轮瞬心线的方程。

齿轮1:  $r_1 = \frac{a}{i_1 \pm 1} \quad (1.2-73)$

$$\left. \begin{aligned} \text{齿轮2: } r_2 &= \frac{i_{12}}{i_{12} \pm 1} a \\ \varphi_2 &= \int_0^{\varphi_1} \frac{d\varphi_1}{i_{12}} \end{aligned} \right\} \quad (1.2-74)$$

式中  $i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{d\varphi_1}{dt} / \frac{d\varphi_2}{dt} = \frac{r_2}{r_1} = f(\varphi_1)$  —— 两齿轮的瞬时传动比;

$a = r_2 \pm r_1$  (假定  $r_1 > r_2$ ) —— 中心距。

在以上两式中, 上边的符号对应于外啮合, 下边的符号对应于内啮合。

应该注意的是, 在这两个方程中, 极角的大小分别等于齿轮的转角  $\varphi_1$  与  $\varphi_2$ , 但其计量方向要和齿轮的转动方向相反, 即齿轮1逆时针转动时, 它的极角应从初始位置  $o_1P$  起顺时针量取  $\varphi_1$  值; 同样, 齿轮2顺时针转动时, 它的极角应从初始位置  $o_2P$  起逆时针量取  $\varphi_2$  值。

在齿条与齿轮的啮合中 (见图1.2-17), 齿轮

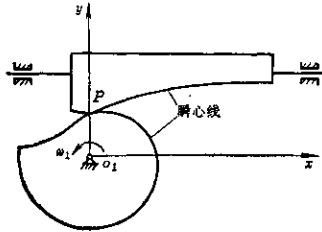


图 1.2-17

的瞬心线方程为

$$r_1 = \frac{u_2}{\omega_1} = \psi(\varphi_1) \quad (1.2-75)$$

式中  $u_1 = \frac{ds}{dt}$  —— 齿条的移动速度;

$\omega_1 = \frac{d\varphi_1}{dt}$  —— 齿轮的瞬时角速度。

在以  $o_1$  为原点的直角坐标系中, 齿条的瞬心线方程为

$$\left. \begin{aligned} x &= \int_0^{\varphi_1} r_1 d\varphi_1 \\ y &= r_1 = \psi(\varphi_1) \end{aligned} \right\} \quad (1.2-76)$$

显然, 传动比  $i_{12}$  为常数时, 齿轮的瞬心线是圆, 齿条的瞬心线是一条直线。

### 2.1.3 齿轮瞬心线封闭时的条件

在生产实践中, 两个齿轮的瞬心线可能是不封闭的, 如果要求一对齿轮连续转动, 则它们的瞬心

线必须是封闭的、连续的, 要求齿轮1、2的瞬心线封闭, 就意味着  $\varphi_1=0$  和  $\varphi_1=2\pi$  时, 传动比  $i_{12}$  相同, 即要求在  $\varphi_1=0 \sim 2\pi$  的范围内  $i_{12}$  的变化周期是个整数  $n_1$ 。这样,  $i_{12}$  每变化一个周期, 齿轮1转过的角度  $\varphi_1 = \frac{2\pi}{n_1}$ 。同理, 在齿轮2的转角  $\varphi_2=0 \sim 2\pi$  的范围内,  $i_{12}$  的变化周期也应是某个整数  $n_2$ , 即  $i_{12}$  每变化一个周期, 齿轮2转过的角度  $\varphi_2 = \frac{2\pi}{n_2}$ 。根据式 (1.2-74), 则有

$$\frac{2\pi}{n_2} = \int_0^{2\pi} \frac{1}{i_{12}} d\varphi_1 \quad (1.2-77)$$

这就是齿轮瞬心线封闭时的条件。

### 2.2 齿廓啮合的基本定理

如图1.2-18所示, I、II是两齿轮的瞬心线, 1、2依次是与它们相固连的齿廓。齿轮转动过程中, 两条瞬心线作无滑动的滚动, 两齿廓1、2则总保持相切接触。我们称1、2两齿廓为共轭齿廓。

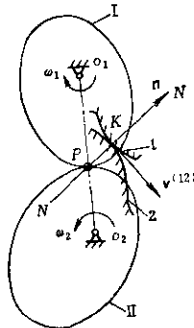


图 1.2-18

齿廓啮合的基本定理是: 共轭齿廓在接触点处的公法线必须通过该瞬时的啮合节点。

上述定理也可表为

$$n \cdot v^{(12)} = 0 \quad (1.2-78)$$

式中  $n$  —— 接触点处的公共公法矢;

$v^{(12)}$  —— 相对速度。

这个定理又称 Willis 定理, 它确定了一对共轭齿廓的几何条件。

### 2.3 确定共轭齿廓的方法

在生产实践中, 经常遇到的一类问题是, 已知

构件1的齿廓，两构件的相对运动，求与其相共轭的构件2的齿廓。求共轭齿廓的方法有好几种，这里仅介绍两种常用的方法。

### 2.3.1 齿廓法线法

齿廓法线法的原理是根据齿廓啮合的基本定理，确定接触点在给定齿廓上的位置与齿轮转角之间的关系式，然后通过坐标变换求出与给定齿廓相共轭的另一齿廓。

如图1.2-19所示，曲线 $\alpha-\alpha$ 是在与齿轮1相固连的动坐标系 $\sigma^{(1)}$  [  $o_1; x_1, y_1$  ] 里给出的左廓齿廓， $P$ 点是在固定坐标系 $\sigma$  [  $o; x, y$  ] 中给出的啮合节点，并且还假定齿轮1转角 $\varphi_1$ 沿逆时针方向为正。

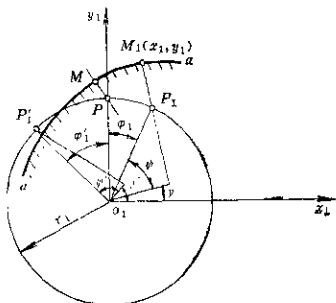


图 1.2-19

根据齿廓啮合的基本定理， $\alpha-\alpha$ 上的点 $M_1(x_1, y_1)$ 成为接触点时，齿轮1要转过 $\varphi_1$ 角。 $M_1$ 点的坐标 $(x_1, y_1)$ 与 $\varphi_1$ 角之间的关系为

$$\left. \begin{aligned} \cos\psi &= \frac{x_1 \cos\gamma + y_1 \sin\gamma}{r_1} \\ \varphi_1 &= \frac{\pi}{2} - (\gamma + \psi) \end{aligned} \right\} \quad (1.2-79)$$

式中  $\gamma$ ——齿廓 $\alpha-\alpha$ 在点 $M_1(x_1, y_1)$ 的切线与 $x_1$ 轴的夹角。

$\gamma$ 角的计算公式如表1.2-2中所列。

表 1.2-2  $\gamma$ 角的计算公式

$\alpha-\alpha$ 曲线的方程式	$\gamma$ 角的计算公式
显式 $y_1 = f_1(x_1)$	$\tan \gamma = y_1'$
隐式 $F_1(x_1, y_1) = 0$	$\tan \gamma = -\frac{\partial F_1}{\partial x_1} / \frac{\partial F_1}{\partial y_1}$
参数式 $x_1 = x_1(u)$ $y_1 = y_1(u)$	$\tan \gamma = \frac{dy_1}{du} / \frac{dx_1}{du}$

在已知齿廓 $\alpha-\alpha$ 上给出一系列点 $M_1(x_1, y_1)$ ，就可由式(1.2-79)求出其所对应的 $\varphi_1$ 角，然后把 $(x_1, y_1)$ 变换到与构件2相固连的动坐标系 $\sigma^{(2)}$ 中，便求得到与 $M_1(x_1, y_1)$ 相共轭的一点。给出一系列点 $(x_2, y_2)$ ，就对应得到一系列的点 $(x_2, y_2)$ ，用光滑曲线把它们连接起来，就在 $\sigma^{(2)}$ 中得到欲求的共轭齿廓。

接触点在固定坐标系 $\sigma$ 中的轨迹称为啮合线。把一系列的接触点 $(x_1, y_1)$ 变换到固定坐标系 $\sigma$ 中去，就得到这对共轭齿廓的啮合线。

【例3】用齿廓法线法求切削花键轴(见图1.2-20)的齿条刀具齿廓和啮合线。

解 在动坐标系 $\sigma^{(1)}$ 中，花键轴左侧齿廓 $ab$ 的方程式为

$$x_1 + h = 0$$

由图可知

$$\gamma = \frac{\pi}{2}$$

故

$$\left. \begin{aligned} \cos\psi &= \frac{y_1}{r_1} \\ \varphi_1 &= -\psi \end{aligned} \right\}$$

于是

$$\cos \varphi_1 = \cos \psi = \frac{y_1}{r_1} \quad (1.2-80)$$

把满足式(1.2-80)的点 $(x_1, y_1)$ 变换到固定坐标系中，可得到啮合线的方程式

$$\left. \begin{aligned} x &= -y_1 \left( \frac{h}{r_1} + \sin \varphi_1 \right) \\ y &= -h \sin \varphi_1 + y_1^2 / r_1 - r_1 \\ \cos \varphi_1 &= y_1 / r_1 \end{aligned} \right\} \quad (1.2-81)$$

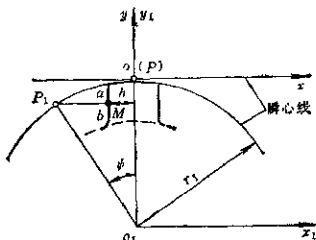


图 1.2-20

再继续把它变换到与齿条刀相固连的动坐标系 $\sigma^{(2)}$ 中，就得到齿条刀的齿廓方程式

$$\left. \begin{aligned} x_1 &= -y_1(h/r_1 + \sin\varphi_1) + r_1\varphi_1 \\ y_1 &= -h\sin\varphi_1 + y_1^2/r_1 - r_1 \\ \cos\varphi_1 &= y_1/r_1 \end{aligned} \right\} \quad (1.2-82)$$

### 2.3.2 运动学法

用啮合函数  $D = nv^{(2)} = 0$  来确定共轭齿廓的方法，通常称为运动学法。

设有三个坐标系  $\sigma, \sigma^{(1)}, \sigma^{(2)}$ ，其中  $\sigma$  为固定坐标系， $\sigma^{(1)}$  与  $\sigma^{(2)}$  是分别与构件1、2相固连的动坐标系。若构件1的齿廓  $\Gamma^{(1)}$  在  $\sigma^{(1)}$  里的方程式为

$$r^{(1)} = x_1(u)_1 + y_1(u)_1$$

式中  $u$ ——参数。

则  $\Gamma^{(1)}$  上啮合点的方程式为

$$\left. \begin{aligned} r^{(1)} &= x_1(u)_1 + y_1(u)_1 \\ \Phi(u, t) &= nv^{(2)} = c \end{aligned} \right\} \quad (1.2-83)$$

在  $\sigma^{(1)}$  中，与  $\Gamma^{(1)}$  相共轭的齿廓  $\Gamma^{(2)}$  由下式确定，

$$\left. \begin{aligned} r^{(2)} &= M_{21} r^{(1)} \\ \Psi(u, t) &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (1.2-84)$$

式中  $M_{21}$ ——由  $\sigma^{(1)}$  到  $\sigma^{(2)}$  的坐标变换矩阵。

啮合线的方程式为

$$\left. \begin{aligned} r &= M_{01} r^{(2)} \\ \Phi(u, t) &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (1.2-85)$$

式中  $M_{01}$ ——由  $\sigma^{(1)}$  到  $\sigma$  的坐标变换矩阵。

【例4】如图1.2-21所示，齿轮1、2作外啮合传动，它们的节圆半径分别为  $r_1, r_2$ ；角速度依次为  $\omega_1, \omega_2$ 。若已知齿轮1的齿廓  $\Gamma^{(1)}$  的方程式为  $r^{(1)} = x_1(u)_1 + y_1(u)_1$ ，求齿轮2的齿廓  $\Gamma^{(2)}$  及它们的啮合线。

解 选两齿轮的啮合节点为固定坐标系  $\sigma$  的原点，它们的回转中心  $o_1, o_2$  分别为动坐标系  $\sigma^{(1)}, \sigma^{(2)}$  的原点。由图1.2-21可以直接确定

$$\begin{aligned} \omega^{(1)} &= \omega_1 k_1 \\ \omega^{(2)} &= -\omega_2 k_2 = -\omega_2 k_1 \\ \omega^{(2)} &= (\omega_1 + \omega_2) k_1 \\ \xi = o_2 o_1 &= -a = \text{常数} \end{aligned}$$

将它们代入(1.2-81)式，经变换后，得到

$$y^{(2)} = [\omega_2(a \cos \varphi_1 - y_1) - \omega_1 y_1]_1 + [\omega_1 x_1 + \omega_2(x_1 - a \sin \varphi_1)]_1 \quad (1.2-86)$$

齿廓  $\Gamma^{(1)}$  上的么切矢为

$$g_1 = \frac{dr^{(1)}}{du} = b \left( \frac{dx_1}{du} i_1 + \frac{dy_1}{du} j_1 \right) \quad (1.2-87)$$

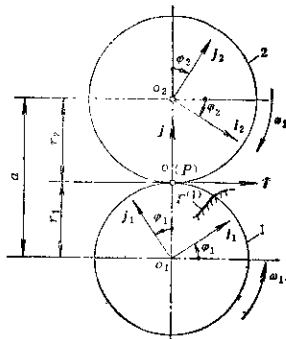


图 1.2-21

$$\text{式中 } b = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{dx_1}{du}\right)^2 + \left(\frac{dy_1}{du}\right)^2}}$$

因此， $\Gamma^{(2)}$  的么法矢为

$$n = g_1 \times k_1 = b \left( \frac{dy_1}{du} i_1 - \frac{dx_1}{du} j_1 \right) \quad (1.2-88)$$

根据式(1.2-86)、(1.2-88)，可得啮合方程式

$$\begin{aligned} \Phi(u, t) &= nv^{(2)} = \frac{dy_2}{du} [a i_2 \cos \varphi_1 - (1 + i_2) y_1] \\ &\quad - \frac{dx_2}{du} [x_1(1 + i_2) - a i_2 \sin \varphi_1] = 0 \end{aligned} \quad (1.2-89)$$

式中

$$i_2 = \frac{\omega_2}{\omega_1} a = r_1 + r_2 = \text{中心距。}$$

由  $\sigma^{(1)}$  到  $\sigma^{(2)}$  的变换矩阵为

$$M_{01} = \begin{bmatrix} \cos \varphi_1 & -\sin \varphi_1 & 0 \\ \sin \varphi_1 & \cos \varphi_1 & -r_1 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (1.2-90)$$

由  $\sigma^{(1)}$  到  $\sigma^{(2)}$  的变换矩阵为

$$M_{21} = \begin{bmatrix} \cos(\varphi_1 + \varphi_2) & -\sin(\varphi_1 + \varphi_2) & a \sin \varphi_1 \\ \sin(\varphi_1 + \varphi_2) & \cos(\varphi_1 + \varphi_2) & -a \cos \varphi_1 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (1.2-91)$$

设所求齿廓  $\Gamma^{(2)}$  在动坐标系  $\sigma^{(2)}$  中的方程式为

$$r^{(2)} = x_2 i_2 + y_2 j_2$$

则根据式(1.2-84)、(1.2-91)可求得

$$\begin{aligned} x_2 &= x_1 \cos(\varphi_1 + \varphi_2) - y_1 \sin(\varphi_1 + \varphi_2) + a \sin \varphi_1 \\ y_2 &= x_1 \sin(\varphi_1 + \varphi_2) + y_1 \cos(\varphi_1 + \varphi_2) - a \cos \varphi_1 \end{aligned} \quad (1.2-92)$$

式中

$$\varphi_2 = i_2 \varphi_1$$

根据式(1.2-84)、(1.2-89)、(1.2-92)，齿轮2的齿廓  $\Gamma^{(2)}$  的方程式为

$$\left. \begin{aligned} r \cdot \psi &= \left[ x_1 \cos(\varphi_1 + \varphi_2) - y_1 \sin(\varphi_1 + \varphi_2) \right. \\ &\quad + a \sin \varphi_2 i_1 + [x_1 \sin(\varphi_1 + \varphi_2) \\ &\quad + y_1 \cos(\varphi_1 + \varphi_2) - a \cos \varphi_2] j_2 \end{aligned} \right\} (1.2-93) \\ \frac{dy_1}{du} [a i_2 \cos \varphi_1 - (1 + i_2) y_1] \\ - \frac{dx_1}{du} [x_1 (1 + i_2) - a i_2 \sin \varphi_1] = 0$$

根据式(1.2-85)、(1.2-89)、(1.2-90), 啮合线  $\Gamma$  的方程为

$$\left. \begin{aligned} r &= (x_1 \cos \varphi_1 - y_1 \sin \varphi_1) i + (x_1 \sin \varphi_1 \\ &\quad + y_1 \cos \varphi_1 - r_1) j \end{aligned} \right\} (1.2-94) \\ \frac{dy_1}{du} [a i_2 \cos \varphi_1 - (1 + i_2) y_1] \\ - \frac{dx_1}{du} [x_1 (1 + i_2) - a i_2 \sin \varphi_1] = 0$$

## 2.4 齿廓的渐屈线

### 2.4.1 齿廓渐屈线的概念

一条给定齿廓曲线的渐屈线是该齿廓曲线曲率中心的轨迹, 也是该齿廓曲线密切圆圆心的轨迹(见图1.2-22)。齿廓曲线每一点的法线都与其渐屈线相切, 因此, 齿廓渐屈线也是齿廓法线族的包络。

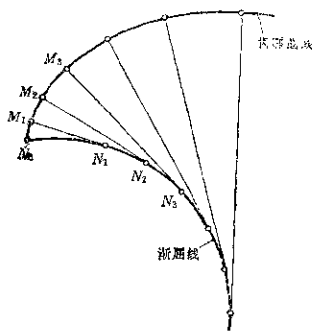


图 1.2-22

### 2.4.2 齿廓法线在齿轮瞬心线上的分布规律

渐开线圆柱内轮齿廓的渐屈线就是齿轮的基圆。非圆齿轮齿廓的渐屈线, 可由齿廓法线在齿轮瞬心线上的分布规律来确定, 而分布规律的特点又取决于所选择的切齿方法。例如, 用直线齿廓的齿条刀具切制非圆齿轮2(见图1.2-23)时, 齿条刀

具的瞬心线(直线)与齿轮的瞬心线作纯滚动。在这种情况下, 齿条刀具左右两侧齿廓的法线  $Pn_1$  和  $Pn_2$  与瞬心线的切线  $PI$  (其正向公切角为  $\theta$ ) 之间的夹角为刀具的齿形角  $\alpha$ , 由图1.2-23可知

$$\left. \begin{aligned} \lambda_{左} &= \mu + \alpha \\ \lambda_{右} &= \pi + \mu - \alpha \end{aligned} \right\} (1.2-95)$$

式中  $\mu$ ——瞬心线的径矢和切线正向之间的夹角。当瞬心线以矢量方程给出时,

$$\cos \mu = \frac{(\mathbf{e}, \mathbf{r})}{|\mathbf{r}|} \quad (1.2-96)$$

式中  $\mathbf{r}$ ——瞬心线的径矢。

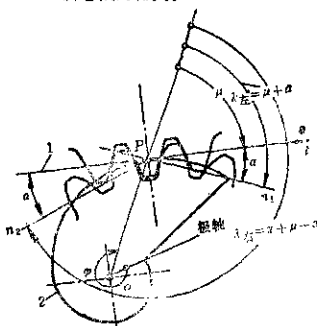


图 1.2-23

若瞬心线以极坐标方程

$$r = r(\varphi)$$

给出时,

$$\tan \mu = \frac{1}{\frac{dr}{d\varphi}} \quad (1.2-97)$$

应该注意的是, 极角  $\varphi$  为变量方向应如图1.2-23所示。

### 2.4.3 齿廓渐屈线族的概念

在齿轮的瞬心线给出的情况下(见图1.2-24), 齿轮1齿廓的渐屈线可由下式确定

$$\rho = r + PC \quad (1.2-98)$$

式中  $\rho$ ——齿廓渐屈线的径矢;

$r$ ——瞬心线的径矢。

PC的模  $l$  由下式确定

$$|PC| = l = r \frac{\sin(\lambda - \mu)}{\left(1 + \frac{d\lambda}{d\varphi}\right) \sin \alpha} \quad (1.2-99)$$

式中  $r = |\mathbf{r}|$

在图示的直角坐标系中, 齿廓的渐屈线方程为

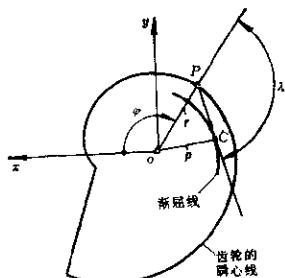


图 1.2-24

$$\left. \begin{aligned} x &= r \cos \varphi + l \cos(\varphi + \lambda) \\ y &= r \sin \varphi + l \sin(\varphi + \lambda) \end{aligned} \right\} \quad (1.2-100)$$

## 2.5 共轭齿廓的曲率及其关系

### 2.5.1 共轭齿廓的曲率

在已知一条齿廓曲线  $\Gamma^{(1)}$  和两构件相对运动的条件下, 与  $\Gamma^{(1)}$  相共轭的齿廓曲线  $\Gamma^{(2)}$  的曲率  $\kappa_2$  可用下式求得

$$\kappa_2 \left( \frac{d_1 r^{(1)}}{dt} + v^{(1)} \right) = \kappa_1 \frac{d_1 r^{(1)}}{dt} - \omega^{(1)} \times n^{(1)} \quad (1.2-101)$$

式中  $n^{(1)}$  —— 齿廓  $\Gamma^{(1)}$  的么法矢,

$\kappa_1$  ——  $\Gamma^{(1)}$  的相对曲率,

当  $\Gamma^{(1)}$  以方程式

$$r^{(1)} = x_1(u) i_1 + y_1(u) j_1$$

给出时,  $\kappa_1$  由下式计算

$$\kappa_1 = \frac{x_1' y_1'' - x_1'' y_1'}{(x_1'^2 + y_1'^2)^{3/2}} \quad (1.2-102)$$

计算  $\kappa_2$  的实例将在 2.7 中给出。

### 2.5.2 共轭齿廓的曲率关系——欧拉—沙瓦里公式

如图 1.2-25 所示, 一对共轭齿廓在  $K$  点啮合(接触)。若两齿轮的节圆半径分别为  $r_1$ 、 $r_2$ , 齿廓 1、2 在接触点处的曲率半径分别为  $\rho_1$ 、 $\rho_2$ ,  $PK = x$ ,  $\alpha'$  为啮合角, 则有

$$\left( \frac{1}{\rho_1 - x} + \frac{1}{\rho_2 + x} \right) \sin \alpha' = \frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2} \quad (1.2-103)$$

上式称为欧拉—沙瓦里公式。这个公式表明了平面啮合中共轭齿廓在接触点处的曲率半径  $\rho_1$ 、 $\rho_2$  与两齿轮节圆半径  $r_1$ 、 $r_2$  及接触点位置(由  $\alpha'$ 、 $x$  确定)之间的关系。在已知  $r_1$ 、 $r_2$ 、 $\alpha'$  和  $x$  的情况下, 可通过一个齿廓的曲率半径  $\rho_1$  求得另一个齿廓的曲

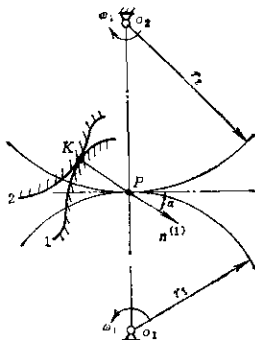


图 1.2-25

率半径  $\rho_2$ 。

应用这个公式时要注意以下几点:

1) 齿廓 1 的么法矢  $n^{(1)}$ , 总是指向齿轮的实体里,  $x$  是代数值。有向线段  $PK$  与  $n^{(1)}$  同向时,  $x$  为正值, 否则为负值。

2) 对于内啮合(假定  $r_2 > r_1$ ),  $r_2$  应以负值代入, 同样, 齿廓 1、2 为凹形齿时,  $\rho_1$ 、 $\rho_2$  也应以负值代入。

当齿轮 2 与齿廓 1 啮合时,  $r_2 \rightarrow \infty$ , 上式变为

$$\left( \frac{1}{\rho_1 - x} + \frac{1}{\rho_2 + x} \right) \sin \alpha' = \frac{1}{r_1} \quad (1.2-104)$$

[例 5] 证明和渐开线齿轮相啮合的齿廓齿廓是直线。

证明 如图 1.2-26 所示, 齿轮 2 的齿廓  $f$  是渐开线,  $KN$  是  $K$  点的曲率半径,  $N$  是曲率中心, 且  $N$  在基圆上。令  $PK = x$ ,  $NK = \rho_2$ , 则

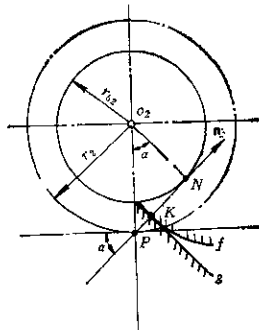


图 1.2-26



$$\rho_2 + x = r_2 \sin \alpha$$

即 
$$-\frac{1}{r_2} = \frac{1}{\rho_2 + x} \sin \alpha$$

将上式代入式(1.2-104), 得

$$\frac{1}{\rho_1 - x} = 0$$

因此,  $\rho_1 \rightarrow \infty$ , 即齿条的齿廓是直线。

### 2.6 平面啮合的根切

如果一对共轭齿廓的设计参数选择不当, 在其加工时将会产生根切。根切界限点满足条件

$$\frac{d_1 r^{(1)}}{dt} + v^{(12)} = 0 \quad (1.2-105)$$

进一步分析表明, 公式

$$v_{x_1}^{(12)} \Phi_u - \Phi_\varphi \frac{dx_1}{du} \cdot \frac{d\varphi}{dt} = 0 \quad (1.2-106)$$

或

$$v_{y_1}^{(12)} \Phi_u - \Phi_\varphi \frac{dy_1}{du} \cdot \frac{d\varphi}{dt} = 0 \quad (1.2-107)$$

与式(1.2-105)等价。

式中  $v_{x_1}^{(12)}$ 、 $v_{y_1}^{(12)}$ ——依次是相对速度  $v^{(12)}$  在  $x_1$  轴和  $y_1$  轴上的分量;

$\Phi_u$ 、 $\Phi_\varphi$ ——依次是啮合函数  $\Phi = n v^{(12)}$  对  $u$ 、 $\varphi$  的偏导数。

因此, 我们可以用式(1.2-106)或式(1.2-107)来确定根切界限点。

**【例6】** 确定用齿条刀具加工渐开线圆柱齿轮时的根切界限点。

**解** 首先选择三个坐标系(见图1.2-27a),  $\sigma$  [ $o; i, j$ ] 为固定坐标系;  $\sigma^{(1)}$  [ $o_1; i_1, j_1$ ] 为与齿条刀具相固连的动坐标系;  $\sigma^{(2)}$  [ $o_2; i_2, j_2$ ] 为与齿轮相固连的坐标系。

在动坐标系  $\sigma^{(1)}$  里, 齿条刀具齿廓的方程为

$$r^{(1)} = x_1 i_1 + y_1 j_1$$

$$x_1 = u \sin \alpha$$

$$y_1 = u \cos \alpha$$

么法矢  $n^{(1)}$  的方程为

$$n^{(1)} = \cos \alpha i_1 - \sin \alpha j_1$$

把  $\xi = o_2 o_1 = r_2 \varphi_2 i_1 + r_2 j_1$ ,  $\frac{d\xi}{dt} = \omega_2 r_2 i_1$ ,  $\omega^{(1)} = 0$ ,

$\omega^{(2)} = -\omega_2 k_1$ ,  $\omega^{(12)} = \omega_2 k_1$ , 以及  $r^{(1)}$  的表达式代入式(1.2-61), 则得

$$v^{(12)} = -\omega_2 u \cos \alpha i_1 + \omega_2 (r_2 \varphi_2 + u \sin \alpha) j_1$$

故

$$v_{x_1}^{(12)} = -\omega_2 u \cos \alpha$$

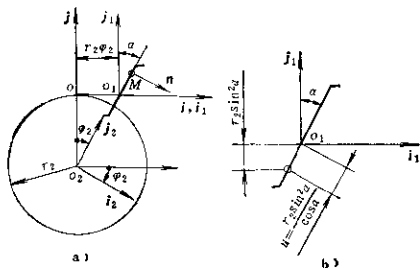


图 1.2-27

$$v_{x_1}^{(12)} = \omega_2 (r_2 \varphi_2 + u \sin \alpha)$$

$$\Phi = n^{(1)} v^{(12)} = -\omega_2 (u + r_2 \varphi_2 \sin \alpha)$$

$$\Phi_u = -\omega_2$$

$$\Phi_{\varphi_2} = -\omega_2 r_2 \sin \alpha$$

$$\frac{dx_1}{du} = \sin \alpha$$

$$\frac{dy_1}{du} = \cos \alpha$$

$$\frac{d\varphi_2}{dt} = \omega_2$$

将以上各有关量代入式(1.2-106)或式(1.2-107), 就得到根切界限点的条件

$$u = -\frac{r_2 \sin^2 \alpha}{\cos \alpha} \quad (1.2-108)$$

为了避免根切, 齿条刀具的齿顶线不得超过根切界限点(见图1.2-27b), 即

$$h_a^* m \leq r_2 \sin^2 \alpha$$

将  $r_2 = \frac{1}{2} m Z_2$  代入, 就得到

$$Z_2 \geq \frac{2h_a^*}{\sin^2 \alpha}$$

这和机械原理中所得到的结论是一致的。

### 2.7 过渡曲线

用展成法加工齿轮时, 轮齿的齿廓由三段曲线组成(图1.2-28):  $a-a$  是刀具齿廓的包络;  $b-c$  是齿槽底部的圆弧;  $a-b$  是连接  $a-a$  与  $b-c$  两段曲线的过渡曲线。

过渡曲线是由刀具齿顶的圆角或尖角(如果没有倒角的话)在展成过程中形成的。用具有尖角的齿条刀具切削齿轮时, 在一般情况下, 过渡曲线是长渐开线; 当齿条刀具的齿顶倒圆角时, 过

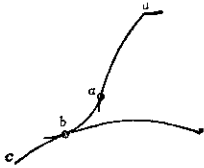


图 1.2-28

渡曲线是长幅渐开线的等距曲线。用插齿刀切削外齿轮时，过渡曲线是长幅外摆线；切削内齿轮时，过渡曲线是长幅内摆线。

在没有根切的情况，过渡曲线和齿廓曲线在公共点处彼此相切；有根切时，则破坏了两者之间的光滑连接。

下面来确定用齿条刀具切削的圆柱齿轮的过渡曲线及其曲率。

如图 1.2-29 所示，齿轮 2 的过渡曲线是由齿条刀具的齿顶圆角  $K_1K_2$  所形成的，在与其相固连的坐标系  $\sigma^{(1)}[o_1; i_1, j_1]$  中，该圆角的方程式为

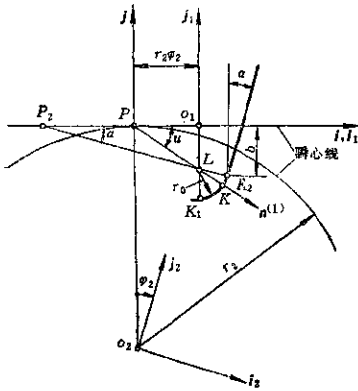


图 1.2-29

$$\left. \begin{aligned} r^{(1)} &= x_1 i_1 + y_1 j_1 \\ x_1 &= r_0 \cos u \\ y_1 &= -b + r_0(\sin \alpha - \sin u) \end{aligned} \right\} \quad (1.2-109)$$

式中  $b$ ——齿廓直线段的终点  $K_2$  至齿条瞬心线的距离；

$r_0$ ——圆角半径；

$u$ ——决定接触点处齿廓法线方向的角，是变量。

齿廓的法矢  $n^{(1)}$  的表达式为

$$n^{(1)} = \cos u i_1 - \sin u j_1 \quad (1.2-110)$$

根据齿廓啮合的基本定理，即接触点处的公法线必须通过啮合节点  $P$  这个条件，易于得到如下的啮合方程式

$$\tan u = \frac{o_1 L}{P O_1} = \frac{b - r_0 \sin \alpha}{r_2 \varphi_2} \quad (1.2-111)$$

或

$$\Phi(u, \varphi_2) = r_2 \varphi_2 \tan u - (b - r_0 \sin \alpha) = 0 \quad (1.2-112)$$

在与齿轮 2 相固连的动坐标系  $\sigma^{(2)}[o_2; i_2, j_2]$  中，接触点的集合就是所求的过渡曲线。由  $\sigma^{(1)}$  到  $\sigma^{(2)}$  的坐标变换公式为

$$\left. \begin{aligned} x_2 &= x_1 \cos \varphi_2 - y_1 \sin \varphi_2 + r_2(\varphi_2 \cos \varphi_2 - \sin \varphi_2) \\ y_2 &= x_1 \sin \varphi_2 + y_1 \cos \varphi_2 + r_2(\varphi_2 \sin \varphi_2 + \cos \varphi_2) \end{aligned} \right\} \quad (1.2-113)$$

将式(1.2-109)、(1.2-112)及(1.2-113)联立，就得到过渡曲线的方程式

$$\left. \begin{aligned} r^{(2)} &= x_2 i_2 + y_2 j_2 \\ x_2 &= (r_0 \cos u + r_2 \varphi_2) \cos \varphi_2 + [b - r_0(\sin \alpha - \sin u)] \sin \varphi_2 - r_2 \sin \varphi_2 \\ y_2 &= (r_0 \cos u + r_2 \varphi_2) \sin \varphi_2 - [b - r_0(\sin \alpha - \sin u)] \cos \varphi_2 + r_2 \cos \varphi_2 \\ r_2 \varphi_2 \tan u - (b - r_0 \sin \alpha) &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (1.2-114)$$

下面再用式(1.2-101)来求上述过渡曲线的曲率。

仿照[例8]，可得

$$v^{(2)} = \omega_2 [b - r_0(\sin \alpha - \sin u)] i_1 + \omega_2 (r_0 \cos u + r_2 \varphi_2) j_1 \quad (1.2-115)$$

根据式(1.2-109)、(1.2-110)及式(1.2-112)，又可得到

$$\omega^{(12)} \times n^{(1)} = \omega_2 (\sin u i_1 + \cos u j_1) \quad (1.2-116)$$

$$\frac{d_1 r^{(1)}}{dt} = -r_0 \frac{du}{dt} (\sin u i_1 + \cos u j_1) \quad (1.2-117)$$

$$\frac{du}{dt} = -\frac{\sin u \cos u}{\varphi_2} \omega_2 \quad (1.2-118)$$

将式(1.2-115)~(1.2-118)代入式(1.2-101)，并注意到  $\kappa_1 = -\frac{1}{r_0}$ ，经过整理后，得到

$$\kappa_1 = -\frac{\sin u (\varphi_2 + \sin u \cos u)}{r_0 \sin u (\varphi_2 + \sin u \cos u) + (b - r_0 \sin \alpha) \varphi_2} \quad (1.2-119)$$

齿轮手册

负号表示过渡曲线的弯曲方向与么法矢  $n^{(1)}$  的方向相反。

如果齿条刀具的齿顶是尖角的话, 则应以  $r_0 = 0$  代入。

### 3 空间啮合的共轭齿面

#### 3.1 共轭齿面的定义

设有三个坐标系  $\sigma$ 、 $\sigma^{(1)}$  与  $\sigma^{(2)}$ , 其中  $\sigma$  是固定坐标系,  $\sigma^{(1)}$  与  $\sigma^{(2)}$  依次是与构件 1 的齿面  $\Sigma^{(1)}$ 、构件 2 的齿面  $\Sigma^{(2)}$  相固连的动坐标系。当  $\sigma^{(1)}$  相对  $\sigma$  按  $v_1$  运动时, 齿面  $\Sigma^{(1)}$  始终和齿面  $\Sigma^{(2)}$  保持接触, 并推动  $\sigma^{(2)}$  相对  $\sigma$  按  $v_2$  运动, 则称齿面  $\Sigma^{(1)}$ 、 $\Sigma^{(2)}$  为在共轭运动  $v_1$ 、 $v_2$  条件下的共轭齿面。

共轭齿面  $\Sigma^{(1)}$ 、 $\Sigma^{(2)}$  在每一瞬时可能只在一处接触, 也可能沿着一曲线接触。称前一种情况为点接触的共轭齿面, 后一种情况为线接触的共轭齿面。  $\Sigma^{(1)}$ 、 $\Sigma^{(2)}$  的瞬时接触线 (或点) 在固定坐标系  $\sigma$  中所形成的两面 (或曲线) 叫做啮合面 (或啮合线)。

#### 3.2 相啮齿面的共轭条件

一对相啮合的共轭齿面  $\Sigma^{(1)}$ 、 $\Sigma^{(2)}$  在接触点处必须满足以下条件:

$$\left. \begin{aligned} r^{(2)} &= r^{(1)} + \xi \\ n^{(2)} &= -n^{(1)} \\ n^{(1)} \cdot v^{(2)} &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (1.2-120)$$

式中  $r^{(1)}$ 、 $r^{(2)}$  ——  $\Sigma^{(1)}$ 、 $\Sigma^{(2)}$  的接触点的径矢;

$n^{(1)}$ 、 $n^{(2)}$  ——  $\Sigma^{(1)}$ 、 $\Sigma^{(2)}$  在接触点处的么法矢,

它们的正向规定为由实体指向空域, 或者由空域指向实体;

$\xi$  ——  $\sigma^{(1)}$  的原点  $o^{(1)}$  到  $\sigma^{(2)}$  的原点  $o^{(2)}$  的矢径;

$v^{(2)}$  ——  $\Sigma^{(1)}$ 、 $\Sigma^{(2)}$  在接触点处的相对速度。

#### 3.3 共轭齿面的形成方法

在生产实践中, 用来形成共轭齿面的方法很多, 这里只介绍两种最常用的方法。

##### 3.3.1 直接成形法

这种方法的主要原理是, 切削一对共轭齿面  $\Sigma^{(1)}$ 、 $\Sigma^{(2)}$  中的一个齿面, 例如  $\Sigma^{(2)}$  时, 刀具的刀

所形成的产形面  $\Sigma_F$  与另一齿面  $\Sigma^{(1)}$  完全一样, 并且在加工中,  $\Sigma_F$ 、 $\Sigma^{(2)}$  的相对运动和相对位置与实际工作中  $\Sigma^{(1)}$ 、 $\Sigma^{(2)}$  的相对运动和相对位置也必须完全一致。这样形成的共轭齿面  $\Sigma^{(1)}$ 、 $\Sigma^{(2)}$  是线接触的, 蜗杆传动就是用这种方法形成的。这种方法的最大优点是比较简单, 但是需要配备多套切齿刀具。

##### 3.3.2 间接成形法

在这种方法中, 应用最广泛的是借助于一个辅助曲面 (产形面)  $\Sigma_F$  来形成共轭齿面  $\Sigma^{(1)}$ 、 $\Sigma^{(2)}$ 。它的原理是, 给出一个既不同于  $\Sigma^{(1)}$  也不同于  $\Sigma^{(2)}$  的辅助曲面  $\Sigma_F$ , 当  $\Sigma^{(1)}$ 、 $\Sigma^{(2)}$  相对固定坐标系  $\sigma$  完成所要求的共轭运动  $v_1$ 、 $v_2$  时,  $\Sigma_F$  也相对  $\sigma$  以确定的形式运动。  $\Sigma_F$  的一侧在与  $\Sigma^{(1)}$  相固连的坐标系  $\sigma^{(1)}$  中形成  $\Sigma^{(1)}$ ,  $\Sigma_F$  的另一侧在与  $\Sigma^{(2)}$  相固连的坐标系  $\sigma^{(2)}$  中形成  $\Sigma^{(2)}$ 。根据前面所述的直接成形法原理,  $\Sigma^{(1)}$ 、 $\Sigma^{(2)}$  皆与  $\Sigma_F$  作线接触。令  $\Sigma^{(1)}$ 、 $\Sigma_F$  的瞬时接触线为  $c_{1F}$ ,  $\Sigma^{(2)}$ 、 $\Sigma_F$  的瞬时接触线为  $c_{2F}$ 。若  $c_{1F}$  与  $c_{2F}$  在每一瞬时都完全重合, 那么,  $\Sigma^{(1)}$ 、 $\Sigma^{(2)}$  则成线接触的共轭齿面。平行轴的渐开线圆柱齿轮传动和等高齿的弧齿锥内轮传动的齿面就是用这种方法形成的; 如果  $c_{1F}$ 、 $c_{2F}$  在每一瞬时不重合而相交于一点  $K$ , 则  $\Sigma^{(1)}$ 、 $\Sigma^{(2)}$  在  $K$  点相切, 彼此成为点接触的共轭齿面。交错轴的螺旋齿轮传动的齿面就是这样形成的; 在某些情况下,  $c_{1F}$  与  $c_{2F}$  可能交于  $\Sigma_F$  的工作部份之外, 这样,  $\Sigma^{(1)}$ 、 $\Sigma^{(2)}$  既不能成为线接触也不能成为点接触的共轭齿面。

利用上述的这种间接成形法来切制齿轮副的齿面时, 刀具的刀刃在空域形成辅助曲面 (产形面)  $\Sigma_F$  的形状。  $\Sigma_F$  的一侧形成  $\Sigma^{(1)}$ , 另一侧形成  $\Sigma^{(2)}$ 。所以, 生产中一般要用两把刀具, 它们各自形成的产形面必须能互相“贴合”在一起, 就像一个样板, 另一个是检验样板那样。

#### 3.4 共轭齿面的确定、啮合方程式

在生产实践中, 经常遇到的一种情况是: 已知一个构件的齿面  $\Sigma^{(1)}$  和两构件的相对运动, 求与  $\Sigma^{(1)}$  相共轭的另一构件的齿面  $\Sigma^{(2)}$ 。设  $\Sigma^{(1)}$  在与之相固连的坐标系  $\sigma^{(1)}$  中的方程为

$$r^{(1)} = r^{(1)}(u, v) \quad (1.2-121)$$

则所求的  $\Sigma^{(2)}$  在与构件 2 相固连的坐标系  $\sigma^{(2)}$  中的方程为

$$\left. \begin{aligned} r^{(2)} &= M_{21} r^{(1)} \\ n^{(2)} &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (1.2-122)$$

式中  $r^{(2)}$  ——  $\Sigma^{(2)}$  的径矢;

$M_{21}$  ——  $\sigma^{(1)}$  到  $\sigma^{(2)}$  的坐标变换矩阵;

$n^{(2)}$  ——  $\Sigma^{(2)}$  的法矢。

啮合面在固定坐标系  $\sigma$  中的方程为

$$\left. \begin{aligned} r &= M_{01} r^{(1)} \\ n^{(1)} &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (1.2-123)$$

式中  $r$  —— 啮合面的径矢;

$M_{01}$  ——  $\sigma^{(1)}$  到  $\sigma$  的坐标变换矩阵。

$n^{(1)}$  是  $u, v$  以及及与  $\Sigma^{(1)}$  的转角  $\varphi_1$  有关的时间  $t$  的纯量函数, 通常记为

$$\Phi(u, v, t) = n^{(1)} \quad (1.2-124)$$

称  $\Phi(u, v, t)$  为啮合函数, 而称

$$\Phi(u, v, t) = n^{(1)} = 0 \quad (1.2-125)$$

为啮合方程。

在空间啮合中, 上式总可化为

$$M_1 \cos \varphi_1 - M_2 \sin \varphi_1 - M_3 = 0 \quad (1.2-126)$$

式中的  $M_1, M_2, M_3$  是与  $\varphi_1$  无关的系数。

令

$$\sqrt{M_1^2 + M_2^2} = \cos \delta, \quad \sqrt{M_1^2 + M_2^2} = \sin \delta,$$

$$\frac{M_3}{\sqrt{M_1^2 + M_2^2}} = \cos \theta$$

上式又可化为

$$\cos(\varphi_1 + \delta) = \cos \theta \quad (1.2-127)$$

当

$$\sqrt{M_1^2 + M_2^2} > |M_3| \quad (1.2-128)$$

时,  $\varphi_1$  有两个解, 它们是

$$\varphi_1 = \theta - \delta$$

$$\varphi_1' = -(\theta + \delta)$$

这表明  $\Sigma^{(1)}$  上满足式(1.2-128)的点, 在  $\Sigma^{(1)}$  转过一周时有两个位置参加接触。我们称这种现象为二次接触。

$$\text{当 } \sqrt{M_1^2 + M_2^2} = M_3 \quad (1.2-129)$$

时,  $\varphi_1$  只有一个解, 即  $\varphi_1 = -\delta$ , 这表明  $\Sigma^{(1)}$  上满足式(1.2-129)的点, 在  $\Sigma^{(1)}$  转过一周时, 只有一个位置参加接触。

$$\text{当 } \sqrt{M_1^2 + M_2^2} < |M_3| \quad (1.2-130)$$

时,  $\varphi_1$  无解。  $\Sigma^{(1)}$  上满足式(1.2-130)的点, 在  $\Sigma^{(1)}$  转过一周时, 不参加接触。

### 3.5 共轭齿面上的界限点与界限曲线

#### 3.5.1 第一齿面(刀具齿面) $\Sigma^{(1)}$ 上的界限点与啮合界限曲线

当第一齿面(刀具齿面)  $\Sigma^{(1)}$  与第二齿面(工件齿面)  $\Sigma^{(2)}$  相啮合时, 并不是  $\Sigma^{(2)}$  上所有的点都参与啮合。  $\Sigma^{(1)}$  上参与啮合与不参与啮合部份的分界线称为  $\Sigma^{(1)}$  的啮合界限曲线, 其上的点称为啮合界限点(又称二类界点)。如前所述,  $\Sigma^{(1)}$  与  $\Sigma^{(2)}$  啮合时, 在  $\Sigma^{(1)}$  上每一瞬时都有一条接触线  $C_t$ , 于是形成了接触线族  $\{C_t\}$ 。如果这个接触线族有包络线的话, 那么这条包络线就是  $\Sigma^{(1)}$  上的啮合界限曲线, 也称二界曲线。这条曲线用下列方程确定

$$\left. \begin{aligned} r^{(1)} &= r^{(1)}(u, v) \\ \Phi(u, v, t) &= 0 \\ \Phi_t(u, v, t) &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (1.2-131)$$

式中  $\Phi_t$  —— 二界函数。

二界函数  $\Phi_t(u, v, t)$  可通过啮合函数  $\Phi = n^{(1)}$  对  $t$  求偏导数求得, 也可用下式确定

$$\begin{aligned} \Phi_t = n \left[ \frac{d^2 \xi}{dt^2} + \frac{d\xi}{dt} \times (\omega^{(1)} + \omega^{(2)}) + \omega^{(1)} \right. \\ \left. \times (\omega^{(2)} \times \xi) + \xi \times \frac{d\omega^{(2)}}{dt} \right. \\ \left. + \left( \frac{d\omega^{(1)}}{dt} + \omega^{(1)} \times \omega^{(2)} \right) \times r^{(1)} \right] \end{aligned} \quad (1.2-132)$$

当  $\Sigma^{(1)}, \Sigma^{(2)}$  绕固定轴以等速转动, 两动坐标系的原点  $o^{(1)}, o^{(2)}$  选在其回转轴上时, 上式简化为

$$\Phi_t = n [\omega^{(1)} \times (\omega^{(2)} \times r^{(1)}) - \omega^{(2)} \times (\omega^{(1)} \times r^{(1)})] \quad (1.2-133)$$

式中  $r^{(1)}$  ——  $\Sigma^{(1)}$  的径矢。

若仅  $\xi = o^{(2)} o^{(1)}$  = 常矢, 则

$$\begin{aligned} \Phi_t = (\varepsilon^{(2)} r^{(1)} n) - (\varepsilon^{(1)} r^{(1)} n) + (\omega^{(2)} v^{(1)} n) \\ + (v^{(2)} \omega^{(1)} n) \end{aligned} \quad (1.2-134)$$

式中  $\varepsilon^{(1)}, \varepsilon^{(2)}$  ——  $\Sigma^{(1)}, \Sigma^{(2)}$  的角加速度矢量;  
 $v^{(1)} = \omega^{(1)} \times r^{(1)}$

可以证明,  $\Phi_t = 0$  与  $\sqrt{M_1^2 + M_2^2} = M_3$  等价。这意味着  $\Sigma^{(1)}$  啮合界限线上的点只参与一次接触, 其一侧满足  $\sqrt{M_1^2 + M_2^2} > |M_3|$  的点参与两次接触, 另一侧满足  $\sqrt{M_1^2 + M_2^2} < |M_3|$  的点不参与接触(图1.3-30)。

应该指出的是,  $\Sigma^{(1)}$  上的啮合界限点不是奇点。

### 3.6.2 第二齿面 (工件齿面) $\Sigma^{(2)}$ 上的奇点与一界曲线

用刀具齿面  $\Sigma^{(1)}$  来展成工件齿面  $\Sigma^{(2)}$  时,  $\Sigma^{(2)}$  上将会出现奇点。这些奇点称为一类界点, 它们的集合称为一界曲线。  $\Sigma^{(2)}$  上的奇点用下列方程确定

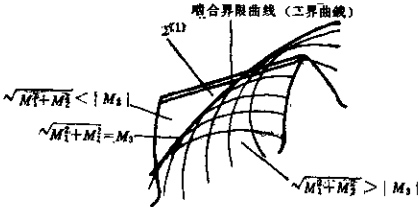


图 1.2-30

$$\left. \begin{aligned} r^{(2)} &= M_{21} r^{(1)} \\ \Phi(u, v, t) &= 0 \\ \Psi(u, v, t) &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (1.2-135)$$

式中  $\Psi(u, v, t)$  —— 一界函数。  
一界函数的表达式为

$$\Psi(u, v, t) = \frac{1}{D^2} \begin{vmatrix} E & F & r_1^{(1)} v^{(12)} \\ F & G & r_2^{(1)} v^{(12)} \\ \Phi_u & \Phi_v & \Phi_t \end{vmatrix} \quad (1.2-136)$$

式中  $E, F, G$  ——  $\Sigma^{(1)}$  的第一类基本量;  
 $\Phi_u, \Phi_v$  ——  $\Phi(u, v, t)$  对  $u, v$  的偏导数;  
 $r_1^{(1)}, r_2^{(1)}$  —— 径矢  $r(u, v)$  对  $u, v$  的偏导矢;  
 $D^2 = EG - F^2$

除式(1.2-136)外,  $\Psi(u, v, t)$  还有下面一些表达式:

$$\begin{aligned} \Psi &= \lambda(g_1 v^{(12)}) + \mu(g_2 v^{(12)}) + \Phi_t \quad (1.2-137) \\ \Psi &= \kappa_{\alpha_1}^{(1)} [v^{(12)}]^2 + (v^{(12)} \omega^{(12)} n) + \Phi_t \quad (1.2-138) \\ \Psi &= A v^{(12)} + \Phi_t \quad (1.2-139) \end{aligned}$$

式中  $g_1, g_2$  ——  $\Sigma^{(1)}$  的两个主方向上的么矢, 它们所对应的主曲率为  $\kappa_1^{(1)}, \kappa_2^{(1)}$ ,

$$\begin{aligned} \kappa_{\alpha_1}^{(1)} & \text{—— } \Sigma^{(1)} \text{ 沿 } v^{(12)} \text{ 方向的法曲率;} \\ \lambda &= \kappa_1^{(1)} (g_1 v^{(12)}) + (g_2 \omega^{(12)}) \quad (1.2-140) \\ \mu &= \kappa_2^{(1)} (g_2 v^{(12)}) - (g_1 \omega^{(12)}) \quad (1.2-141) \end{aligned}$$

$$A = \omega^{(12)} \times n + \kappa_1^{(1)} v^{(12)} + r_2^{(1)} n \times v^{(12)} \quad (1.2-142)$$

$\tau_{\alpha_1}^{(1)} \text{—— } \Sigma^{(1)} \text{ 沿 } v^{(12)} \text{ 方向的短程绕率。}$

$\kappa_{\alpha_1}^{(1)}, \tau_{\alpha_1}^{(1)}$  可通过欧拉公式和贝特朗公式的推广求得。

应该特别指出的是, 矢量  $A$  是  $\Sigma^{(1)}, \Sigma^{(2)}$  瞬时接触线法线方向上的一个矢量, 它在后面计算  $\Sigma^{(1)}, \Sigma^{(2)}$  接触点处的诱导法曲率时起着重要作用。

还应说明的是,  $\Sigma^{(2)}$  是  $\Sigma^{(1)}, \Sigma^{(1)}$  的瞬时接触线族  $\{C_t\}$  在坐标系  $\sigma^{(2)}$  (与  $\Sigma^{(2)}$  固连) 中所形成的曲面。在  $\Sigma^{(2)}$  上, 这个接触线族的包络线就是一界曲线。

### 3.6 等距共轭齿面

#### 3.6.1 等距齿面

设有两个齿面  $\Sigma$  与  $\Sigma_h$ , 如果  $\Sigma$  上的任意一点  $P$  在  $\Sigma_h$  上都有一点  $P_h$  与之对应, 而且对应点间的连线  $PP_h$  是  $\Sigma, \Sigma_h$  的公法线,  $PP_h$  的长度是一定的, 即  $\Sigma, \Sigma_h$  之间的距离处处相等, 我们就称  $\Sigma$  与  $\Sigma_h$  互为等距齿面。

设  $\Sigma$  的方程式为

$$r = r(u, v)$$

则其等距齿面  $\Sigma_h$  的方程式为 (见图 1.2-31)

$$R = r + hn \quad (1.2-143)$$

式中  $n$  ——  $\Sigma$  的么法矢;

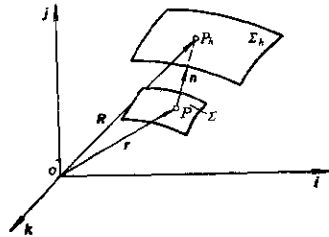


图 1.2-31

$h$  ——  $\Sigma, \Sigma_h$  对应点间的有向距离,  $h$  变动时, 将得到  $\Sigma$  的一系列等距齿面  $\Sigma_h$ , 故称  $h$  为等距参数。

$\Sigma, \Sigma_h$  在对应点处有相同的主方向, 设  $\Sigma$  上  $P$  点处的主曲率为  $\kappa = \frac{1}{\rho}$ , 则在  $\Sigma_h$  上的对应点  $P_h$

处的主曲率为

$$\kappa_h = \frac{1}{\rho - h} \quad (1.2-144)$$

### 3.6.2 等距共轭齿面

如图1.2-32所示,  $\Sigma^{(1)}$ 、 $\Sigma^{(2)}$ 为一对共轭齿面, 它们所对应的等距齿面  $\Sigma_h^{(1)}$ 、 $\Sigma_h^{(2)}$ 在同样共轭运动条件下也为共轭齿面, 我们称  $\Sigma_h^{(1)}$ 、 $\Sigma_h^{(2)}$ 为  $\Sigma^{(1)}$ 、 $\Sigma^{(2)}$ 的等距共轭齿面, 随着  $h$  的变动,  $\Sigma^{(1)}$ 、 $\Sigma^{(2)}$ 的等距共轭齿面也有无数多对。

等距共轭齿面有相同的二界函数, 令  $\Sigma^{(1)}$ 、 $\Sigma^{(2)}$ 的二界函数为  $\Phi_1$ 、 $\Sigma_h^{(1)}$ 、 $\Sigma_h^{(2)}$ 的二界函数为  $\Phi_{1h}$ , 则

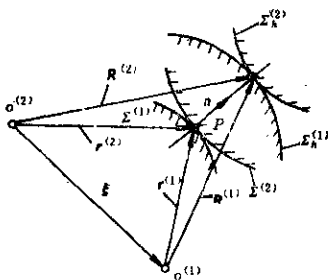


图 1.2-32

$$\Phi_{1h} = \Phi, \quad (1.2-145)$$

它们的一界函数有如下关系

$$\psi_h = \psi + h(\lambda\lambda_h + \mu\mu_h) \quad (1.2-146)$$

式中  $\psi_h$ —— $\Sigma_h^{(1)}$ 、 $\Sigma_h^{(2)}$ 的一界函数;

$\psi$ —— $\Sigma^{(1)}$ 、 $\Sigma^{(2)}$ 的一界函数;

$$\lambda_h = \lambda + \frac{h}{\rho_1 - h} \lambda \quad (1.2-147)$$

$$\mu_h = \mu + \frac{h}{\rho_2 - h} \mu \quad (1.2-148)$$

而

$$\left. \begin{aligned} \rho_1 &= \frac{1}{\kappa_1^{(1)}} \\ \rho_2 &= \frac{1}{\kappa_2^{(1)}} \end{aligned} \right\} \quad (1.2-149)$$

式中  $\kappa_1^{(1)}$ 、 $\kappa_2^{(1)}$ ——齿面  $\Sigma^{(1)}$ 的主曲率。

## 4. 共轭齿面的曲率关系

### 4.1 共轭齿面沿任意切线方向的诱导法曲率

#### 4.1.1 诱导法曲率的定义

如图1.2-33所示,  $P$ 为共轭齿面  $\Sigma^{(1)}$ 、 $\Sigma^{(2)}$ 瞬时接触线上之任意点。在  $P$ 点, 沿任意切线方向  $\alpha$ ,  $\Sigma^{(1)}$ 的法曲率为  $\kappa_\alpha^{(1)}$ ,  $\Sigma^{(2)}$ 的法曲率为  $\kappa_\alpha^{(2)}$ , 则称

$$\kappa_\alpha^{(12)} = \kappa_\alpha^{(1)} - \kappa_\alpha^{(2)} \quad (1.2-150)$$

为  $\Sigma^{(1)}$ 、 $\Sigma^{(2)}$ 沿  $\alpha$ 方向的诱导法曲率。它是描述该两曲面在  $P$ 点接触时沿这个方向“贴近”程度的一个几何量。 $|\kappa_\alpha^{(12)}|$  越小, 两曲面沿这个方向就越“贴近”。在一般情况下, 在  $P$ 点沿各个方向的诱导法曲率是不同的, 沿接触线  $C_i$ 方向,  $\kappa_\alpha^{(12)} = 0$ 。

#### 4.1.2 诱导法曲率的计算公式

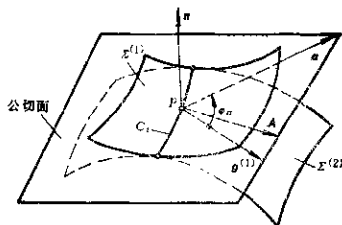


图 1.2-33

共轭齿面  $\Sigma^{(1)}$ 、 $\Sigma^{(2)}$ 沿任意切线方向  $\alpha$  (久切矢) 的诱导法曲率可由下列的任一公式求出

$$\kappa_\alpha^{(12)} = \frac{(\alpha A)^2}{\psi} \quad (1.2-151)$$

$$\kappa_\alpha^{(12)} = \frac{\left( \Phi_1 \frac{df}{ds} \right)^2}{\psi} \quad (1.2-152)$$

$$\kappa_\alpha^{(12)} = \frac{(\lambda \cos \varphi_\alpha + \mu \sin \varphi_\alpha)^2}{\psi} \quad (1.2-153)$$

式中  $\varphi_\alpha$ ——齿面  $\Sigma^{(1)}$ 的第一个主方向  $g_1$ 到  $\alpha$ 的有向角;

$ds$ —— $\Sigma^{(1)}$ 上沿  $\alpha$ 方向曲线弧长  $s$ 的微分。

上面几种形式的诱导法曲率计算公式各有其特点, 可以根据具体情况加以选用。在一般情况下用

式(1.2-151),但在齿面  $\Sigma^{(1)}$  的主方向与主曲率易知的情况下,用式(1.2-153)尤为方便。

#### 4.2 沿接触线法线方向的诱导法曲率

在分析两个作线接触的一对共轭齿面的啮合性质时,往往要计算沿接触线法线方向的诱导法曲率  $\kappa_g^{(2)}$ ,因为在各个方向的诱导法曲率中,它的绝对值最大。 $\kappa_g^{(2)}$ 的计算公式有如下几种形式:

$$\kappa_g^{(2)} = \frac{A^2}{\psi} \quad (1.2-154)$$

$$\kappa_g^{(2)} = \frac{\lambda^2 + \mu^2}{\psi} \quad (1.2-155)$$

$$\kappa_g^{(2)} = \frac{1}{\psi D^2} (E\Phi_0^2 - 2F\Phi_0\Phi_v + G\Phi_v^2) \quad (1.2-156)$$

在一般情况下,用式(1.2-154)。若  $\Sigma^{(1)}$  的主方向与主曲率易知,则用式(1.2-155)比较方便;如果  $\Sigma^{(1)}$  的第一类基本量易求,用式(1.2-156)亦宜。

#### 4.3 沿相对速度 $v^{(2)}$ 方向的诱导法曲率

令

$$\alpha = v = \frac{v^{(2)}}{|v^{(2)}|}$$

将上式及  $A, \psi$  的相应表达式代入式(1.2-151),就可求得沿相对速度  $v^{(2)}$  方向的诱导法曲率

$$\kappa_{\alpha v}^{(2)} = \frac{[(\omega^{(2)}nv) + |v^{(2)}|\kappa_{\alpha v}^{(1)}]^2}{\kappa_{\alpha v}^{(1)}[v^{(2)}]^2 + (\omega^{(2)}nv)^2 + \Phi_0} \quad (1.2-157)$$

#### 4.4 诱导短程挠率

设共轭齿面  $\Sigma^{(1)}, \Sigma^{(2)}$  在接触点  $P$  沿任意切线方向  $\alpha$  的短程挠率分别为  $\tau_g^{(2)}, \tau_g^{(1)}$ , 则称

$$\tau_g^{(2\alpha)} = \tau_g^{(2)} - \tau_g^{(1)}$$

为其沿  $\alpha$  方向的诱导短程挠率。它的计算公式为

$$\begin{aligned} \tau_g^{(2\alpha)} &= \frac{1}{2} \frac{d\kappa_{\alpha}^{(2)}}{d\varphi_{\alpha}} \\ &= \frac{1}{\psi} (\lambda \cos\varphi_{\alpha} + \mu \sin\varphi_{\alpha}) (-\lambda \sin\varphi_{\alpha} \\ &\quad + \mu \cos\varphi_{\alpha}) \quad (1.2-158) \end{aligned}$$

#### 4.5 共轭齿面的曲率干涉

如果我们规定  $\Sigma^{(1)}, \Sigma^{(2)}$  在接触点  $P$  处的公共法矢  $n$  的方向由  $\Sigma^{(1)}$  的实体指向空域,则它们的诱导法曲率  $\kappa_g^{(12)}$  必须是负值,才能保证它们正确啮合,不产生曲率干涉;假若规定  $n$  由空域指向  $\Sigma^{(1)}$  的实体,则它们的法曲率  $\kappa_g^{(12)}$  必须是正值,才不会产生曲率干涉。为了说明这一点,请参看图1.2-34,该图所示的是共轭齿面  $\Sigma^{(1)}, \Sigma^{(2)}$  在接触点  $P$  处的某个法截面的形状,并规定  $n$  由  $\Sigma^{(1)}$  的实体指向空域,它可能有以下几种情况:

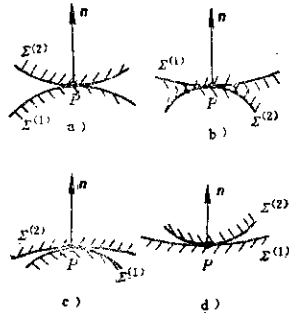


图 1.2-34

图1.2-34a中,  $\Sigma^{(1)}, \Sigma^{(2)}$  的凹向相反,实体不会产生曲率干涉。因为沿  $n$  方向,  $\kappa_g^{(1)}$  为负,  $\kappa_g^{(2)}$  为正,故  $\kappa_g^{(12)}$  为负。反之,如像图1.2-34b所示那样,  $\kappa_g^{(1)}$  为正,  $\kappa_g^{(2)}$  为负,  $\kappa_g^{(12)}$  为正,  $\Sigma^{(1)}, \Sigma^{(2)}$  的实体将会产生曲率干涉。图1.2-34c中,两齿面的凹向相同,  $\kappa_g^{(1)}, \kappa_g^{(2)}$  均为负值,若  $\kappa_g^{(12)}$  为负,即  $|\kappa_g^{(1)}| > |\kappa_g^{(2)}|$ ,不会产生曲率干涉;反之,  $\kappa_g^{(12)}$  为正,即  $|\kappa_g^{(1)}| < |\kappa_g^{(2)}|$ ,将会发生曲率干涉。在图1.2-34d中,  $\kappa_g^{(1)}$  与  $\kappa_g^{(2)}$  均为正值,若  $\kappa_g^{(12)}$  为负,表明  $\kappa_g^{(1)} < \kappa_g^{(2)}$ ,  $\Sigma^{(1)}, \Sigma^{(2)}$  不会发生曲率干涉;反之,  $\kappa_g^{(12)}$  为正,即  $\kappa_g^{(1)} > \kappa_g^{(2)}$ ,两者将会产生曲率干涉。

空间啮合理论的应用实例请参看第六篇平面二次包络环面蜗杆传动部分。

## 附 录

附表 齿 轮 名 词

名 称	英 文 名 称	名 称	英 文 名 称
齿轮	Toothed gear, Gear	基本齿条	Basic rack
齿轮副	Gear Pair	标准齿条的基本齿廓	Standard basic rack tooth profile of bevel gears
平行轴齿轮副	Gear pair with parallel axes	产形齿条	Counterpart rack
相交轴齿轮副	Gear pair with intersecting axes	产形齿轮	Generating gear of a gear
交错轴齿轮副	Gear pair with non-parallel non-intersecting axes	产形齿面	Generating flank
齿轮系	Train of gears, Gear train	轮齿	Gear teeth, Tooth
行星轮系	Planetary gear train, Epicyclic gear train	齿槽	Tooth space
差动轮系	Differential gear train	右旋齿	Right-hand teeth
复合行星轮系	Compound planetary gear train	左旋齿	Left-hand teeth
配对齿轮	Mating gears	轮齿表面	Tooth surfaces
小齿轮	Pinion	右侧齿面	Right flank
大齿轮	Wheel, Gear	左侧齿面	Left flank
主动齿轮	Driving gear	同侧齿面	Corresponding flanks
从动齿轮	Driven gear	异侧齿面	Opposite flanks
行星齿轮	Planet gear	工作齿面	Working flank
行星架	Planet Carrier	非工作齿面	Non-working flank
太阳轮	Sun gear	根啮齿面	Mating flank
内齿圈	Ring gear, Annulus gear	可用齿面	Usable flank
外齿轮	External gear	有效齿面	Active flank
内齿轮	Internal gear	上齿面	Addendum flank
外齿轮副	External gear pair	下齿面	Dedendum flank
内齿轮副	Internal gear pair	齿根过渡曲面	Fillet
减速齿轮副	Speed reducing gear pair	齿顶面	Crest, Top land
增速齿轮副	Speed increasing gear pair	齿槽底面	Bottom land, Bottom of tooth space
减速齿轮系	Speed reducing gear train	齿廓	Tooth profile
增速齿轮系	Speed increasing gear train	端面齿廓	Transverse profile
中心距	Centre distance	法向齿廓	Normal profile
轴交角	Shaft angle	轴向齿廓	Axial profile
近心线	Line of centres	背锥齿廓	Back cone tooth profile
齿数比	Gear ratio	共轭齿廓	Conjugate profile
传动比	Transmission ratio	齿线	Tooth trace
减速比	Speed reducing ratio	齿棱	Tip, Tooth tip
增速比	Speed increasing ratio	模数	Module
轴平面	Axial plane	端面模数	Transverse module
基准平面	Datum plane	法向模数	Normal module
节平面	Pitch plane	轴向模数	Axial module
端面	Transverse plane	径节	Diametral pitch
法平面	Normal plane	端面径节	Transverse diametral pitch
分度曲面	Reference surface	法向径节	Normal diametral pitch
节曲面	Pitch surface	轴向径节	Axial diametral pitch
内顶曲面	Tip surface	齿数	Number of teeth
齿根曲面	Root surface	当量齿数	Virtual number of teeth, Equivalent number of teeth
基本齿廓	Basic rack tooth profile		



(续)

名 称	英 文 名 称	名 称	英 文 名 称
头数	Number of threads, Number of starts	瞬时轴	Instantaneous axis
螺旋线	Helix and spirals	齿面的接触	Contact of tooth flanks
圆柱螺旋线	Helix, Circular helix	瞬时接触点	Point of contact
圆锥螺旋线	Conical spiral	瞬时接触线	Line of contact
螺旋角	Helix angle (for cylindrical gears), Spiral angle (for bevel and hypoid gears)	轮齿的啮合	Engagement of teeth
		啮合	Engagement, Mesh
		端面啮合线	Transverse path of contact, Path of contact
导程	Lead	啮合曲面	Surface of action
导程角	Lead angle	啮合平面	Plane of action
阿基米德螺旋线	Archimedes spiral	啮合区域	Zone of action
摆线	Trochoid, Cycloid	重合度	Contact ratio and overlap ratio
外摆线	Epicycloid	总作用弧	Total arc of transmission
长幅外摆线	Prolate epicycloid	端面作用弧	Transverse arc of transmission
短幅外摆线	Cartate epicycloid	纵向作用弧	Overlap arc
长幅摆线	Prolate cycloid	总作用角	Total angle of transmission
短幅摆线	Cartate cycloid	端面作用角	Transverse angle of transmission
内摆线	Hypocycloid		ion
长幅内摆线	Prolate hypocycloid	纵向作用角	Overlap angle
短幅内摆线	Cartate hypocycloid	总重合度	Total contact ratio
渐开线	Involute	端面重合度	Transverse contact ratio
延伸渐开线	Prolate involute	纵向重合度	Overlap ratio
缩短渐开线	Cartate involute	齿轮的变位	Addendum modification on gears
球面渐开线	Spherical involute		
渐开螺旋面	Involute helicoid	标准齿轮	Standard gears
阿基米德螺旋面	Screw helicoid	非变位齿轮	X-zero gear
球面渐开螺旋面	Spherical involute helicoid	标准中心距	Reference centre distance
圆环面	Toroid	名义中心距	Nominal centre distance
圆环面的母圆	Generant of the toroid	非变位齿轮副	X-zero gear pair
圆环面的中性圆	Middle circle of the toroid	变位齿轮	Gears with addendum modification, X-gear
圆环面的中间平面	Mid-plane of the toroid		
圆环面的内圆	Inner circle of the toroid	径向变位	Addendum modification
干涉和修形	Interference and correction of the flank shape	变位齿轮副	X-gear pair
		高变位圆柱齿轮副	Gear pair with reference centre
轮齿的干涉	Interference of flank		
啮合干涉	Meshing interference	角变位圆柱齿轮副	Gear pair with modified centre distance
切齿干涉	Cutter interference		
齿廓修形	Profile modification, Profile correction	高变位锥齿轮副	Gear pair without shaft angle modification
修缘	Tip relief	角变位锥齿轮副	Gear pair with shaft angle modification
修根	Root relief		
齿向修形	Axial modification, Longitudinal correction	变位系数	Modification coefficients
		径向变位量	Addendum modification (for external gears); Dedendum modification (for internal gears)
齿端修薄	End relief		
鼓形修整	Growning	径向变位系数	Addendum modification coefficient
鼓形齿	Growned teeth		
挖根	Undercut		
齿轮的啮合	Engagement of gears		

名 称	英 文 名 称	名 称	英 文 名 称
中心距变动系数	Centre distance modification coefficient	公法线长度	Base tangent length
圆柱齿轮	Cylindrical gear	分度圆直径	Reference diameter
齿条	Rack	节圆直径	Pitch diameter
圆柱齿轮副	Cylindrical gear pair	基圆直径	Base diameter
斜齿轮的当量齿轮	Virtual gear, Virtual spur gear	顶圆直径	Tip diameter
直齿圆柱齿轮	Spur gear	根圆直径	Root diameter
斜齿圆柱齿轮	Helical gear, Single-helical gear	工作高度	Working depth
直齿条	Spur rack	齿顶高	Addendum
斜齿条	Helical rack	齿根高	Decendum
直齿圆柱齿轮副	Spur gear pair	弦齿高	Chordal height
斜齿圆柱齿轮副	Helical gear pair	固定弦齿高	Constant chord height
平行轴斜齿轮副	Parallel helical gear pair	齿宽	Facewidth
交错轴斜齿轮副	Crossed helical gear pair	有效齿宽	Effective facewidth
人字齿轮	Double-helical gear	齿厚	Tooth thickness
渐开线圆柱齿轮	Involute cylindrical gear	端面齿厚	Transverse tooth thickness
摆线圆柱齿轮	Cycloidal gear	法向齿厚	Normal tooth thickness
圆弧圆柱齿轮	Circular-arc gear	端面基圆齿厚	Transverse base thickness
双圆弧齿轮	Double-circular-arc gear	法向基圆齿厚	Normal base thickness
圆弧齿轮副	Circular-arc gear pair	端面弦齿厚	Transverse chordal tooth thickness
假想曲面	Imaginary surfaces	法向弦齿厚	Normal chordal tooth thickness
分度圆柱面	Reference cylinder	固定弦齿厚	Constant chord
节圆柱面	Pitch cylinder	端面齿顶厚	Crest width
基圆柱面	Base cylinder	法向齿顶厚	Normal crest width
齿顶圆柱面	Tip cylinder	槽宽	Spacewidth
齿根圆柱面	Root cylinder	端面齿槽宽	Transverse spacewidth
假想曲线	Imaginary curves	法向齿槽宽	Normal spacewidth
节点	Pitch point	齿厚半角	Tooth thickness half angle
节线	Pitch line	槽宽半角	Spacewidth half angle
分度圆	Reference circle	压力角	Pressure angle
节圆	Pitch circle	齿形角	Nominal pressure angle
基圆	Base circle	任意点的法向压力角	Normal pressure angle at a point
齿顶圆	Tip circle	任意点的端面压力角	Transverse pressure angle at a point
齿根圆	Root circle	法向压力角	Normal pressure angle
螺旋线	Helix	端面压力角	Transverse pressure angle
分度圆螺旋线	Reference helix	啮合角	Working pressure angle
节圆螺旋线	Pitch helix	螺旋角	Helix angle
基圆螺旋线	Base helix	基圆螺旋角	Base helix angle
法向螺旋线	Normal helix	导程角	Lead angle
齿距	Pitch	基圆导程角	Base lead angle
端面齿距	Transverse pitch	顶隙	Bottom clearance
法向齿距	Normal pitch	圆屑侧隙	Circumferential backlash
轴向齿距	Axial pitch	法向侧隙	Normal backlash
法向基圆齿距	Normal base pitch	径向侧隙	Radial backlash
端面基圆齿距	Transverse base pitch	锥齿轮	Bevel gear
齿距角	Angular pitch		

(续)

名 称	英 文 名 称	名 称	英 文 名 称
锥齿传动	Bevel gear pair	中点螺旋角	Mean spiral angle
准双曲面齿轮副	Hypoid gear pair	大端螺旋角	Outer spiral angle
准双曲面齿轮	Hypoid gear	小端螺旋角	Inner spiral angle
冠轮	Crown gear	齿厚半角	Tooth thickness half angle
端面齿盘	Contrate gear	槽宽半角	Spacewidth half angle
直齿锥齿轮	Straight bevel gear	蜗杆	Worm
斜齿锥齿轮	Helical bevel gear	蜗轮	Worm wheel
曲线齿锥齿轮	Spiral bevel gear	蜗杆副	Worm gear pair
弧齿锥齿轮	Gleason spiral bevel gear	圆柱蜗杆	Cylindrical worm
摆线齿锥齿轮	Oerlikon spiral bevel gear	圆柱蜗杆副	Cylindrical worm gear pair
零度锥齿轮	Zorol bevel gear	环面蜗杆	Enveloping worm
圆柱齿轮端面齿盘副	Contrate gear pair	环面蜗杆副	Double enveloping worm gear pair
锥齿轮的当量圆柱齿轮	Virtual cylindrical gear of bevel gear	阿基米德蜗杆〔轴向直廓蜗杆, ZA蜗杆〕	Straight sided axial worm, ZA-worm
当量圆柱齿轮副	Virtual cylindrical gear pair	渐开线蜗杆〔ZI蜗杆〕	Involute helicoid worm, ZI-worm
8字啮合锥齿轮	Octoid gear	法向直廓蜗杆(ZN蜗杆)	Straight sided normal worm, ZN-worm
分度圆锥面	Reference cone	锥面包络圆柱蜗杆〔ZK蜗杆〕	Milled helicoid worm ZK-worm
节圆锥面	Pitch cone	圆弧圆柱蜗杆〔ZC蜗杆〕	Arc-contact worm, Hollow flank worm, ZC-worm
齿顶圆锥面	Tip cone	直廓环面蜗杆〔TA蜗杆〕	Hindley-worm, TA-worm
齿根圆锥面	Root cone	平面蜗轮〔P蜗轮〕	Wildhaber-worm wheel, P-worm wheel
背锥面	Back cone	平面包络环面蜗杆〔TF蜗杆〕	Wildhaber-worm, TP-worm
前锥面	Inner cone	锥面包络环面蜗杆〔TK蜗杆〕	TK-worm
中间锥面	Middle cone	渐开面包络环面蜗杆〔TI蜗杆〕	TI-worm
分锥顶点	Reference cone apex	锥蜗杆	Spiroid
轴线交点	Crossing point of axes	锥蜗轮	Spiroid gear
公共锥顶	Common apex	锥蜗杆副	Spiroid gear pair
定位面	Locating face	中间平面	Mid-plane
锥距	Cone distance	分度圆环面	Reference toroid
外锥距	Outer cone distance	齿根圆环面	Root toroid
内锥距	Inner cone distance	齿顶曲面	Tip surface
中点锥距	Mean cone distance	齿顶圆柱面	Tip cylinder
背锥距	Back cone distance	咽喉面	Gorge
安装距	Locating distance, Apex to back	分度圆柱面	Reference cylinder
轮冠距	Tip distance, Crown to back	喉圆	Gorge circle, Circle at root of gorge
冠顶距	Apex to crown	分度圆螺旋线	Reference helix
轴线偏置距	Offset	螺纹	Thread
齿线偏置距	Offset of tooth trace	导程	Lead
圆锥角	Cone angle		
分度圆锥角	Reference cone angle		
节圆锥角	Pitch angle		
顶圆锥角	Tip angle		
根圆锥角	Root angle		
背锥角	Back cone angle		
齿顶角	Addendum angle		
齿根角	Dedendum angle		
任意点螺旋角	Spiral angle at a point		

(续)

名 称	英 文 名 称	名 称	英 文 名 称
分度圆齿距	Reference pitch	多用刀盘法	Versacut method
节圆齿距	Working pitch	一次调整法	Single setting method
工作高度	Working depth	垂直运动法	Allcone method
蜗杆齿宽	Worm facewidth	变滚比粗切	Ratio control roughing
蜗轮齿宽	Face width	无滚动粗切	No-roll roughing
直径系数	Diametral quotient	直齿锥齿轮拉齿法	Revacycle method
咽喉半径	Gorge radius	双向滚动切齿	Double roll
角参数	Angular dimensions	摆线小轮节锥法	Swing pinion cone method
非圆齿轮副	Non-circular gear pairs	小模数齿轮滚齿机	Fine Pitch Gear (Mikron Gear) Hobbing Machines
非圆齿轮	Non-circular gear	小模数轴齿轮自动滚齿机	Fine Pitch (Mikron) Automatic Pinion shaft Hobbing Machines
椭圆齿轮	Elliptical gear	小模数端面齿轮自动滚齿机	Fine Pitch Automatic Crown Gear Hobbing Machines
圆柱针轮副	Cylindrical lantern pinion and wheel	小模数齿轮铣齿机	Fine Pitch Gear Milling Machines
针轮	Cylindrical lantern gear	小模数齿轮刨齿机	Fine Pitch Bevel Gear Planing Machines
成形法	Forming method	小模数齿轮插齿机	Fine Pitch Gear Shaping Machines
滚切法、展成法	Generating method	直齿锥齿轮粗切机	Straight Bevel Gear Roughers
仿形法	Copying method	直齿锥齿轮刨齿机	Straight Bevel Gear Planing Machines
磨齿	Gear grinding	直齿锥齿轮铣齿机	Straight Bevel Gear Milling Machines
研齿	Gear lapping	直齿锥齿轮拉齿机	Straight Bevel Gear Broaching Machines
铣齿	Gear milling	锥齿轮研齿机	Bevel Gear Lapping Machines
刨齿	Gear shaping	弧齿锥齿轮粗切机	Spiral Bevel Gear Roughers
拉齿	Gear broaching	弧齿锥齿轮铣齿机	Spiral Bevel Gear Milling Machines
滚齿	Gear hobbing	万能弧齿锥齿轮铣齿机	Universal Spiral Bevel Gear Milling Machines
顺滚	Climb hobbing	弧齿锥齿轮拉齿机	Spiral Bevel Gear Broaching Machines
逆滚	Conventional hobbing	锥齿轮剃齿机	Universal Spiral Bevel Gear Broaching Machines
径向进给法	Radial feed	弧齿锥齿轮剃齿机	Spiral Bevel Gear Broaching Machines
切向进给法	Tangential feed	弧齿锥齿轮拉齿机	Universal Spiral Bevel Gear Broaching Machines
对角滚齿法	Diagonal hobbing	剃齿机	Spiral Bevel Gear grinding Machines
插齿	Gear shaping	卧式滚齿机	Gear Hobbing Machines
剃齿	Gear shaving	卧式滚齿机	Horizontal Gear Hobbing Machines
轴向剃齿法	Axial shaving	万能滚齿机	Universal Gear Hobbing Machines
切向剃齿法	Tangential shaving	摆线齿轮滚齿机	Cycloidal Gear Hobbing Machines
对角剃齿法	Diagonal shaving		
径向剃齿法	Radial shaving		
珩齿	Gera honing		
单面珩齿法	Single flank honing		
双面珩齿法	Double flank honing		
倒角	Gear chamfering		
硬齿面滚齿	Gear skiving		
锥齿轮加工	Bevel gear cutting		
单面法	Single side method		
双面法	Spread blade method		
单一刀盘法	Unitool method		
固定调整法	Fixed setting method		
双重螺旋法	Duplex helical method		
双重双面法	Duplex blade method		
单循环法	Single cycle method		
螺旋成形法	Helixform method		

(续)

名 称	英 文 名 称	名 称	英 文 名 称
非圆齿轮滚齿机	Non-circular Gear Hobbing Machines	碟形砂轮磨齿机	Gear Grinders with Dish-shaped grinding Wheels
蜗轮滚齿机	Wormwheel Hobbing Machines	锥形砂轮磨齿机	Gear Grinders with Cone-shaped grinding Wheels
剃齿机	Gear Shaving Machines	蜗杆砂轮磨齿机	Gear Grinders with Worm-shaped grinding Wheels
立式剃齿机	Vertical Gear Shaving Machines	成形砂轮磨齿机	Gear Grinders with forming grinding Wheels
万能剃齿机	Universal Gear Shaving Machines	大平面砂轮磨齿机	Gear Grinders with flat-faced grinding Wheels
剃齿剃齿机	Pinion Shaft Gear Shaving Machines	内齿轮磨齿机	Internal Gear Grinders
珩齿机	Gear Honing Machines	摆线齿轮磨齿机	Cycloidal Gear Grinders
蜗杆珩齿机	Gear Honing Machines with Worm-shaped Hone (Worm-type Hone)	齿轮倒角机	Gear chamfering Machines
滚齿机	Gear Shaping Machines	锥齿轮倒角机	Bevel Gear chamfering Machines
非圆齿轮滚齿机	Non-circular Gear Shaping Machines	人字齿轮铣齿机	Herringbone Gear milling Machines
人字齿轮滚齿机	Herringbone Gear Shaping Machines	人字齿轮刨齿机	Herringbone Gear planing Machines
齿条插齿机	Rack Gear Shaping Machines		
扇形齿轮滚齿机	Sector Gear Shaping Machines		
圆柱齿轮磨齿机	Cylindrical Gear grinding Machines		

## 参 考 文 献

- [1] 《机械工程手册》第6卷第32篇。齿轮传动。机械工业出版社, 1982
- [2] Dale, W. Dudley 著: Hand Book of Practical Gear Design. 1984
- [3] 吴大任: 微分几何讲义, 人民教育出版社, 1979
- [4] 吴大任等: 齿轮啮合原理, 科学出版社, 1985

- [5] 南开大学数学系齿轮啮合研究小组: 《齿轮啮合的数学基础》(一)、(二), 《数学的实践与认识》, 1976年第一、二期; 《应用数学学报》, 1976年第二期
- [6] Ф. И. 李特文著: 卢贤占等译: 齿轮啮合原理, 上海科学技术出版社, 1984
- [7] 吴序堂: 齿轮啮合原理, 机械工业出版社, 1982
- [8] 陈志新: 《共轭曲面原理》(上), 科学出版社, 1974



# 第二篇 渐开线圆柱齿轮传动

主编：雷光（北京联合大学 纺织工程学院）

编写人

审稿人

第1章	雷光	姜勇（北京有色冶金设计研究总院）
第2章	雷光 王知行、韩元莹（哈尔滨工业大学）	李华敏（哈尔滨工业大学）
第3章	张民安（郑州机械研究所）	孙友洪（机械工业部标准化研究所）
第4章	姜勇 叶克明（机械工业部科技情报所）	刘筱安（郑州市河南省轻工研究所）
第5章	刘筱安	雷光
第6章	王振林（北京联合大学纺织工学院）	雷光
第7章	雷光	张希康（南通市机械研究所）
第8章	欧宗瑛（大连工学院）	雷光 马同春（合肥工业大学）

渐开线圆柱齿轮传动是应用最广泛的一种传动型式，其他齿轮传动形式，如圆弧形圆柱齿轮、圆锥齿轮等与渐开线圆柱齿轮有很多共性。本篇所述述的基准齿形、模数系列、几何计算、精度制、承载能力计算方法、齿轮结构和工作图、修形、优化及计算机辅助设计具有普遍意义，适用于本书的其他有关篇章。

本篇第1章基准齿形适用于模数 $m \geq 1\text{mm}$ 的渐开线圆柱齿轮，对于小模数齿轮的基准齿形见第七篇。

本篇第3章精度制适用于 $m \geq 1\text{mm}$ 的渐开线圆柱齿轮，小模数齿轮的精度制见第七篇。





# 第1章 基准齿形和模数系列

## 1 渐开线圆柱齿轮的基准齿形

对于模数 $m \geq 1$ mm的圆柱齿轮采用现行的GB 1356—78《渐开线圆柱齿轮基准齿形》(见图2.1-1)其参数如下:

- 1) 齿形角 $\alpha = 20^\circ$
- 2) 齿顶高 $h_a = h_a^* m (h_a^* = 1)$ , 工作齿高 $h_w = 2m$ , 在工作齿高部分的齿形是直线;
- 3) 齿距 $p = \pi m$ , 中线上的齿厚和齿槽宽度相等;
- 4) 径向间隙 $c = c^* m (c^* = 0.25)$ ;
- 5) 齿根圆角半径 $r = 0.38m$ 。

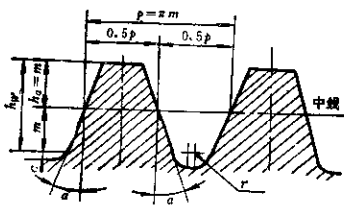


图2.1-1 渐开线圆柱齿轮基准齿形

以上是齿形的基本参数,但考虑到某些特殊需要,允许作如下向变化:

- 1) 考虑到某些工艺的要求,径向间隙 $c$ 允许增大至 $0.35m$ ,齿根圆角半径 $r$ 允许减小至 $0.25m$ ;
- 2) 为提高齿根强度,在传动时不产生干涉的条件下,允许增大齿根圆角半径,也允许做成单圆弧;
- 3) 当采用短齿时, $h_a = 0.8m$ ,  $h_w = 1.6m$ ,  $c = 0.3m$ ,  $r = 0.46m$ ;
- 4) 为提高综合强度需增大齿形角时,推荐 $\alpha = 25^\circ$ ,  $h_a = m$ ,  $h_w = 2m$ ,  $c = 0.2m$ ,  $r = 0.35m$ , 齿根圆角为单圆弧;
- 5) 为改善传动质量,允许齿顶修缘。

渐开线圆柱齿轮的齿形标准GB1356—78仅适用 $m \geq 1$ mm者,而对于 $m < 1$ mm者,要用GB2362—80小模数齿轮的基准齿形(见本书第七篇)。

## 2 渐开线圆柱齿轮的模数系列

我国现行模数系列是GB1357—78《渐开线圆柱齿轮模数》(见表2.1-1),表中模数 $m$ 的单位为mm,对于斜齿轮是指法面模数。选用时,优先采用第一系列,括号内的模数尽可能不用。

表2.1-1 渐开线圆柱齿轮的模数(GB1357—78)

第一系列	第二系列	第一系列	第二系列	第一系列	第二系列	第一系列	第二系列	第一系列	第二系列	第一系列	第二系列
0.1		0.3		1		3		10		30	
0.12			0.35	1.25			(3.25)	12			(11)
0.15				1.5			(3.75)		14		36
		0.4			1.75	4		16		40	
		0.5				5		18		50	45
0.2		0.6		2		6		20		22	
					2.25		(3.5)				
0.25		0.8		2.5		8		25			
			0.9		2.75						
						9		28			

### 3 其他齿形

当GB1358—78齿形不能满足需要时，也可参考国外使用的其他齿形：

1) 小齿形角的齿形，如 $\alpha=14.5^\circ$ 或 $\alpha=16^\circ$ 的齿形角。在英、美的标准中，这种齿形一般用于径节制（即径节 $P=2/d$  1/in， $m=\frac{25.4}{P}$  mm）；

2) 大齿形角的齿形，如 $\alpha=22\frac{1}{2}^\circ$ ，常用于汽车、拖拉机齿轮。 $\alpha=28^\circ$ 多用于航空齿轮；

3) 齿顶高系数 $h_a^* < 1$ 的短齿齿形，如 $h_a^*=0.8$ 或 $0.9$ ，主要用于汽车、拖拉机齿轮。

4) 齿顶高系数 $h_a^* > 1$ 的长齿齿形，如 $h_a^*=1.2$ ，用于航空、船舶齿轮；

5) 双模数制齿形，即 $m_1/m_2$ 制，如 $2/1.75$ ， $3/2.25$ ， $4/3$ ……等，模数 $m_1$ 用于计算分度圆直径， $m_2$ 用于计算齿高；

6) 双径节齿形，即 $P_1/P_2$ 制，如 $3/4$ ， $4/5$ ， $5/7$ ……等，径节 $P_1$ 用于计算分度圆直径， $P_2$ 用于计算齿高。

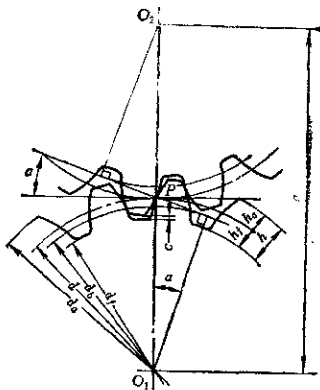
## 第2章 圆柱齿轮传动的几何尺寸计算

### 1 标准圆柱齿轮传动的几何尺寸计算

#### 1.1 外啮合标准圆柱齿轮传动

外啮合标准圆柱齿轮传动几何尺寸计算（见表2.2-1）。

表2.2-1 外啮合标准圆柱齿轮传动几何尺寸计算



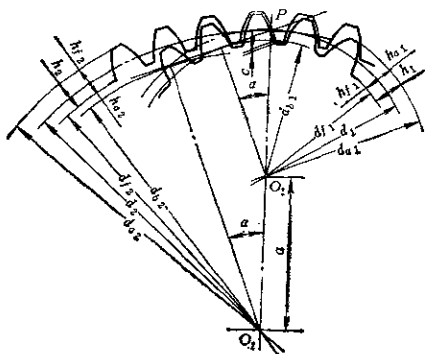
序号	名称	代号	直 齿 轮	斜 齿 (人字齿) 轮
1	模 数	$m$	$m$ 由强度计算或结构设计确定，并按表2.1-2取标准值	$m_n$ $m_n$ 取标准值，其确定方法与直齿轮相同 $m_t = m_n / \cos \beta$

(续)

序号	名称	代号	直 齿 轮	斜齿 (人字齿) 轮
2	齿 数	$z$	$z$	$z$
3	分度圆柱螺旋角	$\beta$	$\beta=0$	$\beta$ 按给定的值或按中心距等条件确定。一对斜齿(人字齿)圆柱齿轮的螺旋角大、小相等,方向相反
4	分度圆压力角	$\alpha$	$\alpha$ 取标准值	$\alpha_n$ (取标准值) $\tan\alpha_n = \tan\alpha_n / \cos\beta$
5	齿顶高系数	$h_a^*$	$h_a^*$ 按第1章取标准值	$h_{an}^*$ (取标准值) $\tan\alpha_n = h_{an}^* \cos\beta$
6	径向间隙系数	$c^*$	$c^*$ 按第1章取标准值	$c_n^*$ (取标准值) $c_1^* = c_n^* \cos\beta$
7	分度圆直径	$d$	$d = zm$	$d = z m_n$ $= \frac{z m_n}{\cos\beta}$
8	基圆直径	$d_b$	$d_b = d \cos\alpha$	$d_b = d \cos\alpha_n$
9	周 节	$p$	$p = \pi m$	$p_n = \pi m_n$ $p_1 = \pi m_1$
10	基圆周节	$p_b$	$p_b = p \cos\alpha$	$p_{bn} = p_n \cos\alpha_n$
11	齿 顶 高	$h_a$	$h_a = h_a^* m$	$h_{an} = h_{an}^* m_n$ $= h_{a1}^* m_1$
12	齿 根 高	$h_f$	$h_f = (h_a^* + c^*) m$	$h_{fn} = (h_{an}^* + c_n^*) m_n$ $= (h_{f1}^* + c_1^*) m_1$
13	齿 高	$h$	$h = h_a + h_f$	
14	齿顶圆直径	$d_a$	$d_a = d + 2h_a$ $= (z + 2h_a^*) m$	$d_a = d + 2h_a$ $= \left( \frac{z}{\cos\beta} + 2h_{an}^* \right) m_n$
16	齿根圆直径	$d_f$	$d_f = d - 2h_f$ $= (z - 2h_a^* - 2c^*) m$	$d_{fn} = d - 2h_f$ $= \left( \frac{z}{\cos\beta} - 2h_{an}^* - 2c_n^* \right) m_n$
16	中 心 距	$a$	$a = \frac{d_2 + d_1}{2}$ $= \frac{z_1 + z_2}{2} m$	$a = \frac{d_2 + d_1}{2}$ $= \frac{z_1 + z_2}{2} \frac{m_n}{\cos\beta}$
17	齿 数 比	$u$	$u = z_2 / z_1$	
18	齿顶压力角 端面重合度	$\alpha_a$ $e_a$	$\alpha_a = \arccos d_b / d_a$ $e_a = \frac{1}{2\pi} [z_2(\tan\alpha_{a2} - \tan\alpha') + z_1(\tan\alpha_{a1} - \tan\alpha')]$ $e_a$ 的数值亦可查图2.1-1	$\alpha_{an} = \arccos d_{bn} / d_{an}$ $e_{an} = \frac{1}{2\pi} [z_2(\tan\alpha_{an2} - \tan\alpha_n') - z_1(\tan\alpha_{an1} - \tan\alpha_n')]$ 同 左
19	轴向重合度	$e_\beta$	$e_\beta = 0$	$e_\beta = b \sin\beta / \pi m_n$ $e_\beta$ 值亦可查图2.2-3
	总重合度	$e_\gamma$	$e_\gamma = e_a$	$e_\gamma = e_a + e_\beta$
20	当量齿数	$z_v$	$z_v = z$	$z_v = z / \cos^3\beta$

1.2 内啮合标准圆柱齿轮传动

表2.2-2 内啮合标准圆柱齿轮几何尺寸计算



序号	名称	代号	直齿内齿轮	斜齿(人字齿)内齿轮
1	模数	$m$	$m$ 由强度计算或结构设计确定,并按表2.1-2取标准值	$m_n$ $m_t = m_n / \cos\beta$ $m_n$ 取标准值,其确定方法与直齿轮同
2	齿数	$z_2$		$z_1$
3	分度圆柱螺旋角	$\beta$	$\beta=0$	$\beta$ 按推荐用数值或按中心距等条件确定,一对内啮合斜齿(人字齿)圆柱齿轮的螺旋角相等,方向相反
4	分度圆压力角	$\alpha$	$\alpha$ 取标准值	$\alpha_n$ (取标准值) $\tan\alpha_t = \tan\alpha_n / \cos\beta$
5	齿顶高系数	$h_a^*$	$h_a^*$ 按第1章取标准值	$h_{an}^*$ (取标准值) $h_{at}^* = h_{an}^* \cos\beta$
6	径向间隙系数	$c^*$	$c^*$ 按第1章取标准值	$c_n^*$ (取标准值) $c_t^* = c_n^* \cos\beta$
7	分度圆直径	$d_1$	$d_2 = z_2 m$	$d_2 = z_2 m_t = z_1 \frac{m_n}{\cos\beta}$

(续)

序号	名称	代号	直齿内齿轮	斜齿(人字齿)内齿轮
8	基圆直径	$d_{b2}$	$d_{b2} = d_2 m$	$d_{b2} = d_2 \cos \alpha_s$
9	齿高	$h_2$	$h_2 = \frac{1}{2}(d_{f2} - d_{a2})$	
10	齿顶圆直径	$d_{a2}$	$d_{a2} = d_2 - 2h_a^* m + \Delta d_0$ $h_a^* = 1$ , 按上式计算 $d_{a2}$ 时, $z_2 > 22$ 为避免过渡曲线干涉, 应将齿顶圆直径增大, 增大量 $\Delta d_0$ 为: $\Delta d_0 = 2h_a^* m / z_2 \tan^2 \alpha$ $h_a^* = 1, \alpha = 20^\circ$ 时, $\Delta d_0 = \frac{15.1m}{z_2}$	$d_{a2} = d_2 - 2h_a^* m_n + \Delta d_0$ $\Delta d_0 = 2h_{an}^* m_n \cos^3 \beta / z_2 \tan^2 \alpha_n$ $h_{an}^* = 1, \alpha_n = 20^\circ$ 时, $\Delta d_0 = \frac{15.1m_n \cos^3 \beta}{z_2}$
11	齿根圆直径	$d_{f2}$	$d_{f2} = d_2 + 2(h_c^* + c^*)m$ 用插齿刀切削内齿轮时, 齿根圆直径 $d_{f2}$ 的计算式见表 2.2-18	$d_{f2} = d_2 + 2(h_{ca}^* + c_n^*)m_n$
12	中心距	$a$	$a = \frac{1}{2}(d_2 - d_1)$ $= \frac{1}{2}(z_2 - z_1)m$	$a = \frac{1}{2}(d_2 - d_1)$ $= \frac{1}{2}(z_2 - z_1) \frac{m_n}{\cos \beta}$
13	齿数比	$u$	$u = z_2 / z_1$	
14	齿顶压力角	$\alpha_a$	$\alpha_a = \arccos d_{b1} / d_a$	$\alpha_{a1} = \arccos d_{b1} / d_{a1}$
15	端面重合度	$\epsilon_\alpha$	$\epsilon_\alpha = \frac{1}{2\pi} [z_1(\tan \alpha_{a1} - \tan \alpha') + z_2(\tan \alpha_{a2} - \tan \alpha')]$ $\epsilon_\alpha$ 的数值亦可查图 2.2-1	$\epsilon_\alpha = \frac{1}{2\pi} [z_1(\tan \alpha_{a11} - \tan \alpha'_1) - z_2(\tan \alpha_{a12} - \tan \alpha'_2)]$ 同左
	轴向重合度	$\epsilon_\beta$	$\epsilon_\beta = 0$	$\epsilon_\beta = b \sin \beta / \pi m_n$ $\epsilon_\beta$ 值亦可查图 2.2-3
	总重合度	$\epsilon_\gamma$	$\epsilon_\gamma = \epsilon_\alpha$	$\epsilon_\gamma = \epsilon_\alpha + \epsilon_\beta$
16	当量齿数	$z_v$	$z_v = z$	$z_v = z / \cos^3 \beta, \cos \beta = z / \cos^3 \beta$

注: 与内齿轮相啮合的小齿轮几何尺寸的计算公式见表 2.2-1。

1.3 圆柱齿轮传动几何尺寸计算 附图及附表

$$\epsilon_\alpha = z_1 \left( \frac{\epsilon_{\alpha 1}}{z_1} \right) \pm z_2 \left( \frac{\epsilon_{\alpha 2}}{z_2} \right)$$

式中  $\epsilon_{\alpha 1}, \epsilon_{\alpha 2}$  分别为轮 1、轮 2 的端面重合度。 $\epsilon_{\alpha 1} / z_1, \epsilon_{\alpha 2} / z_2$  可分别按  $\alpha_1', d_{b1} / d_1'$  及  $\alpha_2', d_{b2} / d_2'$  由图

端面重合度  $\epsilon_\alpha$  可以利用图 2.2-1 按下式计算:

2.2

齿轮手册 E

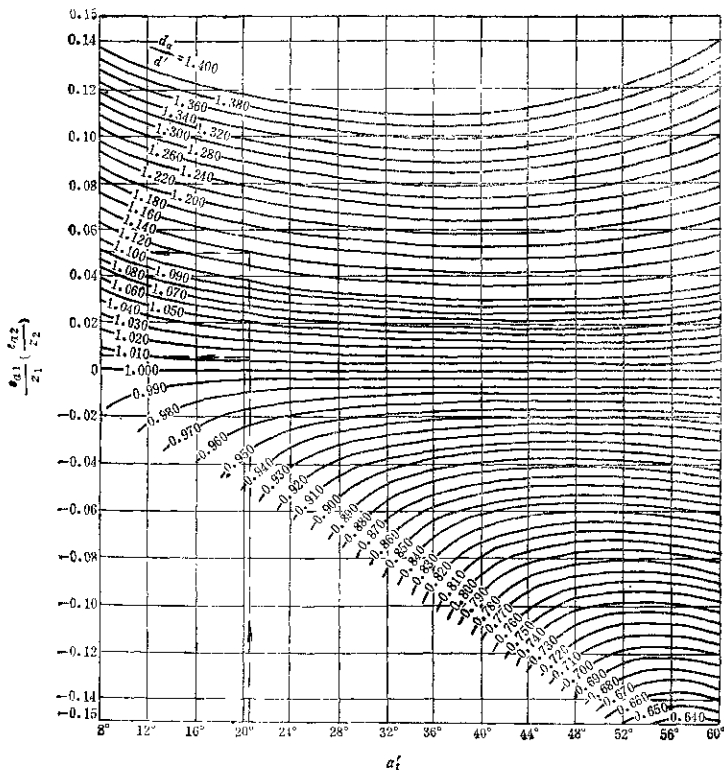


图2.2-1 确定  $\frac{e_{a1}}{z_1}$  及  $\frac{e_{a2}}{z_2}$  的线图

2.2-1'查得。其中，端面啮合角 $a'_f$ 可按 $\beta$ 及 $(x_2 \pm x_1)/(z_2 \pm z_1)$ 由图2.2-2查得（标±号者，正号用于外啮合，负号用于内啮合）。

轴向重合度 $e_\beta$ 的数值可查图2.2-5。

例：一对外啮合斜齿圆柱齿轮， $z_1=21$ ， $z_2=74$ ， $m_n=3\text{mm}$ ， $\beta=12^\circ$ ， $x_{n1}=0.5$ ， $x_{n2}=-0.5$ 。根据计算， $d_{a1}'=64.408\text{mm}$ ， $d_{a2}'=226.96\text{mm}$ ， $d_{s1}=73.41\text{mm}$ ， $d_{s2}=229.96\text{mm}$ 。试确定端面重合度 $e_\alpha$ 。

按 $\beta=12^\circ$ ， $(x_2+x_1)/(z_2+z_1)=0$ ，由图2.2-2查得 $a'_f \approx 20^\circ 25'$ 。

$$d_1/d_1' = 73.41/64.41 = 1.14$$

$$d_{a2}/d_2' = 229.96/226.96 = 1.013$$

按 $d_1'/d_1, d_{a1}/d_1', d_{a2}/d_2'$ ，由图2.2-1查得：

$$e_{a1}/z_1 = 0.051, \quad e_{a2}/z_2 = 0.006$$

故

$$\begin{aligned} e_\alpha &= z_1 \left( \frac{e_{a1}}{z_1} \right) + z_2 \left( \frac{e_{a2}}{z_2} \right) \\ &= 21 \times 0.051 + 72 \times 0.006 = 1.515 \end{aligned}$$

## 2 齿轮与齿条传动

### 2.1 齿轮与齿条传动特点

齿轮与齿条传动中，齿轮作回转运动，齿条作直线运动。齿条直线运动的速度 $v$ 与齿轮分度圆直径、转速之间关系为

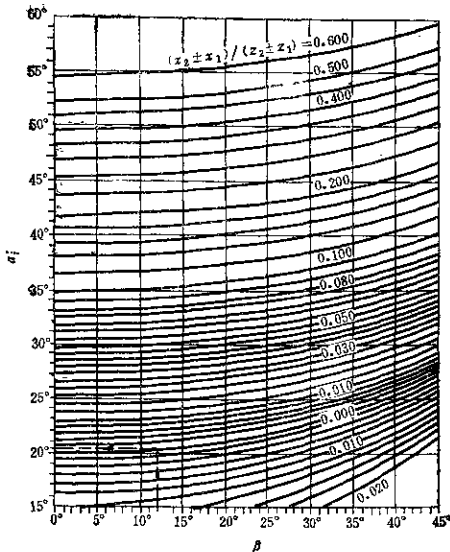


图2.2-2 端面啮合角 $\alpha_f'$

$$v = \frac{\pi d n'}{60} \text{ mm/s}$$

式中  $d$ ——齿轮分度圆直径 mm,  
 $n$ ——齿轮转速 r/min.

齿条与齿轮正确啮合条件是基节相等, 齿条基节是其两相邻同侧直线齿形的垂直距离, 即  $p_b = p \cos \alpha = \pi m \cos \alpha$ .

齿条与齿轮的实际啮合线为  $\overline{BB_1}$ , 即齿条齿顶线及齿轮齿顶圆与垂直于齿条直线齿廓并切于齿轮基圆的直线的交点  $B$  及  $B_1$  之间的长度。

a. 齿条与齿条加工中的根切及顶切现象

(1) 齿条用铣刀加工, 齿轮用滚刀加工, 如当齿轮齿数过少 ( $z < z_{min}$ ) 的标准齿轮, 在加工时将产生根切现象; 如加工变位量较大的正变位齿轮时, 可能产生齿轮齿顶变尖现象。 $z$  及  $x$  值可按表 2.2-4 确定。随着变位系数  $x$  的增大, 齿形逐渐变尖, 但齿顶应保持一定厚度, 所以选择变位系数绝不能大于或等于  $x_s = 0$  值。

(2) 齿轮用滚刀加工, 而齿条用插齿刀加工。当用齿数  $z_0 < 17$  的插齿刀加工  $\alpha = 20^\circ$ ,  $h_a^* = 1$  的齿条时, 齿条可能产生顶切现象。

b. 齿轮与齿条传动中的干涉现象

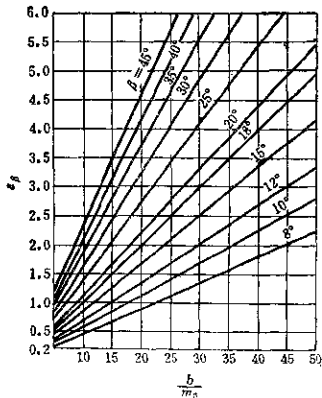


图2.2-3 轴向重合度 $\epsilon_\beta$

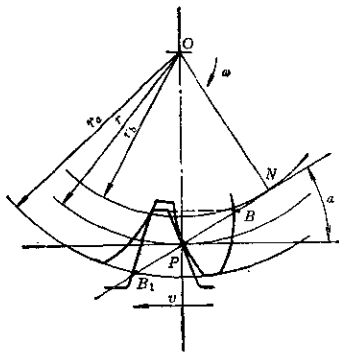


图2.2-4 齿轮与齿条传动

(1) 齿轮齿顶与齿条齿根的干涉 如齿轮用滚刀加工, 齿条用插齿刀加工。当这两者啮合时, 齿条上过渡曲线起始点  $C$  至齿条齿顶线的高度  $y_0$  若小于齿条齿根部实际啮合点  $B_1$  至齿条齿顶线的高度  $y$  时, 为齿轮齿顶与齿条齿根将产生干涉。避免此种干涉的条件为:  $y_0 \geq y$

$$y_0 = r_a \cos(\alpha_a - \alpha) + m h_a^* - m x_0 - r_0$$

表2.2-3 直齿圆柱齿轮的  $x_{m1}, x_{m2}=0$ ,

$x_{s1}=0.3m, m$ , 及  $x_{s2}=0.4m$  值

$z$	$x_{m1}$	$x_{m2}$	$x_{s1}=0.3m$	$x_{s2}=0.4m$
8	0.532	0.566	0.28	0.18
9	0.474	0.636	0.34	0.22
10	0.415	0.700	0.39	0.27
11	0.356	0.760	0.44	0.31
12	0.298	0.820	0.48	0.35
13	0.240	0.877	0.53	0.39
14	0.181	0.930	0.57	0.43
16	0.123	0.983	0.61	0.46
18	0.064	1.034	0.65	0.50
17	0.006	1.083	0.69	0.53
18	-0.053	1.130	0.72	0.56
19	-0.111	1.177	0.76	0.59
20	-0.170	1.222	0.80	0.63
21	-0.228	1.266	0.83	0.66
22	-0.287	1.309	0.87	0.69
23	-0.346	1.351	0.90	0.72
24	-0.404	1.392	0.93	0.75
25	-0.462	1.433	0.96	0.78

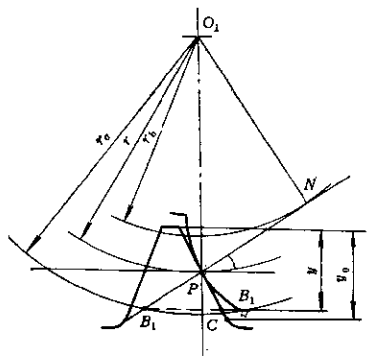


图2.2-5 齿轮内顶与齿条齿根的干涉

$$y = r_{a1} \cos(\alpha_0 - \alpha) + mh_0^* - mx_1 - r_1$$

式中  $\alpha_{a0}, \alpha_{a1}$  ——加工齿条的插齿刀及与齿条啮合的齿轮的齿顶压力角。

(2) 齿条的齿顶与齿轮齿根的干涉 如齿条及

表2.2-4 要求耐磨条件较好时的  $x_1$  值

$z_1$	10	12	16	20	25	30	40
$x_1$	0.61	0.56	0.5	0.43	0.37	0.33	0.28

齿轮都用插齿刀加工, 齿轮上过渡曲线起始点  $C$  的压力角  $\alpha_C$  如大于齿条与齿轮啮合起始点  $B$  时的压力角  $\alpha_B$ , 则将产生齿条的齿顶与齿轮齿根的干涉现象, 为避免这种干涉, 应满足下列条件:

$$\alpha_B \geq \alpha_C$$

根据以上条件, 可得不会产生齿条齿顶与齿轮齿根干涉的校验公式为

$$\tan \alpha - \frac{4(h_0^* - x_1)}{z \cdot \sin 2\alpha} \geq \tan \alpha'_0 + z_0 \left( \tan \alpha_{a0}' - \tan \alpha_{a0} \right)$$

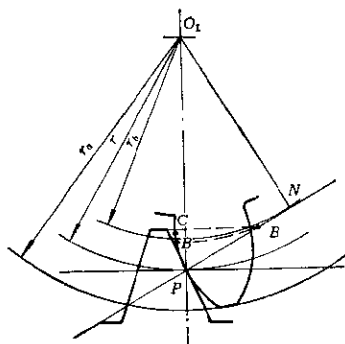


图2.2-6 齿条齿顶与齿轮齿根的干涉

当齿轮用齿数较少的插齿刀加工时, 就可能产生这种干涉现象。

齿轮与齿条传动常用的变位形式有: 零变位传动 ( $x_1 = -x_2$ ) 及正变位传动。

齿轮齿条传动变位系数的选择可从下列条件考虑:

- 1) 考虑避免齿轮根切和齿顶变尖条件出发, 可由表2.2-3选择变位系数  $x_1$ 。
- 2) 考虑传动的耐磨损及齿轮齿条具有相等的弯曲强度条件。

由于齿轮和齿条齿根处的滑动率不同, 使齿轮齿条传动中齿的磨损不均匀, 齿轮和齿条齿根处滑动率趋于均匀并能获得较好耐磨条件时的  $x_1$ , 可按表2.2-4选取。



## 2.2 齿轮与齿条传动的几何计算

齿轮与齿条传动的几何尺寸计算见表2.2-5。

表2.2-5 齿轮与齿条传动的几何尺寸计算

序号	名称	代号	计算公式
1	模数	$m$	$m$ (取标准值)
2	压力角	$\alpha$	$\alpha$ (取标准值)
3	齿顶高系数	$h_a^*$	$h_a^*$ (取标准值)
4	径向间隙系数	$c^*$	$c^*$ (取标准值)
5	齿轮分度圆直径	$d$	$d = z m$
6	齿轮基圆直径	$d_b$	$d_b = d \cos \alpha$
7	周节	$p$	$p = \pi m$
8	齿顶高	$h_a$	$h_a = h_a^* m$
9	齿根高	$h_f$	$h_f = (h_a^* + c^*) m$
10	重合度	$\varepsilon$	$\varepsilon = \frac{1}{2\pi} \left[ z_1(\tan \alpha_{a1} - \tan \alpha) + \frac{2h_a^*}{\sin \alpha \cos \alpha} \right]$

## 3 变位圆柱齿轮传动的几何计算

### 3.1 变位齿轮传动概述

#### 3.1.1 变位齿轮传动原理和分类

用范成法加工渐开线齿轮，当齿条刀具的中线与齿轮坯的分度圆相切时(见图2.2-7中的虚线)，加工出来的齿轮称为标准齿轮，若其它条件不变，仅改变刀具与齿轮坯的相对位置，使刀具的中线不再与齿轮坯的分度圆相切，这样加工出来的齿轮称为变位齿轮(见图2.2-7中的实线)。

齿条刀具中线与齿轮坯分度圆的距离称为变位量，用系数  $x$  与齿轮模数  $m$  的乘积  $xm$  表示， $x$  称为变位系数。当刀具由齿轮坯中心移远时， $x$  为正值 ( $x > 0$ )，这样加工出来的齿轮称为正变位齿轮(见图2.2-7中的实线齿轮)；当刀具移近齿轮坯中心时， $x$  为负值 ( $x < 0$ )，这样加工出来的齿轮称为负变位齿轮。

改变刀具位置后加工出来的变位齿轮，与标准齿轮相比，由于其基圆未变，故其齿廓曲线为相同的一段渐开线，只是正变位齿轮应用曲率半径较大的一段渐开线，而负变位齿轮则应用曲率半径较小的一段渐开线(见图2.2-8)。

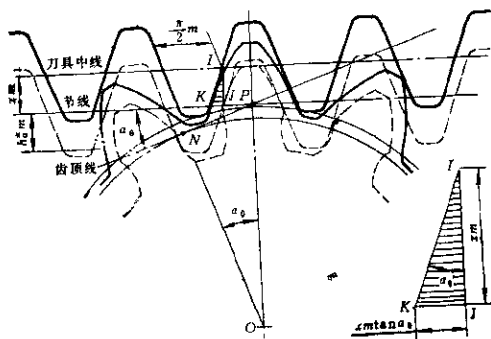


图2.2-7 变位齿轮形成原理

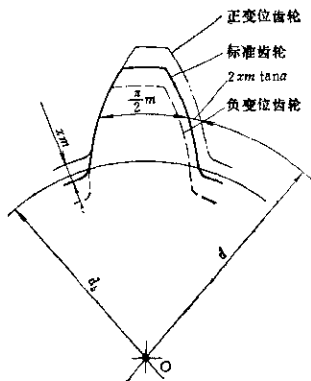


图2.2-8 变位齿轮的齿形

正变位齿轮( $x>0$ )的分度圆齿厚比标准齿厚增大 $2xm \tan \alpha$ , 齿根高减少 $xm$ ; 负变位齿轮( $x<0$ )的分度圆齿厚比标准齿厚减小 $2xm \tan \alpha$ , 齿根高增加 $xm$  (见图2.2-7及图2.2-8)。

斜齿圆柱齿轮的变位, 可用端面变位系数 $x_n$ 或法面变位系数 $x_n$ 表示,  $x_n = x_n \cos \beta$  ( $\beta$ 为斜齿轮的分度圆螺旋角)。

一对变位齿轮啮合时, 若小齿轮的齿数为 $z_1$ , 变位系数为 $x_1$ ; 大齿轮的齿数为 $z_2$ , 变位系数为 $x_2$ 。则该对齿轮传动的啮合角 $\alpha'$ 为

$$\operatorname{inv} \alpha' = \operatorname{inv} \alpha + \frac{2(x_1 + x_2)}{z_1 + z_2} \tan \alpha \quad (2.2-1)$$

式中 $\alpha$ ——齿轮的分度圆压力角, 即为刀具的齿形角。

该对齿轮传动的中心距 $a'$ 为

$$a' = \frac{1}{2} m(z_1 + z_2) \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha'} \quad (2.2-2)$$

其中心距变动系数 $y$ 为

$$y = \frac{1}{2} (z_1 + z_2) \left( \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha'} - 1 \right) \quad (2.2-3)$$

由于总变位系数 $x_2 (=x_1 + x_2)$ 的不同, 可将齿轮传动分成以下几种类型:

- 1) 非变位齿轮传动 (又称为标准齿轮传动)

$$x_2 = x_1 = x_2 = 0$$

$$a' = a$$

$$a' = a = \frac{1}{2} m(z_1 + z_2)$$

$$y = 0$$

- 2) 高度变位内齿轮传动

$$x_2 = x_1 + x_2 = 0, \text{ 即 } x_1 = -x_2$$

$$a' = a$$

$$a' = a = \frac{1}{2} m(z_1 + z_2)$$

$$y = 0$$

- 3) 角度变位齿轮传动

$$x_2 = x_1 + x_2 \neq 0$$

它又可以分为两种情况:

- i) 正传动

$$x_2 = x_1 + x_2 > 0, \alpha' > \alpha, a' > a, y > 0$$

- ii) 负传动

$$x_2 = x_1 + x_2 < 0, \alpha' < \alpha, a' < a, y < 0$$

各种齿轮传动的特点及其与标准齿轮传动的比较列于表2.2-6。

### 3.1.2 变位齿轮的功用

(1) 减小齿轮传动的结构尺寸, 减轻重量 在传动比一定的条件下, 可使小齿轮齿数 $z_1 < z_{\min}$ , 从而使结构尺寸减小, 减轻机构重量。

(2) 避免根切, 提高齿根的弯曲强度 当小齿轮齿数 $z_1 < z_{\min}$ 时, 可以利用正变位避免根切, 提高齿根的弯曲强度。

(3) 提高齿面的接触强度 采用啮合角 $\alpha' > \alpha$ 的正传动时, 可以提高齿面的接触强度。

(4) 提高齿面的抗胶合和耐磨损能力 采用啮合角 $\alpha' > \alpha$ 的正传动, 并适当分配变位系数 $x_1$ 、 $x_2$ , 使两齿轮的最大滑动率相等时, 既可以降低齿面压力, 又可以降低滑动率, 以提高齿轮的抗胶合和耐磨损能力。

(5) 配凑中心距 当齿数 $z_1$ 、 $z_2$ 不变的情况下, 啮合角 $\alpha'$ 不同, 可以得到不同的中心距, 以达到配凑中心距的目的。

(6) 修复被磨损的旧齿轮 齿轮传动中, 小齿轮磨损较重, 大齿轮磨损较轻, 可以利用负变位把大齿轮齿面磨损部分切去再使用, 重配一个正变位的小齿轮。

## 3.2 变位系数的选择

### 3.2.1 选择变位系数的基本原则

为了充分发挥变位齿轮的优越性, 就必须正确地选择变位系数。对于在不同条件下工作的齿轮传动, 可以根据其材料及热处理的情况以及对传动质量指标的不同要求, 选取不同的变位系数 $x_1$ 和 $x_2$ , 以达到提高齿轮传动承载能力的目的。

对于不同的情况, 选择变位系数的一般原则为:

(1) 润滑条件良好的闭式齿轮传动 当轮齿表面的硬度不高时 ( $HB < 350$ ), 即对于齿面未经渗碳、氮化、表面淬火等硬化处理的齿轮, 齿面疲点蚀或剥蚀为其主要失效形式, 这时应选择尽可能大的总变位系数, 即尽量增大啮合角 $\alpha'$ , 以增大啮合节点处齿廓的综合曲率半径, 减小接触应力, 提高接触强度与疲劳寿命。

当轮齿表面硬度较高 ( $HB > 350$ ), 常因齿根疲劳裂纹的扩展造成齿内折断而使传动失效。这时, 选择变位系数应使齿轮的齿根弯曲强度尽量增



大,并尽量使相啮合的两齿轮具有相近的弯曲强度。

(2) 开式齿轮传动 齿面研磨磨损或轮齿折断为其主要的失效形式,故应选择总变位系数  $x_s$  尽可能大的正变位齿轮,并适当分配变位系数,使两轮齿根处的最大滑动率相等,这样不仅可以减小最大滑动率,提高其耐磨损能力,同时还可以增大齿根厚度,提高轮齿的弯曲强度。

(3) 重载齿轮传动 重载齿轮传动的齿面易产生胶合破坏,除了要选择合适的润滑油粘度,或采用含有添加剂的活性润滑油等措施外,应用变位齿轮时,应尽量增大传动的啮合角  $\alpha'$  (即增大总变位系数  $x_s$ ),并适当分配变位系数  $x_1$  和  $x_2$ ,以使最大滑动率接近相等,这样不仅可以增大齿面的综合曲率半径,减小齿面压力,还可以减小最大滑动率以提高齿轮的抗胶合能力。

(4) 高精度齿轮传动 对于精度高于 7 级的重载齿轮传动,为了减小节点处齿面上的压力,可以适当选择变位系数,使节点位于两对齿啮合区,以减少每一对啮合轮齿上的载荷,提高承载能力。

(5) 斜齿圆柱齿轮传动 斜齿圆柱齿轮传动可以采用高度变位或角度变位,而实际上多采用标准齿轮传动,利用角度变位,可以增加齿面的综合曲率半径,有利于提高斜齿轮的接触强度,但变位系数较大时,又会使啮合轮齿的接触线过分地缩短,反而降低其承载能力。故采用角度变位,对提高斜齿圆柱齿轮的承载能力的效果并不大。有时,为了配凑中心距的需要,采用变位齿轮时,可按其当量齿数  $z_v (=z/\cos^3\beta)$ ,仍用直齿圆柱齿轮选择变位系数的方法确定其变位系数。

### 3.2.2 选择变位系数的限制条件

#### a. 保证加工时不根切

在齿轮加工过程中,若被加工齿轮的齿数过少,或其变位系数过小(或负变位系数过大)时,就可能产生根切现象,降低轮齿的承载能力或影响齿轮传动的平稳性。

用齿条型刀具加工标准直齿圆柱齿轮时,被加工齿轮不产生根切的最少齿数  $z_{min}$  为:

$$z_{min} = 2h_a^* / \sin^2 \alpha \quad (2.2-4)$$

加工变位齿轮时,被加工齿轮不产生根切的最小变位系数  $x_{min}$  为:

$$x_{min} = h_a^* \cdot \frac{z_{min} - z}{z_{min}} \quad (2.2-5)$$

式中  $h_a^*$ ——齿轮的齿顶高系数;  
 $z$ ——被加工齿轮的齿数。

对于不同的齿形角  $\alpha$  和齿顶高系数  $h_a^*$ ,  $z_{min}$  和  $x_{min}$  值列于表 2.2-7

表 2.2-7 最少齿数  $z_{min}$  及最小变位系数  $x_{min}$

$\alpha$	20°	20°	14.5°	15°	25°
$h_a^*$	1	0.8	1	1	1
$z_{min}$	17	14	32	30	12
$x_{min}$	$\frac{17-z}{17}$	$\frac{14-z}{17.5}$	$\frac{32-z}{32}$	$\frac{30-z}{30}$	$\frac{12-z}{12}$

用磨削到标准截面的插齿刀(其变位系数  $x_0 = 0$ )加工标准外齿直齿轮时,不根切的最少齿数为

$$z_{min} = \sqrt{z_0^2 + \frac{4h_a^*}{\sin^2 \alpha} (z_0 + h_a^*)} - z_0 \quad (2.2-8)$$

式中  $\alpha$ ——插齿刀或齿轮的分度圆压力角;

$z_0$ ——插齿刀齿数;

$h_a^*$ ——插齿刀的齿顶高系数。

当插齿刀的齿顶高系数  $h_a^*$  和齿数  $z_0$  不同时,其加工标准外齿直齿轮不根切的最少齿数  $z_{min}$  如表 2.2-8。

表 2.2-8 加工标准外齿直齿轮不根切的最少齿数

$z_0$	12~16	17~22	24~30	31~38	40~60	65~100
$h_a^*$	1.3	1.3	1.3	1.25	1.25	1.25
$z_{min}$	16	17	18	18	19	20

注:本表中数值是按  $\alpha=20^\circ$ , 刀具变位系数  $x_0=0$  时算出的。若  $x_0 > 0$ ,  $z_{min}$  将略小于表中数值;若  $x_0 < 0$ ,  $z_{min}$  将略大于表中数值。

当用新插齿刀 ( $x_0 > 0$ ) 加工标准直齿外齿轮时,不根切的最小齿数  $z_{min}$  比上表中所列数值为小,故用新插齿刀加工齿轮时不易产生根切。

用插齿刀加工直齿外齿轮不根切的最小变位系数  $x_{min}$  为:

$$x_{min} = \frac{1}{2} \left[ \sqrt{(z_0 + 2h_a^*)^2 + (z^2 + 2z z_0) \cos^2 \alpha} - (z_0 + z) \right] \quad (2.2-7)$$

式中  $z$ ——被加工齿轮的齿数;

$z_0$ ——插齿刀齿数。

b. 保证加工时不顶切

当被加工齿轮的齿顶圆超过刀具的极限啮合点时, 将产生“顶切”。

应用磨削到标准截面 (即  $x_0=0$ ) 的插齿刀加工标准齿轮时, 不产生顶切的最多齿数  $z_{max}$  为:

$$z_{max} = \frac{20^3 \sin^2 \alpha - 4h_a^* \alpha^2}{4h_a^* - 2z_0 \cos^2 \alpha} \quad (2.2-8)$$

式中  $z_0$ ——插齿刀齿数;

$h_a^*$ ——被加工齿轮齿顶高系数。

当  $h_a^*=1$ ,  $\alpha=20^\circ$  时, 对于不同的插齿刀齿数  $z_0$ , 其  $z_{max}$  值如表 2.2-9。

表 2.2-9 不产生顶切的最多齿数

$z_0$	10	11	12	13	14	15	16	17
$z_{max}$	5	7	11	16	26	45	101	$\infty$

从该表中可以看出, 当插齿刀的齿数  $z_0 \geq 17$  时, 加工任何齿数的齿轮都不会产生顶切, 因此, 用齿条插刀或滚刀加工任意齿数的齿轮, 都不会产生顶切现象。

c. 保证必要的齿顶厚

为了保证齿顶强度, 一般要求齿顶厚  $s_a \geq 0.25m$  (对于表面淬火的齿轮, 要求  $s_a > 0.4m$ )。对于标准齿轮, 齿顶厚大多可以满足这一要求, 而变位齿轮的齿顶厚  $s_a$  却随着正变位系数  $x$  的增大而减小, 故当变位系数较大时 (特别是当齿数较少时), 应按下式验算齿顶厚:

$$s_a = d_a \left[ \frac{\pi + 4x \tan \alpha}{2z} + \text{inv} \alpha - \text{inv} \alpha_a \right] \quad (2.2-9)$$

式中  $d_a$ ——齿轮的齿顶圆直径;

$\alpha$ ——齿轮的分度圆压力角;

$\alpha_a$ ——齿轮的齿顶压力角。

$$\alpha_a = \arccos(d_b/d_a)$$

d. 保证必要的重合度

为保证齿轮传动的平稳性, 一般要求重合度  $e \geq 1.2$ 。

重合度的计算公式为

$$e = \frac{1}{2\pi} [z_1(\tan \alpha_{a1} - \tan \alpha') + z_2(\tan \alpha_{a2} - \tan \alpha')] \quad (2.2-10)$$

式中  $\alpha'$ ——齿轮传动的啮合角;

$\alpha_{a1}$ ,  $\alpha_{a2}$ ——齿轮  $z_1$  和齿轮  $z_2$  的齿顶压力角。

对于正常齿制的标准齿轮传动 ( $h_a^*=1$ ,  $\alpha'=\alpha=20^\circ$ )。一般都能保证  $e \geq 1.2$ , 但变位齿轮传动的重合度  $e$ , 却随着啮合角  $\alpha'$  的增大而减小, 故当啮

合角  $\alpha'$  较大时, 或对于短齿 ( $h_a^*=0.8$ ) 正变位齿轮传动 (特别是当齿数较少时), 应按上式校验其重合度。

e. 保证啮合时不干涉

一对齿轮啮合传动, 当一齿轮的齿顶与另一齿轮根部的过渡曲线接触时, 不能保证其传动比为常数, 此种情况称为过渡曲线干涉。

为避免这种过渡曲线干涉, 必须保证齿轮的工作齿廓的边界点  $B$  (见图 2.2-9) 不得超过齿廓上的渐开线的起始点  $C$ 。

根据渐开线齿轮加工过程中齿廓曲线的形成原理, 可以求出渐开线起始点  $C$  的位置, 而根据图 2.2-9 的一对渐开线齿轮的啮合情况, 又可以找出轮齿开始啮合点  $B$  的位置, 从而可以得出用齿条型刀具加工的齿轮不产生啮合干涉的条件。

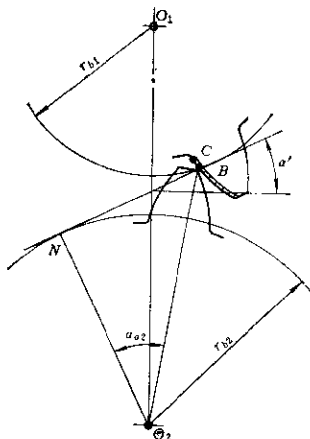


图 2.2-9 不产生过渡曲线干涉的条件

用齿条型刀具加工的齿轮, 小轮齿根不干涉的条件是:

$$\tan \alpha' - \frac{z_2}{z_1} (\tan \alpha_{a2} - \tan \alpha') \geq \tan \alpha - \frac{4(h_a^* - x_1)}{z_1 \sin 2\alpha} \quad (2.2-11)$$

大轮齿根不干涉的条件是:

$$\tan \alpha' - \frac{z_1}{z_2} (\tan \alpha_{a1} - \tan \alpha') \geq \tan \alpha - \frac{4(h_a^* - x_2)}{z_2 \sin 2\alpha} \quad (2.2-12)$$

式中  $\alpha$ ——齿轮  $z_1$ 、 $z_2$  的分度圆压力角;

$\alpha'$ ——该对齿轮的啮合角;

$\alpha_{1a}, \alpha_{2a}$ ——齿轮 $z_1, z_2$ 的齿顶压力角;

$x_1, x_2$ ——齿轮 $z_1, z_2$ 的变位系数。

### 3.2.3 外啮合圆柱齿轮变位系数的选择方法

#### a. 利用线图选择变位系数

图2.2-10是用于齿条型刀具加工的外齿轮的选择变位系数线图①。该图右側部分线图的横坐标表示一对啮合齿轮的齿数和 $z_2$ , 纵坐标表示总变位系数 $x_2$ 。图中阴影线以内为许用区, 许用区内各射线为同一啮合角(如 $19^\circ, 20^\circ, \dots, 24^\circ, 25^\circ$ 等)时总变位系数 $x_2$ 与齿数和 $z_2$ 的函数关系。应用时, 可根据所设计的一对齿轮的齿数和 $z_2$ 的大小及其他具体要求, 在该线图的许用区内选择总变位系数 $x_2$ 。对于同一 $z_2$ , 当所选的 $x_2$ 越大(即啮合角 $\alpha'$ 越大)时, 其传动的重合度 $\epsilon$ 就越小(即越接近于 $\epsilon=1.2$ )。

在确定总变位系数 $x_2$ 之后, 再按照该线图左侧的五条斜线分配变位系数 $x_1$ 和 $x_2$ 。该部分线图的纵坐标仍表示总变位系数 $x_2$ , 而其横坐标则表示小齿轮 $z_1$ 的变位系数 $x_1$ (从坐标原点 $O$ 向左 $x_1$ 为正值, 反之 $x_1$ 为负值)。根据 $x_2$ 及齿数比 $u(\frac{z_2}{z_1})$ , 即可确定 $x_1$ , 从而得 $x_2 = x_2 - x_1$ 。

按此线图选取并分配变位系数, 可以保证:

- 1) 齿轮加工时不根切(在根切限制线上选取 $x_2$ , 也能保证齿廓工作段不根切);
- 2) 齿顶圆 $s_a > 0.4m$ (个别情况下,  $s_a < 0.4m$ , 但大于 $0.25m$ );
- 3) 重合度 $\epsilon \geq 1.2$ (在线图上方边界线上选取 $x_2$ , 也只有少数情况下 $\epsilon=1.1 \sim 1.2$ );
- 4) 齿轮啮合不干涉;
- 5) 两齿轮最大滑动率接近或相等( $\eta_1 \approx \eta_2$ );
- 6) 在模数限制线(图中 $m=6.5, m=7, \dots, m=10$ 等线)下方选取变位系数时, 用标准滚刀加工该模数的齿轮不会产生不完全切削现象②。

【例1】已知某机床变速箱中的一对齿轮,  $z_1=21, z_2=33, m=2.5\text{mm}, \alpha=20^\circ, h_a^*=1$ , 中心距 $a'=70\text{mm}$ , 试确定变位系数。

【解】(1) 根据给定的中心距 $a'$ 求啮合角 $\alpha'$ :

$$\begin{aligned} \cos \alpha' &= \frac{m}{2a'}(z_1+z_2)\cos \alpha = \frac{2.5}{2 \times 70}(21+33) \\ &= 0.93969 \\ &= 0.93613 \end{aligned}$$

$$\therefore \alpha' = 25^\circ 1' 25''$$

(2) 在图2.2-10中, 由 $O$ 点按 $\alpha'=25^\circ 1' 25''$ 作射线, 与 $z_2=z_1+z_2=21+33=54$ 处向上引的垂线相交于 $A_1$ 点,  $A_1$ 点的纵坐标值, 即为所求的总变位系数 $x_2$ (见图2中例1,  $x_2=1.125$ ),  $A_1$ 点在线图的许用区中, 故可用。

也可以根据求得的 $\alpha'$ 按无侧隙啮合方程式(公式2.2-1)算得 $x_2$ , 见表2.2-11中例例。

(3) 根据齿数比 $u = \frac{z_2}{z_1} = \frac{33}{21} = 1.57$ , 故应按线图左侧的斜线②分配变位系数 $x_1$ 。自 $A_1$ 点作水平线与斜线②交于 $C_1$ 点,  $C_1$ 点的横坐标即为所求的 $x_1$ 值。图中的 $x_1=0.55$ 。故

$$x_2 = x_2 - x_1 = 1.125 - 0.55 = 0.575$$

【例2】一对齿轮的齿数 $z_1=17, z_2=100, \alpha=20^\circ, h_a^*=1$ , 要求尽可能地提高接触强度, 试选择变位系数。

【解】为提高接触强度, 应按最大啮合角选取总变位系数 $x_2$ 。在图2.2-10中, 自 $z_2=z_1+z_2=17+100=117$ 处向上引垂线, 与线图的上边界交于 $A_2$ 点,  $A_2$ 点处的啮合角值, 即为 $z_2=117$ 时的最大许用啮合角。

$A_2$ 点的纵坐标值即为所求的总变位系数 $x_2=2.54$ (若需调整中心距, 可以适当调整总变位系数 $x_2$ )。

由于齿数比 $u = z_2/z_1 = \frac{100}{17} = 5.9 > 3.0$ , 故应按斜线⑥分配变位系数。自 $A_2$ 点作水平线与斜线⑥交于 $C_2$ 点, 则 $C_2$ 点的横坐标值即为 $x_1$ , 得

$$x_1 = 0.77$$

$$\text{故 } x_2 = x_2 - x_1 = 2.54 - 0.77 = 1.77$$

【例3】已知齿轮的齿数 $z_1=15, z_2=28, \alpha=20^\circ, h_a^*=1$ , 试确定高度变位系数。

【解】高度变位时, 啮合角 $\alpha' = \alpha = 20^\circ$ , 总变位系数 $x_2 = x_1 + x_2 = 0$ , 变位系数 $x_1$ 可按齿数比 $u$ 的大小, 由图2.2-10左侧的五条斜线与 $x_2=0$ 的水平

① 本线图用于小齿轮齿数 $z_1 \geq 12$ 。

② 该模数限制线是按齿轮刀具“机标(草案)”规定的滚刀长度计算的, 若使用厂标的滚刀时, 可按下表核算滚刀螺旋部分长度 $l$ 是否够用:

$$l \geq d_g \sin(\alpha_0 - \alpha) + \frac{1}{2} \pi m$$

式中  $d_g$ ——被加工齿轮的齿顶圆直径;

$\alpha_0$ ——被加工齿轮的齿顶压力角;

$\alpha$ ——被加工齿轮的分度圆压力角。

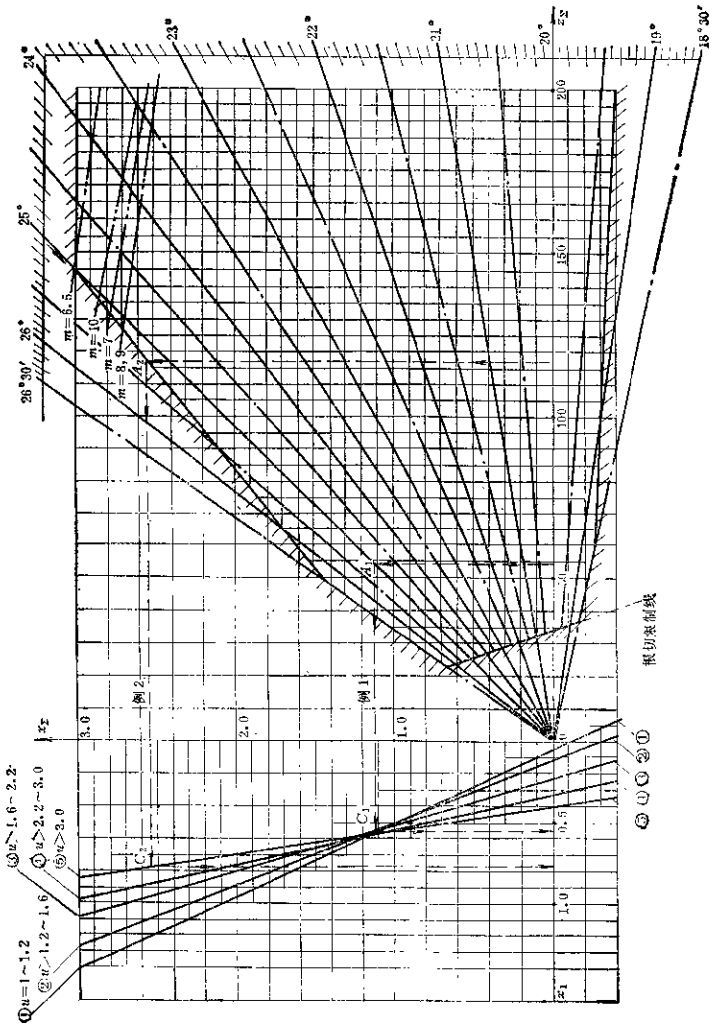


图 2.2-10 齿片顶系数曲线图 ( $\alpha^* = 1, \alpha = 20^{\circ}$ )

线(即横坐标轴)的交点来确定。

齿数比  $u = z_2/z_1 = \frac{28}{15} = 1.87$ , 故应按斜线③与

横坐标轴的交点来确定  $x_1$ , 得:

$$x_1 = 0.23$$

故  $x_1 = x_2 - x_1 = 0 - 0.23 = -0.23$ 。

b. 利用“封闭图”选择变位系数

“封闭图”是按照给定的齿轮齿数( $z_1$ 和 $z_2$ )及齿形参数( $h_a^*$ 和 $\alpha$ ), 根据上述选择变位系数的限制条件以及一些传动质量指标的要求而绘制的曲线图(见图2.2-11)。利用它可以根据齿轮传动的不同要求, 综合地考虑各种性能指标, 比较合理地选择变位系数。封闭图比较直观, 使用也很方便, 但是, 要有大量的封闭图才能满足一般工程设计的需要(一般情况下需要数百幅像图2.2-11那样的图), 这是该方法的重要缺点。由于篇幅的限制, 本手册中无法给出一般常用的封闭图。

(1) 封闭图的组成 图2.2-11为齿条型刀具加工的齿轮的典型封闭图(其齿数为  $z_1 = 34$ ,  $z_2 = 38$ ,  $\alpha = 20^\circ$ ,  $h_a^* = 1$ )。该图中的横坐标代表小齿轮的变位系数  $x_1$ , 纵坐标代表大齿轮的变位系数  $x_2$ 。图中有三个封闭区。在封闭区 I 内选择变位系数时, 该对齿轮的啮合节点在实际啮合线之内, 称为正常许用啮合区。在封闭区 II 和 III 内选取变位系数

时, 该对齿轮的啮合节点位于实际啮合线之外, 故称为节点外啮合区。在三个封闭区内选取变位系数  $x_1$  和  $x_2$  时, 均能满足上述的诸限制条件。

图2.2-11中的封闭区是由下列曲线组成的:

- 1、2——分别为小齿轮和大齿轮齿根发生过渡曲线干涉的限制曲线;
- 3、4——分别为小齿轮和大齿轮根切不超过其工作齿厚的限制曲线;
- 5、6——分别为齿顶圆  $s_{a1} = 0$  和  $s_{a2} = 0$  的限制曲线;
- 7、8——分别为重合度  $e = 1$  和  $e = 1.2$  的限制曲线;
- 9、10——分别为小齿轮不根切的最小变位系数  $x_{1min}$  和大齿轮不根切的最小变位系数  $x_{2min}$  的限制曲线。

封闭图中还绘出了几种质量指标曲线:

- a、b——分别为小齿轮主动或大齿轮主动时, 相同材料及热处理的齿轮传动, 轮齿等弯曲强度曲线;

$\eta_1 = \eta_2$ ——实际啮合线两端点处, 齿根滑动率相等的曲线;

$\delta_1 = 0, \delta_2 = 0$ ——节点位于一对齿啮合与两对齿啮合的分界点上的曲线;

$\delta_1 = 0.6$ ——节点在小齿轮齿顶与大齿轮齿根

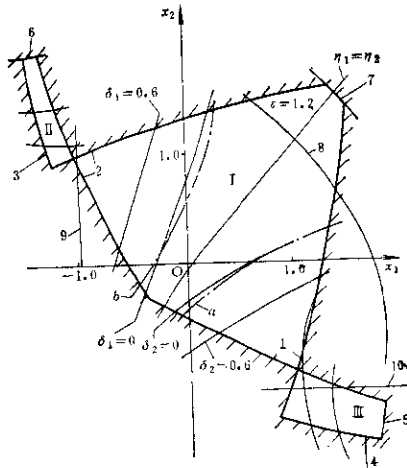


图2.2-11 选择变位系数的封闭图



接触的双齿对啮合区内,它与单齿对和双齿对啮合的分界点的距离为 $0.6m$ 时的曲线;

$b_2=0.6$ ——节点在大齿轮齿顶与小齿轮齿根接触的双齿对啮合区内,它与单齿对和双齿对啮合区的分界点的距离为 $0.6m$ 时的曲线。

(2) 封闭图的使用方法 任一封闭图中作出 $45^\circ$ 斜线1-1,2-2,3-3(见图2.2-12),这些斜线称

之为等啮合角线,即在同一条斜线上的不同点选取变位系数时其总变位系数 $x_\Sigma$ 不变,因而其啮合角 $\alpha'$ 是相等的,若在斜线1-1上选取变位系数时,其总变位系数 $x_\Sigma = x_1 + x_2 > 0$ ,为正传动;若在斜线2-2上选取变位系数时,其总变位系数 $x_\Sigma = x_1 + x_2 = 0$ ,为高度变位;若在斜线3-3上选取变位系数时,其总变位系数 $x_\Sigma = x_1 + x_2 < 0$ ,为负传动。

1) 当给定中心距 $a'$ 时选择变位系数 若给定中心距 $a'$ ,可按式(2.2-2)及式(2.2-1)计算出啮合

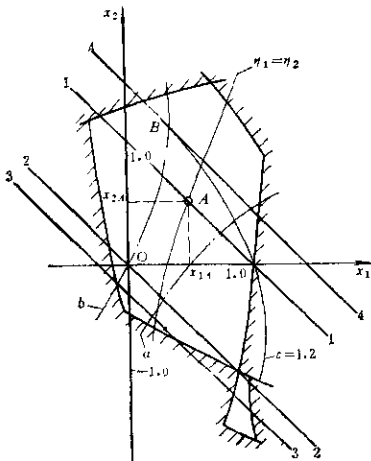


图2.2-12 用封闭图选择变位系数方法

角 $\alpha'$ 及总变位系数 $x_\Sigma$ ,即可按算得的 $x_\Sigma$ 作出等啮合角线,如果求得的等啮合角线为图2.2-12中的斜线1-1,在该等啮合角线上的任一点选取变位系数,均可满足中心距 $a'$ 的要求。

如果既要求中心距为 $a'$ ,又要求二齿轮的最大滑动率相等,可选斜线1-1与 $\eta_1=\eta_2$ 曲线的交点A为变位点(其变位系数分别为 $x_{1A}$ , $x_{2A}$ )。

2) 当要求接触强度为最高时选择变位系数 一对齿轮传动的啮合角越大,其接触强度越高,而啮合角 $\alpha'$ 越大时,重合度 $e$ 就越小,故选择变位系数时,应在保证重合度 $e$ 要求的条件下尽量增大啮合角。若要求 $e=1.2$ 时使接触强度最高,可作一条 $45^\circ$ 斜线与 $e=1.2$ 曲线相切,其切点即为所求的变位点(见图2.2-12中斜线4-4与 $e=1.2$ 曲线的切点B)。

此外,若要求两齿轮的齿根弯曲强度相等时,

变位点应选择曲线 $e$ (当小齿轮主动时)或在曲线 $b$ (当大齿轮主动时)上。若要求两齿轮具有较高的抗胶合和耐磨损性能时,可在 $\eta_1=\eta_2$ 曲线上选择变位系数,并尽可能地增大啮合角 $\alpha'$ 。

### 3.3 外啮合变位圆柱齿轮传动几何尺寸计算

#### 3.3.1 外啮合高度变位齿轮传动几何尺寸计算

外啮合高度变位齿轮传动的几何计算见表2.2-10。

#### 3.3.2 外啮合角度变位齿轮传动几何尺寸计算

外啮合角度变位齿轮传动的几何计算,当中心距定时见表2.2-11,当中心距未给定时见表2.2-12

表 2-2-10 外啮合高度变位齿轮传动几何尺寸计算及举例

序号	名称	代号	直齿轮	斜齿(人字齿)轮	例 $z_1=15, z_2=28, m=2\text{mm}, \alpha=20^\circ, h_a^*=1, c^*=0.25, a'=43\text{mm}$ 设计一对外啮合直齿圆柱齿轮传动
1	模数	$m$	$m$ 取标准值	$m_n = m$ 取标准值, $m_t = m_n / \cos\beta$	$m=2\text{mm}$
2	分度圆压力角	$\alpha$	$\alpha$ 取标准值	$\alpha_n = \alpha$ 取标准值, $\tan\alpha_n = \tan\alpha / \cos\beta$	$\alpha=20^\circ$
3	齿顶高系数	$h_a^*$	$h_a^*$ 取标准值	$h_a^* = h_a^*$ 取标准值, $h_t^* = h_a^* \cos\beta$	$h_a^*=1$
4	径向间隙系数	$c^*$	$c^*$ 取标准值	$c_t^* = c^*$ 取标准值, $c_n^* = c^* \cos\beta$	$c^*=0.25$
5	分度圆柱螺旋角	$\beta$	$\beta=0$	根据中心距要求而定, 一般 $\beta < 20^\circ$	$\beta=0$
6	变位系数	$x_1, x_2$	$x_2 = x_1 + x_2 = 0, x_1 = -x_2$ 可根据齿数 $z_1, z_2$ 按封固图选取或根据齿数比 $u (=z_2/z_1)$ 的大小利用线图 2-2-10 选取	$x_n = x_1, x_{nt} = x_2$ $x_{n0} = x_n \cos\beta, x_{t0} = x_n z_n \cos\beta$	$x_1 = 0.23$ $x_2 = -0.23$
7	啮合角	$\alpha'$	$\alpha' = \alpha$		$\alpha' = 20^\circ$
8	中心距	$a$	$a = \frac{1}{2} m (z_1 + z_2)$		$a = \frac{1}{2} \times 2(15+28) = 43\text{mm}$
9	分度圆直径	$d$	$d_1 = m z_1, d_2 = m z_2$	$d_1 = d_2 \cos\beta, d_2 = m z_2 / \cos\beta$	$d_1 = 2 \times 15 = 30\text{mm}, d_2 = 2 \times 28 = 56\text{mm}$
10	基圆直径	$d_b$	$d_{b1} = d_1 \cos\alpha, d_{b2} = d_2 \cos\alpha$	$d_{b1} = d_1 \cos\alpha', d_{b2} = d_2 \cos\alpha'$	$d_{b1} = d_1 \cos 20^\circ = 28.1908\text{mm},$ $d_{b2} = d_2 \cos 20^\circ = 52.8228\text{mm}$
11	齿顶圆直径	$d_a$	$d_{a1} = m (h_a^* + x_1), d_{a2} = m (h_a^* + x_2)$	$d_{a1} = m_n (h_a^* + x_1), d_{a2} = m_n (h_a^* + x_2)$	$d_{a1} = 2(1+0.23) = 2.46\text{mm}$ $d_{a2} = 2(1-0.23) = 1.54\text{mm}$
12	齿根圆直径	$d_f$	$d_{f1} = m (h_a^* + c^* - x_1)$ $d_{f2} = m (h_a^* + c^* - x_2)$	$d_{f1} = m_n (h_a^* + c^* - x_{n1}),$ $d_{f2} = m_n (h_a^* + c^* - x_{n2})$	$d_{f1} = 2(1+0.25-0.23) = 2.04\text{mm}$ $d_{f2} = 2(1+0.25+0.23) = 2.96\text{mm}$
13	全齿高	$h$	$h = h_{a1} + h_{f1} = h_{a2} + h_{f2}$	$h = h_{n1} + h_{t1} = h_{n2} + h_{t2}$	$h = h_{a1} + h_{f1} = 2.46 + 2.04 = 4.5\text{mm}$
14	齿顶圆直径	$d_a$	$d_{a1} = d_1 + 2h_{a1}, d_{a2} = d_2 + 2h_{a2}$	$d_{a1} = d_1 + 2h_{a1}, d_{a2} = d_2 + 2h_{a2}$	$d_{a1} = 30 + 2 \times 2.46 = 34.92\text{mm}$ $d_{a2} = 56 + 2 \times 1.54 = 59.08\text{mm}$
15	齿根圆直径	$d_f$	$d_{f1} = d_1 - 2h_{f1}$ $d_{f2} = d_2 - 2h_{f2}$	$d_{f1} = d_1 - 2h_{f1}$ $d_{f2} = d_2 - 2h_{f2}$	$d_{f1} = 30 - 2 \times 2.04 = 25.92\text{mm}$ $d_{f2} = 56 - 2 \times 2.96 = 50.08\text{mm}$

(续)

序号	名称	代号	直齿锥轮传动	斜齿锥轮传动的齿形系数 <sup>①</sup>	例
16	重合度	$\varepsilon$	$\varepsilon = \frac{z}{2\pi} [z_1(\tan\alpha_{a1} - \tan\alpha') + z_2(\tan\alpha_{a2} - \tan\alpha')]$	$\varepsilon_0 = \frac{z}{2\pi} [z_1(\tan\alpha_{a1} - \tan\alpha') + z_2(\tan\alpha_{a2} - \tan\alpha')]$	例 $z_1=15, z_2=28, m=2\text{mm}, \alpha=20^\circ$ $\varepsilon_0=1, \varepsilon^*=0.25, \alpha'=43.16\text{mm}$ 设计一对外啮合直齿圆柱齿轮传动
17	滑动率 <sup>②</sup>	$\eta_1, \eta_2$	$\eta_1 = \frac{\tan\alpha_{a1} - \tan\alpha'}{z_1 \tan\alpha' - \tan\alpha_{a1}} \left( \frac{u+1}{u} \right)$ $\eta_2 = \frac{\tan\alpha_{a2} - \tan\alpha'}{\left(1 + \frac{z_2}{z_1}\right) \tan\alpha' - \tan\alpha_{a2}} (u+1)$	$\eta_1 = \frac{\tan\alpha_{a1} - \tan\alpha'}{\left(1 + \frac{z_1}{z_2}\right) \tan\alpha' - \tan\alpha_{a1}} \left( \frac{u+1}{u} \right)$ $\eta_2 = \frac{\tan\alpha_{a2} - \tan\alpha'}{\left(1 + \frac{z_2}{z_1}\right) \tan\alpha' - \tan\alpha_{a2}} (u+1)$	$\varepsilon = \frac{1}{2\pi} [16(\tan 36.1674^\circ - \tan 20^\circ) + 28(\tan 27.0382^\circ - \tan 20^\circ)]$ $= 1.5283$ $\eta_1 = \frac{\tan 27.0382^\circ - \tan 20^\circ}{\left(1 + \frac{15}{28}\right) \tan 20^\circ - \tan 27.0382^\circ} \times 1.5357142 = 4.8270$ $\eta_2 = \frac{\tan 36.1674^\circ - \tan 20^\circ}{\left(1 + \frac{28}{15}\right) \tan 20^\circ - \tan 36.1674^\circ} \times 2.86867 = 3.3685$
18	跨齿数	$k$	$k = \frac{z}{180} \arccos \left( \frac{z \cos \alpha}{z + 2x} \right) + 0.5$ 按四舍五入取整数	$k = \frac{z}{180} \arccos \left( \frac{z' \cos \alpha'}{z' + 2x'} \right) + 0.5$ 按四舍五入取整数	$z_1=15, x_1=0.23$ 查图 2-24 得 $k=2$ 查表 2-2-21 得 $W^*=4.838$
	公法线长度	$W$	$W' = m \cos \alpha [\pi(k-0.5) + z \sin \alpha + 2x \sin \alpha]$ $\alpha=20^\circ$ 时, $W^*=W^*m + \Delta W^*m$	$W^* = W^*m + \Delta W^*m$ $W^* = m \cos \alpha [\pi(k-0.5) + z' \sin \alpha']$ $\Delta W^* = 2x' \sin \alpha'$	$z_2=28, x_2=0.23$ 查图 2-24 得 $k=3$ 查表 2-2-21 得 $W^*=7.772$ $x_1=0.23, \Delta W^*=0.1673$ $x_2=0.23, \Delta W^*=0.1673$ $z_1=16$ 时, $W^*=4.838 \times 2 + 0.1673 \times 7 = 9.591 \text{mm}$ $z_2=28$ 时, $W^*=7.772 \times 2 + (-0.1673 \times 2) = 15.239 \text{mm}$

① 按表图 2-2-10 列取齿形系数时, 各种传动所取齿形系数可保证, 本表中仅求出顶圆齿数  $z$  和滑动率  $\eta_1, \eta_2$  的大小。  
 ② 从列式中求出的  $\eta_1, \eta_2$  的数值看, 两齿轮的齿顶圆齿数越接近相等的。

(续)

序号	名称	代号	备注	斜齿(人字齿)蜗轮	例
19	固定弦齿厚	$s_a$	$s_a = m \cos^2 \alpha \left( \frac{\pi}{2} + 2x \tan \alpha \right)$ $x=0$ 时, $\alpha=20^\circ$ 或 $25^\circ$ 的 $s_a$ 由表 2.2-20 查得	$s_a = m \cos^2 \alpha \left( \frac{\pi}{2} + 2x \tan \alpha \right)$	例 $z_1=15, z_2=78, m=2\text{mm}, \alpha=20^\circ,$ $f^*=1, a^*=0.25, a_1^*=43\text{mm}$ 设计一对外啮合直齿圆柱齿轮传动
	固定弦齿高	$h_a$	$h_a = h_a - \frac{1}{2} f \tan \alpha$ $h_a = (d_a - d)/2$ $x=0$ 时, $\alpha=20^\circ$ 或 $25^\circ$ 的 $h_a$ 由表 2.2-20 查得	$h_a = h_a - \frac{1}{2} f \tan \alpha$ $h_a = (d_a - d)/2$	$f = 2 \times 0.93987$ $x \left( \frac{\pi}{2} + 2 \times 0.23 \times 0.36397 \right) = 3.0897 \text{mm}$ $s_a = 2 \times 0.93987$ $x \left( \frac{\pi}{2} - 2 \times 0.23 \times 0.36397 \right) = 2.475 \text{mm}$
	圆棒(球)直径	$d_s$	$d_s = (1.8 \sim 1.9)m$ 常取 $d_s = 1.68m$ 或 $1.732m$	$d_s = (1.8 \sim 1.9)m$ 常取 $d_s = 1.68m$ 或 $1.732m$ , 或 $1.732m$	$\bar{h}_{s1} = \frac{34.92 - 30}{7} \times 3.0697 \times 0.36397$ $= 1.901 \text{mm}$ $\bar{h}_{s2} = \frac{59.05 - 55}{2} - \frac{1}{2} \times 2.475 \times 0.36397$ $= 1.098 \text{mm}$
20	圆棒(球)中心在渐开线上 的压力角	$\alpha_n$	$\text{inv} \alpha_n = \text{inv} \alpha + \frac{d_s}{d_a} + \frac{2x \tan \alpha}{z}$ $\alpha=20^\circ$ 时 $\text{inv} \alpha_n = 0.014904 + 1.06418 \frac{d_s}{d}$ $+ \frac{1}{z} (0.72794x - 1.5708)$	$\text{inv} \alpha_n = \text{inv} \alpha + \frac{d_s}{m z \cos \alpha}$ $+ \frac{2x \tan \alpha}{z} - \frac{\pi}{2z}$	$\text{inv} \alpha_{n1} = 0.014904 + 1.06418 \times \frac{3.46}{30}$ $+ \frac{1}{15} (0.72794 \times 0.23 - 1.5708)$ $= 0.044223$ $\alpha_{n1} = 28.24^\circ$ $\text{inv} \alpha_{n2} = 0.014904 + 1.06418 \times \frac{3.464}{65}$ $+ \frac{1}{28} (0.72794 \times (-0.23) - 1.5708)$ $= 0.0186518$ $\alpha_{n2} = 21.50^\circ$

(续)

代号	名称	计算公式	斜齿 (人字齿) 轮
20	圆棒 (球) 跨距	$M_{偶} = 2R_n + d_f$ $M_{奇} = 2R_n \cos\left(\frac{\alpha}{2}\right) + d_f$ $R_n = \frac{d}{2} \frac{\cos\alpha}{\cos\alpha_n}$	斜齿 (人字齿) 轮 齿数和齿数齿且螺旋角为 45° 用三棒测量时: $M = 2R_n + d_f$ 齿数齿双棒测量时 (螺旋角小于 45° 时): $M = 2R_n \cos\left(\frac{\alpha}{2}\right) + d_f$ $R_n = \frac{d}{2} \frac{\cos\alpha}{\cos\alpha_n}$
			例 $z_1=15, z_2=28, m=2\text{mm}, \alpha=20^\circ,$ $\alpha_n=1, c^*=0.25, a'=48\text{mm}$ 设计一对外啮合直齿圆柱齿轮传动 $R_{n1} = \frac{30}{2} \times \frac{\cos 20^\circ}{\cos 26.24^\circ} = 15.9099\text{mm}$ $M_1 = 2 \times 15.9099 \times \cos 6^\circ + 3.464 = 36.288\text{mm}$ $R_{n2} = \frac{56}{2} \times \frac{\cos 20^\circ}{\cos 21.50^\circ} = 28.279\text{mm}$ $M_2 = 2 \times 28.279 + 3.464 = 60.022\text{mm}$

表 2.2-11 外啮合渐开线圆柱齿轮传动几何尺寸计算及举例 (中心距给定)

代号	名称	计算公式	斜齿 (人字齿) 轮
1	模数	$m$ 取标准值	$m_n = m$ , 取标准值, $m_t = m_n / \cos\beta$
2	分度圆压力角	$\alpha$ 取标准值	$\alpha_n = \alpha$ , 取标准值, $\tan\alpha_t = \tan\alpha_n / \cos\beta$
3	齿顶高系数	$h_a^*$ 取标准值	$h_a^* = h_a^*$ , 取标准值, $h_a^* = h_a^* \cos\beta$
4	斜齿同侧系数	$c^*$ 取标准值	$c^* = c^*$ , 取标准值, $c^* = c^* \cos\beta$
5	分度圆柱螺旋角	$\beta = 0$	根据中心距要求而定, 一般 $\beta < 25^\circ$
6	分度圆直径	$d = m z_1, d_2 = m z_2$	$d_t = m_t z_1, d_2 = m_t z_2$
7	未变位时的中心距	$a = \frac{1}{2}(d_1 + d_2)$	$a = \frac{1}{2}(d_t + d_2)$
8	中心距变动系数	$y = \frac{a' - a}{m}, y_2 = \frac{a' - a}{d} = y \frac{z_2}{z_1 + z_2}$	$y_t = \frac{a' - a}{m_t}$

例  $z_1=21, z_2=33, a'=70\text{mm}, m=2.5\text{mm},$   
 $h_a^*=1, c^*=0.25, \alpha=20^\circ$   
 设计一对外啮合直齿圆柱齿轮传动  
 $m=2.5\text{mm}$   
 $\alpha=20^\circ$   
 $h_a^*=1$   
 $c^*=0.25$   
 $\beta=0$   
 $d_1=2.5 \times 21=52.5\text{mm},$   
 $d_2=2.5 \times 33=82.5\text{mm}$   
 $a = \frac{1}{2}(52.5 + 82.5) = 67.5\text{mm}$   
 $y = \frac{70 - 67.5}{2.5} = 1, y_2 = \frac{2}{21 + 33} = 0.037037$

(续)

序 号	名 称	代 号	直 齿 轮	斜 齿 轮 (人 字 齿) 齿	例 $x_1 = 21, x_2 = 33, \alpha' = 70\text{mm}, m = 2.5\text{mm}$ , $h_a^* = 1, c^* = 0.25, \alpha = 20^\circ$ 设计一对外啮合直齿圆柱齿轮传动
9	啮合角	$\alpha'$	$\cos\alpha' = \frac{d}{d'} \cos\alpha$ 或按 $h_a^*$ 查表 2.2-25	$\cos\alpha' = \frac{d}{d'} \cos\alpha$	$\cos\alpha' = \frac{67.5 \times 0.83989}{70} = 0.80813$ $\alpha' = 25^\circ 1' 21''$ 或按 $h_a^*$ 查表 2.2-25 得同样的 $\alpha'$ 值
10	总变位系数	$x_\Sigma$	$x_\Sigma = \frac{z_1 + z_2}{2} \tan\alpha (\text{inv}\alpha' - \text{inv}\alpha)$ 或按 $z_1, z_2$ 值由表 2.2-25 查得 $x_\Sigma$ 而 $x_\Sigma = x_1 + \frac{z_1 + z_2}{2}$	$x_{\Sigma 2} = \frac{z_1 + z_2}{2} \tan\alpha (\text{inv}\alpha' - \text{inv}\alpha)$ $x_{\Sigma 3} = x_{\Sigma 2} / \cos\beta$	$x_\Sigma = \frac{21 + 33}{2} (\text{inv}25^\circ 1' 21'' - \text{inv}20^\circ) = 1.1248$ 或按 $z_1, z_2$ 值由表 2.2-25 查得 $x_\Sigma = 0.04186$ $x_\Sigma = 0.04186 \times \frac{21 + 33}{2} = 1.1248$
11	变位系数的分配	$x_1, x_2$	根据传动的具体要求, 按图 2.2-10 分配得 $x_1$ 及 $x_2$ , 或按对应齿数的封闭图分配	根据传动的具体要求, 按当量齿数 $z_v = z / \cos^3\beta$ , 由图 2.2-10 分配得 $x_{v1}$ 和 $x_{v2}$ , 或按 $z_v$ 查对应齿数的封闭图。 $x_1 = x_{v1} \cos\beta, x_2 = x_{v2} \cos\beta$	根据齿数比 $u = \frac{33}{21} = 1.57$ , 按图 2.2-10 分配得变位系数: $x_1 = 0.65$ $x_2 = 1.1248 - 0.65 = 0.5748$
12	齿顶高变动系数	$\Delta y$	$\Delta y = x_\Sigma - y$ 或 $\Delta y = \Delta y_2 \cdot \frac{z_1 + z_2}{2}$ $\Delta y_2$ 可按 $y_2$ 由表 2.2-25 查得 若 $x_1, x_2$ 较小时, 可取 $\Delta y = 0$	$\Delta y_1 = x_{\Sigma 2} - y_2$	$\Delta y = 1.1248 - 1 = 0.1248$ 或按 $y_2$ 查表 2.2-25 得 $\Delta y_1, \Delta y = \Delta y_2 \cdot \frac{z_1 + z_2}{2}$
13	齿顶高	$h_a$	$h_a = m(h_a^* + v - \Delta y)$ $h_{a2} = m(h_a^* + x_1 - \Delta y)$	$h_{a1} = m(h_a^* + x_{v1}) - \Delta y_1 m$ $h_{a3} = m(h_a^* + x_{v2}) - \Delta y_2 m$	$h_{a1} = 2.5 \times (1 + 0.65 - 0.1248) = 3.583\text{mm}$ $h_{a3} = 2.5 \times (1 + 0.5748 - 0.1248) = 3.626\text{mm}$

(续)

序号	名称	代号	直齿轮	斜齿(人字齿)轮	例 $z_1=21, z_2=33, a'=70\text{mm}, m=2.5\text{mm}, h^*_a=1, c^*_a=0.25, \alpha=20^\circ$ 设计一对外啮合直齿圆柱齿轮传动
14	齿根高	$h_f$	$h_{f1}=m(h^*_f+c^*_f-s_1)$ $h_{f2}=m(h^*_f+c^*_f-2s_2)$	$h_{f1}=m_n(h^*_f+c^*_f-s_{n1})$ $h_{f2}=m_n(h^*_f+c^*_f-s_{n2})$	$h_{f1}=2.5 \times (1+0.25-0.56)=1.76\text{mm}$ $h_{f2}=2.5 \times (1+0.25-0.5743)=1.668\text{mm}$
15	全齿高	$h$	$h=h_{a1}+h_{f1}=h_{a2}+h_{f2}$	$h=h_{an}+h_{fn}=h_{a2}+h_{f2}$	$h=3.663+1.76=3.626+1.668=6.313\text{mm}$
16	齿顶圆直径	$d_a$	$d_{a1}=d_1+2h_{a1}$ $d_{a2}=d_2+2h_{a2}$	$d_{a1}=d_1+2h_{a1}$ $d_{a2}=d_2+2h_{a2}$	$d_{a1}=62.5+2 \times 3.663=69.626\text{mm}$ $d_{a2}=82.5+2 \times 3.626=88.76\text{mm}$
17	齿根圆直径	$d_f$	$d_{f1}=d_1-2h_{f1}$ $d_{f2}=d_2-2h_{f2}$	$d_{f1}=d_1-2h_{f1}$ $d_{f2}=d_2-2h_{f2}$	$d_{f1}=62.5-2 \times 1.76=49\text{mm}$ $d_{f2}=82.5-2 \times 1.668=79.124\text{mm}$
18	基圆直径	$d_b$	$d_{b1}=d_1 \cos \alpha, d_{b2}=d_2 \cos \alpha$	$d_{b1}=d_1 \cos \alpha, d_{b2}=d_2 \cos \alpha$	$d_{b1}=62.5 \times \cos 20^\circ=49.334\text{mm}$ $d_{b2}=82.5 \times \cos 20^\circ=77.526\text{mm}$
传动质量指标的验算					
19	重合度	$\epsilon$	$\epsilon = \frac{1}{2\pi} \{ z_1(\tan \alpha_{a1} - \tan \alpha') + z_2(\tan \alpha_{a2} - \tan \alpha') \}$	$\epsilon = \epsilon_a + \epsilon_b$ $\epsilon_a = \frac{1}{2\pi} [z_1(\tan \alpha_{a1} - \tan \alpha') + z_2(\tan \alpha_{a2} - \tan \alpha')]$ $\epsilon_b = \frac{b \sin \beta}{\pi m_n}, b$ —齿轮齿宽	$\alpha_{a1} = \arccos(d_{b1}/d_{a1}) = 34.183^\circ$ $\alpha_{a2} = \arccos(d_{b2}/d_{a2}) = 30.255^\circ$ $\epsilon = \frac{1}{2\pi} [21 \times (\tan 34.166^\circ - \tan 25^\circ) + 33 \times (\tan 30.255^\circ - \tan 25^\circ)] = 1.32$
20	滑动率	$\eta$	$\eta_1 = \frac{\tan \alpha_{a2} - \tan \alpha'}{(1 + \frac{z_1}{z_2}) \tan \alpha' - \tan \alpha_{a1}} - \frac{(u+1)}{u}$ $\eta_2 = \frac{\tan \alpha_{a1} - \tan \alpha'}{(1 + \frac{z_2}{z_1}) \tan \alpha' - \tan \alpha_{a2}} - \frac{(u+1)}{u}$	$\eta_1 = \frac{\tan \alpha_{a2} - \tan \alpha'}{(1 + \frac{z_1}{z_2}) \tan \alpha' - \tan \alpha_{a1}} - \frac{(u+1)}{u}$ $\eta_2 = \frac{\tan \alpha_{a1} - \tan \alpha'}{(1 + \frac{z_2}{z_1}) \tan \alpha' - \tan \alpha_{a2}} - \frac{(u+1)}{u}$	$\eta_1 = \frac{\tan 30.255^\circ - \tan 25^\circ}{(1 + \frac{21}{33}) \tan 25^\circ - \tan 30.255^\circ} \times 1.0664$ $\eta_2 = \frac{\tan 34.166^\circ - \tan 25^\circ}{(1 + \frac{33}{21}) \tan 25^\circ - \tan 34.166^\circ} \times 2.5714 = 1.0448$

(续)

序号	名称	代号	直齿圆柱	斜齿(人字齿)轮	齿厚测量尺寸的计算(任选一种)
21	跨齿数	$k$	$k = \frac{z}{180} \arccos \left( \frac{\cos \alpha}{z+2x} \right) + 0.5$ 按四舍五入取整数	$k = \frac{z'}{180} \arccos \left( \frac{z' \cos \alpha_s}{z' + 2x_s} \right) + 0.5$ 按四舍五入取整数	例 $z_1 = 21, z_2 = 33, a' = 70\text{mm}, m = 2.5\text{mm}, W^* = 1, \alpha^* = 0.25, \alpha = 20^\circ$ 设计一对外啮合量齿圆齿齿轮传动
	公法线长度	$W_k$	$W_k = m \cos \alpha \left[ \pi (k - 0.5) + z \sin \alpha \right] + 2x m \sin \alpha$ $\alpha = 20^\circ$ 时, 可按 $z$ 及 $x$ 值由图 2.2-21 查得	$W_k = W_k^* m + \Delta W_k^* m$ $W_k^* = m \cos \alpha_s \left[ \pi (k - 0.5) + z' \sin \alpha_s \right]$ $\Delta W_k^* = 2x m_s \sin \alpha_s$	按 $z_1 = 21, x_1 = 0.55$ , 查图 2.2-21 得 $k = 4$ , 查表 2.2-21 得 $W_k^* = 10.627$ 按 $z_2 = 33, x_2 = 0.5748$ , 查图 2.2-21 得 $k = 5$ 。 查表 2.2-21 得 $W_k^* = 13.747$
22	弦齿高	$h_s$	$h_s = m \cos \alpha \left( \frac{\pi}{2} + 2x \tan \alpha \right)$ $\alpha = 20^\circ$ 时, 对于 $\alpha = 20^\circ$ 或 $26^\circ$ 齿轮的 $h_s$ 可由表 2.2-20 查得	$h_s = m_s \cos \alpha_s \left( \frac{\pi}{2} + 2x_s \tan \alpha_s \right)$	$z_1 = 21$ 时 $W_k^* = 10.627 \times 2.5 + 0.3762 \times 2.5 = 27.508\text{mm}$ $z_2 = 33$ 时 $W_k^* = 13.747 \times 2.5 + 0.3933 \times 2.5 = 35.351\text{mm}$
	固定弦齿厚	$\bar{s}_s$	$\bar{s}_s = m \cos \alpha \left( \frac{\pi}{2} + 2x \tan \alpha \right)$ $\alpha = 20^\circ$ 时, 对于 $\alpha = 20^\circ$ 或 $26^\circ$ 齿轮的 $\bar{s}_s$ 可由表 2.2-20 查得	$\bar{s}_s = m_s \cos \alpha_s \left( \frac{\pi}{2} + 2x_s \tan \alpha_s \right)$	$z_1 = 21$ 时 $W_k^* = 10.627 \times 2.5 + 0.3762 \times 2.5 = 27.508\text{mm}$ $z_2 = 33$ 时 $W_k^* = 13.747 \times 2.5 + 0.3933 \times 2.5 = 35.351\text{mm}$
22	固定弦齿高	$\bar{h}_s$	$\bar{h}_s = h_s - \frac{1}{2} s_s \tan \alpha$ $h_s = (d_s - d) / 2$ $\alpha = 20^\circ$ 或 $26^\circ, x = 0$ 时, 可查表 2.2-20	$\bar{h}_s = h_{s0} - \frac{1}{2} s_s \tan \alpha_s$ $h_{s0} = (d_{s0} - d) / 2$	$z_1 = 21, x_1 = 0.55, \Delta W_k^* = 0.3762$ $x_2 = 0.5748, \Delta W_k^* = 0.3933$ $z_1 = 21$ 时 $W_k^* = 10.627 \times 2.5 + 0.3762 \times 2.5 = 27.508\text{mm}$ $z_2 = 33$ 时 $W_k^* = 13.747 \times 2.5 + 0.3933 \times 2.5 = 35.351\text{mm}$
	弦齿距	$\bar{p}_s$	$\bar{p}_s = m \cos \alpha \left( \frac{\pi}{2} + 2x \tan \alpha \right)$ $\alpha = 20^\circ$ 时, 对于 $\alpha = 20^\circ$ 或 $26^\circ$ 齿轮的 $\bar{p}_s$ 可由表 2.2-20 查得	$\bar{p}_s = m_s \cos \alpha_s \left( \frac{\pi}{2} + 2x_s \tan \alpha_s \right)$	$z_1 = 21$ 时 $W_k^* = 10.627 \times 2.5 + 0.3762 \times 2.5 = 27.508\text{mm}$ $z_2 = 33$ 时 $W_k^* = 13.747 \times 2.5 + 0.3933 \times 2.5 = 35.351\text{mm}$



(续)

序 号	名 称	代 号	直 齿 轮	斜 齿 (人 字 齿) 轮	
	圆棒(球)直径	$d_p$	$d_p=(1.6\sim1.9)m$ 常取 $d_p=1.68m$ 或 $1.732m$	$d_p=(1.6\sim1.9)m$ 常取 $d_p=1.68m$ 或 $1.732m$ 或 $1.732m$	例 $z_1=21, z_2=33, d'=70mm, m=2.5mm,$ $\lambda^*=1, c^*=0.25, \alpha=20^\circ$ 设计一对外啮合直齿圆柱齿轮传动 取 $d_p=1.732m=1.732 \times 2.5 = 4.33mm$
	圆棒(球)中心 在分度圆上的 压力角	$\alpha_M$	$\text{inv}\alpha_M = \text{inv}\alpha + \frac{d_p}{d_h} + \frac{2x \tan\alpha}{z} \rightarrow \frac{\pi}{2z}$ $\alpha=20^\circ$ 时 $\text{inv}\alpha_M = 0.014904 + 1.06419 \frac{d_p}{d}$ $+ \frac{1}{z} (0.12194x - 1.5708)$	$\text{inv}\alpha_M = \text{inv}\alpha + \frac{d_p}{m_n \cos\alpha_n} + \frac{2x' \tan\alpha_n}{z} \rightarrow \frac{\pi}{2z}$ $\alpha=20^\circ$ 时 $\text{inv}\alpha_M = 0.014904 + 1.06419 \frac{d_p}{d}$ $+ \frac{1}{z} (0.12194x - 1.5708)$	$\text{inv}\alpha_M = 0.014904 + 1.06419 \times \frac{4.33}{52.5}$ $+ \frac{1}{21} (0.12194 \times 0.66 - 1.5708)$ $= 0.0469386$ $\alpha_M = 28.77^\circ$ $\text{inv}\alpha_M = 0.014904 + 1.06419 \times \frac{4.33}{82.5}$ $+ \frac{1}{33} (0.12194 \times 0.6748 - 1.5708)$ $= 0.0358367$ $\alpha_M = 28.46^\circ$
	圆棒(球)跨距	$M$	圆数齿: $M_{\text{圆}} = 2R_M + d_p$ 奇数齿: $M_{\text{奇}} = 2R_M \cos\left(\frac{\alpha}{2}\right) + d_p$ $R_M = \frac{d}{2} \frac{\cos\alpha}{\cos\alpha_M}$	圆数和奇数齿且螺旋角为 $45^\circ$ 用三棒测齿时: $M = 2R_M + d_i$ 奇数齿双棒测齿时 (螺旋角小于 $45^\circ$ 时) $M = 2R_M \cos\left(\frac{\alpha}{2}\right) + d_p$ $R_M = \frac{d}{2} \frac{\cos\alpha}{\cos\alpha_M}$	$R_M = \frac{52.5}{2} \times \frac{\cos 20^\circ}{\cos 28.77^\circ} = 28.14mm$ $M_{\text{圆}} = 2 \times 28.14 \times \cos 45^\circ + 4.33 = 60.454mm$ $R_M = \frac{82.5}{2} \times \frac{\cos 20^\circ}{\cos 28.46^\circ} = 48.284$ $M_{\text{奇}} = 2 \times 48.284 \times \cos 45^\circ + 4.33 = 80.620mm$

表2.2-12 外啮合角度变位齿轮传动几何尺寸计算(中心距未给定时)

序号	名称	代号	直齿	齿轮	斜齿(人字齿)轮
1	齿形参数		$m, \alpha, h^*, c^*$ 均取标准值		$m_n = m, m_t = m_n / \cos \beta$ $a_n = \alpha, \tan \alpha_n = \tan \alpha_n / \cos \beta$ $h_n^* = h^*, h_t^* = h^* \cos \beta$ $c_n^* = c^*, c_t^* = c^* \cos \beta$
2	分度圆柱螺旋角	$\beta$			
3	确定总变位系数 $x_2$ 并分配给 $x_1$ 和 $x_2$		根据传动要求选定总变位系数 $x_2$ , 并按表2.2-10分配为 $x_1$ 和 $x_2$ , 或按对应齿数的封闭图确定 $x_2$ 并分配为 $x_1$ 和 $x_2$	根据传动要求, 按当量齿数 $Z_v$ , $x_2 = z / \cos^3 \beta$ 由图2.2-10选取总变位系数 $x_2$ 并分配为 $x_1$ 和 $x_2$ , 或按对应齿数的封闭图确定 $x_2$ 并分配为 $x_1, x_2$	根据传动要求, 按当量齿数 $Z_v$ , $x_2 = z / \cos^3 \beta$ 由图2.2-10选取总变位系数 $x_2$ 并分配为 $x_1$ 和 $x_2$ , 或按对应齿数的封闭图确定 $x_2$ 并分配为 $x_1, x_2$
4	啮合角	$\alpha'$	按 $x_2 = x_1 + x_2$ 的大小计算啮合角 $\alpha'$ $\text{inv} \alpha' = \text{inv} \alpha + \frac{2(x_1 + x_2) \tan \alpha}{z_1 + z_2}$ 或按 $x_2$ 由表2.2-25查出 $\alpha'$ $x_2 = x_2 \frac{z_2}{z_1 + z_2}$		按 $x_2 = x_1 + x_2$ 的大小计算 $\text{inv} \alpha' = \text{inv} \alpha + \frac{2(x_1 + x_2) \tan \alpha}{z_1 + z_2}$
5	中心距变动系数	$y$	$y = \frac{1}{2}(z_1 + z_2) \left( \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha'} - 1 \right)$ 或按 $x_2$ 由表2.2-25查出 $y$ , $y = y_2 \frac{z_1 + z_2}{z_2}$		$y = \frac{1}{2}(z_1 + z_2) \left( \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha'} - 1 \right)$
6	齿顶高变动系数	$\Delta y$	$\Delta y = x_2 - y$ , 或 $\Delta y = \Delta y_2 \frac{z_1 + z_2}{z_2}$ $\Delta y_2$ 值可按 $x_2$ 由表2.2-25查出		$\Delta y = x_2 - y$
7	中心距	$a'$	$a' = \frac{1}{2} m (z_1 + z_2) + y m$ $= \frac{1}{2} m (z_1 + z_2) \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha'}$		$a' = \frac{1}{2} m (z_1 + z_2) + y m$ $= \frac{1}{2} m (z_1 + z_2) \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha'}$
			其它尺寸计算, 传动测量指标的误差, 齿厚测量尺寸计算见表2.2-10或表2.2-11。		

### 3.4 内啮合变位齿轮传动

#### 3.4.1 内啮合齿轮的变位原理及功用

通常内齿轮是用插齿刀加工的，如改变插齿刀与内齿轮毛坯的相对位置，便可加工出变位内齿轮。用刃磨至原始截面 ( $x_0=0$ ) 的插齿刀切内齿轮，当插齿刀向外移，使加工中心距  $a'_{02}$  大于标准加工中心距  $a_{02}$  ( $=r_2 - r_1$ ) 时，称为正变位，其变位系数为正值；反之，使加工中心距小于标准加工中心距时，为负变位，其变位系数为负值。为便于分析计算，引用假想标准齿条刀具的概念，把内齿轮的齿槽看成外齿轮的轮齿，这个外齿轮用假想标准齿条

刀具加工，当假想标准齿条刀具中线与齿轮分度圆相切时加工出标准内齿轮；当假想齿条刀具中线与内齿轮分度圆离开一段距离，使中心距加大，这时的变位系数  $x_2$  (正变位)，就作为内齿轮的变位系数，但此变位系数并不代表用插齿刀加工内齿轮时的实际变位量，而只是借用外齿轮的相应公式来计算内齿轮的几何参数及大部分尺寸。

正变位时，假想齿条刀具的另一条直线与内齿轮的分度圆作纯滚动，刀具的齿槽减小，因此加工出的内齿轮的分度圆齿厚减薄，反之，负变位时，内齿轮的分度圆齿厚增加。

内齿轮的齿根高及齿根圆直径是由插齿刀加工时的中心距  $a'_{02}$  决定的。

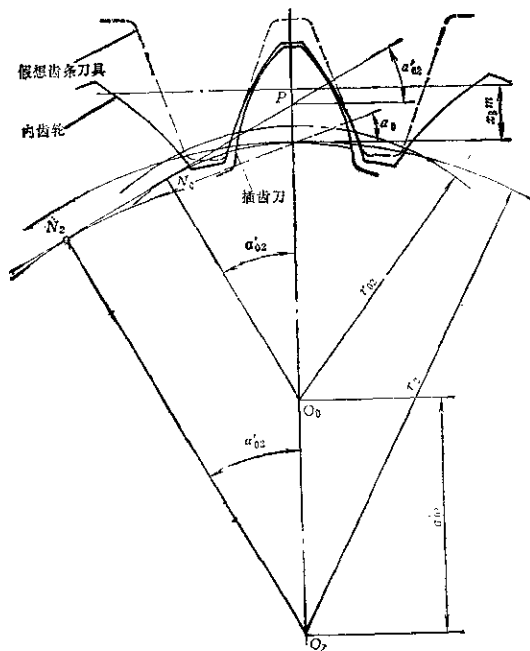


图 2-13 变位内齿轮形成原理

内啮合齿轮变位传动亦有高度变位及角度变位。高度变位传动中， $x_1 = x_2 \neq 0$ ，内齿轮的齿槽宽等于外齿轮的齿厚，两齿轮的节圆与分度圆重合，

两轮中心距等于标准中心距  $a = \frac{m}{2}(z_2 - z_1)$ ，啮合角  $\alpha' = \alpha$  (分度圆压力角)。角度变位传动可分为正

传动及负传动，正传动中，内齿轮的变位系数大于外齿轮的变位系数， $x_2 - x_1 > 0$ 。两齿轮节圆与分度圆不重合，两轮中心距  $a' >$  标准中心距  $a$ ，啮合角  $\alpha' >$  分度圆压力角  $\alpha$ ；负传动中， $x_2 - x_1 < 0$ ，两轮中心距  $a' <$  标准中心距  $a$ ，啮合角  $\alpha' <$  分度圆压力角  $\alpha$ 。

在K—H—V型行星传动中大多采用正角度变位传动。

### 3.4.5 内齿轮加工中的顶切

内齿轮加工时可能发生如下的顶切现象：范成顶切及径向切入顶切。

(1) 范成顶切：加工内齿轮时，当内齿轮的齿顶圆与啮合线的交点超过插齿刀基圆与啮合线的切点  $N_0$  时，产生范成顶切，为避免上述现象，须满足下列条件：

$$N_2 B_2 \geq N_2 N_0 \quad (2.2-13)$$

根据上述条件可得

$$\frac{z_{02}}{z_2} \geq 1 - \frac{\tan \alpha_{a2}}{\tan \alpha_0'} \quad (2.2-14)$$

式中  $z_{02}$ ——加工内齿轮2的插齿刀齿数；

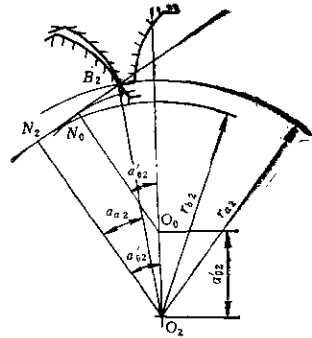


图2.2-14 内齿轮的范成顶切

$\alpha_{a2}$ ——内齿轮2的齿顶压力角。

用力磨至原始齿面（即  $x_{02} = 0$ ）的插齿刀加工标准内齿轮时， $x_{02} = \alpha$ ，不产生范成顶切现象的插齿刀最少齿数  $z_{0min}$  见表2.2-13。

在少齿差内啮合传动中，通常采用  $x_2 \geq 0$ 。① 当  $x_2 - x_{02} = 0$  时， $\alpha_{a2} = \alpha$ ；由于  $x_2 > 0$ ，使  $\alpha_{a2}$  增大，

表2.2-13 加工标准内齿轮时，不产生范成顶切的插齿刀最少齿数  $z_{0min}$   
( $x_2 = 0, x_{02} = 0, \alpha = 20^\circ$ )

插齿刀最少齿数 $z_{0min}$	29	28	27	26	25	24	23	22	21	20	19	18	17	16	15	14
内齿数 $z_2$	34	35	36	37	38	40	42	48	53	64	88	$\geq 100$				
外齿数 $z_1$					39	41	45	52	63	86	100					
插齿刀齿数 $z_0$						27	—	28	24	30	32	35	41	51	77	$\geq 270$
									31	34	40	50	76	269		

$N_2 B_2$  的长比更大，则不容易发生顶切。② 时的  $z_{0min}$  值可比表2.2-13中的值更小些。③ 当  $x_2 - x_{02} < 0$  时， $\alpha_0' < \alpha$ 。若  $x_2 \geq 0$ ，则由式(2.2-14)可知，这时的  $z_{0min}$  值比表2.2-13中的值小。④ 当  $x_2 - x_{02} > 0$  时， $\alpha_0' > \alpha$ 。若  $x_{02} \geq 0$ ，由计算得知， $z_{0min}$  值比表2.2-13中的值小。若  $x_{02} < 0$ ，由计算得知，所要求的  $z_{0min}$  值比表2.2-13中的值大。当压力角  $\alpha = 20^\circ$  时，如  $x_2 < 0, x_2 \geq 0$ ，选择插齿刀齿数时可依据齿顶高系数  $f_a^*$  的不同，参考表2.2-14及表2.2-15选取，只要插齿刀的齿数不小于表中所要求的插齿刀最少齿数  $z_{0min}$ ，内齿轮就不会产生范成顶切。

综上所述，当  $x_2 \geq 0$  时，不论插齿刀的变位系

数为正值或为负值，只要插齿刀齿数  $z_0$  不小于表2.2-14及表2.2-15中所要求的插齿刀最少齿数，内齿轮就不会发生范成顶切现象。

(2) 径向切入顶切：加工内齿轮时，插齿刀在逐渐切入毛坯的同时，插齿刀与齿轮有展成运动，设插齿刀刀尖到中心线的距离为  $y_0$ ，内齿轮齿顶到中心线的距离为  $y_2$ ，则不会产生径向切入顶切现象的条件为：

$$y_0 < y_2 \quad \text{或} \quad (y_2 - y_0)_{min} \geq 0 \quad (2.2-15)$$

切入顶切与齿数差  $(z_2 - z_0)$  有关， $(z_2 - z_0)$  的差值越小越容易产生径向切入顶切。如减少插齿刀齿数或增加内齿轮的变位系数  $x_2$ ，可避免这类顶切。

表2.2-14 加工内齿轮不产生范成顶切的插齿刀最少齿数  $Z_{\min}$   
 ( $x_2 \sim x_0 \geq 0, f_0^* = 0.8, \alpha = 20^\circ$ )

$Z_{\min}$	0										-0.105									
	0	0.2	0.4	0.6	0.8	1.0	1.2	1.4	0	0.2	0.4	0.6	0.8	1.0	1.2	1.4				
$Z_{\min}$	内 齿 轮 齿 数 $z_2$																			
10					20~36	20~53	20~74	20~97					20~27	20~39	20~63	20~89				
11					20~28	36~62	54~78	75~100	88~100				20.21	28~36	40~52	54~71	70~100			
12					28~48	53~83	80~100					22~30	37~60	53~73	72~98					
13					20~27	49~100	90~100					31~44	51~75	74~100	88~100					
14					28~100							20~28	45~78	78~100						
15	$\geq 77$	$\geq 39$									28~84	78~100								
16	51~76	$\geq 38$									$\geq 85$									
17	41~60	24~27							$\geq 67$	28~56										
18	35~40	22.23							47~86	23~28										
19	32~34	21							38~46	21.22										
20	30.31								34~38											
21	28								31~33											
22	28								30											
23	—								29											
24	27								28											
25									27											

(续)

$z_2$	-0.253						-0.315									
	0	0.2	0.4	0.6	0.8	1	1.2	1.4	0	0.2	0.4	0.6	0.8	1	1.2	1.4
$z_{min}$	内 齿 轮 齿 数 $z_2$															
10				20~21	20~30	20~39	20~49					20	20~28	20~38	20~46	
11				22~27	31~37	40~48	50~60					21~25	28~34	37~44	47~56	
12			20~22	28~33	38~47	49~61	62~71					20~21	35~42	45~55	57~69	
13			23~28	35~43	48~60	62~78	78~88					22~26	43~63	59~69	70~86	
14			29~37	44~67	61~79	79~100	99~100					27~33	54~98	70~88	87~100	
15			20~26	38~52	58~79	80~100				20~23	34~44	51~66	69~90	89~100		
16			27~40	53~79	80~100					24~33	45~61	67~92	91~100			
17			41~77	80~100						34~51	62~95	93~100				
18			78~100							52~100	86~100					
19	$\geq 94$	$\geq 22$						$\geq 23$								
20	61~83							$\geq 17$								
21	39~50							46~76								
22	34~38							85~45								
23	31~33							82~35								
24	23, 30							29~31								
25	28							28								

注: 1. 此表是按内齿轮顶圆公式,  $d_{a1} = m(z_2 - 2x_2 + 2z_2)$  作出的。

2. 当设计内齿轮齿顶圆直径应用  $d_{a2} = m(z_2 - 2x_2 + 2z_2)$  计算时, 内齿轮齿顶圆齿高系数应为  $(1^* + \sigma)$ , 则查此表时所采用的齿顶圆系数应等于零或大于内齿轮的实际齿顶圆系数, 例如: 一内齿轮  $1^* = 0.8$ , 计算得  $\sigma = 0.1215$ , 其实际齿顶圆系数  $1^* + \sigma = 0.9215$ , 则应按  $1^* = 1$  查表 2-31 有关数值。



(續)

z <sub>1</sub>	-0.26C										-0.31S									
	0	0.2	0.4	0.6	0.8	1.0	1.2	1.4	0	0.2	0.4	0.6	0.8	1.0	1.2	1.4				
10						20~22	20~24	20~30												
11						20~22	20~29	31~37												
12						23~26	30~34	38~44												
13						27~31	35~41	46~53												
14						23~27	27~28	47~50	54~64											
15						28~33	33~47	51~62	65~78											
16						34~41	48~58	53~77	79~97											
17						26~32	42~57	59~75	78~98	98~100										
18						32~42	53~70	78~100	98~100											
19						34~37	51~100													
20						32~35	51~100													
21						39~100														
22						≥36														
23						40~38														
24						32~39														
25						39~31														
26						45~28														
27						41~44														
28						39, 40														
29						37, 38														
30						36														
31						35														
32						34														

內 外 輪 齒 數 z<sub>2</sub>

-0.31S

-0.26C

注：与表2-14同。



表 2.2-18 给出了不同插齿刀切削内齿轮时, 不产生径向切入顶切现象的内齿轮的最少齿数  $z_{2min}$ 。

3.4.3 内啮合传动中的轮齿干涉

一对内啮合齿轮传动, 可能产生以下两类干涉现象: 过渡曲线干涉和齿廓重迭干涉。

(1) 过渡曲线干涉: 当一对内啮合齿轮传动时, 如一齿轮的齿顶与另一齿轮齿根的非渐开线部分啮合, 则产生过渡曲线干涉。设一对内啮合齿轮  $z_1, z_2$  齿廓上过渡曲线起始点为  $C_1$  及  $C_2$ , 这对齿轮齿顶圆与啮合线的交点为  $B_1, B_2$ , 为避免内齿轮的过渡曲线干涉, 则应使过渡曲线起始点  $C_2$  的压力

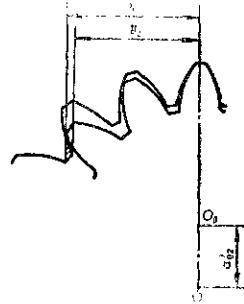


图 2.2-15 内齿轮的切入顶切现象

表 2.2-18 新直齿插齿刀的基本参数和加工内齿轮不产生径向切入顶切的最少齿数  $z_{2min}$

插齿刀型式	插齿刀分度圆直径 $d$ mm	插齿刀齿数 $z_0$	插齿刀变位系数 $x_e$	插齿刀齿顶圆直径 $d_{00}$ mm	插齿刀齿高系数 $h_{00}$	$x_2$									
						0	0.2	0.4	0.6	0.8	1.0	1.2	1.5	2.0	
盘形直齿插齿刀 (GR70—60)	76	1	76	0.630	79.76	1.25	115	107	101	96	91	87	84	81	79
	75	1.25	60	0.682	79.58	96	89	83	78	74	70	67	66	62	
	75	1.5	50	0.503	80.26	83	76	71	66	62	59	57	54	52	
	75.25	1.75	43	0.464	81.24	74	68	62	58	54	51	49	47	45	
	76	2	38	0.420	82.68	68	61	56	52	49	46	44	42	40	
	76.5	2.25	34	0.261	83.30	59	54	49	45	43	40	39	37	36	
	76	2.5	30	0.230	82.41	54	49	44	41	38	34	34	33	31	
	77	2.75	28	0.224	85.37	62	47	42	39	36	34	33	31	30	
	75	3	25	0.167	83.81	46	43	38	35	33	31	29	28	26	
	78	3.25	24	0.149	87.42	46	41	37	34	31	29	28	27	25	
77	3.5	22	0.126	86.98	44	39	35	31	29	27	26	25	23		
盘形直齿插齿刀 (GR70—60)	76	3.75	20	0.105	85.55	41	36	32	29	27	25	24	22	21	
	76	4	19	0.105	87.24	40	35	31	28	26	24	23	21	20	
	76.5	4.25	18	0.107	88.46	39	34	30	27	25	23	22	20	19	
	76.5	4.5	17	0.104	89.15	38	33	29	26	24	22	21	19	18	
盘形直齿插齿刀 (GR71—80)	100	1	100	1.060	104.6	1.25	156	147	139	132	125	118	114	110	106
	100	1.25	80	0.842	105.22	126	118	111	105	99	94	91	87	83	
	102	1.5	68	0.736	107.98	110	102	95	89	85	80	77	74	71	
	101.5	1.75	58	0.661	108.19	96	88	83	77	73	69	66	63	61	
	100	2	50	0.576	107.31	85	78	72	67	63	60	57	55	52	
	101.25	2.25	45	0.528	109.29	78	71	66	61	57	54	52	49	47	
100	2.5	40	0.442	108.46	70	64	59	54	51	48	46	44	42		
盘形直齿插齿刀 (GR78—60)	99	2.75	38	0.401	108.36	65	58	53	49	47	44	42	40	38	
	102	3	34	0.337	111.28	60	54	50	46	44	41	39	37	35	
	100.75	3.25	31	0.275	110.99	56	50	46	42	40	37	36	34	33	
	98	3.5	28	0.231	108.72	54	46	42	39	37	34	33	31	30	
	101.25	3.75	27	0.160	112.34	49	44	40	37	35	33	31	30	28	
	100	4	25	0.168	111.74	47	42	38	35	33	31	29	28	26	
	99	4.5	22	0.105	111.95	42	38	34	31	28	27	26	24	23	

(续)

插齿刀型式	插齿刀分度圆直径 $d_0$ mm	$m$ mm	插齿刀齿数 $z_0$	插齿刀变位系数 $x_0$	插齿刀齿顶圆直径 $d_{00}$ mm	插齿刀齿高系数 $h_{00}^*$	$x_2$								
							0	0.2	0.4	0.6	0.8	1.0	1.2	1.5	2.0
							$z_2/m$								
插齿刀	100	5	20	0.106	114.05		40	36	32	29	27	25	24	22	21
	104.5	5.5	19	0.105	119.96		39	35	31	28	26	24	23	21	20
	102	8	17	0.106	118.86		37	33	29	26	24	22	21	20	18
	104	8.5	16	0.105	122.27		36	32	28	25	23	21	20	18	17
铰柄直齿插齿刀 (GR75-60)	25	1.25	20	0.106	28.39		40	35	32	29	26	25	24	22	21
	27	1.5	18	0.103	31.06		38	33	30	27	24	23	22	20	19
	26.25	1.75	15	0.104	30.99		35	30	26	23	21	20	19	17	16
	28	2	13	0.085	31.34	1.25	34	28	24	21	19	17	17	15	14
	27	2.25	12	0.083	33.0		32	27	23	20	18	16	16	14	13
	25	2.5	10	0.042	31.46		30	25	21	18	16	14	14	12	11
	27.5	2.75	10	0.037	34.58		30	25	21	18	16	14	14	12	11

注：表中数值是按新插齿刀和内齿轮齿顶圆直径  $d_{00} = d_0 - 2m(h_{00}^* - x_2)$  计算而得，若用旧插齿刀或内齿轮齿顶圆直径

加大  $\Delta d_0 = \frac{16.1}{z_2} m$  时，表中数值是更安全的。

角  $\alpha_{B_2}$  大于或等于齿廓工作部分终止点  $B_1$  的压力角  $\alpha_{B_1}$ ；为避免小齿轮过渡曲线干涉，则应使小齿轮齿廓工作部分起始点的压力角  $\alpha_{C_1}$  大于或等于齿廓过渡曲线起始点的压力角  $\alpha_{C_2}$ ，即避免过渡曲线干涉的条件为  $\alpha_{C_2} \geq \alpha_{B_1}$ ； $\alpha_{B_2} \geq \alpha_{C_1}$  (2.2-16)

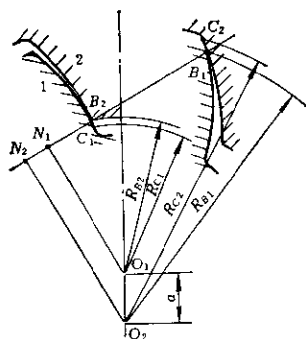


图2.2-16 内啮合齿轮过渡曲线干涉

由上述条件可得避免内齿轮根部过渡曲线干涉的验算公式为：

$$[z_2 \tan \alpha_{a02} + (z_2 - z_2) \tan \alpha_{a02}] \geq [z_1 \tan \alpha_{a01} + (z_2 - z_1) \tan \alpha']$$

避免小齿轮过渡曲线干涉的验算公式为：

1) 当小齿轮是用插齿刀加工时

$$[z_2 \tan \alpha_{a02} - (z_2 - z_1) \tan \alpha'] \geq [(z_1 + z_0) \tan \alpha_{a01} - z_0 \tan \alpha_{a01}] \quad (2.2-17)$$

2) 当小齿轮是用齿条刀具加工时

$$[z_2 \tan \alpha_{a02} - (z_2 - z_1) \tan \alpha'] \geq z_1 \tan \alpha - \frac{4(h_a^* - x_1)}{\sin 2\alpha} \quad (2.2-18)$$

式中  $z_{01}$ 、 $z_{02}$ ——为加工齿轮1及齿轮2时的插齿刀齿数；

$\alpha_{01}$ 、 $\alpha_{02}$ ——为加工齿轮1及齿轮2时的啮合角；

$\alpha_{a01}$ 、 $\alpha_{a02}$ ——为加工齿轮1及齿轮2时的插齿刀的齿顶压力角。

对内齿轮：当  $z_2$  和  $z_1$  一定时，插齿刀齿数  $z_0$  越少，越容易产生过渡曲线干涉；当  $z_2$  和  $z_0$  一定时， $z_1$  越小越容易产生过渡曲线干涉。

对小齿轮：过渡曲线干涉的可能性随小齿轮齿数  $z_1$  的增多而增长；为避免小齿轮过渡曲线干涉，可增大内齿轮的齿顶圆半径。

(2) 齿廓重叠干涉

一对内啮合齿轮传动，如齿数差  $(z_2 - z_1)$  相差较小时，可能产生不在啮合区域的齿廓发生相互重叠的现象，即产生齿廓重叠干涉。

设两齿轮的齿顶圆相交于  $L_1$  点，当两齿轮的齿

顶转到  $L_1$  点后, 轮齿应完全脱离啮合。如当轮 1 齿顶到达  $L_1$  点时, 轮 2 齿顶已到达  $L_2$  点, 这时两齿轮不会产生干涉; 反之, 轮 1 齿顶到达  $L_1$  点, 而轮 2 齿顶上的  $L_2$  点尚未到达  $L_1$  点(即在  $L_1$  点右方)则两渐开线将相交, 产生重叠干涉。

不产生重叠干涉的条件是:

$$\angle L_1 O_1 P \geq \angle L_1 O_2 P \quad (2.2-19)$$

由上述条件可得产生重叠干涉的验算公式为:

$$[z_1(\delta_1 + \text{inv} \alpha_{a1}) - z_2(\delta_2 + \text{inv} \alpha_{a2} + \text{inv} \alpha'(z_2 - z_1))] \geq 0 \quad (2.2-20)$$

式中  $\alpha_{a1}$ 、 $\alpha_{a2}$ ——轮 1、2 的齿顶压力角;

$\alpha'$ ——啮合角。

根据余弦定理可求得  $\delta_1$ 、 $\delta_2$  角为

$$\cos \delta_1 = \frac{r_{a2}^2 - r_{a1}^2 - a'^2}{2r_{a1} \cdot a'}$$

$$\cos \delta_2 = \frac{r_{a1}^2 - r_{a2}^2 + a'^2}{2r_{a2} a'}$$

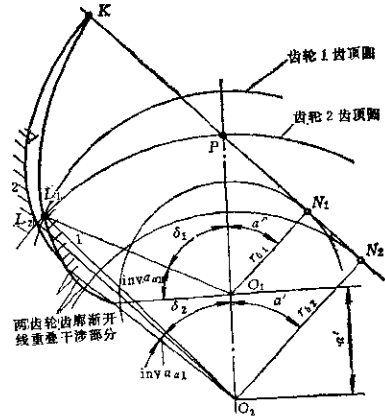


图 2.2-17 齿廓重叠干涉

表 2.2-17 不产生重叠干涉的条件

$z_2$	34~77	78~200	$z_2$	22~32	33~200
$(z_2 - z_1)_{\min}$			$(z_2 - z_1)_{\min}$		
当 $d_{a2} = d_2 - 2m_n$	9	8	当 $d_{a2} = d_2 - 2m_n + \frac{15.1 m_n}{z_2} \cos^2 \beta$	7	8

根据计算表明, 当两齿轮的齿数差  $(z_2 - z_1)$  越小时, 产生齿廓重叠干涉的可能性越大, 对  $\alpha = 20^\circ$ ,  $h_a^* = 1$  的标准内啮合传动, 当  $(z_2 - z_1)$  大于表 2.2-17 中的  $(z_2 - z_1)_{\min}$  时, 不会产生重叠干涉。如  $(z_2 - z_1) < (z_2 - z_1)_{\min}$  的内啮合传动, 为避免重叠干涉, 则可增大内齿轮 2 的变位系数  $x_2$ , 并选取适当的变位系数差  $(x_2 - x_1)$ , 使传动的啮合角  $\alpha'$  增大,  $(z_2 - z_1)$  越小时, 其啮合角越大。

### 3.4.4 内啮合圆柱齿轮变位系数的选择原则

(1) 变位对内啮合齿轮强度的影响 采用  $(x_2 - x_1) > 0$  的内啮合齿轮传动, 可以提高齿面接触强度, 但由于内啮合是凸齿面与凹齿面接触, 接触强度已较高, 提高内啮合齿轮承载能力的主要障碍往往不是接触强度不够。

对内齿轮进行变位, 可提高其弯曲强度, 但内齿轮的弯曲强度不仅与其齿数  $z_2$  和变位系数  $x_2$  有关, 还与插齿刀齿数  $z_0$  有关。当  $z_0 \geq 18$  时, 变位系数  $x_2$  越大, 弯曲强度越低, 此时宜用负变位或小的

正变位; 当  $z_0 < 18$  时, 变位系数越大, 弯曲强度就越高, 此时宜用正变位。

由表 2.2-13 知, 加工标准内齿轮时,  $z_0$  不得小于 18, 若要用  $z_0 < 18$  的插齿刀加工内齿轮以提高其弯曲强度, 就须增大内齿轮的变位系数  $x_2$  才能避免范成顶切现象。

(2) 变位对顶切、干涉和重合度的影响 由于内啮合齿轮的变位并不能像外啮合齿轮那样显著地提高强度, 通常, 内啮合齿轮变位, 多是为了避免加工时的顶切或啮合时的干涉。

正变位内齿轮可以避免范成顶切和径向切入顶切, 采用  $(x_2 - x_1) > 0$  的正传动内啮合, 可以避免过渡曲线干涉和重叠干涉, 但重合度将减小。

为了综合地考虑内啮合传动的各种限制条件, 最好利用内啮合“封闭图”来选择变位系数, 在附录中给出常用齿数的若干个封闭图以供选用。有的齿数如无封闭图时, 可按照前述加工内齿轮时顶切的限制条件和啮合时干涉的限制条件, 初步选择变位系数, 然后验算啮合时的两种干涉及重合度  $\epsilon$ 。

## 3.4.5 内啮合变位圆柱齿轮传动几何尺寸计算及举例

表 2.2-18 内啮合变位圆柱齿轮传动几何尺寸计算举例

序号	名称	代号	直 齿 轮	斜 齿 (X 字齿) 齿轮
例 已知: $z_1=42, z_2=45, m=3\text{mm}, d'_1=6.5\text{mm}, h^*_1=1, c^*=0.25, \alpha=20^\circ$ . 内齿轮插齿刀齿数 $z_{02}=25, x_{02}=0, h^*_{x02}=1.3$ . 小齿轮用滚刀加工 求: 设计一对内啮合直齿轮传动				
1. 已知条件: $z_1, z_2, m(m_n), \beta, a'$				
1	模数	$m$		$m_n = \frac{m}{\cos\beta}$
2	未变位时的中心距	$a$	$a = \frac{1}{2}(d_2 - d_1) = \frac{1}{2}m(z_2 - z_1)$	$a = \frac{1}{2}(d_2 - d_1) = \frac{1}{2}m_n(z_2 - z_1)$
3	中心距变动系数	$y$	$y = \frac{a' - a}{m}$	
4	分度圆压力角	$\alpha$	(取标准值)	$\tan\alpha_n = \frac{\tan\alpha}{\cos\beta}; \alpha_n = \alpha$ (取标准值)
5	啮合角	$\alpha'$	$\cos\alpha' = \frac{m}{2a'}(z_2 - z_1)\cos\alpha$	$\cos\alpha' = \frac{m_n \cos\alpha_n}{2a' \cos\beta}(z_2 - z_1)$
6	总变位系数	$x_2, x_1$ ( $x_{n2}, x_{n1}$ )	$x_2 = x_2 - x_1 = \frac{z_2 - z_1}{2 \tan\alpha}(\text{inv}\alpha' - \text{inv}\alpha)$	$x_{n2} = x_2 - x_1 = \frac{z_2 - z_1}{2 \tan\alpha_n}(\text{inv}\alpha' - \text{inv}\alpha_n)$
7	变位系数的分配	$x_1, x_2$ ( $x_{n1}, x_{n2}$ )	按变位系数选择原则适当分配, 后面再行验算	取 $x_1 = 0.5$ 则 $x_2 = x_2 + x_1 = 0.5 + 0.607 = 1.007$
8	插内齿轮时的啮合角	$\alpha'_{02}$ ( $\alpha'_{n02}$ )	$\text{inv}\alpha'_{02} = \text{inv}\alpha + \frac{2(x_2 - x_{20})}{z_2 - z_{20}} \tan\alpha$ 当 $\alpha=20^\circ$ 时, $\text{inv}\alpha'_{02} = 0.014004 + 0.72194 \frac{x_2 - x_{20}}{z_2 - z_{20}}$	$\text{inv}\alpha'_{02} = \text{inv}\alpha + \frac{2(x_{n2} - x_{n20})}{z_2 - z_{20}} \tan\alpha_n$ 当 $\alpha=20^\circ$ 时, $\text{inv}\alpha'_{02} = 0.014004 + 0.72194 \frac{x_{n2} - x_{n20}}{z_2 - z_{20}}$

8	插内齿轮的中心距	$a_{12} = \frac{m}{2}(z_1 + z_2) \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha'}$ 当 $\alpha = 20^\circ$ 时 $a_{12} = 0.46846 \frac{m(z_1 + z_2)}{\cos \alpha'}$	$a_{12} = \frac{m(z_1 - z_2)}{2 \cos \beta} \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha'}$	$a_{12} = 0.46846 \times \frac{3(45 - 25)}{2} = 32.428 \text{ mm}$
10	分度圆直径	$d_1 = m z_1, d_2 = m z_2$	$d_1 = m z_1 \frac{\cos \alpha}{\cos \beta} \quad d_2 = m z_2 \frac{\cos \alpha}{\cos \beta}$	$d_1 = m z_1 = 3 \times 45 = 135 \text{ mm}$ $d_2 = m z_2 = 3 \times 25 = 75 \text{ mm}$
11	齿顶圆直径	小齿轮用滚刀加工时 $d_{1a} = d_1 - 2(c^* - c_1^*)m$ 小齿轮用插齿刀加工时, $d_{1a}$ 的计算见表注 3 $d_{1a} = d_{0a1} + 2a_{01}$ 对于新插齿刀, $h_{02}^*$ 和 $x_{0a}$ 可查表 2.2-16 对于旧插齿刀, 可量得 $d_{0a}$ , 设计时可取 $x_{02} = 0$	小齿轮用滚刀加工时: $d_{1a} = d_1 - 2(c^* + c_1^* - c_2^*)m$ 小齿轮用插齿刀加工时, $d_{1a}$ 的计算见表注 3 $d_{1a} = d_{0a1} + 2a_{01}$	$d_{1a} = 126 - 2(1 + 0.25 - 0.5) \times 3 = 126 - 4.5 = 121.5 \text{ mm}$ $d_{0a1} = 3(25 + 2 \times 4.3 + 0) = 82.6 \text{ mm}$ $d_{1a} = d_{0a1} + 2a_{01} = 82.6 + 2 \times 32.428 = 147.456 \text{ mm}$
12	齿顶圆直径	$d_{2a} = d_2 - 2a' - 2c^*m$ $d_{0a} = d_{1a} + 2a' + 2c^*m$	$d_{2a} = d_{1a} - 2a' - 2c^*m$ $d_{0a} = d_{1a} + 2a' + 2c^*m$	$d_{2a} = 147.456 - 2 \times 5.5 - 2 \times 0.25 \times 3 = 136.16 \text{ mm}$ $d_{0a} = 121.5 + 2 \times 5.5 + 2 \times 0.25 \times 3 = 134 \text{ mm}$
13	小齿轮、内齿轮及插齿刀的齿顶圆压力角	$\cos \alpha_{11} = d_1 \cos \alpha / d_{1a}$ $\cos \alpha_{12} = d_2 \cos \alpha / d_{2a}$ $\cos \alpha_{01} = m z_1 \cos \alpha / d_{0a1}$	$\cos \alpha_{11} = d_1 \cos \alpha / d_{1a}$ $\cos \alpha_{12} = d_2 \cos \alpha / d_{2a}$ $\cos \alpha_{01} = m(z_1 + 2c_1^* + 2c_2^*m)$	$\cos \alpha_{11} = 126 \times 0.93969 = 0.876006$ $\alpha_{11} = 23.84^\circ$ $\cos \alpha_{12} = 75 \times 0.93969 = 0.704768$ $\alpha_{12} = 45.17^\circ$ $\cos \alpha_{01} = 3 \times 25 \times 0.93969 = 0.661168$ $\alpha_{01} = 51.66^\circ$ $\tan \alpha_{02} = 0.616872$

表 2-2 核算重合度及插齿时的顶切和啮合时的干涉

(续)

序号	名称	代号	直齿轮	斜齿(人字齿)齿轮	例 已知: $z_1=42, z_2=45, m=3\text{mm}, a' = 6.5\text{mm}, A\beta=1, \alpha^*=0.25, \alpha=20^\circ$ . 内齿轮插齿刀齿数 $z_{z2}=25, x_{z1}=0, A\beta_0=1.3$ . 小齿轮用滚刀加工. 求: 设计一对内啮合直齿的齿轮传动
14	端面重合度 轴向重合度 总重合度	$\varepsilon_a$ $\varepsilon_\beta$ $\varepsilon_\gamma$	$\varepsilon_a = \frac{1}{2\pi} [z_1(\tan\alpha_{a1}' - \tan\alpha') + z_2(\tan\alpha_{a2}' - \tan\alpha')]$ $\varepsilon_\beta = 0$ $\varepsilon_\gamma = \varepsilon_a$	$\varepsilon_a = \frac{1}{2\pi} [z_1(\tan\alpha_{a1}' - \tan\alpha') + z_2(\tan\alpha_{a2}' - \tan\alpha')]$ $\varepsilon_\beta = \frac{b}{m\beta_0} \sin\alpha'$ $\varepsilon_\gamma = \varepsilon_a + \varepsilon_\beta$	$\varepsilon_{\gamma\text{max}} = \frac{1}{2\pi} [42(0.56065 - 0.831691) - 45(0.340242 - 0.831691)]$ $= \frac{1}{2\pi} [22.1162 - 11.8075] = 1.64$
15	校验内齿轮加工时, 是否产生范成顶切	保证 $\frac{z_{z2}}{z_2} \geq 1 - \frac{\tan\alpha_{a2}'}{\tan\alpha_{z1}'}$	对标准内齿轮和正变位内齿轮, 若插齿刀齿数 $z_{z2}$ 大于表 2.2-14 或 2.2-15 中相应的数值, 可不必校验	由表 2.2-16 查得: 当 $m=3, z_0=25, A\beta_0=1.3$ 的插齿刀加工 $m=1$ 的内齿轮的最少齿数 $z_{z\text{min}}=31, z_1 > z_{z\text{min}}$ , 故不会产生顶切	$\frac{z_{z2}}{z_2} = \frac{25}{45} = 0.55556$ $1 - \frac{\tan\alpha_{a2}'}{\tan\alpha_{z1}'} = 1 - \frac{\tan 18.79^\circ}{\tan 20.62^\circ} = 1 - \frac{0.340242}{0.56065} = 0.39157$ $0.55556 > 0.39157$ 故不会产生范成顶切
16	校验插内齿轮时, 是否产生径向切入顶切		查表 2.2-16 中对应于 $z_0$ 及 $x_0$ 的 $z_{z\text{min}}$ . 若 $z_1$ 大于对应的 $z_{z\text{min}}$ 即不会产生径向切入顶切	由表 2.2-16 查得: 当 $m=3, z_0=25, A\beta_0=1.3$ 的插齿刀加工 $m=1$ 的内齿轮的最少齿数 $z_{z\text{min}}=31, z_1 > z_{z\text{min}}$ , 故不会产生径向切入顶切	
17	校验齿面干涉		避免内齿轮齿根干涉的条件 $z_2(\tan\alpha_{a2} + (z_2 - z_0)\tan\alpha_{z2}') \geq z_1(\tan\alpha_{a1} + (z_1 - z_0)\tan\alpha_{z1}') + z_0\tan\alpha_{z0}'$ 避免小齿轮齿根干涉的条件 (1) 当小齿轮用插齿刀加工时: $z_2\tan\alpha_{a2} - (z_2 - z_1)\tan\alpha_{z1}' \geq (z_1 + z_0)\tan\alpha_{z1}' - z_0\tan\alpha_{z0}'$	避免内齿轮齿根干涉的条件 $z_2(\tan\alpha_{a2} + (z_2 - z_0)\tan\alpha_{z2}') \geq z_1(\tan\alpha_{a1} + (z_1 - z_0)\tan\alpha_{z1}') + z_0\tan\alpha_{z0}'$ 避免小齿轮齿根干涉的条件 (1) 当小齿轮用插齿刀加工时 $z_2\tan\alpha_{a2} - (z_2 - z_1)\tan\alpha_{z1}' \geq (z_1 + z_0)\tan\alpha_{z1}' - z_0\tan\alpha_{z0}'$	校验内齿轮齿根干涉: $z_2(\tan\alpha_{a2} + (z_2 - z_0)\tan\alpha_{z2}') = 42 \times (0.56065 + (45 - 42) \times 0.831691) = 25.0185$ $z_0\tan\alpha_{z0}' + (z_1 - z_0)\tan\alpha_{z1}' = 25 \times 0.616072 + (45 - 25) \times 0.568541 = 28.787 > 25.0185$ . 故内齿轮齿根不会干涉 校验小齿轮齿根干涉:

	<p>(2) 当小齿轮用滚刀加工时</p> $z_1 \tan \alpha_a' - (z_1 - z_2) \tan \alpha \geq z_2 \tan \alpha$ $\frac{z_1(h_a^* - x_1)}{\sin 2\alpha}$	<p>(2) 当小齿轮用滚刀加工时</p> $z_1 \tan \alpha_a' - (z_1 - z_2) \tan \alpha \geq z_2 \tan \alpha$ $\frac{z_1(h_a^* - x_1)}{\sin 2\alpha}$	<p><math>z_1 \tan \alpha_a' - (z_1 - z_2) \tan \alpha' = 45 \times 0.340242</math>  <math>= (45 - 42) \times 0.381691 = 12.8158</math></p> $z_2 \tan \alpha = \frac{z_2(h_a^* - x_2)}{\sin 2\alpha} = 42 \times 0.36397$ $= \frac{4(1 - 0.5)}{0.842788} = 12.1758 < 12.8158$ <p>故小齿轮不会干涉</p>
<p>18 校验重叠干涉</p>	<p>不产生重叠干涉的条件</p> $z_1(\delta_1 + \text{inv} \alpha_a) - z_2(\delta_2 + \text{inv} \alpha_2) + \text{inv} \alpha' (z_2 - z_1) \geq 0$ $\cos \delta_1 = \frac{r_{a1}^2 - r_{a2}^2 - a^2}{2r_{a1}^2}$ $\cos \delta_2 = \frac{r_{a2}^2 - r_{a1}^2 - a^2}{2r_{a2}^2}$	<p>不产生重叠干涉的条件</p> $z_1(\delta_1 + \text{inv} \alpha_a) - z_2(\delta_2 + \text{inv} \alpha_2) + \text{inv} \alpha' (z_2 - z_1) \geq 0$ $\cos \delta_1 = \frac{r_{a1}^2 - r_{a2}^2 - a^2}{2r_{a1}^2}$ $\cos \delta_2 = \frac{r_{a2}^2 - r_{a1}^2 - a^2}{2r_{a2}^2}$	<p><math>\cos \delta_1 = \frac{67^2 - 61.58^2 - 6.5^2}{2 \times 67^2 \times 6.5} = -0.146698</math>          故 <math>\delta_1 = 98.38^\circ = 1.71705 \text{ rad}</math></p> <p><math>\cos \delta_2 = \frac{67^2 - 61.58^2 + 5.5^2}{2 \times 67 \times 6.5} = -0.064867</math>          故 <math>\delta_2 = 93.72^\circ = 1.636122 \text{ rad}</math></p> <p><math>z_1(\delta_1 + \text{inv} \alpha_a) - z_2(\delta_2 + \text{inv} \alpha_2) + \text{inv} \alpha' (z_2 - z_1) = 42(1.71705 + 0.047269) - 45(1.636122 + 0.012286) + (45 - 42) \times 0.137923 = 0.35435 &gt; 0</math>          故不会产生重叠干涉</p>
<p>19 校验小齿轮齿顶厚度</p>	<p><math>s_{a1} = d_{a1} \left[ \frac{\pi + 4.5 \tan \alpha}{2z_1} + \text{inv} \alpha - \text{inv} \alpha_a \right]</math>          当 <math>\alpha = 20^\circ</math></p> <p><math>s_{a1} = d_{a1} \left[ \frac{1}{z_1} (1.5708 + 0.72794z_1) + 0.014904 - \text{inv} \alpha_a \right]</math>          应大于 0.25a (正火调质钢)          或大于 0.4a (淬火钢)</p>	<p><math>s_{a1} = d_{a1} \left[ \frac{\pi + 4.5 \tan \alpha}{2z_1} + \text{inv} \alpha - \text{inv} \alpha_a \right]</math>  <math>s_{a1}</math> 应大于 0.25a (正火调质钢)          或大于 0.4a (淬火钢)</p>	<p><math>s_{a1} = 135.16 \left[ \frac{1}{42} (1.5708 + 0.72794 \times 0.5) + 0.014904 - 0.047269 \right]</math>  <math>= 1.853 \text{ mm} &gt; 0.1 \times 3 \text{ mm}</math>          当 <math>z_2</math> 较大, <math>x_1</math> 又不大时, 可不校验 <math>s_{a2}</math></p>

(续)

序	名称	代号	直 齿 轮	斜齿(人字齿)齿轮	例 已知: $z_1=42, z_2=45, m=3\text{mm}, d'_1=5.5\text{mm}, h^*_a=1, c^*_a=0.25, \alpha=20^\circ$ , 内齿轮插齿刀齿数 $z_0=25, x_{01}=0, h^*_a=1.3$ 小齿轮用滚刀加工 求: 设计一对内啮合直齿传动
20	固定弦齿厚	$s_{c1}$	$s_{c1} = \left(\frac{\pi}{2} + 2x_1 \tan \alpha\right) m \cos^2 \alpha$ $s_{c2} = \left(\frac{\pi}{2} - 2x_2 \tan \alpha\right) m \cos^2 \alpha$ <p>当 <math>\alpha=20^\circ</math> 时</p> $s_{c1} = (1.3870 + 0.6428x_1)m$ $s_{c2} = (1.3870 - 0.6428x_2)m$	$s_{c1} = \left(\frac{\pi}{2} + 2x_1 \tan \alpha_n\right) m_n \cos^2 \alpha_n$ $s_{c2} = \left(\frac{\pi}{2} - 2x_2 \tan \alpha_n\right) m_n \cos^2 \alpha_n$ <p>当 <math>\alpha=20^\circ</math> 时</p> $s_{c1} = (1.3870 + 0.6428x_1)m_n$ $s_{c2} = (1.3870 - 0.6428x_2)m_n$	$s_{c1} = (1.3870 + 0.6428 \times 0.5) \times 3 = 6.125\text{mm}$ $s_{c2} = (1.3870 - 0.6428 \times 1.007) \times 3 = 2.219\text{mm}$
	固定弦齿高	$h_{c1}$	$h_{c1} = \frac{d_{a1} - d_1}{2} - \frac{1}{2} f_1 \tan \alpha$ $h_{c2} = \frac{d_2 - d_{a2}}{2} - \frac{1}{2} f_2 \tan \alpha + \Delta h$ $\Delta h = \frac{1}{2} d_{a1} (1 - \cos \delta_1)$ $d_{a1} = \frac{\pi}{2z_1} - \frac{2x_1 \tan \alpha}{z_1} - inv \alpha$	$h_{c1} = \frac{d_{a1} - d_1}{2} - \frac{1}{2} s_{c1} \tan \alpha_n$ $h_{c2} = \frac{d_2 - d_{a2}}{2} - \frac{1}{2} s_{c2} \tan \alpha_n + \Delta h$ $\Delta h = \frac{d_{a1}}{2} (1 - \cos \delta_1)$ $d_{a1} = \frac{\pi}{2z_1} - \frac{2x_1 \tan \alpha_n}{z_1} - inv \alpha_n + inv \alpha$	$h_{c1} = \frac{135.16 - 126}{2} - \frac{1}{2} \times 5.125 \times 0.36397 = 3.647\text{mm}$ $d_{a1} = \frac{\pi}{2 \times 45} - \frac{2 \times 1.007 \times 0.36397}{45} - 0.014904 + 0.012285 = 0.0159866 = 0.92^\circ \cos \delta_1 = 0.399871$ $\Delta h = \frac{1}{2} \times 134(1 - 0.999871) = 0.0087\text{mm}$ <p>故 <math>h_{c2} = \frac{135 - 134}{2} - \frac{1}{2} \times 2.219 \times 0.36397 + 0.0087 = 0.105\text{mm}</math></p>
21	跨 $k$ 齿的公法线长度 与跨齿数	$W_k$ $k$	计算方法与外齿轮同 对内齿轮为测量公法线跨齿数	同 左	$z_1=42, z_2=45$ 时, 查图 2.2-24 得 $k=6$ 查表 2.2-21 得 $W_6^* = 16.825$ $W_6 = W_6^* + 0.68404 \times 0.5 \times 3 = 51.507\text{mm}$
22	内齿轮测量用圆锥或圆锥直径	$d_f$	$d_f = (1.4 \sim 1.7)m$ , 常用 $d_f = 1.68m$ , 也可借用测量螺旋线的三针, 作为测量圆锥	同 左	取 $d_f = 1.68m = 1.68 \times 3 = 5.04\text{mm}$



内齿轮圆棒或圆球测	单齿圆棒 $M_2 = d_2 \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_{M_2}} \cos \frac{90^\circ - d_2}{z_2}$	单齿圆棒 $\text{inv} \alpha_{M_2} = 0.014804 - 1.0642 \times \frac{6.04}{135}$ $+ \frac{1}{45} (1.5708 + 0.728 \times 1.007)$ $= 0.020372$
量跨弦	双齿圆棒 $M_2 = d_2 \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_{M_2}} \cos \frac{90^\circ - d_2}{z_2}$	双齿圆棒 $\text{inv} \alpha_{M_2} = 0.014804 - 1.0642 \times \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{z_2}$ 当 $\alpha = 20^\circ$ 时 $\text{inv} \alpha_{M_2} = 0.014804 - 1.0642 \times \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{z_2}$ $(1.5708 + 0.728 z_2)$
		$\alpha_{M_2} = 24.01^\circ$ , $\cos \alpha_{M_2} = 0.91347$ 因 $z_2 = 45$ $\therefore M_2 = 135 \times 0.91347 \times \cos \frac{90^\circ - 6.04}{45}$ $= 135 \times 0.91347$ $= 123.760 \text{ mm}$

23 变位系数	$x(x_{z1}), x(x_{z2})$	1. 已知条件: $z_1, z_2, m(m_2), \beta$ 根据 $z_1$ 和 $z_2$ 的大小, 按加工时顶切和重合时干涉的限制条件选取
24 啮合角	$\alpha', \alpha''$	$\text{inv} \alpha' = \text{inv} \alpha + \frac{2(z_2 - z_1)}{z_2 - z_1} \tan \alpha$ $\text{inv} \alpha'' = \text{inv} \alpha + \frac{2(z_2 - z_1)}{z_2 - z_1} \tan \alpha$
25 中心距	$a'$	$a' = \frac{1}{2} m(z_2 - z_1) \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha'}$

26 齿顶圆直径	$d_{a1}, d_{a2}$	根据 $z_1$ 和 $z_2$ 的大小, 按加工时顶切和重合时干涉的限制条件选取 $x_{z1}$ 和 $x_{z2}$
27 齿顶圆弦齿厚	$s_{a1}, s_{a2}$	按顶切及干涉的限制条件选取 $x_{z1}$ 和 $x_{z2}$
28 齿顶圆弦齿距	$e_{a1}, e_{a2}$	$\text{inv} \alpha' = \text{inv} \alpha + \frac{2(z_2 - z_1)}{z_2 - z_1} \tan \alpha$
29 齿顶圆弦齿距	$e_{a1}, e_{a2}$	$d' = \frac{m_2}{2 \cos \beta} \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha'}$
30 齿顶圆弦齿距	$e_{a1}, e_{a2}$	$\text{inv} \alpha_{M_2} = \text{inv} \alpha + \frac{2(z_2 + 2x_2)}{z_2 + z_1} \tan \alpha$
31 齿顶圆弦齿距	$e_{a1}, e_{a2}$	$a_{M_2} = \frac{m_2(z_2 + z_1)}{2 \cos \beta} \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_{M_2}}$
32 齿顶圆弦齿距	$e_{a1}, e_{a2}$	$d_{M_2} = 2a_{M_2} - d_{a1}$

注: 1. 内齿轮一般用圆棒测量跨距  $M$  作为测量尺寸, 只在齿顶圆很大时, 才选测量固定弦齿厚。  
2. 对斜齿轮, 公法线长度和固定弦齿厚在法向测量。  
3. 如小齿轮  $z_2$  用插齿刀加工, 则其齿顶圆直径  $d_{a2}$  应按下法计算, 即应先算出插齿时的啮合角  $\alpha_{M_2}$  和中心距  $a_{M_2}$ 。  
对斜 (人字齿) 齿轮

$$d_{a2} = \text{插齿刀 } z_{M_2} \text{ 的齿顶圆直径, } d_{aM_2} = m(z_2 + 2x_2) + 2z_2$$

## 4 渐开线圆柱齿轮的齿厚测量计算

齿轮传动设计时,是按无侧隙啮合计算的,而实际齿轮传动时,考虑到润滑油膜及传动体温度变化,又要求轮齿侧面有一定的间隙。为控制轮齿侧隙的大小,在中心距一定时,主要是控制齿厚,齿轮加工中,也用测量齿厚来控制切削深度。

常用的测量齿厚的方法有四种:分度圆弦齿厚 $\bar{s}$ ,固定弦齿厚 $\bar{s}_2$ ,公法线长度 $W$ ,圆棒(球)测

量跨距 $M$ 。

## 4.1 分度圆弦齿厚

分度圆弦齿厚即为轮齿的分度圆弦齿厚所对应的弦长,用 $\bar{s}$ 表示,其对应的弦齿高用 $\bar{h}$ 表示。见图2.2-18

测量分度圆弦齿厚以齿顶圆为定位基准,故对齿顶圆直径及其径向跳动应规定较严格的公差。本方法多用于精度要求不高的大型齿轮的测量中。

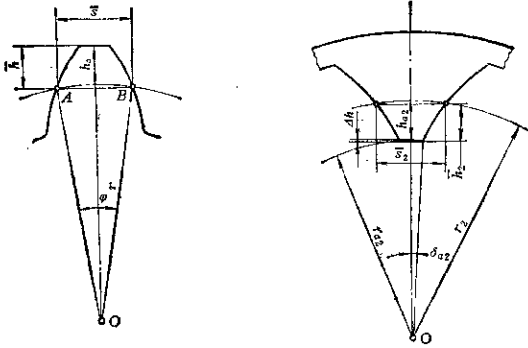


图2.2-18 分度圆弦齿厚的测量

对于变位直齿外齿轮,其分度圆弦齿厚 $\bar{s}$ 及弦齿高 $\bar{h}$ 为:

$$\left. \begin{aligned} \bar{s} &= mz \sin\left(\frac{\pi}{2z} + \frac{2x \tan \alpha}{z}\right) \\ \bar{h} &= h_a + \frac{1}{2} mz \left[ 1 - \cos\left(\frac{\pi}{2z} + \frac{2x \tan \alpha}{z}\right) \right] \end{aligned} \right\} \quad (2.2-21)$$

式中  $h_a$ ——齿顶高,对于变位齿轮有:

$$h_a = m(h_a^* + x - \Delta y)$$

$\Delta y$ ——齿顶高变动系数

$$\Delta y = x_1 + x_2 - y$$

$$y = \frac{1}{2} z_1 + z_2 \left( \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha'} - 1 \right)$$

标准直齿圆柱外齿轮,其 $\bar{s}$ 和 $\bar{h}$ 为:

$$\left. \begin{aligned} \bar{s} &= mz \sin\left(\frac{\pi}{2z}\right) \\ \bar{h} &= h_a + \frac{1}{2} mz \left[ 1 - \cos\left(\frac{\pi}{2z}\right) \right] \end{aligned} \right\} \quad (2.2-22)$$

不同齿数的标准直齿圆柱外齿轮的 $\bar{s}$ 和 $\bar{h}$ 值可查表2.2-10。

对于直齿内齿轮,其 $\bar{s}_2$ 和 $\bar{h}_2$ 为:

$$\left. \begin{aligned} \bar{s}_2 &= m z_2 \sin\left(\frac{\pi}{2z_2} - \frac{2x_2 \tan \alpha}{z_2}\right) \\ \bar{h}_2 &= h_{a2} - \frac{m z_2}{2} \left[ 1 - \cos\left(\frac{\pi}{2z_2} - \frac{2x_2 \tan \alpha}{z_2}\right) \right] + \Delta h \end{aligned} \right\} \quad (2.2-23)$$

$$\text{式中 } \Delta h = \frac{d_{a2}}{9} (1 - \cos \delta_{a2})$$

$$\delta_{a2} = \frac{\pi}{2z_2} - \text{inv} \alpha - \frac{2x_2 \tan \alpha}{z_2} + \text{inv} \alpha_2$$

$z_2$ ——内齿轮齿数

$x_2$ ——内齿轮变位系数

$\alpha_{a2}$ ——内齿轮齿顶压力角

对于斜齿轮，是指法向分度圆弦齿厚，上述公式中的  $m$ 、 $\alpha$ 、 $x$  均应以法向参数  $m_n$ 、 $\alpha_n$ 、 $x_n$  代入，齿数  $z$  应以当量齿数  $z_e$  代入， $z_e = z / \cos^3 \beta$ 。

表 2.2-19 标准直齿圆柱外齿轮的分度圆弦齿厚  $\bar{s}$  和弦齿高  $\bar{h}$   
( $m=1$   $h_a^* = 1$ )

齿数 $z$	分度圆弦齿厚 $\bar{s}$	弦齿高 $\bar{h}$	齿数 $z$	分度圆弦齿厚 $\bar{s}$	弦齿高 $\bar{h}$
5	1.5451	1.1224	45	1.5705	1.0134
6	1.5529	1.1022	47	1.5705	1.0131
7	1.5576	1.0878	48	1.5705	1.0128
8	1.5607	1.0769	49	1.5705	1.0126
9	1.5628	1.0684	50	1.5705	1.0125
10	1.5643	1.0616	51	1.5705	1.0121
11	1.5655	1.0560	52	1.5705	1.0119
12	1.5663	1.0513	53	1.5705	1.0116
13	1.5670	1.0474	54	1.5705	1.0114
14	1.5675	1.0440	55	1.5705	1.0112
15	1.5679	1.0411	56	1.5705	1.0110
16	1.5683	1.0386	57	1.5705	1.0108
17	1.5686	1.0363	58	1.5705	1.0106
18	1.5688	1.0342	59	1.5705	1.0106
19	1.5690	1.0324	60	1.5705	1.0103
20	1.5692	1.0308	61	1.5705	0.0101
21	1.5693	1.0294	62	1.5705	1.0099
22	1.5695	1.0280	63	1.5705	1.0098
23	1.5696	1.0268	64	1.5705	1.0098
24	1.5697	1.0257	65	1.5705	1.0095
25	1.5698	1.0247	66	1.5705	1.0093
26	1.5698	1.0237	67	1.5707	1.0092
27	1.5699	1.0228	68	1.5707	1.0091
28	1.5700	1.0220	69	1.5707	1.0089
29	1.5700	1.0213	70	1.5707	1.0088
30	1.5701	1.0206	71	1.5707	1.0087
31	1.5701	1.0199	72	1.5707	1.0086
32	1.5702	1.0193	73	1.5707	1.0084
33	1.5702	1.0187	74	1.5707	1.0083
34	1.5702	1.0181	75	1.5707	1.0082
35	1.5703	1.0176	76	1.5707	1.0081
36	1.5703	1.0171	77	1.5707	1.0080
37	1.5703	1.0167	78	1.5707	1.0079
38	1.5703	1.0162	79	1.5707	1.0078
39	1.5704	1.0158	80	1.5707	1.0077
40	1.5704	1.0154	81	1.5707	1.0076
41	1.5704	1.0150	82	1.5707	1.0076
42	1.5704	1.0147	83	1.5707	1.0074
43	1.5704	1.0143	84	1.5707	1.0073
44	1.5705	1.0140	85	1.5707	1.0073
45	1.5705	1.0137	86	1.5707	1.0072

(续)

齿数 $z$	分度圆弦齿厚 $S$	弦齿高 $\bar{h}$	齿数 $z$	分度圆弦齿厚 $S$	弦齿高 $\bar{h}$
87	1.5707	1.0071	120	1.5708	1.0051
88	1.5707	1.0070	121	1.5708	1.0051
89	1.5707	1.0069	122	1.5708	1.0051
90	1.5707	1.0069	123	1.5708	1.0050
91	1.5707	1.0068	124	1.5708	1.0050
92	1.5707	1.0067	125	1.5708	1.0049
93	1.5707	1.0066	126	1.5708	1.0049
94	1.5707	1.0066	127	1.5708	1.0048
95	1.5707	1.0065	128	1.5708	1.0048
96	1.5707	1.0064	129	1.5708	1.0048
97	1.5707	1.0064	130	1.5708	1.0047
98	1.5707	1.0063	131	1.5708	1.0047
99	1.5707	1.0062	132	1.5708	1.0047
100	1.5707	1.0062	133	1.5708	1.0046
101	1.5707	1.0061	134	1.5708	1.0046
102	1.5707	1.0060	135	1.5708	1.0046
103	1.5707	1.0060	136	1.5708	1.0045
104	1.5707	1.0059	137	1.5708	1.0045
105	1.5707	1.0059	138	1.5708	1.0045
106	1.5707	1.0058	139	1.5708	1.0044
107	1.5707	1.0058	140	1.5708	1.0044
108	1.5707	1.0057	141	1.5708	1.0044
109	1.5707	1.0057	142	1.5708	1.0043
110	1.5707	1.0056	143	1.5708	1.0043
111	1.5707	1.0056	144	1.5708	1.0043
112	1.5707	1.0055	145	1.5708	1.0043
113	1.5707	1.0055	146	1.5708	1.0042
114	1.5707	1.0054	147	1.5708	1.0042
115	1.5707	1.0054	148	1.5708	1.0042
116	1.5707	1.0053	149	1.5708	1.0041
117	1.5707	1.0053	150	1.5708	1.0041
118	1.5707	1.0052	齿条	1.5708	1.0000
119	1.5708	1.0052			

## 4.2 固定弦齿厚

固定弦齿厚是指齿轮的轮齿与基准齿条对称相切时，两切点间的距离，如图2-19中的线段 $AB$ ，用 $s_c$ 表示。其对应的弦齿高用 $\bar{h}_c$ 表示。

当齿轮的模数 $m$ ，压力角 $\alpha$ 和变位系数 $x$ 一定时，不论齿轮的齿数 $z$ 为多少，其固定弦 $s_c$ 的长度都固定不变，从而得名“固定弦”。

测量固定弦齿厚也用齿顶圆作为定位基准，故对齿顶圆直径及其径向跳动均应规定较严格的公

差。本方法多用于大型齿轮的测量中。

对于变位直齿外齿轮，其固定弦齿厚 $s_c$ 和固定弦齿高 $\bar{h}_c$ 为：

$$\left. \begin{aligned} s_c &= m \cos^2 \alpha \left( \frac{\pi}{2} + 2x \tan \alpha \right) \\ \bar{h}_c &= h_a - \frac{1}{2} s_c \tan \alpha \end{aligned} \right\} \quad (2.2-24)$$

$$\text{或} \quad \bar{h}_c = h_a - \frac{1}{8} \pi m \sin 2\alpha - x m \sin^2 \alpha$$

式中  $h_a$ ——齿顶高，其值可参见公式(2.2-21)计算。

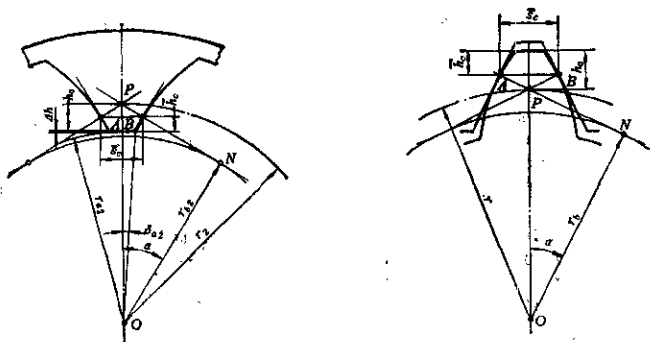


图2.2-19 固定弦齿厚的测量

标准直齿外齿轮的  $\bar{s}_o$  和  $\bar{h}_o$  为:

$$\left. \begin{aligned} \bar{s}_o &= \frac{1}{2} \pi m \cos^2 \alpha \\ \bar{h}_o &= h_a - \frac{1}{8} \pi m \sin 2\alpha \end{aligned} \right\} (2.2-25)$$

不同模数的标准直齿外齿轮的  $\bar{s}_o$  和  $\bar{h}_o$  列于表 2.2-20。

对于直齿内齿轮, 其  $\bar{s}_{o2}$  和  $\bar{h}_{o2}$  为:

$$\left. \begin{aligned} \bar{s}_{o2} &= m \cos^2 \alpha \left( \frac{\pi}{2} - 2x_2 \tan \alpha \right) \\ \bar{h}_{o2} &= h_{a2} - \frac{1}{8} \pi m \sin 2\alpha + x_2 m \sin^2 \alpha + \Delta h_2 \end{aligned} \right\} (2.2-26)$$

式中  $\Delta h_2 = \frac{1}{2} d_{a2} (1 - \cos \delta_{o2})$

$$\delta_{o2} = \frac{\pi}{2z_2} - \text{inv} \alpha - \frac{2x_2 \tan \alpha}{z_2} + \text{inv} \alpha_{o2}$$

$z_2$ ——内齿轮齿数

$x_2$ ——内齿轮变位系数

$\alpha_{o2}$ ——内齿轮齿顶压力角

对于斜齿轮, 是指法向固定弦齿厚, 应用上述公式时, 应以法向参数  $m_n$ 、 $\alpha_n$ 、 $x_n$  代替公式中的  $m$ 、 $\alpha$ 、 $x$ 。

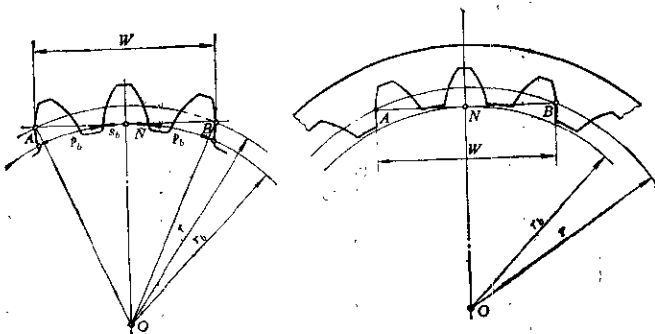


图2.2-20 公法线长度的测量

表 2.2-20 标准直齿圆柱外齿轮固定弦齿厚  $\bar{s}_c$  和固定弦齿高  $\bar{h}_c$ 

M	$\alpha=20^\circ$		$\alpha=25^\circ$	
	$\bar{s}_c$	$\bar{h}_c$	$\bar{s}_c$	$\bar{h}_c$
1	1.9870	0.7476	1.2902	0.6992
1.25	1.7338	0.9345	1.6128	0.8740
1.50	2.0806	1.1214	1.9354	1.0488
1.75	2.4273	1.3083	2.2579	1.2236
2	2.7741	1.4952	2.5805	1.3984
2.25	3.1209	1.6821	2.9030	1.5731
2.50	3.4676	1.8689	3.2256	1.7479
2.75	3.8144	2.0558	3.5482	1.9227
3	4.1611	2.2427	3.8707	2.0975
3.25	4.5079	2.4296	4.1933	2.2723
3.50	4.8547	2.6165	4.5158	2.4471
3.75	5.2014	2.8034	4.8384	2.6219
4	5.5482	2.9903	5.1610	2.7967
4.25	5.8950	3.1772	5.4835	2.9715
4.50	6.2417	3.3641	5.8061	3.1463
4.75	6.5885	3.5510	6.1287	3.3211
5	6.9352	3.7379	6.4512	3.4959
5.50	7.6288	4.1117	7.0969	3.8455
6	8.3223	4.4855	7.7415	4.1951
6.50	9.0159	4.8593	8.3866	4.5446
7	9.7093	5.2330	9.0317	4.8942
7.50	10.4029	5.6068	9.6768	5.2438
8	11.0964	5.9806	10.3219	5.5934
9	12.4834	6.7282	11.6122	6.2926
10	13.8705	7.4758	12.9024	6.9918
11	15.2576	8.2234	14.1927	7.6909
12	16.6446	8.9709	15.4829	8.3901
13	18.0316	9.7185	16.7732	9.0893
14	19.4187	10.4661	18.0634	9.7885
15	20.8057	11.2137	19.3536	10.4876
16	22.1928	11.9612	20.6439	11.1868
18	24.9669	13.4564	23.2244	12.5862
20	27.7410	14.9516	25.8048	13.9855
22	30.5151	16.4467	28.3853	15.3849
24	33.2892	17.9419	30.9658	16.7802
25	34.8762	18.5894	32.2661	17.4794

4.3 公法线长度

如图2.2-20所示, 卡尺卡爪跨  $k$  个轮齿与不同侧面廓相切于  $AB$  两点, 线段  $AB$  即为两侧齿廓的公共法线, 故称为公法线, 用  $W_k$  表示。

测量公法线不用齿顶圆作定位基准, 测量方便, 而且精度较高, 还可以放宽对齿顶圆的精度要求, 故该方法广泛用于各种齿轮的测量。

$$W_k = (k-1)p_b + s_b$$

式中  $p_b$ ——基圆齿距;

$s_b$ ——基圆齿厚,

$k$ ——跨齿数, 对于外齿轮, 为跨测的轮齿数, 对于内齿轮, 应为跨测齿槽数。

对于变位直齿齿轮, 公法线长度为:

$$\left. \begin{aligned} W_k &= m \cos \alpha [\pi(k-0.5) + z \operatorname{inv} \alpha] + 2x m \sin \alpha \\ k &= \frac{z}{180} \arccos \left( \frac{z \cos \alpha}{z + 2x} \right) + 0.5 \end{aligned} \right\} \quad (2.2-27)$$

$k$  值应按四舍五入取整,  $k$  值还可以根据齿数  $z$  及变位系数  $x$  的大小, 从图2.2-24中查得。

标准直齿轮的公法线长度为:

$$\left. \begin{aligned} W_k &= W_k^* m \\ W_k^* &= \cos \alpha [\pi(k-0.5) + z \operatorname{inv} \alpha] \\ k &= \frac{\alpha}{180} z + 0.5 \end{aligned} \right\} \quad (2.2-28)$$

$k$  值应按四舍五入取整, 还可以根据  $z$  的大小 (及  $x=0$ ), 从图2.2-24中查得。

对于  $\alpha=20^\circ$ ,  $m=1$  的齿轮, 当跨齿数  $k$  不同时公法线长度  $W_k^*$  值列于表2.2-21。

因此, 变位齿轮的公法线长度还可以写成:

$$\left. \begin{aligned} W_k &= W_k^* m + \Delta W_k^* m \\ \Delta W_k^* &= 2x \sin \alpha \end{aligned} \right\} \quad (2.2-29)$$

对于  $\alpha=20^\circ$ ,  $m=1$  时的  $\Delta W_k^*$  列于表2.2-23

斜齿轮的公法线长度为:

$$\left. \begin{aligned} W_k &= W_k^* m + \Delta W_k^* m \\ W_k^* &= \cos \alpha_n [\pi(k-0.5) + z' \operatorname{inv} \alpha_n] \\ z' &= z \frac{\operatorname{inv} \alpha_i}{\operatorname{inv} \alpha_n} \\ \Delta W_k^* &= 2x_n \sin \alpha_n \\ k &= \frac{z_n}{180} \arccos \left( \frac{z_n \cos \alpha_n}{z_n + 2x_n} \right) + 0.5 \\ z_n &= z / \cos^3 \beta \end{aligned} \right\} \quad (2.2-30)$$

$k$  值应按四舍五入取整,  $k$  值还可以根据  $z_n$  的整数部分和  $x_n$  的大小, 从图2.2-24中查得。

$\frac{\operatorname{inv} \alpha_i}{\operatorname{inv} \alpha_n}$  值可根据螺旋角  $\beta$  的大小查表2.2-24

对于  $\alpha_n=20^\circ$  的齿轮, 按  $z'$  值的整数部分可从表2.2-21中查得  $W_k^*$ ,  $z'$  值小数部分的公法线长度可从表2.2-22中查得。

4.4 圆棒(球)测量跨距

将两圆棒(球)放入沿直径相对的二齿槽中,

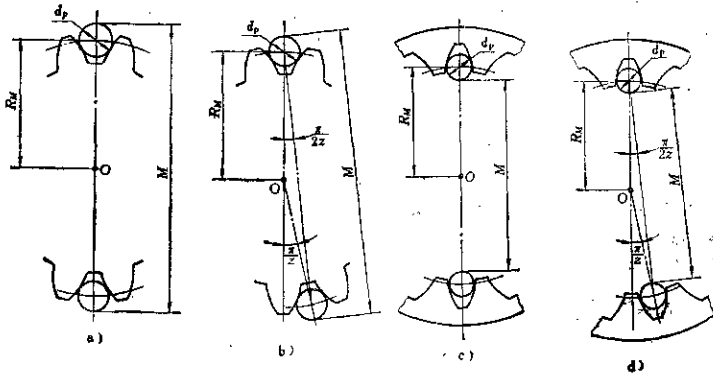


图2.2-21 圆棒(球)跨距的测量

测量两圆棒(球)外侧面(对外齿轮,见图2.2-21 a, b)或内侧面(对于内齿轮,见图2.2-21c, d)间的距离 $M$ 值,用以控制齿轮的齿厚。

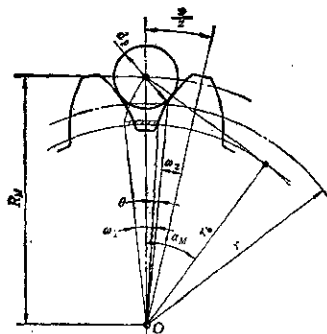


图2.2-22  $R_M$ 值的计算

测量跨棒距 $M$ 值,不用齿顶圆作定位基准,方法简单,测量结果较准确。本方法多用于内齿轮或小模数齿轮的测量中。

#### 4.4.1 直齿圆柱齿轮

对于直齿圆柱齿轮,圆棒与齿面接触为一直线,测量更加方便,任选圆棒直径 $d_p$ 时都能得到准确的测量结果。

(1) 计算公式

$$\text{偶数齿 } M_{\text{偶}} = 2R_M \pm d_p$$

$$\text{奇数齿 } M_{\text{奇}} = 2R_M \cos\left(\frac{\pi}{2z}\right) \pm d_p \quad \left. \vphantom{M_{\text{偶}} = 2R_M \pm d_p} \right\} \quad (2.2-31)$$

式中“+”号用于外齿轮,“-”号用于内齿轮  
圆棒(球)中心到齿轮中心 $O$ 的距离 $R_M$ ,可以从图2.2-22中很方便地求出,

$$R_M = \frac{d \cos \alpha_M}{2 \cos \alpha_M} \quad (2.2-32)$$

式中  $d$ ——齿轮分度圆直径;

$\alpha_M$ ——圆棒(球)中心在渐开线上的压力角

$$\text{inv} \alpha_M = \theta \pm \omega_1 \pm \omega_2 \mp \frac{\pi}{z}$$

式中  $\theta = \text{inv} \alpha$

$$\omega_1 = d_p/d_p, \quad d_p = m z \cos \alpha$$

$$\omega_2 = s/d = \left( \frac{\pi}{2} \pm 2x \tan \alpha \right) / z$$

$$\text{inv} \alpha_M = \text{inv} \alpha \pm \frac{d_p}{d_p} + \frac{2x \tan \alpha}{z} \mp \frac{\pi}{2z} \quad (2.2-33)$$

式中,上面一组符号用于外齿轮,下面一组符号用于内齿轮。

(2) 圆棒(球)直径 $d_p$ ,当改变圆棒(球)的直径 $d_p$ 时,其与齿面的接触点的位置将发生变化,但对于渐开线齿轮,所得的公式均为非超越方程,因此,测量时,可以自由地选择圆棒(球)直径,但应注意:

- 1) 圆棒(球)的直径应足够大,使得其外表面高于齿顶,以便于测量;
- 2) 圆棒(球)应与齿槽两侧的渐开线齿面接触而不与齿槽底面相碰。

当要求圆棒(球)与齿面的接触点的位置一定时,可以推导公式计算出其直径 $d_p$ 值,一般情况下,只要满足上述两个限制条件就可以。

对于外齿轮,一般取 $d_p = 1.92m$ ,或 $1.728m$ 或 $1.68m$ ;当 $d_p = 1.728m$ 时,圆棒(球)与啮合节圆附近的齿面接触,这是较好的接触部位。

对于内齿轮,一般取 $d_p = 1.68m$ ,若取 $d_p = 1.44m$ ,圆棒的外表面将低于齿顶。

#### 4.4.2 斜齿圆柱齿轮

偶数齿的斜齿轮,均用双棒(球)测量,(如图2.2-21示意),而对于奇数齿的斜齿轮,当螺旋角 $\beta = 45^\circ$ 附近时,用双棒(球)测量 $M$ 值,在千分尺正常倾角情况下,没有极值;故不能用双棒(球)测量,必须改为三棒(球)测量(如图2.2-23示意)。

偶数齿双棒测量,奇数齿三棒测量时 $M$ 值的计算公式:

$$M = 2R_M \pm d_p \quad (2.2-34)$$

对于螺旋角不太大的奇数齿斜齿轮,可以用双棒(球)测量,其 $M$ 值可以按下式近似计算:



$$M = 2R_M \cos\left(\frac{\pi}{2z}\right) \pm d_p \quad (2.2-35)$$

式中，“+”号用于外齿轮，“-”号用于内齿轮。

$$R_M = \frac{d}{2} \frac{\cos\alpha}{\cos\alpha_{M1}}$$

$$\left. \begin{aligned} \text{inv}\alpha_{M1} &= \text{inv}\alpha_t \pm \frac{d_p}{m_n z \cos\alpha_n} + \frac{2x_n \tan\alpha_n}{z} \\ &\mp \frac{\pi}{2z} \end{aligned} \right\} \quad (2.2-36)$$

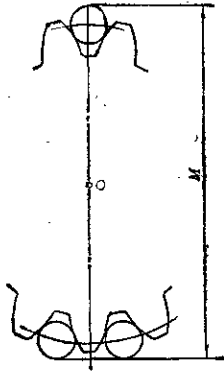


图2.2-23 三棒(球)测量M值

式中  $d$ ——分度圆直径；

$\alpha_{M1}$ ——圆棒(球)中心的渐开线端面压力角；

$\alpha_t$ ——斜齿轮分度圆端面压力角；

$\alpha_n$ ——斜齿轮分度圆法向压力角；

$x_n$ ——斜齿轮的法向变位系数。

式中正负号，上面用于外齿轮，下面用于内齿轮。

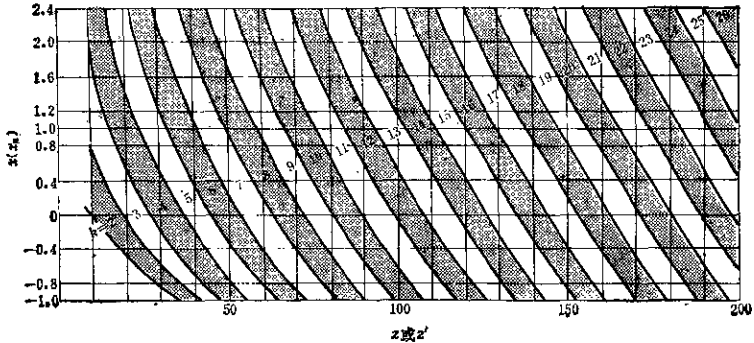


图2.2-24 测量公法线长度跨函数 $k(\alpha_n = 20^\circ)$

表2.2-21 跨k齿的公法线长度 $W_k^*$  $(\alpha = \alpha_n = 20^\circ, m = m_n = 1)$ 

$z'$	$k$	$W_k^*$	$z'$	$k$	$W_k^*$	$z'$	$k$	$W_k^*$	$z'$	$k$	$W_k^*$
7	2	4.526	25	4	10.683	38	6	16.769	49	6	13.971
8	2	4.540		5	13.635	39	4	10.879		6	16.923
9	2	4.554	26	3	7.744		5	13.831		7	19.875
10	2	4.568		4	10.697		6	16.783		8	22.827
11	2	4.582		5	13.649		7	19.735	50	5	13.985
12	2	4.596	27	3	7.758	40	4	10.893		6	16.937
	3	7.648		4	10.711		5	13.845		7	19.889
13	2	4.610		5	13.663		6	16.797		8	22.841
	3	7.562	28	3	7.772		7	19.749	51	5	13.999
14	2	4.624		4	10.725	41	4	10.907		6	16.951
	3	7.576		5	13.677		5	13.859		7	19.903
15	2	4.638	29	3	7.786		6	16.811		8	22.855
	3	7.590		4	10.739		7	19.763	52	5	14.013
16	2	4.652		5	13.691	42	4	10.921		6	16.966
	3	7.604	30	3	7.800		5	13.873		7	19.917
17	2	4.666		4	10.753		6	16.825		8	22.869
	3	7.618		5	13.705		7	19.777	53	5	14.027
18	3	7.632	31	3	7.814	43	4	10.935		6	16.979
	4	10.571		4	10.767		5	13.887		7	19.931
19	3	7.646		5	13.719		6	16.839		8	22.883
	4	10.590	32	3	7.828		7	19.791	54	5	14.041
20	2	4.708		4	10.781	44	4	10.949		6	16.993
	3	7.660		5	13.733		5	13.901		7	19.945
	4	10.613	33	3	7.842		6	16.853		8	22.897
21	2	4.722		4	10.795		7	19.805	55	6	17.007
	3	7.674		5	13.747	45	5	13.915		7	19.959
	4	10.627	34	4	10.809		6	16.867		8	22.911
22	2	4.736		5	13.761		7	19.819		9	25.863
	3	7.688		6	16.713	46	6	16.879	56	6	17.021
	4	10.641	35	4	10.823		7	19.831		7	19.973
23	3	7.702		5	13.775		8	22.783		8	22.925
	4	10.655		6	16.727		8	22.785		9	25.877
24	3	7.716	36	4	10.837	47	5	13.843	57	6	17.035
	4	10.669		5	13.789		6	16.895		7	19.987
	5	13.621		6	16.741		7	19.847		8	22.939
25	3	7.730		7	19.793		8	22.799		9	25.891
	4	10.683	37	4	10.851		8	22.801	58	6	17.049
	5	13.635		5	13.803	48	5	13.957		7	20.001
	6	16.587		6	16.755		6	16.909		8	22.953
	7	19.539	38	4	10.865		7	19.861		9	25.905
	8	22.491		5	13.817		8	22.813			

(续)

$z'$	$k$	$W_{\alpha}^*$	$z'$	$k$	$W_{\alpha}^*$	$z'$	$k$	$W_{\alpha}^*$	$z'$	$k$	$W_{\alpha}^*$
59	6	17.063	68	10	28.998	77	11	32.076	86	13	38.196
	7	20.015		11	31.950		12	36.028		13	39.900
	8	22.967	69	7	20.155	78	8	23.233	87	9	26.312
	9	25.919		8	23.107		9	26.186		10	29.264
60	6	17.077	70	9	26.059	79	10	29.138	88	11	32.216
	7	20.029		10	29.012		11	32.090		12	35.168
	8	22.981	11	31.964	12	35.042	13	38.120	89	9	26.326
	9	25.933	7	20.169	8	23.247	10	29.276		11	32.230
61	6	17.091	71	8	23.121	80	9	26.200	90	12	35.182
	7	20.043		9	26.073		10	29.152		13	38.134
	8	22.995	10	29.026	11	32.104	89	9	26.340		
	9	25.947	11	31.978	12	35.066		10	29.292		
62	6	17.105	72	7	20.183	81	8	26.214	91	11	32.244
	7	20.057		8	23.135		9	26.166		12	35.196
	8	23.009	9	26.087	10	29.118	90	9	26.354		
	9	25.961	10	29.040	11	32.118		10	29.306		
63	6	17.119	73	11	31.992	82	12	35.070	91	11	32.258
	7	20.071		7	20.197		8	26.228		12	35.210
	8	23.023	8	23.149	9	26.180	92	10	29.320		
	9	25.975	9	26.101	10	29.180		11	32.268		
64	6	17.133	74	10	29.064	83	11	32.132	92	12	35.224
	7	20.085		11	32.006		12	35.084		13	38.182
	8	23.037	8	23.163	84	9	26.242	93	10	29.320	
	9	25.989	9	26.115		10	29.194		11	32.272	
65	6	17.147	75	10	29.069	85	11	32.146	94	12	35.224
	7	20.099		11	32.020		12	35.098		13	38.176
	8	23.051	8	23.177	86	9	26.256	95	14	41.128	
	9	26.003	9	26.129		10	29.208		10	29.334	
66	6	17.161	76	10	29.082	87	11	32.160	95	11	32.286
	7	20.113		11	32.034		12	35.112		12	35.238
	8	23.065	8	23.191	88	13	38.064	96	13	38.190	
	9	26.017	9	26.144		10	29.222		14	41.142	
67	6	17.175	77	10	29.096	89	11	32.174	96	10	29.348
	7	20.127		11	32.048		12	35.126		11	32.300
	8	23.079	12	35.000	90	13	38.078	12	35.252		
	9	26.031	8	23.205		10	29.238	13	38.204		
68	6	17.189	78	9	26.158	91	11	32.188	97	14	41.158
	7	20.141		9	26.168		12	35.140		10	29.362
	8	23.093	10	29.110	92	13	38.092	11	32.314		
	9	26.045	11	32.062		10	29.250	12	35.266		
69	6	17.203	79	12	35.014	93	13	38.218	98	13	38.218
	7	20.155		8	23.219		14	41.176		14	41.176
	8	23.107	9	26.172	94	10	29.376	99	10	29.376	
	9	26.059	10	29.124		11	32.328		11	32.328	

(续)

$\alpha'$	$h$	$W_{\alpha'}$	$\alpha'$	$h$	$W_{\alpha'}$	$\alpha'$	$h$	$W_{\alpha'}$	$\alpha'$	$h$	$W_{\alpha'}$
95	12	35.280	108	11	32.482	116	15	44.430	125	15	44.556
	13	38.232		12	35.434		16	47.382		16	47.508
	14	41.148		13	38.386	117	13	38.540		17	50.461
98	10	29.390	14	41.338	14		41.492	128	18	53.413	
	11	32.342	15	44.290	15		44.444		14	41.618	
	12	35.294	108	11	32.510	16	47.396		15	44.570	
	13	38.246		12	35.462	17	50.348	16	47.523		
14	41.198	13		38.414	118	13	38.564	17	50.475		
97	10	29.404		14		41.386	14	41.506	127	18	53.427
	11	32.356	15	44.318		15	44.458	14		41.632	
	12	35.308	110	12	35.490	16	47.410	15		44.585	
	13	38.260		13	38.442	17	50.362	16	47.537		
	14	41.212		14	41.394	119	13	38.568	17	50.489	
98	10	29.418		15	44.346		14	41.520	128	18	53.441
	11	32.370		16	47.298		15	44.472		14	41.646
	12	35.322	111	12	35.504	16	47.424	15		44.598	
	13	38.274		13	38.456	17	50.376	16	47.551		
	14	41.228		14	41.408	120	13	38.582	17	50.503	
99	10	29.432		15	44.360		14	41.534	129	18	53.455
	11	32.384		16	47.312		15	44.486		14	41.660
	12	35.336	112	12	35.518	16	47.438	15		44.612	
	13	38.288		13	38.470	17	50.390	16	47.565		
	14	41.240		14	41.422	121	13	38.596	17	50.517	
100	11	32.398		15	44.374		14	41.548	130	18	53.469
	12	35.350		16	47.326		15	44.500		14	41.674
	13	38.302	113	12	35.532	16	47.453	15		44.626	
	14	41.254		13	38.484	17	50.405	16	47.579		
	15	44.206		14	41.436	122	13	38.610	17	50.531	
102	11	32.426		15	44.388		14	41.562	132	18	53.483
	12	35.378		16	47.340		15	44.514		14	41.702
	13	38.330	114	12	35.546	16	47.467	15		44.654	
	14	41.282		13	38.498	17	50.419	16	47.607		
	15	44.234		14	41.450	123	13	38.624	17	50.559	
104	11	32.454		15	44.402		14	41.576	133	18	53.511
	12	35.406		16	47.364		15	44.528		14	41.716
	13	38.358	115	12	35.560	16	47.481	15		44.668	
	14	41.310		13	38.512	17	50.433	16	47.621		
	15	44.262		14	41.464	124	13	38.638	17	50.573	
105	11	32.488		15	44.416		14	41.590	134	18	53.525
	12	35.420		16	47.388		15	44.542		15	44.682
	13	38.372	116	12	35.574	16	47.495	16		47.635	
	14	41.324		13	38.526	17	50.447	17	50.587		
	15	44.276		14	41.478	125	14	41.604	18	53.539	

(续)

$z'$	$h$	$W_{\alpha}^*$	$z'$	$h$	$W_{\alpha}^*$	$z'$	$h$	$W_{\alpha}^*$	$z'$	$h$	$W_{\alpha}^*$
134	19	56.491	144	18	53.879	155	17	50.881	164	21	52.815
135	15	44.697	145	19	56.631	156	18	53.833	165	22	55.763
	16	47.649		20	59.583		19	56.765		18	53.973
	17	50.601		17	50.741		20	59.737		19	56.925
	18	53.553		18	53.693		21	62.690		20	59.877
	19	56.505		19	56.645		17	50.895		21	62.830
136	15	44.711	146	20	59.597	157	18	53.847	166	22	55.782
	16	47.663		16	47.803		19	56.799		18	53.987
	17	50.615		17	50.765		20	59.761		19	56.939
	18	53.567		18	53.707		21	62.704		20	59.891
	19	56.519		19	56.659		17	50.909		21	62.844
138	15	44.739	147	20	59.611	158	18	53.861	168	22	55.788
	16	47.691		16	47.817		19	56.813		19	56.967
	17	50.643		17	50.769		20	59.766		20	59.919
	18	53.595		18	53.721		21	62.718		21	62.872
	19	56.547		19	56.673		17	50.923		22	65.824
139	15	44.753	148	19	56.573	159	18	53.875	169	23	68.776
	16	47.705		20	59.525		19	56.827		19	56.981
	17	50.657		16	47.831		20	59.779		20	59.933
	18	53.609		17	50.783		21	62.732		21	62.886
	19	56.561		18	53.735		17	50.937		22	65.834
140	15	44.767	149	19	56.587	160	18	53.889	170	23	68.786
	16	47.719		20	59.539		19	56.841		19	56.995
	17	50.671		17	50.811		20	59.793		20	59.947
	18	53.623		18	53.763		21	62.746		21	62.900
	19	56.575		19	56.715		17	50.951		22	65.842
141	15	44.781	150	20	59.667	161	18	53.903	171	23	68.804
	16	47.733		21	62.619		19	56.855		19	57.009
	17	50.685		17	50.839		20	59.807		20	59.962
	18	53.637		18	53.791		21	62.760		21	62.914
	19	56.589		19	56.743		17	50.965		22	65.854
142	15	44.795	151	20	59.681	162	18	53.917	172	23	68.818
	16	47.747		21	62.648		19	56.869		19	57.023
	17	50.699		17	50.853		20	59.821		20	59.976
	18	53.651		18	53.806		21	62.774		21	62.928
	19	56.603		19	56.757		17	50.979		22	65.866
143	15	44.809	152	20	59.709	163	18	53.931	173	23	68.832
	16	47.761		21	62.662		19	56.883		19	57.037
	17	50.713		17	50.867		20	59.835		20	59.989
	18	53.665		18	53.819		21	62.788		21	62.942
	19	56.617		19	56.771		17	50.993		22	65.878
144	16	47.775	153	20	59.723	164	18	53.945	174	23	68.846
	17	50.727		21	62.676		19	56.911		19	57.051
							20	59.883		20	60.004
								21	62.956		
								22	66.908		
								23	68.860		
								175	19	57.066	

(续)

$z'$	$k$	$W_s^*$	$z'$	$k$	$W_s^*$	$z'$	$k$	$W_s^*$	$z'$	$k$	$W_s^*$	
175	20	60.018	176	22	65.936	177	23	68.902	178	24	71.868	
	21	62.970		23	68.888		24	71.854				
	22	65.922		24	71.840	178	20	60.060	20	60.088		
	23	68.874	177	20	60.046		21	63.012	21	63.040		
176	20	60.032	21	62.998	22	65.964	22	65.994	22	65.992	23	68.944
	21	62.984	22	65.950	23	68.916	23	68.916	24	71.896		

注: 1  $W_s^*$ 为 $m=1$ 时的公法线长度; 当 $m \neq 1$ 时, 其公法线长度  $W_s = W_s^* m$ .

2. 对直齿轮, 表中  $z' = z$ ; 对斜齿轮,  $z' = z \frac{\text{inv} \alpha_s}{\text{inv} 20^\circ}$  (比值  $\frac{\text{inv} \alpha_s}{\text{inv} 20^\circ}$  见表 2.2-24), 按此式算出的  $z'$  后面有小数部分时, 其整数部分公法线值查表 2.2-21, 而小数部分的公法线长度, 利用表 2.2-22, 按插入法进行补偿计算。

例 已知  $z=33, m_n=3\text{mm}, \alpha_n=20^\circ, \beta=25.1^\circ, x_n=0$ , 确定斜齿轮的公法线长度。

1) 计算假想齿数  $z'$

$$z' = z \frac{\text{inv} \alpha_s}{\text{inv} \alpha_n}, \text{ 由表 2.2-24 查出 } \beta=25.1^\circ \text{ 时, } \frac{\text{inv} \alpha_s}{\text{inv} \alpha_n} = 1.325795, \therefore z' = 33 \times 1.325795 = 43.76$$

2) 求跨齿数  $k$

查图 2.2-24,  $z' = 43, x_n = 0$  时,  $k = 5$

3) 求公法线长度  $W_s$

由表 2.2-21 查得  $z' = 43, k = 5$  时  $W_s^* = 13.887$ ,

由表 2.2-22 查得  $z' = 0.75$  时,  $W_s^*$  的尾数 = 0.0105,

$$\therefore W_s^* = 13.887 + 0.0105 = 13.8975$$

$$4) W_s = W_s^* m = 13.8975 \times 3\text{mm} = 41.6925\text{mm}$$

表 2.2-22 假想齿数  $z'$  尾数部分公法线长度计算表  
( $m_n=1, \alpha=20^\circ$ )

$z'$	0.00	0.01	0.02	0.03	0.04
0.0	0.0000	0.0001	0.0003	0.0004	0.0005
0.1	0.0014	0.0015	0.0017	0.0018	0.0020
0.2	0.0028	0.0029	0.0031	0.0032	0.0034
0.3	0.0042	0.0043	0.0045	0.0046	0.0048
0.4	0.0056	0.0057	0.0059	0.0060	0.0062
0.5	0.0070	0.0071	0.0073	0.0074	0.0076
0.6	0.0084	0.0085	0.0087	0.0088	0.0090
0.7	0.0098	0.0099	0.0101	0.0102	0.0104
0.8	0.0112	0.0113	0.0115	0.0116	0.0118
0.9	0.0126	0.0127	0.0129	0.0130	0.0132
$z'$	0.05	0.06	0.07	0.08	0.09
0.0	0.0007	0.0008	0.0010	0.0011	0.0013
0.1	0.0021	0.0022	0.0024	0.0025	0.0027
0.2	0.0035	0.0036	0.0038	0.0039	0.0041
0.3	0.0049	0.0050	0.0052	0.0053	0.0055
0.4	0.0063	0.0064	0.0066	0.0067	0.0069
0.5	0.0077	0.0078	0.0080	0.0081	0.0083
0.6	0.0091	0.0092	0.0094	0.0095	0.0097
0.7	0.0105	0.0106	0.0108	0.0109	0.0111
0.8	0.0119	0.0120	0.0122	0.0123	0.0125
0.9	0.0133	0.0134	0.0136	0.0137	0.0139

表2-2-23 变位齿轮公法线长度附加量 $\Delta W^* = 2x_n m_n \sin \alpha_n$

( $m_n=1, \alpha_n=20^\circ$ )

$x_n$	0.00	0.01	0.02	0.03	0.04	0.05	0.06	0.07	0.08	0.09
0.0	0.0000	0.0068	0.0137	0.0205	0.0274	0.0342	0.0410	0.0479	0.0547	0.0616
0.1	0.0084	0.0152	0.0221	0.0289	0.0358	0.0426	0.0494	0.0563	0.0631	0.0700
0.2	0.1368	0.1436	0.1505	0.1573	0.1642	0.1710	0.1779	0.1847	0.1915	0.1984
0.3	0.2052	0.2121	0.2189	0.2257	0.2326	0.2394	0.2463	0.2531	0.2599	0.2668
0.4	0.2736	0.2805	0.2873	0.2941	0.3010	0.3078	0.3147	0.3215	0.3283	0.3352
0.5	0.3420	0.3489	0.3557	0.3625	0.3694	0.3762	0.3831	0.3899	0.3967	0.4036
0.6	0.4104	0.4173	0.4241	0.4309	0.4378	0.4446	0.4515	0.4583	0.4651	0.4720
0.7	0.4788	0.4857	0.4925	0.4993	0.5062	0.5130	0.5199	0.5267	0.5336	0.5404
0.8	0.5472	0.5541	0.5609	0.5678	0.5746	0.5814	0.5883	0.5951	0.6020	0.6088
0.9	0.6156	0.6225	0.6293	0.6362	0.6430	0.6498	0.6567	0.6635	0.6704	0.6772
1.0	0.6840	0.6909	0.6977	0.7046	0.7114	0.7182	0.7251	0.7319	0.7388	0.7456
1.1	0.7524	0.7593	0.7661	0.7730	0.7798	0.7866	0.7935	0.8003	0.8072	0.8140
1.2	0.8208	0.8277	0.8345	0.8414	0.8482	0.8551	0.8619	0.8687	0.8756	0.8824
1.3	0.8893	0.8961	0.9029	0.9098	0.9166	0.9235	0.9303	0.9371	0.9440	0.9508
1.4	0.9577	0.9645	0.9713	0.9782	0.9850	0.9919	0.9987	1.0055	1.0124	1.0192
1.5	1.0261	1.0329	1.0397	1.0466	1.0534	1.0603	1.0671	1.0739	1.0808	1.0876
1.6	1.0945	1.1013	1.1081	1.1150	1.1218	1.1287	1.1355	1.1423	1.1492	1.1560
1.7	1.1629	1.1697	1.1765	1.1834	1.1902	1.1971	1.2039	1.2108	1.2176	1.2244
1.8	1.2313	1.2381	1.2450	1.2518	1.2586	1.2655	1.2723	1.2792	1.2860	1.2928
1.9	1.2997	1.3065	1.3134	1.3202	1.3270	1.3339	1.3407	1.3476	1.3544	1.3612

表2-2-24 系数  $\frac{\text{inv} \alpha_2}{\text{inv} \alpha_n}$  ( $\alpha_n=20^\circ$ )

$\beta$	$\frac{\text{inv} \alpha_1}{\text{inv} \alpha_n}$	$\beta$	$\frac{\text{inv} \alpha_1}{\text{inv} \alpha_n}$	$\beta$	$\frac{\text{inv} \alpha_1}{\text{inv} \alpha_n}$	$\beta$	$\frac{\text{inv} \alpha_1}{\text{inv} \alpha_n}$
0.00°	1.000000	2.00°	1.001742	4.00°	1.003991	6.00°	1.015812
0.10°	1.000004	2.10°	1.001921	4.10°	1.007346	6.10°	1.016348
0.20°	1.000017	2.20°	1.002109	4.20°	1.007711	6.20°	1.016894
0.30°	1.000029	2.30°	1.002305	4.30°	1.008084	6.30°	1.017449
0.40°	1.000070	2.40°	1.002510	4.40°	1.008466	6.40°	1.018014
0.50°	1.000109	2.50°	1.002724	4.50°	1.008857	6.50°	1.018587
0.60°	1.000157	2.60°	1.002949	4.60°	1.009258	6.60°	1.019170
0.70°	1.000213	2.70°	1.003178	4.70°	1.009667	6.70°	1.019763
0.80°	1.000278	2.80°	1.003418	4.80°	1.010085	6.80°	1.020364
0.90°	1.000352	2.90°	1.003667	4.90°	1.010512	6.90°	1.020976
1.00°	1.000435	3.00°	1.003925	5.00°	1.010949	7.00°	1.021595
1.10°	1.000527	3.10°	1.004192	5.10°	1.011394	7.10°	1.022225
1.20°	1.000627	3.20°	1.004467	5.20°	1.011848	7.20°	1.022864
1.30°	1.000736	3.30°	1.004752	5.30°	1.012312	7.30°	1.023513
1.40°	1.000853	3.40°	1.005045	5.40°	1.012785	7.40°	1.024170
1.50°	1.000980	3.50°	1.005347	5.50°	1.013268	7.50°	1.024838
1.60°	1.001115	3.60°	1.005658	5.60°	1.013757	7.60°	1.025515
1.70°	1.001258	3.70°	1.005978	5.70°	1.014257	7.70°	1.026201
1.80°	1.001411	3.80°	1.006307	5.80°	1.014766	7.80°	1.026897
1.90°	1.001572	3.90°	1.006644	5.90°	1.015284	7.90°	1.027603

(续)

$\beta$	$\frac{\text{inv} \alpha_i}{\text{inv} \alpha_n}$	$\beta$	$\frac{\text{inv} \alpha_i}{\text{inv} \alpha_n}$	$\beta$	$\frac{\text{inv} \alpha_i}{\text{inv} \alpha_n}$	$\beta$	$\frac{\text{inv} \alpha_i}{\text{inv} \alpha_n}$
8.00°	1.028318	13.00°	1.076395	18.00°	1.153189	23.00°	1.265789
8.10°	1.029043	13.10°	1.078137	18.10°	1.155516	23.10°	1.268455
8.20°	1.029777	13.20°	1.079390	18.20°	1.157497	23.20°	1.271140
8.30°	1.030521	13.30°	1.080655	18.30°	1.159292	23.30°	1.273844
8.40°	1.031275	13.40°	1.081931	18.40°	1.161302	23.40°	1.276566
8.50°	1.032038	13.50°	1.083219	18.50°	1.163225	23.50°	1.279305
8.60°	1.032811	13.60°	1.084518	18.60°	1.165163	23.60°	1.282066
8.70°	1.033594	13.70°	1.085828	18.70°	1.167116	23.70°	1.284844
8.80°	1.034386	13.80°	1.087150	18.80°	1.169082	23.80°	1.287642
8.90°	1.035189	13.90°	1.088484	18.90°	1.171064	23.90°	1.290466
9.00°	1.036001	14.00°	1.089829	19.00°	1.173069	24.00°	1.293294
9.10°	1.036823	14.10°	1.091186	19.10°	1.175070	24.10°	1.296149
9.20°	1.037656	14.20°	1.092554	19.20°	1.177095	24.20°	1.299024
9.30°	1.038497	14.30°	1.093934	19.30°	1.179135	24.30°	1.301919
9.40°	1.039349	14.40°	1.095326	19.40°	1.181190	24.40°	1.304833
9.50°	1.040211	14.50°	1.096730	19.50°	1.183260	24.50°	1.307767
9.60°	1.041083	14.60°	1.098146	19.60°	1.185345	24.60°	1.310721
9.70°	1.041964	14.70°	1.099574	19.70°	1.187445	24.70°	1.313695
9.80°	1.042856	14.80°	1.101014	19.80°	1.189560	24.80°	1.316690
9.90°	1.043758	14.90°	1.102466	19.90°	1.191691	24.90°	1.319704
10.00°	1.044670	15.00°	1.103930	20.00°	1.193837	25.00°	1.322740
10.10°	1.045592	15.10°	1.105408	20.10°	1.195998	25.10°	1.325795
10.20°	1.046525	15.20°	1.106894	20.20°	1.198175	25.20°	1.328872
10.30°	1.047467	15.30°	1.108396	20.30°	1.200367	25.30°	1.331970
10.40°	1.048420	15.40°	1.109907	20.40°	1.202575	25.40°	1.335088
10.50°	1.049383	15.50°	1.111433	20.50°	1.204799	25.50°	1.338228
10.60°	1.050356	15.60°	1.112970	20.60°	1.207039	25.60°	1.341389
10.70°	1.051340	15.70°	1.114520	20.70°	1.209295	25.70°	1.344571
10.80°	1.052334	15.80°	1.116083	20.80°	1.211567	25.80°	1.347775
10.90°	1.053339	15.90°	1.117658	20.90°	1.213855	25.90°	1.351001
11.00°	1.054353	16.00°	1.119246	21.00°	1.216158	26.00°	1.354249
11.10°	1.055379	16.10°	1.120847	21.10°	1.218479	26.10°	1.357518
11.20°	1.056414	16.20°	1.122460	21.20°	1.220816	26.20°	1.360810
11.30°	1.057461	16.30°	1.124086	21.30°	1.223169	26.30°	1.364124
11.40°	1.058518	16.40°	1.125725	21.40°	1.225539	26.40°	1.367460
11.50°	1.059586	16.50°	1.127377	21.50°	1.227925	26.50°	1.370819
11.60°	1.060663	16.60°	1.129042	21.60°	1.230329	26.60°	1.374200
11.70°	1.061752	16.70°	1.130720	21.70°	1.232749	26.70°	1.377604
11.80°	1.062852	16.80°	1.132411	21.80°	1.235185	26.80°	1.381032
11.90°	1.063962	16.90°	1.134115	21.90°	1.237629	26.90°	1.384482
12.00°	1.065083	17.00°	1.135833	22.00°	1.240111	27.00°	1.387956
12.10°	1.066215	17.10°	1.137564	22.10°	1.242606	27.10°	1.391453
12.20°	1.067356	17.20°	1.139308	22.20°	1.245106	27.20°	1.394974
12.30°	1.068511	17.30°	1.141065	22.30°	1.247629	27.30°	1.398519
12.40°	1.069676	17.40°	1.142833	22.40°	1.250176	27.40°	1.402087
12.50°	1.070851	17.50°	1.144621	22.50°	1.252728	27.50°	1.405680
12.60°	1.072038	17.60°	1.146431	22.60°	1.255305	27.60°	1.409297
12.70°	1.073235	17.70°	1.148259	22.70°	1.257909	27.70°	1.412938
12.80°	1.074444	17.80°	1.150096	22.80°	1.260511	27.80°	1.416604
12.90°	1.075664	17.90°	1.151946	22.90°	1.263141	27.90°	1.420294



(续)

$\beta$	$\frac{inv\alpha_1}{inv\alpha_n}$	$\beta$	$\frac{inv\alpha_1}{inv\alpha_n}$	$\beta$	$\frac{inv\alpha_2}{inv\alpha_n}$	$\beta$	$\frac{inv\alpha_1}{inv\alpha_n}$
28.00°	1.424010	33.00°	1.645732	38.00°	1.958585	43.00°	2.407844
28.10°	1.427759	33.10°	1.650300	38.10°	1.966045	43.10°	2.416574
28.20°	1.431616	33.20°	1.656265	38.20°	1.973550	43.20°	2.425588
28.30°	1.435307	33.30°	1.661587	38.30°	1.981122	43.30°	2.440687
28.40°	1.439124	33.40°	1.666945	38.40°	1.988742	43.40°	2.451671
28.50°	1.442967	33.50°	1.672340	38.50°	1.996418	43.50°	2.462845
28.60°	1.446835	33.60°	1.677772	38.60°	2.004149	43.60°	2.474102
28.70°	1.450730	33.70°	1.683242	38.70°	2.011937	43.70°	2.485449
28.80°	1.454650	33.80°	1.688750	38.80°	2.019782	43.80°	2.496885
28.90°	1.458588	33.90°	1.694286	38.90°	2.027684	43.90°	2.508411
29.00°	1.462572	34.00°	1.699880	39.00°	2.035644	44.00°	2.520025
29.10°	1.466573	34.10°	1.705503	39.10°	2.043663	44.10°	2.531737
29.20°	1.470601	34.20°	1.711156	39.20°	2.051740	44.20°	2.543538
29.30°	1.474666	34.30°	1.716887	39.30°	2.059876	44.30°	2.555433
29.40°	1.478738	34.40°	1.722609	39.40°	2.068073	44.40°	2.567422
29.50°	1.482848	34.50°	1.728390	39.50°	2.076329	44.50°	2.579507
29.60°	1.486986	34.60°	1.734211	39.60°	2.084647	44.60°	2.591687
29.70°	1.491152	34.70°	1.740073	39.70°	2.093026	44.70°	2.603965
29.80°	1.495346	34.80°	1.745977	39.80°	2.101467	44.80°	2.616341
29.90°	1.499569	34.90°	1.751921	39.9°	2.109970	44.90°	2.628816
30.00°	1.503820	35.00°	1.757907	40.00°	2.118537	45.00°	2.641390
30.10°	1.508100	35.10°	1.763935	40.10°	2.127167	45.10°	2.654065
30.20°	1.512409	35.20°	1.770005	40.20°	2.135862	45.20°	2.666844
30.30°	1.516747	35.30°	1.776117	40.30°	2.144621	45.30°	2.679724
30.40°	1.521115	35.40°	1.782273	40.40°	2.153445	45.40°	2.692709
30.50°	1.525512	35.50°	1.788472	40.50°	2.162335	45.50°	2.705798
30.60°	1.529939	35.60°	1.794714	40.60°	2.171292	45.60°	2.718994
30.70°	1.534396	35.70°	1.801001	40.70°	2.180316	45.70°	2.732286
30.80°	1.538883	35.80°	1.807332	40.80°	2.189408	45.80°	2.745677
30.90°	1.543401	35.90°	1.813707	40.90°	2.198567	45.90°	2.759226
31.00°	1.547950	36.00°	1.820128	41.00°	2.207786	46.00°	2.772856
31.10°	1.552529	36.10°	1.826594	41.10°	2.217094	46.10°	2.786598
31.20°	1.557149	36.20°	1.833105	41.20°	2.226463	46.20°	2.800451
31.30°	1.561792	36.30°	1.839663	41.30°	2.235892	46.30°	2.814419
31.40°	1.566455	36.40°	1.846268	41.40°	2.245418	46.40°	2.828501
31.50°	1.571116	36.50°	1.852919	41.50°	2.254955	46.50°	2.842699
31.60°	1.575789	36.60°	1.859617	41.60°	2.264550	46.60°	2.857014
31.70°	1.580469	36.70°	1.866364	41.70°	2.274379	46.70°	2.871447
31.80°	1.585171	36.80°	1.873158	41.80°	2.284382	46.80°	2.886090
31.90°	1.589898	36.90°	1.880001	41.90°	2.294469	46.90°	2.900967
32.00°	1.595175	37.00°	1.886893	42.00°	2.304612	47.00°	2.915468
32.10°	1.600076	37.10°	1.893834	42.10°	2.314804	47.10°	2.930386
32.20°	1.605012	37.20°	1.900824	42.20°	2.324147	47.20°	2.945429
32.30°	1.609981	37.30°	1.907865	42.30°	2.333630	47.30°	2.960597
32.40°	1.614984	37.40°	1.914956	42.40°	2.343252	47.40°	2.975892
32.50°	1.620021	37.50°	1.922098	42.50°	2.353022	47.50°	2.991315
32.60°	1.625093	37.60°	1.929292	42.60°	2.362952	47.60°	3.006868
32.70°	1.630200	37.70°	1.936537	42.70°	2.373053	47.70°	3.022551
32.80°	1.635342	37.80°	1.943835	42.80°	2.383344	47.80°	3.038367
32.90°	1.640519	37.90°	1.951185	42.90°	2.393798	47.90°	3.054313

(续)

分	17°			18°		
	$x_z$	$y_z$	$\Delta y_z$	$x_z$	$y_z$	$\Delta y_z$
0	-0.01614	-0.01736	0.00122	-0.01138	-0.01194	0.00056
1	-0.01607	-0.01727	0.00120	-0.01129	-0.01185	0.00055
2	-0.01599	-0.01719	0.00119	-0.01121	-0.01175	0.00055
3	-0.01592	-0.01710	0.00118	-0.01112	-0.01166	0.00054
4	-0.01584	-0.01701	0.00117	-0.01104	-0.01156	0.00053
5	-0.01577	-0.01692	0.00115	-0.01095	-0.01147	0.00052
6	-0.01569	-0.01684	0.00114	-0.01087	-0.01138	0.00051
7	-0.01562	-0.01675	0.00113	-0.01078	-0.01128	0.00050
8	-0.01554	-0.01666	0.00112	-0.01070	-0.01119	0.00049
9	-0.01547	-0.01657	0.00111	-0.01061	-0.01109	0.00048
10	-0.01539	-0.01648	0.00109	-0.01052	-0.01100	0.00048
11	-0.01531	-0.01639	0.00108	-0.01044	-0.01091	0.00047
12	-0.01524	-0.01631	0.00107	-0.01035	-0.01081	0.00046
13	-0.01516	-0.01622	0.00106	-0.01026	-0.01072	0.00045
14	-0.01508	-0.01613	0.00104	-0.01018	-0.01062	0.00044
15	-0.01501	-0.01604	0.00103	-0.01009	-0.01053	0.00044
16	-0.01493	-0.01595	0.00102	-0.01000	-0.01043	0.00043
17	-0.01485	-0.01586	0.00101	-0.00992	-0.01034	0.00042
18	-0.01477	-0.01577	0.00100	-0.00983	-0.01024	0.00041
19	-0.01470	-0.01568	0.00099	-0.00974	-0.01015	0.00040
20	-0.01462	-0.01559	0.00097	-0.00965	-0.01005	0.00040
21	-0.01454	-0.01550	0.00096	-0.00957	-0.00996	0.00039
22	-0.01446	-0.01541	0.00095	-0.00948	-0.00986	0.00038
23	-0.01438	-0.01533	0.00094	-0.00939	-0.00977	0.00037
24	-0.01431	-0.01524	0.00093	-0.00930	-0.00967	0.00037
25	-0.01423	-0.01515	0.00092	-0.00921	-0.00957	0.00036
26	-0.01415	-0.01506	0.00091	-0.00912	-0.00948	0.00035
27	-0.01407	-0.01497	0.00090	-0.00904	-0.00938	0.00034
28	-0.01399	-0.01488	0.00088	-0.00895	-0.00928	0.00034
29	-0.01391	-0.01479	0.00087	-0.00886	-0.00919	0.00033
30	-0.01383	-0.01470	0.00085	-0.00877	-0.00909	0.00032
31	-0.01375	-0.01460	0.00085	-0.00868	-0.00899	0.00032
32	-0.01367	-0.01451	0.00084	-0.00859	-0.00890	0.00031
33	-0.01359	-0.01442	0.00083	-0.00850	-0.00880	0.00030
34	-0.01351	-0.01433	0.00082	-0.00841	-0.00870	0.00030
35	-0.01343	-0.01424	0.00081	-0.00832	-0.00861	0.00029
36	-0.01335	-0.01415	0.00080	-0.00823	-0.00851	0.00028
37	-0.01327	-0.01406	0.00079	-0.00814	-0.00841	0.00028
38	-0.01319	-0.01397	0.00078	-0.00805	-0.00832	0.00027
39	-0.01311	-0.01388	0.00077	-0.00796	-0.00822	0.00026
40	-0.01303	-0.01379	0.00076	-0.00786	-0.00812	0.00026
41	-0.01295	-0.01369	0.00075	-0.00777	-0.00802	0.00025
42	-0.01287	-0.01360	0.00074	-0.00768	-0.00793	0.00024
43	-0.01279	-0.01351	0.00073	-0.00759	-0.00783	0.00024
44	-0.01270	-0.01342	0.00072	-0.00750	-0.00773	0.00023
45	-0.01262	-0.01333	0.00071	-0.00741	-0.00763	0.00023
46	-0.01254	-0.01324	0.00070	-0.00731	-0.00754	0.00022
47	-0.01245	-0.01314	0.00069	-0.00722	-0.00744	0.00022
48	-0.01237	-0.01305	0.00068	-0.00713	-0.00734	0.00021
49	-0.01229	-0.01296	0.00067	-0.00704	-0.00724	0.00020
50	-0.01221	-0.01287	0.00065	-0.00694	-0.00714	0.00020
51	-0.01213	-0.01278	0.00065	-0.00685	-0.00704	0.00019
52	-0.01205	-0.01268	0.00064	-0.00675	-0.00694	0.00019
53	-0.01196	-0.01259	0.00063	-0.00666	-0.00685	0.00018
54	-0.01188	-0.01250	0.00062	-0.00657	-0.00675	0.00018
55	-0.01180	-0.01240	0.00061	-0.00648	-0.00665	0.00017
56	-0.01171	-0.01231	0.00060	-0.00638	-0.00655	0.00017
57	-0.01163	-0.01222	0.00059	-0.00629	-0.00645	0.00016
58	-0.01154	-0.01213	0.00058	-0.00619	-0.00635	0.00016
59	-0.01146	-0.01203	0.00057	-0.00610	-0.00625	0.00015

(续)

分	19°			20°		
	$x_z$	$y_z$	$\Delta y_z$	$x_z$	$y_z$	$\Delta y_z$
0	-0.00601	-0.00615	0.00015	0.00000	0.00000	0.00000
1	-0.00591	-0.00605	0.00014	0.00011	0.00011	0.00000
2	-0.00582	-0.00595	0.00014	0.00021	0.00021	0.00000
3	-0.00572	-0.00585	0.00013	0.00032	0.00032	0.00000
4	-0.00562	-0.00575	0.00013	0.00043	0.00042	0.00000
5	-0.00553	-0.00565	0.00012	0.00053	0.00053	0.00000
6	-0.00543	-0.00555	0.00012	0.00064	0.00064	0.00000
7	-0.00534	-0.00545	0.00011	0.00075	0.00074	0.00000
8	-0.00524	-0.00535	0.00011	0.00085	0.00085	0.00000
9	-0.00515	-0.00525	0.00011	0.00096	0.00096	0.00000
10	-0.00505	-0.00515	0.00010	0.00107	0.00106	0.00000
11	-0.00495	-0.00505	0.00010	0.00118	0.00117	0.00001
12	-0.00486	-0.00495	0.00009	0.00128	0.00128	0.00001
13	-0.00476	-0.00485	0.00009	0.00139	0.00139	0.00001
14	-0.00466	-0.00475	0.00009	0.00150	0.00149	0.00001
15	-0.00456	-0.00465	0.00008	0.00161	0.00160	0.00001
16	-0.00447	-0.00455	0.00008	0.00172	0.00171	0.00001
17	-0.00437	-0.00444	0.00008	0.00183	0.00182	0.00001
18	-0.00427	-0.00434	0.00007	0.00194	0.00192	0.00001
19	-0.00417	-0.00424	0.00007	0.00205	0.00203	0.00002
20	-0.00407	-0.00414	0.00007	0.00216	0.00214	0.00002
21	-0.00398	-0.00404	0.00006	0.00227	0.00225	0.00002
22	-0.00388	-0.00394	0.00006	0.00238	0.00236	0.00002
23	-0.00378	-0.00383	0.00006	0.00249	0.00246	0.00002
24	-0.00368	-0.00373	0.00005	0.00260	0.00257	0.00002
25	-0.00358	-0.00363	0.00005	0.00271	0.00268	0.00003
26	-0.00348	-0.00353	0.00005	0.00282	0.00279	0.00003
27	-0.00338	-0.00343	0.00004	0.00293	0.00290	0.00003
28	-0.00328	-0.00332	0.00004	0.00304	0.00301	0.00003
29	-0.00318	-0.00322	0.00004	0.00315	0.00312	0.00004
30	-0.00308	-0.00312	0.00004	0.00326	0.00322	0.00004
31	-0.00298	-0.00302	0.00003	0.00337	0.00333	0.00004
32	-0.00288	-0.00291	0.00003	0.00349	0.00344	0.00004
33	-0.00278	-0.00281	0.00003	0.00360	0.00355	0.00005
34	-0.00268	-0.00271	0.00003	0.00371	0.00366	0.00005
35	-0.00258	-0.00260	0.00003	0.00382	0.00377	0.00005
36	-0.00248	-0.00250	0.00002	0.00394	0.00388	0.00006
37	-0.00237	-0.00240	0.00002	0.00405	0.00399	0.00006
38	-0.00227	-0.00229	0.00002	0.00416	0.00410	0.00006
39	-0.00217	-0.00219	0.00002	0.00428	0.00421	0.00007
40	-0.00207	-0.00209	0.00002	0.00439	0.00432	0.00007
41	-0.00197	-0.00199	0.00002	0.00450	0.00443	0.00007
42	-0.00186	-0.00188	0.00001	0.00462	0.00454	0.00008
43	-0.00176	-0.00177	0.00001	0.00473	0.00465	0.00008
44	-0.00166	-0.00167	0.00001	0.00485	0.00476	0.00008
45	-0.00156	-0.00157	0.00001	0.00496	0.00487	0.00009
46	-0.00145	-0.00146	0.00001	0.00508	0.00498	0.00009
47	-0.00135	-0.00136	0.00001	0.00519	0.00510	0.00010
48	-0.00125	-0.00125	0.00001	0.00531	0.00521	0.00010
49	-0.00114	-0.00115	0.00001	0.00542	0.00532	0.00010
50	-0.00104	-0.00104	0.00000	0.00554	0.00543	0.00011
51	-0.00094	-0.00094	0.00000	0.00565	0.00554	0.00011
52	-0.00083	-0.00083	0.00000	0.00577	0.00565	0.00012
53	-0.00073	-0.00073	0.00000	0.00589	0.00576	0.00012
54	-0.00062	-0.00062	0.00000	0.00600	0.00587	0.00013
55	-0.00052	-0.00052	0.00000	0.00612	0.00599	0.00013
56	-0.00041	-0.00041	0.00000	0.00624	0.00610	0.00014
57	-0.00031	-0.00031	0.00000	0.00635	0.00621	0.00014
58	-0.00020	-0.00020	0.00000	0.00647	0.00632	0.00015
59	-0.00010	-0.00010	0.00000	0.00659	0.00643	0.00015

(续)

分	21°			22°		
	$x_z$	$y_z$	$\Delta y_z$	$x_z$	$y_z$	$\Delta y_z$
0	0.00671	0.00655	0.00016	0.01415	0.01349	0.00066
1	0.00682	0.00666	0.00016	0.01428	0.01361	0.00067
2	0.00694	0.00677	0.00017	0.01441	0.01373	0.00068
3	0.00706	0.00688	0.00017	0.01454	0.01385	0.00069
4	0.00718	0.00700	0.00018	0.01467	0.01397	0.00070
5	0.00730	0.00711	0.00018	0.01480	0.01409	0.00071
6	0.00742	0.00722	0.00019	0.01493	0.01421	0.00073
7	0.00753	0.00734	0.00020	0.01507	0.01433	0.00074
8	0.00765	0.00745	0.00020	0.01520	0.01445	0.00075
9	0.00777	0.00756	0.00021	0.01533	0.01457	0.00076
10	0.00789	0.00768	0.00022	0.01546	0.01469	0.00078
11	0.00801	0.00779	0.00022	0.01560	0.01481	0.00079
12	0.00813	0.00790	0.00023	0.01573	0.01493	0.00080
13	0.00825	0.00802	0.00024	0.01586	0.01506	0.00081
14	0.00837	0.00813	0.00024	0.01600	0.01517	0.00083
15	0.00849	0.00825	0.00025	0.01613	0.01529	0.00084
16	0.00862	0.00838	0.00026	0.01626	0.01541	0.00085
17	0.00874	0.00849	0.00026	0.01640	0.01553	0.00086
18	0.00886	0.00860	0.00027	0.01653	0.01565	0.00088
19	0.00898	0.00870	0.00028	0.01667	0.01577	0.00089
20	0.00910	0.00882	0.00028	0.01680	0.01590	0.00090
21	0.00922	0.00893	0.00029	0.01694	0.01602	0.00092
22	0.00935	0.00905	0.00030	0.01707	0.01614	0.00093
23	0.00947	0.00916	0.00031	0.01721	0.01626	0.00095
24	0.00959	0.00928	0.00031	0.01734	0.01638	0.00096
25	0.00971	0.00939	0.00032	0.01748	0.01650	0.00097
26	0.00984	0.00951	0.00033	0.01761	0.01663	0.00099
27	0.00996	0.00962	0.00034	0.01775	0.01675	0.00100
28	0.01008	0.00974	0.00035	0.01788	0.01687	0.00102
29	0.01021	0.00985	0.00035	0.01802	0.01699	0.00103
30	0.01033	0.00997	0.00036	0.01816	0.01712	0.00105
31	0.01046	0.01008	0.00037	0.01830	0.01724	0.00106
32	0.01058	0.01020	0.00038	0.01844	0.01736	0.00107
33	0.01070	0.01032	0.00039	0.01857	0.01748	0.00109
34	0.01083	0.01043	0.00040	0.01871	0.01761	0.00110
35	0.01095	0.01055	0.00041	0.01885	0.01773	0.00112
36	0.01108	0.01067	0.00041	0.01899	0.01785	0.00113
37	0.01120	0.01078	0.00042	0.01913	0.01798	0.00115
38	0.01133	0.01090	0.00043	0.01927	0.01810	0.00117
39	0.01146	0.01101	0.00044	0.01940	0.01822	0.00118
40	0.01158	0.01113	0.00045	0.01954	0.01835	0.00120
41	0.01171	0.01125	0.00046	0.01968	0.01847	0.00121
42	0.01183	0.01137	0.00047	0.01982	0.01859	0.00123
43	0.01196	0.01148	0.00048	0.01996	0.01872	0.00124
44	0.01209	0.01160	0.00049	0.02010	0.01884	0.00126
45	0.01222	0.01172	0.00050	0.02024	0.01897	0.00128
46	0.01234	0.01183	0.00051	0.02038	0.01909	0.00129
47	0.01247	0.01195	0.00052	0.02052	0.01922	0.00131
48	0.01260	0.01207	0.00053	0.02067	0.01934	0.00133
49	0.01273	0.01219	0.00054	0.02081	0.01947	0.00134
50	0.01285	0.01231	0.00055	0.02095	0.01959	0.00136
51	0.01298	0.01242	0.00056	0.02109	0.01972	0.00138
52	0.01311	0.01254	0.00057	0.02123	0.01984	0.00139
53	0.01324	0.01266	0.00058	0.02138	0.01997	0.00141
54	0.01337	0.01278	0.00059	0.02152	0.02009	0.00143
55	0.01350	0.01290	0.00060	0.02166	0.02022	0.00144
56	0.01363	0.01302	0.00061	0.02180	0.02034	0.00146
57	0.01376	0.01313	0.00062	0.02195	0.02047	0.00148
58	0.01389	0.01325	0.00063	0.02209	0.02059	0.00150
59	0.01402	0.01337	0.00065	0.02223	0.02072	0.00151

(续)

分	23°			24°		
	$\alpha_s$	$g_s$	$\Delta y_s$	$\alpha_s$	$g_s$	$\Delta y_s$
0	0.02238	0.02084	0.00153	0.03145	0.02867	0.00282
1	0.02252	0.02097	0.00155	0.03160	0.02876	0.00285
2	0.02267	0.02110	0.00157	0.03175	0.02885	0.00287
3	0.02281	0.02122	0.00159	0.03189	0.02895	0.00290
4	0.02295	0.02135	0.00161	0.03204	0.02905	0.00292
5	0.02310	0.02148	0.00162	0.03218	0.02915	0.00295
6	0.02325	0.02160	0.00164	0.03232	0.02924	0.00298
7	0.02339	0.02173	0.00166	0.03256	0.02935	0.00300
8	0.02354	0.02186	0.00168	0.03272	0.02945	0.00303
9	0.02368	0.02198	0.00170	0.03288	0.02953	0.00306
10	0.02383	0.02211	0.00172	0.03304	0.02966	0.00308
11	0.02398	0.02224	0.00174	0.03320	0.02980	0.00311
12	0.02412	0.02237	0.00176	0.03336	0.02993	0.00314
13	0.02427	0.02249	0.00178	0.03353	0.03005	0.00316
14	0.02442	0.02262	0.00180	0.03369	0.03019	0.00319
15	0.02456	0.02275	0.00181	0.03385	0.03033	0.00322
16	0.02471	0.02288	0.00183	0.03401	0.03047	0.00324
17	0.02485	0.02300	0.00185	0.03417	0.03060	0.00327
18	0.02501	0.02313	0.00187	0.03434	0.03074	0.00330
19	0.02516	0.02326	0.00189	0.03450	0.03087	0.00333
20	0.02530	0.02339	0.00191	0.03466	0.03101	0.00335
21	0.02545	0.02352	0.00194	0.03483	0.03115	0.00338
22	0.02560	0.02365	0.00196	0.03499	0.03129	0.00341
23	0.02575	0.02378	0.00198	0.03516	0.03142	0.00344
24	0.02590	0.02390	0.00200	0.03532	0.03156	0.00347
25	0.02605	0.02403	0.00202	0.03548	0.03170	0.00349
26	0.02620	0.02416	0.00204	0.03565	0.03183	0.00352
27	0.02635	0.02429	0.00206	0.03581	0.03197	0.00355
28	0.02650	0.02442	0.00208	0.03598	0.03210	0.00358
29	0.02665	0.02455	0.00210	0.03615	0.03224	0.00361
30	0.02680	0.02468	0.00212	0.03631	0.03237	0.00364
31	0.02695	0.02481	0.00215	0.03648	0.03251	0.00367
32	0.02711	0.02494	0.00217	0.03664	0.03265	0.00370
33	0.02726	0.02507	0.00219	0.03681	0.03278	0.00373
34	0.02741	0.02520	0.00221	0.03698	0.03292	0.00376
35	0.02756	0.02533	0.00223	0.03714	0.03306	0.00379
36	0.02771	0.02546	0.00226	0.03731	0.03320	0.00381
37	0.02787	0.02559	0.00228	0.03748	0.03333	0.00384
38	0.02802	0.02572	0.00230	0.03765	0.03347	0.00387
39	0.02817	0.02585	0.00232	0.03782	0.03361	0.00391
40	0.02833	0.02598	0.00234	0.03798	0.03375	0.00394
41	0.02848	0.02611	0.00237	0.03815	0.03389	0.00397
42	0.02863	0.02624	0.00239	0.03832	0.03402	0.00400
43	0.02879	0.02637	0.00241	0.03849	0.03416	0.00403
44	0.02894	0.02651	0.00244	0.03866	0.03430	0.00406
45	0.02910	0.02664	0.00246	0.03883	0.03444	0.00409
46	0.02925	0.02677	0.00248	0.03900	0.03458	0.00412
47	0.02941	0.02690	0.00251	0.03917	0.03472	0.00415
48	0.02956	0.02703	0.00253	0.03934	0.03486	0.00418
49	0.02972	0.02716	0.00255	0.03951	0.03500	0.00421
50	0.02987	0.02730	0.00258	0.03968	0.03514	0.00425
51	0.03003	0.02743	0.00260	0.03985	0.03528	0.00428
52	0.03019	0.02756	0.00263	0.04003	0.03541	0.00431
53	0.03034	0.02769	0.00265	0.04020	0.03555	0.00434
54	0.03050	0.02782	0.00268	0.04037	0.03569	0.00437
55	0.03066	0.02795	0.00270	0.04054	0.03582	0.00441
56	0.03081	0.02809	0.00272	0.04071	0.03596	0.00444
57	0.03097	0.02822	0.00275	0.04089	0.03610	0.00447
58	0.03113	0.02836	0.00277	0.04106	0.03624	0.00451
59	0.03129	0.02849	0.00280	0.04123	0.03638	0.00454

(续)

分	25°			28°		
	$x_s$	$y_s$	$\Delta s_s$	$x_s$	$y_s$	$\Delta y_s$
0	0.04141	0.03684	0.00457	0.05232	0.04550	0.00682
1	0.04158	0.03698	0.00460	0.05261	0.04565	0.00686
2	0.04176	0.03712	0.00464	0.05270	0.04580	0.00690
3	0.04193	0.03726	0.00467	0.05289	0.04595	0.00694
4	0.04210	0.03740	0.00470	0.05308	0.04610	0.00698
5	0.04228	0.03754	0.00474	0.05327	0.04625	0.00703
6	0.04245	0.03768	0.00477	0.05346	0.04640	0.00707
7	0.04263	0.03782	0.00481	0.05366	0.04655	0.00711
8	0.04281	0.03797	0.00484	0.05385	0.04669	0.00715
9	0.04298	0.03811	0.00487	0.05404	0.04684	0.00720
10	0.04316	0.03825	0.00491	0.05423	0.04699	0.00724
11	0.04333	0.03839	0.00494	0.05443	0.04714	0.00728
12	0.04351	0.03853	0.00498	0.05462	0.04729	0.00733
13	0.04369	0.03868	0.00501	0.05481	0.04744	0.00737
14	0.04387	0.03882	0.00505	0.05501	0.04759	0.00742
15	0.04404	0.03896	0.00508	0.05520	0.04774	0.00746
16	0.04422	0.03910	0.00512	0.05540	0.04789	0.00750
17	0.04440	0.03925	0.00515	0.05559	0.04804	0.00755
18	0.04458	0.03939	0.00519	0.05579	0.04820	0.00759
19	0.04476	0.03953	0.00523	0.05598	0.04835	0.00764
20	0.04494	0.03967	0.00526	0.05618	0.04850	0.00768
21	0.04512	0.03982	0.00530	0.05637	0.04865	0.00773
22	0.04529	0.03996	0.00533	0.05657	0.04880	0.00777
23	0.04547	0.04010	0.00537	0.05677	0.04895	0.00782
24	0.04565	0.04025	0.00541	0.05696	0.04910	0.00786
25	0.04583	0.04039	0.00544	0.05716	0.04925	0.00791
26	0.04602	0.04054	0.00548	0.05736	0.04940	0.00795
27	0.04620	0.04068	0.00552	0.05755	0.04955	0.00800
28	0.04638	0.04082	0.00555	0.05775	0.04971	0.00804
29	0.04656	0.04097	0.00559	0.05795	0.04986	0.00809
30	0.04674	0.04111	0.00563	0.05815	0.05001	0.00814
31	0.04692	0.04126	0.00567	0.05835	0.05017	0.00818
32	0.04710	0.04140	0.00570	0.05855	0.05032	0.00823
33	0.04728	0.04155	0.00574	0.05875	0.05047	0.00828
34	0.04747	0.04169	0.00578	0.05895	0.05062	0.00832
35	0.04765	0.04184	0.00582	0.05915	0.05078	0.00837
36	0.04784	0.04198	0.00586	0.05935	0.05093	0.00842
37	0.04802	0.04213	0.00589	0.05955	0.05108	0.00847
38	0.04820	0.04227	0.00593	0.05975	0.05124	0.00851
39	0.04839	0.04242	0.00597	0.05995	0.05139	0.00856
40	0.04857	0.04256	0.00601	0.06015	0.05154	0.00861
41	0.04876	0.04271	0.00606	0.06035	0.05170	0.00866
42	0.04894	0.04286	0.00609	0.06055	0.05185	0.00871
43	0.04913	0.04300	0.00613	0.06076	0.05200	0.00876
44	0.04931	0.04315	0.00617	0.06096	0.05216	0.00880
45	0.04950	0.04329	0.00621	0.06116	0.05231	0.00885
46	0.04968	0.04344	0.00624	0.06137	0.05247	0.00890
47	0.04987	0.04359	0.00628	0.06157	0.05262	0.00895
48	0.05006	0.04373	0.00632	0.06177	0.05276	0.00900
49	0.05024	0.04388	0.00636	0.06198	0.05293	0.00905
50	0.05043	0.04403	0.00640	0.06218	0.05309	0.00910
51	0.05062	0.04417	0.00645	0.06239	0.05324	0.00915
52	0.05081	0.04432	0.00649	0.06259	0.05340	0.00920
53	0.05100	0.04447	0.00653	0.06280	0.05355	0.00925
54	0.05118	0.04462	0.00657	0.06300	0.05371	0.00930
55	0.05137	0.04476	0.00661	0.06321	0.05386	0.00935
56	0.05156	0.04491	0.00665	0.06341	0.05402	0.00940
57	0.05175	0.04506	0.00669	0.06362	0.05417	0.00945
58	0.05194	0.04521	0.00673	0.06383	0.05433	0.00950
59	0.05213	0.04536	0.00677	0.06403	0.05448	0.00955

(续)

分	27°			28°		
	$x_s$	$y_s$	$\Delta y_s$	$x_s$	$y_s$	$\Delta y_s$
0	0.06424	0.05464	0.00960	0.07724	0.06427	0.01287
1	0.06445	0.05480	0.00955	0.07747	0.06443	0.01303
2	0.06466	0.05495	0.00950	0.07769	0.06460	0.01309
3	0.06487	0.05511	0.00945	0.07792	0.06476	0.01316
4	0.06507	0.05527	0.00941	0.07815	0.06493	0.01322
5	0.06528	0.05542	0.00936	0.07837	0.06509	0.01328
6	0.06549	0.05558	0.00931	0.07860	0.06526	0.01334
7	0.06570	0.05574	0.00926	0.07883	0.06542	0.01341
8	0.06591	0.05590	0.00921	0.07905	0.06559	0.01347
9	0.06612	0.05605	0.00917	0.07929	0.06575	0.01353
10	0.06633	0.05621	0.01012	0.07951	0.06592	0.01359
11	0.06654	0.05637	0.01017	0.07974	0.06609	0.01366
12	0.06675	0.05653	0.01023	0.07997	0.06626	0.01372
13	0.06696	0.05669	0.01028	0.08020	0.06642	0.01378
14	0.06718	0.05684	0.01033	0.08043	0.06659	0.01385
15	0.06739	0.05700	0.01039	0.08066	0.06675	0.01391
16	0.06760	0.05716	0.01044	0.08090	0.06692	0.01398
17	0.06781	0.05732	0.01049	0.08113	0.06709	0.01404
18	0.06803	0.05748	0.01055	0.08136	0.06725	0.01410
19	0.06824	0.05764	0.01060	0.08159	0.06742	0.01417
20	0.05845	0.05780	0.01066	0.08182	0.06759	0.01423
21	0.05867	0.05795	0.01071	0.08205	0.06776	0.01430
22	0.05888	0.05811	0.01077	0.08228	0.06792	0.01436
23	0.05909	0.05827	0.01082	0.08251	0.06809	0.01443
24	0.05931	0.05843	0.01086	0.08275	0.06826	0.01450
25	0.05952	0.05859	0.01093	0.08299	0.06843	0.01456
26	0.05974	0.05875	0.01099	0.08322	0.06860	0.01463
27	0.05995	0.05891	0.01104	0.08345	0.06876	0.01469
28	0.06017	0.05907	0.01110	0.08369	0.06893	0.01476
29	0.06039	0.05923	0.01115	0.08393	0.06910	0.01483
30	0.07060	0.05939	0.01121	0.08416	0.06927	0.01489
31	0.07082	0.05955	0.01127	0.08440	0.06944	0.01496
32	0.07104	0.05971	0.01132	0.08463	0.06961	0.01503
33	0.07125	0.05987	0.01138	0.08487	0.06978	0.01509
34	0.07147	0.06004	0.01144	0.08511	0.06995	0.01516
35	0.07169	0.06020	0.01149	0.08534	0.07012	0.01523
36	0.07191	0.06036	0.01155	0.08558	0.07029	0.01530
37	0.07213	0.06052	0.01161	0.08582	0.07046	0.01536
38	0.07234	0.06068	0.01166	0.08606	0.07063	0.01543
39	0.07256	0.06084	0.01172	0.08630	0.07080	0.01550
40	0.07278	0.06100	0.01178	0.08653	0.07097	0.01557
41	0.07300	0.06117	0.01184	0.08677	0.07114	0.01564
42	0.07322	0.06133	0.01190	0.08701	0.07131	0.01571
43	0.07344	0.06149	0.01195	0.08725	0.07148	0.01578
44	0.07366	0.06165	0.01201	0.08749	0.07165	0.01584
45	0.07389	0.06181	0.01207	0.08773	0.07182	0.01591
46	0.07411	0.06198	0.01213	0.08797	0.07199	0.01598
47	0.07433	0.06214	0.01219	0.08821	0.07216	0.01605
48	0.07455	0.06230	0.01225	0.08846	0.07233	0.01612
49	0.07477	0.06247	0.01231	0.08870	0.07250	0.01619
50	0.07500	0.06263	0.01237	0.08894	0.07268	0.01626
51	0.07522	0.06279	0.01243	0.08918	0.07285	0.01633
52	0.07544	0.06295	0.01249	0.08943	0.07302	0.01640
53	0.07567	0.06312	0.01255	0.08967	0.07319	0.01648
54	0.07589	0.06328	0.01261	0.08991	0.07336	0.01655
55	0.07611	0.06345	0.01267	0.09016	0.07354	0.01662
56	0.07633	0.06361	0.01273	0.09040	0.07371	0.01669
57	0.07655	0.06377	0.01279	0.09064	0.07388	0.01676
58	0.07679	0.06394	0.01285	0.09089	0.07405	0.01683
59	0.07701	0.06410	0.01291	0.09113	0.07423	0.01691

(续)

分	29°			30°		
	$x_s$	$y_s$	$\Delta y_s$	$x_s$	$y_s$	$\Delta y_s$
0	0.09138	0.07440	0.01898	0.10673	0.08506	0.02167
1	0.09162	0.07457	0.01705	0.10799	0.08525	0.02175
2	0.09187	0.07475	0.01712	0.10729	0.08543	0.02184
3	0.09212	0.07492	0.01720	0.10753	0.08561	0.02192
4	0.09236	0.07510	0.01727	0.10780	0.08579	0.02201
5	0.09261	0.07527	0.01734	0.10807	0.08598	0.02209
6	0.09286	0.07544	0.01741	0.10834	0.08616	0.02218
7	0.09311	0.07562	0.01749	0.10861	0.08634	0.02226
8	0.09335	0.07579	0.01756	0.10887	0.08653	0.02235
9	0.09359	0.07597	0.01764	0.10914	0.08671	0.02243
10	0.09385	0.07614	0.01771	0.10941	0.08689	0.02252
11	0.09410	0.07632	0.01778	0.10968	0.08708	0.02261
12	0.09435	0.07649	0.01786	0.10995	0.08726	0.02269
13	0.09460	0.07667	0.01793	0.11022	0.08745	0.02278
14	0.09485	0.07684	0.01801	0.11050	0.08763	0.02287
15	0.09510	0.07702	0.01808	0.11077	0.08781	0.02295
16	0.09535	0.07719	0.01816	0.11104	0.08800	0.02304
17	0.09559	0.07737	0.01823	0.11131	0.08818	0.02313
18	0.09585	0.07754	0.01831	0.11159	0.08837	0.02322
19	0.09611	0.07772	0.01839	0.11186	0.08855	0.02330
20	0.09636	0.07789	0.01846	0.11213	0.08874	0.02339
21	0.09661	0.07807	0.01854	0.11241	0.08892	0.02348
22	0.09686	0.07825	0.01862	0.11268	0.08911	0.02357
23	0.09712	0.07842	0.01869	0.11295	0.08929	0.02366
24	0.09737	0.07860	0.01877	0.11323	0.08948	0.02375
25	0.09762	0.07878	0.01885	0.11350	0.08967	0.02384
26	0.09788	0.07896	0.01892	0.11378	0.08985	0.02393
27	0.09813	0.07913	0.01900	0.11406	0.09004	0.02402
28	0.09839	0.07931	0.01908	0.11433	0.09023	0.02411
29	0.09864	0.07949	0.01916	0.11461	0.09041	0.02420
30	0.09890	0.07967	0.01923	0.11489	0.09059	0.02429
31	0.09915	0.07984	0.01931	0.11516	0.09079	0.02438
32	0.09941	0.08002	0.01939	0.11544	0.09097	0.02447
33	0.09967	0.08020	0.01947	0.11572	0.09116	0.02456
34	0.09993	0.08038	0.01955	0.11600	0.09135	0.02465
35	0.10018	0.08056	0.01963	0.11628	0.09154	0.02474
36	0.10044	0.08073	0.01971	0.11656	0.09172	0.02483
37	0.10070	0.08091	0.01979	0.11684	0.09191	0.02492
38	0.10096	0.08109	0.01987	0.11712	0.09210	0.02502
39	0.10122	0.08127	0.01995	0.11740	0.09229	0.02511
40	0.10147	0.08145	0.02003	0.11768	0.09246	0.02520
41	0.10173	0.08163	0.02011	0.11796	0.09266	0.02529
42	0.10199	0.08181	0.02019	0.11824	0.09285	0.02539
43	0.10225	0.08199	0.02027	0.11852	0.09304	0.02548
44	0.10251	0.08217	0.02035	0.11880	0.09323	0.02557
45	0.10277	0.08235	0.02043	0.11909	0.09342	0.02567
46	0.10304	0.08253	0.02051	0.11937	0.09361	0.02576
47	0.10330	0.08271	0.02059	0.11965	0.09380	0.02585
48	0.10356	0.08289	0.02067	0.11994	0.09399	0.02595
49	0.10382	0.08307	0.02075	0.12022	0.09418	0.02604
50	0.10409	0.08325	0.02084	0.12051	0.09437	0.02614
51	0.10435	0.08343	0.02092	0.12079	0.09456	0.02623
52	0.10461	0.08361	0.02100	0.12108	0.09475	0.02633
53	0.10488	0.08379	0.02108	0.12136	0.09494	0.02642
54	0.10514	0.08397	0.02117	0.12165	0.09513	0.02652
55	0.10540	0.08415	0.02125	0.12194	0.09532	0.02661
56	0.10567	0.08434	0.02133	0.12222	0.09551	0.02671
57	0.10593	0.08452	0.02142	0.12251	0.09570	0.02681
58	0.10620	0.08470	0.02150	0.12280	0.09589	0.02690
59	0.10647	0.08488	0.02158	0.12308	0.09609	0.02700



(续)

分	31°			32°		
	$x_z$	$y_z$	$\Delta y_z$	$x_z$	$y_z$	$\Delta y_z$
0	0.12337	0.09628	0.02710	0.14138	0.10807	0.03332
1	0.12356	0.09647	0.02719	0.14170	0.10827	0.03343
2	0.12395	0.09656	0.02729	0.14201	0.10847	0.03354
3	0.12424	0.09685	0.02739	0.14232	0.10867	0.03365
4	0.12453	0.09704	0.02749	0.14264	0.10887	0.03376
5	0.12482	0.09724	0.02758	0.14295	0.10907	0.03388
6	0.12511	0.09743	0.02768	0.14326	0.10928	0.03399
7	0.12540	0.09762	0.02778	0.14358	0.10948	0.03410
8	0.12569	0.09781	0.02788	0.14389	0.10968	0.03421
9	0.12598	0.09801	0.02798	0.14421	0.10988	0.03432
10	0.12628	0.09820	0.02808	0.14452	0.11009	0.03444
11	0.12657	0.09839	0.02818	0.14484	0.11029	0.03455
12	0.12686	0.09859	0.02828	0.14516	0.11049	0.03466
13	0.12716	0.09878	0.02838	0.14548	0.11070	0.03478
14	0.12745	0.09898	0.02848	0.14579	0.11090	0.03489
15	0.12774	0.09917	0.02858	0.14611	0.11111	0.03501
16	0.12804	0.09936	0.02868	0.14643	0.11131	0.03512
17	0.12833	0.09956	0.02878	0.14675	0.11151	0.03523
18	0.12863	0.09975	0.02888	0.14707	0.11172	0.03535
19	0.12892	0.09995	0.02898	0.14739	0.11192	0.03546
20	0.12922	0.10014	0.02908	0.14771	0.11213	0.03558
21	0.12952	0.10034	0.02918	0.14803	0.11233	0.03570
22	0.12981	0.10053	0.02928	0.14835	0.11254	0.03581
23	0.13011	0.10073	0.02938	0.14867	0.11274	0.03593
24	0.13041	0.10092	0.02948	0.14899	0.11295	0.03604
25	0.13071	0.10112	0.02959	0.14931	0.11315	0.03616
26	0.13100	0.10131	0.02969	0.14964	0.11336	0.03628
27	0.13130	0.10151	0.02979	0.14996	0.11356	0.03639
28	0.13160	0.10170	0.02990	0.15028	0.11377	0.03651
29	0.13190	0.10190	0.03000	0.15061	0.11398	0.03663
30	0.13220	0.10210	0.03010	0.15093	0.11418	0.03675
31	0.13250	0.10229	0.03021	0.15125	0.11439	0.03686
32	0.13280	0.10249	0.03031	0.15158	0.11460	0.03698
33	0.13310	0.10269	0.03042	0.15190	0.11480	0.03710
34	0.13341	0.10288	0.03052	0.15223	0.11501	0.03722
35	0.13371	0.10308	0.03063	0.15256	0.11522	0.03734
36	0.13401	0.10328	0.03073	0.15288	0.11543	0.03746
37	0.13431	0.10348	0.03084	0.15321	0.11563	0.03758
38	0.13462	0.10367	0.03094	0.15354	0.11584	0.03770
39	0.13492	0.10387	0.03105	0.15387	0.11605	0.03782
40	0.13522	0.10407	0.03115	0.15419	0.11626	0.03794
41	0.13553	0.10427	0.03126	0.15452	0.11646	0.03806
42	0.13583	0.10447	0.03137	0.15485	0.11667	0.03818
43	0.13614	0.10467	0.03147	0.15518	0.11688	0.03830
44	0.13644	0.10486	0.03158	0.15551	0.11709	0.03842
45	0.13675	0.10506	0.03169	0.15584	0.11730	0.03854
46	0.13705	0.10526	0.03179	0.15617	0.11751	0.03866
47	0.13736	0.10546	0.03190	0.15650	0.11772	0.03879
48	0.13767	0.10566	0.03201	0.15684	0.11793	0.03891
49	0.13798	0.10586	0.03212	0.15717	0.11814	0.03903
50	0.13828	0.10606	0.03222	0.15750	0.11835	0.03915
51	0.13859	0.10626	0.03233	0.15783	0.11856	0.03928
52	0.13890	0.10646	0.03244	0.15817	0.11877	0.03940
53	0.13921	0.10666	0.03255	0.15850	0.11898	0.03952
54	0.13952	0.10686	0.03266	0.15884	0.11919	0.03965
55	0.13983	0.10706	0.03277	0.15917	0.11940	0.03977
56	0.14014	0.10726	0.03288	0.15951	0.11961	0.03990
57	0.14045	0.10746	0.03299	0.15984	0.11982	0.04002
58	0.14076	0.10766	0.03310	0.16018	0.12003	0.04014
59	0.14107	0.10786	0.03321	0.16051	0.12024	0.04027

(续)

分	33°			34°		
	$x_z$	$y_z$	$\Delta y_z$	$x_z$	$y_z$	$\Delta y_z$
0	0.16035	0.12045	0.04039	0.16166	0.13347	0.04139
1	0.16119	0.12067	0.04052	0.16223	0.13379	0.04363
2	0.16152	0.12088	0.04065	0.16259	0.13392	0.04367
3	0.16188	0.12100	0.04077	0.16295	0.13414	0.04381
4	0.16220	0.12139	0.04090	0.16332	0.13437	0.04395
5	0.16254	0.12152	0.04109	0.16389	0.13459	0.04391
6	0.16288	0.12173	0.04115	0.16405	0.13461	0.04924
7	0.16322	0.12194	0.04128	0.16442	0.13504	0.04933
8	0.16356	0.12216	0.04141	0.16479	0.13526	0.04953
9	0.16390	0.12237	0.04153	0.16515	0.13548	0.04967
10	0.16424	0.12258	0.04166	0.16552	0.13571	0.04981
11	0.16458	0.12279	0.04179	0.16589	0.13593	0.04995
12	0.16493	0.12301	0.04192	0.16626	0.13616	0.05010
13	0.16527	0.12322	0.04205	0.16663	0.13638	0.05025
14	0.16561	0.12344	0.04218	0.16700	0.13661	0.05039
15	0.16595	0.12355	0.04230	0.16737	0.13683	0.05054
16	0.16630	0.12388	0.04243	0.16774	0.13706	0.05068
17	0.16664	0.12408	0.04256	0.16811	0.13728	0.05083
18	0.16699	0.12429	0.04269	0.16848	0.13751	0.05097
19	0.16733	0.12451	0.04282	0.16885	0.13773	0.05112
20	0.16768	0.12472	0.04295	0.16923	0.13796	0.05127
21	0.16802	0.12434	0.04308	0.16960	0.13819	0.05141
22	0.16837	0.12515	0.04322	0.16997	0.13841	0.05156
23	0.16872	0.12537	0.04335	0.17035	0.13864	0.05171
24	0.16906	0.12659	0.04348	0.17072	0.13886	0.05186
25	0.16941	0.12580	0.04361	0.17110	0.13909	0.05200
26	0.16976	0.12602	0.04374	0.17147	0.13932	0.05215
27	0.17011	0.12623	0.04387	0.17185	0.13955	0.05230
28	0.17046	0.12645	0.04401	0.17222	0.13977	0.05245
29	0.17091	0.12667	0.04414	0.17260	0.14000	0.05260
30	0.17116	0.12688	0.04427	0.17298	0.14023	0.05275
31	0.17151	0.12710	0.04441	0.17336	0.14046	0.05290
32	0.17186	0.12732	0.04454	0.17373	0.14069	0.05305
33	0.17221	0.12754	0.04467	0.17411	0.14091	0.05320
34	0.17256	0.12775	0.04481	0.17449	0.14114	0.05335
35	0.17291	0.12787	0.04494	0.17487	0.14137	0.05350
36	0.17327	0.12819	0.04508	0.17525	0.14160	0.05365
37	0.17362	0.12841	0.04521	0.17563	0.14183	0.05380
38	0.17397	0.12863	0.04535	0.17601	0.14206	0.05395
39	0.17433	0.12884	0.04548	0.17639	0.14229	0.05411
40	0.17468	0.12906	0.04562	0.17678	0.14252	0.05426
41	0.17503	0.12928	0.04575	0.17716	0.14275	0.05441
42	0.17539	0.12950	0.04589	0.17754	0.14298	0.05456
43	0.17575	0.12972	0.04603	0.17792	0.14321	0.05472
44	0.17610	0.12994	0.04616	0.17831	0.14344	0.05487
45	0.17646	0.13013	0.04630	0.17869	0.14367	0.05502
46	0.17682	0.13033	0.04644	0.17908	0.14390	0.05517
47	0.17717	0.13050	0.04657	0.17946	0.14413	0.05533
48	0.17753	0.13082	0.04671	0.17985	0.14436	0.05549
49	0.17789	0.13104	0.04685	0.20024	0.14459	0.05564
50	0.17825	0.13126	0.04699	0.20062	0.14483	0.05580
51	0.17861	0.13148	0.04713	0.20101	0.14506	0.05595
52	0.17897	0.13170	0.04727	0.20140	0.14529	0.05611
53	0.17933	0.13192	0.04741	0.20179	0.14552	0.05626
54	0.17969	0.13214	0.04755	0.20217	0.14575	0.05642
55	0.18005	0.13236	0.04769	0.20256	0.14599	0.05658
56	0.18041	0.13259	0.04783	0.20295	0.14622	0.05673
57	0.18077	0.13281	0.04797	0.20334	0.14645	0.05689
58	0.18114	0.13303	0.04811	0.20373	0.14669	0.05705
59	0.18153	0.13325	0.04825	0.20412	0.14692	0.05721

表 2.2-26 渐开线函数表  $\text{inv}\alpha = \tan\alpha - \alpha$ 

分	0°	1°	2°	3°	4°	5°
0	0.000000000	0.0000177	0.0001418	0.0004780	0.0011354	0.0022220
1	0.000000000	0.0000186	0.0001454	0.0004871	0.0011507	0.0022443
2	0.000000001	0.0000196	0.0001491	0.0004962	0.0011651	0.0022668
3	0.000000002	0.0000206	0.0001528	0.0005053	0.0011796	0.0022895
4	0.000000005	0.0000216	0.0001565	0.0005144	0.0011943	0.0023123
5	0.000000010	0.0000225	0.0001603	0.0005231	0.0012090	0.0023352
6	0.000000018	0.0000236	0.0001642	0.0005318	0.0012239	0.0023583
7	0.000000028	0.0000247	0.0001682	0.0005405	0.0012389	0.0023816
8	0.000000040	0.0000258	0.0001722	0.0005495	0.0012541	0.0024049
9	0.000000060	0.0000270	0.0001762	0.0005586	0.0012693	0.0024285
10	0.000000082	0.0000281	0.0001804	0.0005678	0.0012847	0.0024522
11	0.000000109	0.0000292	0.0001846	0.0005772	0.0013002	0.0024761
12	0.000000142	0.0000306	0.0001888	0.0005868	0.0013158	0.0025001
13	0.000000180	0.0000319	0.0001931	0.0005966	0.0013316	0.0025243
14	0.000000225	0.0000333	0.0001975	0.0006066	0.0013474	0.0025486
15	0.000000277	0.0000346	0.0002020	0.0006168	0.0013634	0.0025731
16	0.000000336	0.0000360	0.0002065	0.0006271	0.0013795	0.0025977
17	0.000000403	0.0000375	0.0002111	0.0006376	0.0013958	0.0026225
18	0.000000479	0.0000389	0.0002158	0.0006482	0.0014122	0.0026474
19	0.000000563	0.0000406	0.0002205	0.0006589	0.0014287	0.0026726
20	0.000000656	0.0000420	0.0002253	0.0006697	0.0014453	0.0026978
21	0.000000760	0.0000436	0.0002301	0.0006807	0.0014621	0.0027233
22	0.000000874	0.0000452	0.0002351	0.0006917	0.0014790	0.0027489
23	0.000000995	0.0000469	0.0002401	0.0007028	0.0014960	0.0027746
24	0.000001134	0.0000486	0.0002452	0.0007141	0.0015132	0.0028005
25	0.000001282	0.0000504	0.0002503	0.0007256	0.0015305	0.0028266
26	0.000001442	0.0000522	0.0002555	0.0007373	0.0015479	0.0028528
27	0.000001615	0.0000540	0.0002608	0.0007492	0.0015655	0.0028792
28	0.000001801	0.0000559	0.0002662	0.0007613	0.0015831	0.0029058
29	0.000002001	0.0000579	0.0002716	0.0007735	0.0016010	0.0029325
30	0.000002215	0.0000598	0.0002771	0.0007859	0.0016189	0.0029594
31	0.000002444	0.0000618	0.0002827	0.0007984	0.0016370	0.0029864
32	0.000002689	0.0000639	0.0002884	0.0008111	0.0016552	0.0030137
33	0.000002949	0.0000660	0.0002941	0.0008241	0.0016735	0.0030410
34	0.000003225	0.0000682	0.0002999	0.0008373	0.0016921	0.0030686
35	0.000003518	0.0000704	0.0003058	0.0008507	0.0017107	0.0030963
36	0.000003828	0.0000726	0.0003117	0.0008642	0.0017294	0.0031242
37	0.000004155	0.0000749	0.0003178	0.0008779	0.0017483	0.0031522
38	0.000004502	0.0000772	0.0003239	0.0008917	0.0017674	0.0031805
39	0.000004867	0.0000796	0.0003301	0.0009056	0.0017866	0.0032088
40	0.000005251	0.0000821	0.0003364	0.0009197	0.0018059	0.0032374
41	0.000005655	0.0000846	0.0003427	0.0009341	0.0018253	0.0032661
42	0.000006079	0.0000871	0.0003491	0.0009486	0.0018449	0.0032950
43	0.000006524	0.0000897	0.0003556	0.0009634	0.0018646	0.0033241
44	0.000006989	0.0000923	0.0003622	0.0009783	0.0018845	0.0033533
45	0.000007477	0.0000950	0.0003689	0.0009934	0.0019045	0.0033827
46	0.000007987	0.0000978	0.0003757	0.0010087	0.0019247	0.0034123
47	0.000008519	0.0001006	0.0003825	0.0010242	0.0019450	0.0034421
48	0.000009074	0.0001034	0.0003894	0.0010397	0.0019654	0.0034720
49	0.000009653	0.0001063	0.0003964	0.0010553	0.0019860	0.0035021
50	0.000010257	0.0001092	0.0004035	0.0010709	0.0020067	0.0035324
51	0.000010884	0.0001123	0.0004107	0.0010867	0.0020276	0.0035628
52	0.000011537	0.0001153	0.0004179	0.0011026	0.0020486	0.0035934
53	0.000012216	0.0001184	0.0004252	0.0011186	0.0020698	0.0036241
54	0.000012921	0.0001216	0.0004327	0.0011347	0.0020911	0.0036552
55	0.000013652	0.0001248	0.0004402	0.0011509	0.0021125	0.0036864
56	0.000014410	0.0001281	0.0004478	0.0011673	0.0021341	0.0037177
57	0.000015196	0.0001315	0.0004554	0.0011839	0.0021559	0.0037492
58	0.000016010	0.0001349	0.0004632	0.0012007	0.0021778	0.0037809
59	0.000016852	0.0001383	0.0004711	0.0012176	0.0021998	0.0038128

(续)

分	6°	7°	8°	9°	10°	11°
0	0.00338448	0.00061151	0.00091449	0.00130481	0.00179406	0.00239409
1	0.00038770	0.00091591	0.00092025	0.00131212	0.00180311	0.00240510
2	0.00039094	0.00062033	0.00092603	0.00131946	0.00181221	0.00241614
3	0.00039420	0.00062476	0.00093184	0.00132682	0.00182133	0.00242722
4	0.00039748	0.00062922	0.00093767	0.00133422	0.00183048	0.00243833
5	0.00040077	0.00063371	0.00094353	0.00134164	0.00183966	0.00244947
6	0.00040409	0.00063821	0.00094941	0.00134909	0.00184888	0.00246065
7	0.00040742	0.00064273	0.00095531	0.00135656	0.00185812	0.00247187
8	0.00041077	0.00064728	0.00096124	0.00136407	0.00186740	0.00248312
9	0.00041414	0.00065184	0.00096719	0.00137160	0.00187670	0.00249440
10	0.00041752	0.00065643	0.00097317	0.00137916	0.00188604	0.00250572
11	0.00042093	0.00066104	0.00097917	0.00138676	0.00189541	0.00251707
12	0.00042436	0.00066567	0.00098520	0.00139443	0.00190482	0.00252846
13	0.00042779	0.00067033	0.00099126	0.00140210	0.00191425	0.00253988
14	0.00043125	0.00067500	0.00099733	0.00140986	0.00192371	0.00255133
15	0.00043473	0.00067970	0.00100344	0.00141773	0.00193321	0.00256283
16	0.00043823	0.00068442	0.00100956	0.00142572	0.00194274	0.00257436
17	0.00044176	0.00068916	0.00101572	0.00143383	0.00195230	0.00258592
18	0.00044532	0.00069392	0.00102193	0.00144206	0.00196189	0.00259751
19	0.00044884	0.00069870	0.00102810	0.00145047	0.00197151	0.00260914
20	0.00045241	0.00070351	0.00103433	0.00145893	0.00198116	0.00262081
21	0.00045601	0.00070834	0.00104058	0.00146744	0.00199085	0.00263251
22	0.00045962	0.00071319	0.00104685	0.00147601	0.00200057	0.00264426
23	0.00046325	0.00071806	0.00105317	0.00148462	0.00201032	0.00265603
24	0.00046690	0.00072296	0.00105955	0.00149328	0.00202010	0.00266783
25	0.00047057	0.00072788	0.00106595	0.00149530	0.00202992	0.00267968
26	0.00047426	0.00073282	0.00107239	0.00150338	0.00203976	0.00269156
27	0.00047797	0.00073778	0.00107886	0.00151152	0.00204964	0.00270347
28	0.00048169	0.00074277	0.00108537	0.00151972	0.00205955	0.00271543
29	0.00048544	0.00074777	0.00109193	0.00152800	0.00206950	0.00272741
30	0.00048921	0.00075280	0.00109851	0.00153633	0.00207947	0.00273944
31	0.00049299	0.00075786	0.00110513	0.00154471	0.00208948	0.00275149
32	0.00049680	0.00076293	0.00111178	0.00155323	0.00209952	0.00276359
33	0.00050062	0.00076803	0.00111847	0.00156180	0.00210960	0.00277572
34	0.00050447	0.00077315	0.00112521	0.00157041	0.00211970	0.00278789
35	0.00050833	0.00077830	0.00113203	0.00157907	0.00212984	0.00280009
36	0.00051222	0.00078346	0.00113874	0.00158778	0.00214001	0.00281233
37	0.00051612	0.00078865	0.00114543	0.00159654	0.00215022	0.00282460
38	0.00052005	0.00079387	0.00115216	0.00160534	0.00216045	0.00283691
39	0.00052399	0.00079910	0.00115894	0.00161418	0.00217072	0.00284926
40	0.00052795	0.00080436	0.00116579	0.00162306	0.00218103	0.00286164
41	0.00053194	0.00080965	0.00117266	0.00163199	0.00219138	0.00287407
42	0.00053594	0.00081495	0.00117956	0.00164096	0.00220177	0.00288652
43	0.00053997	0.00082028	0.00118648	0.00164997	0.00221219	0.00289902
44	0.00054401	0.00082563	0.00119343	0.00165902	0.00222265	0.00291155
45	0.00054808	0.00083101	0.00120041	0.00166811	0.00223314	0.00292411
46	0.00055216	0.00083641	0.00120742	0.00167724	0.00224365	0.00293672
47	0.00055627	0.00084183	0.00121445	0.00168640	0.00225419	0.00294938
48	0.00056039	0.00084728	0.00122150	0.00169559	0.00226476	0.00296203
49	0.00056454	0.00085275	0.00122859	0.00170482	0.00227535	0.00297475
50	0.00056870	0.00085824	0.00123570	0.00171408	0.00228596	0.00298750
51	0.00057289	0.00086376	0.00124284	0.00172337	0.00229659	0.00300029
52	0.00057710	0.00086930	0.00124999	0.00173269	0.00230725	0.00301311
53	0.00058133	0.00087487	0.00125716	0.00174204	0.00231793	0.00302597
54	0.00058558	0.00088046	0.00126435	0.00175142	0.00232864	0.00303887
55	0.00058985	0.00088607	0.00127156	0.00176083	0.00233938	0.00305181
56	0.00059414	0.00089171	0.00127879	0.00177027	0.00235014	0.00306478
57	0.00059845	0.00089737	0.00128604	0.00177974	0.00236092	0.00307779
58	0.00060278	0.00090305	0.00129331	0.00178924	0.00237172	0.00309084
59	0.00060714	0.00090876	0.00129752	0.00179876	0.00238254	0.00310393

(续)

分	12°	13°	14°	15°	16°	17°
0	0.00311705	0.00397539	0.00496191	0.00614980	0.00749271	0.00902471
1	0.00313021	0.00399091	0.00500001	0.00617071	0.00751665	0.00905193
2	0.00314341	0.00400648	0.00503816	0.00619167	0.00754065	0.00907920
3	0.00315665	0.00402209	0.00507636	0.00621268	0.00756470	0.00910653
4	0.00316992	0.00403774	0.00511460	0.00623373	0.00758880	0.00913382
5	0.00318323	0.00405343	0.00515288	0.00625484	0.00761295	0.00916117
6	0.00319658	0.00406916	0.00519121	0.00627599	0.00763716	0.00918857
7	0.00320997	0.00408490	0.00522959	0.00629719	0.00766142	0.00921603
8	0.00322340	0.00410075	0.00526801	0.00631844	0.00768573	0.00924404
9	0.00323686	0.00411660	0.00530646	0.00633974	0.00771010	0.00927172
10	0.00325037	0.00413250	0.00534499	0.00636109	0.00773452	0.00929945
11	0.00326391	0.00414844	0.00538354	0.00638240	0.00775899	0.00932723
12	0.00327748	0.00416442	0.00542215	0.00640369	0.00778352	0.00935508
13	0.00329110	0.00418044	0.00546080	0.00642504	0.00780810	0.00938298
14	0.00330476	0.00419651	0.00549949	0.00644639	0.00783273	0.00941094
15	0.00331845	0.00421262	0.00553823	0.00646768	0.00785742	0.00943896
16	0.00333218	0.00422877	0.00557701	0.00648903	0.00788216	0.00946703
17	0.00334595	0.00424496	0.00561584	0.00651035	0.00790695	0.00949516
18	0.00335975	0.00426119	0.00565472	0.00653167	0.00793180	0.00952336
19	0.00337358	0.00427747	0.00569364	0.00655306	0.00795670	0.00955160
20	0.00338750	0.00429379	0.00573261	0.00657451	0.00798165	0.00957991
21	0.00340142	0.00431015	0.00577163	0.00659602	0.00800666	0.00960827
22	0.00341539	0.00432655	0.00581069	0.00661715	0.00803172	0.00963670
23	0.00342939	0.00434300	0.00584979	0.00663831	0.00805684	0.00966518
24	0.00344343	0.00435949	0.00588895	0.00665959	0.00808201	0.00969371
25	0.00345751	0.00437602	0.00592815	0.00668092	0.00810723	0.00972231
26	0.00347163	0.00439259	0.00596739	0.00670230	0.00813251	0.00975097
27	0.00348579	0.00440920	0.00600669	0.00672362	0.00815784	0.00977968
28	0.00349999	0.00442586	0.00604603	0.00674507	0.00818323	0.00980845
29	0.00351423	0.00444257	0.00608541	0.00676656	0.00820867	0.00983728
30	0.00352851	0.00445931	0.00612484	0.00678811	0.00823417	0.00986617
31	0.00354282	0.00447610	0.00616432	0.00680966	0.00825972	0.00989512
32	0.00355716	0.00449293	0.00620385	0.00683123	0.00828532	0.00992412
33	0.00357157	0.00450980	0.00624342	0.00685284	0.00831098	0.00995318
34	0.00358601	0.00452672	0.00628304	0.00687449	0.00833670	0.00998231
35	0.00360048	0.00454368	0.00632271	0.00689619	0.00836247	0.01001150
36	0.00361500	0.00456068	0.00636242	0.00691795	0.00838829	0.01004074
37	0.00362955	0.00457773	0.00640218	0.00693976	0.00841417	0.01007004
38	0.00364414	0.00459482	0.00644200	0.00696161	0.00844010	0.01009940
39	0.00365878	0.00461195	0.00648188	0.00698351	0.00846609	0.01012882
40	0.00367345	0.00462913	0.00652174	0.00700547	0.00849214	0.01015830
41	0.00368816	0.00464635	0.00656169	0.00702747	0.00851824	0.01018783
42	0.00370292	0.00466362	0.00660169	0.00704953	0.00854439	0.01021743
43	0.00371771	0.00468094	0.00664173	0.00707164	0.00857060	0.01024709
44	0.00373254	0.00469828	0.00668182	0.00709380	0.00859687	0.01027681
45	0.00374742	0.00471567	0.00672196	0.00711601	0.00862319	0.01030658
46	0.00376233	0.00473311	0.00676215	0.00713827	0.00864957	0.01033642
47	0.00377729	0.00475060	0.00680239	0.00716059	0.00867600	0.01036631
48	0.00379228	0.00476812	0.00684269	0.00718296	0.00870248	0.01039627
49	0.00380732	0.00478568	0.00688300	0.00720537	0.00872903	0.01042628
50	0.00382239	0.00480331	0.00692338	0.00722781	0.00875563	0.01045636
51	0.00383751	0.00482097	0.00696380	0.00725030	0.00878228	0.01048650
52	0.00385267	0.00483867	0.00700428	0.00727284	0.00880890	0.01051669
53	0.00386786	0.00485642	0.00704480	0.00729543	0.00883558	0.01054693
54	0.00388310	0.00487421	0.00708537	0.00731807	0.00886229	0.01057726
55	0.00389838	0.00489205	0.00712599	0.00734076	0.00888904	0.01060764
56	0.00391370	0.00490993	0.00716665	0.00736350	0.00891584	0.01063808
57	0.00392906	0.00492786	0.00720737	0.00738629	0.00894269	0.01066857
58	0.00394446	0.00494583	0.00724813	0.00740913	0.00896958	0.01069913
59	0.00395990	0.00496385	0.00728894	0.00743201	0.00899651	0.01072975

(续)

分	18°	19°	20°	21°	22°	23°
0	0.01076043	0.01211565	0.01490438	0.01734489	0.02035379	0.02382909
1	0.01079117	0.01274958	0.01494289	0.01738779	0.02041031	0.02381054
2	0.01082197	0.01278416	0.01498159	0.01743077	0.02046892	0.02379205
3	0.01085283	0.01281891	0.01502030	0.01747382	0.02052860	0.02377361
4	0.01088376	0.01285383	0.01505908	0.01751694	0.02058943	0.02375524
5	0.01091474	0.01288891	0.01509793	0.01756014	0.02065141	0.02373691
6	0.01094579	0.01292416	0.01513685	0.01760341	0.02071453	0.02371869
7	0.01097689	0.01295958	0.01517584	0.01764676	0.02077881	0.02370056
8	0.01100805	0.01299525	0.01521490	0.01769019	0.02084424	0.02368254
9	0.01103928	0.01303210	0.01525404	0.01773369	0.02091083	0.02366462
10	0.01107058	0.01306921	0.01529324	0.01777726	0.02097857	0.02364680
11	0.01110193	0.01310658	0.01533251	0.01782091	0.02104746	0.02362907
12	0.01113335	0.01314422	0.01537185	0.01786464	0.02111750	0.02361143
13	0.01116482	0.01318213	0.01541126	0.01790844	0.02118871	0.02359389
14	0.01119635	0.01322031	0.01545075	0.01795231	0.02126118	0.02357644
15	0.01122796	0.01325875	0.01549030	0.01799627	0.02133483	0.02355908
16	0.01125966	0.01329746	0.01552993	0.01804029	0.02140965	0.02354181
17	0.01129143	0.01333643	0.01556963	0.01808436	0.02148564	0.02352462
18	0.01132313	0.01337567	0.01560949	0.01812858	0.02156281	0.02350751
19	0.01135497	0.01341518	0.01564952	0.01817283	0.02164115	0.02349048
20	0.01138688	0.01345495	0.01568974	0.01821716	0.02172065	0.02347352
21	0.01141885	0.01349498	0.01572913	0.01826157	0.02180131	0.02345663
22	0.01145089	0.01353526	0.01576868	0.01830608	0.02188313	0.02343981
23	0.01148298	0.01357577	0.01580839	0.01835069	0.02196611	0.02342306
24	0.01151514	0.01361651	0.01584826	0.01839542	0.02205025	0.02340638
25	0.01154736	0.01365748	0.01588827	0.01844027	0.02213555	0.02338976
26	0.01157965	0.01369868	0.01592941	0.01848524	0.02222201	0.02337321
27	0.01161199	0.01374011	0.01597068	0.01853032	0.02230963	0.02335672
28	0.01164440	0.01378176	0.01601209	0.01857551	0.02240041	0.02334029
29	0.01167687	0.01382363	0.01605363	0.01862081	0.02249235	0.02332392
30	0.01170941	0.01386573	0.01609531	0.01866622	0.02258545	0.02330761
31	0.01174201	0.01390806	0.01613712	0.01871174	0.02267971	0.02329136
32	0.01177467	0.01395062	0.01617906	0.01875737	0.02277513	0.02327516
33	0.01180739	0.01399340	0.01622113	0.01880311	0.02287171	0.02325901
34	0.01184018	0.01403640	0.01626334	0.01884896	0.02296945	0.02324291
35	0.01187303	0.01407962	0.01630568	0.01889492	0.02306835	0.02322686
36	0.01190594	0.01412306	0.01634816	0.01894099	0.02316841	0.02321086
37	0.01193891	0.01416672	0.01639077	0.01898717	0.02326963	0.02319491
38	0.01197196	0.01421059	0.01643351	0.01903346	0.02337201	0.02317901
39	0.01200508	0.01425467	0.01647638	0.01907986	0.02347555	0.02316316
40	0.01203828	0.01429896	0.01651938	0.01912637	0.02358025	0.02314736
41	0.01207145	0.01434346	0.01656250	0.01917299	0.02368609	0.02313161
42	0.01210476	0.01438816	0.01660574	0.01921972	0.02379308	0.02311591
43	0.01213811	0.01443306	0.01664910	0.01926656	0.02390121	0.02310026
44	0.01217164	0.01447816	0.01669258	0.01931351	0.02401048	0.02308466
45	0.01220526	0.01452346	0.01673618	0.01936057	0.02412089	0.02306911
46	0.01223898	0.01456896	0.01677989	0.01940774	0.02423244	0.02305361
47	0.01227271	0.01461466	0.01682371	0.01945501	0.02434513	0.02303816
48	0.01230658	0.01466056	0.01686764	0.01950238	0.02445896	0.02302276
49	0.01234051	0.01470666	0.01691168	0.01954985	0.02457393	0.02300741
50	0.01237452	0.01475296	0.01695583	0.01960242	0.02469004	0.02299211
51	0.01240861	0.01479946	0.01700009	0.01965509	0.02480729	0.02297686
52	0.01244278	0.01484616	0.01704737	0.01970786	0.02492568	0.02296166
53	0.01247703	0.01489306	0.01709427	0.01976073	0.02504521	0.02294651
54	0.01251136	0.01494016	0.01714077	0.01981370	0.02516588	0.02293141
55	0.01254576	0.01498746	0.01718788	0.01986686	0.02528769	0.02291636
56	0.01258023	0.01503496	0.01723459	0.01991991	0.02541064	0.02290136
57	0.01261478	0.01508266	0.01728090	0.01997306	0.02553473	0.02288641
58	0.01264941	0.01513056	0.01732681	0.02002631	0.02565996	0.02287151
59	0.01268411	0.01517866	0.01737232	0.02007966	0.02578633	0.02285666

(续)

分	24°	25°	26°	27°	28°	29°
0	0.02634966	0.02997534	0.03394698	0.03828655	0.04301724	0.04816357
1	0.02640737	0.03003861	0.03401623	0.03862621	0.04309354	0.04825591
2	0.02646517	0.03010204	0.03409555	0.03894781	0.04316195	0.04834821
3	0.02652306	0.03016563	0.03417504	0.03926189	0.04323048	0.04843225
4	0.02658104	0.03022912	0.03425469	0.03957850	0.04329412	0.04852206
5	0.02663911	0.03029281	0.03433425	0.03989651	0.04335788	0.04861189
6	0.02669727	0.03035659	0.03441401	0.04021603	0.04342175	0.04870205
7	0.02675552	0.03042047	0.03449387	0.04053438	0.04348574	0.04879222
8	0.02681388	0.03048444	0.03457384	0.04085289	0.04354986	0.04888255
9	0.02687229	0.03054851	0.03465391	0.04117164	0.04361412	0.04897295
10	0.02693082	0.03061268	0.03473408	0.04148719	0.04367852	0.04906350
11	0.02698943	0.03067695	0.03481435	0.04180263	0.04374307	0.04915417
12	0.02704814	0.03074131	0.03489474	0.04211793	0.04380774	0.04924497
13	0.02710684	0.03080577	0.03497522	0.04243308	0.04387254	0.04933589
14	0.02716563	0.03087033	0.03505581	0.04274808	0.04393747	0.04942693
15	0.02722441	0.03093498	0.03513650	0.04306293	0.04400254	0.04951810
16	0.02728328	0.03099974	0.03521739	0.04338874	0.04406774	0.04960940
17	0.02734205	0.03106459	0.03529839	0.04371491	0.04413307	0.04970081
18	0.02740082	0.03112953	0.03537939	0.04404144	0.04419854	0.04979236
19	0.02745915	0.03119466	0.03546030	0.04436833	0.04426414	0.04988402
20	0.02751799	0.03125972	0.03554151	0.04469558	0.04432987	0.04997582
21	0.02757683	0.03132497	0.03562282	0.04502319	0.04439574	0.05006774
22	0.02763565	0.03139031	0.03570424	0.04535116	0.04446174	0.05015978
23	0.02769447	0.03145574	0.03578576	0.04567949	0.04452787	0.05025195
24	0.02775329	0.03152128	0.03586739	0.04600818	0.04459414	0.05034424
25	0.02781211	0.03158692	0.03594912	0.04633723	0.04466054	0.05043666
26	0.02787093	0.03165265	0.03603096	0.04666664	0.04472707	0.05052921
27	0.02792977	0.03171848	0.03611291	0.04700601	0.04479374	0.05062188
28	0.02798865	0.03178441	0.03619495	0.04734574	0.04486054	0.05071468
29	0.02804752	0.03185044	0.03627700	0.04768583	0.04492747	0.05080760
30	0.02810639	0.03191657	0.03635916	0.04802628	0.04499454	0.05090065
31	0.02816525	0.03198280	0.03644142	0.04836709	0.04506174	0.05099382
32	0.02822410	0.03204913	0.03652379	0.04870826	0.04512907	0.05108713
33	0.02828295	0.03211556	0.03660626	0.04904979	0.04519654	0.05118066
34	0.02834179	0.03218208	0.03668884	0.04939168	0.04526414	0.05127411
35	0.02840062	0.03224871	0.03677153	0.04973393	0.04533187	0.05136768
36	0.02845945	0.03231543	0.03685433	0.05007654	0.04539974	0.05146131
37	0.02851827	0.03238225	0.03693721	0.05041951	0.04546774	0.05155504
38	0.02857709	0.03244918	0.03702019	0.05076284	0.04553587	0.05164891
39	0.02863590	0.03251621	0.03710326	0.05110653	0.04560414	0.05174290
40	0.02869471	0.03258333	0.03718641	0.05145058	0.04567254	0.05183701
41	0.02875351	0.03265056	0.03726964	0.05179499	0.04574107	0.05193124
42	0.02881231	0.03271788	0.03735295	0.05213976	0.04580974	0.05202568
43	0.02887111	0.03278521	0.03743633	0.05248489	0.04587854	0.05212024
44	0.02892991	0.03285263	0.03751976	0.05283038	0.04594747	0.05221491
45	0.02900372	0.03292016	0.03760326	0.05317623	0.04601654	0.05230968
46	0.02907753	0.03298779	0.03768681	0.05352244	0.04608574	0.05240457
47	0.02915134	0.03305550	0.03777041	0.05386901	0.04615507	0.05250954
48	0.02922514	0.03312321	0.03785406	0.05421594	0.04622454	0.05261461
49	0.02929895	0.03319097	0.03793776	0.05456323	0.04629414	0.05271976
50	0.02937275	0.03325871	0.03802151	0.05491088	0.04636387	0.05282501
51	0.02944656	0.03332653	0.03810531	0.05525889	0.04643374	0.05293036
52	0.02952036	0.03339441	0.03818916	0.05560726	0.04650374	0.05303581
53	0.02959416	0.03346233	0.03827306	0.05595601	0.04657387	0.05314136
54	0.02966796	0.03353033	0.03835701	0.05630514	0.04664414	0.05324701
55	0.02974176	0.03359831	0.03844101	0.05665465	0.04671454	0.05335276
56	0.02981556	0.03366636	0.03852506	0.05700454	0.04678507	0.05345861
57	0.02988936	0.03373441	0.03860916	0.05735489	0.04685574	0.05356456
58	0.02996316	0.03380251	0.03869331	0.05770570	0.04692654	0.05367061
59	0.03003696	0.03387061	0.03877751	0.05805696	0.04699747	0.05377676

(续)

分	30°	31°	32°	33°	34°	35°
0	0.05376149	0.05980855	0.06636399	0.07344494	0.08109557	0.08934230
1	0.05384852	0.05991364	0.06647766	0.07357169	0.08122900	0.08948501
2	0.05393555	0.06001887	0.06659145	0.07370490	0.08136159	0.08962789
3	0.05402291	0.06012424	0.06670540	0.07383767	0.08149435	0.08977095
4	0.05411039	0.06022974	0.06681949	0.07397090	0.08162727	0.08991419
5	0.05423794	0.06033539	0.06693374	0.07406429	0.08176037	0.09005751
6	0.05432562	0.06044117	0.06704813	0.07418782	0.08189362	0.09020120
7	0.05443343	0.06054709	0.06716267	0.07431151	0.08202705	0.09034498
8	0.05453138	0.06065315	0.06727735	0.07443530	0.08216064	0.09048892
9	0.05462945	0.06075930	0.06739219	0.07455931	0.08229441	0.09063305
10	0.05472766	0.06086570	0.06750717	0.07468354	0.08242833	0.09077736
11	0.05482599	0.06097218	0.06762291	0.07480787	0.08256243	0.09092184
12	0.05492446	0.06107880	0.06773859	0.07493235	0.08269669	0.09106650
13	0.05502307	0.06118553	0.06785392	0.07505699	0.08283113	0.09121136
14	0.05512180	0.06129246	0.06796950	0.07518179	0.08296573	0.09135637
15	0.05522066	0.06139950	0.06808433	0.07530675	0.08310056	0.09150157
16	0.05531966	0.06150669	0.06820021	0.07543187	0.08323545	0.09164694
17	0.05541879	0.06161401	0.06831623	0.07555715	0.08337054	0.09179250
18	0.05551806	0.06172147	0.06843241	0.07568259	0.08350582	0.09193824
19	0.05561746	0.06182903	0.06854874	0.07580818	0.08364126	0.09208416
20	0.05571698	0.06193682	0.06866521	0.07593393	0.08377687	0.09223026
21	0.05581664	0.06204471	0.06878154	0.07605984	0.08391266	0.09237654
22	0.05591643	0.06215274	0.06889862	0.07618591	0.08404861	0.09252299
23	0.05601636	0.06226091	0.06901554	0.07631215	0.08418473	0.09266963
24	0.05611642	0.06236922	0.06913262	0.07643854	0.08432103	0.09281645
25	0.05621662	0.06247737	0.06924985	0.07656509	0.08445749	0.09296346
26	0.05631694	0.06258567	0.06936723	0.07669180	0.08459412	0.09311054
27	0.05641741	0.06269401	0.06948476	0.07681868	0.08473093	0.09325780
28	0.05651800	0.06280339	0.06960244	0.07694571	0.08486790	0.09340555
29	0.05661873	0.06291291	0.06972027	0.07707291	0.08500505	0.09355327
30	0.05671959	0.06302207	0.06983825	0.07720025	0.08514237	0.09370118
31	0.05682059	0.06313133	0.06995639	0.07732778	0.08527985	0.09384927
32	0.05692172	0.06324083	0.07007468	0.07745546	0.08541751	0.09399755
33	0.05702299	0.06335042	0.07019311	0.07758329	0.08555535	0.09414600
34	0.05712439	0.06346015	0.07031171	0.07771130	0.08569335	0.09429464
35	0.05722593	0.06357004	0.07043045	0.07783946	0.08583152	0.09444346
36	0.05732760	0.06368006	0.07054934	0.07796778	0.08596987	0.09459247
37	0.05742941	0.06379023	0.07066839	0.07809627	0.08610839	0.09474166
38	0.05753135	0.06390054	0.07078759	0.07822492	0.08624708	0.09489103
39	0.05763342	0.06401099	0.07090695	0.07835373	0.08638595	0.09504058
40	0.05773564	0.06412159	0.07102645	0.07848270	0.08652498	0.09519032
41	0.05783809	0.06423233	0.07114611	0.07861187	0.08666419	0.09534025
42	0.05794047	0.06434321	0.07126592	0.07874114	0.08680356	0.09549035
43	0.05804309	0.06445424	0.07138589	0.07887060	0.08694313	0.09564064
44	0.05814584	0.06456542	0.07150591	0.07900023	0.08708288	0.09579112
45	0.05824874	0.06467674	0.07162628	0.07913002	0.08722277	0.09594178
46	0.05835176	0.06478820	0.07174671	0.07925997	0.08736286	0.09609263
47	0.05845493	0.06489981	0.07186729	0.07939008	0.08750310	0.09624366
48	0.05855823	0.06501157	0.07198803	0.07952036	0.08764353	0.09639487
49	0.05866167	0.06512347	0.07210892	0.07965081	0.08778413	0.09654628
50	0.05876524	0.06523551	0.07222996	0.07978142	0.08792490	0.09669786
51	0.05886895	0.06534770	0.07235116	0.07991219	0.08806595	0.09684964
52	0.05897280	0.06546004	0.07247252	0.08004313	0.08820699	0.09700150
53	0.05907679	0.06557252	0.07259402	0.08017423	0.08834823	0.09715354
54	0.05918091	0.06568515	0.07271569	0.08030550	0.08848967	0.09730568
55	0.05928513	0.06579792	0.07283751	0.08043693	0.08863140	0.09745799
56	0.05938957	0.06591084	0.07295946	0.08056853	0.08877232	0.09761030
57	0.05949411	0.06602391	0.07308161	0.08070029	0.08891323	0.09776274
58	0.05959879	0.06613712	0.07320390	0.08083222	0.08905414	0.09791527
59	0.05970360	0.06625048	0.07332634	0.08096431	0.08919517	0.09806794



(续)

分	36°	37°	38°	39°	40°	41°
0	0.09822400	0.10778228	0.11806051	0.12910562	0.14099793	0.15370174
1	0.09837764	0.10794761	0.11823318	0.12929649	0.14117236	0.15392189
2	0.09853147	0.10811293	0.11841606	0.12948768	0.14137304	0.15414189
3	0.09868549	0.10827866	0.11859415	0.12967890	0.14159345	0.15436256
4	0.09883970	0.10844454	0.11877246	0.12987044	0.14177891	0.15458396
5	0.09899410	0.10861063	0.11895098	0.13006222	0.14199502	0.15480404
6	0.09914868	0.10877691	0.11912974	0.13025422	0.14220116	0.15502528
7	0.09930345	0.10894339	0.11930866	0.13044645	0.14240755	0.15524677
8	0.09945842	0.10911008	0.11948783	0.13063891	0.14261418	0.15546853
9	0.09961357	0.10927696	0.11966720	0.13083159	0.14282106	0.15569055
10	0.09976892	0.10944405	0.11984680	0.13102451	0.14302818	0.15591283
11	0.09992445	0.10961134	0.12002561	0.13121765	0.14323555	0.15613537
12	0.10008017	0.10977883	0.12020663	0.13141103	0.14344316	0.15635817
13	0.10023609	0.10994653	0.12038687	0.13160464	0.14365102	0.15658123
14	0.10039219	0.11011442	0.12056732	0.13179847	0.14385912	0.15680456
15	0.10054846	0.11028252	0.12074830	0.13199254	0.14406747	0.15702815
16	0.10070497	0.11045083	0.12092988	0.13218688	0.14427606	0.15725200
17	0.10086164	0.11061933	0.12110999	0.13238136	0.14448490	0.15747611
18	0.10101851	0.11078804	0.12129131	0.13257612	0.14469398	0.15770048
19	0.10117557	0.11095696	0.12147285	0.13277111	0.14490332	0.15792512
20	0.10133282	0.11112609	0.12165460	0.13296633	0.14511290	0.15815003
21	0.10149023	0.11129540	0.12183653	0.13316178	0.14532272	0.15837519
22	0.10164789	0.11146492	0.12201877	0.13335747	0.14553280	0.15860063
23	0.10180572	0.11163465	0.12220117	0.13355339	0.14574312	0.15882632
24	0.10196374	0.11180459	0.12238380	0.13374954	0.14595369	0.15905228
25	0.10212195	0.11197473	0.12256665	0.13394692	0.14616451	0.15927851
26	0.10228035	0.11214505	0.12274971	0.13414453	0.14637568	0.15950500
27	0.10243895	0.11231563	0.12293309	0.13434238	0.14658699	0.15973176
28	0.10259774	0.11248639	0.12311619	0.13454046	0.14679846	0.15995873
29	0.10275672	0.11265735	0.12330021	0.13473876	0.14701027	0.16018607
30	0.10291590	0.11282852	0.12348415	0.13493733	0.14722234	0.16041362
31	0.10307527	0.11299999	0.12366833	0.13513612	0.14743465	0.16064145
32	0.10323483	0.11317148	0.12385269	0.13533512	0.14764722	0.16086954
33	0.10339459	0.11334326	0.12403730	0.13553439	0.14786003	0.16109790
34	0.10355454	0.11351526	0.12422212	0.13573398	0.14807318	0.16132652
35	0.10371469	0.11368746	0.12440716	0.13593380	0.14828642	0.16155542
36	0.10387504	0.11385987	0.12459242	0.13613385	0.14849988	0.16178458
37	0.10403557	0.11403249	0.12477790	0.13633407	0.14871382	0.16201401
38	0.10419631	0.11420532	0.12496361	0.13653449	0.14892788	0.16224371
39	0.10435723	0.11437835	0.12514954	0.13673518	0.14914220	0.16247368
40	0.10451836	0.11455169	0.12533569	0.13693616	0.14935678	0.16270391
41	0.10467968	0.11472504	0.12552206	0.13713740	0.14957161	0.16293442
42	0.10484119	0.11489879	0.12570865	0.13733882	0.14978669	0.16316520
43	0.10500290	0.11507287	0.12589547	0.13754049	0.15000202	0.16339625
44	0.10516481	0.11524725	0.12608250	0.13774215	0.15021761	0.16362757
45	0.10532692	0.11542194	0.12626977	0.13794394	0.15043346	0.16385916
46	0.10548923	0.11559643	0.12645725	0.13814587	0.15064955	0.16409102
47	0.10565172	0.11577014	0.12664498	0.13834794	0.15086590	0.16432316
48	0.10581441	0.11594405	0.12683293	0.13855015	0.15108251	0.16455556
49	0.10597731	0.11611818	0.12702109	0.13875259	0.15129937	0.16478824
50	0.10614040	0.11629652	0.12720943	0.13895518	0.15151649	0.16502119
51	0.10630369	0.11647106	0.12739804	0.13915790	0.15173388	0.16525442
52	0.10646717	0.11664582	0.12758687	0.13936076	0.15195149	0.16548791
53	0.10663086	0.11682079	0.12777592	0.13956371	0.15216931	0.16572168
54	0.10679474	0.11699597	0.12796520	0.13976674	0.15238735	0.16595573
55	0.10695883	0.11717137	0.12815471	0.13996989	0.15260560	0.16619005
56	0.10712311	0.11734697	0.12834444	0.14017316	0.15282416	0.16642464
57	0.10728759	0.11752279	0.12853439	0.14038658	0.15304297	0.16665951
58	0.10745227	0.11770882	0.12872453	0.14060017	0.15326203	0.16689465
59	0.10761715	0.11789506	0.12891499	0.14081392	0.15348136	0.16713006

(续)

分	42°	43°	44°	45°	46°	47°
0	0.18736676	0.18202351	0.19774399	0.21460184	0.23267886	0.25290396
1	0.18769178	0.18227681	0.1981533	0.21489289	0.23309097	0.25329867
2	0.18801797	0.18253070	0.19856707	0.21518429	0.23340344	0.25369357
3	0.18834449	0.18278519	0.19898193	0.21547603	0.23371627	0.25399869
4	0.18867129	0.18304028	0.19939781	0.21576810	0.23402947	0.25430414
5	0.18899837	0.18329598	0.19981471	0.21606052	0.23434304	0.25461142
6	0.18932572	0.18355229	0.19987222	0.21635327	0.23465697	0.25492069
7	0.18965335	0.18380922	0.19993055	0.21664637	0.23497126	0.25523154
8	0.18998128	0.18406676	0.19998921	0.21693981	0.23528592	0.25554260
9	0.19030945	0.18432506	0.20019816	0.21723359	0.23560096	0.255853945
10	0.18973792	0.18458213	0.20047245	0.21752771	0.23591635	0.25616469
11	0.18916666	0.18483890	0.20074705	0.21782217	0.23623211	0.25647533
12	0.17921668	0.18509527	0.20102193	0.21811698	0.23654824	0.25678636
13	0.17045499	0.18535123	0.20129722	0.21841213	0.23686474	0.25709769
14	0.17069457	0.18560690	0.20157279	0.21870762	0.23708161	0.25740911
15	0.17093444	0.18586217	0.20184866	0.21900346	0.23729885	0.25772063
16	0.17117468	0.18611713	0.20212488	0.21929964	0.23751646	0.25803234
17	0.17141501	0.18637185	0.20240142	0.21959617	0.23773443	0.25834424
18	0.17165571	0.18662676	0.20267827	0.21989304	0.23795278	0.25865633
19	0.17189670	0.18688183	0.20295544	0.22019026	0.23817150	0.25896861
20	0.17213792	0.18714200	0.20323294	0.22048782	0.23839059	0.25928119
21	0.17237952	0.18740107	0.20351076	0.22078573	0.23860906	0.25959406
22	0.17262136	0.18766044	0.20378899	0.22108399	0.23882789	0.25990724
23	0.17286348	0.18792012	0.20406737	0.22138259	0.23904709	0.26022073
24	0.17310588	0.18818010	0.20434610	0.22168155	0.24027068	0.26053452
25	0.17334856	0.18844038	0.20462528	0.22198085	0.24059163	0.26084869
26	0.17359153	0.18870096	0.20490472	0.22228049	0.24091296	0.26116314
27	0.17383478	0.18896185	0.20518449	0.22258040	0.24123466	0.26147792
28	0.17407832	0.18922304	0.20546458	0.22288058	0.24155674	0.26179299
29	0.17432214	0.18948454	0.20574500	0.22318154	0.24187919	0.26210834
30	0.17456624	0.18974634	0.20602575	0.22348256	0.24220202	0.26242399
31	0.17481063	0.19000845	0.20630682	0.22378396	0.24252623	0.26273994
32	0.17505531	0.19027086	0.20658822	0.22408573	0.24285081	0.26305619
33	0.17530027	0.19053356	0.20686994	0.22438783	0.24317677	0.26337273
34	0.17554552	0.19079651	0.20715200	0.22469028	0.24350311	0.26368956
35	0.17579105	0.19105994	0.20743439	0.22499308	0.24382982	0.26400669
36	0.17603686	0.19132356	0.20771710	0.22529624	0.24415692	0.26432411
37	0.17628296	0.19158752	0.20800014	0.22559975	0.24448439	0.26464182
38	0.17652938	0.19185181	0.20828351	0.22590361	0.24481224	0.26495993
39	0.17677607	0.19211634	0.20856721	0.22620783	0.24514046	0.26527834
40	0.17702304	0.19238121	0.20885124	0.22651240	0.24546907	0.26559714
41	0.17727030	0.19264639	0.20913561	0.22681732	0.24579809	0.26591634
42	0.17751785	0.19291187	0.20942039	0.22712260	0.24612746	0.26623594
43	0.17776569	0.19317767	0.20970532	0.22742824	0.24645719	0.26655594
44	0.17801382	0.19344378	0.20999066	0.22773423	0.24678728	0.26687634
45	0.17826224	0.19371019	0.21027637	0.22804068	0.24711774	0.26719714
46	0.17851094	0.19397692	0.21056239	0.22834729	0.24744857	0.26751834
47	0.17875994	0.19424396	0.21084875	0.22865435	0.24777978	0.26783994
48	0.17900923	0.19451131	0.21113543	0.22896177	0.24811137	0.26816194
49	0.17925881	0.19477897	0.21142246	0.22926955	0.24844334	0.26848434
50	0.17950869	0.19504694	0.21170991	0.22957768	0.24877569	0.26880714
51	0.17975888	0.19531523	0.21199750	0.22988618	0.24910840	0.26913034
52	0.18000931	0.19558393	0.21228553	0.23019503	0.24944149	0.26945394
53	0.18026006	0.19585274	0.21257389	0.23050225	0.24977489	0.26977794
54	0.18051110	0.19612196	0.21286265	0.23081022	0.25010860	0.27010234
55	0.18076243	0.19639150	0.21315162	0.23111876	0.25044271	0.27042714
56	0.18101406	0.19666135	0.21344099	0.23142795	0.25077712	0.27075234
57	0.18126598	0.19693152	0.21373069	0.23173771	0.25111183	0.27107794
58	0.18151819	0.19720200	0.21402074	0.23204803	0.25144684	0.27140394
59	0.18177070	0.19747279	0.21431112	0.23235891	0.25178215	0.27173034

(续)

分	48°	49°	50°	51°	52°	53°
0	0.27285447	0.29515707	0.31908897	0.34477924	0.37237342	0.40202032
1	0.27321348	0.29554225	0.31950235	0.34522310	0.37284725	0.40253289
2	0.27357291	0.29592767	0.31991623	0.34566749	0.37332466	0.40304609
3	0.27393276	0.29631395	0.32033059	0.34611240	0.37380264	0.40355991
4	0.27429303	0.29670048	0.32074544	0.34655785	0.37428119	0.40407433
5	0.27465373	0.29708747	0.32116079	0.34700383	0.37476032	0.40458943
6	0.27501484	0.29747491	0.32157662	0.34745034	0.37524002	0.40510512
7	0.27537638	0.29786281	0.32199295	0.34789738	0.37572030	0.40562143
8	0.27573834	0.29825116	0.32240977	0.34834495	0.37620115	0.40613838
9	0.27610073	0.29863998	0.32282709	0.34879306	0.37668259	0.40665595
10	0.27646354	0.29902925	0.32324489	0.34924170	0.37716460	0.40717414
11	0.27682677	0.29941897	0.32366320	0.34969087	0.37764719	0.40769297
12	0.27719044	0.29980916	0.32408199	0.35014058	0.37813036	0.40821253
13	0.27755452	0.30019980	0.32450129	0.35059083	0.37861411	0.40873281
14	0.27791904	0.30059091	0.32492107	0.35104161	0.37909845	0.40925323
15	0.27828398	0.30098247	0.32534135	0.35149293	0.37958336	0.40977458
16	0.27864934	0.30137450	0.32576214	0.35194479	0.38006886	0.41029650
17	0.27901514	0.30176698	0.32618343	0.35239719	0.38055494	0.41081916
18	0.27938137	0.30215993	0.32660521	0.35285013	0.38104161	0.41134243
19	0.27974802	0.30255335	0.32702749	0.35330361	0.38152886	0.41186632
20	0.28011510	0.30294722	0.32745027	0.35375733	0.38201670	0.41239084
21	0.28048262	0.30334156	0.32787355	0.35421219	0.38250513	0.41291600
22	0.28085055	0.30373636	0.32829733	0.35466729	0.38299414	0.41344180
23	0.28121894	0.30413163	0.32872162	0.35512294	0.38348374	0.41396824
24	0.28158775	0.30452737	0.32914641	0.35557913	0.38397394	0.41449532
25	0.28195699	0.30492367	0.32957170	0.35603586	0.38446472	0.41502304
26	0.28232666	0.30532024	0.32999749	0.35649314	0.38495609	0.41555140
27	0.28269677	0.30571737	0.33042379	0.35695097	0.38544806	0.41608041
28	0.28306731	0.30611497	0.33085060	0.35740934	0.38594062	0.41661006
29	0.28343829	0.30651305	0.33127791	0.35786826	0.38643377	0.41714035
30	0.28380970	0.30691159	0.33170573	0.35832773	0.38692751	0.41767129
31	0.28418155	0.30731060	0.33213400	0.35878775	0.38742185	0.41820287
32	0.28455383	0.30771006	0.33256289	0.35924832	0.38791679	0.41873510
33	0.28492655	0.30811003	0.33299223	0.35970944	0.38841233	0.41926798
34	0.28529970	0.30851045	0.33342209	0.36017111	0.38890846	0.41980151
35	0.28567330	0.30891135	0.33385245	0.36063333	0.38940519	0.42033569
36	0.28604733	0.30931272	0.33428332	0.36109610	0.38990252	0.42087052
37	0.28642180	0.30971456	0.33471471	0.36155943	0.39040045	0.42140600
38	0.28679672	0.31011687	0.33514660	0.36202331	0.39089898	0.42194214
39	0.28717207	0.31051965	0.33557901	0.36248775	0.39139811	0.42247893
40	0.28754786	0.31092293	0.33601194	0.36295274	0.39189784	0.42301637
41	0.28792409	0.31132667	0.33644537	0.36341829	0.39239818	0.42355447
42	0.28830077	0.31173089	0.33687932	0.36388440	0.39289912	0.42409323
43	0.28867788	0.31213558	0.33731379	0.36435106	0.39340067	0.42463264
44	0.28905544	0.31254075	0.33774877	0.36481828	0.39390282	0.42517271
45	0.28943345	0.31294640	0.33818427	0.36528606	0.39440558	0.42571344
46	0.28981189	0.31335253	0.33862029	0.36575441	0.39490894	0.42625483
47	0.29019079	0.31375914	0.33905682	0.36622331	0.39541292	0.42679688
48	0.29057012	0.31416623	0.33949385	0.36669277	0.39591750	0.42733959
49	0.29094990	0.31457380	0.33993146	0.36716280	0.39642269	0.42788287
50	0.29133013	0.31498185	0.34036955	0.36763339	0.39692850	0.42842701
51	0.29171081	0.31539038	0.34080816	0.36810454	0.39743491	0.42897171
52	0.29209193	0.31579940	0.34124729	0.36857626	0.39794194	0.42951698
53	0.29247350	0.31620890	0.34168695	0.36904854	0.39844958	0.43006282
54	0.29285552	0.31661888	0.34212713	0.36952139	0.39895784	0.43060922
55	0.29323798	0.31702935	0.34256784	0.36999481	0.39946671	0.43115720
56	0.29362090	0.31744030	0.34300907	0.37046879	0.39997620	0.43170624
57	0.29400427	0.31785173	0.34345082	0.37094334	0.40048630	0.43225585
58	0.29438808	0.31826366	0.34389310	0.37141847	0.40099702	0.43280604
59	0.29477235	0.31867607	0.34433590	0.37189416	0.40150836	0.43335689

(续)

分	54°	55°	66°	57°	58°	59°
0	0.43390412	0.45821692	0.50517658	0.545022729	0.53804356	0.63753622
1	0.43445553	0.46881058	0.50581635	0.54571748	0.53878993	0.63634146
2	0.43500701	0.40940498	0.50645693	0.54640854	0.53953546	0.63514674
3	0.43555836	0.4700012	0.50709631	0.54710049	0.54028286	0.63395118
4	0.43611379	0.47058539	0.50774049	0.54779333	0.54103123	0.63275667
5	0.43666879	0.47119261	0.50838348	0.54848704	0.54178057	0.63156208
6	0.43722289	0.47178906	0.50902728	0.54918165	0.54252988	0.63038758
7	0.43777316	0.47238806	0.50967189	0.54987713	0.54328117	0.62921300
8	0.43833343	0.47298906	0.51031731	0.55057351	0.54403444	0.62804152
9	0.43889314	0.47358648	0.51096354	0.55127078	0.54478767	0.62687292
10	0.43944866	0.47418060	0.51161059	0.55196893	0.54554189	0.62570450
11	0.44000866	0.47478357	0.51225945	0.55266798	0.54629709	0.62453625
12	0.44056874	0.47538969	0.51290712	0.55336702	0.54705326	0.62336809
13	0.44112591	0.47599225	0.51355562	0.55406606	0.54781042	0.62220080
14	0.44168556	0.47659557	0.51420693	0.55477059	0.54856857	0.62103401
15	0.44224551	0.47719963	0.51485806	0.55547313	0.54932770	0.61986714
16	0.44280914	0.47780444	0.51551001	0.55617656	0.55008782	0.61870037
17	0.44337946	0.47841001	0.51616278	0.55688108	0.55084893	0.61753371
18	0.44393347	0.47901633	0.51681537	0.55758642	0.55161193	0.61636714
19	0.44449316	0.47962340	0.51747079	0.55829256	0.55237412	0.61520035
20	0.44505157	0.48023123	0.51812604	0.55899879	0.55313620	0.61403360
21	0.44560956	0.48083981	0.51878211	0.55970784	0.55389328	0.61286684
22	0.44616824	0.48144915	0.51943901	0.56041679	0.55464936	0.61170008
23	0.44672693	0.48205925	0.52009674	0.56112655	0.55540544	0.61053332
24	0.44728611	0.48267012	0.52075530	0.56183743	0.55616152	0.60936656
25	0.44784398	0.48328174	0.52141469	0.56254911	0.55691760	0.60820000
26	0.44840255	0.48389412	0.52207491	0.56326171	0.55767368	0.60703324
27	0.44896093	0.48450727	0.52273597	0.56397522	0.55842976	0.60586648
28	0.44951910	0.48512118	0.52339786	0.56468955	0.55918584	0.60470000
29	0.45017247	0.48573585	0.52406060	0.56540469	0.55994192	0.60353324
30	0.45073385	0.48635129	0.52472416	0.56612125	0.56069800	0.60236648
31	0.45131393	0.48696750	0.52538857	0.56683844	0.56145408	0.60120000
32	0.45191872	0.48758448	0.52605382	0.56755555	0.56221016	0.60003324
33	0.45252822	0.48820223	0.52671991	0.56827557	0.56296624	0.59886648
34	0.45303640	0.48882974	0.52738684	0.56899552	0.56372232	0.59770000
35	0.45361131	0.48944404	0.52805402	0.56971640	0.56447840	0.59653324
36	0.45418692	0.49006010	0.52872225	0.57043821	0.56523448	0.59536648
37	0.45476325	0.49068094	0.52939272	0.57116094	0.56599056	0.59420000
38	0.45534028	0.49130255	0.53006303	0.57188461	0.56674664	0.59303324
39	0.45591803	0.49192494	0.53073420	0.57260920	0.56750272	0.59186648
40	0.45649649	0.49254811	0.53140622	0.57333473	0.56825880	0.59070000
41	0.45707566	0.49317206	0.53207809	0.57406120	0.56901488	0.58953324
42	0.45765554	0.49379678	0.53275282	0.57478860	0.56977096	0.58836648
43	0.45823615	0.49442229	0.53342740	0.57551694	0.57052704	0.58720000
44	0.45881747	0.49504858	0.53410283	0.57624624	0.57128312	0.58603324
45	0.45939950	0.49567566	0.53477913	0.57697654	0.57203920	0.58486648
46	0.45998226	0.49630351	0.53545628	0.57770759	0.57279528	0.58370000
47	0.46056574	0.49693216	0.53613429	0.57843959	0.57355136	0.58253324
48	0.46114993	0.49756159	0.53681316	0.57917274	0.57430744	0.58136648
49	0.46173485	0.49819181	0.53749290	0.57990673	0.57506352	0.58020000
50	0.46232050	0.49882282	0.53817349	0.58064168	0.57581960	0.57903324
51	0.46290686	0.49945462	0.53885496	0.58137755	0.57657568	0.57786648
52	0.46349396	0.50008721	0.53953729	0.58211441	0.57733176	0.57670000
53	0.46408177	0.50072060	0.54022049	0.58285220	0.57808784	0.57553324
54	0.46467032	0.50135477	0.54090466	0.58359095	0.57884392	0.57436648
55	0.46525959	0.50198975	0.54158949	0.58433056	0.57959999	0.57320000
56	0.46584959	0.50262552	0.54227530	0.58507132	0.58035904	0.57203324
57	0.46644032	0.50326209	0.54296199	0.58581294	0.58111808	0.57086648
58	0.46703179	0.50389945	0.54364954	0.58655552	0.58187712	0.56970000
59	0.46762398	0.50453762	0.54433788	0.58729906	0.58263616	0.56853324

### 第3章 渐开线圆柱齿轮精度

齿轮精度等级的选择决定于对齿轮使用性能的要求, 制造质量必须达到设计图样给定的精度等级。本章内容主要引用现行标准 GB10095—88《渐开线圆柱齿轮精度》中的规定, 有些增添的资料, 都注明供参考用。

#### 1 适用范围

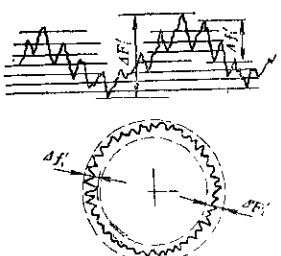
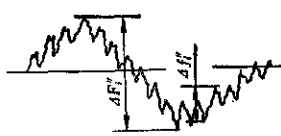
适用于符合国家标准 GB1358《渐开线圆柱齿基本齿廓》、法向模数  $m_n \geq 1\text{mm}$  的渐开线直齿(或斜齿)圆柱齿轮。

对于法向模数在  $1 \sim 40\text{mm}$  之间, 分度圆直径不大于  $4000\text{mm}$ , 齿宽不大于  $630\text{mm}$  的齿轮, 可直接从有关数值表查取所需公差值(见表 2.3-12 至 2.3-23)。当齿轮规格超出表列范围时, 可按标准的附录中的计算式计算, 见表 2.3-24。

#### 2 误差及侧隙的定义和代号

与齿轮误差和侧隙有关的定义和代号, 见表 2.3-1。

表 2.3-1 齿轮、齿轮副误差和侧隙的定义和代号 (GB10095—88)

序号	名称	代号	定义
1	切向综合误差  切向综合公差	$\Delta F'$  $F'$	被测齿轮与理想精确的测量齿轮 <sup>①</sup> 单面啮合时, 在被测齿轮一转内, 实际转角与公称转角公差之总幅度值。以分度圆弧长计值
2	一齿切向综合误差 一齿切向综合公差	$\Delta f'$  $f'$	被测齿轮与理想精确的测量齿轮单面啮合时, 在被测齿轮一齿距角内, 实际转角与公称转角之差的最大幅度值。以分度圆弧长计值
3	径向综合误差  径向综合公差	$\Delta F''$  $F''$	被测齿轮与理想精确的测量齿轮双面啮合时, 在被测齿轮一转内, 双啮中心距的最大变动量

(续)

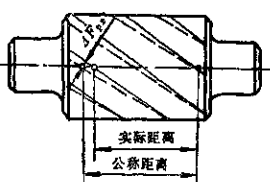
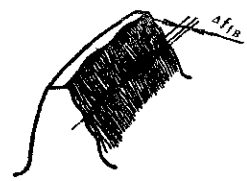
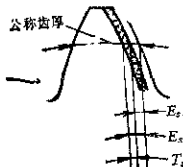
序号	名称	代号	定义
4	一齿径向综合误差 一齿径向综合公差	$\Delta f_r^c$ $f_r^c$	被测齿轮与理想精确的测量齿轮双面啮合时, 在被测齿轮一齿距内, 双啮中心距的最大变动量
5	齿距累积误差	$\Delta F_p$	在分度圆上 <sup>②</sup> , 任意两个同侧齿面间的实际弧长与公称弧长之差的最大绝对值
	K个齿距累积误差	$\Delta F_{pk}$	在分度圆上 <sup>②</sup> , K个齿距的实际弧长与公称弧长之差的最大绝对值, K为2到小于 $\frac{z}{2}$ 的整数
	齿距累积公差 K个齿距累积公差	$F_p$ $F_{pk}$	
6	齿圈径向跳动	$\Delta F_r$	在齿轮一转范围内, 测头在齿槽内, 于齿高中部双面接触, 测头相对于齿轮轴线的最大变动量
	齿圈径向跳动公差	$F_r$	



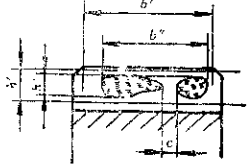
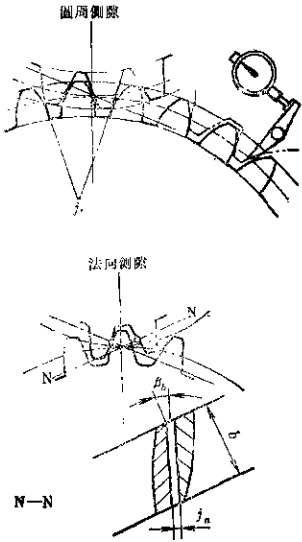




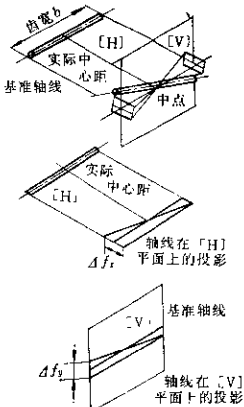
(续)

序号	名称	代号	定义
13	轴向齿距偏差 	$\Delta F_{ax}$	在与齿轮基准轴线平行而大约通过齿高中部的一条直线上, 任意两个同侧齿面间的实际距离与公称距离之差, 沿齿面法线方向计值
14	轴向齿距极限偏差 螺旋线波度误差 	$\pm F_{px}$ $\Delta f_{hp}$	宽斜齿轮齿高中部实际内径波动的最大波幅, 沿齿面法线方向计值
15	螺旋线波度公差 齿厚偏差 	$f_{hp}$ $\Delta E_s$	分度圆柱面上 <sup>②</sup> , 齿厚实际值与公称值之差 对于斜齿轮, 指法向齿厚
16	齿厚极限偏差 上偏差 下偏差 公差 公法线平均长度偏差 公法线平均长度极限偏差 上偏差 下偏差 公差	$E_{st}$ $E_{sl}$ $T_s$ $\Delta E_{w_m}$ $E_{w_{ms}}$ $E_{w_{ml}}$ $T_{w_m}$	在齿轮一周内, 公法线长度平均值与公称值之差

(续)

序号	名称	代号	定义
17	齿轮副的切向综合误差  齿轮副的切向综合公差	$\Delta F'$  $F'_t$	装配好的齿轮副，在啮合转动足够多的转数内，一个齿轮相对于另一个齿轮的实际转角与公称转角之差的总幅度值，以分度圆弧长计值
18	齿轮副的一齿切向综合误差  齿轮副的一齿切向综合公差	$\Delta f'_t$  $f'_{1t}$	装配好的齿轮副，在啮合转动足够多的转数内，一个齿轮相对于另一个齿轮的一个齿距的实际转角与公称转角之差的最大幅度值，以分度圆弧长计值
19	齿轮副的接触斑点  		装配好的齿轮副，在轻载的制动下，运转后齿面上分布的接触擦亮痕迹 接触痕迹的大小在齿面展开图上用百分数计算 沿齿长方向：接触痕迹的长度 $b''$ (扣除超过模数值的断开部分 $c$ ) 与工作长度 $b'$ 之比的百分数，即 $\frac{b''-c}{b'}$ $\times 100\%$ 沿齿高方向：接触痕迹的平均高度 $h''$ 与工作高度 $h'$ 之比的百分数，即 $\frac{h''}{h'}$ $\times 100\%$
20	齿轮副的侧隙  	$j_t$  $j_n$	装配好的齿轮副，当一个齿轮固定时，另一个齿轮的圆周晃动量，以分度圆上弧长计值  装配好的齿轮副，当工作面接触时，非工作面之间的最小距离 $j_n = j_t \cos \beta$ 注： $\beta$ 指基圆螺旋角
	最大极限侧隙  最小极限侧隙	$j_{n \max}$ $j_{n \min}$	

(续)

序号	名称	代号	定义
21	齿轮副的中心距偏差 齿轮副的中心距极限偏差	$\Delta f_o$ $\pm f_o$	在齿轮副的齿宽中间平面内, 实际中心距与公称中心距之差
22	轴线的平行度误差 $x$ 方向轴线的平行度误差 $y$ 方向轴线的平行度误差	$\Delta f_f$ $\Delta f_f$	一对齿轮齿轴在其基准平面上投影的平行度误差。在等于齿宽的长度上测量。 一对齿轮的轴线, 在垂直于基准平面, 并且平行于基准轴线的平面上投影的平行度误差 在等于齿宽的长度上测量
	 <p>齿宽 <math>b</math></p> <p>实际中心距</p> <p>基准轴线</p> <p>中点</p> <p>轴在 [H] 平面上的投影</p> <p><math>\Delta f_f</math></p> <p>轴在 [V] 平面上的投影</p> <p><math>\Delta f_f</math></p> <p>基准轴线</p> <p><math>x</math> 方向轴线的平行度公差</p> <p><math>y</math> 方向轴线的平行度公差</p>	$f_f$ $f_f$	注: 包含基准轴线, 并通过由另一轴线与齿宽中间平面相交的点所形成的平面, 称为基准平面。两条轴线中任何一条轴线都可作为基准轴线

① 允许用齿条、蜗杆、测头等测量元件代替。

② 允许在齿高中部测量, 但仍按分度圆上计值。

③ 允许用检查被测齿轮和测量蜗杆啮合时齿轮齿面上的接触迹线(可称为“法向啮合齿形”)代替, 但仍应按基圆切线方向计值。

### 3 精度等级、公差组及精度等级选择

#### 3.1 精度等级

齿轮有12个精度等级, 1级最高, 12级最低。对齿轮副中两个配对齿轮的精度一般取相同的等级, 也允许取不同的等级。

#### 3.2 公差组

按齿轮各误差项目对传动性能的主要影响, 将各项精度指标分为三个公差组, 见表2.3-2。

表2.3-2 齿轮公差组(GB10095—88)

公差组	公差与极限偏差项目
I	$F_p^*, F_{pb}, F_{pv}, F_r^*, F_{rv}, F_w$
II	$f_i^*, \pm f_{pb}, f_i, f_r^*, \pm f_{rv}, f_{pb}$
III	$F_{\beta}, F_b, F_{\beta\beta}$

一般情况, 对齿轮的三个公差组应选用相同的精度等级, 也允许根据使用要求的不同, 在各公差组之间采用不同的精度等级, 但同一公差组内的各个公差与极限偏差项目应采用相同精度等级。

#### 3.3 精度等级的选择

齿轮精度等级的选择, 应根据传动的用途、使用条件、传动功率和圆周速度及其它技术要求确

定。表2.3-3是齿轮精度等级的选择范围<sup>[2]</sup>, 供参

### 4 齿轮的检验组及其选择

#### 4.1 检验组

根据GB10095, 对各公差组内的精度指标, 按检验需要分为不同的检验组。

##### 第I公差组的检验组

- $\Delta F_i$ ;
- $\Delta E_p$ 与 $\Delta F_{pb}$ 仅在必要时加检 $\Delta F_{pb}$ ;
- $\Delta F_{\beta}$ ;
- $\Delta F_i^*$ 及 $\Delta F_w$ (当其中有一项超差时, 须改用 $\Delta F_i$ 检验);
- $\Delta F_r$ 及 $\Delta F_{rv}$ (当其中有一项超差时, 须改用 $\Delta F_r$ 检验);
- $\Delta F_{pv}$ (仅用于10~12级精度)。

##### 第II公差组的检验组

- $\Delta f_i^*$ (需要时, 可加检 $f_{pb}$ );
- $\Delta f_i$ 及 $f_{pb}$ ;
- $\Delta f_i$ 及 $f_{pb}$ ;
- $\Delta f_i^*$ ;
- $\Delta f_i$ 及 $f_{pb}$ (用于9~12级精度)
- $\Delta f_{pb}$ 或 $\Delta f_{pv}$ (仅用于10~12级精度)。

##### 第III公差组的检验组

- $\Delta F_{\beta}$ ;
- $\Delta F_b$ (仅用于轴向重合度 $e_{\beta} \leq 1.25$ , 齿轮不作修正的斜齿轮);
- $\Delta F_{\beta\beta}$ 与 $\Delta f_{\beta}$ (仅用于轴向重合度 $e_{\beta} > 1.25$ , 齿向线不作修正的斜齿轮);

表2.3-3 齿轮精度等级的选择

精度水平	齿轮情况	精度等级	精度水平	齿轮情况	精度等级
特高精度	检验用的内轮, 高速齿轮, 或在重载下要求特别安全可靠的齿轮, 需用特殊的工艺方法制造	2~3	中等精度	用于一般交通运输设备的齿轮和电机工业的速度较低的齿轮, 通常用滚、插工艺, 或剃齿加工	8~9
高精度	主要用于透平齿轮和航空齿轮, 高精度传动链, 以及某些危险场合下工作的工业齿轮, 需用磨齿机加工	4~5	低精度	用于低速动力传动用齿轮, 用一般的滚、插工艺制造; 也可以在比较旧的机床上加工; 设计水平要求不高	10~11
比较高的精度	主要用于中等速度的工业齿轮和要求安全可靠工作的车辆齿轮, 一般须用磨齿或剃齿工艺, 或者用精度高的滚齿机加工	6~7	最低精度	用于一些不重要的低速齿轮, 低硬度的动力齿轮, 配件内轮, 以及玩具齿轮, 一般是铸造成形, 或者是小尺寸的锻造成型齿轮等	12

$\Delta F_{pa}$ 与 $\Delta F_{\beta}$  (应用场合前项)。

若齿轮副的接触斑点的分布位置和大小达到质量要求时,则对这个齿轮副的单个齿轮一般可不检第Ⅲ公差组内的项目。

按齿轮的功能要求和生产批量之不同,在每个公差组中,可任选一个检验组来检定和验收齿轮精度。若用不同检验组所得结果不同,应按最低的结果评定齿轮精度等级,除设计中规定或订货协议中规定按某检验组检定和验收者外,需方有权与供方不同的检验组来评定齿轮精度等级和验收齿轮。

#### 4.2 检验组的选择

检验组的选择要综合考虑齿轮及齿轮副的功能要求、生产批量、齿轮规格、计量条件和经济效益。

在成品检验时,检验项目应包括齿轮传递运动的准确性、传动的平稳性、载荷分布的均匀性及齿厚偏差四个方面的指标。在第Ⅰ公差组内,最好选择综合指标 $F_i'$ 。齿轮精度能由工艺保证的项目,可以少检或抽检,容易超差的项目要全检。

按齿轮精度等级的检验组选择,见表2.3-4,供参考用。

表2.3-4 齿轮检验组的选择

公差组			适用的 精度等级
I	II	III	
检验组项目			精度等级
$F_i'$	$f_i'$	$F_{\beta}$	
$F_p$	$f_i$ 及 $f_{\beta}$ 或 $F_{\beta}$ ( $e_{\beta} \leq 1.25$ 斜齿轮) $F_i$ 及 $F_{\beta}$ ( $e_{\beta} >$ 1.25斜齿轮)		
$F_i''$ 及 $F_{\omega}$	$f_i''$	$F_{\beta}$	7, 8, 9 ( $f_i''$ 对7级8级齿轮,只允许在生产工艺保证齿形的情况下,用于车间检验)
$F_i$ 及 $F_{\alpha}$	$f_i$ 及 $f_{\alpha}$	$F_{\beta}$	7, 8
$F_p$	$f_{\beta}$ 及 $f_{\beta\alpha}$	$F_{\beta}$	9, 10
$F_i$	$f_{\beta}$	$F_{\beta}$	10, 11, 12

#### 4.3 齿厚极限偏差

为保证齿轮副的侧隙,须把单个齿轮的齿厚偏差 $\Delta E_s$ 控制在齿厚极限偏差(即齿厚上偏差 $E_{sa}$ 及齿厚下偏差 $E_{sa}$ )以内。

齿厚极限偏差的分级代号和数值见表2.3-5及图2.3-1,其数值是以 $f_{\beta}$ 的倍数表示,例如当上偏差选用 $F$ 时,其实际值等于 $-4f_{\beta}$ ,下偏差选用 $L$ ,其实际值等于 $-16f_{\beta}$ 。由于实际生产中设计的齿厚极限偏差很多超出表中所列范围,所以GB10095规定不受这14种分级的限制。这两类齿厚的不同标注方法见本章第7节。检验时,也可以按公法线平均长度偏差 $\Delta E_W$ 。关于齿厚极限偏差及公法线平均长度极限偏差的计算,见本章5.4节(齿轮副的侧隙及计算)。

表2.3-5 齿厚极限偏差表(GB10095)

$C = +1f_{\beta}$	$K = -12f_{\beta}$
$D = 0$	$L = -16f_{\beta}$
$E = -2f_{\beta}$	$M = -10f_{\beta}$
$F = -4f_{\beta}$	$N = -25f_{\beta}$
$G = -6f_{\beta}$	$P = -32f_{\beta}$
$H = -8f_{\beta}$	$R = -40f_{\beta}$
$J = -10f_{\beta}$	$S = -50f_{\beta}$

#### 4.4 齿面粗糙度

根据机械工程师手册第32篇《齿轮传动》中的表32.2-42推荐的“齿面光洁度”,现换算齿面粗糙度以 $R_z$ 的第Ⅰ系列表示,见表2.3-6,供齿根以外的齿面工作部份的粗糙度参考之用。

表2.3-6 齿面粗糙度

第Ⅰ公差组的 精度等级	其它				
	5, 6	7	8	9	
法向模数 $m_n$ ( $d < 1250$ )	$\leq 8$	$\leq 8$	$\leq 8$	$\leq 8$	$> 8$
齿面粗糙度 $R_z$	3.2	6.3	6.3	6.3	12.5-12.5-25

#### 4.5 检验用量仪

检验各项误差所需量仪的情况,见表2.3-7,供参考。

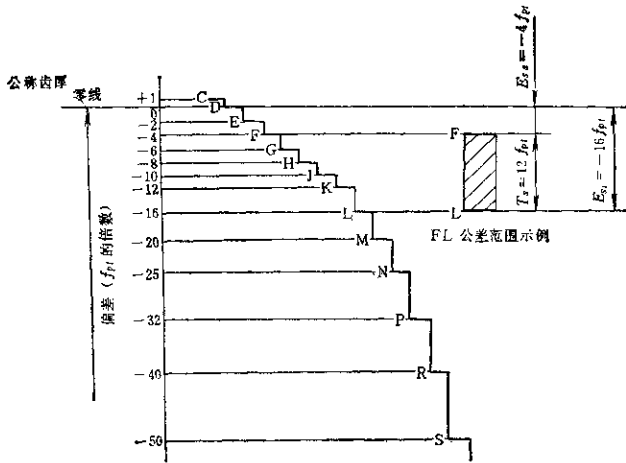


图2.3-1 齿厚极限偏差分级代号图

## 5 齿轮副的检验及齿轮副的侧隙

### 5.1 齿轮副的检验要求

GB10095对齿轮副的要求包括齿轮副的切向综合误差 $(\Delta F'_{i2})$ 、齿轮副的一齿切向综合误差 $(\Delta f'_{i2})$ 、齿轮副的接触斑点位置和大小,以及齿轮副的侧隙。能满足这四方面的要求,则该齿轮副即被认为合格。

齿轮副的 $\Delta F'_{i2}$ 及 $\Delta f'_{i2}$ ,应在装配后实测。也可按齿轮副的各该单个齿轮的 $\Delta F'_i$ 之和,及 $\Delta f'_i$ 之和进行考核,即

$$\Delta F'_{i2} \approx \Delta F'_{i1} + \Delta F'_{i2}$$

$$\Delta f'_{i2} = \Delta f'_{i1} + \Delta f'_{i2}$$

其中的下标1与2是分别表示配对的第1个齿轮和第2个齿轮。

检验齿轮副的 $\Delta F'_{i2}$ 及 $\Delta f'_{i2}$ ,所用公差值 $F'_{i2}$ 及 $f'_{i2}$ 见本章第9.1节。

### 5.2 齿轮副的接触斑点

齿轮副接触斑点的分布位置应接近齿面的中部。齿顶和两端部的棱边处不允许接触。

接触斑点大小(用百分比表示)的计算,见本章

### 表2.3-1.

当采用设计齿形和设计齿线时,对接触斑点的分布位置及大小的要求,由设计者自行规定。

一般齿轮副接触斑点的大小,按本章表2.3-21的规定。

检验接触斑点不得用红丹粉。可用国内已生产的CT1或CT2齿轮接触涂料等(注:机械工业部上海材料研究所生产)。

### 5.3 轴线的平行度误差

一对齿轮的轴线平行度误差 $(\Delta f_x$ 及 $\Delta f_y)$ 影响齿轮传动的性能,必须使它符合轴线平行度公差的要求,公差值见本章表2.3-22。

倘若齿轮箱体孔的一对轴线形成的基准平面(基准平面的含义同本章表2.3-1序号22的“轴线平行度误差”中的“注”)与水平面成倾斜,其夹角为 $\theta$ ;则相对于以水平面为基准平面的 $x$ 方向及 $y$ 方向,有一个新的 $x'-y'$ 座标系(座标轴 $x'$ 与 $x$ 方向之间的夹角,以及 $y'$ 与 $y$ 方向之间的夹角均为 $\theta$ )。实测时可用水平面为基准,测出 $\Delta f_x$ 及 $\Delta f_y$ 较为方便,然后再换算至新座标系,求得 $\Delta f_{x'}$ 及 $\Delta f_{y'}$ ,换算方法是

$$\ominus \Delta f_{x'} \text{ 也可以沿 } x' \text{ 轴方向直接测得,}$$

表 2.3-7 国产齿轮量仪适用的精度等级及检测项目

检测项目	齿 轮 量 仪 名 称	可检测的精度等级	生 产 厂
$\Delta F_1'$ $\Delta f_1'$	可测直内轮的仪器 单面啮合检查仪 (蜗杆式) 万能齿轮测量机	4级及以下 4级及以下	北京工具研究所 哈尔滨量具刃具厂
	可测斜齿条及直齿轮的仪器 单面啮合检查仪 (齿轮式)	5级及以下 (成对齿轮3级)	成都工具研究所
	单面啮合整体误差测量仪	4级及以下	成都工具研究所
$\Delta F_p$ $\Delta f_{p1}$	单面啮合检查仪 (蜗杆式)	5级及以下	北京工具研究所
	单面啮合整体误差测量仪	4级及以下	成都工具研究所
	万能齿轮测量机	4级及以下	哈尔滨量具刃具厂
	半自动周节仪	6级及以下	成都量具刃具厂
	万能测齿仪 手提式周节仪	7级及以下 9级及以下	成都量具刃具厂 各量仪厂
$\Delta f_{ps}$	单面啮合检查仪 (蜗杆式)	4级及以下	北京工具研究所
	单面啮合整体误差测量仪	4级及以下	成都工具研究所
	万能齿轮测量机	4级及以下	哈尔滨量具刃具厂
	万能测齿仪	6级及以下	成都量具刃具厂
	手提式节径仪	6级及以下	各量仪厂
$\Delta F_1''$ $\Delta f_1''$	双啮仪	6级及以下	各量仪厂
$\Delta f_{\beta}$	波度仪	5级及以下	重庆机床厂
$\Delta f_l$	万能渐开线检查仪	5级及以下	哈尔滨量具刃具厂
	单盘式渐开线检查仪	4级及以下	哈尔滨量具刃具厂
	万能齿轮测量机	4级及以下	哈尔滨量具刃具厂
	单面啮合检查仪 (蜗杆式)	5级及以下	北京工具研究所
	单面啮合整体误差测量仪	5级及以下	成都工具研究所
	片标式齿轮检查仪	7级及以下	北京工具研究所
$\Delta F_r$	齿圈径向跳动检查仪	3级及以下	上海量具刃具厂
	万能测齿仪	3级及以下	成都量具刃具厂
	单面啮合检查仪	4级及以下	北京工具研究所
	单面啮合整体误差测量仪	4级及以下	成都工具研究所
$\Delta F_{\beta}$	导程仪	6级及以下	哈尔滨量具刃具厂
	单面啮合整体误差测量仪	5级及以下	成都工具研究所
$\Delta F_s$	单面啮合整体误差测量仪	5级及以下	成都工具研究所
	接触线检查仪	(待生产)	
$\Delta F_{ps}$	轴向齿距仪	6级及以下 7级及以下	重庆机床厂 北京工具研究所
	$\Delta F_w$ $\Delta E_w$	公法线千分尺 万能测齿仪	各量仪厂 成都量具刃具厂
$\Delta E_s$	齿厚卡尺 万能测齿仪	各量仪厂 成都量具刃具厂	

$$\Delta f_s = (\Delta f_s) \cos \theta + (\Delta f_s) \sin \theta$$

$$\Delta f_s = \sqrt{(\Delta f_s^2 + \Delta f_s^2) - \Delta f_s^2}$$

最后, 检验齿轮副的轴线平行度误差 $\Delta f_s'$ 及 $\Delta f_s''$ 的数值, 不得超出公差允许的范围, 公差值仍用本章表2.3-22的 $f_s$ 及 $f_s'$ 。

### 5.4 齿轮副的侧隙及其计算

齿轮传动的正常工作及其良好的润滑条件, 都需要一定的侧隙来保证, 以避免因工作温度的变化而使啮合的齿轮之间的侧隙过小, 导致两齿轮卡住, 所以要规定最小极限侧隙。对于有回程误差要求的正反传齿轮, 其最大极限侧隙还须从功能要求来规定。

对齿轮副法向最小极限侧隙 $j_{n\min}$ , 一般可比照类似产品使用满意的侧隙来确定。需要计算时, 须考虑两个部份, 这里用 $j_{n0}$ 及 $j_{n\Delta}$ 表示。

1)  $j_{n0}$ 是保证正常润滑而必须考虑的齿轮副侧隙, 可由润滑方式和齿轮工作的线速度确定。见表2.3-8。此表是参考性的。

表2.3-8 保证正常润滑所需的侧隙

润滑方式	齿轮线速度 $v$ (m/s)	$j_{n0}$ ( $\mu\text{m}$ )
油池润滑	$v < 10$	$5m_n \sim 10m_n$
	$10 < v < 25$	$10m_n$
	$25 < v < 60$	$30m_n$
喷油润滑	$v > 60$	$30m_n \sim 50m_n$

2)  $j_{n\Delta}$ 是考虑齿轮传动的温度变化。这时由于齿轮和箱体的材料不同, 温度不同以及材料的线膨胀系数不同, 而使原侧隙 $j_{n0}$ 发生减小(或增大), 所以除前述 $j_{n0}$ 外, 还需加上 $j_{n\Delta}$ 的补偿。 $j_{n\Delta}$ 的计算可用下式。

$$j_{n\Delta} = A [K_{11}(t_1 - 20) - K_{12}(t_2 - 20)] \cdot 2s \sin \alpha_n$$

式中  $A$ ——齿轮副中心距 $\mu\text{m}$ ;  
 $\alpha_n$ ——法向啮合角;

$K_{11}$ ——齿轮材料的线膨胀系数;

$K_{12}$ ——箱体材料的线膨胀系数;

$t_1$ ——齿轮温度  $^{\circ}\text{C}$ ;

$t_2$ ——箱体温度  $^{\circ}\text{C}$ ;

20——标准温度  $20^{\circ}\text{C}$ ;

注: 材料线膨胀系数的代号一般用 $\alpha$ , 这里暂时改为 $K$ , 使不与压力角 $\alpha$ 相混。

所以,

$$j_{n\min} = j_{n0} + j_{n\Delta}$$

这个齿轮副最小极限侧隙 $j_{n\min}$ 的要求, 在生产过程中是通过对齿齿厚的减薄量来达到, 因此要考虑一对齿轮的两齿轮各自的齿厚极限偏差(齿厚上偏差 $E_{s1}$ ,  $E_{s2}$ 是负值)。

在齿轮的加工与安装中, 不可避免地会有节径偏差、轴向误差、轴线平行度误差以及齿轮副中心距偏差, 这些都影响到齿轮副侧隙的减少, 所以设计的齿厚减薄量不仅考虑 $j_{n\min}$ , 而且还要考虑所有上述因素导致对齿厚需要有更多的减薄量。计算时, 一般可用下式,

$$[|E_{s1}| + |E_{s2}|] \cos \alpha = j_{n\min} + |f_a| 2 \sin \alpha + \sqrt{f_{p1}^2 + f_{p2}^2 + 2(F_{p0} \cos \alpha)^2 + (f_s \sin \alpha)^2 + (f_g \cos \alpha)^2}$$

因为  $f_s = F_{\beta}$   
 $f_g = 1/2 F_{\beta}$   
 $\alpha = 20^{\circ}$

而且如果考虑配对的两个齿轮的 $E_{s1}$ 相同, 即

$$E_{s1} = E_{s2} = E_s$$

则前式简化为

$$2|E_s| \cos \alpha = j_{n\min} + 2s \sin \alpha |f_a| + \sqrt{f_{p1}^2 + f_{p2}^2 + 2 \cdot 104 F_{\beta}^2}$$

求得内厚上偏差 $E_{s1}$ 后, 再计算齿厚下偏差 $E_{s2}$ ( $E_{s2}$ 是负值)。除有回程误差要求的正反传齿轮, 须根据设计规定的最大极限侧隙计算 $E_{s1}$ 外, 一般是齿厚加工时的齿厚公差 $T_s$ 考虑 $E_{s1}$ , 即

$$|E_{s1}| = |E_{s1}| + T_s$$

$T_s$ 的数值可用下式计算。

$$T_s = \sqrt{F^2 + b^2} \cdot 2 \tan \alpha_n$$

式中的 $b$ , 是切齿径向进刀公差, 见表2.3-9 (见表

表2.3-9 切齿径向进刀公差

齿轮精度等级 (第1公差组)	4	5	6	7	8	9
$b$	1.26IT7	IT8	1.26IT8	IT9	1.26IT9	IT10



是参考性的)。

设计计算出的 $E_{s1}$ 和 $E_{s2}$ ，须折算至 $f_{p1}$ 的倍数用齿厚极限偏差的分级代号表示，也可以直接用数值表示，见本章4.3节及第7节。

用公法线平均长度偏差 $\Delta E_{W1}$ 检验齿厚时，其公法线平均长度上偏差 $E_{W1}$ 及下偏差 $E_{W2}$ 的计算见本章第9.1节。

### 5.5 齿轮副的中心距偏差

齿轮副的中心距偏差 $\Delta f_a$ ，影响到齿轮副的接触精度以及齿轮副的侧隙，必须控制在齿轮副的中心距极限偏差 $(\pm)f_a$ 值以内， $f_a$ 的数值见本章表2.3-23。

### 6 齿坯检验及其公差

齿坯的精度直接影响齿轮的加工精度，应十分重视齿坯精度。齿坯公差见本章的表2.3-10；齿坯基准面径向和端面跳动公差见本章的表2.3-11。

对齿轮在加工、检验和安装时的径向基准面和轴向辅助基准面，应考虑各阶段尽量一致，并在齿轮零件图上予以标注。

图2.3-2供参考。

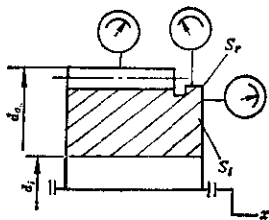


图2.3-2 齿坯检验  
 $d_s$ —顶圆直径  $S_r$ —径向基准面  $d_1$ —孔径  
 $S_l$ —轴向基准面  $z$ —基准轴线

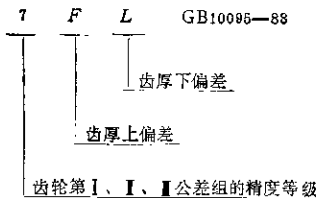
图2.3-2供参考。

### 7 图样标注

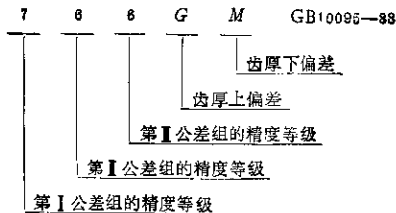
在齿轮图样上，应标注齿轮的精度等级和齿厚极限偏差的代号，对齿轮副须标注齿轮副精度等级和侧隙要求。

标注示例：

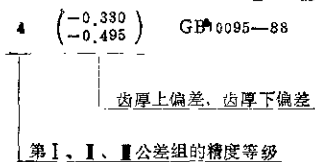
(1) 齿轮的三个公差组的精度同为7级，其齿厚上偏差为 $F$ ，下偏差为 $L$ 。



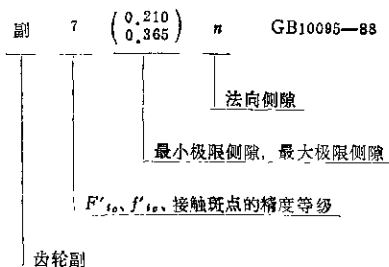
(2) 齿轮第 I 公差组的精度等级为7级，第 II 公差组为6级，第 III 公差组为6级，齿厚上偏差为 $G$ ，齿厚下偏差为 $M$ 。



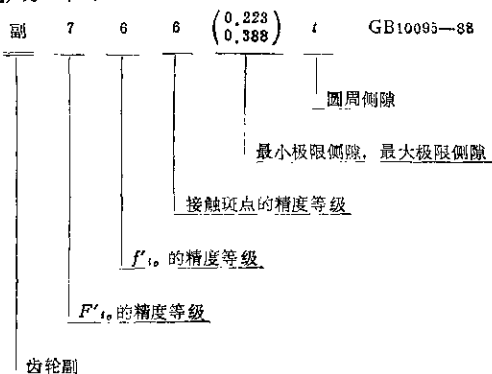
(3) 齿轮的三个公差组精度同为4级，其齿厚上偏差为 $(-330\mu\text{m})_4$ ，下偏差为 $(-495\mu\text{m})_4$ 。



(4) 齿轮副的  $F'_{i\phi}$ 、 $f_{i\phi}$  及接触斑点同为 7 级, 法向最小极限侧隙 ( $j_{\min}$ ) 为  $210\mu\text{m}$ , 最大极限侧隙 ( $j_{\max}$ ) 为  $365\mu\text{m}$ ;



(5) 齿轮副的  $F'_{i\phi}$  为 7 级,  $f_{i\phi}$  为 6 级, 接触斑点为 6 级, 圆周侧隙的最小极限侧隙 ( $j_{\min}$ ) 为  $223\mu\text{m}$ , 最大极限侧隙 ( $j_{\max}$ ) 为  $388\mu\text{m}$ ;



### 8 公差与极限偏差的应用示例

a. 已知直齿轮副的参数

模数  $m_1 = 5\text{mm}$

齿形角  $\alpha = 20^\circ$

齿宽  $b = 50\text{mm}$

齿数  $z_1 = 20$

$z_2 = 100$

中心距  $a = 300\text{mm}$

孔径  $d_1 = 25\text{mm}$

$d_2 = 80\text{mm}$

精度等级 8FL GB10095-88

分度圆直径  $d_1 = 100\text{mm}$

$d_2 = 500\text{mm}$

顶圆直径  $d_{a1} = 110\text{mm}$

$d_{a2} = 510\text{mm}$

分度圆上 1/2 圆周的弧长  $L_1 = 157\text{mm}$

$L_2 = 785\text{mm}$

b. 求各误差项目的公差值 (单位:  $\mu\text{m}$ )

(1) 齿坯公差 (查表2.3-10, 表2.3-11, 表2.3-25)

	小齿轮	大齿轮
孔径公差 (IT6)	13	19
顶圆直径公差 (IT8)	54	110
基准面的径向和端面跳动公差	11	20

(2) 齿轮的公差与极限偏差 (I、II、III 公差组都是6级精度)

I 组

$F_r$ (按9.1节计算)	$32+10=42$	$80+14=94$
$F_{r\alpha}$ (查表2.3-12)	32	80
$F_{r\beta}$ (查表2.3-13)	28	50
$F_r''$ (查表2.3-14)	40	71

II 组

$f_i$ (按9.1节计算)	$0.6(13+10)$ $=14$	$0.6(14+14)$ $=17$
-----------------	-----------------------	-----------------------

$f_i$ (查表2.3-16)	10	14
$\pm f_{p1}$ (查表2.3-17)	$\pm 13$	$\pm 14$
$f_i''$ (查表2.3-19)	18	20

III 组

$F_{\beta}$ (查表2.3-20)	12	12
齿厚 (FL)		
上偏差 $E_{s1}$	$-4f_{p1}$	-56
下偏差 $E_{s2}$	$-18f_{p1}$	-224

(3) 齿轮副的公差

中心距极限偏差 (查表2.3-23)

$$\pm f_a \quad \pm 28$$

接触斑点 (查表2.3-21)

沿齿高不小于	50%
沿齿长不小于	70%

轴线的平行度公差 (查表2.3-22)

$f_s$	12
$f_{s\beta}$	6

齿轮副的切向一齿综合公差 (按9.1节计算)

$$F_{i\theta} \quad 42+94=136$$

齿轮副的一齿切向综合公差 (按9.1节计算)

$$f_{i\theta} \quad 14+17=31$$

本示例取自 GB10095—88 (注:除  $F_r$ ,  $F_r''$ ,  $f_i$  及  $f_{i\theta}$  外, 其余数值也都与国际标准 ISO1328—1974 的示例相同)。

## 9 齿轮及齿轮副各误差项目的公差与极限偏差值

### 9.1 未给数值表的项目

按以下各计算式求得有关数值

(1)  $F_i' = F_{r1} + f_i$  ( $F_{r1}$  查表 2.3-12,  $f_i$  查表 2.3-16)

(2)  $f_i' = 0.6(f_{p1} + f_i)$  (其中,  $f_{p1}$  查表 2.3-17)

(3)  $f_{i\theta} = f_i \cos \beta$  ( $\beta$ —分度圆螺旋角)

(4)  $F_{\beta 1} = F_{\beta}$  ( $F_{\beta}$  查表 2.3-20)

(5)  $F_{\beta} = F_{\beta}$  (按接触长度查表)

(6) 齿厚极限偏差 (按 5.4 节的侧隙得出其数值), 分笏代号见本章的表 2.3-5。

(7) 公法线平均长度极限偏差, 须从齿厚极限偏差计算, 根据 GB10095—88, 对外齿轮的计算为

$$E_{W_g} = E_s \cos \alpha - 0.72 F_g \sin \alpha$$

$$E_{W_g} = E_{s1} \cos \alpha + 0.72 F_g \sin \alpha$$

$$T_{W_g} = T_s \cos \alpha - 1.44 F_g \sin \alpha$$

(8)  $F_{i\theta}' = F_{i\theta 1} + F_{i\theta 2}$  (说明见本章第 5.1 节)

根据 GB10095—88, 当两齿轮的齿数比为不大于 3 的整数, 且采用选配时,  $F_{i\theta}'$  可比计算值压缩 25% 或更多。

(9)  $f_{i\theta}' = f_{i\theta 1} + f_{i\theta 2}$  (说明见本章第 5.1 节)

### 9.2 给出数值表的项目

见本章最后部分的表 2.3-10 至表 2.3-23。

表 2.3-10 齿坯公差

表 2.3-11 齿坯基准面径向和端面跳动公差

表 2.3-12  $F_{r1}$  及  $F_{r2}$  值

表 2.3-13  $F_r$  值

表 2.3-14  $F_r''$  值

表 2.3-15  $F_{W_g}$  值

表 2.3-16  $f_i$  值

表 2.3-17 ( $\pm$ )  $f_{p1}$  值

表 2.3-18 ( $\pm$ )  $f_{i\theta}$  值

表 2.3-19  $f_i''$  值

表 2.3-20  $F_{\beta}$  值

表 2.3-21 接触斑点

表 2.3-22  $f_s$  及  $f_{s\beta}$  值

表 2.3-23 ( $\pm$ )  $f_{i\theta}$  值

此外, 还附有:

表 2.3-24 极限偏差及公差与齿轮几何参数的关系式

表 2.3-25 引自 GB1800—79 的标准公差

表2.3-10 齿坯公差值(GB10095-88)

齿轮精度等级 <sup>①</sup>		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
孔径	尺寸公差	IT <sub>4</sub>	IT <sub>4</sub>	IT <sub>4</sub>	IT <sub>4</sub>	IT <sub>5</sub>	IT <sub>6</sub>	IT <sub>7</sub>	IT <sub>8</sub>	IT <sub>9</sub>	IT <sub>10</sub>	IT <sub>11</sub>	IT <sub>12</sub>
	形状公差	IT <sub>7</sub>	IT <sub>7</sub>	IT <sub>7</sub>									
轴径	尺寸公差	IT <sub>4</sub>	IT <sub>4</sub>	IT <sub>4</sub>	IT <sub>4</sub>	IT <sub>5</sub>	IT <sub>6</sub>	IT <sub>7</sub>	IT <sub>8</sub>	IT <sub>9</sub>	IT <sub>10</sub>	IT <sub>11</sub>	IT <sub>12</sub>
	形状公差	IT <sub>7</sub>	IT <sub>7</sub>	IT <sub>7</sub>									
顶圆直径公差 <sup>②</sup>		IT <sub>6</sub>		IT <sub>7</sub>			IT <sub>8</sub>			IT <sub>9</sub>		IT <sub>11</sub>	
基准面的径向跳动公差 <sup>③</sup>		见表2.3-11											
基准面的端面跳动公差													

注: IT—标准公差, 数值见表2.3-25。

① 当三个公差组的精度等级不同时, 按最高的精度等级确定公差值。

② 当顶圆不作测量传形的基准时, 尺寸公差按IT11给定, 但不大于0.1mm。

③ 当以顶圆作基准面时, 本注即为顶圆的径向跳动。

表2.3-11 齿坯基准面径向和端面跳动公差值(GB10095-88)

μm

分度圆直径 (mm)		精 度 等 级				
		1和2	3和4	5和6	7和8	9到12
大于	到	公 差 值 (μm)				
—	125	2.8	7	11	18	28
125	400	3.6	9	14	22	36
400	800	5.0	12	20	32	50
800	1600	7.0	18	28	45	71
1600	3200	10.0	25	40	63	100
2500	4000	16.0	40	63	100	160

表2.3-12 周节累积公差  $F_p$  及  $K$  个周节累积公差  $F_{pk}$  值(GB10095-88)

μm

L (mm)		精 度 等 级											
大于	到	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
—	11.2	1.1	1.8	2.8	4.5	7	11	16	22	32	45	63	90
11.2	20	1.6	2.5	4.0	6	10	16	22	32	45	63	90	125
20	32	2.0	3.2	5.0	8	12	20	28	40	56	80	112	160
32	50	2.2	3.6	5.5	9	14	22	32	45	63	90	125	180
50	80	2.5	4.0	6.0	10	16	25	36	50	71	100	140	200
80	160	3.2	5.0	8.0	12	20	32	45	63	90	125	180	250
160	315	4.5	7.0	11	18	28	45	63	90	125	180	250	355
315	630	6.0	10	16	25	40	63	90	125	180	250	355	500
630	1000	8.0	12	20	32	50	80	112	160	224	315	450	630
1000	1600	10	16	25	40	63	100	140	200	280	400	560	800
1600	2500	11	18	28	45	71	112	160	224	315	450	630	900
2500	3150	14	22	36	56	90	140	200	280	400	560	800	1120
3150	4000	16	25	40	63	100	160	224	315	450	630	900	1250
4000	5000	18	28	45	71	112	180	250	355	500	710	1000	1400
5000	7200	20	32	50	80	125	200	280	400	560	800	1120	1600

(续)

注: 1.  $F_p$  和  $F_{pk}$  按分度圆弧长  $L$  查表:查  $F_p$  时, 取  $L = \frac{1}{2}\pi d = \frac{\pi m_n z}{2\cos\beta}$ ;  $\beta$  指分度圆螺旋角。查  $F_{pk}$  时, 取  $L = \frac{k\pi m_n}{\cos\beta}$  ( $k$  为 2 到小于  $z/2$  的整数)。2. 除特殊情况外, 对于  $F_{pk}$ ,  $k$  值规定取为小于  $z/6$  或  $z/8$  的最大整数。表 2.3-13 齿圈径向跳动公差  $F_r$  值 (GB10095—88) $\mu\text{m}$ 

分度圆直径 (mm)		法向模数 (mm)	精 度 等 级												
大于	到		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	
—	125	$\geq 1\sim 3.5$	2.5	4	6	10	16	25	38	50	71	80	100	125	160
		$> 1.5\sim 6.3$	2.8	4.5	7	11	18	28	40	60	80	100	125	160	200
		$> 6.3\sim 10$	3.2	5	8	13	20	32	45	90	112	140	160	224	
125	400	$\geq 1\sim 3.5$	3.5	5.5	9	15	22	36	50	80	90	112	140	180	
		$> 3.5\sim 6.3$	4	6	10	16	25	40	66	100	112	140	180	224	
		$> 6.3\sim 10$	4.5	7	11	18	28	45	63	112	125	160	200	250	
		$> 10\sim 16$	5	8	13	20	32	50	71	125	140	180	224	280	
		$> 16\sim 25$	5.5	9	14	22	36	56	80	160	180	224	280	355	
400	800	$\geq 1\sim 3.5$	4.5	7.0	11	18	28	45	63	80	100	125	160	200	
		$> 3.5\sim 6.3$	5.0	8.0	13	20	32	50	71	90	112	140	180	224	
		$> 6.3\sim 10$	5.5	9.0	14	22	36	56	80	100	125	160	200	250	
		$> 10\sim 16$	6	10	16	25	40	63	90	125	160	200	250	315	
		$> 16\sim 25$	7	11	18	28	45	71	100	160	200	250	315	400	
		$> 25\sim 40$	8	13	20	32	50	80	112	200	250	315	400	500	
800	1600	$\geq 1\sim 3.5$	5.0	8.0	13	20	32	50	71	90	112	140	180	224	
		$> 3.5\sim 6.3$	5.5	9.0	14	22	36	56	80	100	125	160	200	250	
		$> 6.3\sim 10$	6	10	16	25	40	63	90	112	140	180	224	280	
		$> 10\sim 16$	7	11	18	28	45	71	100	125	160	200	250	315	
		$> 16\sim 25$	8	13	20	32	50	80	112	160	200	250	315	400	
		$> 25\sim 40$	9	14	22	36	56	90	125	200	250	315	400	500	
1600	2500	$\geq 1\sim 3.5$	5.5	9.0	14	22	36	56	80	100	125	160	200	250	
		$> 3.5\sim 6.3$	6.0	10	16	25	40	63	90	112	140	180	224	280	
		$> 6.3\sim 10$	7.0	11	18	28	45	71	100	125	160	200	250	315	
		$> 10\sim 16$	8.0	13	20	32	50	80	112	140	180	224	280	355	
		$> 16\sim 25$	9	14	22	36	56	90	125	180	224	280	355	450	
		$> 25\sim 40$	10	16	25	40	63	100	140	224	280	355	450	560	
2500	4000	$\geq 1\sim 3.5$	6.0	10	16	25	40	63	90	112	140	180	224	280	
		$> 3.5\sim 6.3$	7.0	11	18	28	45	71	100	125	160	200	250	315	
		$> 6.3\sim 10$	8.0	13	20	32	50	80	112	140	180	224	280	355	
		$> 10\sim 16$	9.0	14	22	36	56	90	125	180	200	250	315	400	
		$> 16\sim 25$	10	16	25	40	63	100	140	180	224	280	355	450	
		$> 26\sim 40$	13	20	32	50	80	125	180	224	280	355	450	560	

表2.3-14 径向综合公差 $F_r'$ 值(GB10096—88) $\mu\text{m}$ 

分度圆直径 (mm)		法向齿数 (mm)	精 度 等 级											
大于	到		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
—	125	$> 1\sim 3.5$	—	—	—	14	22	36	50	63	90	140	180	224
		$> 3.5\sim 6.3$	—	—	—	16	25	40	56	71	112	180	224	280
		$> 6.3\sim 10$	—	—	—	18	28	45	63	80	125	200	250	315
125	400	$> 1\sim 3.5$	—	—	—	20	32	50	71	90	112	160	200	250
		$> 3.5\sim 6.3$	—	—	—	22	36	56	80	100	140	200	250	315
		$> 6.3\sim 10$	—	—	—	25	40	63	90	112	160	224	280	355
		$> 10\sim 16$	—	—	—	28	45	71	100	125	180	225	315	400
		$> 16\sim 25$	—	—	—	32	50	80	122	140	224	315	400	500
400	400	$> 1\sim 3.5$	—	—	—	25	40	63	90	112	140	180	224	280
		$> 3.5\sim 6.3$	—	—	—	28	45	71	100	125	160	200	250	315
		$> 6.3\sim 10$	—	—	—	32	50	80	112	140	180	224	280	355
		$> 10\sim 16$	—	—	—	36	56	90	125	160	224	280	355	450
		$> 16\sim 25$	—	—	—	40	63	100	140	180	280	355	450	560
600	1600	$> 1\sim 3.5$	—	—	—	28	45	71	100	125	160	200	250	315
		$> 3.5\sim 6.3$	—	—	—	32	50	80	112	140	180	224	280	355
		$> 6.3\sim 10$	—	—	—	36	56	90	125	160	200	250	315	400
		$> 10\sim 16$	—	—	—	40	63	100	140	180	224	280	355	450
		$> 16\sim 25$	—	—	—	45	71	112	160	200	280	355	450	560
1600	2500	$> 1\sim 3.5$	—	—	—	32	50	80	112	140	180	224	280	355
		$> 3.5\sim 6.3$	—	—	—	36	56	90	125	160	200	250	315	400
		$> 6.3\sim 10$	—	—	—	40	63	100	140	180	224	280	355	450
		$> 10\sim 16$	—	—	—	45	71	112	160	200	250	315	400	500
		$> 16\sim 25$	—	—	—	50	80	125	180	224	315	400	500	630
2500	4000	$> 1\sim 3.5$	—	—	—	36	56	90	125	160	200	250	315	400
		$> 3.5\sim 6.3$	—	—	—	40	63	100	140	180	224	280	355	450
		$> 6.3\sim 10$	—	—	—	45	71	112	160	200	250	315	400	500
		$> 10\sim 16$	—	—	—	50	80	125	180	224	280	355	450	560
		$> 16\sim 25$	—	—	—	56	90	140	200	250	315	400	500	630
		$> 25\sim 40$	—	—	—	71	112	180	250	315	400	500	630	800

表2.3-15 公法线长度变动公差 $F_{p\beta}$ 值(GB10096—88) $\mu\text{m}$ 

分度圆直径 (mm)		精 度 等 级											
大于	到	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
—	125	2.0	3.0	5.0	8.0	12	20	28	40	56	80	112	160
125	400	2.5	4.0	6.5	10	16	25	35	50	71	100	140	200
400	800	3.0	5.0	8.0	12	20	32	45	63	90	125	180	250
800	1600	4.0	6.5	10	16	25	40	56	80	112	160	224	315
1600	2500	4.5	7.0	11	18	28	45	71	100	140	200	280	400
2500	4000	6.5	10	16	25	40	63	90	125	180	250	355	500

表2.3-16 齿形公差 $f_f$ 值(GB10085—88)

$\mu\text{m}$

分度圆直径 (mm)		法向模数 (mm)	精 度 等 级											
大于	到		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
—	125	$\geq 1\sim 3.5$	2.1	2.6	3.6	4.8	6	8	11	14	22	36	56	90
		$> 3.5\sim 6.3$	2.4	3.0	4.0	5.3	7	10	14	20	32	56	90	125
		$> 6.3\sim 10$	2.5	3.4	4.5	6.0	8	12	17	22	36	56	90	140
125	400	$\geq 1\sim 3.5$	2.4	3.0	4.0	6.3	7	9	13	18	28	45	71	112
		$> 3.5\sim 6.3$	2.6	3.2	4.5	6.0	8	11	18	22	36	56	90	140
		$> 6.3\sim 10$	2.8	3.6	5.0	6.5	9	13	19	28	45	71	112	180
		$> 10\sim 16$	3.0	4.0	5.5	7.5	11	16	22	32	50	80	125	200
		$> 16\sim 25$	3.4	4.8	6.5	9.5	14	20	30	45	71	112	180	280
400	800	$\geq 1\sim 3.5$	2.6	3.4	4.5	6.5	9	12	17	25	40	63	100	160
		$> 3.5\sim 6.3$	2.8	3.8	5.0	7.0	10	14	20	28	45	71	112	180
		$> 6.3\sim 10$	3.0	4.0	5.5	7.5	11	16	24	36	56	90	140	224
		$> 10\sim 16$	3.2	4.5	6.0	9.0	13	18	26	40	63	100	160	260
		$> 16\sim 25$	3.8	5.3	7.5	10.6	16	24	36	56	90	140	224	365
		$> 25\sim 40$	4.5	6.5	9.5	14	21	30	48	71	112	180	280	450
800	1600	$\geq 1\sim 3.5$	3.0	4.2	5.5	8.0	11	17	24	38	56	90	140	224
		$> 3.5\sim 6.3$	3.2	4.5	6.0	9.0	13	18	28	40	63	100	160	260
		$> 6.3\sim 10$	3.4	4.8	6.5	9.5	14	20	30	45	71	112	180	280
		$> 10\sim 16$	3.8	5.0	7.5	10.5	16	22	34	50	80	125	200	315
		$> 16\sim 25$	4.2	6.0	8.5	12	19	28	42	63	100	160	260	400
		$> 25\sim 40$	5.0	7.0	10.5	16	26	38	63	80	125	200	315	500
1600	2500	$\geq 1\sim 3.5$	3.8	5.3	7.5	11	16	24	38	50	80	125	200	315
		$> 3.5\sim 6.3$	4.0	5.5	8.0	11.5	17	25	38	56	90	140	224	365
		$> 6.3\sim 10$	4.0	6.0	8.5	12	18	28	40	63	100	160	260	400
		$> 10\sim 16$	4.2	6.5	9.0	13	20	30	45	71	112	180	280	450
		$> 16\sim 25$	4.8	7.0	10.5	16	22	36	53	80	125	200	315	500
		$> 25\sim 40$	5.5	8.0	12	18	28	42	63	100	160	260	400	630
2500	4000	$\geq 1\sim 3.5$	4.5	6.5	10	14	21	32	50	71	112	180	280	450
		$> 3.5\sim 6.3$	4.8	7.0	10	15	22	34	53	80	125	200	315	500
		$> 6.3\sim 10$	5.0	7.5	10.5	16	24	38	56	90	140	224	365	560
		$> 10\sim 16$	5.3	7.5	11	17	25	38	60	90	140	224	365	560
		$> 16\sim 25$	5.5	8.5	13	19	28	45	67	100	160	260	400	630
		$> 25\sim 40$	6.5	9.5	15	22	34	50	80	125	200	315	500	800

表2.3-17 周节极限偏差(±)  $f_p$  值(GB10095-88)

$\mu\text{m}$

分度圆直径 (mm)		法向模数 (mm)	精 度 等 级											
大于	到		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
—	125	$\geq 1\sim 3.5$	1.0	1.6	2.5	4.0	6	10	14	20	28	40	56	80
		$> 3.5\sim 6.3$	1.2	2.0	3.2	5.0	8	13	18	25	36	50	71	100
		$> 6.3\sim 10$	1.4	2.2	3.6	5.5	9	14	20	28	40	56	80	112
125	400	$\geq 1\sim 3.5$	1.1	1.8	2.8	4.5	7	11	16	22	32	45	63	90
		$> 3.5\sim 6.3$	1.4	2.2	3.6	5.5	9	14	20	28	40	56	80	112
		$> 6.3\sim 10$	1.6	2.5	4.0	6.0	10	16	22	32	45	63	90	126
		$> 10\sim 16$	1.8	2.8	4.5	7.0	11	18	25	36	50	71	100	140
		$> 16\sim 25$	2.2	3.6	5.5	9	14	22	32	45	63	90	125	180
400	800	$\geq 1\sim 3.5$	1.2	2.0	3.2	5.0	8	13	18	25	36	50	71	100
		$> 3.5\sim 6.3$	1.4	2.2	3.6	5.5	9	14	20	28	40	56	80	112
		$> 6.3\sim 10$	1.8	2.8	4.5	7.0	11	18	25	36	50	71	100	140
		$> 10\sim 16$	2.0	3.2	5.0	8.0	13	20	28	40	56	80	112	160
		$> 16\sim 25$	2.5	4.0	6.0	10	16	25	36	50	71	100	140	200
		$> 25\sim 40$	3.2	5.0	8.0	13	20	32	45	63	90	125	180	250
800	1600	$\geq 1\sim 3.5$	1.2	2.0	3.6	5.5	9	14	20	28	40	56	80	112
		$> 3.5\sim 6.3$	1.6	2.5	4.0	6.0	10	16	22	32	45	63	90	125
		$> 6.3\sim 10$	1.8	2.8	4.5	7.0	11	18	25	36	50	71	100	140
		$> 10\sim 16$	2.0	3.2	5.0	8.0	13	20	28	40	56	80	112	160
		$> 16\sim 25$	2.5	4.0	6.0	10	16	25	36	50	71	100	140	200
		$> 25\sim 40$	3.2	5.0	8.0	13	20	32	45	63	90	125	180	250
1800	2500	$\geq 1\sim 3.5$	1.6	2.5	4.0	6.0	10	16	22	32	45	63	90	125
		$> 3.5\sim 6.3$	1.8	2.8	4.5	7.0	11	18	25	36	50	71	100	140
		$> 6.3\sim 10$	2.0	3.2	5.0	8.0	13	20	28	40	56	80	112	160
		$> 10\sim 16$	2.2	3.6	5.5	9.0	14	22	32	45	63	90	125	180
		$> 16\sim 25$	2.8	4.5	7.0	11	18	28	40	56	80	112	160	224
		$> 25\sim 40$	3.6	5.5	9.0	14	22	36	50	71	100	140	200	280
2500	4000	$\geq 1\sim 3.5$	1.8	2.8	4.5	7.0	11	18	25	36	50	71	100	140
		$> 3.5\sim 6.3$	2.0	3.2	5.0	8.0	13	20	28	40	56	80	112	160
		$> 6.3\sim 10$	2.2	3.6	5.5	9.0	14	22	32	45	63	90	125	180
		$> 10\sim 16$	2.5	4.0	6.0	10	16	25	36	50	71	100	140	200
		$> 16\sim 25$	2.8	4.5	7.0	11	18	28	40	56	80	112	160	224
		$> 25\sim 40$	3.6	5.5	9.0	14	22	36	50	71	100	140	200	280



表 2.3-18 基节极限偏差(±)  $f_{pb}$  值(GB10095-88) $\mu\text{m}$ 

分度圆直径 (mm)		法向模数 (mm)	精 度 等 级											
大于	到		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
—	125	$\geq 1\sim 3.5$	1.0	1.4	2.4	3.6	5	9	13	18	26	36	50	71
		$> 3.5\sim 6.3$	1.2	1.8	3.0	4.5	7	11	16	22	32	45	63	90
		$> 6.3\sim 10$	1.4	2.0	3.2	5.0	8	13	18	26	36	50	71	100
125	400	$\geq 1\sim 3.5$	1.0	1.6	2.4	4.2	6	10	14	20	30	40	60	80
		$> 3.5\sim 6.3$	1.2	2.0	3.2	5.0	8	13	18	26	36	50	71	100
		$> 6.3\sim 10$	1.4	2.4	3.6	6.5	9	14	20	30	40	60	80	112
		$> 10\sim 16$	1.6	2.6	4.2	6.5	10	16	22	32	45	63	90	126
		$> 16\sim 25$	2.0	3.4	5.0	8.5	13	20	30	40	60	80	112	160
400	800	$\geq 1\sim 3.5$	1.2	1.8	3.0	4.5	7	11	16	22	32	45	63	90
		$> 3.5\sim 6.3$	1.4	2.0	3.2	5.0	8	13	18	26	36	50	71	100
		$> 6.3\sim 10$	1.6	2.6	4.2	6.5	10	16	22	32	45	63	90	126
		$> 10\sim 16$	1.8	3.0	4.5	7.5	11	18	26	36	50	71	100	140
		$> 16\sim 25$	2.4	3.6	5.5	9.5	14	22	32	45	63	90	126	180
		$> 26\sim 40$	3.0	4.5	7.5	11	18	30	40	60	80	112	160	224
800	1600	$\geq 1\sim 3.5$	1.2	1.8	3.2	5.0	8	13	18	26	36	50	71	100
		$> 3.5\sim 6.3$	1.4	2.4	3.6	5.5	9	14	20	30	40	60	80	112
		$> 6.3\sim 10$	1.6	2.6	4.2	6.5	10	16	22	32	45	67	90	126
		$> 10\sim 16$	1.8	3.0	4.5	7.5	11	18	26	36	50	71	100	140
		$> 16\sim 25$	2.4	3.6	5.5	9.5	14	22	32	45	63	90	126	180
		$> 26\sim 40$	3.0	4.5	7.5	11	18	30	40	60	80	112	160	224
1600	2500	$\geq 1\sim 3.5$	1.4	2.4	3.6	6.5	9	14	20	30	40	60	80	112
		$> 3.5\sim 6.3$	1.6	2.6	4.2	6.5	10	16	22	32	45	67	90	126
		$> 6.3\sim 10$	1.8	3.0	4.5	7.5	11	18	26	36	50	71	100	140
		$> 10\sim 16$	2.0	3.2	5.0	8.5	13	20	30	40	60	80	112	160
		$> 16\sim 25$	2.4	4.2	6.5	10	16	26	36	50	71	100	140	200
		$> 26\sim 40$	3.4	5.0	8.5	13	20	32	45	63	90	126	180	260
2500	4000	$\geq 1\sim 3.5$	1.6	2.6	4.2	6.5	10	16	22	32	45	63	90	126
		$> 3.5\sim 6.3$	1.8	3.0	4.6	7.5	11	18	26	36	50	71	100	140
		$> 6.3\sim 10$	2.0	3.2	5.0	8.5	13	20	30	40	60	80	112	160
		$> 10\sim 16$	2.4	3.6	5.5	9.5	14	22	32	45	67	90	126	180
		$> 16\sim 25$	2.6	4.2	6.5	10	16	26	36	50	71	100	140	200
		$> 26\sim 40$	3.4	5.0	8.5	13	20	32	45	63	90	126	180	260

注：对6级及高于6级的精度，在一个齿轮的两侧齿面上，最大基节与最小基节之差，不允许大于基节单向极限偏差的数值。

表2.3-19 一齿径向综合公差 $f_r$ 值(GB10095-88)

$\mu\text{m}$

分度圆直径 (mm)		法向模数	精 度 等 级											
大于	到	(mm)	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
—	125	$\geq 1\sim 3.5$	—	—	—	7	10	14	20	28	38	46	56	71
		$> 3.5\sim 6.3$	—	—	—	9	13	18	25	36	45	56	71	100
		$> 6.3\sim 10$	—	—	—	10	14	20	28	40	60	63	80	100
125	400	$\geq 1\sim 3.5$	—	—	—	8	11	16	22	32	40	50	63	80
		$> 3.5\sim 6.3$	—	—	—	10	14	20	28	40	50	63	80	100
		$> 6.3\sim 10$	—	—	—	11	16	22	32	45	56	71	90	112
		$> 10\sim 16$	—	—	—	13	18	25	36	50	63	80	100	125
		$> 16\sim 25$	—	—	—	16	22	32	45	63	80	100	125	180
400	900	$\geq 1\sim 3.5$	—	—	—	9	13	18	25	36	45	56	71	90
		$> 3.5\sim 6.3$	—	—	—	10	14	20	28	40	50	63	80	100
		$> 6.3\sim 10$	—	—	—	11	16	22	32	45	56	71	90	112
		$> 10\sim 16$	—	—	—	14	20	28	40	56	71	90	112	140
		$> 16\sim 25$	—	—	—	18	25	36	50	71	90	112	140	180
800	1600	$\geq 1\sim 3.5$	—	—	—	10	14	20	28	40	50	63	80	100
		$> 3.5\sim 6.3$	—	—	—	11	16	22	32	45	56	71	90	112
		$> 6.3\sim 10$	—	—	—	13	18	25	36	50	63	80	100	125
		$> 10\sim 16$	—	—	—	14	20	28	40	56	71	90	112	140
		$> 16\sim 25$	—	—	—	18	25	36	50	71	90	112	140	180
1600	2500	$\geq 1\sim 3.5$	—	—	—	11	16	22	32	45	56	71	90	112
		$> 3.5\sim 6.3$	—	—	—	13	18	25	36	50	63	80	100	125
		$> 6.3\sim 10$	—	—	—	14	20	28	40	56	71	90	112	140
		$> 10\sim 16$	—	—	—	16	22	32	45	63	80	100	125	180
		$> 16\sim 25$	—	—	—	20	28	40	56	80	100	125	180	200
2500	4000	$\geq 1\sim 3.5$	—	—	—	13	18	25	36	50	63	80	100	125
		$> 3.5\sim 6.3$	—	—	—	14	20	28	40	56	71	90	112	140
		$> 6.3\sim 10$	—	—	—	16	22	32	45	63	80	100	125	180
		$> 10\sim 16$	—	—	—	18	25	36	50	71	90	112	140	180
		$> 16\sim 25$	—	—	—	20	28	40	56	80	100	125	180	200
—	—	$> 25\sim 40$	—	—	—	25	36	50	71	100	125	180	200	250

表2.3-20 齿向公差 $F'$ 值(GB10085-88)

$\mu\text{m}$

齿轮宽度 (mm)		精 度 等 级											
大于	到	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
—	40	2.8	3.6	4.5	5.5	7	9	11	18	28	45	71	112
40	100	4.0	5.0	6.0	8.0	10	12	16	25	40	63	100	160
100	160	5.0	6.0	8.0	10	12	16	20	32	50	80	125	200
160	250	6.0	7.5	10	12	16	19	24	38	60	105	160	240
250	400	7.0	9.0	12	14	18	24	28	45	75	120	190	300
400	630	8.5	11	14	17	22	28	34	55	90	140	220	360

表2.3-21 接触斑点(GB10095-88)

接触斑点	单位	精度等级											
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
按高度不小于	%	65	65	65	60	55 (45)	50 (40)	45 (35)	40 (30)	30	25	20	15
按长度不小于	%	95	95	95	90	80	70	60	50	40	30	30	30

注: 1. 括号内数值, 用于轴向重合度 $\epsilon_B > 0.8$ 的斜齿轮。

2. 采用设计齿形和设计齿向线时, 对接触斑点的分布位置及大小, 由设计者自行规定。

表2.3-22 轴线平行度公差值(GB10095-88)

$x$ 方向轴线平行度公差 $f_{1x} = F_B$	$F_B$ 值见表2.3-25
$y$ 方向轴线平行度公差 $f_{1y} = \frac{1}{2} F_B$	

表2.3-23 中心距极限偏差(±)  $f_a$  值(GB10095-88)

齿轮副的中心距 (mm)		第 I 公差等级精度等级					
		1~2	3~4	5~6	7~8	9~10	11~12
		$f_a$					
大	到	$\frac{1}{2} IT_4$	$\frac{1}{2} IT_6$	$\frac{1}{2} IT_7$	$\frac{1}{2} IT_8$	$\frac{1}{2} IT_9$	$\frac{1}{2} IT_{11}$
$\mu m$ 值							
6	10	2	4.5	7.5	11	18	45
10	18	2.5	6.5	9	13.5	21.5	55
18	30	3	6.5	10.5	16.5	26	65
30	50	3.5	8	12.5	19.5	31	80
50	80	4	9.5	15	23	37	95
80	120	5	11	17.5	27	43.5	110
120	180	6	12.5	20	31.5	50	125
180	250	7	14.5	23	35	57.5	145
250	315	8	16	26	40.5	65	160
315	400	9	18	28.5	44.5	70	180
400	500	10	20	31.5	48.5	77.5	200
500	630	11	22	35	55	87	220
630	800	12.5	25	40	62	100	250
800	1000	14.5	28	45	70	115	280
1000	1250	17	33	52	82	130	330
1250	1800	20	39	62	97	155	390
1800	2000	24	46	75	115	185	480
2000	2500	28.5	55	87	140	220	650
2500	3150	34.5	67.5	106	165	270	675

表2.3-24 极限偏差及公差与齿轮几何参数的关系式(GB10095-88)

精度等级 C	$F_p$		$F_{\alpha}$		$F_{\beta}$		$f_m$		$f_1$		$f_2$		$F_g$		
	$A\sqrt{Z}+C$		$A\sqrt{B\sqrt{d}}$		$B\sqrt{d}+C$		$A\sqrt{B\sqrt{d}}$		$A\sqrt{Bd+c}$		$A\sqrt{B\sqrt{d}}$		$A\sqrt{B}+C$		
	A	C	A	C	A	C	A	C	A	C	A	C	A	C	
1	0.25	0.03	0.25	2.8	0.3	1.2	0.053	1.32	0.033	0.8	0.033	—	—	0.315	1.6
2	0.4	1	0.355	4.6	0.16	1.8	0.12	2.3	0.10	1.25	0.10	1.5	—	0.40	2
3	0.63	1.6	0.56	7.1	0.25	3	0.21	3.4	0.16	2	0.15	2.15	—	0.50	2.5
4	—	2.5	0.80	11.2	0.4	4.8	0.34	5.4	0.25	3.15	0.25	4	0.45	0.63	3.15
5	1.6	4	1.40	18	0.63	7.5	0.54	8.7	0.40	5	0.4	5	0.63	0.8	4
6	2.5	6.3	2.24	28	1	12	0.87	14	0.63	8	0.63	6.3	0.9	1.12	5
7	3.55	9	3.16	40	1.6	17	1.22	19.4	0.90	11.2	1	8	1.25	1.6	6.3
8	5	12.5	4	56	1.75	21	1.7	27	1.25	18	1.0	10	1.6	2.24	10
9	7.1	18	5	80	—	—	2.4	38	1.8	22.4	2.5	16	2.24	2.8	16
10	10	26	6.3	100	—	—	3.3	53	2.5	31.5	4	25	2.8	3.55	25
11	14	36	8	106	—	—	4.7	74	3.55	45	6.3	40	2.55	4.5	40
12	20	50	10	125	—	—	6.5	104	5	63	10	63	4.5	6.3	63

注: 1.  $d$ —齿轮分度圆直径,  $m$ —模数,  $b$ —轮齿宽度,  $L$ —分度圆弦长。  
 $F_p = F_{\alpha} + f_1$ ;  $f_g = f_2' \cos \beta$ ;  $f_1' = 0.6(f_{r1} + f_1)$ ;  $F_{\beta} = F_g$ ;  $f_m = f_1 \cos \alpha$ ;  $F_{\alpha} = F_g$ ;  $F_1^* = 1.4f_1$ 。  
 2.  $F_g$  值按两个关系式得出的较小值确定。

表2.3-25 标准公差数值表  
(引自GB1800-79《公差与配合 总论 标准公差与基本偏差》)

$\mu\text{m}$

基本尺寸 <sup>①</sup> (mm)		IT <sub>1</sub>	IT <sub>2</sub>	IT <sub>3</sub>	IT <sub>4</sub>	IT <sub>5</sub>	IT <sub>6</sub>	IT <sub>7</sub>	IT <sub>8</sub>	IT <sub>9</sub>	IT <sub>10</sub>	IT <sub>11</sub>
大于	到											
6	10	1	1.5	2.5	4	6	9	15	22	36	56	90
10	18	1.2	2	3	5	8	11	18	27	43	70	110
18	30	1.5	2.5	4	6	9	13	21	33	52	84	130
30	50	1.5	2.5	4	7	11	16	25	39	62	100	160
50	80	2	3	5	8	13	19	30	46	74	120	190
80	120	2.5	4	6	10	15	22	35	54	87	140	220
120	180	3.5	5	8	12	18	25	40	63	100	160	250
180	250	4.5	7	10	14	20	29	46	72	115	185	280
250	315	6	9	12	16	23	32	52	81	130	210	320
315	400	7	9	13	18	25	36	57	88	140	230	360
400	500	8	10	15	20	27	40	63	97	155	250	400
500	630	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
630	800	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
800	1000	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
1000	1250	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
1250	1600	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
1600	2000	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
2000	2500	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
2500	3150	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
3150	4000	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—

① 基本尺寸指直径(用于表2.3-10)或中心距(用于表2.3-23)。

## 第4章 渐开线圆柱齿轮承载能力计算

本章介绍的计算方法适用于钢、铸铁制造的,基本齿廓符合GB1356-78的内、外啮合直齿、斜齿和人字齿圆柱齿轮传动。其中,齿面接触疲劳强度(简称接触强度)的校核计算和轮齿弯曲疲劳强度(简称弯曲强度)的校核计算是根据“GB3480-83渐开线圆柱齿轮承载能力计算方法”编写的,胶合承载能力计算方法是按“渐开线圆柱齿轮胶合承载能力计算方法(国标征求意见稿)”编写的,适用于由重载和大滑动速度引起的齿面高温导致润滑油膜破裂所造成的胶合损伤(热胶合)。

### 1 计算原则与安全系数的选择

齿轮传动的承载能力计算,应根据其结构特点和设计要求,以不产生损伤为前提来进行。

一般,对闭式传动,硬齿面( $HB > 350$ )钢制齿轮的承载能力主要取决于弯曲强度,软齿面( $HB \leq 350$ )钢制齿轮的承载能力主要取决于接触强度。重载高速齿轮传动容易产生胶合,开式齿轮传动的主要损伤形式是齿面磨损。

以上几种损伤形式与齿轮圆周速度之间的大致

定性关系可参见图2.4-1。

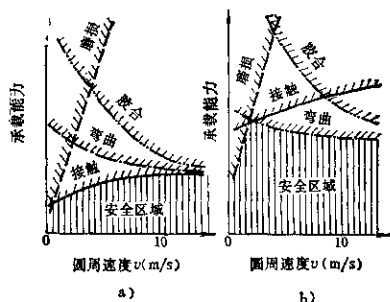


图2.4-1 几种主要损伤形式与圆周速度之间的大致关系

a) 软齿面齿轮  
b) 硬齿面齿轮

在设计齿轮时,应根据传动装置的重要程度、工作要求、经济性和维修难易等因素,综合考虑对它的可靠性要求。一般可分为表2.4-1所示的几种情况。

表 2.4-1 可靠性要求类别

设计寿命	可靠性要求	举 例
较短	不高	易于更换的不重要齿轮
较长	不高	某些低速车辆齿轮,可靠度可低至80~90%;易于维修的农机齿轮,可靠度为90%即可满足要求
不很长	很高	直升飞机主传动齿轮,可靠度要高达99~99.9%
很长	较高	工业蒸汽轮机和燃气轮机的传动齿轮,可靠度应大于98%;高速轧钢机,可靠度一般为99~99.5%

在选取安全系数时,应考虑可靠性要求,并注意以下几点:

1) 本手册推荐的疲劳极限,其失效概率为1%。可靠度要求高时,安全系数应取大值;反之可取小值。

2) 计算所用的原始数据越接近实际,则安全

系数愈可取得小些;反之,应取大些。

3) 不同的使用场合评定齿轮失效的准则是不同的。如:低速车辆齿轮,通常允许少量的塑性变形、点蚀和磨粒磨损;低速软齿面齿轮,允许一定量非扩展性点蚀;航天用齿轮,不允许有任何损伤。

4) 由于断齿比点蚀的后果更为严重, 所以, 如无可用的资料时, 对接触强度和弯曲强度, 一般, 弯曲强度的安全裕量应大于接触强度的安全裕量。可参考表 2.4-2 选取最小安全系数, 对胶合承载能力, 可参考表 2.4-3 选取最小安全系数。

表 2.4-2 接触强度和弯曲强度的最小安全系数  $S_{Hmin}$ 、 $S_{Fmin}$  参考值

可靠性要求	最小安全系数 $S_{Hmin}$ 、 $S_{Fmin}$
失效概率低于 1/10000	1.50
失效概率低于 1/1000	1.25
失效概率低于 1/100	1.00
失效概率低于 1/10	0.85 <sup>①</sup>

① 采用此值时, 可能在点蚀前出现内面塑性变形。

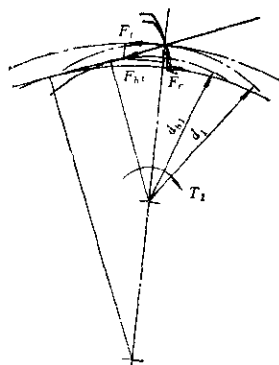
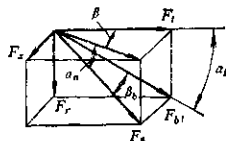
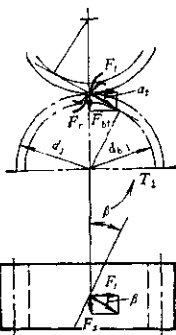
表 2.4-3 胶合承载能力的最小安全系数  $S_{Bmin}$  参考值

计算依据或使用要求	$S_{Bmin}$	备 注
依据尖峰载荷计算时 (如: 剪床、冲床)	1.5	
依据名义载荷计算时 (如: 工业汽轮机)	1.6~1.8	有实测载荷谱为依据精确确定 $K_f$ 时, 可取为 1.5
高可靠性要求 (如: 飞机、汽轮机)	2~2.5	有实测载荷谱为依据精确确定 $K_f$ 时, 可取为 1.8

2 轮齿受力分析

表 2.4-4 轮齿受力计算<sup>N</sup>

作用力	代号	计 算 公 式		
		直 齿 轮	斜 齿 轮	人 字 齿 轮
端面内分度圆上的名义切向力	$F$	$F_t = \frac{2000T_1(\text{或}2)}{d_1(\text{或}2)}$	$T_t(\text{或}2) = \frac{9549F}{n_1(\text{或}2)}$	



作用力	代号	计 算 公 式		
		直 齿 轮	斜 齿 轮	人 字 齿 轮
径向力	$F_r$	$F_r = F_t \tan \alpha$	$F_r = F_t \tan \alpha = F_t \frac{\tan \alpha_n}{\cos \beta}$	
轴向力	$F_a$	0	$F_a = F_t \tan \beta$	0
法向力	$F_n$	$F_n = \frac{F_t}{\cos \alpha}$	$F_n = \frac{F_t}{\cos \beta \cos \alpha}$	

注：代号意义及单位：

$T_1$ (或 $T_2$ )——小齿轮(或大齿轮)的名义转矩, N·m;

$P$ ——功率, kW;

其余代号的意义和单位同前。

### 3 设计计算

齿轮传动的主要尺寸,可按下述任何一种方法初步确定,

1) 参照已有的相同或类似机械的齿轮传动,

用类比法确定;

2) 根据具体工作条件、结构、安装及其他要求确定;

3) 按表2.4-5中的公式计算,

利用公式初定主要尺寸时,对闭式传动,应同

表 2.4-5 初步计算公式

mm

齿 轮 类 型	接 触 强 度	弯 曲 强 度
直 齿 轮	$a = 484(u \pm 1) \sqrt[3]{\frac{KT_1}{\phi_d \sigma_{H1}^2 \tau_{11} u}}$ $d_1 = 717 \sqrt[3]{\frac{KT_1}{\phi_d \sigma_{H1}^2 \tau_{11} u} \frac{u \pm 1}{u}}$	$m = 12.1 \sqrt[3]{\frac{KT_1 Y_{Fa1}}{\sigma_{F1} \tau_{11} z_1^2 \phi_d}}$
斜 齿 轮	$a = 453(u \pm 1) \sqrt[3]{\frac{KT_1}{\phi_d \sigma_{H1}^2 \tau_{11} u}}$ $d_1 = 711 \sqrt[3]{\frac{KT_1}{\phi_d \sigma_{H1}^2 \tau_{11} u} \frac{u \pm 1}{u}}$	$m_n = 11.5 \sqrt[3]{\frac{KT_1 Y_{Fa1}}{\sigma_{F1} \tau_{11} z_1^2 \phi_d}}$
人 字 齿 轮	$a = 437(u \pm 1) \sqrt[3]{\frac{KT_1}{\phi_d \sigma_{H1}^2 \tau_{11} u}}$ $d_1 = 686 \sqrt[3]{\frac{KT_1}{\phi_d \sigma_{H1}^2 \tau_{11} u} \frac{u \pm 1}{u}}$	$m_n = 10 \sqrt[3]{\frac{KT_1 Y_{Fa1}}{\sigma_{F1} \tau_{11} z_1^2 \phi_d}}$

注：1. 对接触强度,可根据需要,计算 $a$ 或 $d_1$ 中的一个。

2. “+”号用于外啮合,“-”号用于内啮合。

3. 接触强度的计算公式,适用于钢对钢齿面,当用其他材料时,应将计算结果乘以下列数值:

钢对铸铁 0.90;

铸铁对铸铁 0.83。

4. 式中的代号如下:

$K$ ——综合系数,参考表2.4-6选取;

$T_1$ ——小齿轮的名义转矩, N·m,见表2.4-4;

$u$ ——齿数比;  $u = z_2/z_1$  ( $z_2$ 和 $z_1$ 分别为大轮和小轮的齿数);

$\phi_d, \phi_d$ ——齿宽系数,  $\phi_d = b/a$ ,  $\phi_d = b/d_1$ ,参考表2.4-7选取;

$\sigma_{H1m}$ ——试验齿轮的接触疲劳极限, N/mm<sup>2</sup>,见4.11节,取 $\sigma_{H1m1}$ 和 $\sigma_{H1m2}$ 中的较小者;

$Y_{Fa1}$ ——小齿轮的齿形系数,见5.3节;

$\sigma_{F1m}$ ——试验齿轮的弯曲疲劳极限, N/mm<sup>2</sup>,见5.7节,取 $\sigma_{F1m1}$ 和 $\sigma_{F1m2} Y_{Fa1}/Y_{Fa2}$ 中的较小者。

表 2.4-6 综合系数  $K$ 

计算项目	载荷特性	结构布置	K 值							
			精度等级							
			6		7		8		9	
		软齿面	硬齿面	软齿面	硬齿面	软齿面	硬齿面	软齿面	硬齿面	
接	均匀 平稳	对称	1.3~1.7	1.4~1.8	1.7~2.3	1.8~2.2	2.8~3.8	2.4~3.2	4.9~6.6	3.2~4.5
		非对称	1.5~2.0	1.6~2.2	2.0~2.7	1.9~2.5	3.3~4.5	2.8~3.7	5.6~7.6	3.8~6.1
触	中等 冲击	对称	1.6~2.1	1.8~2.3	2.1~2.9	2.0~2.6	3.5~4.8	3.0~4.0	6.1~8.3	4.0~5.6
		非对称	1.9~2.5	2.0~2.8	2.5~3.4	2.4~3.1	4.1~5.6	3.5~4.6	7.0~9.6	4.8~6.4
度	严重 冲击	对称	2.3~3.0	2.5~3.2	3.0~4.0	2.8~3.9	4.9~6.7	4.2~6.6	8.6~11.6	5.6~7.9
		非对称	2.6~3.5	2.8~3.9	3.5~4.7	3.3~4.4	5.9~7.9	4.9~6.5	9.6~13.3	6.7~8.9
弯	均匀 平稳	对称	1.2~1.7		1.3~1.8		2.0~2.6		2.3~3.1	
		非对称	1.5~2.0		1.5~2.1		2.3~3.1		2.6~3.6	
曲	中等 冲击	对称	1.6~2.1		1.8~2.3		2.5~3.3		2.8~3.9	
		非对称	1.9~2.5		1.9~2.6		2.9~3.9		3.3~4.5	
度	严重 冲击	对称	2.1~3.0		2.3~3.2		3.5~4.6		4.0~5.4	
		非对称	2.6~3.5		2.6~3.7		4.0~5.4		4.6~6.3	

注: 1 当已知齿轮工作载荷图, 并以最大载荷为计算载荷时, 应按“均匀平稳”查本表。

2 当采取有利于提高强度的变位时, 可取较低值, 否则取较高值。

3 窄齿取较低值, 宽齿取较高值。

4 对用内燃机驱动的齿轮传动, 按本表取值后, 还应乘以系数:

多缸内燃机 1.26; 单缸内燃机 1.5。

5 对精度较高的斜齿轮和人字齿轮, 应取较小值。

时满足接触强度和弯曲强度的要求; 对开放式传动, 一般只按弯曲强度计算, 并将由公式算得的  $m$  (或  $m_n$ ) 值增大 10~20%。

主要尺寸初步确定之后, 原则上应进行强度校核, 并根据校核计算的结果, 必要时, 再调整初定尺寸, 以保证必要而适当的承载能力。对不重要的、低精度齿轮, 也可以不进行强度校核计算。

#### 4 齿面接触疲劳强度的校核计算

##### 4.1 计算公式

见表 2.4-8。

##### 4.2 使用场合系数 $K_A$ ①

使用场合系数  $K_A$  是考虑由于啮合外因素引起的动力过载影响的系数, 这种过载取决于原动机

和从动机械的特性、质量比、联轴器以及运行状态。

通常, 可参考表 2.4-9 选取。

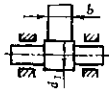
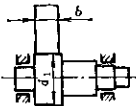
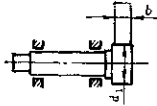
##### 4.3 动载系数 $K_v$

动载系数  $K_v$  是考虑大、小齿轮啮合振动产生的内部附加动载荷影响的系数。

① GB3480—83 指出, 对影响载荷的系数  $K_A$ 、 $K_v$ 、 $K_H\beta(K_{H\beta})$ 、 $K_{H\alpha}(K_{H\alpha})$ , 最理想的确定方法是, 通过精密实测或对传动系统作全面的力学分析得到, 也可从大量的现场经验取得, 这时, 应对所采用方法的精确度和可靠性加以论证, 并要明确其前提条件, 但这种方法是实现困难的, 因此, GB3480—83 提供了两种实用方法, 即一般方法和简化方法, 来确定这些系数。其中, 一般方法的精确度高+简化方法, 本手册在介绍这些系数时, 只涉及一般方法和简化方法。



表 2.4-7 齿宽系数  $\phi_d$ 

支承对小齿轮的布置	载荷情况	$\phi_d$ 的最大值		$\phi_d$ 的推荐值	
		工作齿面硬度			
		一对齿轮或 其中一个齿轮 HB ≤ 350	两个齿轮都是 HB > 350	一对齿轮或 其中一个齿轮 HB ≤ 350	两个齿轮都是 HB > 350
	变动较小	1.8(2.4)	1.1(1.4)	0.8~1.4	0.4~0.9
	变动较大	1.4(1.9)	0.8(1.2)		
	变动较小	1.4(1.9)	0.9(1.2)	结构刚性很大时 (如两级 减速器的低速级) 0.8~1.2	0.3~0.6
	变动较大	1.15(1.65)	0.7(1.1)		
	变动较小	0.8	0.55		
	变动较大	0.6	0.4		

注: 1 括号内的数值用于人字齿轮, 其齿宽是两半人字齿轮齿宽之和。

2 齿宽与承载能力成正比。当载荷一定时, 增大齿宽可以减小中心距, 但齿向载荷分布的不均匀性随之增大。在必须增大齿宽的时候, 为避免严重的偏载, 齿轮和齿轮箱应具有较高的精度和足够的刚度。

3.  $\phi_d = 0.5(u+1)\phi_a$ , 对中间有退刀槽 (宽度为  $f$ ) 的人字齿轮,  $\phi_d = 0.5(u+1)(\phi_a - f/a)$ 。

4. 圆柱齿轮减速器的标准齿宽系数  $\phi_d$  一般取 0.1~0.2。

表 2.4-8 接触强度的校核计算公式

项 目	单 位	计 算 公 式
计算的接触应力	N/mm <sup>2</sup>	$\sigma_H = Z_H Z_E Z_\beta Z_{\beta N} \sqrt{\frac{F_t}{d_1 b} \cdot \frac{u \pm 1}{u}} \cdot K_A K_V K_{H\beta} K_{H\alpha}$
许用的接触应力	N/mm <sup>2</sup>	$\sigma_{H\lim} = \frac{\sigma_{H\lim} Z_N}{S_{H\lim}} Z_L Z_R Z_S Z_X$
接触强度计算的 的安全系数		$S_{H\lim} = \frac{\sigma_{H\lim} Z_N Z_L Z_R Z_S Z_X}{\sigma_H}$
强度条件		$\sigma_H \leq \sigma_{H\lim} \text{ 或 } S_H \geq S_{H\lim}$

注: 1. 式中“+”号用于外啮合, “-”号用于内啮合。

2. 许用的接触应力  $\sigma_{H\lim}$  和安全系数  $S_{H\lim}$  应对大、小齿轮分别计算, 取其中较小者。

3. 式中代号说明如下:

$Z_H$ ——节点区域系数, 见 4.7 节;

$Z_E$ ——弹性系数, 见 4.8 节;

$Z_\beta$ ——接触强度计算的重合度系数, 见 4.9 节;

$Z_\beta$ ——接触强度计算的螺旋角系数, 见 4.10 节;

$F_t$ ——端面内分度圆上的名义切向力, N, 见 2 节;

$d_1$ ——小轮分度圆直径, mm;

$b$ ——齿宽, mm。当大小齿轮的齿宽不等时, 用其小者;

(续)

- $u$ ——齿数比,  $u = z_2/z_1$ ;  
 $A_A$ ——使用系数, 见4.2节;  
 $K_v$ ——动载系数, 见4.3节;  
 $K_{H\beta}$ ——接触强度计算的齿向载荷分布系数, 见4.4节;  
 $K_{H\alpha}$ ——接触强度计算的齿间载荷分配系数, 见4.5节;  
 $\sigma_{Hlim}$ ——试验齿轮的接触疲劳极限,  $N/mm^2$ , 见4.11节;  
 $Z_N$ ——接触强度计算的寿命系数, 见4.12节;  
 $S_{Hmin}$ ——接触强度计算的最小安全系数, 见1节;  
 $Z_L$ ——润滑油系数, 见4.13节;  
 $Z_v$ ——速度系数, 见4.14节;  
 $Z_E$ ——粗糙度系数, 见4.15节;  
 $Z_W$ ——齿面工作硬化系数, 见4.16节;  
 $Z_H$ ——接触强度计算的尺寸系数, 在根据零件大小选材适当, 且热处理和硬化层深度选择合理时, 一般取  $Z_H = 1$ 。

表 2.4-9 减速齿轮装置的使用系数  $K_A$ 

原动机工作特性及 其示例	从动机械工作特性及其示例		
	均匀平稳	中等振动	严重冲击
如: 发电机, 皮带输送机, 板式输送机, 螺旋输送机, 轻型升降机构, 电葫芦, 机床进给机构, 通风机, 透平鼓风机, 透平压缩机, 均匀密度材料搅拌机	如: 机床主传动, 重型升降机, 起重机回转机构, 矿山通风机, 非均匀密度材料搅拌机, 多缸柱塞泵, 进料泵	如: 冲床, 剪床, 橡胶压乳机, 轧机, 挖掘机, 重型离心机, 重型送料泵, 旋转钻机, 压坯机, 挖泥机	
均匀平稳 (如: 电动机, 蒸汽轮机)	1.0	1.25	1.75或更大
轻微振动 (如: 多缸内燃机)	1.25	1.50	2.00或更大
中等振动 (如: 单缸内燃机)	1.50	1.75	2.25或更大

注 1 表中数值仅适用于在非共振速度区运转的齿轮装置。

2. 对于增速传动, 根据经验, 建议取数值的1.1倍。

3. 当外部机械与齿轮装置之间有挠性连接时, 可根据具体情况, 适当减小  $K_A$  值。显然,  $K_A$  不能小于1。

影响  $K_A$  的主要因素有: 由基节偏差和齿形误差产生的传动误差; 大、小齿轮的质量; 啮合刚度, 特别是在啮合循环中的刚度变化; 切向力的大小。其他的影响因素还有: 润滑情况; 齿轮系统的阻尼特性; 轴及轴承的刚度; 承载面上的接触情况。

$K_A$  可根据需要, 按下述两种方法之一确定。

#### 4.3.1 一般方法

(1) 确定临界转速比  $N$

内齿轮副的临界转速  $n_{B1}$  可按式(2.4-1)计算, 或

由图2.4-3查取,

$$n_{B1} = \frac{30 \times 10^3}{\pi z_1} \sqrt{\frac{c_v}{m_{red}}} \quad r/min \quad (2.4-1)$$

式中  $z_1$ ——小齿轮齿数;

$c_v$ ——轮齿啮合刚度  $N/mm \cdot \mu m$ , 见4.6节;

$m_{red}$ ——诱导质量  $kg/mm$ 。

对一般传动, 齿轮副的诱导质量  $m_{red}$  可近似按下式计算 (式中各直径的定义见图2.4-2),

$$m_{red} = \frac{\pi}{8} \left( \frac{d_{m1}}{d_{b1}} \right)^2$$

$$\sigma = \frac{d_{m1}^2}{(1-q_1^4)\rho_1 + (1-q_1^4)\rho_2 u^2} \text{ kg/mm}^2 \quad (2.4-2)$$

式中  $d_{m1}$ ——小齿轮的平均直径 mm;

$$d_{m1} = \frac{1}{2}(d_{a1} + d_{f1});$$

$d_{b1}$ ——小齿轮的基圆直径 mm

$\rho_1, \rho_2$ ——小齿轮、大齿轮的材料密度,

$q_1, q_2$ ——小齿轮、大齿轮的轮缘内径与平均直径之比;

$$q_1 = \frac{D_{i1}}{d_{m1}}, \quad q_2 = \frac{D_{i2}}{d_{m2}}$$

其中,  $D_i$ 为轮缘内腔直径 mm,

对实心结构的齿轮, 可取  $q=0$ ,

$u$ ——齿数比,

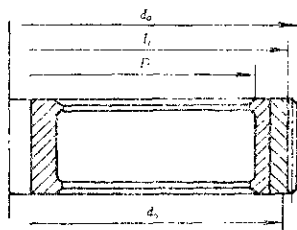


图2.4-7 各直径的定义

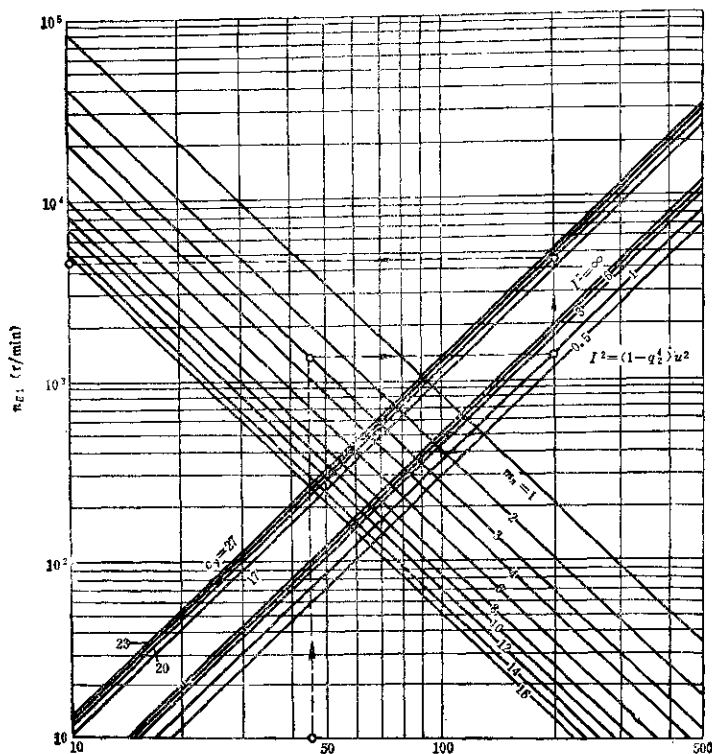


图2.4-3 未制齿齿轮(小齿轮为实心结构)的临界转速  $n_{c1}$  的曲线

对行星传动和某些特殊结构型式的齿轮,其诱导质量可按表 2.4-10 和表 2.4-11 中的公式近似计算。

临界转速比  $N$  为小齿轮的转速  $n_1$  与临界转速  $n_{E1}$  之比,即

$$N = \frac{n_1}{n_{E1}} \quad (2.4-8)$$

(2) 动载系数  $K_v$  的计算式

$K_v$  值按不同的  $N$  值区间,由表 2.4-12 中的公式计算。

表 2.4-12 中各参数的意义和计算方法如下:

$C_{v1}$ ——考虑基节偏差的影响系数;

$C_{v2}$ ——考虑齿形误差的影响系数;

$C_{v3}$ ——考虑啮合刚度周期性变化的影响系

表 2.4-10 行星传动的齿轮诱导质量  $m_{red}$

齿轮组合	$m_{red}$ 的计算公式或计算方法	备 注
太阳轮 (s) 行星轮 (p)	$m_{red} = \frac{m_1 n_1}{n} \frac{m_2 n_2}{m_1 + m_2}$ $n = \frac{\theta_s}{b_s r_{bs}}$ $m_2 = \frac{\theta_p}{b_p r_{bp}}$	$n_1$ —行星轮的行星轮数 $m_1, m_2$ —太阳轮、行星轮的当量质量 kg/mm $\theta_s, \theta_p$ —太阳轮、行星轮的转矩惯量 $\text{kg} \cdot \text{mm}^2$ $b_s, b_p$ —太阳轮、行星轮的齿宽 mm $r_{bs}, r_{bp}$ —太阳轮、行星轮的基圆半径 mm
行星轮 (p) 固定内 齿圈	$m_{red} = \frac{\pi}{8} \frac{d^3 m_1}{d^3 v_c} (1 - q^4) \rho_s$ $d_{mv} = \frac{1}{2} (d_s + d_{f2})$ $q = \frac{D_{f2}}{d_{mv}}$	假定内齿轮质量为无限大,则诱导质量等于行星轮的当量质量 $d_{mv}$ —行星轮的基圆直径 $\rho_s$ —行星轮的材料密度 其余代号意义见图 2.4-2
行星轮 (p) 转动齿圈	$m_{red}$ 按式(2.4-2)计算,有多个行星轮时,可按单个行星轮分别计算	内齿圈的当量质量当作外齿轮处理

表 2.4-11 较特殊结构型式的齿轮的诱导质量  $m_{red}$

齿轮结构型式	计算公式或计算方法	备 注
小齿轮的平均直径与轴径相近	按式(2.4-2)计算 $m_{red}$	由于轴的质量引起的小齿轮当量质量的增大和轴轴扭转刚性引起 $c_{v1}$ 的增大相互抵消,故 $c_{v1}$ 也按前述方法计算
两刚性连接的同轴齿轮	较大的齿轮质量必须计入,而较小的齿轮质量可以略去	若两个齿轮直径无显著差别时,一起计入
两个小齿轮驱动一个大齿轮	按第一个小齿轮与大齿轮构成的齿轮副和第二个小齿轮与大齿轮构成的齿轮副分别计算	由于通常大齿轮的质量总是比小齿轮的大得多,故要分开考虑
中间轮	$m_{red} = \frac{2}{\left(\frac{1}{m_1} + \frac{2}{m_2} + \frac{1}{m_3}\right)}$ 等效刚度 $c_v = \frac{1}{2} (c_{v1-2} + c_{v2-3})$	$m_1, m_2, m_3$ —小齿轮、中间轮、大齿轮的当量质量 $c_{v1-2}, c_{v2-3}$ —小齿轮和中间轮、中间轮和大齿轮的啮合刚度

表 2.4-12 动载系数  $K_v$  的计算公式

运行转速区间	临界转速比 $N$	$K_v$ 的计算公式	备 注
亚临界区	$N < 0.85$	$K_v = N K_{v1} = N (C_{v1} B_1 + C_{v2} B_2 + C_{v3} B_3) + 1$	当 $N=1/2$ 或 $1/3$ 时, 可能出现共振 (尤其对直齿轮), 此时, 应修改设计
主共振区	$0.85 < N \leq 1.15$	$K_v = C_{v1} B_1 + C_{v2} B_2 + C_{v3} B_3 + 1$	1. $e_r > 2$ 的高精度斜齿轮可在此区工作。 2. 由于阻尼的影响, 实际的动载系数与计算值相差可达 40%
超临界区	$N > 1.5$	$K_v = C_{v4} B_4 + C_{v5} B_5 + C_{v6}$	1. 绝大多数透平齿轮及其他高速齿轮在此区工作 2. 当轴-齿轮系统的横向振动固有频率接近于运行的啮合频率时, 实际的动载系数与计算值可相差 100%, 应避免这种情况
过渡区	$1.15 < N \leq 1.5$	$K_v = K_{v(N=1.5)} + \frac{K_{v(N=1.15)} - K_{v(N=1.5)}}{0.35} \cdot (1.5 - N)$	$K_{v(N=1.5)}$ 是按超临界区的公式计算的 $K_v$ 值; $K_{v(N=1.15)}$ 是按主共振区的公式计算的 $K_v$ 值

表 2.4-13  $C_v$  系数值

	$1 < e_r \leq 2$	$e_r > 2$
$C_{v1}$	0.32	0.32
$C_{v2}$	0.34	$\frac{0.57}{e_r - 0.3}$
$C_{v3}$	0.23	$\frac{0.096}{e_r - 1.56}$
$C_{v4}$	0.90	$\frac{0.57 - 0.06e_r}{e_r - 1.44}$
$C_{v5}$	0.47	0.47
$C_{v6}$	0.47	$\frac{0.12}{e_r - 1.74}$
	$1 < e_r \leq 1.5$	$1.5 < e_r \leq 2.5$ $e_r > 2.5$
$C_{v7}$	0.75	$0.126 \sin \left[ \frac{\pi}{1.12} (e_r - 1.96) \right] + 0.876$ 1.0

数;

 $C_{v4}$ ——考虑啮合刚度周期性变化引起齿轮扭转共振的影响系数; $C_{v5}$ ——考虑在临界速度区内基节偏差的影响系数; $C_{v6}$ ——考虑在超临界速度区内齿形误差的影响系数; $C_{v7}$ ——考虑实际齿轮在超临界速度区内最大外加载荷与理想精密齿轮的最大载荷的关系系数。 $C_{v1} \sim C_{v7}$  的数值可按表 2.4-13 中的公式计算。 $B_p, B_1, B_2$ ——分别为考虑基节偏差、齿形误差、轮齿修缘对动载荷影响的无量纲参数。

$$B_p = \frac{c' f_{pb} e^{11}}{F_t K_A b} \quad (2.4-4)$$

$$B_1 = \frac{c' f_{te} e^{11}}{F_t K_A b} \quad (2.4-5)$$

$$B_1 = \left\{ 1 - \frac{c' C_a}{F_t K_A} \right\} \quad (2.4-6)$$

对于精度等级低于 5 级的齿轮, 应取  $B_1=1$

式中  $c'$ ——单对齿刚度, 见 4.6 节;

$f_{pbefl} - f_{ieff}$ ——有效基节偏差, 有效齿形误差, 与重合度  $u\alpha$  有关,

$$f_{pbefl} = f_{pb} - u\alpha$$

$$f_{ieff} = f_t - u\alpha$$

$u\alpha$  可按表 2.4-23 中的公式计算,  $f_{pb}$  和  $f_t$  可分别取为大齿轮的基节极限偏差和齿形公差, 其值见表 2.3-18 和表 2.3-16;

$C_a$ ——修缘量的设计值(沿齿摩擦线方向)  $\mu\text{m}$ , 对不修缘的齿轮, 可用由跑合产生的齿顶修缘量  $C_{aF}$  值,  $C_{aF}$  可按下式计算,

$$C_{aF} = \frac{1}{18} \left( \frac{\sigma_{Hlim}}{97} - 18.45 \right)^2 + 1.5$$

$\sigma_{Hlim}$  为试验齿轮的接触疲劳极限,  $\text{N}/\text{mm}^2$ , 当大、小齿轮的材料不同时, 应取其平均的  $C_{aF}$  值, 即  $C_{aF} = 0.5(C_{aF1} + C_{aF2})$ 。

### 4.3.2 简化方法

(1) 适用范围

- 1) 厚轮缘的钢制齿轮;
- 2) 单位齿宽载荷为  $F_t/b > 150 \text{ N}/\text{mm}$ ;
- 3) 小齿轮齿数  $z_1 < 50$ ;

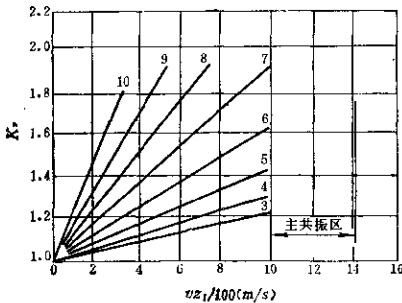


图 2.4-4 直齿轮的动载系数  $K_v$

4) 在亚临界区工作, 即

对直齿轮  $v z_1 / 100 < 10 \text{ m}/\text{s}$

对斜齿轮  $v z_1 / 100 < 14 \text{ m}/\text{s}$

5) 当  $v z_1 / 100 < 3 \text{ m}/\text{s}$  时, 本方法适用于各种齿轮。

(2) 确定方法

直齿轮的  $K_{\alpha}$  值可由图 2.4-4 查取; 对纵向重合度  $\epsilon_{\beta} \geq 1$  的斜齿轮,  $K_{\alpha}$  值可由图 2.4-5 查取。

对纵向重合度  $\epsilon_{\beta} < 1$  的斜齿轮, 其  $K_{\alpha}$  值按下式确定:

$$K_{\alpha} = K_{\alpha\alpha} - \epsilon_{\beta}(K_{\alpha\alpha} - K_{\alpha\beta}) \quad (2.4-7)$$

式中  $K_{\alpha\alpha}$  由图 2.4-4 按直齿轮查得的  $K_{\alpha}$  值;

$K_{\alpha\beta}$  由图 2.4-5 按斜齿轮查得的  $K_{\alpha}$  值。

### 4.4 接触强度计算的齿向载荷分布系数 $K_{H\beta}$

齿向载荷分布系数  $K_{H\beta}$  是考虑沿齿宽方向载荷分布不均匀的影响系数。

影响  $K_{H\beta}$  的主要因素有: 齿轮加工误差; 箱体键孔偏差引起的安装误差, 大小齿轮轴的平行度; 由几何尺寸和结构型式确定的轮齿、轮缘、轴、箱体以及机座的刚度; 热膨胀及热变形 (这对高速宽齿轮尤为重要); 轴承间隙及变形; 轮齿接触变形; 切向、轴向载荷及轴上的附加载荷 (例如带或链传动); 跑合效果; 设计中有无元件变形补偿措施。  $K_{H\beta}$  可根据需要, 按下述两种方法之一确定。

#### 4.4.1 一般方法

(1) 计算方法

$K_{H\beta}$  可按表 2.4-14 的顺序和公式计算。

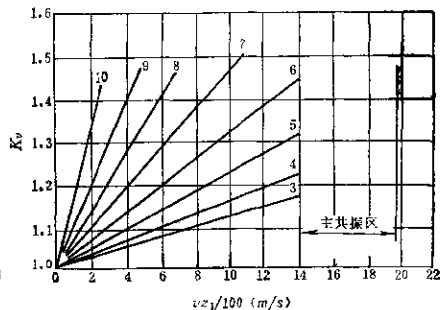


图 2.4-5 斜齿轮的动载系数  $K_v$

表2.4-14  $K_{F\beta}$ 的计算方法和公式

步骤	项 目	单 位	计 算 公 式	备 注
1	单位齿宽平均载荷 $W_m$	N/mm	$W_m = \frac{F_t K_A K_V}{b}$	$f_{\beta}$ —综合变形产生的啮合齿宽误差分量, $\mu\text{m}$ , 见本节(2)
2	计算啮合刚度 $c_p$	N/mm $\cdot\mu\text{m}$	见4.6节	$\lambda$ —补偿系数, 按表2.4-15选取
3	计算初始等效啮合齿向误差 $F_{\beta s}$	$\mu\text{m}$	$F_{\beta s} =  f_s + i f_{m0} $	$i m_0$ —加工、安装误差产生的啮合齿向误差分量, $\mu\text{m}$ , 见本节(3)
4	计算等效啮合齿向误差 $F_{\beta y}$	$\mu\text{m}$	$F_{\beta y} = F_{\beta s} - y_{\beta}$	$y_{\beta}$ —啮合齿向误差, $\mu\text{m}$ 见本节(4)
5	计算 $b_{ca}/b$		$b_{ca}/b = \sqrt{\frac{2W_m}{F_{\beta y} c_p}}$	$b_{ca}$ —计算齿宽, mm
6	计算 $K_{H\beta}$	$b_{ca}/b \leq 1$ 时	$K_{H\beta} = \frac{2}{(b_{ca}/b)}$	
		$b_{ca}/b > 1$ 时	$K_{H\beta} = 1 + \frac{1}{(b_{ca}/b)^2}$	

表2.4-15 补偿系数 $\lambda$ 

结构或设计条件	$\lambda$ 取值
高精度的齿轮, 并经精密安装调整	0
鼓形齿	0.5
齿端修薄	0.7
可确定 $f_s$ 与 $f_{m0}$ 的影响相互补偿时	-1
一般情况	1

(2) 综合变形产生的啮合齿向误差分量 $f_{\beta s}$

沿齿宽相对的变形量 $f_{\beta s}$ 是考虑无齿向修形的齿轮在载荷作用下, 轮体和轴作为一个整体沿齿宽

的弯曲变形和扭转变形所造成的齿向误差。

$f_{\beta s}$ 可用下式近似计算:

$$f_{\beta s} = W_m f_{\beta s 0} \quad (2.4-8)$$

式中  $W_m = F_t K_A K_V / b$ , 对人字齿轮,  $F_t$ 通常为两个斜齿上的切向力之和, 唯采用表2.4-18中e型结构时, 只计及一个斜齿上的切向力,  $b$ 为单个斜齿的宽度;

$f_{\beta s 0}$ —单位载荷作用下的相对变形,  $\mu\text{m}$ , 可按表2.4-16中的公式计算。

表2.4-16  $f_{\beta s 0}$ 的计算公式 $\mu\text{m} \cdot \text{mm}/\text{N}$ 

轮齿类型	计 算 公 式	
	直 齿 轮	斜 齿 轮
无齿向修形	$f_{\beta s 0} = (31 + 5) \times 10^{-3}$	$f_{\beta s 0} = (30r + 13) \times 10^{-3}$
齿向修形	$f_{\beta s 0} = 5 \times 10^{-3}$	$f_{\beta s 0} = 13 \times 10^{-3}$
鼓形齿	$f_{\beta s 0} = (15.5r + 5) \times 10^{-3}$	$f_{\beta s 0} = (16r + 13) \times 10^{-3}$
齿端修薄	$f_{\beta s 0} = (23r + 5) \times 10^{-3}$	$f_{\beta s 0} = (27r + 13) \times 10^{-3}$

注:  $r$ 为小齿轮结构布局系数, 可根据结构布局, 由表2.4-18选取系数 $K$ 值, 然后按表2.4-17中的公式计算。

表2.4-17 小齿轮结构布局系数 $r$ 的计算式

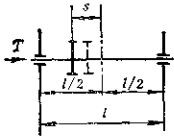
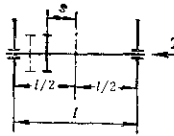
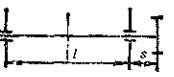
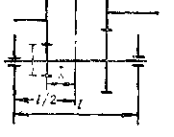
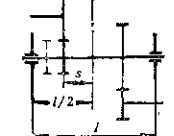
结构类型	计 算 公 式
直齿轮及斜齿轮	$r = \left  1 + K \frac{1s}{d_1^2} \right  \left( \frac{b}{d_1} \right)^2$
人字齿轮	$r = \left  1.5 + K \frac{1s}{d_1^2} \right  \left( \frac{b}{d_1} \right)^2$

(续)

注: 1. 式中,  $l$ —轴承跨距, mm;  $s$ —齿宽中点与轴承跨距中点的距离, mm。对人字齿轮, 按表 2.4-18 中实线表示的半人字齿的位置计算;  $d_f$ —小齿轮分度圆直径, mm;  $K$ —系数, 由表 2.4-18 查取;  $b$ —齿宽, mm。对人字齿轮, 为单个斜齿的宽度。

2. 计算公式的限制条件见表 2.4-18。

表 2.4-18 系数  $K$  值

序号	简图	限制条件	$K$ 值
a		$s/l < 0.3$	0.4
b		$s/l < 0.3$	0.4
c		$s/l < 0.5$	1.5
d		$s/l < 0.3$	0.3
e		$s/l < 0.3$	0.5

注: 图中虚线表示人字齿轮的另一半斜齿的位置, 其变形小于用实线表示的一半斜齿的变形。

(3) 加工、安装误差产生的啮合齿向误差分量  $f_{m\alpha}$ 。

误差产生的啮合齿向误差分量  $f_{m\alpha}$  的大小取决于齿轮副加工的齿向误差与轴线间平行度的组合以及是否进行装配调整。

$f_{m\alpha}$  可按表 2.4-19 中的一种方法确定。

(4) 跑合量  $y_B$ 。

跑合量  $y_B$  是考虑跑合后使啮合齿向误差减小的量,  $y_B$  可按表 2.4-20 中的公式计算。

#### 4.4.2 简化方法

(1) 适用范围



表2.4-19 加工、安装误差产生的啮合齿向误差分量  $f_{ma}$  $\mu\text{m}$ 

类 别		确定方法或公式
精密高速齿轮 某些类型齿轮		$f_{ma}=0$ $f_{ma}=10\mu\text{m}$
给定精度等级	装配时无检验调整	$f_{ma}=1.0F_{\beta}$
	装配时进行检验调整	$f_{ma}=0.5F_{\beta}$
给定空载下接触斑点长度 $b_0$		$f_{ma} = \frac{b}{b_0} S_e$ $S_e$ —涂色层厚度, 一般为2~20 $\mu\text{m}$ , 计算时建议取 $S_e=6\mu\text{m}$

注:  $F_{\beta}$ 为齿向公差,  $\mu\text{m}$ 。表2.4-20 一对齿轮的啮合量  $y_{\beta}$  值 $\mu\text{m}$ 

材 料	$y_{\beta}$ 值	$v_{\beta} \leq \text{m/s}$	$v_{\beta}$ 的限制条件	
			$5 < v_{\beta} \leq 10 \text{m/s}$	$v_{\beta} > 10 \text{m/s}$
调质钢	$y_{\beta} = \frac{320}{\sigma_{Hlim}} F_{\beta\alpha}$	无	$y_{\beta\max} = \frac{25600}{\sigma_{Hlim}}$	$y_{\beta\max} = \frac{12800}{\sigma_{Hlim}}$
铸 铁	$y_{\beta} = 0.55 F_{\beta\alpha}$	无	$y_{\beta\max} = 45$	$y_{\beta\max} = 22$
表面硬化钢、氮化钢	$y_{\beta} = 0.16 F_{\beta\alpha}$		$y_{\beta\max} = 6$	

注: 1.  $v_{\beta}$ 为节圆速度;  $\sigma_{Hlim}$ 为试验齿轮的接触疲劳极限,  $\text{N}/\text{mm}^2$ , 见4.11节。2. 当大、小齿轮材料不同时,  $y_{\beta} = 0.5(y_{\beta 1} + y_{\beta 2})$ ,  $y_{\beta 1}$ 和 $y_{\beta 2}$ 分别为按小齿轮和大齿轮的材料确定的值。3. 当计算的 $y_{\beta}$ 大于 $y_{\beta\max}$ 时, 取 $y_{\beta} = y_{\beta\max}$ 。

1) 中等载荷, 当载荷范围在 $400 \leq W_m \leq 1000$   $\text{N}/\text{mm}$ 时, 此法求得的 $K_{H\beta}$ 误差不超过15%。

2) 轮齿啮合刚度范围:  $16 \leq c_p \leq 25 \text{N}/\text{mm}$ ,  $\mu\text{m}$ 。

3) 齿宽 $50 \leq b \leq 400 \text{mm}$ , 且齿宽与齿高比为 $s < b/h < 12$ , 小齿轮宽径比 $b/d$ , 小于2.0, 满载时齿宽全长或接近全长接触。

4) 大、小轮材料的疲劳极限范围在 $400 \leq \sigma_{Hlim} \leq 1000 \text{N}/\text{mm}^2$ 的调质钢, 矿物油润滑。

5) 无齿向修形, 跑合量 $y_{\beta}$ 约等于 $0.5F_{\beta\alpha}$ , 初始啮合齿向误差 $F_{\beta\alpha}$ 不大于 $40\mu\text{m}$ 。

6) 假定啮合齿向误差分量 $f_{ma}$ 约等于齿向公差 $F_{\beta}$ , 进行研齿跑合或装配中进行调整时,  $f_{ma}$ 等于 $0.5F_{\beta}$ 。

7) 刚性箱体, 受载时两轴承变形量相差很小, 可以略去不计。

(2) 计算公式

 $K_{H\beta}$ 可按表2.4-21中的公式计算。

#### 4.5 接触强度计算的齿间载荷分配系数 $K_{H\alpha}$

齿间载荷分配系数 $K_{H\alpha}$ 是考虑同时啮合的各对轮齿间载荷分配不均匀的影响系数。

影响齿间载荷分配系数的主要因素有: 轮齿啮合刚度; 轮齿总切向力(包括因使用系数 $K_A$ 、动载系数 $K_v$ 和齿向载荷分布系数 $K_{H\beta}$ 所产生的载荷增量); 基节偏差; 修缘量; 齿宽; 跑合量; 重合度及其他轮齿尺寸。

$K_{H\alpha}$ 可根据需要, 按下述两种方法之一确定。

##### 4.5.1 一般方法

$K_{H\alpha}$ 可按表2.4-22中的公式计算。对于斜齿轮, 如果计算得的 $K_{H\alpha}$ 值过大, 则应调整设计参数, 使得 $K_{H\alpha} \leq \epsilon_{\alpha}$ 。

表 2.4-21  $K_{H\beta}$  的简化计算式

是否 调整	精度等级	$K_{H\beta}$ 的计算公式		
		对称支承( $s/l \leq 0.1$ )	非对称支承( $0.1 < s/l \leq 0.3$ )	悬臂支承( $s/l \leq 0.3$ )
装配时 不作 检验 调整	5	$1.135 + 0.18 \left(\frac{b}{d_1}\right)^2$ $+ 0.23 \times 10^{-3} b$	$1.135 + 0.36 \left(\frac{b}{d_1}\right)^2$ $+ 0.23 \times 10^{-3} b$	$1.126 + 1.1 \left(\frac{b}{d_1}\right)^2$ $+ 0.23 \times 10^{-3} b$
	6	$1.15 + 0.18 \left(\frac{b}{d_1}\right)^2$ $+ 0.3 \times 10^{-3} b$	$1.15 + 0.36 \left(\frac{b}{d_1}\right)^2$ $+ 0.3 \times 10^{-3} b$	$1.15 + 1.1 \left(\frac{b}{d_1}\right)^2$ $+ 0.3 \times 10^{-3} b$
	7	$1.17 + 0.18 \left(\frac{b}{d_1}\right)^2$ $+ 0.47 \times 10^{-3} b$	$1.17 + 0.36 \left(\frac{b}{d_1}\right)^2$ $+ 0.47 \times 10^{-3} b$	$1.17 + 1.1 \left(\frac{b}{d_1}\right)^2$ $+ 0.47 \times 10^{-3} b$
	8	$1.23 + 0.18 \left(\frac{b}{d_1}\right)^2$ $+ 0.61 \times 10^{-3} b$	$1.23 + 0.36 \left(\frac{b}{d_1}\right)^2$ $+ 0.61 \times 10^{-3} b$	$1.23 + 1.1 \left(\frac{b}{d_1}\right)^2$ $+ 0.61 \times 10^{-3} b$
	9	$1.33 + 0.18 \left(\frac{b}{d_1}\right)^2$ $+ 1.05 \times 10^{-3} b$	$1.33 + 0.36 \left(\frac{b}{d_1}\right)^2$ $+ 1.05 \times 10^{-3} b$	$1.33 + 1.1 \left(\frac{b}{d_1}\right)^2$ $+ 1.05 \times 10^{-3} b$
装配时检验 调整或对研配合	5	$1.10 + 0.18 \left(\frac{b}{d_1}\right)^2$ $+ 0.115 \times 10^{-3} b$	$1.10 + 0.36 \left(\frac{b}{d_1}\right)^2$ $+ 0.115 \times 10^{-3} b$	$1.10 + 1.1 \left(\frac{b}{d_1}\right)^2$ $+ 0.115 \times 10^{-3} b$
	6	$1.11 + 0.18 \left(\frac{b}{d_1}\right)^2$ $+ 0.15 \times 10^{-3} b$	$1.11 + 0.36 \left(\frac{b}{d_1}\right)^2$ $+ 0.15 \times 10^{-3} b$	$1.11 + 1.1 \left(\frac{b}{d_1}\right)^2$ $+ 0.15 \times 10^{-3} b$
	7	$1.12 + 0.18 \left(\frac{b}{d_1}\right)^2$ $+ 0.23 \times 10^{-3} b$	$1.12 + 0.36 \left(\frac{b}{d_1}\right)^2$ $+ 0.23 \times 10^{-3} b$	$1.12 + 1.1 \left(\frac{b}{d_1}\right)^2$ $+ 0.23 \times 10^{-3} b$
	8	$1.15 + 0.18 \left(\frac{b}{d_1}\right)^2$ $+ 0.31 \times 10^{-3} b$	$1.15 + 0.36 \left(\frac{b}{d_1}\right)^2$ $+ 0.31 \times 10^{-3} b$	$1.15 + 1.1 \left(\frac{b}{d_1}\right)^2$ $+ 0.31 \times 10^{-3} b$
	9	$1.2 + 0.18 \left(\frac{b}{d_1}\right)^2$ $+ 0.53 \times 10^{-3} b$	$1.2 + 0.36 \left(\frac{b}{d_1}\right)^2$ $+ 0.53 \times 10^{-3} b$	$1.2 + 1.1 \left(\frac{b}{d_1}\right)^2$ $+ 0.53 \times 10^{-3} b$

注: 1. 9级精度的简化计算式仅适用于  $b \leq 180\text{mm}$ 、 $b/d_1 \leq 1.2$  的情况。

2.  $s$ 、 $l$  的意义见表 2.4-17 和表 2.4-18。

表 2.4-22  $K_{H\alpha}$  的计算公式

项 目	计 算 公 式	限 制 条 件
计算等效切向力 $F_{tH}$	$F_{tH} = F_t K_A K_V K_{H\beta}$	
计算 $K_{H\alpha}$	$\varepsilon_H \leq 2$	$1 \leq K_{H\alpha} \leq \frac{\varepsilon_H}{\varepsilon_H Z_{\beta}^2}$
	$\varepsilon_H > 2$	

注: 1.  $F_{tH}$  的单位为 N。

2. 式中代号如下:

$\varepsilon_H$ —总重合度, 见表 2.2-1;

$c_s$ —啮合精度,  $N/mm \cdot \mu m$  见4.5节;

$f_{pb}$ —基节极限偏差, 通常以大齿轮的基节极限偏差计算, 当有适宜的修缘时, 按此值的一半计算, 若齿形公差  $f_t$  大于  $f_{pb}$  时, 计算时应以  $f_t$  代替  $f_{pb}$ ;

$y_a$ —重合量, 见4.5.3节;

$e_a$ —端面重合度, 见表2.2-1;

$Z_H$ —接触强度计算的重合度系数, 见4.8节。

3.  $K_{H\alpha}$ 的计算公式仅适用于齿轮基节极限偏差在圆周方向呈正态分布的情况。

#### 2.4-6查取。

对于有适宜修缘的齿轮,  $K_{H\alpha}$ 可取图示值的80%, 但不应小于1。

### 4.5.2 简化方法

对于载荷在  $200N/mm \leq F_t/b \leq 450N/mm$  范围内的常规齿轮, 齿间载荷分配系数可近似地由图

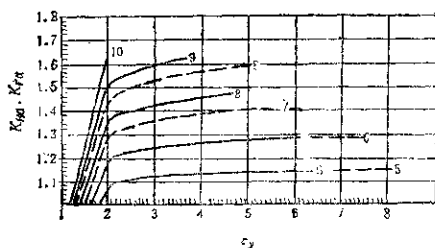


图2.4-6 齿间载荷分配系数  $K_{H\alpha}$ 、 $K_{Fa}$

——调质钢  
---表面硬化钢及氮化钢

表2.4-2 重合量  $y_a$

材 料	$y_a$ 值	$y_a$ 的限制条件		
		$v < 5$	$5 < v < 10$	$v > 10$
调质钢	$y_a = 160 / \sigma_{Hlim} f_{pb}$	无	$y_{amax} = 12800 / \sigma_{Hlim}$	$y_{amax} = 6400 / \sigma_{Hlim}$
铸 铁	$y_a = 0.75 f_{pb}$	无	$y_{amax} = 22$	$y_{amax} = 11$
表面硬化钢或氮化钢	$y_a = 0.75 f_{pb}$		$y_{amax} = 3$	

注: 1.  $v$  为节圆速度,  $m/s$ ;  $\sigma_{Hlim}$  为试齿轮的接触应力极限,  $N/mm^2$ , 见4.11节;  $f_{pb}$  为基节极限偏差, 见表2.3-18。

2. 当大、小齿轮的材料不同时,  $y_a = 0.5(y_{a1} + y_{a2})$ ,  $y_{a1}$  和  $y_{a2}$  分别为按小齿轮和大齿轮的材料查定的值。

3. 当计算的  $y_a$  大于  $y_{amax}$  时, 取  $y_a = y_{amax}$ 。

### 4.5.3 重合量 $y_a$

$y_a$  可按表2.4-2中的公式近似计算。

### 4.6 轮齿刚度系数 $c'$

轮齿刚度系数(或弹性)定义为当一对齿在同时啮合的轮齿在1mm齿宽上产生1mm挠长时所

的载荷。

直齿轮的  $c'$  是一对齿齿的最大刚度, 简称“单对齿刚度”, 它大致等于单齿啮合状态下一对齿齿的刚度。斜齿轮的  $c'$  是指一对轮齿在法截面上的最大刚度。 $c'$  是齿齿面内轮齿总刚度的平均值, 简称“啮合刚度”。

影响轮齿刚度的主要因素有：齿形参数(齿厚、齿高、齿形及其曲率半径)，设计参数(螺旋角、重合度、齿间截面)；齿轮制造误差及其齿间啮合误差；齿轮材料的弹性模量。

$c'$ 和 $c_y$ 可按下述方法之一确定。

#### 4.8.1 一般方法

(1) 单对齿刚度 $c'$

对外啮合刚性齿轮，在中等载荷(100N/mm $\leq F_t \leq 1600$ N/mm)作用下时，其单对齿刚度可按下式近似计算。

$$c' = \frac{1}{q} \quad \text{N/mm} \cdot \mu\text{m} \quad (2.4-9)$$

式中  $q$ ——单位齿宽柔度，mm $\cdot\mu\text{m}/\text{N}$ ，当 $x_1 \geq x_2$ ， $-0.5 \leq x_1 + x_2 \leq 2.0$ 时， $q$ 可按式(2.4-10)计算。

$$q = 0.04723 + \frac{0.13551}{z_{o1}} + \frac{0.25791}{z_{o2}} - 0.00635x_1 - 0.11654 \frac{x_1}{z_{o1}} - 0.00193x_2 - 0.24188 \frac{x_2}{z_{o2}} + 0.00529x_1^2 + 0.00182x_2^2 \quad (2.4-10)$$

式中  $x_1, x_2$ ——小轮、大轮的变位系数；  
 $z_{o1}, z_{o2}$ ——小轮、大轮的当量齿数，对直齿轮， $z_{o1} = z_1, z_{o2} = z_2$ ，对斜齿轮， $z_{o1} \approx z_1/\cos^3\beta, z_{o2} \approx z_2/\cos^3\beta$ 。对内齿轮，可近似取 $z_{o1} = \infty$ 。

当齿圈及轮辐很薄时， $c'$ 可较刚性齿轮降低50%。在端面重合度 $e_a > 1.2$ 时，可近似取单对齿啮合区上界点处的 $c'$ 作为最大刚度，也可将式(2.4-9)的计算结果降低约1%使用。

(2) 啮合刚度 $c_y$

$$c_y = (0.75e_a + 0.25)c' \quad (2.4-11)$$

式中  $e_a$ ——端面重合度；

$c'$ ——单对齿刚度，见本节(1)。

上式适用于直齿轮或 $\beta \leq 45^\circ$ 的斜齿轮。对 $e_a < 1.2$ 的直齿轮，可将式(2.4-11)的计算值减小10%。

#### 4.8.2 简化方法

单对齿刚度  $c' = 14 \text{N/mm} \cdot \mu\text{m}$  (2.4-12)

啮合刚度  $c_y = 20 \text{N/mm} \cdot \mu\text{m}$  (2.4-13)

#### 4.7 节点区域系数 $Z_H$

节点区域系数 $Z_H$ 是考虑节点处齿廓曲率对接触应力的影响，并将分度圆上切向力折算为节点上法向力的系数。

$Z_H$ 值可由式(2.4-14)算出；对法向齿形角 $\alpha_n = 20^\circ$ 或 $\alpha_n = 25^\circ$ 的齿轮， $Z_H$ 值也可由图2.4-7、图2.4-8查取。

$$Z_H = \sqrt{\frac{2\cos\beta_o \cos\alpha'_t}{\cos^2\alpha_s \sin\alpha'_t}} \quad (2.4-14)$$

式中  $\alpha_s$ ——端面压力角，

$$\alpha_s = \arctan\left(\frac{\tan\alpha_n}{\cos\beta}\right);$$

$\beta_o$ ——基圆螺旋角，

$$\beta_o = \arctan(\tan\beta \cos\alpha_s);$$

$\alpha'_t$ ——端面啮合角，

$$\text{inv}\alpha'_t = \text{inv}\alpha_s + \frac{2(x_2 \pm x_1)}{z_2 \pm z_1} \tan\alpha_n.$$

式中“+”号用于外啮合，“-”号用于内啮合。

#### 4.8 弹性系数 $Z_E$

弹性系数 $Z_E$ 是考虑材料弹性模量 $E$ 和泊桑比 $\nu$ 对赫兹应力影响的系数。

$Z_E$ 值可由式(2.4-15)算得，对于某些常用材料组合的 $Z_E$ 值，也可由表2.4-24查得。

$$Z_E = \sqrt{\frac{1}{\pi \left( \frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \right)}} \quad (2.4-15)$$

#### 4.9 接触强度计算的重合度系数 $Z_\epsilon$

重合度系数 $Z_\epsilon$ 是用来考虑重合度对单位齿宽载荷的影响。

$Z_\epsilon$ 可由表2.4-25中的公式计算。

#### 4.10 接触强度计算的螺旋角系数 $Z_\beta$

螺旋角系数 $Z_\beta$ 是考虑螺旋角造成的接触线倾

③ 式(2.4-9)及式(2.4-11)仅适用于钢对钢的齿轮副，对其他材料配对情况，可按下式计算：

$$c' = c'_1 \delta \quad c_y = c_{y1} \delta$$

式中  $c'_1$ ——钢制齿轮副的单对齿刚度；

$c_{y1}$ ——钢制齿轮副的啮合刚度；

$\nu = E/E_1$ ， $E = 2E_1E_2/(E_1 + E_2)$ ， $E_{st}$ 为钢的弹性模量；钢与铸铁配对时，取 $\delta = 0.74$ ，钢齿与铸铁配对时，取 $\delta = 0.59$ 。

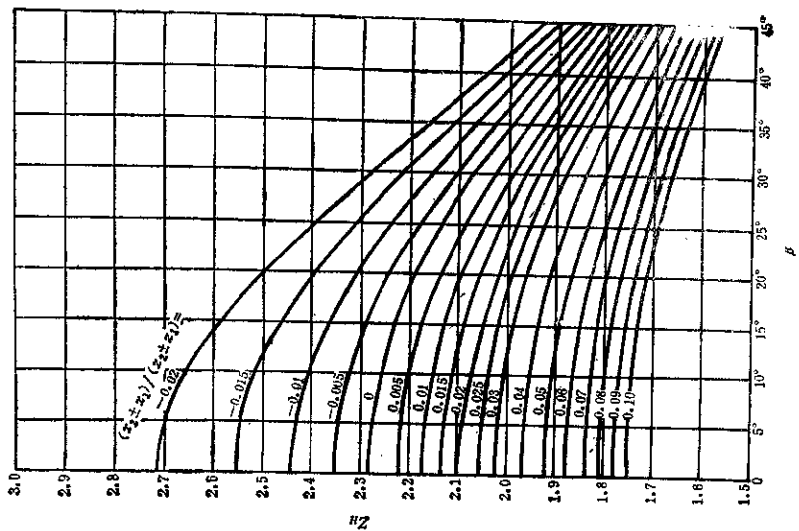
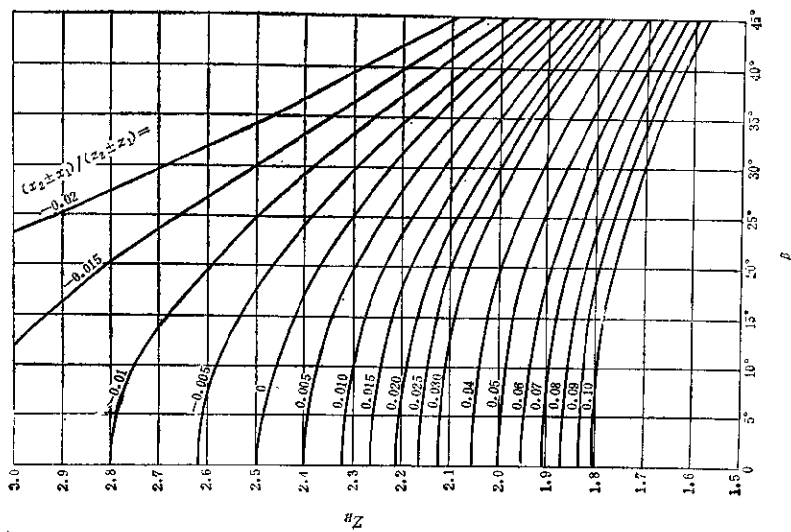
图2.4-3  $\alpha = 25^\circ$ 时的节点区域系数  $Z_H$ 图2.4-7  $\alpha = 20^\circ$ 时的节点区域系数  $Z_H$

表2.4-24 弹性系数  $Z_E$

$\sqrt{N/mm^2}$

齿 轮 1		齿 轮 2		$Z_E$
材 料	弹性模量 $E$ $N/mm^2$	泊松比 $\nu$	材 料	
钢	206000	0.3	钢	189.8
			铸 钢	188.9
			球墨铸铁	181.4
			灰铸铁	162.0~165.4
铸 钢	202000	0.3	铸 钢	188.0
			球墨铸铁	180.5
			灰铸铁	161.4
球墨铸铁	173000	0.3	球墨铸铁	173.9
灰铸铁	118000~126000	0.3	灰铸铁	156.6
			灰铸铁	143.7~146.0

表2.4-25 重合度系数  $Z_\epsilon$

齿轮种类	直 齿 轮	斜 齿 轮	
		$\epsilon_\beta < 1$	$\epsilon_\beta \geq 1$
$Z_\epsilon$ 值	$Z_\epsilon = \sqrt{\frac{4 - \epsilon_\alpha}{3}}$	$Z_\epsilon = \sqrt{\frac{4 - \epsilon_\alpha}{3} (1 - \epsilon_\beta) + \frac{\epsilon_\beta}{\epsilon_\alpha}}$	$Z_\epsilon = \sqrt{\frac{1}{\epsilon_\alpha}}$

注:  $\epsilon_\alpha$ —端面重合度,

$$\epsilon_\alpha = \frac{1}{2} \left( \frac{\sqrt{d_{a1}^2 - d_{b1}^2} + \sqrt{d_{a2}^2 - d_{b2}^2}}{\pi m \cos \alpha} \right) + a' \sin \alpha', \quad \text{"+"和"-"号, 上面的用于外啮合, 下面的用于内啮合;}$$

$\epsilon_\beta$ —纵向重合度,

$$\epsilon_\beta = \frac{b \sin \beta}{\pi m_n}$$

当大、小齿轮的齿宽不同时, 采用其中较小者。

斜对接触应力所产生影响的系数,

$Z_\beta$ 可由式(2.4-16)计算,

$$Z_\beta = \sqrt{\cos \beta} \quad (2.4-16)$$

#### 4.11 试验齿轮的接触疲劳极限 $\sigma_{Hlim}$

$\sigma_{Hlim}$ 是指某种材料的齿轮经长期持续的重复载荷作用后齿面保持不损伤时的极限应力。

影响  $\sigma_{Hlim}$  的主要因素有: 材料成分; 机械性能; 硬化过程及硬化层深度、硬度梯度; 齿坯加工方式(锻、轧、铸); 残余应力; 材料的纯度和缺陷等。

$\sigma_{Hlim}$ 可参考图2.4-9~图2.4-13选取 $\Theta$ 。在材料、工艺、热处理性能良好,并有经验资料证明时,可在区域图的上半部取值,否则,应在区域图的下半部取值。在一般情况下,可在区域图的中间取

值。

图中的  $\sigma_{Hlim}$  值是试验齿轮在持久寿命 $\Theta$ 期内失效概率为1%时的接触疲劳极限。

#### 4.12 接触强度计算的寿命系数 $Z_N$

寿命系数  $Z_N$  是用以考虑当齿轮只要求有限寿命 $\Theta$ 时, 齿轮的许用接触应力可以提高的系数。

$Z_N$ 可由表2.4-26中的公式算出,也可由图2.4-14查取。

- ①  $\sigma_{Hlim}$ 也可由齿轮的负载运转试验或使用经验的统计数据得出,此时需阐明线速度,润滑剂粘度,表面粗糙度,材料组织等因素的变化对许用应力的影响所引起的误差。
- ② 循环次数大于  $Z_N$  不再降低的点(图2.4-14)的值。
- ③ 循环次数在  $Z_N$  曲线(图2.4-14)斜斜部分的区间。

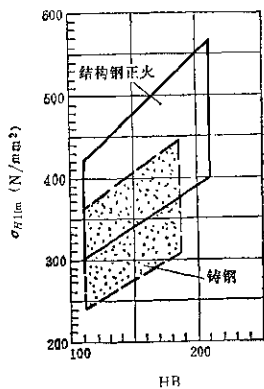


图2.4-9 正火结构钢和铸钢的接触疲劳极限 $\sigma_{Hlim}$

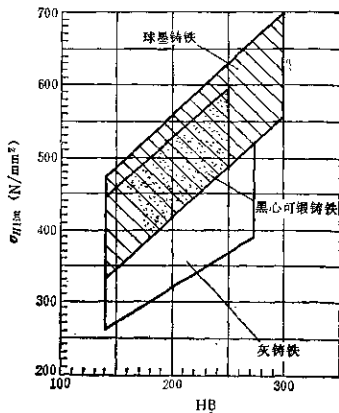


图2.4-10 铸铁的接触疲劳极限 $\sigma_{Hlim}$

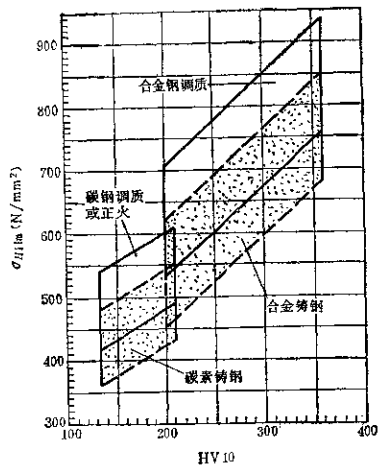


图2.4-11 调质钢的接触疲劳极限 $\sigma_{Hlim}$

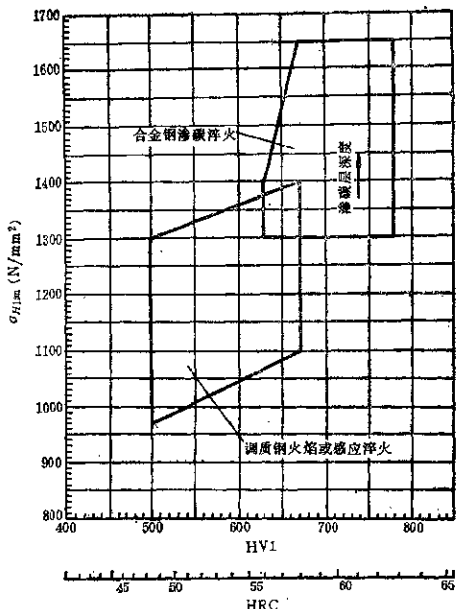


图2.4-12 表面硬化钢的接触疲劳极限 $\sigma_{Hlim}$

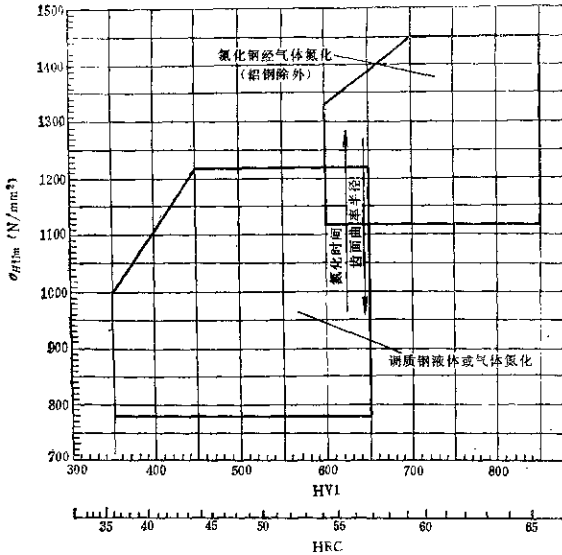


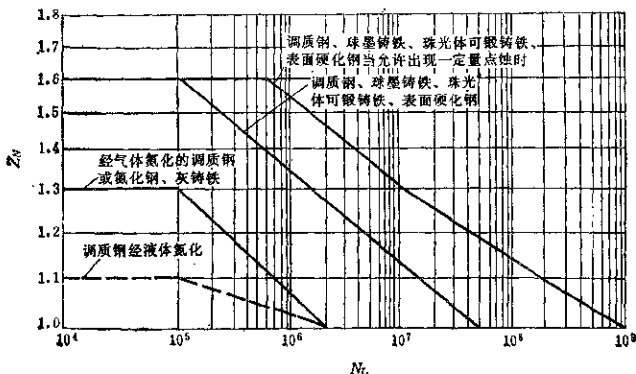
图2.4-13 氮化钢的接触疲劳极限 $\sigma_{Hlim}$

表2.4-26 寿命系数 $Z_N$ 的计算公式

材 料	循环次数	计 算 公 式
调质钢, 球墨铸铁, 珠光体可锻铸铁, 表面硬化钢	允许有一定量的非扩展性点蚀时	$N_L \leq 6 \times 10^5$ $Z_N = 1.0$
		$6 \times 10^5 < N_L \leq 10^7$ $Z_N = \left( \frac{3 \times 10^6}{N_L} \right)^{0.1755}$
		$10^7 < N_L < 10^9$ $Z_N = \left( \frac{10^9}{N_L} \right)^{0.097}$
		$N_L \geq 10^9$ $Z_N = 1$
	不允许点蚀时	$N_L \leq 10^5$ $Z_N = 1.6$
		$10^5 < N_L < 6 \times 10^7$ $Z_N = \left( \frac{6 \times 10^7}{N_L} \right)^{0.0755}$
调质钢或氮化钢经气体氮化, 灰铸铁	$N_L \leq 10^5$	$Z_N = 1.3$
	$10^5 < N_L < 2 \times 10^6$	$Z_N = \left( \frac{2 \times 10^6}{N_L} \right)^{0.6675}$
	$N_L \geq 2 \times 10^6$	$Z_N = 1$
调质钢经液体氮化	$N_L \leq 10^5$	$Z_N = 1.1$
	$10^5 < N_L < 2 \times 10^6$	$Z_N = \left( \frac{2 \times 10^6}{N_L} \right)^{0.0318}$
	$N_L \geq 2 \times 10^6$	$Z_N = 1$

注: 对于变载荷下工作的齿轮, 在已知载荷图时,  $N_L$  应为其当量循环次数。



图2.4-14 寿命系数 $Z_N$ 

#### 4.13 润滑剂系数 $Z_L$

润滑剂系数 $Z_L$ 是考虑所采用的润滑剂类型和粘度与试验齿轮的试验条件不同时,对齿轮的许用接触应力的影响因素。

$Z_L$ 可按式(2.4-17)、(2.4-18)计算,也可由图2.4-15查取。

$$Z_L = C_{ZL} + \frac{4(1 - C_{ZL})}{\left(1.2 + \frac{80}{\nu_{50}}\right)^2}$$

$$= C_{ZL} + \frac{4(1 - C_{ZL})}{\left(1.2 + \frac{134}{\nu_{40}}\right)^2} \quad (2.4-17)$$

$$C_{ZL} = \frac{\sigma_{Hlim} - 850}{350} \times 0.08 + 0.83 \quad (2.4-18)$$

式中  $\nu_{50}$ ——在50℃时,润滑剂的名义运动粘度,  $\text{mm}^2/\text{s}(\text{cSt})$ ;

$\nu_{40}$ ——在40℃时,润滑剂的名义运动粘度,  $\text{mm}^2/\text{s}(\text{cSt})$ ;

$\sigma_{Hlim}$ ——试验齿轮的接触疲劳极限,  $\text{N}/\text{mm}^2$ ,  
当  $850\text{N}/\text{mm}^2 \leq \sigma_{Hlim} \leq 1200\text{N}/\text{mm}^2$  时,用  $\sigma_{Hlim}$  值计算,当  $\sigma_{Hlim} < 850\text{N}/\text{mm}^2$  时,用  $850\text{N}/\text{mm}^2$  计算,当  $\sigma_{Hlim} > 1200\text{N}/\text{mm}^2$  时,用  $1200\text{N}/\text{mm}^2$  计算。

应用某些具有较小摩擦系数的合成润滑剂时,对于渗碳钢齿轮, $Z_L$ 可以乘上系数1.1,对于调质钢齿轮,可以乘上系数1.4。

可以认为, $Z_L$ 对疲劳强度和静强度 $\sigma$ 具有相同的影响。

#### 4.14 速度系数 $Z_v$

速度系数 $Z_v$ 是考虑齿轮的节点线速度与试验齿轮的试验条件不同时,对许用接触应力的影响因素。

$Z_v$ 可按式(2.4-19)、(2.4-20)计算,也可由图2.4-16查取。

$$Z_v = C_{zv} + \frac{2(1 - C_{zv})}{\sqrt{0.8 + \frac{32}{v}}} \quad (2.4-19)$$

$$C_{zv} = 0.85 + \frac{\sigma_{Hlim} - 850}{350} \times 0.08$$

式中  $v$ ——节点线速度,  $\text{m}/\text{s}$ ; (2.4-20)

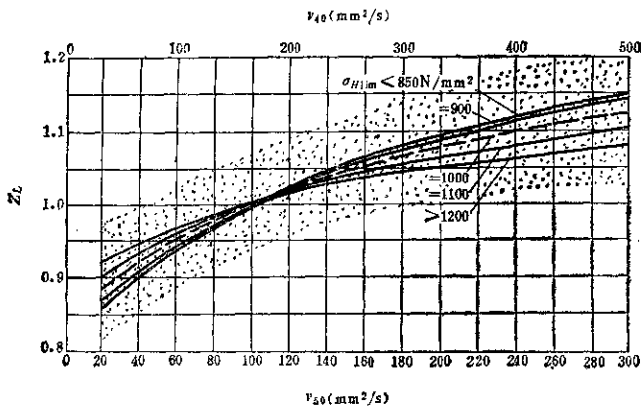
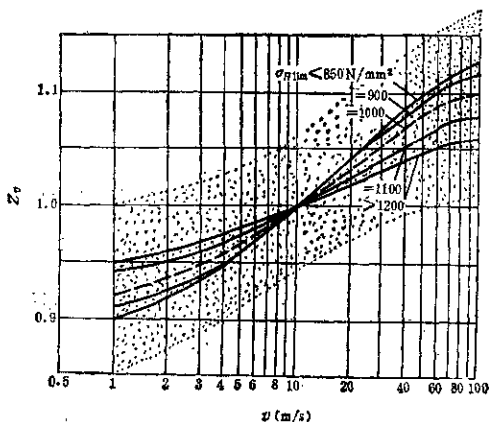
$\sigma_{Hlim}$ ——试验齿轮的接触疲劳极限,  $\text{N}/\text{mm}^2$ ,  
当  $850\text{N}/\text{mm}^2 \leq \sigma_{Hlim} \leq 1200\text{N}/\text{mm}^2$  时,用  $\sigma_{Hlim}$  值计算,当  $\sigma_{Hlim} < 850\text{N}/\text{mm}^2$  时,用  $850\text{N}/\text{mm}^2$  计算,当  $\sigma_{Hlim} > 1200\text{N}/\text{mm}^2$  时,用  $1200\text{N}/\text{mm}^2$  计算。

可以认为, $Z_v$ 对疲劳强度和静强度具有相同的影响。

#### 4.15 粗糙度系数 $Z_R$

粗糙度系数 $Z_R$ 是考虑齿轮的齿面粗糙度与试

③ 循环次数小于 $Z_N$ 不再增加的点(图2.4-14)的值。

图 2.4-15 润滑剂系数  $Z_L$ 图 2.4-16 速度系数  $Z_v$ 

验齿轮不同时, 对许用接触应力的影响系数。

$Z_H$  对疲劳强度有影响, 对静强度几乎没有影响。

#### 4.15.1 持久寿命时的粗糙度系数 $Z_R$

$Z_R$  可按式(2.4-21)~(2.4-23)计算, 也可由图 2.4-17 查取。

$$Z_R = \left( \frac{3}{R_{Z100}} \right)^{C7^*} \leq 1.16 \quad (2.4-21)$$

$$R_{Z100} = \frac{R_{Z1} + R_{Z2}}{2} \sqrt[3]{\frac{100}{a}} \quad (2.4-22)$$

$$C_{ZR} = 0.12 + \frac{1000 - \sigma_{H1m}}{5000} \quad (2.4-23)$$

式中  $R_{Z100}$ ——相对平均粗糙度 (相对于  $a = 100\text{mm}$  的试验齿轮),  $\mu\text{m}$ ;  
 $R_{Z1}, R_{Z2}$ ——小齿轮、大齿轮的齿面平均粗糙度,  $\mu\text{m}$ , 如经事先跑合, 则  $R_{Z1}, R_{Z2}$  应为跑合后的数

值；

$a$ ——中心距，mm；

$\sigma_{Hlim}$ ——试验齿轮的接触疲劳极限，N/mm<sup>2</sup>，当  $850\text{N/mm}^2 \leq \sigma_{Hlim} \leq 1200\text{N/mm}^2$  时，用  $\sigma_{Hlim}$  值计算，当  $\sigma_{Hlim} < 850\text{N/mm}^2$  时，用  $850\text{N/mm}^2$  计算，当  $\sigma_{Hlim} > 1200\text{N/mm}^2$  时，用  $1200\text{N/mm}^2$  计算。

4.15.2 有限寿命时的粗糙度系数  $Z_R$

当所计算的齿轮要求有限寿命时， $Z_R$  可按要求寿命在持久寿命时的  $Z_R$  值与静强度时的  $Z_R$  值之间采用内插计算确定，见4.17节。

静强度计算时，可取  $Z_R=1$ 。在近似计算时，有限寿命时的  $Z_R$  可取用持久寿命时的  $Z_R$  值。

4.16 齿面工作硬化系数  $Z_W$

齿面工作硬化系数  $Z_W$  是用以考虑经光整的硬

齿面小齿轮在运转过程中对调质钢大内轮齿面产生冷作硬化，从而使大齿轮的许用接触应力得到提高的系数。

对小齿轮齿面的粗糙度算术平均值  $R_a \leq 1\mu\text{m}$  或平均粗糙度  $R_z \leq 6\mu\text{m}$ ，大齿轮齿面硬度在  $130 \leq \text{HB} \leq 400$  范围内的齿轮副， $Z_W$  值可由式(2.4-24)算得，或由图2.4-18查取。对不符合这些条件的齿轮副，取  $Z_W=1$ 。

$$Z_W = 1.2 - \frac{\text{HB} - 130}{1700} \quad (2.4-24)$$

式中 HB——大齿轮齿面的布氏硬度。

可以认为， $Z_W$  对疲劳强度和静强度具有相同的影响。

4.17 有限寿命计算时的  $Z_N Z_L Z_V Z_R Z_W$  值

计算有限寿命的接触强度时， $Z_N Z_L Z_V Z_R Z_W$  的乘积，可按其中各系数在持久寿命和静强度时的值（见有关部分），作出新S-N曲线（作图方法见

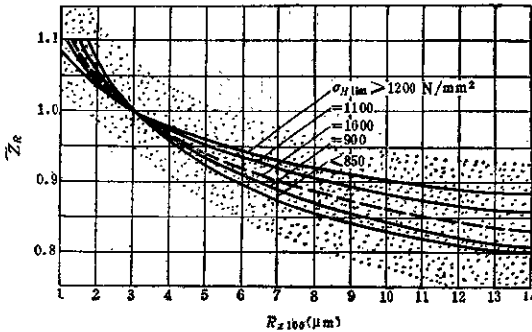


图2.4-17 粗糙度系数  $Z_R$

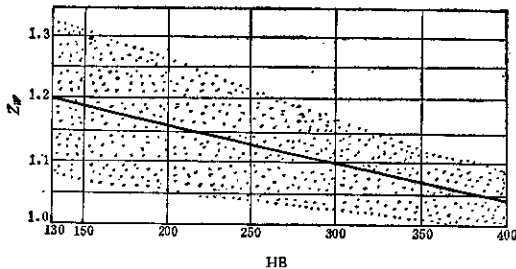


图2.4-18 齿面工作硬化系数  $Z_W$

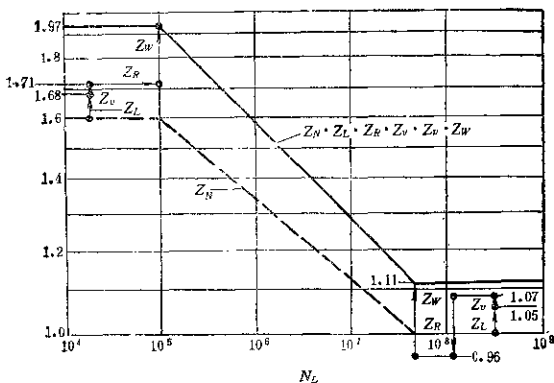


图 2.4-19  $Z_N, Z_L, Z_V, Z_R, Z_W$  构成的新 S-N 曲线

实例: 中心距  $a=180\text{mm}$   
 小轮: 表面硬化处理, 磨削  
 大轮: 调质钢 HB=219,  
 $\sigma_{Hlim}=850\text{N/mm}^2$   
 由粘度  $\nu_1=140\text{mm}^2/\text{s}$ ,  $Z_L=1.05$   
 速度  $v=15\text{m/s}$ ,  $Z_V=1.02$   
 平均粗糙度  $R_a=12\mu\text{m}$ ,  $Z_R=0.90$   
 表面硬度 HB=210,  $Z_W=1.15$

图 2.4-19), 然后根据所要求的寿命, 从新 S-N 曲线上查得。

## 5 轮齿弯曲疲劳强度的校核计算

### 5.1 计算公式

表 2.4-27 弯曲强度的校核计算公式

项 目	单 位	计 算 公 式
计算的齿根应力	方法一	$\sigma_F = \frac{F_t}{b m_n} K_t K_f K_{F\beta} K_{F\alpha} Y_F Y_t Y_\beta$
	方法二	$\sigma_F = \frac{F_t}{b m_n} K_t K_f K_{F\beta} K_{F\alpha} Y_{Fa} Y_{Fa} Y_{t\sigma} Y_t Y_\beta$
许用的齿根应力	$\text{N/mm}^2$	$\sigma_{F,lim} = \frac{\sigma_{Hlim} Y_{St} Y_{Nt} Y_{Rt}}{S_{Fmin}} Y_{Fa} Y_{Fa} Y_{t\sigma} Y_t Y_\beta$
弯曲强度计算的安全系数		$S_F = \frac{\sigma_{F,lim} Y_{St} Y_{Nt} Y_{Rt}}{\sigma_F} Y_{Fa} Y_{Fa} Y_{t\sigma} Y_t Y_\beta$
强度条件		$\sigma_F \leq \sigma_{F,lim}$ 或 $S_F > S_{Fmin}$

注: 1. 应对大、小齿轮分别计算。

2. 方法一是以载荷作用于单对齿啮合区上界点为基线进行计算的, 其计算精确度高于方法二, 对于要求计算精确度较高的齿轮, 应优先采用。

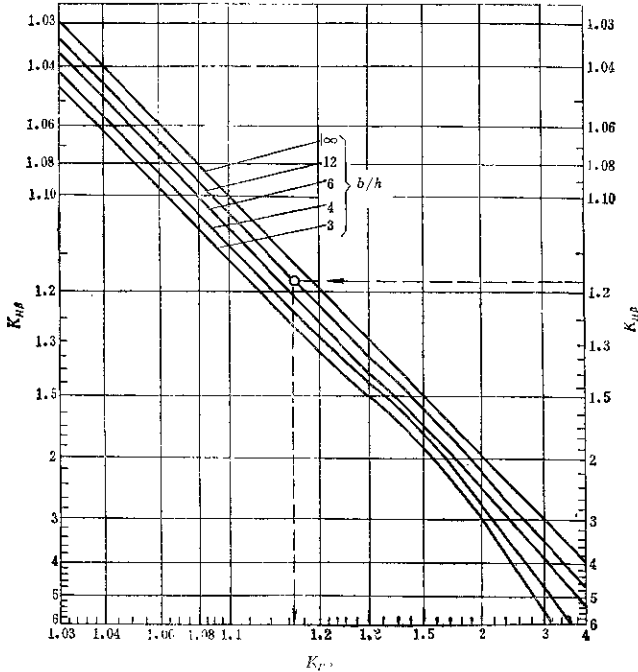
3. 方法二是以载荷作用于齿顶为基线进行计算的, 仅适用于  $\varepsilon_\alpha < 2$  的内轮传动。

4. 式中代号说明如下:

(续)

- $F$ ——端面内分度圆上的名义切向力,  $N$ , 见2节;  
 $b$ ——齿宽,  $mm$ , 若大小齿轮的齿宽不等时, 最多把窄齿轮的齿宽加上一个系数作为宽齿轮的齿宽;  
 $m_n$ ——法向模数,  $mm$ ;  
 $K_A$ ——使用系数, 见4.2节;  
 $K_V$ ——动载系数, 见4.3节;  
 $K_{F\beta}$ ——弯曲强度计算的齿向载荷分布系数, 见5.2节;  
 $K_{Fa}$ ——弯曲强度计算的齿间载荷分配系数,  $K_{Fa}=K_{Ha}$  ( $K_{Ha}$ 见4.5节),  $\Delta F_{a1}$ 的限制条件为:  

$$1 \leq K_{Fa} \leq \frac{\sigma_{Flim}}{\sigma_a Y_{Fa}}$$
;  
 $Y_F$ ——齿形系数, 见5.3节;  
 $Y_S$ ——应力修正系数, 见5.4节;  
 $Y_{\beta}$ ——弯曲强度计算的螺旋角系数, 见5.3节;  
 $Y_{Fa}$ ——载荷作用于齿顶时的齿形系数, 见5.3节;  
 $Y_{Sa}$ ——载荷作用于齿顶时的应力修正系数, 见5.4节;  
 $Y_e$ ——弯曲强度计算的重合度系数, 见5.6节;  
 $\sigma_{Flim}$ ——试验齿轮的弯曲疲劳极限,  $N/mm^2$ , 见6.7节;  
 $Y_{ST}$ ——试验齿轮的应力修正系数, 使用本书时给出的 $\sigma_{Flim}$ 值计算时,  $Y_{ST}=2.0$ ;  
 $Y_{NT}$ ——弯曲强度计算的寿命系数, 见5.8节;  
 $S_{Fmin}$ ——弯曲强度计算的最小安全系数, 见1节;  
 $Y_{\theta relT}$ ——相对齿根圆角敏感系数, 见5.9节;  
 $Y_{\theta relR}$ ——相对齿根表面状况系数, 见5.10节;  
 $Y_X$ ——弯曲强度计算的尺寸系数, 见5.11节。

2.4-20 弯曲强度计算的齿向载荷分布系数  $K_{F\beta}$

## 5.2 弯曲强度计算的齿向载荷分布系数

 $K_{F\beta}$ 

齿向载荷分布系数 $K_{F\beta}$ 是考虑沿齿宽方向载荷分布对齿根弯曲应力的影响系数。

$K_{F\beta}$ 可按式(2.4-25)、(2.4-26)计算,也可由图2.4-20查取。

$$K_{F\beta} = (K_{F\beta})^n \quad (2.4-25)$$

$$N = \frac{(b/h)^2}{1 + (b/h) + (b/h)^2} \quad (2.4-26)$$

式中  $K_{F\beta}$ ——接触强度计算的齿向载荷分布系数,见4.4节;

$N$ ——幂指数;

$b$ ——齿宽 mm;

$h$ ——齿高 mm。

5.3 齿形系数 $Y_F$ 、 $Y_{Fa}$ 5.3.1 齿形系数 $Y_F$ 

齿形系数 $Y_F$ 是考虑载荷作用于单对齿啮合区上界点时齿形对名义弯曲应力的影响。

(1) 外齿轮的齿形系数 $Y_F$

外齿轮的齿形系数 $Y_F$ 可按表2.4-28中的公式计算。

(2) 内齿轮的齿形系数 $Y_F$

内齿轮的齿形系数 $Y_F$ 不仅与齿数和变位系数有关,而且与插齿刀的参数有关。为简化计算,可近似地按替代齿条计算。其计算公式见表2.4-29

5.3.2 载荷作用于齿顶时的齿形系数 $Y_{Fa}$ 

齿形系数 $Y_{Fa}$ 是考虑当载荷作用于齿顶时齿形对名义弯曲应力的影响。

(1) 外齿轮的齿形系数 $Y_{Fa}$

用齿条型刀具加工的外齿轮的齿形系数 $Y_{Fa}$ 可按表2.4-30计算,或由图2.4-21~图2.4-24查取。

使用图2.4-21~图2.4-24时,对斜齿轮,应按当量齿数 $Z_v$ 查图, $Z_v$ 的计算公式见表2.4-30中的序号5。这些线图适用于齿顶不缩短的齿轮,对齿顶少量缩短的齿轮,查出的值略偏安全。

(2) 内齿轮的齿形系数 $Y_{Fa}$

内齿轮的齿形系数 $Y_{Fa}$ 可近似地按替代齿条计算,其计算公式见表2.4-31。内齿轮的 $Y_{Fa}$ 值也可由表2.4-32查得。

5.4 应力修正系数 $Y_S$ 、 $Y_{S\sigma}$ 

应力修正系数 $Y_S$ 和 $Y_{S\sigma}$ 是将名义弯曲应力换算成齿根局部应力的系数。它考虑了齿根过渡曲线处的应力集中效应,以及弯曲应力以外的其他应力对齿根应力的影响。

应力修正系数不仅取决于齿根过渡曲线的曲率,还和载荷作用点的位置有关。

5.4.1 应力修正系数 $Y_S$ 

应力修正系数 $Y_S$ 用于载荷作用于单对齿啮合区上界点的计算方法(方法一)。对于齿形角 $\alpha_n = 20^\circ$ 的齿轮, $Y_S$ 可按式(2.4-27)计算;对于其他齿形角的齿轮,可按此式近似计算。

$$Y_S = (1.9 + 0.13L) q_s \left( \frac{1}{1.21 + 2.3/L} \right) \quad (2.4-27)$$

式中  $L$ ——齿根危险截面处齿厚与弯曲力臂的比值。

$$L = \frac{S_{Fn}}{h_{Fe}}$$

$S_{Fn}$ ——齿根危险截面处齿厚,外齿轮按表2.4-28中序号8的公式计算,内齿轮按表2.4-29中序号5的公式计算;

$h_{Fe}$ ——弯曲力臂,外齿轮由表2.4-28中序号14的公式计算,内齿轮由表2.4-29中序号4的公式计算;

$q_s$ ——齿根圆角参数,

$$q_s = \frac{S_{Fn}}{2\rho_f}$$

$\rho_f$ —— $30^\circ$ 切线切点处的曲率半径,外齿轮按表2.4-28中序号9的公式计算,内齿轮按表2.4-29中序号3的公式计算。

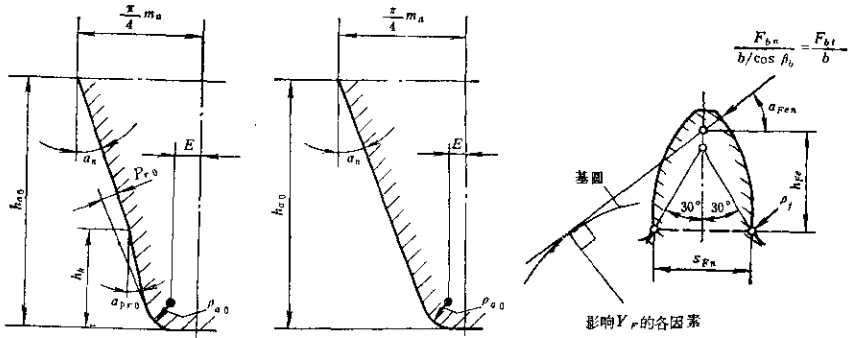
式(2.4-27)的适用范围为: $1 \leq q_s < 8$ ,该式不适用于存在磨削台阶的情况。

5.4.2 载荷作用于齿顶时的应力修正系数 $Y_{S\sigma}$ 

应力修正系数 $Y_{S\sigma}$ 用于载荷作用于齿顶的计算方法(方法二)。对于齿形角 $\alpha_n = 20^\circ$ 的齿轮, $Y_{S\sigma}$ 可按式(2.4-28)计算;对于其他齿形角的齿轮,可按此式近似计算。

$$Y_{S\sigma} = (1.2 + 0.13L_{\sigma}) q_s \left( \frac{1}{1.21 + 2.3/L_{\sigma}} \right) \quad (2.4-28)$$

表 2.4-28 外齿轮齿形系数  $Y_F$  的计算公式



刀具基本齿廓尺寸

序号	名称	代号	计算公式	备注
1	刀具齿廓凸台的起点高度	$h_k$	$\frac{\rho_{p0} \cdot \cos \alpha_{pr0}}{\sin(\alpha_n - \alpha_{pr0})} + \rho_{a0} \left( 1 - \frac{\sin \frac{\alpha_n + \alpha_{pr0}}{2}}{\cos \frac{\alpha_n - \alpha_{pr0}}{2}} \right)$	刀具无凸台时 取 $h_k = 0$
2	刀具圆心至刀具对称线的距离	$E$	$\frac{\pi \cdot m_n}{4} - h_{a0} \cdot \tan \alpha_n + h_k \cdot (\tan \alpha_n - \tan \alpha_{pr0}) - (1 - \sin \alpha_{pr0}) \cdot \frac{\rho_{a0}}{\cos \alpha_{pr0}}$	刀具无凸台时 $\alpha_{pr0} = \alpha_n$
3	辅助值	$G$	$\frac{\rho_{a0}}{m_n} - \frac{h_{a0}}{m_n} + x$	$x$ : 法向变位系数
4	基圆螺旋角	$\beta_b$	$\arccos \left[ \sqrt{1 - (\sin \beta \cdot \cos \alpha_n)^2} \right]$	
5	当量齿数	$z_v$	$\frac{z}{\cos^2 \beta_b \cdot \cos \beta}$	
6	辅助值	$H$	$\frac{2}{z_v} \cdot \left( \frac{\pi}{2} - \frac{E}{m_n} \right) - \frac{\pi}{3}$	
7	辅助值	$\theta$	$(2G/z_v) \cdot \tan \theta - H$	用牛顿法解可取初始值 $\theta = -H/(1-2G/z_v)$
8	危险截面齿厚与模数之比	$\frac{s_{v0}}{m_n}$	$z_v \cdot \sin \left( \frac{\pi}{3} - \theta \right) + \sqrt{\frac{1}{3}} \cdot \left( -\frac{G}{\cos \theta} - \frac{\rho_{a0}}{m_n} \right)$	
9	30°切点处齿顶圆半径与模数之比	$\frac{\rho_f}{m_n}$	$\rho_{a0} + \frac{2G^2}{\cos \theta (z_v \cdot \cos^2 \theta - 2G)}$	
10	上界点处直径	$d_s$	$2 \cdot \sqrt{\left[ \rho_{a0}(1 - \epsilon a) + \sqrt{\left( \frac{d_s}{2} \right)^2 - \left( \frac{d_b}{2} \right)^2} \right]^2} + \left( \frac{d_b}{2} \right)^2$	$\rho_{a0}$ —端面基节 $d_{a0}$ —齿顶圆直径
11	上界点处的端面压力角	$\alpha_{s1}$	$\arccos \left( \frac{d_b}{d_s} \right)$	
12	上界点处的齿厚半角	$\gamma_{s1}$	$\frac{1}{z} \left( \frac{\pi}{2} + 2x \cdot \tan \alpha_n \right) + \text{inv} \alpha_{s1} - \text{inv} \alpha_n$	
13	端面载荷作用角	$\alpha_{p1}$	$\alpha_{s1} - \gamma_{s1}$	

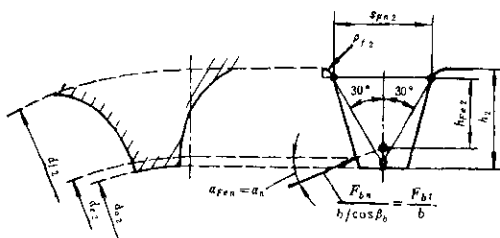
(续)

序号	名称	代号	计算公式	备注
14	弯曲力臂与 模数比	$\frac{h_{Fz}}{m_n}$	$\frac{1}{2} \left\{ \frac{z}{\cos\beta} \left( \frac{\cos\alpha_1}{\cos\alpha_{Fz1}} - 1 \right) + z_v \left[ 1 - \cos \left( \frac{\pi}{3} - \theta \right) \right] - \frac{G}{\cos\theta + \frac{\rho_{20}}{m_n}} \right\}$	
15	辅助角	$\beta_{Fz}$	$\arccos \left( \frac{d_3}{d \cdot \cos\alpha_{Fz1}} \cdot \tan\beta \right)$	$\beta_{Fz}$ ——载荷作用线与轮齿对称线交点处所在圆柱面上的螺旋角
16	法向载荷作用角	$\alpha_{Fzn}$	$\arccos \left( \tan\alpha_{Fz1} \cdot \cos\beta_{Fz} \right)$	
17	齿形系数	$Y_F$	$\frac{6 \left( \frac{h_{Fz}}{m_n} \right) \cdot \cos\alpha_{Fzn}}{\left( \frac{s_{Fn2}}{m_n} \right)^2 \cos\alpha_n}$	

注：1. 本表适用于用齿条型刀具加工的外齿轮，并需满足以下条件：

- 1) 30°切齿的切点应位于由刀具齿顶圆角所展成的齿根过渡曲线上。
- 2) 刀具齿顶圆角  $\rho_0 = 0$ 。
2. 表中的长度单位为 mm，角度单位为 rad。

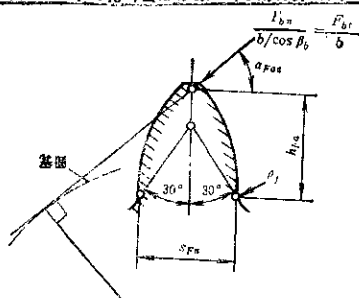
表 2.4-28 内齿轮齿形系数  $Y_F$  的计算公式



序号	名称	代号	计算公式	备注
1	上界点处直径	$d_{i2}$	$2\sqrt{\left[ \rho_{b1}(\varepsilon_n - 1) + \sqrt{\left( \frac{d_{i2}}{2} \right)^2 - \left( \frac{d_{b2}}{2} \right)^2} \right]^2 + \left( \frac{d_{b1}}{2} \right)^2}$	
2	标准顶隙	$c$	$h_{a2} - h_{a1}$	$h_{a03}$ —加工内齿轮插齿刀的齿顶高 $h_{a1}$ —外齿轮齿顶高
3	齿根过渡曲线曲率半径	$\rho_{12}$	$\rho_{12} = \rho_{012} = \frac{c}{2\cos\alpha_n \cdot \tan \left( \frac{\pi}{4} - \alpha_n \right)}$	
4	弯曲力臂与模数之比	$\frac{h_{Fz2}}{m_n}$	$\frac{d_2 + 2h_{a2} - d_{i2}}{2m_n} - \left( \frac{\pi}{4} + \frac{d_{i2} - d_2}{2m_n} \cdot \tan\alpha_n \right) \tan\alpha_n - \frac{\rho_{e12}}{2m_n}$	
5	危险截面齿厚与模数之比	$\frac{s_{Fn2}}{m_n}$	$2 \left[ \frac{\pi}{4} + \tan\alpha_n \cdot \left( \frac{h_{e12} - \rho_{e12}}{m_n} \right) + \frac{\rho_{e12} - \rho_{v0}}{m_n \cdot \cos\alpha_n} \right] - \sqrt{3} \frac{\rho_{e12}}{m_n}$	
6	齿形系数	$Y_F$	$\frac{6 \left( \frac{h_{Fz2}}{m_n} \right)}{\left( \frac{s_{Fn2}}{m_n} \right)^2}$	



注: 1 本表适用于  $z_2 > 70$  的内齿轮。 2 替代齿条的法向齿廓与基本齿条相同, 仅齿高与内齿轮相同。  
3 表中的长度单位为 mm, 角度单位为 rad。

表 2.4-30 外齿轮的齿形系数  $Y_{Fa}$  的计算公式

序号	名称	代号	计算公式	备注
1	凸齿齿廓的起点高度	$h_s$	$P_s \cos \alpha_{br} + \rho_{st} \left( 1 - \frac{\sin \frac{\alpha_n + \alpha_{r0}}{2}}{\cos \frac{\alpha_n - \alpha_{r0}}{2}} \right)$	刀具无凸台时取 $u_k = 0$
2	刀尖圆心至刀具对称线的距离	$E$	$\frac{\pi \cdot m_n}{4} - h_s \tan \alpha_n + h_s (\tan \alpha_n - \tan \alpha_{r0}) - (1 - \sin \alpha_{r0}) \cdot \frac{\rho_{st}}{\cos \alpha_{r0}}$	刀具无凸台时 $\alpha_{r0} = \alpha$
3	辅助值	$G$	$\frac{\rho_{st}}{m_n} - \frac{h_s}{m_n} + x$	$x$ —变位系数
4	基圆螺旋角	$\beta_b$	$\arccos \left[ \sqrt{1 - (\sin \beta \cdot \cos \alpha_n)^2} \right]$	
5	当量函数	$z_v$	$\frac{z}{\cos^2 \beta_b \cdot \cos \alpha_n}$	
6	辅助值	$H$	$-\frac{z_v}{2} \left( \frac{\pi}{2} - \frac{E}{m_n} \right) - \frac{\pi}{3}$	
7	辅助值	$\theta$	$(2G/z_v) \tan \theta - H$	用牛顿法解可取初始值 $\theta = -H/(1-2G/z_v)$
8	危险截面齿厚与模数之比	$\frac{s_{Fb}}{m_n}$	$z_v \sin \left( \frac{\pi}{3} - \theta \right) + \sqrt{3} \left( \frac{G}{\cos \theta} - \frac{\rho_{st}}{m_n} \right)$	
9	30°切点处油率半径与模数之比	$\frac{\rho_j}{m_n}$	$\frac{\rho_{st}}{m_n} \cdot \frac{2}{\cos \theta} (z_v \cos^2 \theta - 2G)$	
10	齿顶端圆压角力	$\alpha_{st}$	$\arccos \left( \frac{\rho_j}{d_s} \right)$	
11	齿顶端齿厚半角	$\gamma_{st}$	$\frac{1}{2} \left( \frac{\pi}{2} + 2x \cdot \tan \alpha_n \right) + \text{inv} \alpha_s - \text{inv} \alpha_n$	
12	端面载荷作用角	$\alpha_{Fst}$	$\alpha_{st} - \gamma_{st}$	
13	弯曲力臂与模数比	$\frac{h_{Fst}}{m_n}$	$\frac{1}{2} \left\{ \frac{2}{\cos \beta} \left( \frac{\cos \alpha_s}{\cos \alpha_{Fst}} - 1 \right) + z_v \left[ 1 - \cos \left( \frac{\pi}{3} - \theta \right) \right] - \frac{G}{\cos \theta} + \frac{\rho_{st}}{m_n} \right\}$	

(续)

序号	名称	代号	计算公式	备注
14	辅助角	$\beta_{F\alpha}$	$\arcsin \left( \frac{d_b}{d \cos \alpha_{Fa}} \tan \beta \right)$	$\beta_{F\alpha}$ ——载荷作用线与轮齿对称线交点处所在圆柱面上的螺旋角
15	法向载荷作用角	$\alpha_{F\alpha n}$	$\arcsin \tan(\tan \alpha_{Fa} \cos \beta_{F\alpha})$	
16	齿形系数	$Y_{Fa}$	$\frac{6 \left( \frac{h_{Fa}^3}{m_n^3} \right) \cos \alpha_{F\alpha n}}{\left( \frac{S_{Fa}}{m_n} \right)^2 \cos \alpha_n}$	

注：表中的长度单位为 mm，角度单位为 rad。

式中  $L_a$ ——齿根危险截面处齿厚与弯曲力臂的比值。

$$L_a = \frac{S_{Fa}}{h_{Fa}}$$

$S_{Fa}$ ——齿根危险截面处齿厚，外齿轮按表 2.4-30 中序号 8 的公式计算，内齿轮按表 2.4-31 中序号 4 的公式计算；

$h_{Fa}$ ——弯曲力臂，外齿轮按表 2.4-30 中序

号 13 的公式计算，内齿轮按表 2.4-31 中序号 3 的公式计算；

$q_s$ ——齿根圆角参数。

$$q_s = \frac{S_{Fa}}{2\rho_f}$$

$\rho_f$ —— $30^\circ$ 切线切点处的曲率半径，外齿轮按表 2.4-30 中序号 9 的公式计算，内齿轮按表 2.4-31 中序号 2 的公式计算。

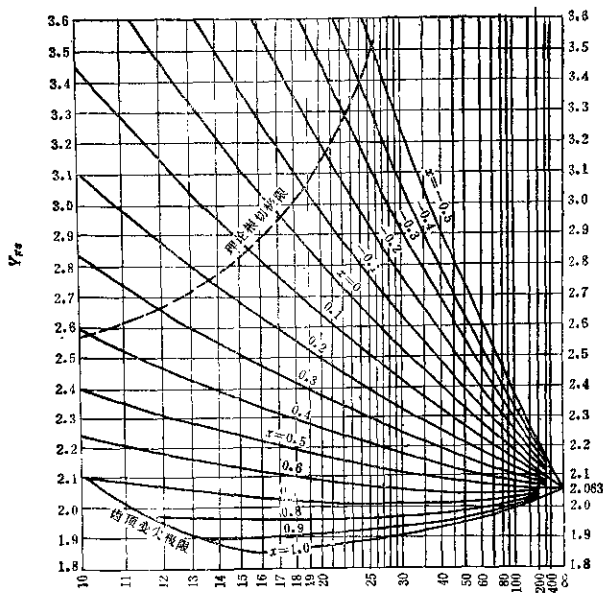


图 2.4-21 外齿轮的齿形系数  $Y_{Fa}$   
 $\alpha_n = 20^\circ, h_a/m_n = 1, h_{a0}/m_n = 1.25, \rho_{a0}/m_n = 0.38$

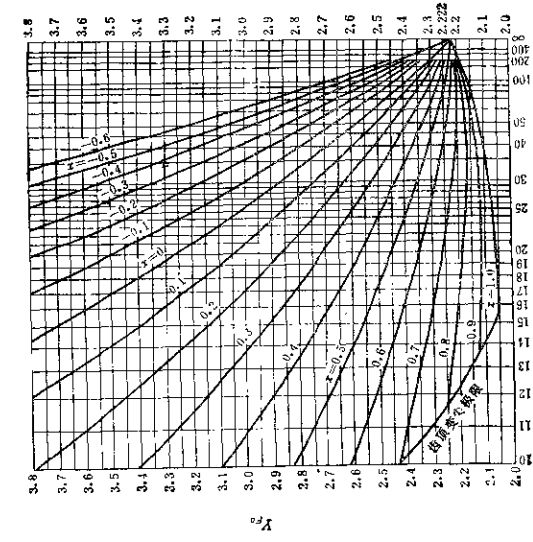


图2.4-22 外齿轮的齿形系数  $Y_{Fa}$   
 $\alpha = 20^\circ, h_a^*/m = 1, b_a^*/m = 1.4, p_a^*/m = 0.4$   
 $a_{Fa} = 0.5, 0.6, 0.7, 0.8, 0.9, 1.0$

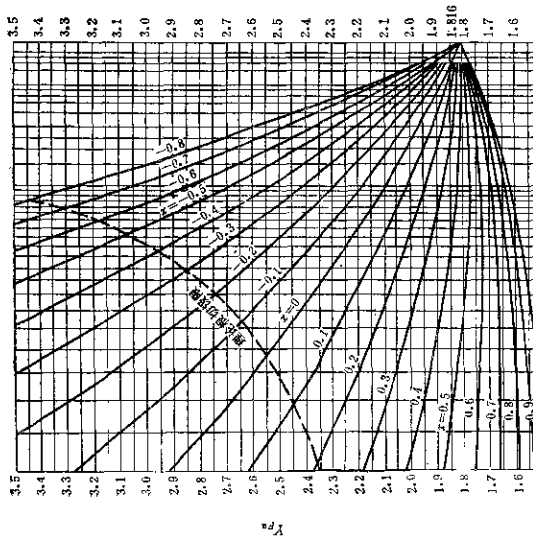


图2.4-22 外齿轮的齿形系数  $Y_{Fa}$   
 $\alpha = 20^\circ, h_a^*/m = 0.8, b_a^*/m = 1.1, p_a^*/m = 0.46$   
 $a_{Fa} = 0.5, 0.6, 0.7, 0.8, 0.9, 1.0$

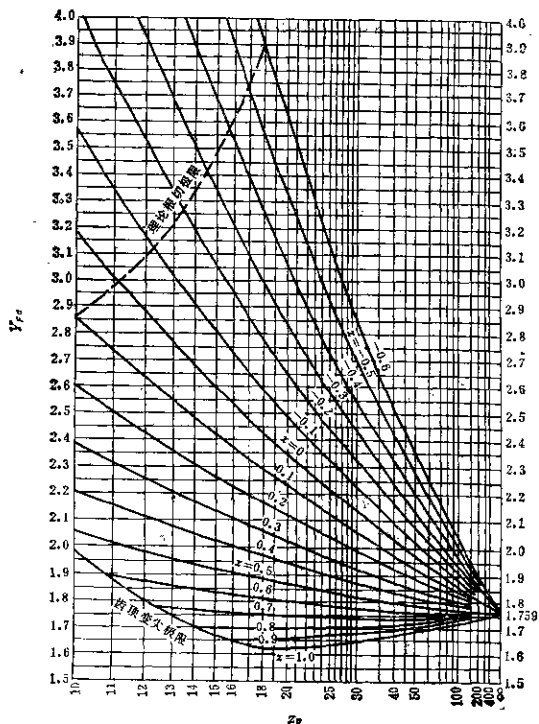
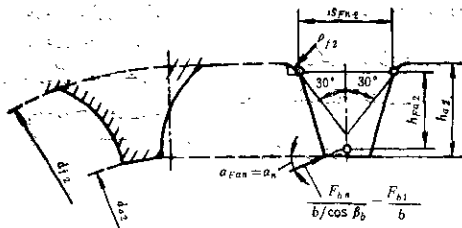


图 2.4-24 外齿轮的齿形系数  $Y_{Fa}$   
 $\alpha_n = 26^\circ$ ,  $h_a/m_n = 1$ ,  $h_{a0}/m_n = 1.2$ ,  $\alpha_{a0}/m_n = 0.35$

表 2.4-31 内齿轮的齿形系数  $Y_{Fa}$  的计算公式



(续)

序号	名称	代号	计算公式	备注
1	标准顶隙	$c$	$h_{a02} - h_{a1}$	$h_{a1}$ —外齿轮齿顶高 $h_{a02}$ —加工内齿轮插齿刀的齿顶高
2	齿根过渡曲线曲率半径	$\rho_{F2}$	$\rho_{F2} = \rho_{a02} = \frac{c}{2\cos\alpha_n \tan\left(-\frac{\pi}{4} - \alpha_n\right)}$	
3	弯曲力臂与模数之比	$\frac{h_{F2}}{m_n}$	$\frac{h_{a1} + h_{a02}}{m_n} - \left(-\frac{\pi}{4} - \frac{h_{a1}}{m_n} \cdot \tan\alpha_n\right) \tan\alpha_n - \frac{\rho_{a02}}{2m_n}$	$h_{a1}$ —内齿轮齿顶高
4	危险截面齿厚与模数之比	$\frac{S_{F2}}{m_n}$	$2 \left[ \frac{\pi}{4} + \tan\alpha_n \left( \frac{h_{a12} - \rho_{a02}}{m_n} \right) + \frac{\rho_{a02} - \rho_{F2}}{m_n \cos\alpha_n} \right] - \frac{\sqrt{3} \rho_{a02}}{m_n}$	
5	齿形系数	$Y_{Fa}$	$\frac{6 \left( \frac{h_{F2}}{m_n} \right)}{\left( \frac{S_{F2}}{m_n} \right)^2}$	

- 注: 1. 本表适用于  $z_2 > 70$  的内齿轮。  
2. 替代齿条的法向齿形与基本齿条相同, 齿高与内齿轮相同。  
3. 表中长度单位为 mm, 角度单位为 rad.

表 2.4-32 内齿轮的齿形系数  $Y_{Fa}$  值

基本齿廓				$Y_{Fa}$ 值 <sup>①</sup>
$\alpha_n$	$\frac{h_a}{m_n}$	$\frac{h_{a0}}{m_n}$	$\rho_{a0} / m_n$	
20°	1	1.25	0.38	2.055
20°	0.8	1.1	0.45	1.828
25°	1	1.2	0.35	1.730
20°	1	1.4	0.4 <sup>②</sup>	2.214

- ① 此值是按插齿刀的变位系数  $x_{02}=0$ ,  $z_2 > 70$ ,  $x_2=0$  计算的。  
② 凸台刀具  $\rho_{r0}/m_n=0.05$ ,  $\alpha_{r0}=6^\circ$ .

式(2.4-28)的适用范围为:  $1 \leq q_s < 8$ , 该式不适用于存在磨削台阶的情况。

用齿条型刀具加工的外齿轮的  $Y_{Sa}$  也可从图 2.4-25~图 2.4-28 查取。

内齿轮的  $Y_{Sa}$  也可由表 2.4-33 查取。

### 5.5 弯曲强度计算的重合度系数 $Y_z$

重合度系数  $Y_z$  是将载荷由齿顶转换到单对齿啮合区上界点的系数。

对端面重合度  $e_a < 2$  的齿轮,  $Y_z$  可按式(2.4-29)计算。

$$Y_z = 0.25 + \frac{0.76}{e_a} \quad (2.4-29)$$

### 5.6 弯曲强度计算的螺旋角系数 $Y_\beta$

螺旋角系数  $Y_\beta$  是考虑螺旋角造成的接触线倾斜对齿根应力所产生影响的系数。

$Y_\beta$  值可由式(2.4-30)、(2.4-31)计算得出, 也可由图 2.4-29 查取。

$$Y_\beta = 1 - e_\beta \frac{\beta}{120^\circ} \geq Y_{\beta \min} \quad (2.4-30)$$

$$Y_{\beta \min} = 1 - 0.25 e_\beta \geq 0.75 \quad (2.4-31)$$

式中  $e_\beta$ ——纵向重合度, 当  $e_\beta > 1$  时, 按  $e_\beta = 1$  计算,

$\beta$ ——螺旋角。

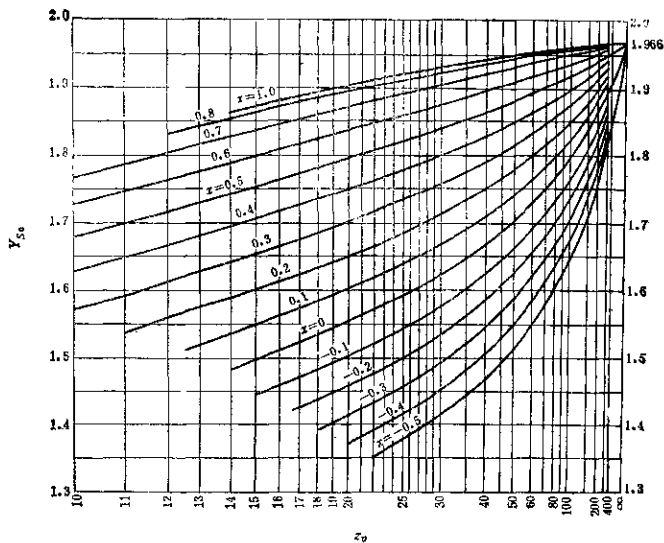


图2.4-25 外齿轮的应力修正系数 $Y_{Sa}$   
 $\alpha_n=20^\circ, h_a/m_n=1, h_{a0}/m_n=1.25, \rho_{a0}/m_n=0.38$

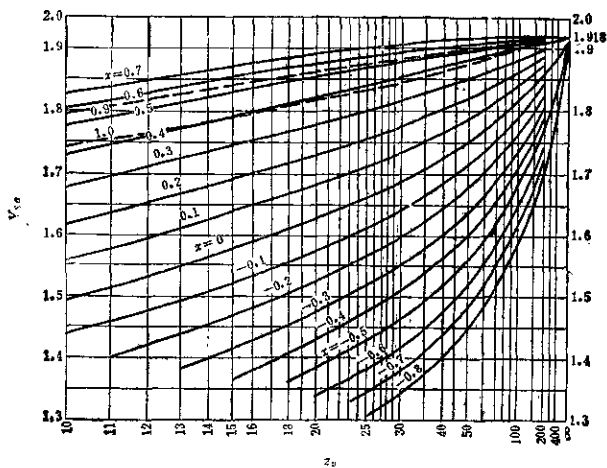


图2.4-26 外齿轮的应力修正系数 $Y_{Sa}$   
 $\alpha_n=20^\circ, h_a/m_n=0.8, h_{a0}/m_n=1.1, \rho_{a0}/m_n=0.40$

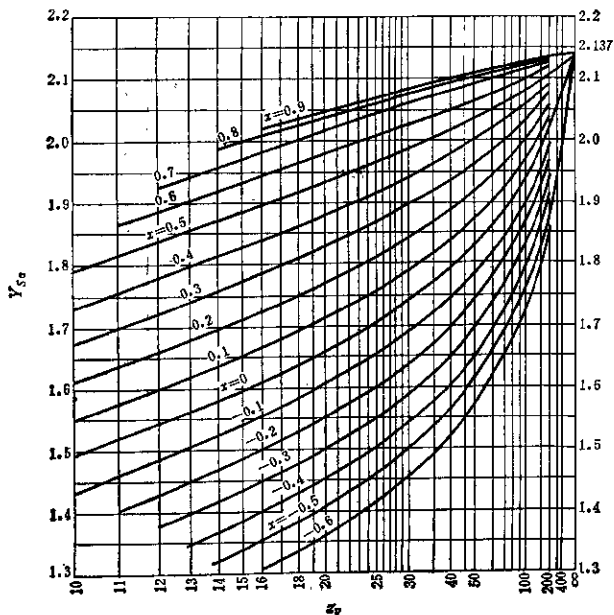


图2.4-27 外齿轮的应力修正系数  $Y_{Sa}$   
 $\alpha_n=25^\circ, h_a/m_n=1, h_{a0}/m_n=1.2, \rho_{a0}/m_n=0.35$

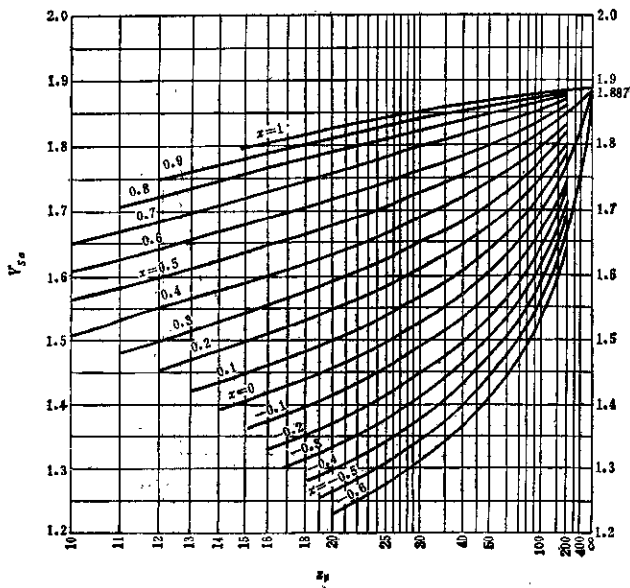


图2.4-28 外齿轮的应力修正系数  $Y_{Sa}$   
 $\alpha_n=20^\circ, h_a/m_n=1, h_{a0}/m_n=1.4, \rho_{a0}/m_n=0.4, \rho_{f0}/m_n=0.06, \alpha_{f0}=6^\circ$

表 2.4-33 内齿轮的应力修正系数  $Y_{S\sigma}$  值

基本齿廓				$Y_{S\sigma}$ 值 <sup>①</sup>
$\alpha_n$	$\frac{h_a}{m_n}$	$\frac{h_{s0}}{m_n}$	$\frac{\rho_{s0}}{m_n}$	
20°	1	1.25	0.38	2.468
20°	0.8	1.1	0.46	2.469
25°	1	1.2	0.35	2.728
20°	1	1.4	0.4 <sup>②</sup>	2.057

① 表值是按  $z_2 > 70$ ,  $x_1 = 0$ ,  $x_2 = 0$  计算的。

② 带凸台刀具  $\rho_{s0}/m_n = 0.05$ ,  $\alpha_p = 6^\circ$ 。

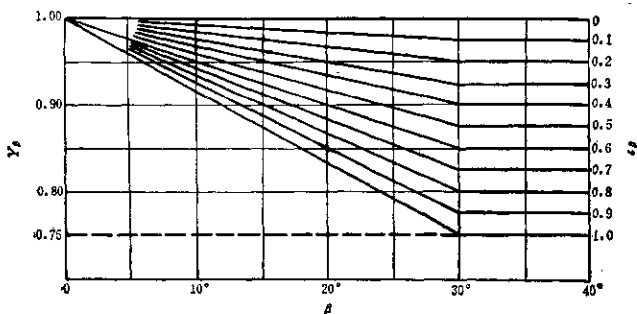


图 2.4-29 螺旋角系数  $Y_\beta$

### 5.7 试验齿轮的弯曲疲劳极限 $\sigma_{Flim}$

$\sigma_{Flim}$ 是指某种材料的齿轮经长期持续的重复载荷作用后齿根保持不破坏时的极限应力。

影响  $\sigma_{Flim}$ 的主要因素有：材料成分；机械性能；热处理及硬化层深度、硬度梯度；齿坯加工方式（锻、轧、铸）；残余应力；材料纯度及缺陷等。

$\sigma_{Flim}$ 可参考图 2.4-30~图 2.4-34 选取<sup>①</sup>。在材料、工艺、热处理性能良好，并有经验资料证明时，可在区域图的上半部取值；否则，应在区域图的下半部取值。在一般情况下，可在区域图的中间取值。除此之外，图中的  $\sigma_{Flim}$ 值适用于硬化层深度（加工后的） $\delta \geq 0.15m_n$  的硬化齿轮和  $\delta = 0.4 \sim 0.6m_n$  的气体氮化齿轮。当经气体氮化后齿面硬度  $HV_0 > 750$  时，或不能保证浅处的硬度大于深处时，或淬硬齿轮的齿廓硬化区起点距危险截面过近时，或齿根表面状况不良（如：加工缺陷、脱碳、氧化、回火、裂纹等）时，其  $\sigma_{Flim}$ 值应当降低。

对于受对称双向弯曲的齿轮（如：中间轮、行星轮），应由图查得的  $\sigma_{Flim}$ 值乘上系数 0.7。对于双向运转（正、反转）的齿轮，其  $\sigma_{Flim}$ 值所乘系数可以稍大于 0.7。

图中  $\sigma_{Flim}$ 值是试验齿轮在持久寿命<sup>②</sup>期内失效概率为 1% 时的弯曲疲劳极限。

### 5.8 弯曲强度计算的寿命系数 $Y_{NT}$

寿命系数  $Y_{NT}$ 是用以考虑当齿轮只要求有限寿命<sup>③</sup>时，齿轮的许用齿根应力可以提高的系数。

$Y_{NT}$ 可按表 2.4-34 计算，也可由图 2.4-35 查取。

- ①  $\sigma_{Flim}$ 也可由隐动试验或齿根负载运转试验，或由使用经验的统计数据得出。此时应阐明模数、齿根圆角、齿根表面粗糙度等因素变化时对许用应力的影响所引起的误差。
- ② 循环次数大于  $Y_{NT}$ 不再降低的点（图 2.4-35）的值。
- ③ 循环次数在  $Y_{NT}$ 曲线（图 2.4-35）倾斜部分的区间。



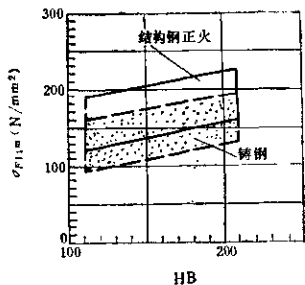


图2.4-30 正火结构钢和铸钢的弯曲疲劳极限  $\sigma_{Flim}$

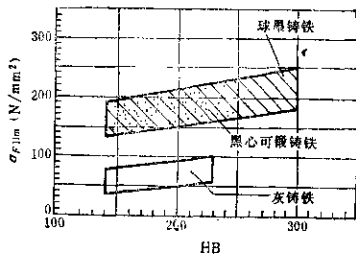


图2.4-31 铸铁的弯曲疲劳极限  $\sigma_{Flim}$

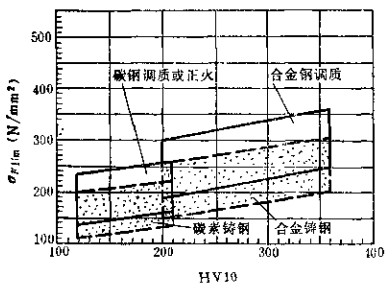


图2.4-32 调质钢的弯曲疲劳极限  $\sigma_{Flim}$

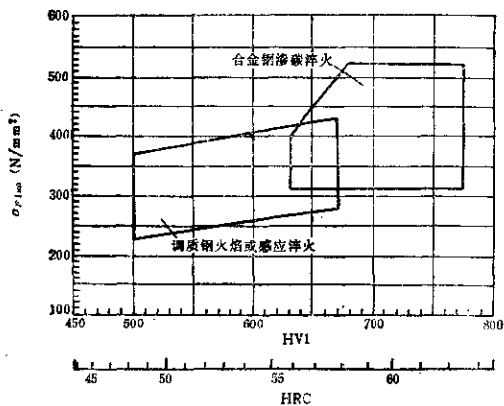


图2.4-33 表面硬化钢的弯曲疲劳极限  $\sigma_{Flim}$

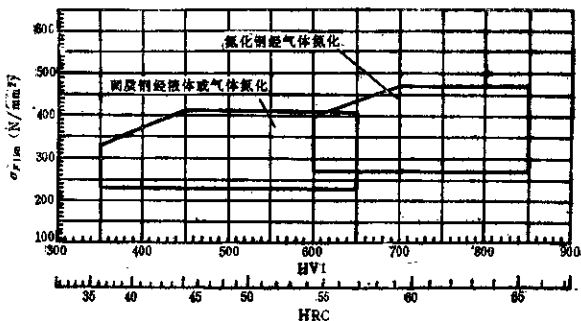


图2.4-34 氮化钢的弯曲疲劳极限 $\sigma_{Flim}$

表 2.4-34 寿命系数 $Y_{NT}$ 的计算公式

材 料	循 环 次 数	计 算 公 式
结构钢和调质钢, 球墨铸铁, 珠光体可锻铸铁	$N_L \leq 10^4$	$Y_{NT} = 2.5$ (变形极限)
	$10^4 < N_L \leq 3 \times 10^6$	$Y_{NT} = \left( \frac{3 \times 10^6}{N_L} \right)^{0.16}$
	$N_L > 3 \times 10^6$	$Y_{NT} = 1$
渗碳淬火钢, 表面硬化钢	$N_L \leq 10^3$	$Y_{NT} = 2.5$ (断裂极限)
	$10^3 < N_L \leq 3 \times 10^6$	$Y_{NT} = \left( \frac{3 \times 10^6}{N_L} \right)^{0.115}$
	$N_L > 3 \times 10^6$	$Y_{NT} = 1$
经气体氮化的, 调质钢或氮化钢灰铸铁	$N_L \leq 10^3$	$Y_{NT} = 1.6$ (断裂极限)
	$10^3 < N_L \leq 3 \times 10^6$	$Y_{NT} = \left( \frac{3 \times 10^6}{N_L} \right)^{0.059}$
	$N_L > 3 \times 10^6$	$Y_{NT} = 1$
调质钢经液体氮化	$N_L \leq 10^3$	$Y_{NT} = 1.1$ (断裂极限)
	$10^3 < N_L \leq 3 \times 10^6$	$Y_{NT} = \left( \frac{3 \times 10^6}{N_L} \right)^{0.012}$
	$N_L > 3 \times 10^6$	$Y_{NT} = 1$

注: 对于变载荷下工作的齿轮, 在已知载荷图时,  $N_L$  应为其当量循环次数。

的。

### 5.9 相对齿根圆角敏感系数 $Y_{\sigma_{relT}}$

齿根圆角敏感系数表示在轮齿折断时, 齿根处的理论应力最大值高于疲劳极限的程度。

相对齿根圆角敏感系数 $Y_{\sigma_{relT}}$ 是考虑计算齿轮的材料、几何尺寸等对齿根应力的敏感性与试验齿轮不同而引进的系数, 它是计算齿轮的齿根圆角敏感系数与试验齿轮的齿根圆角敏感系数的比值。

$Y_{\sigma_{relT}}$ 对疲劳强度和静强度 $\sigma$ 的影响是不同

#### 5.9.1 持久寿命时的相对齿根圆角敏感系数 $Y_{\sigma_{relT}}$

持久寿命时的相对齿根圆角敏感系数 $Y_{\sigma_{relT}}$ 可按式(2.4-32)计算, 也可由图2.4-36查取。当齿根圆角参数在 $1.5 < G_s < 4$ 的范围内时, 可近似地取

⊖ 循环次数小于 $Y_{NT}$ 不再增加的点(图2.4-35)的值。

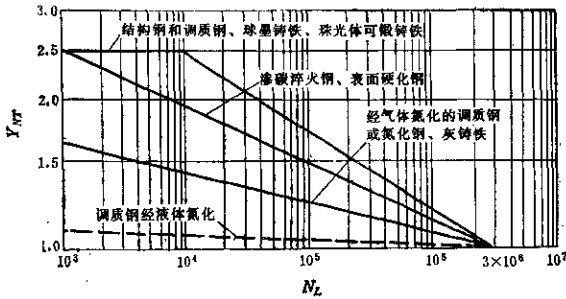


图2.4-35 寿命系数 $Y_{NT}$

表 2.4-35 材料滑移层厚度  $\rho'$

材 料		滑移层厚度 $\rho'$ (mm)
名 称	性 能	
灰 铸 铁	$\sigma_b=150\text{N/mm}^2$	0.3124
	$\sigma_s=300\text{N/mm}^2$	0.3095
调质钢经气体或液体氮化		0.1005
软 钢	$\sigma_s=300\text{N/mm}^2$	0.0833
	$\sigma_s=400\text{N/mm}^2$	0.0445
调 质 钢	$\sigma_{0.2}=500\text{N/mm}^2$	0.0281
	$\sigma_{0.2}=600\text{N/mm}^2$	0.0194
	$\sigma_{0.2}=800\text{N/mm}^2$	0.0064
	$\sigma_{0.2}=1000\text{N/mm}^2$	0.0014
渗碳淬火钢		0.0030

注:  $\sigma_b$ —抗拉强度;  
 $\sigma_s$ —屈服极限;  
 $\sigma_{0.2}$ —发生残余变形0.2%时的条件屈服极限。

$Y_{areit} = 1.$

$$Y_{areit} = \frac{1 + \sqrt{\rho' X^*}}{1 + \sqrt{\rho' X_T^*}} \quad (2.4-32)$$

式中  $\rho'$ —材料滑移层厚度mm, 查表 2.4-35,  
 $X^*$ —齿根危险截面处的相对应力降, 对于模数为 5mm 的齿轮, 可按下式计算 (对其他模数的齿轮, 可按此式近似计算),

$$X^* \approx \frac{1}{5} (1 + 2q_s) \quad (2.4-33)$$

$q_s$ —齿根圆角参数, 见 5.4.1 节;

$X_T^*$ —试验齿轮齿根危险截面处的相对应力降, 按式 (2.4-33) 计算, 其中  $q_s$  取为  $q_{s1} = 2.5$ ,

### 5.9.2 有限寿命时的相对齿根圆角敏感系数 $Y_{areit}$

有限寿命时的相对齿根圆角敏感系数  $Y_{areit}$  可按要求寿命在持久寿命时的  $Y_{areit}$  值与静强度时的  $Y_{areit}$  值之间内插确定, 见 5.12 节。

静强度时的  $Y_{areit}$  值可按表 2.4-36 计算, 也可由图 2.4-37 查得。当应力修正系数在  $1.5 < Y_S < 3$  的范围内时, 除氮化钢和灰铸铁外, 可近似地取静态敏感系数  $Y_{areit} = Y_S / Y_{ST}$ 。

在近似计算时, 有限寿命时的  $Y_{areit}$  可取用持久寿命时的  $Y_{areit}$  值。

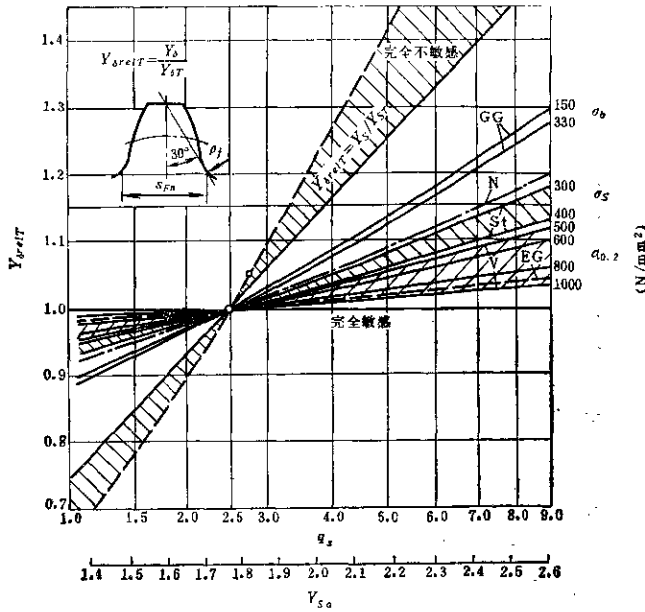


图2.4-36 相对齿根圆角敏感系数 $Y_{\sigma_{relT}}$   
 GG—灰铸铁 V—调质钢 EG—渗碳淬火钢  
 St—软钢 N—气体与液体氮化的调质钢  $Y_{s0}$ 是  
 $S_{Fn}/h_{Fa} \approx 1.1$ 时的值

表 2.4-36 静强度时的相对齿根圆角敏感系数  $Y_{\sigma_{relT}}$

材料	计算公式
碳钢	$Y_{\sigma_{relT}} = \frac{1 + 0.93(Y_s - 1) \sqrt[4]{\frac{200}{\sigma_s}}}{1 + 0.93 \sqrt[4]{\frac{200}{\sigma_s}}}$
调质钢	$Y_{\sigma_{relT}} = \frac{1 + 0.82(Y_s - 1) \sqrt[4]{\frac{300}{\sigma_{0.2}}}}{1 + 0.82 \sqrt[4]{\frac{300}{\sigma_{0.2}}}}$
渗碳淬火钢	$Y_{\sigma_{relT}} = 0.43Y_s + 0.12$
氮化钢	$Y_{\sigma_{relT}} = 0.21Y_s + 0.57$
灰铸铁	$Y_{\sigma_{relT}} = 1.0$

注:  $Y_s$ ——应力修正系数, 见5.4节;  
 $\sigma_s$ ——屈服极限,  $N/mm^2$ ;  
 $\sigma_{0.2}$ ——发生残余变形0.2%时的条件屈服极限,  
 $N/mm^2$ ;

### 5.10 相对齿根表面状况系数 $Y_{\sigma_{relT}}$

齿根表面状况系数是考虑齿根部的表面状况, 主要是齿根圆角处的粗糙度对齿根弯曲强度的影响系数。

相对齿根表面状况系数  $Y_{\sigma_{relT}}$  为计算齿轮的齿根表面状况系数与试验齿轮的齿根表面状况系数的比值。

$Y_{\sigma_{relT}}$  只影响疲劳强度而不影响静强度, 其值可按下述方法确定 $\ominus$ 。

$\ominus$  对经过强化处理 (如喷丸) 的齿轮, 其  $Y_{\sigma_{relT}}$  值要稍大于下述方法所确定的数值。对有表面氧化或化学腐蚀的齿轮, 其  $Y_{\sigma_{relT}}$  值要稍小于下述方法所确定的数值。

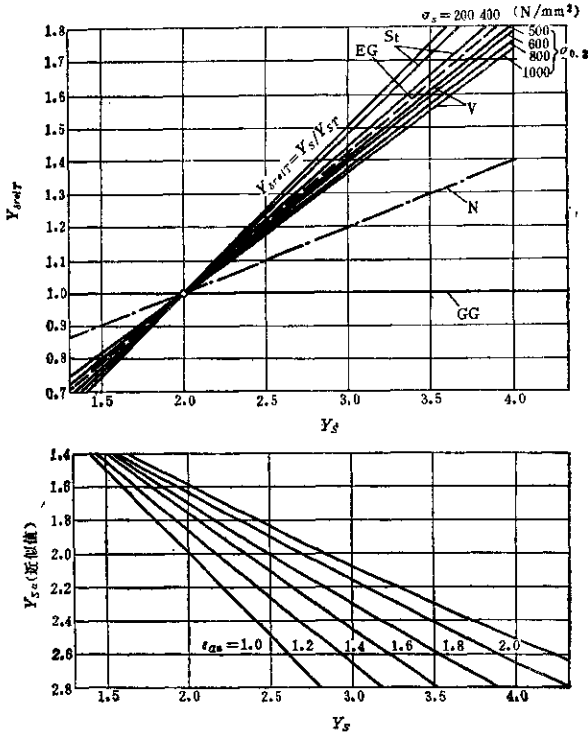


图2.4-37 静态相对齿根角敏感系数 $Y_{S,rel}$   
 GG—铸铁(断裂) V—调质钢( $\sigma_{S,z}$ ) EG—渗碳淬  
 火钢(裂纹) St—软钢( $\sigma_S$ ) N—气体与液体氮化  
 的调质钢(裂纹)  $Y_{S,z}$ 是当 $S_{Fn}/h_{r,c} \approx 1.1$ 时的数值  
 $\epsilon_{\alpha}$ 是当量齿轮的重合度( $\epsilon_{\alpha} = \epsilon_{\alpha} / \cos^2 \beta_s$ )

表2.4-37 持久寿命时的相对齿根表面状况系数  $Y_{R,rel}$

材 料	计 算 公 式 或 取 值	
	$Rz < 1$	$1 \leq Rz \leq 40$
调质钢或渗碳淬火钢	$Y_{R,rel} = 1.12$	$Y_{R,rel} = 1.674 - 0.529(Rz + 1)^{0.1}$
软 钢	$Y_{R,rel} = 1.07$	$Y_{R,rel} = 5.306 - 4.203(Rz + 1)^{0.01}$
灰铸铁与氮化钢	$Y_{R,rel} = 1.026$	$Y_{R,rel} = 4.298 - 3.259(Rz + 1)^{0.009}$

注:  $Rz$ ——齿根表面平均粗糙度,  $\mu m$ ,

5.10.1 持久寿命时的相对齿根表面状况系数  $Y_{RrelT}$

持久寿命时的相对齿根表面状况系数  $Y_{RrelT}$  可按表2.4-37计算, 也可由图2.4-38查得。

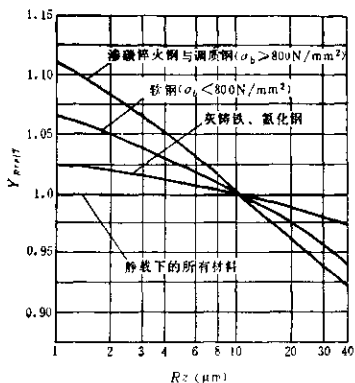


图2.4-38 相对齿根表面状况系数  $Y_{RrelT}$

5.10.2 有限寿命时的相对齿根表面状况系数  $Y_{RrelT}$

有限寿命时的相对齿根表面状况系数  $Y_{RrelT}$  可按要求寿命在持久寿命时的  $Y_{RrelT}$  值与静强度时的  $Y_{RrelT}$  值之间内插确定, 见5.12节。

静强度时的相对齿根表面状况系数  $Y_{RrelT} = 1$ 。

在近似计算时, 有限寿命时的  $Y_{RrelT}$  可取用持久寿命时的  $Y_{RrelT}$  值。

5.11 弯曲强度计算的尺寸系数  $Y_X$

尺寸系数  $Y_X$  是考虑在尺寸增大 (法向模数  $m_n > 5\text{mm}$ ) 时, 使材料强度降低的尺寸效应。

影响  $Y_X$  的主要因素为材料及其硬度和结构尺寸。

$Y_X$  只影响疲劳强度而不影响静强度。其值可按下述方法确定。

6.11.1 持久寿命时的尺寸系数  $Y_X$

持久寿命时的尺寸系数  $Y_X$  可按表2.4-38计算,

表 2.4-38 持久寿命时的尺寸系数  $Y_X$

材 料	计 算 公 式		
	$m_n \leq 5$	$5 < m_n \leq 30$	$m_n > 30$
结构钢, 调质钢, 球墨铸铁, 珠光体可锻铸铁	$Y_X = 1$	$Y_X = 1.03 - 0.006m_n$	$Y_X = 0.85$
表面硬化钢		$Y_X = 1.05 - 0.01m_n$	$Y_X = 0.76$
灰 铸 铁		$5 < m_n \leq 25$ $Y_X = 1.076 - 0.015m_n$	$m_n > 25$ $Y_X = 0.7$

注:  $m_n$ —法向模数, mm。

也可由图2.4-39查得。

5.11.2 有限寿命时的尺寸系数  $Y_X$

有限寿命时的尺寸系数  $Y_X$  可按要求寿命在持久寿命时的  $Y_X$  值与静强度时的  $Y_X$  值之间内插确定, 见5.12节。

静强度时的尺寸系数  $Y_X = 1$ 。

在近似计算时, 有限寿命时的  $Y_X$  可取用持久寿命时的  $Y_X$  值。

5.12 有限寿命计算时的  $Y_{NT}$ 、 $Y_{SrelT}$ 、 $Y_{RrelT}$ 、 $Y_X$  值

计算有限寿命的弯曲强度时,  $Y_{NT} Y_{SrelT} Y_{RrelT} Y_X$  的乘积, 可按其中各系数在持久寿命和静强度时的值 (见有关部分), 作出新  $S-N$  曲线 (作图方法见图2.4-40), 然后根据所要求的寿命, 从新  $S-N$  曲线上查得。

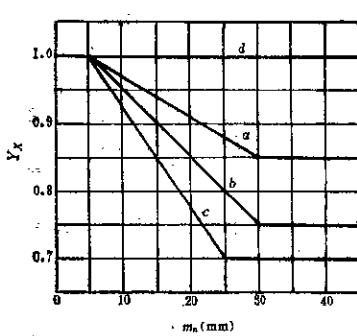


图2.4-39 弯曲强度计算的尺寸系数 $Y_x$   
 a—结构钢与调质钢、球墨铸铁与珠光体可锻铸铁  
 b—表面硬化钢  
 c—灰铸铁 d—静载下的所有材料

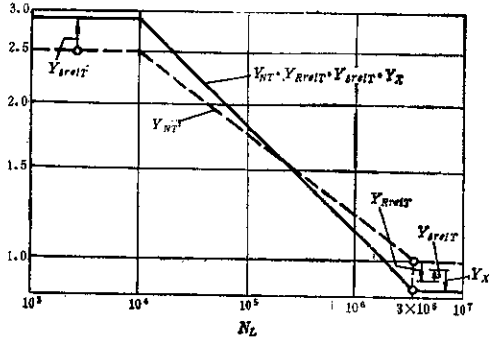


图2.4-40  $Y_{NT} Y_{drt} Y_{Rrt} Y_x$ 构成的新S-N曲线

图例：大齿轮：模数 $m=10\text{mm}$ ，调质硬度 $HB=200$ ， $\sigma_{F11m}=250\text{N/mm}^2$ ，齿根表面平均粗糙度 $Rz=12\mu\text{m}$ ，齿根圆角参数 $q_r=4.0$ ，应力修正系数 $Y_S=2.5$ 。按前述方法确定各值如下：

	疲劳强度	静强度
$Y_{drt}$	1.01	1.14
$Y_{Rrt}$	0.98	1.0
$Y_x$	0.97	1.0

## 6 胶合承载能力计算方法

胶合损伤多发生于重载高速齿轮，齿面间的油膜由于齿面承受重载荷及较大的相对滑动速度引起的高温导致破裂，使两个齿面发生局部焊合及撕开，形成沟痕，即热胶合。

本法采用积分温度法，即以齿面本体温度和加权后的各啮合点瞬时积分温升的平均值作为齿面积分温度，然后与发生胶合时的齿轮材料与润滑剂的胶合极限温度对比，校核安全系数，以评定设计齿轮的胶合承载能力。

### 6.1 基本公式

#### 6.1.1 计算准则

齿面积分温度 $\theta_{int}$ ，应不大于考虑了最小安全系数后的胶合温度 $\theta_{int}$ ，即

$$\theta_{int} \leq \frac{\theta_{sint}}{S_{Bmin}} \quad (2.4-34)$$

或胶合承载能力的计算安全系数 $S_B$ 不小于胶合承载能力的最小安全系数 $S_{Bmin}$ ，即

$$S_B \geq S_{Bmin} \quad (2.4-35)$$

式中  $\theta_{int}$ ——齿面积分温度 $^{\circ}\text{C}$ ，见6.1.2；

$\theta_{sint}$ ——胶合极限温度 $^{\circ}\text{C}$ ，见6.1.3；

$S_B$ ——胶合承载能力计算安全系数，见6.1.4；

$S_{Bmin}$ ——胶合承载能力最小安全系数，见表2.4-3。

#### 6.1.2 积分温度 $\theta_{int}$

齿轮啮合时，轮齿的载荷分配见图2.4-41a，沿啮合线的温度分布见图2.4-41b。

由图2.4-41可知，齿面积分温度

$$\theta_{int} = \theta_M + C_2 \theta_{tint} \quad (2.4-36)$$

式中  $\theta_M$ ——本体温度 $^{\circ}\text{C}$ ，见6.1.2；

$C_2$ ——加权系数，考虑本体温度 $\theta_M$ 和平均温升 $\theta_{tint}$ 对胶合损伤的影响程度不同而引入的系数，按试验结果取1.5；

$\theta_{tint}$ ——啮合点的积分平均瞬时温升，指齿面各啮合点瞬时温升沿啮合线的平均值 $^{\circ}\text{C}$ ，见6.1.2。

##### (1) 本体温度 $\theta_M$

本体温度 $\theta_M$ 是指进入啮合前的齿面原有温度，可用精确的方法（如热网络法）求得，但为了便于计算，也可用下述近似方法。

$$\begin{aligned} \theta_M &= \theta_{O1} + A(\theta_{int} - \theta_{O1}) \\ &= (\theta_{O1} + C_1 \theta_{tint}) X_S \quad (2.4-37) \end{aligned}$$

式中  $\theta_{O1}$ ——工作油温 $^{\circ}\text{C}$ ；

$A$ ——导热系数；

$C_1$ ——加权系数，考虑平均瞬时温升的部分热量传导给轮体后，使轮体温度

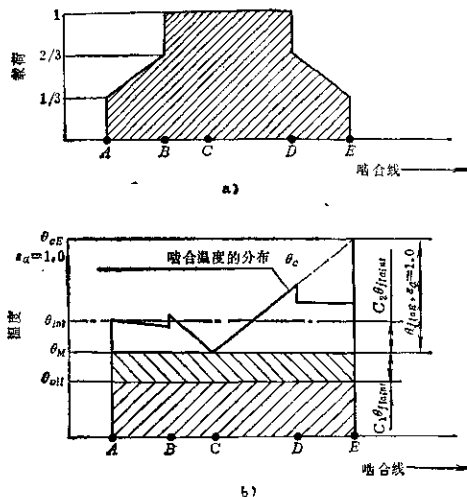


图2.4-41 载荷与温度沿啮合线分布示意图  
a) 啮合线的载荷分配 b) 沿啮合线的温度分布

升高的系数，按试验结果取0.7；

$\theta_{in}$ ——积分温度 $^{\circ}\text{C}$ ，见6.1.2；

$\theta_{f1a1a1}$ ——积分平均温升 $^{\circ}\text{C}$ ；

$X_S$ ——润滑系数，考虑润滑方式对热传导的影响，对本体温度修正的系数由试验得出；

油浴润滑时， $X_S=1.0$ ；

喷油润滑时， $X_S=1.2$ ；

(2) 积分平均温升  $\theta_{f1a1a1}$

积分平均温升  $\theta_{f1a1a1}$ ，指齿面各啮合点瞬时温升  $\theta_{f1a}$  沿啮合线的平均值，即

$$\theta_{f1a1a1} = \frac{\int \theta_{f1a} dx}{e_a} \quad (2.4-38)$$

在本方法中，积分平均温升  $\theta_{f1a1a1}$  可按下列简化公式计算

$$\theta_{f1a1a1} = \theta_{f1aE} X_s \quad (2.4-39)$$

$$\theta_{f1aE} = \mu_m X_M X_{BE} \frac{w_f^{0.75} v^{0.5}}{(\alpha')^{0.25}} \frac{1}{X_Q X_{ca}} \quad (2.4-40)$$

式中  $\theta_{f1aE}$ ——载荷全部作用于小轮齿顶 E 点。

即端面重合度  $e_a$  等于1时该点的瞬时温升；

$X_s$ ——重合度系数，见6.2.8；

$\mu_m$ ——平均摩擦系数，见6.2.3；

$X_M$ ——热闪系数，见6.2.4；

$X_{BE}$ ——小轮齿顶 E 点的几何系数，见6.2.5；

$w_f$ ——单位齿宽载荷  $\text{N}/\text{mm}$ ，见6.2.1；

$v$ ——节圆线速度  $\text{m}/\text{s}$ ；

$\alpha'$ ——实际中心距  $\text{mm}$ ；

$X_Q$ ——啮入冲击系数，见6.2.8；

$X_{ca}$ ——齿顶修缘系数，见6.2.7。

### 6.1.3 胶合温度 $\theta_{in}$

胶合温度  $\theta_{in}$  指轮齿抗胶合能力的极限温度，这个温度是按 DIN 51354 在标准的 FZG 试验结果中求得的，经验证明对一种“油-材料”组合， $\theta_{in}$  为常数，与运转条件无关。

胶合温度

$$\theta_{in} = \theta_{MT} + C_2 X_H \theta_{f1a1a1} \quad (2.4-41)$$

式中  $\theta_{MT}$ ——试验齿轮的本体温度 $^{\circ}\text{C}$ ；见6.2.10；

$\theta_{f1a1a1}$ ——试验齿轮的积分平均温升 $^{\circ}\text{C}$ ；见6.2.10；

$X_H$ ——焊合系数，考虑设计齿轮的材



料。及热处理与试验齿轮不同而引入的修正系数，见6.2.9。

### 6.1.4 安全系数 $S_B$

胶合承载能力的计算安全系数  $S_B$  是胶合温度与积分温度的比值，用以反映齿轮抗胶合能力的安全裕度。

$$S_B = \frac{\theta_{\text{积分}}}{\theta_{\text{胶合}}} \quad (2.4-42)$$

## 6.2 有关参数和系数

### 6.2.1 单位齿宽载荷 $w$

单位齿宽载荷是考虑了工况、齿轮加工及安装误差等引起的动载、齿向载荷分布和几对啮合齿之间的载荷分配影响后的单位齿宽的圆周力。

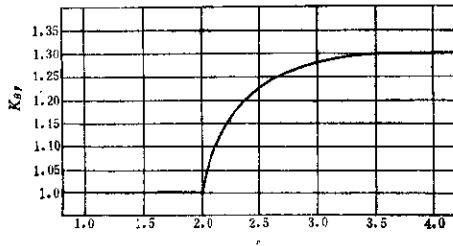


图2.4-42 螺旋线系数  $K_{Bv}$

图中的取值线，也可采用下列近似公式：

$$\text{当 } z_v \leq 2 \text{ 时, } K_{Bv} = 1 \quad (2.4-44)$$

$$\text{当 } 2 < z_v < 3.5 \text{ 时, } K_{Bv} = 1 + 0.2\sqrt{(z_v - 2)(5 - z_v)} \quad (2.4-45)$$

$$\text{当 } z_v \geq 3.5 \text{ 时, } K_{Bv} = 1.3 \quad (2.4-46)$$

### 6.2.3 平均摩擦系数 $\mu_m$

平均摩擦系数  $\mu_m$  可近似用节点处的摩擦系数，按下式计算：

$$\mu_m = 0.12 \left( \frac{W_t R_a}{\eta_M v_s \rho_{red}} \right)^{0.45} \quad (2.4-47)$$

式中  $w_t$ ——单位齿宽载荷  $N/mm$ ，见6.2.1；

$R_a$ ——沿齿廓方向的齿面粗糙度算术平均值，此处取两轮的平均值；

$$R_a = 0.5(R_{a1} + R_{a2}) \quad (2.4-48)$$

$\eta_M$ ——润滑油在本体温度时的动力粘度  $mPa \cdot s$ ；

$$w_t = \frac{F_t}{b} K_A K_{B\beta} K_{B\alpha} K_{Bv} \quad N/mm \quad (2.4-43)$$

式中  $F_t$ ——名义切向力  $N$ ；

$b$ ——齿宽  $mm$ ；

$K_A$ ——使用系数，见4.2；

$K_{B\beta}$ ——胶合承载能力计算的齿向载荷分布系数，取  $K_{B\beta}$  为  $K_{H\beta}$ ；

$K_{B\alpha}$ ——胶合承载能力计算的齿间载荷分配系数，取  $K_{B\alpha}$  为  $K_{H\alpha}$ ；

$K_{Bv}$ ——螺旋线系数，见6.2.2。

### 6.2.2 螺旋线系数 $K_{Bv}$

螺旋线系数  $K_{Bv}$  是考虑由于载荷沿接触线分布不均的影响，当总重合度  $z_v$  增大时，发生胶合的趋向也增大，其值由试验求得，见图2.4-42。

$v_2$ ——两齿轮在节点处沿齿廓切线方向的速度和；

$$v_2 = 2v \sin \alpha_i \quad (2.4-48)$$

$v$ ——节圆圆周速度， $m/s$ ；

$\alpha_i$ ——节点处端面啮合角；

$\rho_{red}$ ——两轮齿廓在啮合点处的当量曲率半径，在节点处的值为

$$\rho_{red} = \frac{u}{(u \pm 1)^2} a' \frac{\sin \alpha_i'}{\cos \beta_0} \quad (2.4-50)$$

式中  $u$ ——齿数比， $u = z_2/z_1 \geq 1$ ，式中的“+”号用于外啮合，“-”号用于内啮合；

$\beta_0$ ——基面螺旋角，

$$\beta_0 = \arctan(\tan \beta \cdot \cos \alpha_i)$$

### 6.2.4 热闪系数 $X_M$

热闪系数  $X_M$  是考虑齿轮材料的弹性模量  $E$ 、泊松比  $\nu$  热接触系数  $B_M$  等材料特性和啮合点齿廓

切线方向速度  $v_0$  的影响的系数,

$$X_M = \left( \frac{2}{1 - \nu_1^2 + 1 - \nu_2^2} \right)^{0.25} \cdot \frac{\nu_{p1}^{0.5} + \nu_{p2}^{0.5}}{B_{M1}\nu_{p1}^{0.5} + B_{M2}\nu_{p2}^{0.5}} \quad (2.4-51)$$

对于多数情况,大、小轮的弹性模量、泊桑比、热接触系数相同,上式可简化为

$$X_M = \frac{E^{0.25}}{(1 - \nu^2)^{0.25} B_M} \quad (2.4-52)$$

式中热接触系数  $B_M$  为

$$B_M = \sqrt{\lambda_M c \rho} \quad (2.4-53)$$

对马氏体钢: 导热系数  $\lambda_M = 41 \sim 52 \text{N}/(\text{K} \cdot \text{s})$ ; 比热容  $c = 4.87 \times 10^2 \text{N} \cdot \text{m}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ ; 密度  $\rho = 7.8 \times 10^3 \text{kg}/\text{m}^3$ ; 其热接触系数的平均值为

$$B_M = 13.6 \text{N}/(\text{mm} \cdot \text{s}^{0.5} \cdot \text{K}) \quad (2.4-54)$$

对常用的钢制齿轮副:  $E = 208000 \text{N}/\text{mm}^2$ ;  $\nu = 0.3$ ;  $B_M = 13.6 \text{N}/(\text{mm} \cdot \text{s}^{0.5} \cdot \text{K})$ ; 其热因系数可取

$$X_M = 50 \text{K} \cdot \text{N}^{-0.75} \cdot \text{s}^{0.5} \cdot \text{m}^{-0.5} \cdot \text{mm} \quad (2.4-55)$$

### 6.2.5 小轮齿顶几何系数 $X_{BE}$

小轮齿顶几何系数  $X_{BE}$  是考虑小轮齿顶在啮合线上  $E$  点的压力与滑动速度的影响系数。

$$X_{BE} = 0.5(u \pm 1)^{0.5} \cdot \frac{\sqrt{1 + \Gamma_E} - \sqrt{1 + \Gamma_E/\mu}}{[(1 + \Gamma_E)(u \pm \Gamma_E)]^{0.25}} \quad (2.4-56)$$

式中 上面符号用于外啮合, 下面符号用于内啮

合:

$u$ —齿数比;

$\Gamma_E$ —小轮齿顶  $E$  点在啮合线上的无量纲参数;

$$\Gamma_E = \frac{\sqrt{(d_{a1}/d_{b1})^2 - 1}}{\tan \alpha'_1} - 1 \quad (2.4-57)$$

式中  $d_{a1}$ —小轮齿顶圆直径  $\text{mm}$ ;

$d_{b1}$ —小轮基圆直径  $\text{mm}$ ;

$\alpha'_1$ —端面啮合角。

### 6.2.6 啮入冲击系数 $X_C$

啮入冲击系数  $X_C$  是考虑滑动速度较大的从动轮齿顶啮入冲击载荷影响的系数。

表 2.4-39 啮入冲击系数  $X_C$

驱动方式	齿顶重合度 $\epsilon$	$X_C$
小轮驱动大轮	$\epsilon_2 \geq 1.5\epsilon_1$	0.6
	$\epsilon_2 < 1.5\epsilon_1$	1
大轮驱动小轮	$\epsilon_1 < 1.5\epsilon_2$	1
	$\epsilon_1 \geq 1.5\epsilon_2$	0.6

表中:  $\epsilon_1$ —小轮齿顶重合度

$$\epsilon_1 = \frac{z_1}{2\pi} [\sqrt{(d_{a1}/d_{b1})^2 - 1} - \tan \alpha'_1] \quad (2.4-58)$$

$\epsilon_2$ —大轮齿顶重合度

$$\epsilon_2 = \frac{z_2}{2\pi} [\sqrt{(d_{a2}/d_{b2})^2 - 1} - \tan \alpha'_1] \quad (2.4-59)$$

### 6.2.7 齿顶修缘系数 $X_{ca}$

齿顶修缘系数  $X_{ca}$  是用以考虑齿顶修缘或修根对啮合的影响系数, 可按图 2.4-43 查得。

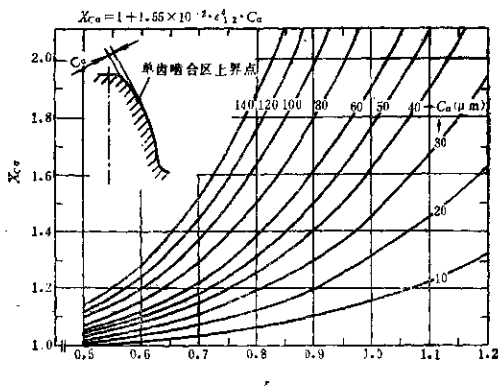


图 2.4-43 齿顶修缘系数

为便于电子计算机计算,图2.4-43的曲线可用下式表示

$$X_{Ca} = 1 + 1.55 \times 10^{-2} e^4 C_a \quad (2.4-60)$$

式中  $e$ ——齿顶重合度,取  $e_1$  及  $e_2$  中的较大值,  
 $e_1$  及  $e_2$  由式(2.4-58)、(2.4-59)求得;

$C_a$ ——计算齿顶修缘量  $\mu\text{m}$

计算齿顶修缘量  $C_a$  见表2.4-40。

表2.4-40 计算齿顶修缘量  $C_a$

驱动方式	齿顶重合度 $e$	条 件	$C_a$
小轮驱动大轮	$e_1 > 1.5e_2$	$C_{a1} \leq C_{eff}$ $C_{a1} > C_{eff}$	$C_{a1}$ $C_{eff}$
	$e_1 \leq 1.5e_2$	$C_{a2} \leq C_{eff}$ $C_{a2} > C_{eff}$	$C_{a2}$ $C_{eff}$
大轮驱动小轮	$e_2 \leq 1.5e_1$	$C_{a1} \leq C_{eff}$ $C_{a1} > C_{eff}$	$C_{a1}$ $C_{eff}$
	$e_2 > 1.5e_1$	$C_{a2} \leq C_{eff}$ $C_{a2} > C_{eff}$	$C_{a2}$ $C_{eff}$

注: 1.  $e_1$ 、 $e_2$  由式(2.4-58)、(2.4-59)求得。

2.  $C_{a1}$ 、 $C_{a2}$  为小轮、大轮的实际齿顶修缘量,  $\mu\text{m}$ 。当相啮合的轮齿有修缘时,应取修缘量与修根量之和。

3.  $C_{eff}$  为有效修缘量,  $\mu\text{m}$ 。

有效修缘量  $C_{eff}$  指恰好能补偿轮齿弹性变形的需要修缘量,可按下式估算

$$C_{eff} = \frac{K_A F_t}{e_a C_v} \quad (2.4-61)$$

式中  $F_t$ ——名义切向力  $\text{N}$ ;

$K_A$ ——使用系数,见4.2;

$C_v$ ——啮合刚度,  $\text{N}/(\mu\text{m} \cdot \text{mm})$ ,见4.6,  
直齿轮用单对齿刚度  $C'$  代替  $C_v$ ;

$b$ ——齿宽,  $\text{mm}$ ;

$e_a$ ——端面重合度。

### 6.2.8 重合度系数 $X_e$

重合度系数  $X_e$  是将假定载荷全部作用于小轮齿顶时的局部瞬时温升  $\theta_{flaE}$  换算成沿啮合线的积分平均温升  $\theta_{flaMT}$  的系数。按式(2.4-62)或式(2.4-63)、式(2.4-64)求得。

当齿顶重合度  $e_1$  和  $e_2$  均小于1时(节点在双齿啮合区):

$$X_e = \frac{1}{2e_a e_1} [0.7(e_1^2 + e_2^2) - 0.22e_2 + 0.52 - 0.6e_1 e_2] \quad (2.4-62)$$

当小轮齿顶重合度  $e_1 \geq 1$  时(节点在双对齿啮合区):

$$X_e = \frac{1}{2e_a e_1} [0.18e_1^2 + 0.7e_2^2 + 0.82e_1 - 0.52e_2 - 0.3e_1 e_2] \quad (2.4-63)$$

当大轮齿顶重合度  $e_2 \geq 1$  时(节点在双对齿啮合区):

$$X_e = \frac{1}{2e_a e_1} [0.18e_1^2 + 0.7e_2^2 + 0.82e_2 - 0.52e_1 - 0.3e_1 e_2] \quad (2.4-64)$$

上述公式是在假定载荷及温度沿啮合线呈线性分布的前提下建立的(如图2.4-41所示)。这是一种近似处理,但对模数10mm以下的齿轮计算,  $X_e$  的误差不超过5%,还是足够精确的,计算出的积分温度  $\theta_{flaMT}$  比精确积分得出的温度高,计算偏于安全。

### 6.2.9 材料焊合系数 $X_w$

材料焊合系数  $X_w$  是考虑设计与试验齿轮的材料及热处理不同而引入的修正系数,它是从不同材料及热处理的试验齿轮与标准试验齿轮进行对比试验得出的比值。见表2.4-41。

表2.4-41 材料焊合系数  $X_w$

材料及热处理	$X_w$	
奥氏体钢(不锈钢)	0.45	
渗碳淬硬钢	残余奥氏体含量高于正常值	0.85
	残余奥氏体含量正常(约20~30%)	1.00
	残余奥氏体含量低于正常值	1.15
表面氮化钢	1.50	
表面磷化钢	1.25	
表面镀锌	1.50	
其他情况	1.00	

### 6.2.10 试验齿轮的本体温度 $\theta_{MT}$ 和积分平均温升 $\theta_{flaMT}$

试验齿轮的本体温度  $\theta_{MT}$  和积分平均温升  $\theta_{flaMT}$  是根据齿轮试验的数据,用式(2.4-37)及式(2.4-39)计算求得。

当按照 DIN51354 的 FZG(A/8.3/90) 的规范试验时,  $\theta_{MT}$  和  $\theta_{flaMT}$  与载荷的关系曲线如图2.4-44所示,可根据设计齿轮选用的润滑油粘度和 FZG 胶合载荷级,查得  $\theta_{MT}$  和  $\theta_{flaMT}$  的数值。

润滑油的胶合载荷级作为油品的性能指标,由

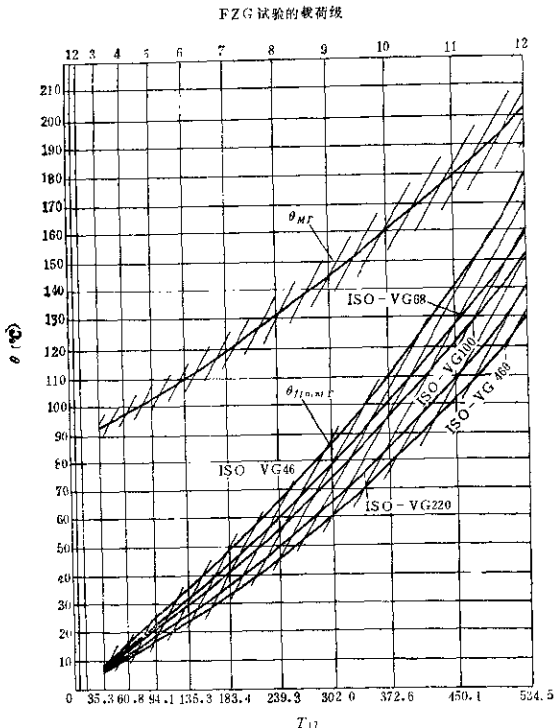


图 2.4-44 FZG(A/8.3/90)试验齿轮的本体温度  $\theta_{M,T}$  和积分平均温升  $\theta_{f,stat}$

油品的生产厂家提供。下表所列数据可供参考。

常用油品的 FZG 胶合载荷级表

油 类	机械油 液压油	汽轮机油	工业用 齿轮油	轧钢机油	汽缸油	柴油机油	航空用 齿轮油	准双曲线 齿轮油
矿物油	2~4	3~5	5~7	6~8	6~8	6~8	5~8	
加极压抗磨添 加剂矿物油	5~8	6~9	中极压 > 9 全极压 > 11					> 12
合成油	9~11	10~12	> 12				8~11	

为便于电子计算机计算，图 2.4~44 中的曲线可近似用下式表示：

$$\theta_{M,T} = 0.032 T_{12}^{1.301} + 90 \quad (2.4-65)$$

$$\theta_{f(0.9),T} = 0.08 T_{12}^{1.7} \left( \frac{100}{v_{d0}} \right)^{0.24} \quad (2.4-65)$$

式中：  $T_{12}$  —— FZG 胶合载荷级相应的试验齿轮

小轮扭矩  $N \cdot m$ ; $\nu_{40}$ ——润滑油在40℃时的名义运动粘度  $mm^2/s$ ;

## 7 开式齿轮传动的承载能力计算

开式齿轮传动一般只需按弯曲强度计算其承载能力,计算时,仍可使用表2.4-27中的公式,考虑到开式齿轮容易磨损而使齿厚减薄,因此,应在算得的齿根应力 $\sigma_F$ 上乘以磨损系数 $K_m$ 。 $K_m$ 值

可根据齿轮允许磨损的程度,按表2.4-42选取。

表2.4-42 磨损系数 $K_m$ 

已磨损齿厚占原齿厚的百分数(%)	$K_m$	说 明
10	1.25	这个百分数是开式齿轮传动磨损报废的主要指标,可按有关机器设备维修规范要求确定
15	1.40	
20	1.60	
25	1.80	
30	2.00	

## 第5章 设计计算举例

## 1 轧机齿轮的设计计算

【例1】已知主动轴与电机相联,减速器双向运转,工作机有中等振动,电机功率为 $P=294kW$ ,转速 $n=735r/min$ ,要求传动比 $i=3.5\sim 3.8$ ,设计寿命10年,每年工作300天,两班制。

【解】(1)初步设计 根据传动比要求,按单级减速器设计,采用斜齿轮,对称布置。

1) 材料选择 小齿轮、大齿轮均选用40Cr,调质处理(240~270HB),齿面淬火(HRC45~50)。

查图2.4-12及图2.4-33查得: $\sigma_{Hlim1}=\sigma_{Hlim2}=1000N/mm^2$ , $\sigma_{F1im1}=\sigma_{F1im2}=280N/mm^2$ (因双向运转,取其0.8倍用以计算)。

选用26号轧机油油,其粘度 $\nu_{40}=170cSt$ 。

2) 主要尺寸的确定 精度取877-GB10095—88,基本齿廓按照GB1356—87,根据表2.4-6,取综合系数 $K=2.8$ ,根据表2.4-7取内宽系数 $\phi_n=0.25$ 。

由表2.4-4中公式:

$$T_1=9549 \cdot \frac{P}{n_1}=9549 \times \frac{294}{735}=3819 \text{ N} \cdot m$$

由表2.4-5中公式:

$$\begin{aligned} a &= 453(u+1) \times \sqrt[3]{\frac{KT_1}{\phi_n \sigma_{Hlim}^2 u}} \\ &= 453 \times (3.6+1) \times \sqrt[3]{\frac{2.8 \times 3819}{0.25 \times 1000^2 \times 3.6}} \\ &= 475.5 \text{ mm} \end{aligned}$$

取 $a=480 \text{ mm}$ ,  $b=\phi_n a=0.25 \times 480=120 \text{ mm}$

取 $m_n=8 \text{ mm}$ ,  $z_1=26$ ,  $z_2=92$ ,

$$u = \frac{92}{26} = 3.54$$

$$m_n = \frac{2a}{z_1+z_2} = \frac{2 \times 480}{26+92} = 8.13559 \text{ mm}$$

$$\begin{aligned} \beta &= \arccos(8/8.13559) = 10.4752^\circ \\ &= 10^\circ 28' 31'' \end{aligned}$$

$$d_1 = z_1 m_n = 26 \times 8.13559 = 211.525 \text{ mm}$$

$$d_2 = z_2 m_n = 92 \times 8.13559 = 748.475 \text{ mm}$$

$$\phi_b = b/d_1 = 120/211.525 = 0.567 \text{ 是合适的。}$$

取 $x_1=x_2=0$ ,小轮为轴齿轮,大轮采用辐板式,轮缘内腔(指轮缘和轮毂配合处)直径取 $D_{i2}=670 \text{ mm}$ 。

齿面最终成形工艺采用精滚,齿面粗糙度 $R_{z1}=R_{z2}=8.5\mu m$ ,齿根粗糙度 $R_{z1}=R_{z2}=20\mu m$ 。

3) 其余参数的确定

$$N_{L1} = 7.35 \times 60 \times 1.6 \times 300 \times 10 = 2.1 \times 10^6$$

$N_{L2} = 2.1 \times 10^6 / 3.54 = 5.98 \times 10^5$  (大、小轮均为持久寿命)

$$\begin{aligned} \alpha_1 &= \arctan(\tan \alpha_n / \cos \beta) \\ &= \arctan(\tan 20^\circ / \cos 10.4752^\circ) \\ &= 20.3114^\circ \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \beta_b &= \arctan(\tan \beta \cos \alpha_1) \\ &= \arctan(\tan 10.4752^\circ \times \cos 20.3114^\circ) \\ &= 9.8369^\circ \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} d_{a1} &= d_1 + 2h_n^* m_n = 211.525 + 2 \times 1 \times 8 \\ &= 227.525 \text{ mm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} d_{a2} &= d_2 + 2h_n^* m_n = 748.475 + 2 \times 1 \times 8 \\ &= 754.475 \text{ mm} \end{aligned}$$

$$d_{f1} = d_1 - 2h_n^* m_n = 211.525 - 2 \times 1.25 \times 8$$

$$\begin{aligned}
 &= 191.525 \text{ mm} \\
 d_{f1} &= d_1 - 2h_{a0}^* m_s = 748.475 - 2 \times 1.25 \times 8 \\
 &= 728.475 \text{ mm} \\
 d_{s1} &= d_1 \cos \alpha_1 = 211.525 \times \cos 20, 3114^\circ \\
 &= 198.37 \text{ mm} \\
 d_{s2} &= d_2 \cos \alpha_1 = 748.475 \times \cos 20, 3114^\circ \\
 &= 701.93 \text{ mm} \\
 v &= \frac{\pi n_1 d_1}{60 \times 1000} = \frac{\pi \times 735 \times 211.525}{60 \times 1000} = 8.14 \text{ m/s} \\
 P_{b1} &= m_s \pi \cos \alpha_1 = 8.13559 \times \pi \times \cos 20, 3114^\circ \\
 &= 23.9695 \text{ mm} \\
 z_{v1} &= \frac{z_1}{\cos^3 \beta_1 \cos \beta} \\
 &= \frac{26}{\cos^3 9.8369^\circ \times \cos 10.4752^\circ} \\
 &= 27.24 \\
 z_{v2} &= \frac{z_2}{\cos^3 \beta_2 \cos \beta} \\
 &= \frac{92}{\cos^3 9.8369^\circ \times \cos 10.4752^\circ} \\
 &= 96.37 \\
 \alpha_{o11} &= \arccos \left( \frac{d_{s1}}{d_{a1}} \right) = \arccos \left( \frac{198.37}{227.525} \right) \\
 &= 29.3244^\circ \\
 \alpha_{o12} &= \arccos \left( \frac{d_{s2}}{d_{a2}} \right) = \arccos \left( \frac{701.93}{764.475} \right) \\
 &= 23.3367^\circ \\
 \varepsilon_a &= \varepsilon_1 + \varepsilon_2 = \frac{z_1}{2\pi} (\tan \alpha_{o11} - \tan \alpha_1) \\
 &\quad + \frac{z_2}{2\pi} (\tan \alpha_{o12} - \tan \alpha_1) \\
 &= \frac{26}{2\pi} \times (\tan 29.3244^\circ - \tan 20.3114^\circ) \\
 &\quad + \frac{92}{2\pi} \times (\tan 23.3367^\circ - \tan 20.3114^\circ) \\
 &= 0.7928 + 0.8974 \\
 &= 1.69 \\
 \varepsilon_\beta &= \frac{b \sin \beta}{\pi \cdot m_s} = \frac{120 \times \sin 10.4752^\circ}{8 \times \pi} = 0.868 \\
 \varepsilon_v &= \varepsilon_a + \varepsilon_\beta = 1.69 + 0.868 = 2.558 \\
 &\text{查 GB10095-83 (按第 I、II 公差组 7 级):} \\
 f_{p\beta 1} &= 20 \mu\text{m}, \quad f_{p\beta 2} = 22 \mu\text{m}; \\
 f_{f1} &= 19 \mu\text{m}, \quad f_{f2} = 24 \mu\text{m}; \\
 F_\beta &= 20 \mu\text{m}.
 \end{aligned}$$

(2) 接触强度校核

1) 端面内分度圆上的名义切向力

$$F_1 = \frac{2000 \cdot T_1}{d_1} = \frac{2000 \times 3819}{211.525} = 36109 \text{ N}$$

2) 使用场合系数 由表 2.4-9 查得:

$$K_A = 1.25$$

3) 动载系数

$$v_{z1}/100 = 8.14 \times 26/100 = 2.11$$

由图 2.4-4 查得:  $K_{v\alpha} = 1.16$ 由图 2.4-5 查得:  $K_{v\beta} = 1.11$ 

由式(2.4-7):

$$K_v = K_{v\alpha} - \varepsilon_\beta (K_{v\alpha} - K_{v\beta})$$

$$= 1.16 - 0.868 \times (1.16 - 1.11)$$

$$= 1.117$$

4) 齿向载荷分布系数 由表 2.4-21 中公式:

$$K_{H\beta} = 1.17 + 0.18(b/d_1)^2 + 0.47 \times 10^{-3} \times b$$

$$= 1.17 + 0.18(120/211.525)^2$$

$$+ 0.47 \times 10^{-3} \times 120$$

$$= 1.284$$

5) 齿间载荷分配系数 由图 2.4-6 查得:

$$K_{H\alpha} = 1.34$$

6) 节点区域系数 由图 2.4-7 查得:

$$Z_{H1} = 2.46$$

7) 弹性系数 由表 2.4-24 查得:

$$Z_E = 189.8$$

8) 重合度系数 由表 2.4-25 中公式:

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_a}{3} (1 - \varepsilon_\beta) + \frac{\varepsilon_\beta}{\varepsilon_a}}$$

$$= \sqrt{\frac{4 - 1.69}{3} \times (1 - 0.868) + \frac{0.868}{1.69}}$$

$$= 0.784$$

9) 螺旋角系数 由式(2.4-16):

$$Z_\beta = \sqrt{\cos \beta} = \sqrt{\cos 10.4752^\circ} = 0.982$$

10) 寿命系数 由图 2.4-14 查得:

$$Z_{N1} = Z_{N2} = 1$$

11) 润滑剂系数 由图 2.4-15 查得:

$$Z_{L1} = Z_{L2} = 1.06$$

12) 速度系数 由图 2.4-13 查得:

$$Z_{v1} = Z_{v2} = 0.99$$

13) 粗糙度系数

$$\begin{aligned}
 R_{z100} &= \frac{R_{z1} + R_{z2}}{2} \cdot \sqrt{\frac{100}{a}} \\
 &= \frac{8.5 + 8.5}{2} \times \sqrt{\frac{100}{480}} = 5.04
 \end{aligned}$$

由图 2.4-17 查得:  $Z_{R1} = Z_{R2} = 0.94$ 

14) 齿面工作硬化系数 由 4.16 可知:

$$Z_W = 1$$

15) 尺寸系数 由4.1可知:  $Z_\varepsilon = 1$

16) 最小安全系数 由表2.4-2按一般可靠度查得:  $S_{H\min} = 1$ , 则计算接触应力

$$\begin{aligned}\sigma_{H1} &= Z_H Z_E Z_\varepsilon Z_\beta \sqrt{\frac{F_t}{d_1 \cdot b} \cdot \frac{u+1}{u} \cdot K_A K_V K_{H\beta} K_{H\alpha}} \\ &= 2.46 \times 189.8 \times 0.784 \times 0.992 \\ &\times \sqrt[3]{\frac{36109}{11.525 \times 120} \times \frac{3.54+1}{3.54} \times 1.25 \times 1.117} \\ &\times \sqrt[3]{1.284 \times 1.34} \\ &= 760.22 \text{ N/mm}^2\end{aligned}$$

许用接触应力

$$\begin{aligned}\sigma_{HP1} &= \sigma_{HP2} = \frac{\sigma_{Hlim} Z_N}{S_{Hmin}} \cdot Z_L Z_V Z_R Z_W Z_X \\ &= \frac{1000 \times 1}{1} \times 1 \times 1.06 \times 0.99 \times 0.94 \times 1 \times 1 \\ &= 986.4 \text{ N/mm}^2\end{aligned}$$

由以上计算可知:  $\sigma_H < \sigma_{HP}$  接触强度满足。其计算安全系数为:

$$\begin{aligned}S_{H1} &= S_{H2} = \frac{\sigma_{Hlim} Z_N Z_L Z_V Z_R Z_W Z_X}{\sigma_H} \\ &= \frac{1000 \times 1 \times 1.06 \times 0.99 \times 0.94 \times 1 \times 1}{760.22} \\ &= 1.298\end{aligned}$$

(3) 弯曲强度校核

$K_A$ 、 $K_V$  同前,  $K_{F\alpha} = K_{H\alpha}$

1) 内加载荷分布系数 由图2.4-20查得:

$$K_{F\beta} = 1.26$$

2) 齿形系数 由图2.4-21查得:

$$Y_{Fa1} = 2.58 \quad Y_{Fa2} = 2.19$$

3) 应力修正系数 由图2.4-26查得:

$$Y_{Sa1} = 1.61 \quad Y_{Sa2} = 1.79$$

4) 重合度系数 由式(2.4-29):

$$Y_\varepsilon = 0.25 + \frac{0.75}{\varepsilon_\alpha} = 0.25 + \frac{0.75}{1.69} = 0.694$$

6) 螺旋角系数 由图2.4-29查得:

$$Y_\beta = 0.925$$

6) 寿命系数 由图2.4-35查得:

$$Y_{NT1} = Y_{NT2} = 1$$

7) 相对齿根圆角敏感系数 由图2.4-36查

得:  $Y_{ArelT1} = 0.99$ ,  $Y_{ArelT2} = 1$

8) 相对齿根表面状况系数 由图2.4-38查得:

$$Y_{RrelT1} = Y_{RrelT2} = 0.955$$

9) 尺寸系数 由图2.4-39查得:

$$Y_{X1} = Y_{X2} = 0.97$$

10) 最小安全系数 由表2.4-2, 按高可靠度查取:  $S_{Fmin} = 1.50$ , 则计算齿根应力

$$\begin{aligned}\sigma_{F1} &= \frac{F_t}{b_1 m_n} \cdot K_A K_V K_{F\beta} K_{F\alpha} Y_{Fa1} Y_{Sa1} Y_\beta Y_X \\ &= \frac{36109}{120 \times 8} \times 1.25 \times 1.117 \times 1.26 \times 1.34 \\ &\times 2.58 \times 1.61 \times 0.694 \times 0.925 \\ &= 236.44 \text{ N/mm}^2\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\sigma_{F2} &= \frac{F_t}{b_2 m_n} \cdot K_A K_V K_{F\beta} K_{F\alpha} Y_{Fa2} Y_{Sa2} Y_\beta Y_X \\ &= \frac{36109}{120 \times 8} \times 1.25 \times 1.117 \times 1.26 \times 1.34 \\ &\times 2.19 \times 1.79 \times 0.694 \times 0.925 \\ &= 223.14 \text{ N/mm}^2\end{aligned}$$

许用齿根应力

$$\begin{aligned}\sigma_{FP1} &= \frac{\sigma_{Flim1} Y_{ST} Y_{NT1}}{S_{Fmin}} \cdot Y_{ArelT1} Y_{RrelT1} Y_{X1} \\ &= \frac{(280 \times 0.8) \times 2 \times 1}{1.50} \times 0.99 \times 0.955 \times 0.97 \\ &= 273.9 \text{ N/mm}^2 \\ \sigma_{FP2} &= \frac{\sigma_{Flim2} Y_{ST} Y_{NT2}}{S_{Fmin}} \cdot Y_{ArelT2} Y_{RrelT2} Y_{X2} \\ &= \frac{(280 \times 0.8) \times 2 \times 1}{1.50} \times 1.0 \times 0.955 \times 0.97 \\ &= 276.7 \text{ N/mm}^2\end{aligned}$$

由以上计算可知,  $\sigma_{F1} < \sigma_{FP1}$ ,  $\sigma_{F2} < \sigma_{FP2}$ , 故小轮及大轮的弯曲强度满足。其计算安全系数分别为

$$\begin{aligned}S_{F1} &= \frac{\sigma_{Flim1} Y_{ST} Y_{NT1} Y_{ArelT1} Y_{RrelT1} Y_{X1}}{\sigma_{F1}} \\ &= \frac{(280 \times 0.8) \times 2 \times 1 \times 0.99 \times 0.955 \times 0.97}{236.44} \\ &= 1.73 \\ S_{F2} &= \frac{\sigma_{Flim2} Y_{ST} Y_{NT2} Y_{ArelT2} Y_{RrelT2} Y_{X2}}{\sigma_{F2}} \\ &= \frac{(280 \times 0.8) \times 2 \times 1 \times 1 \times 0.955 \times 0.97}{223.14} \\ &= 1.86\end{aligned}$$

## 2 高速齿轮的设计计算

【例2】某电站给水泵高速齿轮增速器, 电机驱动, 单向运转, 电机功率6000kW, 转速1485r/min。要求传动比3.7~3.8, 按持久寿命、高可靠度设计。

按照类比方法, 确定主要参数如下:

$$d = 550 \text{ mm}, \quad b = 170 \text{ mm}, \quad m_n = 5 \text{ mm}, \\ a_n = 20^\circ \text{ (按照 GB1356-87 基本齿廓)}, \\ \beta = 9^\circ 9' 3''$$

$$z_1 = 38, \quad z_2 = 143, \quad u = 3.763, \\ x_1 = x_2 = 0$$

大、小轮材料均用 12CrNi4, 渗碳淬火, 齿面硬度 HRC  $\geq 56 \sim 60$ , 查图 2.4-12 及图 2.4-33 取:

$$\sigma_{H \text{ lim}} = \sigma_{F \text{ lim}} = 1300 \text{ N/mm}^2, \quad \sigma_{F \text{ lim}} \\ = \sigma_{F \text{ lim}} = 350 \text{ N/mm}^2,$$

精度 5-GB10095-83, 磨齿, 齿面粗糙度

$$R_{z1} = R_{z2} = 3.2 \mu\text{m},$$

齿根表面粗糙度  $R_{z1} = R_{z2} = 10 \mu\text{m}$ ,

选用 22 号透平油, 喷油润滑,  $\nu_{50} = 22 \text{ cSt}$ , 进油温度不超过  $50^\circ\text{C}$ , 其承载能力为 FZG7 级。

大、小轮均对称布置, 修缘量均取  $C_{a1} = C_{a2} = 30 \mu\text{m}$ , 小轮齿端修薄。

其余参数确定如下:

$$m_t = m_n / \cos\beta = 6 / \cos 9.15^\circ \\ = 6.07733 \text{ mm}$$

$$\alpha_t = \arctan(\tan\alpha_n / \cos\beta) \\ = \arctan(\tan 20^\circ / \cos 9.15^\circ) \\ = 20.2369^\circ$$

$$\beta_s = \arctan(\tan\beta \cdot \cos\alpha_t) \\ = \arctan(\tan 9.15^\circ \cdot \cos 20.2369^\circ) \\ = 8.5947^\circ$$

$$d_1 = m_t \cdot z_1 = 6.07733 \times 38 = 230.939 \text{ mm}$$

$$d_2 = m_t \cdot z_2 = 6.07733 \times 143 = 869.061 \text{ mm}$$

$$d_{a1} = d_1 \cos\alpha_t = 230.939 \times \cos 20.2369^\circ \\ = 216.683 \text{ mm}$$

$$d_{a2} = d_2 \cos\alpha_t = 869.061 \times \cos 20.2369^\circ \\ = 815.414 \text{ mm}$$

$$d_{o1} = d_1 + 2h_a^* m_n = 230.939 + 2 \times 1 \times 5 \\ = 242.939 \text{ mm}$$

$$d_{o2} = d_2 + 2h_a^* m_n = 869.061 + 2 \times 1 \times 5 \\ = 881.061 \text{ mm}$$

$$d_{f1} = d_1 - 2h_f^* m_n = 230.939 - 2 \times 1.25 \times 5 \\ = 215.939 \text{ mm}$$

$$d_{f2} = d_2 - 2h_f^* m_n = 869.061 - 2 \times 1.25 \times 5 \\ = 864.061 \text{ mm}$$

取大轮轮缘内腔 (指轮缘与轮毂配合处) 直径

$$D_i = d_{f2} - 2(2h_o^* + 2c^*) m_n \\ = 864.061 - 2 \times (2 \times 1 + 2 \times 0.25) \times 5 \\ = 800.061 \text{ mm}$$

$$n_1 = n_2 u = 1435 \times 3.763 = 5588 \text{ r/min}$$

$$v = \frac{n_1 \pi d_1}{60 \times 1000} = \frac{5588 \times \pi \times 230.939}{60 \times 1000} \\ = 67.57 \text{ m/s}$$

$$p_{h1} = \pi m_t \cos\alpha_t \\ = \pi \times 6.07733 \times \cos 20.2369^\circ \\ = 17.913 \text{ mm}$$

$$z_{e1} = \frac{z_1}{\cos^2\beta_s \cos\beta} \\ = \frac{38}{\cos^2 8.5947^\circ \times \cos 9.15^\circ} \\ = 39.37$$

$$z_{e2} = \frac{z_2}{\cos^2\beta_s \cos\beta} \\ = \frac{143}{\cos^2 8.5947^\circ \times \cos 9.15^\circ} \\ = 148.15$$

$$\alpha_{a11} = \arccos(d_{a1}/d_{e1}) \\ = \arccos(216.683/242.939) \\ = 26.8842^\circ$$

$$\alpha_{a12} = \arccos(d_{a2}/d_{e2}) \\ = \arccos(815.414/881.061) \\ = 22.2575^\circ$$

$$\varepsilon_\alpha = \varepsilon_1 + \varepsilon_2 = \frac{z_{e1}}{2\pi} (\tan\alpha_{a11} - \tan\alpha_t) + \\ \frac{z_{e2}}{2\pi} (\tan\alpha_{a12} - \tan\alpha_t) \\ = \frac{38}{2\pi} \times (\tan 26.8842^\circ - \tan 20.2369^\circ) \\ + \frac{143}{2\pi} \times (\tan 22.2575^\circ - \tan 20.2369^\circ) \\ = 0.83655 + 0.9241 = 1.76$$

$$c_p = \frac{b \sin\beta}{\pi m_n} = \frac{170 \times \sin 9.15^\circ}{\pi \times 6} \\ = 1.43$$

$$\varepsilon_\gamma = \varepsilon_\alpha + c_p = 1.76 + 1.43 = 3.19$$

由 GB10095-83 按 5 级精度查取:

$$f_{p\beta 1} = 8 \mu\text{m}, \quad f_{p\beta 2} = 9 \mu\text{m}, \\ f_{t1} = 8 \mu\text{m}, \quad f_{t2} = 13 \mu\text{m}, \\ F_\beta = 16 \mu\text{m}$$

(1) 载荷及疲劳系数

1) 齿面内分度圆上的名义切向力

$$F_{t1} = \frac{2000}{d_1} \left( 9549 \cdot \frac{P}{n_1} \right)$$



$$= \frac{2000}{230.939} \times (9549 \times \frac{6000}{5588})$$

$$= 88794 \text{ N}$$

2) 使用场合系数 由表2.4-9查得,

$$K_A = 1 \times 1.1 = 1.1$$

3) 轮齿刚性系数 由式(2.4-10),

$$q = 0.04723 + \frac{0.15551}{z_{v1}} + \frac{0.25791}{z_{v2}}$$

$$= 0.04723 + \frac{0.15551}{39.37} + \frac{0.25791}{148.15}$$

$$= 0.05292$$

由式(2.4-9),

$$c' = \frac{1}{q} = \frac{1}{0.05292} = 18.896$$

∵  $e_a > 1.2$ , 取  $c' = 18.896 \times 0.9 = 17$

由式(2.4-11),

$$c_p = (0.75e_a + 0.25) \cdot c' = (0.75 \times 1.76 + 0.25) \times 17 = 26.69$$

4) 动载系数

$$d_{m1} = 0.5(d_{a1} + d_{f1})$$

$$= 0.5 \times (242.939 + 215.939)$$

$$= 229.439 \text{ mm}$$

$$d_{m2} = 0.5(d_{a2} + d_{f2})$$

$$= 0.5 \times (881.061 + 854.061)$$

$$= 867.561 \text{ mm}$$

$$q_1 = D_{f1}/d_{m1} = 0$$

$$q_2 = D_{f2}/d_{m2} = 800.061/867.561$$

$$= 0.9222$$

由式(2.4-2),

$$m_{red} = \frac{\pi}{8} \left( \frac{d_{m1}}{d_{v1}} \right)^2$$

$$\frac{1}{(1-q_1^4)\rho_1 + (1-q_2^4)\rho_2 u^2}$$

$$= \frac{\pi \times 229.439^4}{8 \times 216.883^3}$$

$$\times \frac{1}{(1-0) \times 7.8 \times 10^{-6} + \frac{1}{(1-0.9222^4) \times 7.8 \times 10^{-6} \times 3.763^3}}$$

$$= 0.144 \text{ kg/mm}$$

由式(2.4-1),

$$n_{E1} = \frac{30 \times 10^{-3}}{\pi \cdot z_1} \sqrt{\frac{c_p}{m_{red}}} = \frac{30 \times 10^{-3}}{\pi \times 38}$$

$$\times \sqrt{\frac{26.99}{0.144}} = 3420.93$$

由式(2.4-3),

$$N = \frac{n_1}{n_{E1}} = \frac{5588}{3420.93} = 1.6335$$

(属超极限区运行)

由表2.4-13:  $C_{v5} = 0.47$

$$C_{v6} = \frac{0.12}{z_2 - 1.74} = \frac{0.12}{3.19 - 1.74} = 0.0828$$

$$C_{v7} = 1.0$$

由表2.4-23中公式,

$$y_a = 0.075 f_{y0.2} = 0.075 \times 9 = 0.675 \text{ } \mu\text{m}$$

$$f_{yeff} = f_{y0.2} - y_a = 9 - 0.675 = 8.325 \text{ } \mu\text{m}$$

$$f_{teff} = f_{t2} - y_a = 13 - 0.675 = 12.325 \text{ } \mu\text{m}$$

由式(2.4-4)和式(2.4-5),

$$B_a = \frac{c' f_{yeff}}{F \cdot K_A / b} = \frac{17 \times 8.325 \times 170}{88794 \times 1.1}$$

$$= 0.2464$$

$$B_f = \frac{c' f_{teff}}{F \cdot K_A / b} = \frac{17 \times 12.325 \times 170}{88794 \times 1.1}$$

$$= 0.3647$$

由表2.4-12中公式,

$$K_a = C_{v5} B_a + C_{v6} B_f + C_{v7}$$

$$= 0.47 \times 0.2464 + 0.0828 \times 0.3647 + 1$$

$$= 1.146$$

5) 齿向载荷分布系数 由表2.4-14中公式,

$$W_w = K_A \cdot K_p \cdot F / b = 1.1 \times 1.146 \times 88794$$

$$/ 170 = 658.43 \text{ N/mm}$$

由表2.4-17中公式,

$$s = 0 \text{ (对称布置)}$$

$$r = \left| 1 + K \frac{1s}{d_2^2} \right| \cdot \left( \frac{b}{d_1} \right)^2$$

$$= (170/230.939)^2 = 0.5419$$

由表2.4-16中公式,

$$f_{sk0} = (27Y + 13) \times 10^{-3}$$

$$= (27 \times 0.5419 + 13) \times 10^{-3}$$

$$= 0.0276$$

由式(2.4-8),

$$f_{sk} = W_w f_{sk0} = 658.43 \times 0.0276$$

$$= 18.17 \text{ } \mu\text{m}$$

由表2.4-19中公式,

$$f_{m3} = 1.0 F_{\beta} = 1 \times 16 = 16 \text{ } \mu\text{m}$$

由表2.4-15查得,

$$\lambda = 0.7$$

由表2.4-14中公式,

$$F_{\rho X} = |f_{sh} + f_{mal}| = |118.17 + 0.7 \times 16| = 29.37 \mu\text{m}$$

由表2.4-20中公式:

$$y_{\rho} = 0.16 F_{\rho X} = 0.15 \times 29.37 = 4.41 \mu\text{m}$$

由表2.4-14中公式:

$$F_{\rho\beta} = F_{\rho X} - y_{\rho} = 29.37 - 4.41 = 24.96 \mu\text{m}$$

$$b_{ca}/b = \sqrt{\frac{2 \cdot W_m}{F_{\rho\beta} \cdot c_{\gamma}}} = \sqrt{\frac{2 \times 668.43}{24.96 \times 26.69}} = 1.406 > 1$$

$$K_{H\beta} = K_{\beta\sigma} = 1 + \frac{1}{(b_{ca}/b)^2}$$

$$= 1 + \frac{1}{1.406^2} = 1.51$$

由式(2.4-26):

$$h = 2.25 m_n = 2.25 \times 6 = 13.5 \text{mm}$$

$$N = \frac{(b/h)^2}{1 + (b/h) + (b/h)^2} = \frac{(170/13.5)^2}{1 + (170/13.5) + (170/13.5)^2} = 0.921$$

由式(2.4-25):

$$K_{H\sigma} = (K_{H\beta})^N = 1.51^{0.921} = 1.46$$

6) 齿间载荷分配系数 由表2.4-22中公式:

$$F_{H\sigma} = K_A K_V K_{H\beta} F_t = 88794 \times 1.1 \times 1.146 \times 1.51 = 189019.91 \text{N}$$

$$K_{H\sigma} = K_{F\sigma} = K_{\beta\sigma} = 0.9 + 0.4$$

$$\times \sqrt{\frac{2(e_{\gamma} - 1) \cdot c_{\gamma} \cdot (f_{\beta} - y_{\rho})}{F_{H\sigma}/b}} = 0.9 + 0.4 \times \sqrt{\frac{2 \times (3.19 - 1)}{3.19}} \times \frac{26.69 \times (13 \times 0.5 - 0.675) \times 170}{169019.91}$$

$$= 0.97$$

根据极限值规定:  $K_{H\sigma} = K_{F\sigma} = K_{\beta\sigma} = 1$

(2) 接触强度校核

1) 节点区域系数 由式(2.4-14):

$$Z_H = \sqrt{\frac{2 \cos \beta_s \cos \alpha_f}{\cos^2 \alpha_s \sin \alpha_f}} = \sqrt{\frac{2 \times \cos 8.5947^\circ \times \cos 20.2369^\circ}{\cos^2 20.2369^\circ \times \sin 20.2369^\circ}} = 2.468$$

2) 弹性系数 由表2.4-24查得:

$$Z_E = 189.8$$

3) 重合度系数 由表2.4-25中公式:

$$Z_{\epsilon} = \sqrt{\frac{1}{\epsilon_{\alpha}}} = \sqrt{\frac{1}{1.76}} = 0.7538$$

4) 螺旋角系数 由式(2.4-16):

$$Z_{\beta} = \sqrt{\cos \beta} = \sqrt{\cos 9.15^\circ} = 0.9938$$

5) 寿命系数 按持久寿命设计, 由表2.4-20

可知:

$$Z_{N1} = Z_{N2} = 1$$

6) 润滑油系数

由式(2.4-18):

$$C_{LL1} = C_{LL2} = \frac{\sigma_{Hlim} - 850}{350} \times 0.08 + 0.83 = \frac{1200 - 850}{350} \times 0.08 + 0.83 = 0.91$$

由式(2.4-17):

$$Z_{L1} = Z_{L2} = C_{LL} + \frac{4(1 - C_{LL})}{\left(1.2 + \frac{80}{v_{50}}\right)^2} = 0.91 + \frac{4 \times (1 - 0.91)}{\left(1.2 + \frac{80}{22}\right)^2} = 0.9254$$

7) 速度系数

由式(2.4-20):

$$C_{Zv1} = C_{Zv2} = 0.85 + \frac{\sigma_{Hlim} - 850}{53C} \times 0.08 = 0.85 + \frac{1200 - 850}{350} \times 0.08 = 0.93$$

由式(2.4-19):

$$Z_{v1} = Z_{v2} = C_{Zv} + \frac{2(1 - C_{Zv})}{\sqrt{0.8 + \frac{32}{v}}} = 0.93 + \frac{2 \times (1 - 0.93)}{\sqrt{0.8 + \frac{32}{67.57}}} = 1.0541$$

8) 粗糙度系数

由式(2.4-22):

$$R_{Z100} = \frac{R_{Z1} + R_{Z2}}{2} \sqrt[3]{\frac{100}{a}} = \frac{3.2 + 3.2}{2} \times \sqrt[3]{\frac{100}{550}} = 1.8129$$

由式(2.4-23):

$$C_{ZR1} = C_{ZR2} = 0.12 + \frac{1000 - \sigma_{Hlim}}{5000} = 0.12 + \frac{1000 - 1200}{5000} = 0.08$$

由式(2.4-21):

$$Z_{R1} = Z_{R2} = \left(\frac{3}{R_{Z100}}\right)^{C_{ZR}}$$

$$= \left( \frac{3}{1.8125} \right)^{0.09} = 1.0411$$

9) 齿面工作硬化系数 对于本例齿面工作硬化系数无意义, 即取  $Z_H = 1$ 。

10) 尺寸系数 按表 2.4-8 说明, 取  $Z_{x1} = Z_{x2} = 1$

11) 最小安全系数 按高可靠度由表 2.4-2 查得:  $S_{H\min} = 1.25$ , 则

计算接触应力

$$\begin{aligned} \sigma_H &= Z_H Z_L Z_V Z_\beta \\ &\times \sqrt{\frac{F_t}{d_1 b} \frac{u+1}{u} K_A K_V K_{H\beta} K_{H\alpha}} \\ &= 2.468 \times 189.8 \times 0.7538 \times 0.9936 \times \\ &\sqrt{\frac{88794}{230.939 \times 170} \times \frac{3.763+1}{3.763} \times 1.1} \\ &\times 1.146 \times 1.51 \times 1 \end{aligned}$$

(3) 弯曲强度校核

1) 齿形系数

由表 2.4-28 中公式:

$$h_K = 0$$

$$E_s = \frac{\pi m_n}{4} - h_{a0} \tan \alpha_w - (1 - \sin \alpha_{p0}) \frac{\rho_{a1}}{\cos \alpha_{p0}}$$

$$= \frac{\pi \times 6}{4} - 1.25 \times 6 \times \tan 20^\circ - (1 - \sin 20^\circ) \times \frac{0.38 \times 6}{\cos 20^\circ} = 0.3861$$

$$G = \frac{\rho_{a0}}{m_n} - \frac{h_{a0}}{m_n} + x = 0.38 - 1.25 + 0 = -0.87$$

$$H_1 = \frac{2}{Z_{\sigma 1}} \left( \frac{\pi}{2} - \frac{E}{m_n} \right) - \frac{\pi}{3} = \frac{2}{39.37} \times \left( \frac{\pi}{2} - \frac{0.3861}{6} \right) - \frac{\pi}{3} = -0.97067$$

$$H_2 = \frac{2}{Z_{\sigma 2}} \left( \frac{\pi}{2} - \frac{E}{m_n} \right) - \frac{\pi}{3} = \frac{2}{148.16} \times \left( \frac{\pi}{2} - \frac{0.3861}{6} \right) - \frac{\pi}{3} = -1.02686$$

$$\theta_{10} = -H_1 / (1 - 2G/Z_{\sigma 1}) = 0.97067 / (1 + 2 \times 0.87 / 39.37) = 0.929586$$

$$\theta_{11} = (2G/Z_{\sigma 1}) \tan \theta_{10} - H_1 = \frac{2 \times (-0.87)}{39.37} \times \tan 0.929586 + 0.97067 = 0.91146$$

$$\theta_{12} = (2G/Z_{\sigma 1}) \tan \theta_{11} - H_1 = \frac{2 \times (-0.87)}{39.37} \times \tan 0.91146 + 0.97067 = 0.91365$$

$$\theta_{13} = (2G/Z_{\sigma 1}) \tan \theta_{12} - H_1 = \frac{2 \times (-0.87)}{39.37} \times \tan 0.91365 + 0.97067 = 0.91339$$

$$\theta_{14} = (2G/Z_{\sigma 1}) \tan \theta_{13} - H_1 = \frac{2 \times (-0.87)}{39.37} \times \tan 0.91339 + 0.97067 = 0.91342$$

$$\theta_{15} = (2G/Z_{\sigma 1}) \tan \theta_{14} - H_1 = \frac{2 \times (-0.87)}{39.37} \times \tan 0.91342 + 0.97067 = 0.91341$$

$$= 52.3348^\circ$$

$$\theta_{20} = -H_2 / (1 - 2G/Z_{\sigma 2}) = 1.02686 / (1 + 2 \times 0.87 / 148.16) = 1.01494$$

$$\theta_{21} = (2G/Z_{\sigma 2}) \tan \theta_{20} - H_2 = \frac{2 \times (-0.87)}{148.16} \times \tan 1.01494 + 1.02686 = 1.007953$$

$$= 818.99 \text{ N/mm}^2$$

许用接触应力

$$\sigma_{HP1} = \sigma_{HP2} = \frac{\sigma_{H\lim} Z_N Z_L Z_V Z_R Z_W Z_X}{S_{H\min}}$$

$$= \frac{1300 \times}{1.25} \times 0.9254 \times 1.0541$$

$$\times 1.0411 \times 1 \times 1$$

$$= 1056.18 \text{ N/mm}^2$$

由以上计算结果可知,  $\sigma_H < \sigma_{HP}$ , 故接触强度满足, 其计算安全系数为:

$$S_{H1} = S_{H2} = \frac{\sigma_{H\lim} Z_N Z_L Z_V Z_R Z_W Z_X}{\sigma_H}$$

$$= \frac{1300 \times 1 \times 0.9254 \times 1.0541 \times 1.0411 \times 1 \times 1}{818.99}$$

$$= 1.61$$

$$\theta_{21} = (2G/Z_{e2}) \tan \theta_{21} - H_2 = \frac{2 \times (-0.87)}{148.15} \times \tan 1.007963 + 1.02686 = 1.008244$$

$$\theta_{23} = (2G/Z_{e2}) \tan \theta_{23} - H_2 = \frac{2 \times (-0.87)}{148.15} \times \tan 1.008244 + 1.02686 = 1.008232$$

$$\theta_{24} = (2G/Z_{e2}) \tan \theta_{24} - H_2 = \frac{2 \times (-0.87)}{148.15} \times \tan 1.008232 + 1.02686 = 1.008233 \\ = 57.7675^\circ$$

$$\frac{S_{L_{e1}}}{m_n} = Z_{e1} \sin\left(\frac{\pi}{3} - \theta_1\right) + \sqrt{3} \left( \frac{G}{\cos \theta_1} - \frac{\rho_{e0}}{m_n} \right) \\ = 39.37 \times \sin(60^\circ - 52.3348^\circ) + \sqrt{3} \times \left( \frac{-0.87}{\cos 52.3348^\circ} - 0.38 \right) \\ = 2.1271$$

$$\frac{S_{L_{e2}}}{m_n} = Z_{e2} \sin\left(\frac{\pi}{3} - \theta_2\right) + \sqrt{3} \left( \frac{G}{\cos \theta_2} - \frac{\rho_{e0}}{m_n} \right) \\ = 148.15 \times \sin(60^\circ - 57.7675^\circ) + \sqrt{3} \times \left( \frac{-0.87}{\cos 57.7675^\circ} - 0.38 \right) \\ = 2.2877$$

$$\frac{\rho_{F1}}{m_n} = \frac{\rho_{e0}}{m_n} + \cos^2 \theta_1 (Z_{e1} \cos^2 \theta_1 - 2G) = 0.38 + \frac{2 \times (-0.87)^2}{\cos^2 52.3348^\circ \times (39.37 \times \cos^2 52.3348^\circ + 2 \times 0.87)} \\ = 0.5307$$

$$\frac{\rho_{F2}}{m_n} = \frac{\rho_{e0}}{m_n} + \cos^2 \theta_2 (Z_{e2} \cos^2 \theta_2 - 2G) = 0.38 + \frac{2 \times (-0.87)^2}{\cos^2 57.7675^\circ \times (148.15 \times \cos^2 57.7675^\circ + 2 \times 0.87)} \\ = 0.4543$$

$$d_{e1} = 2 \sqrt{ \left[ p_{e1}(1 - e_s) + \sqrt{\left(\frac{d_{a1}}{2}\right)^2 - \left(\frac{d_{b1}}{2}\right)^2} \right]^2 + \left(\frac{d_{s1}}{2}\right)^2 } \\ = 2 \times \sqrt{ \left[ 17.913 \times (1 - 1.76) + \sqrt{\left(\frac{242.939}{2}\right)^2 - \left(\frac{216.683}{2}\right)^2} \right]^2 + \left(\frac{216.683}{2}\right)^2 } \\ = 231.902 \text{ mm}$$

$$d_{e2} = 2 \sqrt{ \left[ p_{e2}(1 - e_s) + \sqrt{\left(\frac{d_{a2}}{2}\right)^2 - \left(\frac{d_{b2}}{2}\right)^2} \right]^2 + \left(\frac{d_{s2}}{2}\right)^2 } \\ = 2 \times \sqrt{ \left[ 17.913 \times (1 - 1.76) + \sqrt{\left(\frac{881.081}{2}\right)^2 - \left(\frac{815.414}{2}\right)^2} \right]^2 + \left(\frac{815.414}{2}\right)^2 } \\ = 871.1125 \text{ mm}$$

$$\alpha_{e11} = \arccos(d_{b1}/d_{e1}) = \arccos(216.683/231.902) = 20.8729^\circ$$

$$\alpha_{e12} = \arccos(d_{b2}/d_{e2}) = \arccos(815.414/871.1125) = 20.5998^\circ$$

$$\gamma_{e1} = \frac{1}{z_1} \left( \frac{\pi}{2} + 2x \cdot \tan \alpha_n \right) + \text{inv} \alpha_1 - \text{inv} \alpha_{e11} = \frac{\pi}{38 \times 2} + \text{inv} 20.2369^\circ - \text{inv} 20.8729^\circ \\ = 0.03978 = 2.279^\circ$$

$$\gamma_{e2} = \frac{1}{z_2} \left( \frac{\pi}{2} + 2x \cdot \tan \alpha_n \right) + \text{inv} \alpha_1 - \text{inv} \alpha_{e12} = \frac{\pi}{148.15 \times 2} + \text{inv} 20.2369^\circ - \text{inv} 20.5998^\circ \\ = 0.009725 = 0.5572^\circ$$

$$\alpha_{F e11} = \alpha_{e11} - \gamma_{e1} = 20.8729^\circ - 2.279^\circ = 18.5939^\circ$$

$$\alpha_{F e12} = \alpha_{e12} - \gamma_{e2} = 20.5998^\circ - 0.5572^\circ = 20.0426^\circ$$

$$\frac{h_{F e1}}{m_n} = \frac{1}{2} \left\{ \frac{z_1}{\cos \beta} \left( \frac{\cos \alpha_1}{\cos \alpha_{F e11}} - 1 \right) + z_{e1} \left[ 1 - \cos \left( \frac{\pi}{3} - \theta_1 \right) \right] - \frac{G}{\cos \theta_1} + \frac{\rho_{e0}}{m_n} \right\}$$

$$= \frac{1}{2} \left\{ \frac{38}{\cos 9.15^\circ} \times \left( \frac{\cos 20.2369^\circ}{\cos 18.5939^\circ} - 1 \right) + 39.37 \times [1 - \cos(60^\circ - 52.3348^\circ)] \right\} - \frac{-0.87}{\cos 52.3348^\circ} + 0.38 \Big\} = 0.88425$$

$$\frac{h_{Fe2}}{m_n} = \frac{1}{2} \left\{ \frac{z_2}{\cos \beta} \left( \frac{\cos \alpha_1}{\cos \alpha_{Fe12}} - 1 \right) + z_{e2} \left[ 1 - \cos \left( \frac{\pi}{3} - \theta_2 \right) \right] - \frac{G}{\cos \theta_2} + \frac{\rho_{e0}}{m_n} \right\}$$

$$= \frac{1}{2} \left\{ \frac{143}{\cos 9.15^\circ} \times \left( \frac{\cos 20.2369^\circ}{\cos 20.0426^\circ} - 1 \right) + 148.15 \times [1 - \cos(60^\circ - 57.7675^\circ)] \right\} - \frac{-0.87}{\cos 57.7675^\circ} + 0.38 \Big\} = 0.9718$$

$$\beta_{Fe1} = \arctan \left( \frac{d_{s1} \cdot \tan \beta}{d_1 \cdot \cos \alpha_{Fe11}} \right) = \arctan \left( \frac{216.883 \times \tan 9.15^\circ}{230.939 \times \cos 18.5939^\circ} \right) = 9.0595^\circ$$

$$\beta_{Fe2} = \arctan \left( \frac{d_{s2} \cdot \tan \beta}{d_2 \cdot \cos \alpha_{Fe12}} \right) = \arctan \left( \frac{815.414 \times \tan 9.15^\circ}{869.061 \times \cos 20.0426^\circ} \right) = 9.1388^\circ$$

$$\alpha_{Fe1} = \arctan(\tan \alpha_{Fe11} \cdot \cos \beta_{Fe1}) = \arctan(\tan 18.5939^\circ \times \cos 9.0595^\circ) = 18.3776^\circ$$

$$\alpha_{Fe2} = \arctan(\tan \alpha_{Fe12} \cdot \cos \beta_{Fe2}) = \arctan(\tan 20.0426^\circ \times \cos 9.1388^\circ) = 19.8081^\circ$$

$$Y_{Fa1} = \frac{6 \left( \frac{h_{Fe1}}{m_n} \right) \cos \alpha_{Fe1}}{\left( \frac{S_{Fa1}}{m_n} \right)^2 \cos \alpha_n} = \frac{6 \times 0.88425 \times \cos 18.3776^\circ}{2.1271^2 \times \cos 20^\circ} = 1.1842$$

$$Y_{Fa2} = \frac{6 \left( \frac{h_{Fe2}}{m_n} \right) \cos \alpha_{Fe2}}{\left( \frac{S_{Fa2}}{m_n} \right)^2 \cos \alpha_n} = \frac{6 \times 0.9718 \times \cos 19.8081^\circ}{2.2877^2 \times \cos 20^\circ} = 1.1166$$

## 2) 应力修正系数

$$L_1 = \frac{S_{Fa1}}{h_{Fe1}} = \frac{2.1271 \times 6}{0.88425 \times 6} = 2.4055$$

$$L_2 = \frac{S_{Fa2}}{h_{Fe2}} = \frac{2.2877 \times 6}{0.9718 \times 6} = 2.3541$$

$$q_{s1} = \frac{S_{Fa1}}{2\rho_{Fa1}} = \frac{2.1271 \times 6}{2 \times 0.5307 \times 6} = 2.0041$$

$$q_{s2} = \frac{S_{Fa2}}{2\rho_{Fa2}} = \frac{2.2877 \times 6}{2 \times 0.4543 \times 6} = 2.5178$$

由式 (2.4-27),

$$Y_{S1} = (1.2 + 0.13L_1) \cdot q_{s1} \left( \frac{1}{1.21 + 2.3/L_1} \right) = (1.2 + 0.13 \times 2.4055) \times 2.0041 \left( \frac{1}{1.21 + 2.3/2.4055} \right) = 2.0852$$

$$Y_{S2} = (1.2 + 0.13L_2) \cdot q_{s2} \left( \frac{1}{1.21 + 2.3/L_2} \right) = (1.2 + 0.13 \times 2.3541) \times 2.5178 \left( \frac{1}{1.21 + 2.3/2.3541} \right) = 2.2972$$

4) 螺旋角系数 由式(2.4-30),

$$Y_{\beta} = 1 - \varepsilon_{\beta} \frac{\beta}{120} = 1 - 1 \times \frac{9.15^{\circ}}{120} = 0.92375$$

$$Y_{\beta \min} = 1 - 0.25\varepsilon_{\beta} = 1 - 0.25 \times 1 = 0.75$$

$Y_{\beta} > Y_{\beta \min}$  符合极限值规定。

4) 试验齿轮应力修正系数 由表2.4-27注4可知,  $Y_{ST} = 2.0$

5) 寿命系数 因按持久寿命设计, 由表2.4-34查知,

$$Y_{NT1} = Y_{NT2} = 1.0$$

6) 相对齿根圆角敏感系数 由表2.4-35查知:  $\rho_1' = \rho_2' = 0.003$

$$\text{由式(2.4-33): } X_T^* = \frac{1}{5}(1 + 2q_{ST}) = \frac{1}{5} \times (1 + 2 \times 2.5) = 1.2$$

$$X_1^* = \frac{1}{5}(1 + 2q_{S1}) = \frac{1}{5} \times (1 + 2 \times 2.0041) = 1.00164$$

$$X_2^* = \frac{1}{5}(1 + 2q_{S2}) = \frac{1}{5} \times (1 + 2 \times 2.5178) = 1.20712$$

由式(2.4-32),

$$Y_{\text{rel}T1} = \frac{1 + \sqrt{\rho_1' X_1^*}}{1 + \sqrt{\rho_1' X_T^*}} = \frac{1 + \sqrt{0.003 \times 1.00164}}{1 + \sqrt{0.003 \times 1.2}} = 0.9951$$

$$Y_{\text{rel}T2} = \frac{1 + \sqrt{\rho_2' X_2^*}}{1 + \sqrt{\rho_2' X_T^*}} = \frac{1 + \sqrt{0.003 \times 1.20712}}{1 + \sqrt{0.003 \times 1.2}} = 1.0002$$

7) 相对齿根表面状况系数 由表2.4-37中公式:

$$Y_{\text{Rel}T1} = Y_{\text{Rel}T2} = 1.674 - 0.529(R_s + 1)^{0.4} = 1.674 - 0.529(10 + 1)^{0.4} = 1.00165$$

8) 尺寸系数 由表2.4-38中公式:

$$Y_{X1} = Y_{X2} = 1.05 - 0.01m_n = 1.05 - 0.01 \times 6 = 0.99$$

9) 最小安全系数 由表2.4-2按高可靠度查取:  $S_{F \min} = 1.6$ , 则

计算齿根应力

$$\begin{aligned} \sigma_{F1} &= \frac{F_1}{b \cdot m_n} K_A K_v K_{F\beta} K_{F\alpha} Y_{F1} Y_{S1} Y_{\beta} \\ &= \frac{88794}{170 \times 6} \times 1.1 \times 1.146 \times 1.46 \times 1 \times 1.1842 \times 2.0852 \times 0.92375 \\ &= 365.46 \text{ N/mm}^2 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \sigma_{F2} &= \frac{F_2}{b \cdot m_n} K_A K_v K_{F\beta} K_{F\alpha} Y_{F2} Y_{S2} Y_{\beta} \\ &= \frac{88794}{170 \times 6} \times 1.1 \times 1.146 \times 1.46 \times 1 \times 1.1155 \times 2.2972 \times 0.92375 \\ &= 379.26 \text{ N/mm}^2 \end{aligned}$$

许用齿根应力

$$\sigma_{FP1} = \frac{\sigma_{Flim1} Y_{ST} Y_{NT1} Y_{\text{rel}T1} Y_{\text{Rel}T1} Y_{X1}}{S_{F \min}}$$

$$= \frac{350 \times 2 \times 1}{1.6} \times 0.9951 \times 1.00165 \times 0.99$$

$$= 460.495 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{FP2} = \frac{\sigma_{Flim2} Y_{ST} Y_{NT} Y_{Dr} e_{1T2} Y_{Rr} e_{1T2} Y_{X2}}{S_{Fmin}}$$

$$= \frac{350 \times 2 \times 1}{1.6} \times 1.0002 \times 1.00165 \times 0.99$$

$$= 462.855 \text{ N/mm}^2$$

由以上计算结果可知,  $\sigma_{F1} < \sigma_{FP1}$ ,  $\sigma_{F2} < \sigma_{FP2}$ , 即小轮及大轮的弯曲强度均能满足, 其计算安全系数分别为:

$$S_{F1} = \frac{\sigma_{Flim1} Y_{ST} Y_{NT} Y_{Dr} e_{1T1} Y_{Rr} e_{1T1} Y_{X1}}{\sigma_{F1}} = \frac{350 \times 2 \times 1 \times 0.9951 \times 1.00165 \times 0.99}{365.46} = 1.89$$

$$S_{F2} = \frac{\sigma_{Flim2} Y_{ST} Y_{NT} Y_{Dr} e_{1T2} Y_{Rr} e_{1T2} Y_{X2}}{\sigma_{F2}} = \frac{350 \times 2 \times 1 \times 1.0002 \times 1.00165 \times 0.99}{379.26} = 1.83$$

#### (4) 胶合承载能力校核

1) 螺旋线系数 由公式 (2.4-45):

$$K_{B\beta} = 1 + 0.2 \sqrt{(\epsilon_{\beta} - 2) \cdot (5 - \epsilon_{\beta})} = 1 + 0.2 \sqrt{(3.19 - 2) \times (5 - 3.19)} = 1.29$$

2) 单位齿宽载荷 由公式 (2.4-43):

$$W_t = \frac{F_t}{b} K_A K_{B\beta} K_{B\alpha} K_{B\gamma} = \frac{88794}{170} \times 1.1 \times 1.51 \times 1.29 = 1119 \text{ N/mm}$$

3) 平均摩擦系数 由式 (2.4-46):  $R_n = R_{n1} = R_{n2} = \frac{RZ}{6} = \frac{3.2}{6} = 0.53 \mu\text{m}$

50℃ 温度下油的动力粘度:  $\eta_M = \nu_{50} \rho = 22 \times 0.84 = 18.48 \text{ mPa}\cdot\text{s}$

由式 (2.4-49):  $v_B = 2v \sin \alpha = 2 \times 67.57 \times \sin 20.2369^\circ = 46.75 \text{ m/s}$

由式 (2.4-50):  $\rho_{red} = \frac{u}{(u+1)^2} \alpha' \frac{\sin \alpha_1}{\cos \beta_b} = \frac{3.763}{(3.763+1)^2} \times 550 \times \frac{\sin 20.2369^\circ}{\cos 8.5947^\circ}$

$$= 31.915 \text{ mm}$$

由式 (2.4-47):

$$\mu_m = 0.12 \left( \frac{W_t R_n}{\eta_M v_B \rho_{red}} \right)^{0.25} = 0.12 \left( \frac{1119 \times 0.53}{18.48 \times 46.75 \times 31.915} \right)^{0.25} = 0.0459$$

4) 热闪系数 由式 (2.4-55):  $X_M = 50 \text{ K}\cdot\text{N}^{-0.75}\cdot\text{s}^{0.5}\cdot\text{m}^{-0.5}\text{mm}$

5) 小轮齿顶几何系数 由式 (2.4-57):

$$\Gamma_b = \sqrt{\left( \frac{d_{a1}/d_{b1}}{\tan \alpha_1'} \right)^2 - 1} = \sqrt{\left( \frac{242.939/216.683}{\tan 20.2369^\circ} \right)^2 - 1} = 0.3752$$

由式 (2.4-58):

$$X_{B\beta} = 0.5(u+1)^{0.5} \frac{\sqrt{1+\Gamma_B} - \sqrt{1-\Gamma_B} u}{[(1+\Gamma_B)(u-\Gamma_B)]^{0.25}} = 0.5 \times (3.763+1)^{0.5}$$

$$\times \frac{\sqrt{1+0.3752} - \sqrt{1-0.3752} \times 3.763}{[(1+0.3752) \times (3.763-0.3752)]^{0.25}} = 0.1663$$

6) 啮入冲击系数 由前计算:  $\varepsilon_1=0.8365$ ,  $\varepsilon_2=0.9241$ ,  $\varepsilon_1 < 1.5\varepsilon_2$

由表2.4-39查得:  $X_O=1$

7) 齿顶修缘系数 由式(2.4-61),

$$C_{\text{eff}} = \frac{K_a \cdot F_t / b}{\varepsilon_a \cdot C_v} = \frac{1.1 \times 88794}{1.76 \times 26.69 \times 170} = 12.23 < 30 (\text{实际})$$

由表2.4-40取  $C_a = 12.23 \mu\text{m}$

由式(2.4-60),

$$X_{C_a} = 1 + 1.55 \times 10^{-2} \cdot \varepsilon^4 \cdot C_a = 1 + 1.55 \times 10^{-2} \times 0.9241^4 \times 12.23 = 1.138$$

8) 重合度系数 由式(2.4-82),

$$\begin{aligned} X_\varepsilon &= \frac{1}{2\varepsilon_a \varepsilon_1} [0.7(\varepsilon_1^2 + \varepsilon_2^2) - 0.22\varepsilon_a + 0.52 - 0.6\varepsilon_1 \cdot \varepsilon_2] \\ &= \frac{0.7 \times (0.8365^2 + 0.9241^2) - 0.22 \times 1.76 + 0.52 - 0.6 \times 0.8365 \times 0.9241}{2 \times 1.76 \times 0.8365} \\ &= 0.2569 \end{aligned}$$

9) 润滑系数 由式(2.4-37)注:  $X_S = 1.2$

10) 材料焊接系数 由表2.4-41查得:  $X_H = 1$

11) 试验齿轮的本体温度和积分平均温升 由图2.4-44按FZG7级查取:

$$\vartheta_{M1} = 118^\circ\text{C}$$

$$\vartheta_{\text{flint},T} = 50^\circ\text{C}$$

12) 最小安全系数 取:  $S_{B\text{min}} = 1.5$ , 则

$$\text{积分温度 } \vartheta_{\text{int}} = \vartheta_M + C_2 \vartheta_{\text{flint},T} = 83.76 + 1.5 \times 28.29 = 126.195^\circ\text{C}$$

其中:

$$\begin{aligned} \text{L点瞬时温升: } \vartheta_{\text{flint}} &= \mu_m X_M X_{BE} \frac{W_f^{0.75} \cdot y^{0.5}}{(a')^{0.25}} \cdot \frac{1}{X_O X_C} \\ &= 0.0459 \times 60 \times 0.1865 \times \frac{11199.75 \times 67.570.9}{5500.25 \times 1 \times 1.138} \\ &= 110.139^\circ\text{C} \end{aligned}$$

$$\text{积分平均温升: } \vartheta_{\text{flint}} = \vartheta_{\text{flint}} X_\varepsilon = 110.139 \times 0.2569 = 28.29^\circ\text{C}$$

$$\begin{aligned} \text{本体温度: } \vartheta_M &= (\vartheta_{O_1} + C_1 \vartheta_{\text{flint}}) \cdot X_S = (57 + 0.7 \times 28.29) \times 1.2 \\ &= 83.76^\circ\text{C} \end{aligned}$$

$$\text{胶合温度 } \vartheta_{\text{int},T} = \vartheta_{M1} + C_2 \cdot X_H \cdot \vartheta_{\text{flint},T} = 118 + 1.5 \times 1 \times 50 = 193^\circ\text{C}$$

$$\text{计算安全系数 } S_B = \frac{\vartheta_{\text{int},T}}{\vartheta_{\text{int}}} = \frac{193}{126.195} = 1.53$$

由以上计算结果可知,  $S_B > S_{B\text{min}}$ , 故胶合承载能力校核通过。

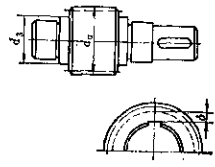
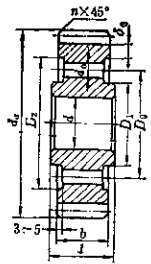
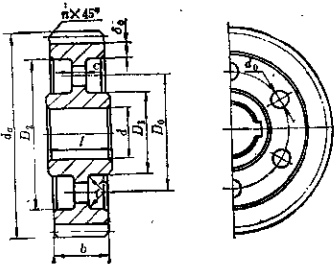
## 第6章 齿轮结构和工作图

### 1 齿轮结构

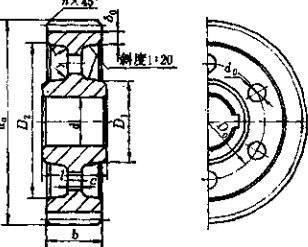
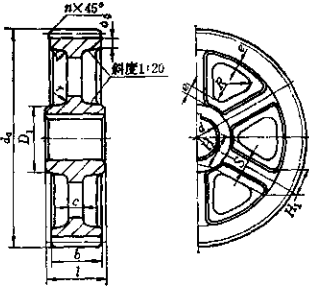
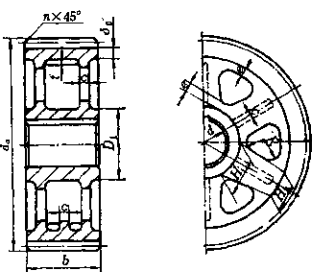
齿轮结构型式和尺寸见表2.6-1,



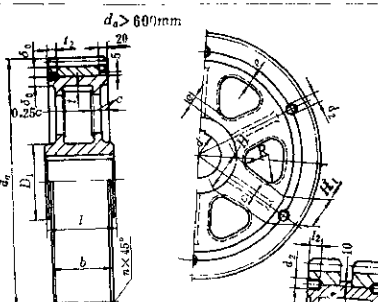
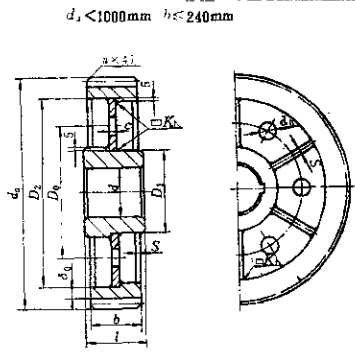
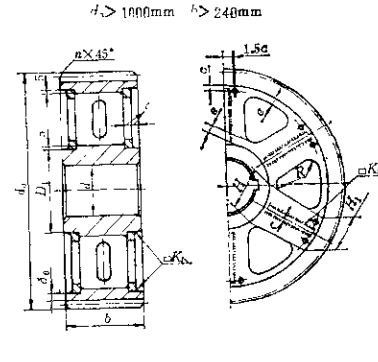
表2.6-1 齿轮结构

序号	名称	结构型式	结构尺寸 (mm)
1	齿 轮 轴		$d_a < 2d$ 或 $\delta < 2.5m_n$
2	锻 造	$d_a \leq 200\text{mm}$ 或 $d_a \leq 400, \psi_0 \leq 0.2$ 	$D_1 = 1.8d; d_0 = 0.2(D_2 - D_1)$ $1.5d > r \geq b$ $d_0 = 2.5m_n$ , 但不小于8 $D_0 = 0.5(D_2 + D_1)$ 当 $d_0 < 10$ 时可不作孔 $r = 0.5m_n$
3	齿 轮	$d_a \leq 500$ 	$d_0 = (2.5 \sim 4)m_n$ , 但不小于8 $d_0 = 0.25(D_2 - D_1)$ $D_0 = 0.5(D_2 + D_1)$ $c = 0.3b$ (自由齿) $c = 0.2b$ (模锻) 但不小于8 $r \approx 0.5c; r = 0.5m_n$

(续)

序号	名称	结构型式	结构尺寸 (mm)
4	铸	<p><math>d_o \leq 500\text{mm}</math></p> 	<p><math>D_1 = 1.6d</math> (铸钢)  <math>D_1 = 1.8d</math> (铸铁)  <math>\delta_0 = (2.5 \sim 4)m_n</math> 但不小于8  <math>D_0 = 0.5(D_1 + D_2)</math>  <math>c = 0.2b</math> 但不小于10  <math>d_0 = (0.25 \sim 0.35)(D_2 - D_1)</math>  <math>r \approx 0.5c</math>  <math>n = 0.5m_n</math></p>
5	造 齿	<p><math>d_o = 400 \sim 1000\text{mm}</math>  <math>b \leq 200\text{mm}</math></p> 	<p><math>D_1 = 1.6d</math> (铸钢)  <math>D_1 = 1.8d</math> (铸铁)  <math>1.5d &gt; l \geq b</math>  <math>\delta_0 = (2.5 \sim 4)m_n</math>, 但不小于8  <math>H = 0.3d</math> (铸钢)  <math>H = 0.3d</math> (铸铁)  <math>H_1 = 0.8H</math>  <math>c = 0.2H</math>, 但不小于10  <math>e = (0.8 \sim 1)\delta_0</math>  <math>S = 0.8c</math>, 但不小于10  <math>n = 0.5m_n</math>; <math>r \approx 0.5C</math>  <math>R</math> 由结构确定</p>
6	轮	<p><math>d_o &gt; 1000\text{mm}</math>  <math>b &gt; 200\text{mm}</math> (上半部)  <math>b &gt; 600\text{mm}</math> (下半部)</p> 	<p><math>D_1 = 1.6d</math> (铸钢)  <math>D_1 = 1.8d</math> (铸铁)  <math>\delta_0 = (2.5 \sim 4)m_n</math>  <math>H = 0.8d</math> (铸钢)  <math>H = 0.9d</math> (铸铁)  <math>H_1 = 0.8H</math>  <math>c = 0.2H</math>  <math>e = (1 \sim 1.2)\delta_0</math>  <math>t = 0.8e</math>; <math>n = 0.5m_n</math>  <math>R</math> 由结构确定</p>

(续)

序号	名称	结构型式	结构尺寸 (mm)
7	镶面 齿轮		$D_1 = 1.5d$ (铸钢) $D_2 = 1.8d$ (铸铁) $1.5d > l \geq b$ $\delta_0 = 4m_n$ , 但不小于15 $c = 0.15c$ $\epsilon = 0.8\delta_0$ $H = 0.8d$ $l_1 = 0.8H$ $d_2 = (0.05 \sim 0.1)d$ $l_2 = 3d_2$ $t = 0.8r$ 当 $b > 300$ 时, 采用双齿圈
8	埋 接 齿		$D_1 = 1.6a$ $1.5d > l \geq$ $\delta_0 = 2.5m_n$ , 但不小于8 $D_0 = 0.5(D_2 + D_1)$ $d_0 = 0.25(D_2 - D_1)$ , 当 $d_0 < 10$ 时 不必钻孔 $c = (0.1 \sim 0.15)b$ , 但不小于8 $S = 0.8c$ ; $n = 0.5m_n$ $K = 0.67c$
9	齿 轮		$D_1 = 1.6d$ $\delta_0 = 2.5m_n$ , 但不小于8 $H = 0.8d$ , $H_1 = 0.8H$ $c = (0.1 \sim 0.15)b$ , 但不小于8 $\epsilon = 0.2d$ $n = 0.5m_n$ $K = 0.67c$

(续)

序号	名称	结构型式	结构尺寸(mm)
10	开分齿轮	$d_a > 1000\text{mm}$ $b > 200\text{mm}$ 	$D_1 = 1.3d$ $1.5d > l > b$ $\delta_0 = (4 \sim 5)m_n$ $H = 0.3d$ $H_1 = 0.3H$ $H_2 = (1.4 \sim 1.6)H$ $H_3 = 0.3H_2$ $c = 0.2b$ $S = 0.8c$ $S_1 = 0.75c$ $c = 1.5\delta_0$ $n = 0.5m_n$ 1. 轮辐数向齿数取偶数 2. 联接螺栓直径 $= 0.11d + (5 \sim 8)$

- 注: 1. 为便于装型, 小轮齿宽应比大轮宽5~10mm, 或 $2m_n$ 。  
 2. 锥面齿轮的齿形与铸钢轮芯的配合推荐采用H7/s6(或H7/u7), H7/s7(或H7/u7)。  
 3. 焊接齿轮仅限于用在承载不大的不重要的传动, 通常齿圈用35钢或45钢; 轮芯、腹板用铸铁用-3; 电焊条为T42。用滚刀切削人字齿时, 中间退刀槽尺寸见表2.6-2。

表2.6-2 滚切人字齿轮的退刀槽 $b'$ (Q/ZB135-73)

$m_n$	$\beta$					$m_n$	$\beta$			
	25°	30°	35°	40°	25°		30°	35°	40°	
	$b'_{\min}$						$b'_{\min}$			
4	46	50	52	54	18	164	175	184	192	
5	56	59	62	64	20	186	196	203	218	
6	64	66	72	74	22	200	212	224	234	
7	70	74	78	82	25	215	230	240	250	
8	78	82	86	90	28	236	252	266	278	
9	84	90	94	98	30	246	260	276	290	
10	94	100	104	108	32	268	280	297	320	
12	118	124	130	136	36	284	304	322	335	
14	130	138	146	152	40	320	330	350	370	
16	148	158	165	174						

## 2 齿轮工作图

齿轮工作图见图2.6-1。

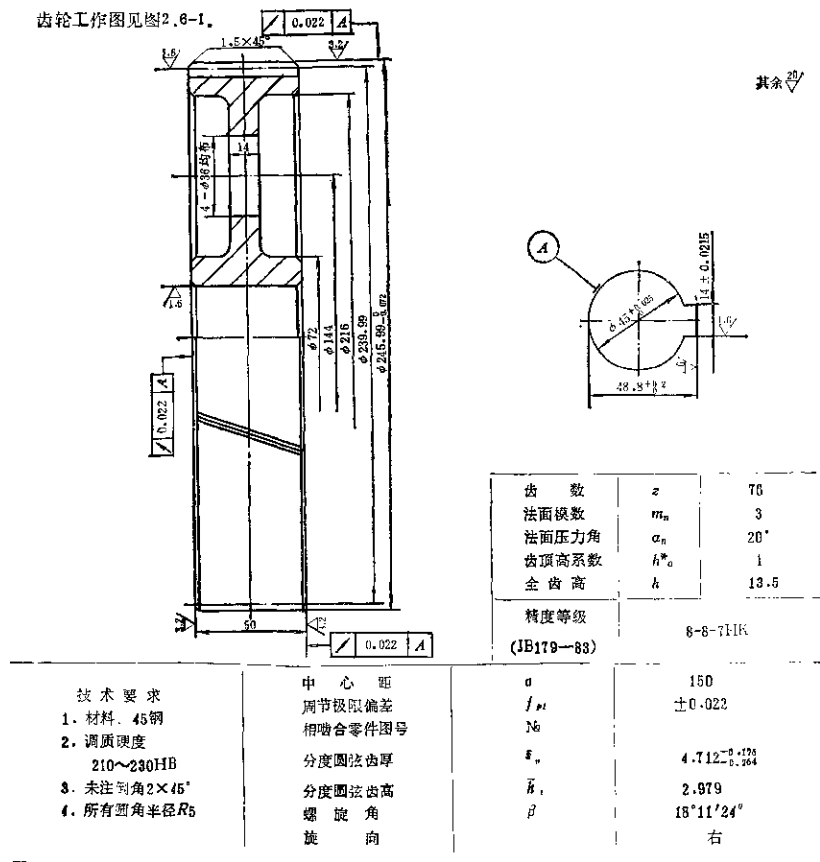


图2.6-1 齿轮零件工作图示例

## 第7章 轮齿变形和修形计算

随着齿轮传动研究和齿轮制造技术水平的提高, 齿轮的修形技术有了很大的发展。齿形和齿向修形得到了广泛地应用。通过修形明显地改善了齿轮运转的平稳性, 降低了齿轮的噪声和振动, 提高

了齿轮的承载能力, 延长了齿轮的使用寿命, 给齿轮制造厂带来了很大的经济效益。

试验研究证明, 齿轮轮齿由于不可避免的制造和安装误差、轮齿的弹性变形、扭转变形、热变形

等因素,使齿轮在啮合过程中,会产生冲击、振动和偏载。如仅考虑依靠提高齿轮制造和安装精度改善齿轮的运转质量,必然会增加齿轮的制造成本,所以,近一二十年来,以瑞士MAAG公司为代表的齿轮制造厂商,大力开发“轮齿变形研究”和“轮齿修形”技术,取得了越来越大的技术经济效益。本章主要介绍这方面的基本思路和作法。

试验证明,当轮齿在进入啮合和脱离啮合区时,由于轮齿误差和受载变形引起角速度的脉动变化而产生冲击和噪声,这种现象的产生,即使是制造精度很高的齿轮也是难以避免的。过去人们总是力求使轮齿的精度尽可能地接近理论齿形,实践证明,在高速大功率传动时,符合理论齿形的轮齿反而不能满足要求。采用齿顶和齿根修缘、齿向修形(鼓形齿、螺旋线修形)后,有效地改善了轮齿的啮合性能,使齿宽载荷均匀,提高了承载能力。

齿顶、齿根或两端的修形量,一般并不大(通常在 $0.0007\sim 0.03\text{mm}$ 之间),但效果是很大的。由于修正量很小,要求齿轮的制造误差要低于齿形修正量才能取得改善啮合条件的实际效果。

本章主要介绍渗碳淬火磨齿齿轮的修形方法,其精度相当于AGMA14~15级精度以上。

### 1 直齿和斜齿齿轮啮合特点

当一个齿轮的轮齿进入啮合区时,对于直齿轮,其受载荷情况是,轮齿的数量是从两对过渡到一对,然后再从一对变回到两对,即在啮合过程中,是一对和两对轮齿交替工作。对于斜齿齿轮,由于有轴向重合度,使啮合轮齿对数增加,啮合平稳性要比直齿轮好,所以在同等条件下,斜齿轮的修形量要小于直齿齿轮的修形量。

### 2 直齿齿轮的齿面受载特性

如图2.7-1所示,当直齿轮啮合时,其接触是由一对和两对轮齿交替地进行工作。如以实际的啮合线作为横坐标,则沿垂直于该啮合线的纵坐标描绘齿面载荷值,在AB段和CD段有两对轮齿受载,在BC段则仅有一对轮齿受载。AC段和BD段等于基节 $p_0$ 。对于绝对精确的刚性齿来说,在双对齿啮合区中,载荷正好为单对齿啮合区中的一半,如由曲线AFGHIKLD所示。但由于轮齿接触点上的局部变形,以及轮齿本身的剪切和弯曲变形,其载荷曲线就变为近似于AMNHIOPD所示。在开始啮合

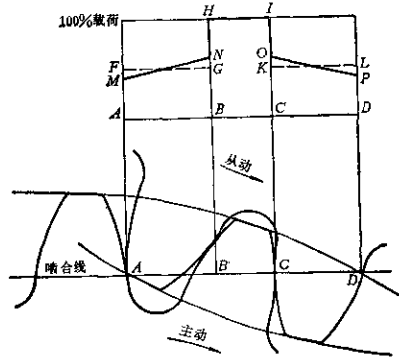


图2.7-1 标准渐开线直齿轮齿面载荷分布

的A点承受约40%的载荷,在从双对齿啮合转入单对齿啮合的搭接处载荷上升到大约60%,通过啮合的中间区域时承受100%的载荷,然后经交替啮合的60%,当脱离啮合时再次又降到40%的载荷。

### 3 啮合冲击和减轻冲击的措施

当轮齿具有多种误差时,他们的载荷特性曲线是变化的。特别是轮齿刚性较大时,即使是微小的误差也会产生很大的影响,在两对轮齿啮合相互交替时轮齿的弹性变形。如图2.7-2所示,由于轮齿

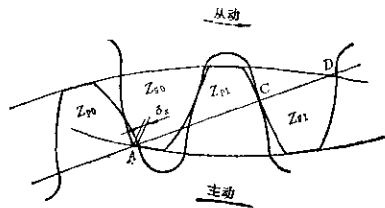


图2.7-2 受载后标准渐开线齿面干涉

的弹性变形会导致一个齿轮相对另一个齿轮的转动,这种现象可用沿着啮合线上的一个位移量 $\delta_s$ 表示。

对于直齿齿轮,  $\delta_s$ 为

$$\delta_s \approx 5 \times 10^{-3} W_g \quad (2.7-1)$$

式中  $\delta_s$ ——位移量,单位为 $1/10000\text{in}$ ;

$W_g$ ——沿啮合线方向的单位法向载荷,  $\text{lb/in}$ 。

如图2.7-2所示,当轮齿不进行修形时,由于从动齿轮 $Z_{s0}$ 的共轭齿廓沿啮合线移动 $\delta_s$ ,从而导致已进入啮合的一对齿 $Z_{g1}$ 和 $Z_{g2}$ 弹性变形,于是产生啮合冲击,因为这时接触点发生位移了。

减轻这种啮合冲击的途径可采取以下几点:①严格控制齿形和相邻节距差;②尽可能使端面重合度 $\epsilon_a$ 大一些;③如图2.7-3所示,使主动齿轮的基节值大于从动齿轮的基节值,但其基节差值不能太大,要控制在 $0.004\text{mm}$ 以内;④对齿形进行修形,齿顶或齿根修缘,使轮齿的啮合从修缘区平滑地过渡到理论的渐开线齿形区。

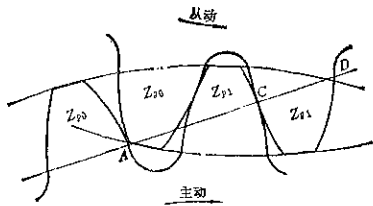


图2.7-3 加大主动齿轮基节以减轻啮合冲击

#### 4 直齿齿轮齿形修形原理

如图2.7-4所示,对于未修形的直齿齿轮,其载荷是按 $AMNH\ IOPD$ (图b)的曲线变化的。如对轮齿进行适当的修形后,其载荷按 $AH\ I\ D$ (图b)曲线变化。当然,这是一种理想的情况,是假定将齿顶修去一个等于 $\delta_s$ 的量,则载荷就会从未修形时的 $M$ 值减小到零的量,修缘范围为 $AB_1$ 和 $C_2D$ 时,其力场 $R_1$ 表示随着新的齿对进入啮合,实际载荷减小了。由于总的外载荷不变,所以先进入啮合的一对轮齿受的力场 $E_1$ 所示较大的载荷。这样的载荷谱说明,经过修形后在单对齿和双对齿啮合交替过程中,冲击载荷降低,使运转趋于平稳,减小了噪声和振动。

由图2.7-4知,对于直齿渐开线齿轮修正的一般作法是:1)沿啮合线相距等于基节的段不修形,啮入端和啮出端修形长度相等;2)修形可以是一对齿轮的齿顶修缘,也可以单个齿轮齿顶和齿根同时修缘,与之相配的另一齿轮不修形,这种方案,在制造成本上,经济效益往往要大些;3)修形量的大小取决于齿轮的受力 $W_g$ 的大小和精度的高低,对于非常精密的齿轮,修形量的最小值 $\delta_s$ 按式(2.7-

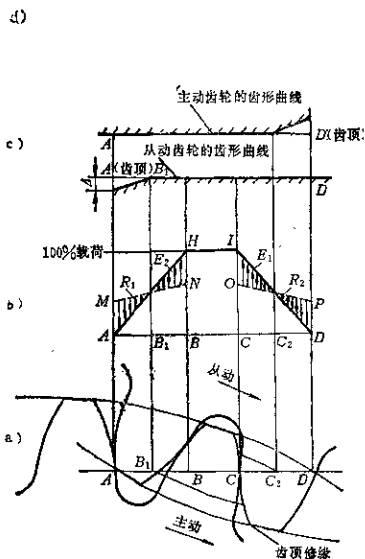


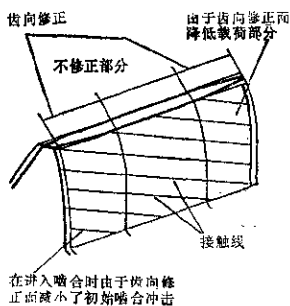
图2.7-4 载荷分布和齿形修形

1)计算。

#### 5 斜齿轮的齿面受载特性

如图2.7-5所示,斜齿轮的啮合,其接触线是从纵向一端切入,具有轴向重合度,在同等情况下总重合度比直齿大,所以采用斜齿轮时,运转比较平稳,承载能力比直齿高。

斜齿轮传动,由于有更多的齿数对参加啮合,



在啮入啮合时由于齿向修正而减小了初始啮合冲击

图2.7-5 斜齿轮的接触线

$$\left. \begin{aligned} \text{公差下限 } \Delta_{10} &= 2 + 2.8W \times 10^{-3} \\ \text{公差上限 } \Delta_{10} &= 5 + 2.8W \times 10^{-3} \\ \text{在轮齿啮合终点} \\ \text{公差下限 } \Delta_{20} &= 0 + 2.8W \times 10^{-3} \\ \text{公差上限 } \Delta_{20} &= 3 + 2.8W \times 10^{-3} \end{aligned} \right\} (2.7-3)$$

式中  $W$ ——单位齿宽载荷, lb/in;  
 $\Delta$ ——修形量, 1/10000in。

大功率、高速轴齿轮的平均温度要比大齿轮高, 导致基节差为

$$\Delta p_b = p_b \Delta \theta \alpha \quad (2.7-4)$$

式中  $\Delta p_b$ ——基节差;  
 $p_b$ ——基节;  
 $\Delta \theta$ ——轴齿轮和大齿轮的温度差;  
 $\alpha$ ——热膨胀系数。

### 7 影响轮齿沿齿宽载荷分布的因素

轮齿在载荷作用下会产生弹性变形; 齿轮轴在轮齿载荷下将产生弯曲、扭转和剪切变形; 高速度运转的齿轮, 由于离心力而引起变形; 在高速重载情况下, 各个齿轮受到不均匀的加热, 导致轮齿的热变形, 这些变形都会引起沿轮齿齿宽方向的载荷分布不均。

由于润滑油从一端流向另一端, 斜齿齿轮齿的最热部分在齿宽方向是变化的。因此, 对于减速齿轮, 由于温度差引起基节差在啮合时使轮齿间载荷分布不均匀。如图2.7-8所示, 当进入啮合时的齿对承载最大。如果是增速齿轮, 其方向与减速情况相反。

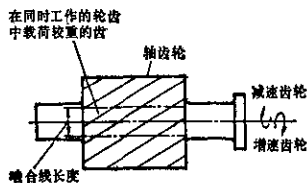


图2.7-8 轴齿轮和大齿轮间温度差的影响

### 8 直齿和斜齿齿轮齿向修形的计算

一般情况下, 主要考虑轴齿轮的弹性变形。如图2.7-9所示, 轴齿轮变形是在一个和节圆圆柱体相切的平面内确定的。轮齿的载荷 $W$ 也就作用在此平面内, 并假定是均匀地分布在整个齿宽上, 其值相当于运行载荷按要求的最佳载荷分布值。

总的轴齿轮变形是由弯曲(曲线1)和扭转

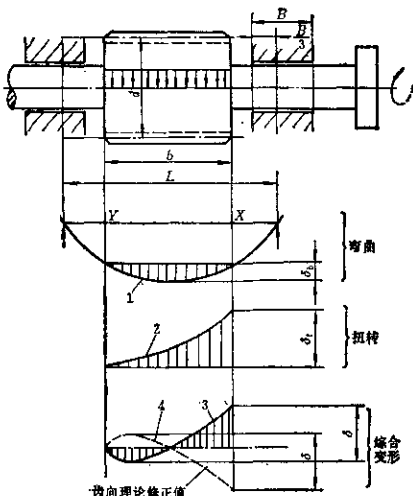


图2.7-9 轴齿轮变形和齿向修形  
 (曲线2)合成后的综合变形(曲线3)。

为了补偿在预定载荷 $W$ 下的弹性变形, 齿向修形必须如曲线4的形状。它正好和综合变形曲线相反。

如图2.7-9所示的对称安装的轴齿轮, 其最大弯曲变形 $\delta_b$ 为

$$\delta_b = \frac{2}{E\pi} W k^4 \left( \eta - \frac{7}{12} \right) \quad (2.7-5)$$

式中  $W$ ——单位齿宽载荷, lb/in;  
 $k$ ——齿宽与节圆直径的比值,  $b/d$ ;  
 $\eta$ ——轴承跨度与齿宽的比值,  $L/b$ ;  
 $E$ ——弹性模量。

变形曲线近似于圆形,  $\delta_b$ 最大值在轮齿中段, 压力角的影响较小, 可以忽略不计。

如假定载荷沿齿宽均布, 则齿宽段的最大扭转变形为

$$\delta_t = \frac{4}{G\pi} W K^2 \quad (2.7-6)$$

式中  $G$ ——切变模量。

其他符号意义同式(7-6)。

扭转变形曲线呈抛物线形状, 其起点在远离联轴轴一端。

为了确定轴齿轮的综合变形量 $\delta$ , 可用图2.7-10的曲线。基于下面的数据, 它作成齿宽与节径比 $K$ 的函数, 并绘成曲线。



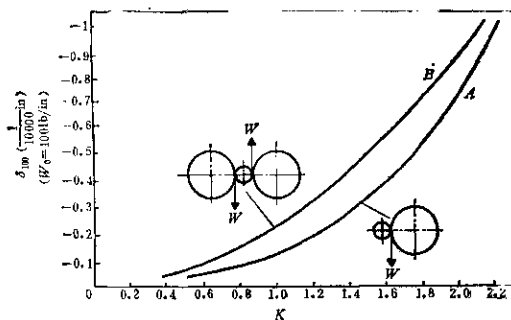


图2.7-10 单位载荷 $W_0=100\text{lb/in}$ 时轴齿轮的变形

曲线A表示轴齿轮和一个大齿轮啮合，轴齿轮为对称安装（如图2.7-9所示），轴承跨度与齿宽比 $\eta=1.7$ ，单位齿宽载荷 $W_0=100\text{lb/in}$ ，对于任何载荷，最大综合变形量 $\delta$ 为

$$\delta = \delta_{100} \cdot \frac{W}{100} \quad (2.7-7)$$

$\delta$  的单位为  $\frac{1}{10000}\text{in}$ 。

曲线B表示轴齿轮与 $\angle 180^\circ$ 安置的两个大齿轮啮合（如图2.7-10所示），每个啮合处单位载荷 $W_0=100\text{lb/in}$ ，最大综合变形量 $\delta$ 仍可用式(2.7-7)计算，但必须注意的是 $W$ 仅指在一个啮合处的单位齿宽载荷。

对于轴齿轮综合变形 $\delta$ 不超过 $0.039\text{in}$ 时，可按图2.7-11和图2.7-12所示的经验值计算。

修形量根据综合变形计算出，并规定相应的公差限，供制造和检验用。

单个啮合齿轮的齿向修形量（图2.7-11）为

$$\left. \begin{array}{l} \text{联轴器端: 公差下限 } \Delta X_a = \delta \\ \text{公差上限 } \Delta X_a = \delta + 2 \\ \text{自由端: 对于 } K \leq 1 \quad \Delta Y = 0 \\ \text{对于 } K > 1 \quad \text{公差下限 } \Delta Y = 0, 3\delta \\ \text{公差上限 } \Delta Y = 0, 3\delta + 2 \end{array} \right\} (2.7-8)$$

$\Delta$  的单位为  $1/10000\text{in}$

双啮合齿轮的齿向修形量（图2.7-12）为

$$\left. \begin{array}{l} \text{轴轴器端: 公差下限 } \Delta X_a = \delta \\ \text{公差上限 } \Delta X_a = \delta + 2 \\ \text{自由端: } \Delta Y = 0 \end{array} \right\} (2.7-9)$$

### 9 算例

【例1】如图2.7-13所示柴油机螺旋桨轴之

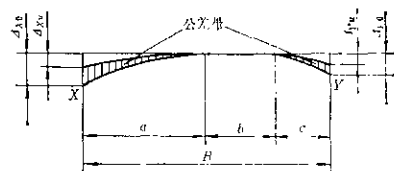


图2.7-11 单个啮合的轴齿轮齿向修形

	$K < 1$	$K > 1$
a	$\approx \frac{1}{2} B$	$\approx \frac{1}{2} B$
b	$\approx \frac{1}{2} B$	$\approx \frac{1}{3} B$
c	0	$\approx \frac{1}{6} B$

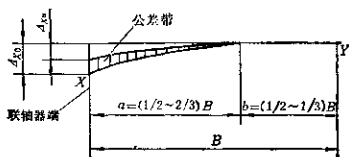


图2.7-12 双啮合轴齿轮的齿向修形

间的船用减速齿轮，已知：

最大功率  $P=3600\text{PS}$ ，转速  $1640/739\text{r/min}$ ，轴齿轮直径  $d=8.8\text{in}$ ，

齿宽  $b=10.2\text{in}$ ；单位齿宽载荷  $W=3200\text{lb/in}$ ；

载荷系数  $k=560\text{lb/in}$ ，螺旋角  $\beta=10^\circ$ ，径节  $P=$

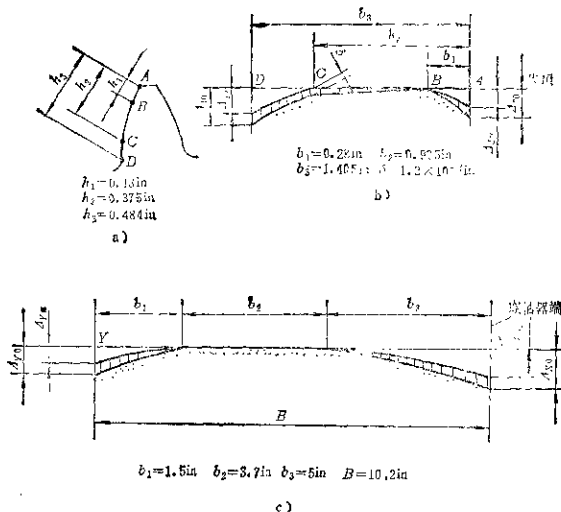


图2.7-13 轴齿轮修形(修形量以1/10000in为单位)

3.85; 齿轮为渗碳、淬硬并磨齿。

综合变形

解: (1) 齿形修形量的确定

按式(2.7-3)计算修形量

$$\Delta_{10} = 2 + 2.8 \times 10^{-3} W = 11/10000 \text{ in}$$

$$\Delta_{10} = 5 + 2.8 \times 10^{-3} W = 14/10000 \text{ in}$$

$$\Delta_{20} = 0 + 2.8 \times 10^{-3} W = 9/10000 \text{ in}$$

$$\Delta_{30} = 6 + 2.8 \times 10^{-3} W = 12/10000 \text{ in}$$

轴齿轮的齿形曲线见图2.7-13b, 它是根据图2.7-6推荐的数据绘制的, B点和C点间的渐开线齿形部分的偏差值公差为2/10000in。

(2) 齿向修形量的确定

根据内轮宽径比  $K=10.2/8.3=1.23$ , 由图7-10曲线A查得  $\delta_{100}=0.2/10000in$ , 按式(2.7-7)求

$$\delta = \frac{W}{100} \cdot \delta_{100} = \frac{3200}{100} \times 0.2 = 6.4 \times 10^{-4} in$$

其修形量由式(2.7-9)计算, 修形范围同图2.7-11可得

联轴节端

$$\Delta_{Y_1} = \delta = 6.4/10000 \text{ in}$$

$$\Delta_{Y_0} = 2 + \delta = 8.4/10000 \text{ in}$$

自由端

$$\Delta_{Y_1} = 0.3\delta = 2/10000 \text{ in}$$

$$\Delta_{Y_0} = 2 + 0.3\delta = 4/10000 \text{ in}$$

齿向曲线绘在图2.7-13c上。

## 第8章 齿轮的优化设计

### 1 概述

所谓优化设计是指将设计问题经过数学抽象构造, 得其优化的数学模型, 然后按照数学规划的理论和方法, 充分使用数字计算机进行详尽的分析和

搜索, 在满足各种限制的约束条件下得到最佳的或最优的设计方案。

齿轮传动优化设计根据优化内容的不同可分为: 传动配置优化、齿形优化和参数优化。传动配置优化在传动机构的方案设计阶段是很重要的, 赋

则上它可以用多阶段决策的动态规划问题处理, 但实际上尚无较成熟的推荐。齿形优化是齿轮设计优化很重要的一个方面。目前, 生产中所常见的齿形优化设计是在选定基本齿廓的基础上优化修形量, 以补偿轮齿受载变形和制造误差。优化对象只是修形量或者若干个代表修形曲线的参数, 在处理方法上已把形状优化问题转化为参数优化问题处理。本章将只讨论齿轮传动的参数优化设计。

### 1.1 齿轮优化设计的数学模型

构造优化设计数学模型包括以下几方面内容: 确定目标函数、确定约束条件和确定设计变量。

#### 1.1.1 目标函数

对设计方案优劣的评价可归结为对某些质量或经济性指标的比较。这些用作衡量设计优劣的指标是设计对象参数的函数, 因此, 被称为目标函数。优化设计的目标就是力图使优化目标函数达到最优值(一般为最大值或最小值)。

正确选定目标函数是很重要的, 它反映了设计者的意图, 直接关系到最终的优化效果。对于既定传动载荷及传动比的一般齿轮传动, 其优化目标主要是经济性。经济性可近似地以传动重量或更简单地以传动体积来衡量, 所以, 最常选择的目标函数就是传动重量或传动体积, 使之优化为最小。但, 不同使用工作条件下的齿轮传动其优化要求的侧重有所不同, 有时可只就其侧重方面进行优化。例如, 对低速重载齿轮, 可只优化其修形, 使载荷分布尽可能均匀; 对高速传动齿轮, 可能是优化修形, 使其动态衔接性能好, 也可能是优化传动参数, 使其齿面温升最低或传动效率最高; 而对于精密的伺服机械传动则可选择传动惯量最小作为优化目标等等。

在设计齿轮传动时, 有时企图同时兼顾多项指标使之综合为最优, 这种情况称之为多个目标优化。一般说来, 这些多个目标是不会同时达到其分别按单目标优化时的最优值的, 因此, 要设法互相兼顾使之综合为最优。通常, 仍是设法将之转化为单目标优化问题处理, 常见的方法有:

1) 所选择的多个目标中, 只有一个相对比较重要, 其余只要求适当兼顾。这时, 可只将这一主要的目标列为目标函数, 而将其余次要目标函数分别给出可以接受的范围列入约束条件。例如, 主要

希望传动体积小但又希望齿顶圆最小和表面温升低。这时, 可将滑动系数和表面温升分别小于其规定值列为约束条件, 而只将传动体积列为目标函数。

2) 当所选择的多个目标都较重要时, 可将这些各个目标函数加权线性组合为一个综合目标函数, 然后按此综合目标函数进行优化, 即

$$U = \sum C_i U_i \quad (2.8-1)$$

式中,  $U$  是综合目标函数,  $U_i$  是各个单项目标函数,  $C_i$  是权系数。由于各个单项目标函数量纲不一致, 其取值范围可能相差很大, 最好都先设法转换为无量纲的相对值, 例如都除以可能取值的最大值, 使每个单项目标函数值都在 0~1 之间。权系数用以反映各个组成单项目标函数的相对重要程度。权系数的选择带有主观性, 可能需经过试取、分析优化结果、再试取的反复调整过程。

#### 1.1.2 约束条件

根据设计要求, 对齿轮参数的选择要订出一些必须满足的要求和限制, 即约束条件。约束条件通常是一些不等式和等式, 常见的有:

性能约束: 齿根应力应小于许用值; 齿面接触应力应小于许用值; 齿面温升应低于许用值;

几何约束: 齿根不得根切;  
齿顶不得变尖;  
不产生过渡曲线干涉;  
传动模数应符合标准系列。

在具体设计中还会有其他具体特殊要求和限制。约束条件都应列出其具体数学表达式。

#### 1.1.3 设计变量

设计方案最后大多可以以一组参数表示。在这些参数中, 有些事先已给定, 例如刀具角, 在优化过程中应作固定常量处理; 还有一些对所选择的目标函数没有影响, 在优化过程中可不考虑; 其他对目标函数有影响的参数就是设计变量, 需要在优化过程中优选。

对于一对标准圆柱渐开线齿轮传动, 其设计变量通常是: 法向模数  $m_n$ 、齿数  $Z$ 、螺旋角  $\beta$ 、内宽  $b$  以及材质热处理等。如果是变位内轮传动则设计变量还应包括变位系数  $x_1$  和  $x_2$ ; 如果优化对象是

齿廓修形, 则齿廓上各点的修形量便是设计变量。其中, 最后取值必须为整数或符合标准系列值的设计变量称为离散型设计变量。

在满足约束条件下, 各个设计变量可作不同方案组合, 这些方案的总和称为设计空间, 优化设计就是在设计空间中搜索寻求目标函数为最优的参数组合方案。

设计变量的多少与被优化的系统大小有关。如对于一个多级传动进行优化, 设计变量就应包括各级传动的主要参数。如果被优化对象还包括与齿轮传动有关的其他零部件(例如, 轴、轴承以及箱体), 则设计变量也要包括这些零部件的参数。一般说来, 所选择进行优化设计的系统愈大, 设计变量的数目就愈多, 求解优化的工作量也愈大, 但是, 采用优化设计可能得到的效益也会愈高。

概括说来, 优化设计问题可用下列数学模型描述:

$$\left. \begin{array}{l} \text{优选 } \mathbf{X} = (x_1, x_2, \dots, x_n) \\ \text{使得 } \left. \begin{array}{l} \min U(\mathbf{X}) \text{ 或 } \max U(\mathbf{X}) \\ \mathbf{X} \in R^n \end{array} \right\} \\ \text{满足 } \left. \begin{array}{l} g_i(\mathbf{X}) \geq 0 \quad i=1, 2, \dots, m \\ h_j(\mathbf{X}) = 0 \quad j=m+1, \dots, p \end{array} \right\} \end{array} \right\} (2.8-2)$$

## 1.2 优化问题求解

一般说来, 除了简单问题可以用解析法直接求解外, 大多数优化问题都需使用计算机选择合适的优化算法进行搜索迭代求解。搜索迭代求解的基本原理是从某一个初始设计方案 $\mathbf{X}^{(0)}$ 开始进行数值计算和分析, 根据分析得到的信息决定进一步改善目标函数的搜索方向 $d^{(0)}$ (例如最陡梯度方向或共轭方向), 然后再决定沿这个方向搜索的步长(对离散型变量应尽量选择其在定义的离散值中搜索) $\alpha^{(0)}$ , 从而可以得到一个改进设计方案:

$$\mathbf{X}^{(i+1)} = \mathbf{X}^{(i)} + \alpha^{(i)} d^{(i)} \quad (2.8-3)$$

求得 $\mathbf{X}^{(i+1)}$ 之后要检查某个事先给定的收敛准则(例如前后两次迭代结果差值小于指定值)。如不满足收敛准则, 则再以 $\mathbf{X}^{(i+1)}$ 为出发点进行分析和进一步搜索迭代, 直至得到比较满意的方案。各种不同优化算法的差异主要在于选择搜索方向和步长上的策略不同。由于离散型变量(例如模数和齿数)的选择在齿轮设计中很重要, 采用离散优化算法效果会更好。目前已有许多成熟的优化算法和参考书刊可供直接使用或借鉴。

用计算机优化得到的结果至多也只是对应于所建立的数学模型的优化, 如果所建立的数学模型有缺陷, 计算机求得的结果就不理想, 甚至不合理。有时由于所采用优化算法有效性的局限, 所求得的结果只是在设计空间局部范围内的优化解, 还不是真正的全局最优解。因此, 采用计算机进行优化设计仍然需要设计者的分析和判断, 必要时要作出适当的变动和修改才能得到比较理想的全局最优解。

## 2 以传动体积最小为目标的齿轮传动参数优化设计

### 2.1 目标函数

传动体积在反映传动经济性方面虽不如传动重量, 但它易于计算, 因此是经常被选用的目标函数。通常以齿轮分度圆柱体积之和作为传动体积。对单级传动, 目标函数为

$$\min U = V = \frac{1}{4} \pi b \left( \frac{m_n}{\cos \beta} \right)^2 (z_1^2 + z_2^2) \quad (2.8-4)$$

式中  $V$ ——大小轮分度圆柱体积之和;

$b$ ——齿宽;

$m_n$ ——法向模数;

$\beta$ ——螺旋角;

$z_1, z_2$ ——小轮和大轮齿数。

对多级传动, 总传动体积是各级传动体积之和, 即

$$\min U = V_1 + V_2 + \dots \quad (2.8-5)$$

式中  $V_1, V_2$ ——分别是各级大小轮分度圆柱体积。

### 2.2 约束条件

基本约束条件有:

齿数 $z_1$ 和齿数 $z_2$ 应为整数;

$m_n$ 值应符合国家标准系列值;

接触应力应小于许用值  $\sigma_{HP} - \sigma_H \geq 0$ ;

齿根应力应小于许用值  $\sigma_{FP} - \sigma_F \geq 0$ ;

不发生根切, 对标准齿轮  $z_1 - 17 \geq 0$ 。

对具体不同工作条件的齿轮传动可能需增加其他约束条件。例如, 对高速重载传动需要限制表面温升, 当变位系数较大时需进行齿顶不变尖、不发生过渡曲线干涉和重合度大于1的几何核校; 当结构上安排紧凑时传动齿轮不要与其他零部件发生干涉等。

应力 $\sigma_H$ 和 $\sigma_F$ 按第4章的计算式计算, 几何计

算按第2章的计算式计算,各个约束条件都要以齿轮参数的数学表达式表示。

齿数  $z$  必须为整数,故  $z$  应定义为整型量。 $m_n$  取值规定应符合标准系列,由于系列值分布不规律,可将定义的系列值按大小顺序事先储存在一个数组内,其下标序号是连续的整型量,在优化过程根据需按按下标序号搜索选取。

### 2.3 设计变量

设计齿轮传动通常要给定传递功率  $P$ 、总传动比  $i$  和其中一个轮转速。已给定参量和已被列入为标准值的参量如齿形角、齿高系数等可作为已知量输入。

对单级传动,需要优选的设计变量主要是  $m_n$ 、 $z_1$ (或  $z_2$ )、螺旋角  $\beta$  和齿宽  $b$ (或齿宽系数  $b/a$ ,  $a$ ——中心距)。如果采用变位齿轮还应包括变位系数  $x_1$  和  $x_2$ 。

对多级传动,设计变量除应包括各单级传动参数外,还应包括各级分传动比。实践和理论计算都表明传动比分配的优化是多级传动优化的关键。

### 2.4 优化搜索

齿轮优化设计属有约束非线性的混合连续和离散型变量优化问题,并无唯一的最好搜索方法。

目前已有许多成熟的优选连续设计变量的优化方法,将离散型的齿轮设计变量先按连续变量处理,在求得其连续优化值之后,将其圆整至附近定义的高散值取值,或者将连续优化值附近定义的所有离散值都计算对比之后再取值,这种方法称为拟离散法,是可行的。但有时离散最优值并不在连续最优值附近,拟离散法可能漏掉最优解。此外,齿数若不是整数,有时是没有意义的。

鉴于定义离散变量离散系列值的约束条件本身已帮助缩减了搜索范围,对于单级传动其设计变量数目本不多,还可估计出各参数优化值大致在范围,因此,可以枚举(遍数)各离散变量参数所有的可能组合方案,逐个方案计算其最优目标函数,经过对比最后选出最优方案。这个方法称为网格枚举法,是有效可行的,对于多级传动,通过估计其最优速比分配大致可能,可转化为多组多个单级传动优化,也可采取上述方法优化。

直接使离散变量沿定义的高散数值网格搜索最优值的方法称为直接离散搜索法。直接离散搜索的

搜索效果是较好的,但在编制优化程序时对离散变量的特点需特别加以考虑,现已有若干这类程序可供选用或借鉴。

### 2.5 一些研究结果和推荐

已有许多文献发表了对齿轮优化设计的研究。对于不同的具体设计要求,优化设计得到的结果不同。以下是一些有实用意义的结果:

1) 对于单级标准圆柱齿轮传动,如果设计中起支配作用的有效约束条件是接触强度条件,则对既定的载荷和传动比的传动,采用相同材质热处理按不同方案求得的传动体积基本相同(假设在这些方案中载荷系数变动不大)。

2) 对于单级标准圆柱齿轮传动,优选齿数是优化设计的重要内容。齿数多少既影响齿根应力和齿面接触应力之比,又影响在齿顶处啮合接触应力与在分度圆处啮合接触应力之比,以及与单齿啮合区开始处接触应力之比。如要求同时满足齿根弯曲强度条件,单对齿啮合区开始处接触强度以及在齿顶处的啮合接触应力(要考虑到有多对齿分摊载荷)不得超过单对齿啮合区开始处的接触应力等约束条件,经优化后选出的最优齿数与传动比的典型关系图如图2.8-1所示<sup>[1]</sup>(当载荷、材料不同时,其具体数值可能有所不同)。

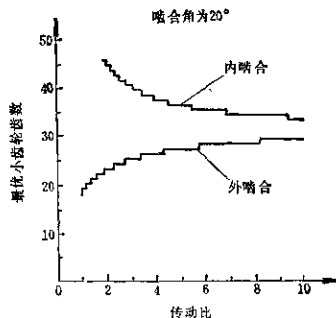
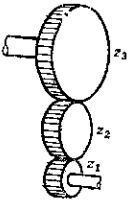
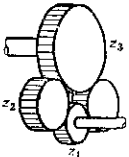
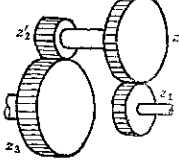
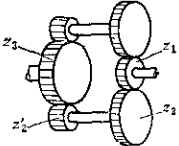
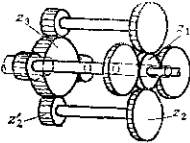


图2.8-1 最优小齿轮齿数

齿数的多少还影响在齿顶处啮合的滑动系数,因而影响在齿顶处啮合齿面的温升。文献[7]推荐,对高速重载齿轮传动,小齿轮齿数不宜少于  $20 \sim 26$ 。

表2.8-1 各种传动配置其传动体积最小的传动比分配

	传动简图	传动比分配计算式
单级有惰轮传动		$2i_1^2 + i_2^2 = i_3^2 + 1$ 式中 $i_1 = \frac{z_2}{z_1}$ $i_2 = \frac{z_3}{z_2}$
单级双支流有惰轮传动		$2i_1^2 + i_2^2 = \frac{i_3^2 + 1}{2}$ 式中 $i_1 = \frac{z_2}{z_1}$ $i_2 = \frac{z_3}{z_2}$
二级展开式传动		$2i_1^2 + \frac{2i_2^2}{(i_3 + 1)} = \frac{i_3^2 + 1}{(i_3 + 1)}$ 式中 $i_1 = \frac{z_2}{z_1}$ $i_2 = \frac{z_3}{z_2}$
二级双支流传动		$2i_1^2 + \frac{2i_2^2}{(i_3 + 1)} = \frac{i_3^2 + 1}{2(i_3 + 1)}$ 式中 $i_1 = \frac{z_2}{z_1}$ $i_2 = \frac{z_3}{z_2}$
二级四支流传动		$2i_1^2 + \frac{2i_2^2}{(i_3 + 1)} = \frac{i_3^2 + 1}{4(i_3 + 1)}$ 式中 $i_1 = \frac{z_2}{z_1}$ $i_2 = \frac{z_3}{z_2}$

3) 对多级传动, 传动比的优化分配是传动优化的关键。如果在设计计算中起支配作用的有效约束是接触强度条件, 则当各级许用接触应力相同且不计载荷系数变动因素的影响时, 各种传动配置方案其传动体积为最小的最优传动比分配计算式如表 2.8-1 所列。

表 2.8-1 所列传动比计算式都是高次方程, 图 2.8-2 和图 2.8-3 是按这些方程计算结果绘制的线图, 已知总传动比  $i_{\Sigma}$  可从线图查出对应的最优第一级传动比  $i_1$ 。

图 2.8-4、图 2.8-5 和图 2.8-6 分别表示在许用

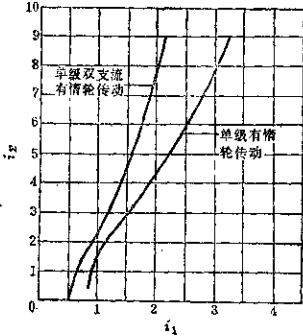


图 2.6-2 单级有惰轮传动其传动体积最小的传动比分配

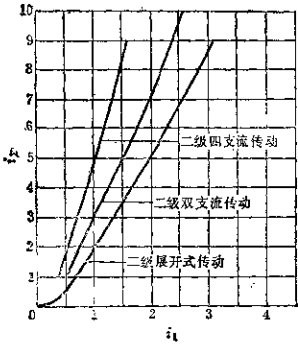


图 2.8-3 二级传动其传动体积最小的传动比分配

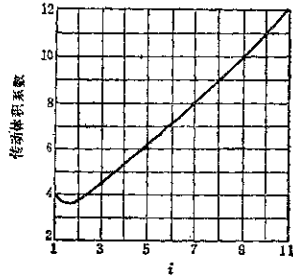


图 2.8-4 单级传动的传动体积与传动比关系

接触应力相同和输出扭矩相同条件下, 单级、二级和三级传动其传动体积与最后一级传动比的关系<sup>[8]</sup>。这些线图可用以帮助选择最优传动比及估算其传动体积相对大小。对单级传动, 当传动比由 4 增大到 10, 由图 2.8-4 查出其传动体积系数可知, 其传动体积变化比值为 5.4:11。总传动比  $i_{\Sigma}=10$  的二级传动, 由图 2.8-5 可知其第二级最优传动比为  $i_2=3$ , 传动体积系数为 6, 其传动体积与同样传动比的单级传动的传动体积相比, 比值为 6:11。对总传动比  $i_{\Sigma}=63$  的三级传动, 由图 2.8-6 可知, 其最后一级最优传动比为  $i_3=3.05$ , 其传动体积系数为 6.7;

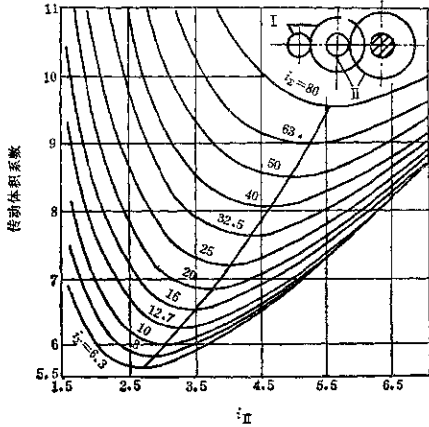


图 2.8-5 二级传动的传动体积与传动比关系

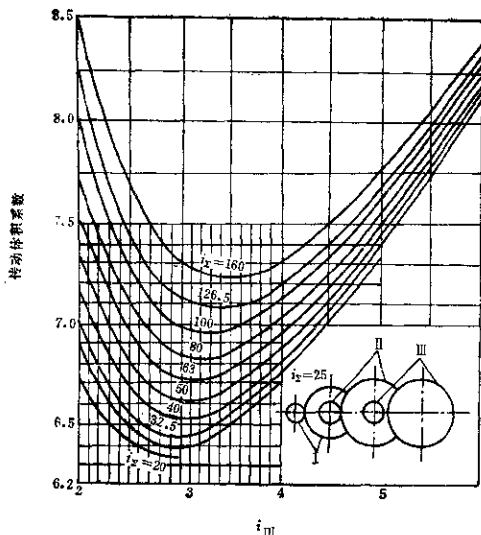


图2.8-5 三级传动的传动体积与传动比关系

其中间一级传动可视为  $i_2 = \frac{63}{3.06}$  二级传动的第二级，可按线图2.8-5选取其最优传动比。总传动比为  $i_2 = 63$  的二级传动其传动体积系数是9，与相同传动比的三级传动相比，相对体积的比值是9:6.7。

### 3 以传动等效转动惯量最小为目标的齿轮传动优化设计

各种伺服机构中广泛应用着齿轮传动。对伺服机构的主要要求是被驱动的执行元件能迅速地追随驱动力矩的变化作出响应，产生预期的动作，即要求整个机构的等效转动惯量为最小。齿轮传动本身的转动惯量是整个系统等效转动惯量组成部分之一；齿轮的传动比又直接关系到不同转速轴之间转动惯量和作用力矩的转化。因此，应对其中的齿轮传动进行优化设计。

#### 3.1 目标函数

根据性能要求，可取单位驱动力矩作用产生的执行元件角加速度最大作为目标函数，即

$$\max U = \frac{e_{执}}{T_{驱}} \quad (2.8-6)$$

式中  $e_{执}$ ——执行元件的角加速度，  
 $T_{驱}$ ——驱动力矩。

对图2.8-7所示单级传动伺服传动机构，设  $\Theta_{驱}$ 、 $\Theta_p$ 、 $\Theta_{执}$ 、 $\Theta_G$  分别是驱动元件、驱动齿轮、执行元件和从动齿轮的转动惯量； $i = \frac{\omega_{驱}}{\omega_{执}}$  是传动比，其目标函数为

$$\max U = \frac{e_{执}}{T_{驱}} = \frac{i}{(\Theta_{驱} + \Theta_p) \cdot i^2 + (\Theta_{执} + \Theta_G)}$$

(2.8-7)

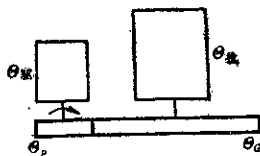


图2.8-7 伺服传动机构

#### 3.2 最优传动比

在实际设计中，给定的已知参数及工作条件要



求有多种可能, 需要按照具体情况列出所有的约束方程求解。对各种情况, 传动比都是最主要的需要优选的参数。

对图 2.8-7 所示机构, 如设各转动惯量为常量, 则只有传动比是设计变量。将目标函数对  $i$  求导数并令其为零可解出最优传动比  $i_{opt}$

$$i_{opt} = \sqrt{\frac{\Theta_{执} + \Theta_G}{\Theta_{驱} + \Theta_P}} \quad (2.8-8)$$

其相应的角加速度为:

$$\epsilon_{opt} = \frac{T_{驱}}{2\sqrt{(\Theta_{驱} + \Theta_P) \cdot (\Theta_{执} + \Theta_G)}} \quad (2.8-9)$$

当  $i$  取值不等于最优值时,  $\epsilon_{执}$  的相对变化见图 2.8-8。

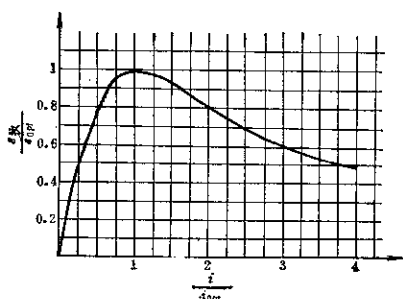


图 2.8-8  $\epsilon_{执}$  的相对变化

实际上, 按不同传动比方案设计得的齿轮传动其  $\Theta_P$  和  $\Theta_G$  是不相同的。如果齿轮的转动惯量与驱动元件和执行元件的转动惯量相比不是太小就应当考虑到这些变化。在许多实际设计中, 主动齿轮的外廓尺寸已根据强度要求以及结构可能取为尽可能小的定值, 即  $\Theta_P$  为定值, 只有  $\Theta_G$  随传动比而变。由于转动惯量与直径的 4 次方成正比, 因此, 可近似取  $\Theta_G = \Theta_P \cdot i^4$ , 将以上关系代入目标函数计算式 (2.8-7) 中, 将目标函数对  $i$  求导数并令其为零, 可导出  $\Theta_P$  为定值的最优传动比计算式

$$3\Theta_P i^3 i_i + (\Theta_{驱} + \Theta_P) i_{opt}^2 - \Theta_{执} = 0 \quad (2.8-10)$$

这是一个四次代数方程, 可采用试算法数值求解。即先任意估取一传动比试算值代入方程式计算, 如果方程左方计算结果大于零, 则改取一较小新试算值代入计算; 如果计算结果小于零, 则改取另一稍大新试算值代入计算。通过试算逐次逼近求解。

## 4 以传动载荷分布尽可能均匀为目标齿形优化

### 4.1 载荷分布计算

在任意啮合位置, 将同时接触线 (可能有数对齿同时接触) 分为  $N$  个小区, 将每段内载荷集中在小段中点。设  $K$  为其中任意一点, 在  $K$  点处受载前沿法向初称为  $f_{i0}$  (初载系由修形量和制造及装配误差组成), 受载后终称为  $f_{KF}$ , 受载为  $F_K$ 。

可建立如下受力平衡条件、受力前后变形协调条件和接触特性条件:

$$\left. \begin{aligned} \sum_{K=1}^N F_K &= F_{bN} \\ -\sum_{j=1}^N C_{JK} \cdot F_j + r_b \cdot \theta + f_{KF} &= f_{K0} \quad K=1, \dots, N \\ F_K \text{ 与 } f_{K0} \text{ 其中一项必须为零} \end{aligned} \right\} (2.8-11)$$

式中  $F_{bN}$ ——轮齿法向力;  
 $C_{JK}$ ——柔度系数, 在  $j$  点作用单位力引起  $K$  点处的变形位移;  
 $r_b$ ——基圆半径;  
 $\theta$ ——因变形引起齿轮整体附加转角。

以上共有  $2N+1$  个条件, 可以解出  $N$  个  $F_K$ 、 $N$  个  $f_{KF}$  和  $\theta$  的数值。计算精度主要取决于能否精确计算柔度系数数值。

### 4.2 齿形优化数学模型

#### 4.2.1 目标函数

欲使载荷分布均匀亦即使单位接触线上载荷的最大值为最小, 即

$$\min W_{max}$$

#### 4.2.2 设计变量

受目前加工方法的限制, 齿面上各点的修形量不能任意调节, 即使同时作端面修缘修形和齿向修形, 齿形曲线在各个端面内还是相同的, 如只作齿向修形, 同一端面内各点修形量相同, 设计变量可有如下选择:

- 1) 直接取各离散端面修形量为设计变量,

2) 预先假设齿向齿廓曲线为某个曲线, 例如二次代数曲线或三次样条函数, 取其方程的待定系数为设计变量, 如取二次代数方程曲线, 则 \$K\$ 点齿廓面处修形量为

$$C_K = Ax_K^2 + Bx_K + C$$

式中, \$x\_K\$ 是从基准侧端面到 \$K\$ 点端面的距离, \$A\$、\$B\$、\$C\$ 是系数, 即设计变量。

#### 4.2.3 约束条件

计算载荷分布的计算式即约束条件, 设经过修形后, 沿接触线全部接触, 则计算式中各点接触力为零, 即 \$f\_{Kl} = 0\$。但, 不同啮合位置的同时接触线其总长及在齿面上的位置是不同的, 且斜齿轮啮合时其接触线还是倾斜的。按不同啮合位置优化修形, 对同一端面求得的最佳修形量是不相同的, 为兼顾不同啮合位置的要求, 应选数个啮合位置建立约束条件。

如取修形曲线为二次代数曲线, 按三个位置建立约束条件, 其数学模型为

优选 \$A\$、\$B\$、\$C\$

使得 \$\min W\_{\max}\$

满足约束

$$\left. \begin{aligned} \sum_{K=1}^N F_{KI} &= F_{iN} \quad I=1, 2, 3 \\ \sum_{I=1}^N C_{IK} \cdot F_{KI} + r_i \cdot \theta_i - Ax_K^2 \\ &- Bx_{KI} - C = 0 \quad K=1, \dots, N; \\ &\quad I=1, 2, 3 \\ W_{\max} - \frac{F_{KI}}{l_{KI}} &\geq 0 \\ K=1, \dots, N; \quad I=1, 2, 3 \end{aligned} \right\} (2.8-12)$$

式中 \$I\$——啮合位置序号;

\$l\_{KI}\$、\$x\_{KI}\$——\$I\$ 位置啮合 \$K\$ 点所在接触线小段长度及 \$K\$ 点离基准侧端面距离。

对未知量 \$F\_{KI}\$、\$\theta\_i\$、\$A\$、\$B\$ 和 \$C\$ 说来, 约束方程和目标函数都是线性方程 (计算式中的 \$x\_K\$ 和 \$x\_K^2\$ 是已知量, 在离散接触线为小段后, 根据小段位置计算求得)。因此, 可以采用一般线性规划优化方法求得 \$A\$、\$B\$、\$C\$ 的最优值。

## 5 齿轮传动计算机辅助设计(CAD)和啮合工作计算机仿真

计算机具有强大的处理信息智能, 例如数值计算和比较、图象显示、储存数据以及某些演绎推理功能等, 可应用于设计全过程。目前已有许多计算机辅助设计(CAD)系统, 这些系统可在有创造性智慧的设计者指挥下, 调用内部程序统一处理设计过程各种信息; 在计算机内构造零部件的几何模型并显示其图形、进行运动学和设计准则计算、优化设计参数、将设计结果储存在数据库中并可输出工程图样文件。齿轮计算机辅助设计往往只是某一机械产品计算机辅助设计的一个组成部分, 各部份的设计通过共有的数据库互相协调和连接。设计数据库还可与制造加工、生产管理以及测试试验数据库相衔接, 组成更大范围的统一数据库, 以便计算机统一处理设计、制造加工、生产管理和测试试验等生产过程的信息, 即组成一体化的计算机系统。

齿轮计算机辅助设计首先需将常规的设计工作计算机程序化。目前已有许多可供直接选用的齿轮国标强度计算方法计算程序和参数优化程序, 二维工程制图绘图系统技术也已成熟, 有的 CAD 系统只需微型计算机硬件支撑, CAD 的应用会愈来愈广泛。但, 目前的 CAD 系统尚不能具有智慧人的想象能力和创造能力, 其工作方式大多数人机交互方式, 由设计者作重要的判断和决策。目前正努力将人工智能的成就移植到 CAD 系统中, 高智能是 CAD 系统今后发展方向之一。

齿轮工作机理十分复杂, 现有齿轮 CAD 系统的计算方法和分析原理都是建立在某些假定和简化的基础上。为对齿轮啮合工作某些现象作更深入的分析或企图精确预测在某个工作条件下齿轮传动工作状态, 可通过一定实验分析机理的基础上建立更精确的数学模型, 然后由计算机模拟其啮合工作, 即数字计算机仿真, 采用计算机仿真, 可以在齿轮尚未制造或装配前就可在屏幕上观察其工作状态, 可节省大量人力、物力, 并为进一步优化提供数据。就仿真内容的不同, 齿轮啮合仿真可以有:

啮合接触仿真: 对已知制造、装配误差的齿轮传动, 分析和预测其啮合接触斑点在轮齿上的部位及面积大小。

静态运动精度仿真: 分析和预测误差和变形对

传动比的影响。

传动系统动态仿真：分析啮合中冲击、动载荷和传动系统振动。

声学仿真：分析和模拟噪音的产生及传播。

摩擦学仿真：模拟在弹性流体润滑状态下摩擦发热及温度分布等。

### 参 考 文 献

- [1] 机械工程手册第5卷第32篇齿轮传动, 机械工业出版社, 1982年9月
- [2] “渐开线、圆柱齿轮的基准齿形及模数系列”,

GB1356~1357-78

- [3] 机械设计手册(中册第二版), 化学工业出版社, 1982年10月
- [4] 机械传动设计手册(上册), 煤炭工业出版社, 1982年12月
- [5] 朱景梓主编, 渐开线齿轮变位系数的选择, 人民教育出版社, 1982年1月
- [6] Savage, M., Coy, J. J. and Townsend, D; "Optima Tooth Numbers for Compact Standard Spur Gear Sets", Trans. ASME, Journal of Mechanical Design, Vol 104, No. 3, 1982
- [7] Куряев, В. Н.; Д-тин Машин, Исследовательское «Машиностроение», 1980



# 第三篇 其他渐开线齿轮传动 和非圆齿轮传动

主 编：李华敏（哈尔滨工业大学）

编写人

第 1 章～第 4 章

李瑰贤（哈尔滨工业大学）

审稿人

李华敏

第 5 章

李福生（北京机床研究所）

李华敏



# 第 1 章 螺旋齿轮传动

螺旋齿轮用于传递空间交错轴之间的运动。由于它是点接触，易磨损，通常应用于仪表或载荷不大的辅助传动，但有时也应用于主传动，如小模数齿轮机床中。此外，在生产中还常常利用螺旋齿轮的啮合原理来加工齿轮，如滚齿、剃齿、车齿等。

## 1 螺旋齿轮传动原理

单个螺旋齿轮就是斜齿轮，其齿面是渐开螺旋面。但两齿轮的螺旋角保持  $\beta_1 \neq \beta_2$ 。

为研究螺旋齿轮的啮合情况，将引入一个假想的“公共齿条”，可将把空间啮合问题简化成斜齿条与斜齿轮的平面啮合问题。

图 3.1-1 所示，公共齿条的齿廓平面以两侧同时与两轮的渐开螺旋面啮合。 $r_1$  和  $r_2$  分别为两齿轮的节圆柱半径。 $\Sigma$  为两轮轴线的交错角。并且

$$\Sigma = \beta_1 + \beta_2$$

式中， $\beta_1$ 、 $\beta_2$  分别为齿轮 1、2 的节圆柱螺旋角，计算时注意  $\beta_1$  和  $\beta_2$  的符号（旋向）。

当齿轮 1 以角速度  $\omega_1 = \text{常数}$  转动时，则公共齿条将以  $v_1 = \omega_1 r_1'$  的速度沿平行于齿轮 1 端面的水平方向移动， $v_1$  可分解为  $v_{12}$ （沿齿条齿向方向）和  $v_{13}$ （平行轮 2 端面方向），并且  $v_2 = \omega_2 r_2$ （即带动齿轮 2 转动的速度，见图 3.1-1c），两螺旋齿轮的瞬时传动比

$$i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{v_1/r_1}{v_2/r_2'} = \frac{r_2' \cos \beta_2}{r_1' \cos \beta_1} = \frac{z_2}{z_1} \quad (3.1-1)$$

$\omega_2$  的转动方向与螺旋角的方向有关。图 3.1-2 和图 3.1-1b 中， $\omega_1$  方向相同，但两图中齿轮螺旋角的旋向相反，所以  $\omega_2$  的方向在两图中相反。

公共齿条沿其齿向方向的分速度  $v_{12}$  虽然不会影响齿轮转动，但使齿向方向产生很大滑动，从而易于引起胶合和磨损，这是螺旋齿轮不能用来传递大力矩的原因之一。不过，在用此原理加工齿轮时，可以用该方向的滑动进行切削或磨削。

## 2 螺旋齿轮传动的几何计算

单个螺旋齿轮的几何计算与斜齿轮相同。但一

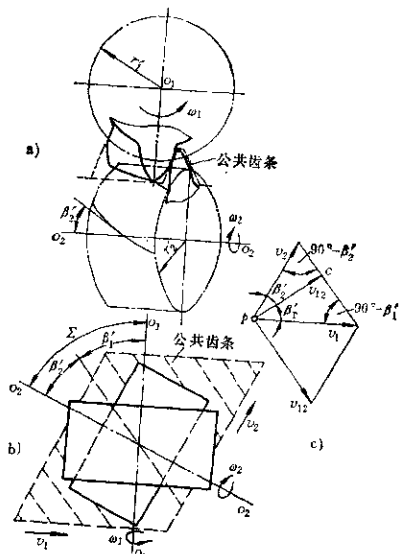


图 3.1-1 螺旋齿轮与公共齿条的啮合

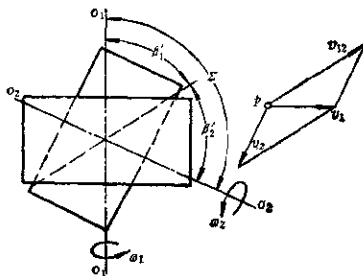


图 3.1-2 改变螺旋角旋向后两齿轮的运动关系

对螺旋齿轮传动，由于  $\Sigma \neq 0$ ，则有其本身的传动特点。

## 2.1 螺旋齿轮传动的特点

(1) 端面模数不相等, 但必满足

$$\frac{m_{12}}{m_{11}} = \frac{\cos\beta_2}{\cos\beta_1} \quad (3.1-2)$$

即法面模数 $m_n$ 相等。(2) 中心距 $a$ 是两轮轴线交错角 $\Sigma$ 的函数。

螺旋齿轮无侧隙啮合时的中心距

$$a = \frac{m_n \cos\alpha_n}{2 \sin\alpha_n} [2(x_{n1} + x_{n2}) \tan\alpha_n + z_1 (\text{inv}\alpha'_{11} + \alpha_{11}) + z_2 (\text{inv}\alpha'_{22} + \alpha'_{22})] \quad (3.1-3)$$

上式中,  $\alpha_n$ ,  $\alpha'_i$ 除与两齿轮本身参数有关而外, 都是交错角 $\Sigma$ 的函数(参见表3.1-3中序号5、6、7)。利用求最小值的方法可求得 $a_{\min}$

$$a_{\min} = r_1 + r_2 \quad (3.1-4)$$

即当两齿轮节圆柱相切时, 中心距最小, 称此种情况为最紧密啮合, 又称为正常啮合。由于这种啮合的结构尺寸小, 重合度大, 因此设计时尽量采用此种传动。

## 2.2 实现正常啮合的条件

正常啮合的条件为

$$x_{n1} + x_{n2} = \frac{1}{2 \tan\alpha_n} \{ [z_1 (\text{inv}\alpha'_{11} - \text{inv}\alpha_{11}) + z_2 (\text{inv}\alpha'_{22} - \text{inv}\alpha_{22})] \} \quad (3.1-5)$$

有以下三种情况:

- (1) 若 $\Sigma > \beta_1 + \beta_2$ , 实现正常啮合时,  $x_{n1} + x_{n2} > 0$ ;
- (2) 若 $\Sigma < \beta_1 + \beta_2$ , 实现正常啮合时,  $x_{n1} + x_{n2} < 0$ ;
- (3) 若 $\Sigma = \beta_1 + \beta_2$ , 实现正常啮合时,  $x_{n1} + x_{n2} = 0$ , 即 $x_{n1} = x_{n2} = 0$ (标准螺旋内齿轮传动)或 $x_{n1} = -x_{n2}$ (高度变位螺旋齿轮传动)。

## 2.3 螺旋角的选择

设计时, 应先选取两齿轮的分度圆柱螺旋角

$\beta_1$ 和 $\beta_2$ , 这样计算简便, 若预先规定 $x_{n1}$ 和 $x_{n2}$ , 然后再求 $\beta_1$ 和 $\beta_2$ , 计算起来很繁。

$\beta_1$ 和 $\beta_2$ 的选择, 从实现运动的观点, 只要保证 $\beta_1 + \beta_2 \approx \Sigma$ 即可。但从便于加工的观点, 取 $\beta_1 = \beta_2$ 为好, 这样可以用相同差动挂轮和相同的刀架安装角加工两齿轮。

螺旋角的选择, 对齿轮的尺寸和重量有直接影响, 为减轻重量可用计算机试算, 选择使齿轮体积小小的 $\beta_1$ 和 $\beta_2$ 。在齿宽选定的情况下,  $\beta_1$ 和 $\beta_2$ 的选取, 可按 $F = \pi d_1^2 + \pi d_2^2$ 为最小值的条件下确定。函数 $F$ 的极小值, 在 $\Sigma_0 = \beta_1 + \beta_2$  ( $\Sigma_0 \approx \Sigma$ )的条件下, 可由下式求解 $\beta_1$ 。

$$\left(\frac{z_2}{z_1}\right)^2 \frac{\tan(\Sigma_0 - \beta_1)}{\cos^2(\Sigma_0 - \beta_1)} - \frac{\tan\beta_1}{\cos^2\beta_1} = 0 \quad (3.1-6)$$

式中 $\Sigma_0$ ——是接近或等于 $\Sigma$ 的预选值。

例 设 $z_1 = 24$ ,  $z_2 = 35$ ,  $\Sigma = \beta_1 + \beta_2 = 60^\circ$ , 两齿轮的齿宽均取定为10mm, 试按齿轮重量最轻的原则选取 $\beta_1$ 和 $\beta_2$ 。

解:

以 $\Sigma_0 = \Sigma = 60^\circ$ 及 $z_1$ 、 $z_2$ 值代入方程式(3.1-6), 得:

$$\left(\frac{35}{24}\right)^2 \frac{\tan(60^\circ - \beta_1)}{\cos^2(60^\circ - \beta_1)} - \frac{\tan\beta_1}{\cos^2\beta_1} = 0$$

解上面超越方程式, 得 $\beta_1 = 36.1753^\circ$ ,  $\beta_2 = 23.8247^\circ$ 。

在 $\Sigma = 90^\circ$ 的螺旋齿轮传动中, 公式(3.1-6)又可写成

$$\beta_1 = \arctan \sqrt{\frac{z_2}{z_1}} \quad (3.1-7)$$

2.4 给定中心距、 $\Sigma = 90^\circ$ 的标准螺旋齿轮传动的几何计算当传动结构中心距已定, 并且 $\Sigma = 90^\circ$ 时

$$a = \frac{z_1 m}{k} \quad (3.1-8)$$

式中

表 3.1-1 计算系数 $k$ 值

$u$	$k'$	$u$	$k'$	$u$	$k'$	$u$	$k'$
1	0.707	2	0.481	3	0.370	4	0.303
1.25	0.627	2.25	0.447	3.25	0.360	4.5	0.278
1.5	0.596	2.5	0.418	3.5	0.333	5	0.267
1.75	0.521	2.75	0.392	3.75	0.317		



表 3.1-2 标准螺旋齿轮传动几何计算及实例 (中心距已给定)

序号	名称	代号	计算公式	例: $m_n=3\text{mm}$ , $u=3$ , $x_1=x_2=0$ $a=100\text{mm}$ , $\Sigma=\beta_1+\beta_2=90^\circ$ $\alpha=20^\circ$ , $h_a^*=1$ , $c^*=0.25$
1	计算系数	$k'$	根据表3.1-1 $u=3$	$k'=0.37$
2	齿数	$z_{1,2}$	$z'_1 = \frac{a}{m_n} k'$ 计算后圆整到较小值 $z_1$ $z_2 = uz_1$	$z'_1 = \frac{100}{3} \times 0.37 = 12.3333$ 取整数 $z_1 = 12$ $z_2 = 3 \times 12 = 36$
3	圆整后计算系数	$k$	$k = \frac{z_1 m_n}{a}$	$k = \frac{12 \times 3}{100} = 0.36$
4	分度圆柱上螺旋角	$\beta_{1,2}$	先按公式(3.1-7)计算出 $\beta_1$ , 然后按公式(3.1-9)试算(用选用的 $\beta_1$ 附近值算 $k$ 值, 使与序号3中计算值相等时, 内差法对应的 $\beta_1$ ) $k = \frac{2 \sin \beta_1}{u + \tan \beta_1}$ $\beta_2 = 90^\circ - \beta_1$	按公式(3.1-7)算出 $\beta_1 = 60^\circ$ 按公式(3.1-9)计算 当 $\beta_1 = 55^\circ$ 时 $k = 0.369976$ 当 $\beta_1 = 60^\circ$ 时 $k = 0.3660$ 当 $\beta_1 = 65^\circ$ 时 $k = 0.36284$ 用内差法得: $\beta_1 = 62.6817^\circ$ 则 $\beta_2 = 90^\circ - 62.6817^\circ = 27.3183^\circ$
5	实际中心距	$a_{\text{实}}$	$a_{\text{实}} = \frac{m_n}{2} \left( \frac{z_1}{\cos \beta_1} + \frac{z_2}{\cos \beta_2} \right)$	$a_{\text{实}} = \frac{3}{2} \left( \frac{12}{\cos 62.6817^\circ} + \frac{36}{\cos 27.3183^\circ} \right) = 99.9999766 \text{mm}$
6	齿轮端面分度圆压力角	$\alpha_{1,2}$	$\alpha_{1,2} = \tan^{-1} \left( \frac{\tan \alpha_n}{\cos \beta_{1,2}} \right)$	$\alpha_{12} = \tan^{-1} \left( \frac{\tan 20^\circ}{\cos 62.6817^\circ} \right) = 38.41172^\circ$ $\alpha_{12} = \tan^{-1} \left( \frac{\tan 20^\circ}{\cos 27.3183^\circ} \right) = 22.27691^\circ$
7	分度圆半径	$r_{1,2}$	$r_{1,2} = \frac{m z_{1,2}}{2 \cos \beta_{1,2}}$	$r_1 = \frac{3 \times 12}{2 \cos 62.6817^\circ} = 39.2213813 \text{mm}$ $r_2 = \frac{3 \times 36}{2 \cos 27.3183^\circ} = 60.7785943 \text{mm}$
8	齿顶圆半径	$r_{a1,2}$	$r_{a1,2} = r_{1,2} + h_a^* m_n$	$r_{a2} = 39.22138 + 1 \times 3 = 42.22138 \text{mm}$ $r_{a2} = 60.7718594 + 1 \times 3 = 63.7718594 \text{mm}$
9	齿轮宽度	$b_{1,2}$	$b_{1,2} \approx (2 \sim 3) \pi m_n \sin \beta_{1,2}$	$b_1 = 3 \times \pi \times 3 \times \sin 62.6817^\circ = 25.1208 \text{mm}$ $b_2 = 3 \times \pi \times 3 \times \sin 27.3183^\circ = 12.9760 \text{mm}$

(续)

序号	名称	代号	计算公式	例: $m_n=3\text{mm}$ , $i=3$ , $x_1=x_2=0$ $a=100\text{mm}$ , $\Sigma=\beta_1+\beta_2=90^\circ$ $\alpha=20^\circ$ , $h^*=1$ , $c^*=0.25$
10	端面上分度圆弧齿厚	$s_{11,2}$	$s_{11,2}=\frac{\pi m_n}{2\cos\beta_{1,2}}$	$s_{11}=\frac{\pi \times 3}{2\cos 62.6817^\circ}=10.268134\text{mm}$ $s_{12}=\frac{\pi \times 3}{2\cos 27.3183^\circ}=5.303329\text{mm}$

表3.1-3 变位螺旋齿轮传动的几何计算及实例

序号	名称	代号	计算公式	例: $z_1=17$ , $z_2=50$ , $\alpha_n=20^\circ$ , $m_n=2$ , $h^*=1$ , $c^*=0.25$ , $\Sigma=60^\circ$ , 要求设计一对外啮合的螺旋齿轮
1	轴齿角		$\Sigma=\beta_1'+\beta_2'$ (旋向相同) $\Sigma=\beta_1'-\beta_2'$ (旋向相反) $\beta'$ —节圆柱螺旋角	
2	分度圆柱螺旋角	$\beta_{1,2}$	从实现运动观点选 $\beta_1+\beta_2$ 接近或等于 $\Sigma$ , 当 $\beta_1+\beta_2<\Sigma$ 时, 实现正常啮合 $x_{n1}+x_{n2}>0$ , 反之 $\beta_1+\beta_2>\Sigma$ , $x_{n1}+x_{n2}<0$ 从实现便于加工观点 $\beta_1=\beta_2$	为满足 $x_{n1,2}>0$ , 选 $\beta_1+\beta_2<\Sigma$ , 并为便于加工取 $\beta_1=\beta_2$ , 即取 $\beta_1=\beta_2=28.5^\circ$ (左旋)
3	端面分度圆压力角	$\alpha_1$	$\alpha_{1,2}=\arccos\frac{\tan\alpha_n}{\cos\beta_{1,2}}$ $\alpha_n$ —法向齿形角	$\alpha_1=\alpha_2=\arccos\frac{\tan 20^\circ}{\cos 28.5^\circ}$ $=22.68398^\circ$
4	基圆柱螺旋角	$\beta_{b1,2}$	$\beta_{b1,2}=\arccos(\tan\beta_{1,2}\cos\alpha_{1,2})$	$\beta_{b1}=\beta_{b2}=\arccos(\tan 28.5^\circ \cos 22.68398^\circ)$ $=27.56320^\circ$
5	节圆柱螺旋角	$\beta_{1,2}'$	$\beta_1'=\arctan\frac{Q\sin\Sigma}{1+\cos\Sigma}$ $\beta_2'=\arctan\frac{\sin\Sigma}{Q+\cos\Sigma}$ 式中: $Q=\frac{\sin\beta_1'}{\sin\beta_2'}$ $=\frac{\sin\beta_{b1}}{\sin\beta_{b2}}=\frac{\sin\beta_1}{\sin\beta_2}$	①—圆整后计算系数(参看表3.1-2中序号3) $\therefore Q=\frac{\sin\beta_{b1}}{\sin\beta_{b2}}=1$ $\therefore \beta_1'=\beta_2'=\arctan\frac{\sin 60^\circ}{1+\cos 60^\circ}=30^\circ$
6	齿条法向齿形角	$\alpha'$	$\alpha'=\arccos\frac{\sin\beta_{b1}}{\sin\beta_1'}$	$\alpha'=\arccos\frac{\sin 27.5632^\circ}{\sin 30^\circ}=22.26315^\circ$
7	齿轮端面节圆压力角	$\alpha'_{1,2}$	$\alpha'_{1,2}=\arccos\frac{\tan\beta_{b1,2}}{\tan\beta_{1,2}'}$	$\alpha'_{1,2}=\alpha'_{2,2}=\arccos\frac{\tan 27.5632^\circ}{\tan 30^\circ}=25.30056^\circ$

(续)

序号	名称	代号	计算公式	例: $z_1=17, z_2=50, \alpha_n=20^\circ, m_n=2, h_n^*=1, c^*=0.25, \Sigma=60^\circ$ . 要求设计一对 $x_1, x_2 > 0$ 正常啮合的螺旋齿轮
8	变位系数和	$x_{n1} + x_{n2}$	$x_{n1} + x_{n2} = \frac{1}{2 \tan \alpha_n}$ $[z_1(\text{inv} \alpha'_{11} - \text{inv} \alpha_{11}) + z_2(\text{inv} \alpha'_{12} - \text{inv} \alpha_{12})]$	$x_{n1} + x_{n2} = \frac{1}{2 \tan 20^\circ} [17(\text{inv} 25.30056^\circ - \text{inv} 22.693968^\circ) + 50(\text{inv} 25.30056^\circ - \text{inv} 22.693968^\circ)] = 0.8312 \text{mm}$ 比例取 $x_{n1} = 0.4$ , 则 $x_{n2} = 0.4312 \text{mm}$
9	公共齿条的法向模数	$m_n'$	$m_n' = m_n \frac{\cos \alpha_n}{\cos \alpha_n'}$ $m_n'$ —齿条法向模数	$m_n' = 2 \frac{\cos 20^\circ}{\cos 22.26315^\circ} = 2.03077 \text{mm}$
10	节圆半径	$r'_{1,2}$	$r'_{1,2} = \frac{m_n' z_{1,2}}{2 \cos \beta'_{1,2}}$	$r'_1 = \frac{2.03077 \times 17}{2 \cos 30^\circ} = 19.931915 \text{mm}$ $r'_2 = \frac{2.03077 \times 50}{2 \cos 30^\circ} = 58.62328 \text{mm}$
11	最小中心距	$a_{\min}$	$a_{\min} = r'_1 + r'_2$	∴ 正常啮合, 中心距 $a = a_{\min}$ $a_{\min} = 19.9319 + 58.62328 = 78.5552 \text{mm}$
12	分度圆半径	$r_{1,2}$	$r_{1,2} = \frac{m_n z_{1,2}}{2 \cos \beta_{1,2}}$	$r_1 = \frac{2 \times 17}{2 \cos 29.5^\circ} = 19.5320 \text{mm}$ $r_2 = \frac{2 \times 50}{2 \cos 29.5^\circ} = 57.4480 \text{mm}$
13	基圆半径	$r_{b1,2}$	$r_{b1,2} = r_{1,2} \cos \alpha_{1,2}$	$r_{b1} = 19.532 \cos 22.69398^\circ = 18.020 \text{mm}$ $r_{b2} = 57.4480 \cos 22.69398^\circ = 53.00 \text{mm}$
14	齿根圆半径	$r_{f1,2}$	$r_{f1,2} = r_{1,2} - m_n (h_n^* + c^* - x_{n1,2})$	$r_{f1} = 19.532 - 2(1 + 0.25 - 0.4) = 17.832 \text{mm}$ $r_{f2} = 57.448 - 2(1 + 0.25 - 0.4312) = 55.810 \text{mm}$
15	齿顶圆半径	$r_{a1,2}$	$r_{a1} = a - r_2 - c^* m_n$ $r_{a2} = a - r_1 - c^* m_n$	$r_{a1} = 78.5553 - 55.810 - 0.25 \times 2 = 22.245 \text{mm}$ $r_{a2} = 78.5553 - 17.832 - 0.25 \times 2 = 60.223 \text{mm}$
16	有效齿宽	$b_{a1,2}$	$b_{a1} = B_1 B_2 \sin \beta_{a1}$ $b_{a2} = B_1 B_2 \sin \beta_{a2}$ 式中 $B_1, B_2$ 为实际啮合线长度 $B_1 B_2 = \sqrt{\frac{r_{a1}^2 - r_{b1}^2}{\cos \beta_{a1}} + \frac{\sqrt{r_{a2}^2 - r_{b2}^2}}{\cos \beta_{a2}} - \frac{1}{\sin \alpha_n}}$ $(a - r_{b1} \cos \alpha'_{11} - r_{b2} \cos \alpha'_{12})$	$B_1 B_2 = \sqrt{\frac{22.245^2 - 18.02^2}{\cos 27.5632^\circ} + \frac{\sqrt{60.223^2 - 53^2}}{\cos 27.5632^\circ} - \frac{1}{\sin 22.26315^\circ}}$ $(78.5553 - 18.020 \cos 25.30056^\circ - 53 \cos 25.30056^\circ) = 9.102 \text{mm}$ $b_{a1} = 9.102 \sin 27.5632^\circ = 4.212 \text{mm}$ $b_{a2} = 9.102 \sin 27.5632^\circ = 4.212 \text{mm}$ 如弯曲强度允许取两齿轮齿宽 $b$ 为 $10 \text{mm}$ (为保证充分啮合, 实际齿宽应大于有效齿宽)
17	重合度	$\varepsilon$	$\varepsilon = \frac{B_1 B_2}{\pi m_n \cos \alpha_n}$	$\varepsilon = \frac{9.102}{3.14159 \times 2 \cos 20^\circ} = 1.542$

$$k = \frac{2\sin\beta_1}{u + \tan\beta_1} \quad (\text{计算系数}) \quad (3.1-9)$$

如果 $\beta_1$ 按公式(3.1-7)求得, 则

$k = k' = 2\cos^2\beta_1$ ,  $k'$  与齿数比  $u$  的计算值见表 3.1-1)

由已知中心距  $a$ 、模数  $m$  及计算系数  $k'$ , 求得初步计算齿数:

$$z_1' = \frac{a}{m} \cdot k' \quad (3.1-10)$$

按上式求出  $z_1'$  后, 应向较小值圆整到整数, 然后按公式(3.1-9)求得圆整后的计算系数  $k$ 。

其几何计算详见表 3.1-2。

2.5 变位螺旋齿轮传动的几何计算及实例  
详见表 3.1-3。

### 3 螺旋齿轮的重合度和有效齿宽

图 3.1-3 表示一对螺旋齿轮的啮合。公共齿条与齿轮 1、2 的啮合平面分别为  $F_1$ 、 $F_2$ , 公共齿条与两轮的接触线(直线)  $\bar{k}_1k_1$  和  $\bar{k}_2k_2$ , 分别在  $F_1$  和  $F_2$  上,  $B_1$  为两条接触线的交点(即啮合点), 它一定在平面  $F_1$  和  $F_2$  的交线上, 故该交线就是啮合线。此线必与两齿轮基圆柱相切, 其切点为  $N_1$ 、 $N_2$ 。两齿轮齿顶圆柱面与啮合线相交于  $B_1$ 、 $B_2$ , 则  $B_1B_2$

为实际啮合线。

由于公共齿条的齿廓平面同时垂直于两齿轮的啮合平面  $F_1$  和  $F_2$ , 故  $F_1$  与  $F_2$  的交线(啮合线)就是齿条齿廓平面的法线。也是两轮齿面在啮合点处的公法线。所以, 当两内轮的啮合点由  $B_1$  开始向前移动一个法向节圆  $P_n$  的距离时, 后面一对齿一定在  $B_1$  点开始啮合。

则螺旋齿轮的重合度  $e$  为

$$e = \frac{B_1B_2}{P_n} = \frac{B_1B_2}{\pi m_n \cos\alpha_n} \quad (3.1-11)$$

由图 3.1-4 可见

$$\left. \begin{aligned} B_1B_2 &= N_1B_1 + N_2B_2 - N_1N_2 \\ N_1B_1 &= \sqrt{r_{o1}^2 - r_{b1}^2} \\ N_2B_2 &= \sqrt{r_{o2}^2 - r_{b2}^2} \\ N_1N_2 &= \frac{1}{\sin\alpha_n'} (a - r_{b1}\cos\alpha_{11} \\ &\quad - r_{b2}\cos\alpha_{12}) \end{aligned} \right\} \quad (3.1-12)$$

$$\text{则 } e = \frac{1}{\pi m_n \cos\alpha_n} \left[ \frac{\sqrt{r_{o1}^2 - r_{b1}^2}}{\cos\beta_{s1}} + \frac{\sqrt{r_{o2}^2 - r_{b2}^2}}{\cos\beta_{s2}} - \frac{1}{\sin\alpha_n'} (a - r_{b1}\cos\alpha_{11} - r_{b2}\cos\alpha_{12}) \right] \quad (3.1-13)$$

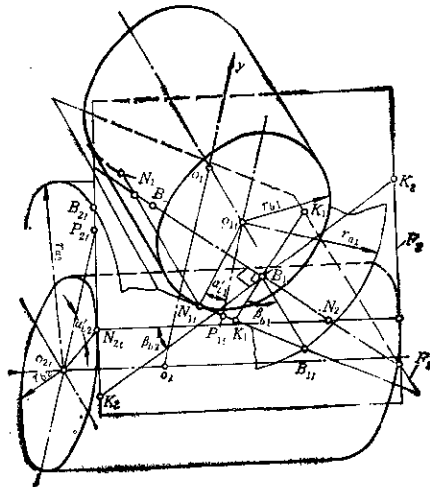


图 3.1-3 螺旋齿轮的啮合参数

由公式(3.1-11)可知,  $B_1 B_2$  最大时,  $\varepsilon$  最大。利用对  $B_1 B_2$  求最大值的方法, 可求出在  $a=r_1+r_2$  即正常啮合的条件下, 中心距一定时,  $B_1 B_2$  最长。也就是重合度  $\varepsilon$  最大。

参见图3.1-3, 定义过  $B_1$  和  $B_2$  点分别垂直齿轮1和2的轴线的平面间参与啮合的齿宽为有效齿宽, 记为  $b_{\alpha 1}$ 、 $b_{\alpha 2}$ , 即

$$\left. \begin{aligned} b_{\alpha 1} &= B_1 B_2 \sin \beta_{\alpha 1} \\ b_{\alpha 2} &= B_1 B_2 \sin \beta_{\alpha 2} \end{aligned} \right\} \quad (3.1-14)$$

为保证充分啮合(不受安装和加工误差影响), 实际齿宽应比有效齿宽略大。

#### 4 螺旋齿轮的干涉

干涉是指一齿轮的齿顶与相啮齿轮的齿根过渡曲线部分相接触。

图3.1-4表示齿轮2基圆柱与啮合平面,  $G_2$  为齿轮端面渐开线与过渡曲线连接点  $G_2$ , 在啮合线  $N_1 N_2$  上位置(即齿轮2渐开线起始点进入啮合位

置), 则齿轮1的齿顶不与齿轮2过渡曲线干涉的条件为

$$N_2 B_1 \geq N_2 G_2 = \frac{N_2 G_2}{\cos \beta_{b1}} \quad (3.1-15)$$

即

$$\begin{aligned} & \frac{1}{\sin \alpha_n} (a - r_{b1} \cos \alpha_{11} - r_{b2} \cos \alpha_{12}) \\ & - \frac{\sqrt{r_{\alpha 1}^2 - r_{b1}^2}}{\cos \beta_{b1}} \geq \frac{m_n}{\cos \beta_{b2}} \left( \frac{z_2 \sin \alpha_{12}}{2 \cos \beta_2} \right. \\ & \left. - \frac{h_{\alpha}^* - x_{n2}}{\sin \alpha_{r2}} \right) \end{aligned} \quad (3.1-16)$$

齿轮2齿顶与齿轮1过渡曲线不产生干涉的条件是

$$\begin{aligned} & \frac{1}{\sin \alpha_n} (a - r_{b1} \cos \alpha_{12} - r_{b2} \cos \alpha_{11}) \\ & - \frac{\sqrt{r_{\alpha 2}^2 - r_{b2}^2}}{\cos \beta_{b2}} \geq \frac{m_n}{\cos \beta_{b1}} \left( \frac{z_1 \sin \alpha_{11}}{2 \cos \beta_1} \right. \\ & \left. - \frac{h_{\alpha}^* - x_{n1}}{\sin \alpha_{r1}} \right) \end{aligned} \quad (3.1-17)$$

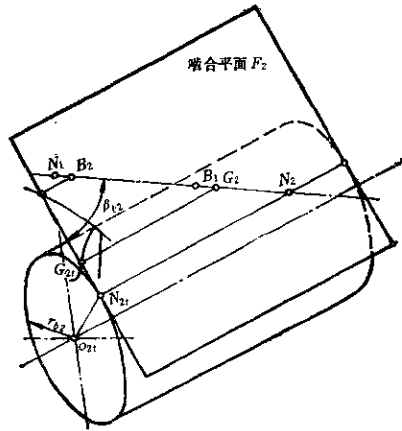


图3.1-4 螺旋齿轮的啮合平面

## 第2章 变齿厚渐开线齿轮传动

变齿厚渐开线齿轮(简称变厚齿轮)传动是渐开线齿轮的一般情况。它的几何特点是: 在不同的

端截面上, 其齿形具有不同的变位系数, 就像渐开线插齿刀的齿一样。变厚齿轮有直齿和斜齿两种,

所谓直齿,是指齿轮有一个通过内轮轴线的对称平面。其齿面则和斜齿轮一样,是螺旋渐开面,斜齿变厚齿轮则没有这样的对称平面,其齿厚中点联线为螺旋线。

变厚齿轮可以实现平行轴、相交轴和交错轴之间的传动。它可以通过轴向串动很方便的调节两轮的侧隙,故宜用于对回差要求严格的精密的传动。此外,在交错轴传动的情况下,适当选择变厚齿轮的几何参数,可以使轮齿一侧实现线接触或近似线接触,这是一般渐开线螺旋齿轮所不能比拟的。

### 1 变厚齿轮的加工原理及几何尺寸的计算

如图 3.2-1 所示,用齿条刀具加工变厚齿轮时,齿条的分度平面与被切齿轮的轴线相交成  $\delta$  角,两者的相对运动和加工斜齿圆柱齿轮一样,即齿轮的分度圆柱与齿条上的一个节平面相切并作纯滚动。在刀具分度平面与加工节平面的交线处,斜齿条刀具的分度线与齿轮的分度圆相切,因而在该分度圆所在端面上的标准(零变位)斜齿轮的齿形。这个端面称为中间端面。在中间端面以下的轮齿截面是负变位,以上的是正变位。

由于  $\delta$  角和齿条齿线(齿廓平面与分度平面的交线)的倾斜角(螺旋角)  $\beta$  的同时存在,使齿条

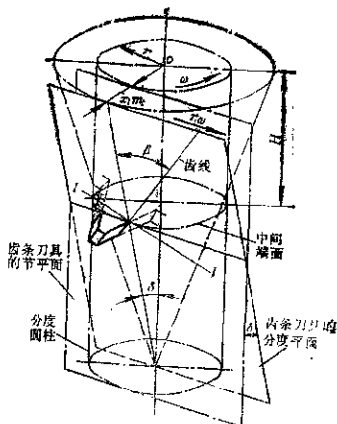


图 3.2-1 齿条刀具加工变厚齿轮的原理

端截面上牙齿两侧的齿形不对称,两侧齿面的齿线倾斜角也不相同(参见图 3.2-2)。

下面规定从齿轮的大端看左齿面以角标  $L$  表示,右齿面以角标  $R$  表示,对单个变厚齿轮的几何尺寸计算见表 3.2-1。

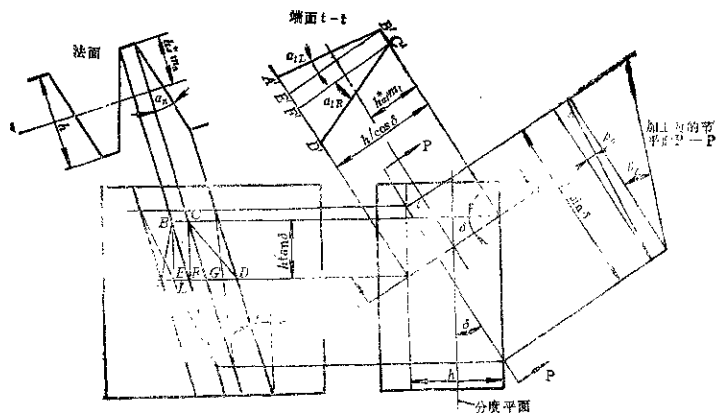
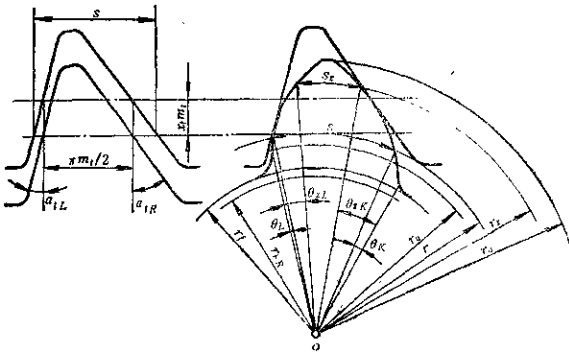


图 3.2-2 加工变厚齿轮的齿条刀各截面上的参数

表3.2-1 变厚齿轮几何尺寸计算



齿条刀端面齿廓与变厚齿轮齿廓合

序号	名称	代号	计算公式	说明
1	齿条刀端面齿形角	$\alpha_{tL}$	$\tan \alpha_{tL} = \frac{\tan \alpha_n \cos \delta}{\cos \beta} - \sin^2 \beta \tan \beta$	$\alpha_n$ —法向齿形角 $\beta$ —分度平面内线倾角
		$\alpha_{tR}$	$\tan \alpha_{tR} = \frac{\tan \alpha_n \cos \delta}{\cos \beta} + \sin^2 \beta \tan \beta$	
2	齿条节平面上牙 齿倾斜角(齿轮分 度圆柱螺旋角)	$\beta_L$	$\tan \beta_L = \tan \beta \cos \delta + \frac{\tan \alpha_n \sin \delta}{\cos \beta}$	
		$\beta_R$	$\tan \beta_R = \tan \beta \cos \delta - \frac{\tan \alpha_n \sin \delta}{\cos \beta}$	
3	端面模数	$m_t$	$m_t = \frac{m_n}{\cos \beta}$	$m_n$ —法向模数
4	齿条端面 齿顶高系数	$h_t^*$	$h_t^* = h^* \frac{\cos \beta}{\cos \delta}$	$h^*$ —法向齿顶高系数
5	齿条端面径 向间隙系数	$c_t^*$	$c_t^* = c^* \frac{\cos \beta}{\cos \delta}$	$c^*$ —法向径向间隙系数
6	齿轮分度 圆半径	$r$	$r = \frac{1}{2} m_t z$	
7	齿条渐开线齿廓基 圆半径	$r_{bL(R)}$	$r_{bL(R)} = r \cos \alpha_{tL(R)}$	
8	齿轮端面变位系数	$x_t$	$x_t = \frac{H}{m_t} \tan \delta$	$H$ —所研究端面到中 同端面距离, 大端为 正, 小端为负
9	齿轮基圆柱螺旋角	$\beta_{bL(R)}$	$\tan \beta_{bL(R)} = \tan \beta_L (R) \cos \alpha_{tL(R)}$ 或 $\tan \beta_{bL(R)} = \tan \beta_{sL(R)} \cos \alpha_{sL(R)}$	$\beta_{sL(R)}$ 、 $\alpha_{sL(R)}$ 为任意圆柱上的螺旋角 和端面压力角
10	齿轮分度圆齿厚	$s$	$s = m_t \left( \frac{\pi}{2} + x_t \tan \alpha_{tL} + x_t \tan \alpha_{tR} \right)$	

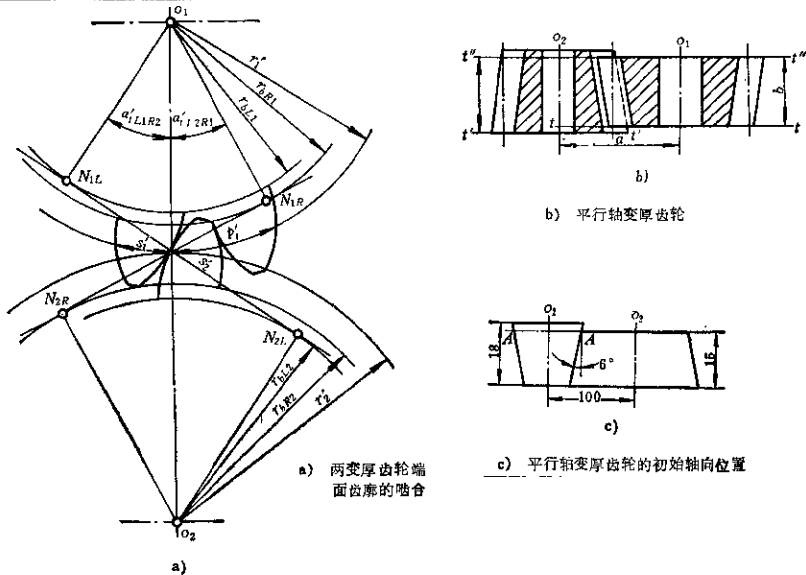
序号	名称	代号	计算公式	说明
10	齿分度圆齿厚	$s$	或 $s = m_t \left( \frac{\pi}{2} + 2x_t \frac{\tan \alpha_n \cos \delta}{\cos \beta} \right)$	
11	任意圆半径	$r_x$	$r_x = r \frac{\cos \alpha_{xL}}{\cos \alpha_{x1L}} = r \frac{\cos \alpha_{xR}}{\cos \alpha_{x1R}}$	$\alpha_{xL} - r_x$ 处渐开线压力角
12	任意半径上的齿厚	$s_x$	$s_x = s \frac{r_x}{r} - r_x (\theta_{x1L} - \theta_{x1R}) - r_x (\theta_{x2L} - \theta_{x2R})$ 或 $s_x = \frac{\cos \alpha_{xL}(\rho)}{\cos \alpha_{x1L}(\rho)} m_t \left[ \frac{\pi}{2} + 2x_t \frac{\tan \alpha_n \cos \delta}{\cos \beta} - \frac{z}{2} (\text{inv} \alpha_{x1L} + \text{inv} \alpha_{x2R} - \text{inv} \alpha_{x1L} - \text{inv} \alpha_{x2R}) \right]$	$\theta_{xL}(\rho)$ —渐开线在 $r_x$ 分度圆处极角 $\theta_{xR}(\rho)$ —渐开线在分度圆处极角
13	齿顶圆半径	$r_a$	$r_a = m_t \left( \frac{z}{2} + h_a^* + x_t - \sigma_t \right)$	$\sigma_t$ —齿顶变动系数
14	齿根圆半径	$r_f$	$r_f = m_t \left( \frac{z}{2} + x_t - h_f^* - c_t^* \right)$	
15	分度圆齿距	$p$	$p = \pi m_t = \frac{\pi m_n}{\cos \beta}$	
16	法向基圆齿距	$p_b$	$p_b = p \cos \beta = \pi m_n \cos \alpha_n$	

## 2 平行轴变厚齿轮传动

变厚齿轮用于传递平行轴之间的运动时，其齿条牙齿倾斜角(轮齿分度圆齿厚中点连线的螺旋角)  $\beta_1$  和  $\beta_2$ ，有以下两种情况：

- (1)  $\beta_1 = -\beta_2$  称为斜齿变厚齿轮传动；
- (2)  $\beta_1 = \beta_2 = 0$  称为直齿变厚齿轮传动，两齿条均用直齿齿条加工，其齿厚对称线为圆柱直母线。

表3.2-2 平行轴变厚齿轮传动几何尺寸计算及实例





(续)

序号	名称	代号	计算公式	例: $z_1=20, z_2=50, \alpha_s=20^\circ, h_a^*=1, c^*=0.25, m_n=3, \delta=6^\circ, \beta_1=-\beta_2=9^\circ, a=109\text{mm}, b_1=18\text{mm}, b_2=16\text{mm}$ (图c) 试设计一对平行轴变厚齿轮
1	两齿轮相啮 内廓端面 分度圆压力角	$a'_{1,1(R)}$	$\alpha_{1,1} = \alpha_{1(R)}$ $= \arctan\left(\frac{\tan\alpha_s \cos\delta}{\cos\beta} - \sin\delta \tan\beta\right)$ $\alpha_{1(R)} = \alpha_{1,1}$ $= \arctan\left(\frac{\tan\alpha_s \cos\delta}{\cos\beta} + \sin\delta \tan\beta\right)$	首先按表3.2-1中公式计算 $m_n, h_a^*, c^*$ $m_n = \frac{m_n}{\cos\beta} = \frac{3}{\cos 6^\circ} = 3.037395\text{mm}$ $h_a^* = h_a^* \frac{\cos\beta}{\cos 9^\circ} = 1 \times \frac{\cos 9^\circ}{\cos 6^\circ} = 0.993129$ $c^* = c^* \frac{\cos\beta}{\cos 9^\circ} = 0.25 \frac{\cos 9^\circ}{\cos 6^\circ} = 0.248282$ $\alpha_{1,1} = \alpha_{1(R)} = \arctan\left(\frac{\tan 20^\circ \cos 6^\circ}{\cos 9^\circ} - \sin 6^\circ \tan 9^\circ\right) = 19.286614^\circ$ $\alpha_{1,2} = \alpha_{1(L)} = \arctan\left(\frac{\tan 20^\circ \cos 6^\circ}{\cos 9^\circ} + \sin 6^\circ \tan 9^\circ\right) = 20.959046^\circ$
2	齿轮分度圆 柱螺旋角	$\beta_{L,R}$	$\beta_{L1} = \beta_{R2}$ $= \arctan\left(\tan\beta \cos\delta + \frac{\tan\alpha_s \sin\delta}{\cos\beta}\right)$ $\beta_{R1} = \beta_{L2}$ $= \arctan\left(\tan\beta \cos\delta - \frac{\tan\alpha_s \sin\delta}{\cos\beta}\right)$	$\beta_{L1} = \beta_{R2} = \arctan\left(\tan 9^\circ \cos 6^\circ + \frac{\tan 20^\circ \sin 6^\circ}{\cos 9^\circ}\right) = 11.091397^\circ$ $\beta_{R1} = \beta_{L2} = \arctan\left(\tan 9^\circ \cos 6^\circ - \frac{\tan 20^\circ \sin 6^\circ}{\cos 9^\circ}\right) = 6.786132^\circ$
3	端面啮合角	$\alpha'_{L1(R)}$	$\alpha'_{L1(R)} = \arccos\left[\frac{m_1(z_1+z_2)}{2a} \cos\alpha_{1,1(R)}\right]$ $\alpha'_{R1(L)} = \arccos\left[\frac{m_1(z_1+z_2)}{2a} \cos\alpha_{1,R(L)}\right]$	$\alpha'_{L1(R)} = \arccos\left[\frac{3.037395(20+50)}{2 \times 109} \cdot \cos 19.286614^\circ\right] = 22.98984^\circ$ $\alpha'_{R1(L)} = \arccos\left[\frac{3.037395(20+50)}{2 \times 109} \cdot \cos 20.959046^\circ\right] = 24.386603^\circ$
4	齿轮端面变 位系数和	$x_{\Sigma}$	$x_{\Sigma} = x_{1L} + x_{2R}$ $= \frac{(z_1+z_2)\cos\beta}{4\tan\alpha_s \cos\delta} (\text{inv}\alpha'_{L1} + \text{inv}\alpha'_{R2} - \text{inv}\alpha_{1,L} - \text{inv}\alpha_{2,R})$	$x_{\Sigma} = \frac{(20+50)\cos 9^\circ}{4 \tan 20^\circ \cos 6^\circ} (\text{inv} 22.98984^\circ + \text{inv} 24.386603^\circ - \text{inv} 19.286614^\circ - \text{inv} 20.959046^\circ) = 0.9631893$
5	中心距变动 系数	$y$	$y = \frac{a}{m_n} - \frac{z_1+z_2}{2}$	$y = \frac{109}{3.037395} - \frac{20+50}{2} = 0.8860142$
6	齿顶高变动 系数	$\sigma$	$\sigma = x_{\Sigma} - y$	$\sigma = 0.9631893 - 0.8860142 = 0.077175$

(续)

序号	名称	代号	计算公式	
				例: $z_1=20, z_2=60, \alpha_0=20^\circ, h_a^*=1,$ $c^*=0.25, m_n=3, \delta=6^\circ,$ $\beta_1=-\beta_2=9^\circ, a=109\text{mm}, b_1=18\text{mm},$ $b_2=15\text{mm}$ (图c) 试设计一对平行轴变厚齿轮
7	小齿轮分度圆压力角小的一侧最小变位系数	$x_{1L}(R)_{\min}$	$x_{1L}(R)_{\min} = h_a^* - \frac{z_2 \sin^2 \alpha_{1L}}{2}$	此例小齿轮左侧齿廓分度压力角 $\alpha_{1L}$ 小, 则 $x_{1L \min} = 0.993129 - \frac{20 \sin^2 19.296614^\circ}{2}$ $= -0.0978115$ 取小齿轮小端变位系数 $x_{11} = 0.01$
8	大齿轮与小齿轮小端相啮合面变位系数	$x_{12}^*$	$x_{12}^* = x_{12} - x_{11}$	为便于磨损后调整侧隙, 本例取大齿轮大端与小齿轮小端相啮 $x_{12}^* = 0.9631893 - 0.01 = 0.9531893$
9	小齿轮大端的变位系数	$x_{11}^*$	$x_{11}^* = x_{11} + \frac{b_1 \tan \alpha_0}{m}$	$x_{11}^* = 0.01 + \frac{18 \tan 20^\circ}{3 \cdot 0.977395} = 0.63286$
10	大齿轮小端的变位系数	$x_{22}$	$x_{22} = x_{12}^* - \frac{b_2 \tan \alpha_0}{m}$	$x_{22} = 0.9531893 - \frac{15 \tan 20^\circ}{3 \cdot 0.977395} = 0.434138$
11	齿轮大端齿顶圆半径	$r_1^*$	$r_1^* = m \left( \frac{z}{2} + h_a^* + x_{11}^* - c_1 \right)$	$r_1^* = 3 \cdot 0.977395 \left( \frac{20}{2} + 0.993129 + 0.63286 - 0.077175 \right)$ $= 35.07831\text{mm}$ $r_2^* = 3 \cdot 0.977395 \left( \frac{60}{2} + 0.993129 + 0.9531893 - 0.077175 \right)$ $= 81.612202\text{mm}$
12	齿轮小端齿顶圆半径	$r_1$	$r_1 = m \left( \frac{z}{2} + h_a^* + x_{11} - c_1 \right)$	$r_{11} = 3 \cdot 0.977395 \left( \frac{20}{2} + 0.993129 + 0.01 - 0.077175 \right)$ $= 33.186438\text{mm}$ $r_{22} = 3 \cdot 0.977395 \left( \frac{60}{2} + 0.993129 + 0.434138 - 0.077175 \right)$ $= 80.03564\text{mm}$
13	齿轮工作宽度上相啮合截面齿顶圆半径	$r_1'$	$r_1' = m \left( \frac{z}{2} + h_a^* + x_{11}' - c_1 \right)$ 其中 $x_{11}' = x_{12} - x$ $x_1, x_2$ 为两轮相啮合截面变位系数	本例工作宽度上相啮合截面为大齿轮大端与小齿轮小端截面和小齿轮与大齿轮小端啮合截面 A-A (表图 3-2-2c) $x_1'$ 为小齿轮在 A-A 面的变位系数, 即 $x_{11}' = x_{12} - x_{22} = 0.9531893 - 0.434138 = 0.5290513$ $r_{11}' = 3 \cdot 0.977395 \left( \frac{20}{2} + 0.993129 + 0.5290513 - 0.077175 \right) = 34.7630\text{mm}$

(续)

序号	名称	代号	计算公式	
				例: $z_1=20, z_2=50, \alpha_n=20^\circ, h^*_n=1, c^*=0.25, m_n=3, \delta=6^\circ, \beta_1=-\beta_2=9^\circ, a=109\text{mm}, b_2=18\text{mm}, b_1=16\text{mm}$ (图c) 试设计一对平行轴变齿厚齿轮
14	齿轮大端齿根圆半径	$r_i^*$	$r_i^* = m_i \left( \frac{z_i^2}{2} - h_n^* - c_i^* + x_i^* \right)$	$r_{f1}^* = 3.037395 \left( \frac{20^2}{2} - 0.993129 - 0.248282 + 0.63286 \right) = 28.52554\text{mm}$ $r_{f2}^* = 3.037395 \left( \frac{50^2}{2} - 0.993129 - 0.248282 + 0.9531893 \right) = 75.05943\text{mm}$
15	全齿高	$h$	$h = m_i (2h_n^* + c_i^* - \alpha_i)$	$h = 3.037395 (2 \times 0.993129 + 0.248282 - 0.9531893) = 6.55277\text{mm}$
16	齿轮法向基圆齿距	$p_{bn}$	$p_{bn} = \pi m_n \cos \alpha_n$	$p_{bn} = 3.1415926 \times 3 \times \cos 20^\circ = 8.856\text{mm}$
17	齿轮节圆齿距	$p_i'$	$p_i' = \pi m_i \frac{\cos \alpha_i'(R)}{\cos \alpha_i'(r)}$	$p_{i1}' = 3.037395 \times 3.1415926 \frac{\cos 19.286614^\circ}{\cos 22.98984^\circ} = 9.783817\text{mm}$
18	齿轮大端齿顶圆压力角	$\alpha_{i, L(R)}^*$	$\alpha_{i, L(R)}^* = \arccos \frac{m_i z \cos \alpha_{i, L(R)}}{2r_a^*}$	$\alpha_{i, L1}^* = \arccos \frac{3.037395 \times 20 \cos 19.286614^\circ}{2 \times 35.07831} = 35.185134^\circ$ $\alpha_{i, R1}^* = \arccos \frac{3.037395 \times 20 \cos 20.959045^\circ}{2 \times 35.07831} = 36.040691^\circ$ $\alpha_{i, L2}^* = \arccos \frac{3.037395 \times 50 \cos 19.286614^\circ}{2 \times 81.612202} = 28.571909^\circ$ $\alpha_{i, R2}^* = \arccos \frac{3.037395 \times 50 \cos 20.959045^\circ}{2 \times 81.612202} = 29.67191^\circ$
19	齿顶圆齿厚 (小轮大端)	$s_{i1}^*$	$s_{i1}^* = \frac{\cos \alpha_{i, L(R)}^*}{\cos^2 \alpha_{i, L(R)}^*} m_i \left[ \frac{\pi}{2} + 2x_i^* \frac{\tan \alpha_n \cos \delta}{\cos \beta_i} - \frac{z_i}{2} (\text{inv} \alpha_{i, L1}^* + \text{inv} \alpha_{i, R1}^* - \text{inv} \alpha_{i, L2}^* - \text{inv} \alpha_{i, R2}^*) \right]$	两轮大端变位系数大, 故应校核齿顶厚, 这里只校核小齿轮大端齿顶厚 $s_{i1}^* = \frac{\cos 19.286614^\circ}{\cos^2 35.185134^\circ} \times 3.037395 \left[ \frac{\pi}{2} + 2 \times 0.63286 \times \frac{\tan 20^\circ \cos 6^\circ}{\cos 9^\circ} - \frac{20}{2} (\text{inv} 35.185134^\circ + \text{inv} 36.040691^\circ - \text{inv} 19.286614^\circ - \text{inv} 20.959045^\circ) \right] = 1.5605466\text{mm} > 0.4m_n$ 满足要求

(续)

序号	名称	代号	计算公式	例
21	齿廓端面顶圆重合度	$\varepsilon_{at}(R)$	$\varepsilon_{at}(R) = \frac{1}{2\pi} [z_1(\tan\alpha'_{1L(R)2} - \tan\alpha_{1L(R)1}) + z_2(\tan\alpha'_{2R(L)1} - \tan\alpha'_{1L(R)2})]$ <p>其中</p> $\alpha'_{1L(R)1} = \arccos \frac{m_1 z_1 \cos\alpha_{1L1}}{2r'_{11}}$ <p><math>\alpha'_{1L(R)1}</math> 和 <math>\alpha'_{2R(L)2}</math> 是工作齿宽截面的齿顶压力角, 则计算时用的齿顶圆半径 (如 <math>r'_{11}</math>) 亦是该截面的齿顶圆半径</p>	<p>例: <math>z_1=20, z_2=50, \alpha_1=20', h^*_1=1, c^*_1=0.25, m_1=3, \beta_1=6'</math></p> <p><math>\beta_2=-\beta_1=9', a=109\text{mm}, b_1=18\text{mm}, b_2=15\text{mm}</math>(图c)</p> <p>试设计一对平行轴变厚直齿轮</p> <p>本例工作齿宽 <math>b=b_2=15\text{mm}</math> (图c), 其两齿面压力角 <math>\alpha'_{1L(R)2}</math> 应为大齿轮齿廓端面顶压力角 <math>\alpha'_{1L(R)2}, \alpha'_{2R(L)1}</math> 应为小齿轮相啮截面 (A-A) 的齿顶压力角, 即</p> $\alpha'_{1L1} = \arccos \frac{3.037395 \times 20 \cos 19.286614}{2 \times 34.7830}$ $= 34.44115'$ $\alpha'_{1R1} = \arccos \frac{3.037395 \times 20 \times \cos 20.959045}{2 \times 34.7830}$ $= 35.3202'$ $\varepsilon_{at} = \frac{1}{2\pi} [20(\tan 34.44115' - \tan 22.98984') + 50(\tan 28.571908' - \tan 22.98984')]$ $= 1.78884$ $\varepsilon_{atR} = \frac{1}{2\pi} [20(\tan 35.3202' - \tan 24.386603') + 50(\tan 29.67191' - \tan 24.386603')]$ $= 1.7387232$
22	轴顶圆重合度	$\varepsilon_{\beta L}(R)$	$\varepsilon_{\beta L}(R) = \frac{b \sin \beta_{L1}(R)}{\pi m_n}$	$\varepsilon_{\beta L} = \frac{15 \sin 11.091397'}{\pi \times 3} = 0.3062$ $\varepsilon_{\beta R} = \frac{15 \sin 6.786132'}{\pi \times 3} = 0.1881$
23	总重合度	$\varepsilon_L(R)$	$\varepsilon_L(R) = \varepsilon_{at}(R) + \varepsilon_{\beta L}(R)$	$\varepsilon_L = 1.78884 + 0.3062 = 2.095$ $\varepsilon_{LR} = 1.7387232 + 0.1881 = 1.9268$

### 3 交错轴变厚齿轮传动

#### 3.1 交错轴变厚齿轮传动原理

为研究交错轴变厚齿轮的啮合原理, 引入一个参数为  $m_n, \alpha_n$  的假想的公共齿条, 其齿线倾斜角为  $\beta_1$ , 分度平面与齿轮 1 的轴线夹角为  $\delta_1$  (参看图 3.2-3)。当齿轮 1 推动齿条时,  $\delta_1$  角将保持不变, 齿轮 1 的节圆柱与齿条的节平面作纯滚动。这时假想齿条又可以带动另一个变厚齿轮 2, 齿条的齿线在分度平面上的倾斜角为  $\beta'_2$ , 齿轮 2 的轴线与公共齿条平面夹角为  $\delta'_2$ 。由于公共齿条与两齿轮啮合时均能实现定传动比, 故两内轮之间也是定传动比。

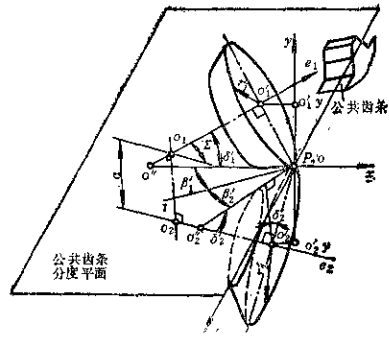


图 3.2-3 交错轴变厚齿轮的啮合

## 3.2 交错轴变厚齿轮的传动计算

表3.2-3 交错轴变厚齿轮传动计算及实例

序号	名称	代号	计算公式	例： $m_n=4, \alpha_n=20^\circ, h_n^*=1, c^*=0.25,$ $z_1=25, z_2=50, \delta_1=5^\circ, \delta_2=5^\circ,$ $\beta_1=25^\circ$ (右旋) $\Sigma=60^\circ$ 。 设计一对非零传动变厚齿轮
1	齿轮端面齿形角系数	$\xi_i$	$\xi_i = \frac{\cos \alpha'_{iL(R)}}{\cos \alpha_{iL(R)}} = \frac{m_n z}{2r' \cos \beta} = \frac{r}{r'}$ $r$ —分度圆半径 $r'$ —节圆半径, $\xi_i=1$ 称零传动, 非零传动的 $\xi_i$ 应接近于1	设计时, 一般选取 $\xi_2$ (或 $r'_2$ ), 也可选择 $\xi_{H1}$ (或 $r'_2$ ), 本例选取 $\xi_{H1}=0.98$
2	齿轮1%分度圆压力角	$\alpha_{iL(R)}$	$\alpha_{iL1} = \arccos \left( \frac{\tan \alpha_n \cos \delta_1 - \sin \delta_1 \tan \beta_1}{\cos \beta_1} \right)$ $\alpha_{iL2} = \arccos \left( \frac{\tan \alpha_n \cos \delta_2 + \sin \delta_2 \tan \beta_1}{\cos \beta_1} \right)$	$\alpha_{iL1} = \arccos \left( \frac{\tan 20^\circ \cos 5^\circ}{\cos 25^\circ} - \sin 5^\circ \tan 25^\circ \right) = 19.768914^\circ$ $\alpha_{iL2} = \arccos \left( \frac{\tan 20^\circ \cos 5^\circ}{\cos 25^\circ} + \sin 5^\circ \tan 25^\circ \right) = 23.78356^\circ$
3	齿轮1端面节圆压力角	$\alpha'_{iL(R)}$	$\alpha'_{iL(R)} = \arccos (\cos \alpha_{iL(R)} \xi_{i1})$	$\alpha'_{iL1} = \arccos [\cos (19.76891^\circ) \times 0.98] = 22.744525^\circ$ $\alpha'_{iL2} = \arccos [\cos (23.78356^\circ) \times 0.98] = 26.262883^\circ$
4	齿轮1分度圆柱螺旋角	$\beta_{iL(R)}$	$\beta_{iL1} = \arctan \left( \tan \beta_1 \cos \delta_1 + \frac{\tan \alpha_n \sin \delta_1}{\cos \beta_1} \right)$ $\beta_{iL2} = \arctan \left( \tan \beta_1 \cos \delta_2 - \frac{\tan \alpha_n \sin \delta_2}{\cos \beta_1} \right)$	$\beta_{iL1} = \arctan \left( \tan 25^\circ \cos 5^\circ + \frac{\tan 20^\circ \sin 5^\circ}{\cos 25^\circ} \right) = 26.54372^\circ$ $\beta_{iL2} = \arctan \left( \tan 25^\circ \cos 5^\circ - \frac{\tan 20^\circ \sin 5^\circ}{\cos 25^\circ} \right) = 23.24506^\circ$
5	公共齿条分度平面与齿轮1轴线的夹角	$\delta'_1$	$\delta'_1 = \arctan \left( \frac{\xi_{i1} \tan \alpha'_{iL1} - \tan \alpha'_{iL1}}{2 \cos \delta'_1 \tan \beta_1} \right)$	$\delta'_1 = \arctan \left( \frac{0.98 \times \tan 26.262883^\circ - \tan 22.744525^\circ}{2 \cos 5^\circ \tan 25^\circ} \right) = 4.4753405^\circ$
6	公共齿条与齿轮1啮合时分度平面上齿线倾斜角	$\beta'_1$	$\beta'_1 = \arctan \frac{\cos \delta_1 \tan \beta_1}{\cos \delta'_1 \xi_{i1}}$	$\beta'_1 = \arctan \frac{\cos 5^\circ \tan 25^\circ}{\cos (4.4753405^\circ) \times 0.98} = 25.429367^\circ$
7	公共齿条法向齿形角	$\alpha'$	$\alpha' = \arccos \left( \cos \alpha_n \xi \frac{\cos \beta_1}{\cos \beta'_1} \right)$	$\alpha' = \arccos \left( \cos 20^\circ \times 0.98 \frac{\cos 25^\circ}{\cos 25.429367^\circ} \right) = 22.458856^\circ$
8	公共齿条的法向模数	$m'$	$m' = \frac{m_n \cos \beta'}{\xi \cos \beta}$	$m' = \frac{4 \cos 25.42937^\circ}{0.98 \cos 25^\circ} = 4.0672561 \text{ mm}$

(续)

序号	名称	代号	计算公式	例: $m_n=4, \alpha_n=20^\circ, \beta_n^*=1, c^*=0.25,$ $z_1=25, z_2=50, \delta_1=5^\circ, \delta_2=6^\circ,$ $\beta_1=25^\circ$ (右旋) $\Sigma=60^\circ,$ 设计一对非零传动交序齿轮
9	公共齿条与 齿轮2啮 合时分度 平面上齿 线倾斜角	$\beta_2'$	$\beta_2' = \arccos[\cos\beta_1'(\tan\beta_1' \sqrt{1-F^2} + F)]$ 其中 $F = \frac{\cos\Sigma + \sin\delta_1' \sqrt{1-E}}{\cos\delta_1' \sqrt{E}}$ $E = \frac{\cos^2\alpha_n + \sin^2\alpha_n \cos^2\delta_2 - \cos^2\alpha_n'}{\sin^2\alpha_n'}$	$E = \frac{\cos^2 20^\circ + \sin^2 20^\circ \cos^2 6^\circ - \cos^2 22.458856^\circ}{\sin^2 22.458856^\circ}$ $= 0.9912421$ $F = \frac{\cos 60^\circ + \sin 4.4753405^\circ \times \sqrt{1-0.9912421}}{\cos 4.4753405^\circ \times \sqrt{0.9912421}}$ $= 0.511096821$ $\beta_2' = \arccos[\cos 25^\circ 429367$ $\times \sqrt{1-(0.511096821)^2 + 0.511096821}]$ $= 33.833717^\circ$ (右旋)
10	齿条刀加工 齿轮2时 分度平面 上的齿线 倾斜角	$\beta_2$	$\beta_2 = \arcsin\left(\xi_{11} \sqrt{E} \frac{\cos\beta_1 \sin\beta_2'}{\cos\beta_2' \cos\delta_2}\right)$	$\beta_2 = \arcsin\left(0.98 \times \sqrt{0.9912421} \times \frac{\cos 25^\circ \sin 33.833717^\circ}{\cos 25^\circ 429367 \cos 6^\circ}\right)$ $= 33.242096^\circ$
11	齿轮2端面 压力角系 数	$\xi_{12}$	$\xi_{12} = \xi_{11} \frac{\cos\beta_1 \cos\beta_2'}{\cos\beta_2 \cos\beta_1'}$	$\xi_{12} = 0.98 \frac{\cos 25^\circ \cos 33.833717^\circ}{\cos 33.242076^\circ \cos 25^\circ 429367}$ $= 0.9767558$
12	齿轮2端面 分度圆压 力角	$\alpha_{1,2}, \alpha_{2,2}$	$\alpha_{1,2} = \arccos\left(\frac{\tan\alpha_n \cos\delta_2 - \sin\delta_2 \tan\beta_2}{\cos\beta_2}\right)$ $\alpha_{2,2} = \arccos\left(\frac{\tan\alpha_n \cos\delta_1 + \sin\delta_1 \tan\beta_2}{\cos\beta_2}\right)$	$\alpha_{1,2} = \arccos\left(\frac{\tan 20^\circ \cos 6^\circ - \sin 6^\circ \tan 33.242076^\circ}{\cos 33.242076^\circ}\right)$ $= 20.016049^\circ$ $\alpha_{2,2} = \arccos\left(\frac{\tan 20^\circ \cos 6^\circ + \sin 6^\circ \tan 33.242076^\circ}{\cos 33.242076^\circ}\right)$ $= 26.62606^\circ$
13	齿轮2端面 节圆压力 角	$\alpha'_{L,R1}$	$\alpha'_{L1} = \arccos(\xi_{12} \cos\alpha_{L12})$ $\alpha'_{R1} = \arccos(\xi_{12} \cos\alpha_{R12})$	$\alpha'_{L1} = \arccos(0.9767558 \cos 20.016049^\circ)$ $= 23.399713^\circ$ $\alpha'_{R1} = \arccos(0.9767558 \cos 26.62606^\circ)$ $= 29.269815^\circ$
14	公共齿条分 度平面与 齿轮2轴 线的夹角	$\delta_2'$	$\delta_2' = \arccos \frac{\tan\beta_2 \cos\delta_2}{\xi_{12} \tan\beta_2'}$	$\delta_2' = \arccos \frac{\tan 33.242076^\circ \cos 6^\circ}{0.9767558 \tan 33.833717^\circ}$ $= 5.368303^\circ$

(续)

序号	名称	代号	计算公式	
				例: $m_n=4, \alpha_n=20^\circ, h_a^*=1, c^*=0.25,$ $z_1=25, z_2=50, \delta_1=5^\circ, \delta_2=6^\circ,$ $\beta_1=25^\circ$ (右旋) $\Sigma=60^\circ.$ 设计一对非零传动变厚齿轮
15	利用无侧隙啮合方程求两齿轮在节圆面的变位系数	$x_{11}$ $x_{12}$	无侧隙啮合方程 $2 \tan \alpha_n \left( x_{11} \frac{\cos \delta_{11}}{\cos \beta_1} + x_{12} \frac{\cos \delta_{12}}{\cos \beta_2} \right) = \frac{z_1}{2} (\text{inv } \alpha'_{11} + \text{inv } \alpha'_{21} - \text{inv } \alpha_{11}) - \text{inv } \alpha_{21} + \frac{z_2}{2} (\text{inv } \alpha'_{12} + \text{inv } \alpha'_{22} - \text{inv } \alpha_{12}) - \text{inv } \alpha_{22}$	$2 \tan 20^\circ \left( x_{11} \frac{\cos 25^\circ}{\cos 26^\circ} + x_{12} \frac{\cos 6^\circ}{\cos 33.242076^\circ} \right) = \frac{25}{2} (\text{inv } 22.744525^\circ + \text{inv } 26.262883^\circ - \text{inv } 19.768914^\circ - \text{inv } 23.78356^\circ) + \frac{50}{2} (\text{inv } 23.399813^\circ + \text{inv } 29.169815^\circ - \text{inv } 20.016049^\circ - \text{inv } 26.62506^\circ)$ 即 $0.924368x_{11} + x_{12} = 0.88147$ 选取 $x_{11} = 0.3$ , 则 $x_{12} = 0.88147 - 0.924368 \times 0.3 = 0.60416$
16	齿轮齿顶圆变动系数	$\sigma$	$\sigma_{11} = x_{11} - \frac{z_1}{2} \left( \frac{1}{\xi_{11}} - 1 \right) + \frac{\cos \beta_1 \cos \delta_{11}^t}{\cos \beta_2 \cos \delta_{12}^t} \cdot \left[ x_{12} - \frac{z_2}{2} \left( \frac{1}{\xi_{12}} - 1 \right) \right]$ $\sigma_{12} = x_{12} - \frac{z_2}{2} \left( \frac{1}{\xi_{12}} - 1 \right) + \frac{\cos \beta_2 \cos \delta_{21}^t}{\cos \beta_1 \cos \delta_{12}^t} \cdot \left[ x_{11} - \frac{z_1}{2} \left( \frac{1}{\xi_{11}} - 1 \right) \right]$	$\sigma_{11} = 0.3 - \frac{25}{2} \left( \frac{1}{0.98} - 1 \right) + \frac{\cos 25^\circ \cos 5.369803^\circ}{\cos 33.242076^\circ \cos 4.475947^\circ} \cdot \left[ 0.60416 - \frac{50}{2} \left( \frac{1}{0.97875581} - 1 \right) \right] = 0.054883$ $\sigma_{12} = 0.60416 - \frac{25}{2} \left( \frac{1}{0.97875581} - 1 \right) + \frac{\cos 33.242076^\circ \cos 4.475341^\circ}{\cos 25^\circ \cos 5.369808^\circ} \cdot \left[ 0.3 - \frac{50}{2} \left( \frac{1}{0.98} - 1 \right) \right] = 0.05101$
17	齿顶圆齿数	$m$	$m_r = \frac{m_n}{\cos \beta}$	$m_{r1} = \frac{4}{\cos 25^\circ} = 4.4186117$ $m_{r2} = \frac{4}{\cos 33.242076^\circ} = 4.7826187$
18	齿顶端圆齿顶高系数	$h_a^*$	$h_a^* = h_n^* \frac{\cos \beta}{\cos \delta}$	$h_{a1}^* = 1 \times \frac{\cos 25^\circ}{\cos 5^\circ} = 0.9697697$ $h_{a2}^* = 1 \times \frac{\cos 33.242076^\circ}{\cos 6^\circ} = 0.8406689$
19	齿顶端圆齿顶高附加系数	$c^*$	$c^* = c_n^* \frac{\cos \beta}{\cos \delta}$	$c_{11}^* = 0.25 \frac{\cos 25^\circ}{\cos 5^\circ} = 0.2274424$ $c_{12}^* = 0.25 \frac{\cos 33.242076^\circ}{\cos 6^\circ} = 0.2102422$
20	齿顶圆齿顶圆齿顶圆	$r$	$r = \frac{m_n z}{2}$	$r_1 = \frac{4.4186117 \times 25}{2} = 55.1689 \text{ mm}$ $r_2 = \frac{4.7826187 \times 50}{2} = 119.6654 \text{ mm}$

(续)

序号	名称	代号	计算公式	例: $w_n=4, \alpha_n=20^\circ, h^*=1, c^*=0.25,$ $z_1=25, z_2=50, \delta_1=5^\circ, \delta_2=6^\circ,$ $\beta_1=25^\circ$ (右旋) $\Sigma=60^\circ,$ 设计一对非零传动变厚齿轮
21	齿轮节圆半径	$r'$	$r'_{1,2} = \frac{r_{1,2}}{\delta_{1,2}}$	$r'_1 = \frac{55.1689}{0.93} = 59.2948\text{mm}$ $r'_2 = \frac{119.5654}{6.97675581} = 17.1385\text{mm}$
22	齿轮在节端面齿顶圆半径	$r_a$	$r_a = m_t \left( \frac{z}{2} + h_a^* + x_t - \sigma_t \right)$	$r_{a,1} = 4.4135117 \left( \frac{25}{2} + 0.9097697 + 0.3 - 0.054683 \right) = 60.2660\text{mm}$ $r_{a,2} = 4.7826187 \left( \frac{50}{2} + 0.8409689 + 0.60416 - 0.05101 \right) = 126.23299\text{mm}$
23	齿轮在节端面齿根圆半径	$r_f$	$r_f = m_t \left( \frac{z}{2} + x_t - h_a^* - c^* \right)$	$r_{f,1} = 4.4135117 \left( \frac{25}{2} + 0.3 - 0.9097697 - 0.2274424 \right) = 51.47385\text{mm}$ $r_{f,2} = 4.7826187 \left( \frac{50}{2} + 0.60416 - 0.8409689 - 0.2102422 \right) = 117.42738\text{mm}$
24	两齿轮轴线中心距	$a$	$a = \frac{\sin(\beta_1' + \beta_2') (r_2' \cos \delta_1' + r_1' \cos \delta_2')}{\sin \Sigma}$	$\frac{\sin(25.4^\circ + 20.7^\circ + 33.833717^\circ)}{\sin 60^\circ} \left( \frac{122.4353117}{4.7826187} + \frac{60.2660}{4.4135117} \right)$ $= 176.77267\text{mm}$
25	齿轮基圆半径	$r_{b1(R)}$	$r_{b1(R)} = r \cos \alpha_t (R)$	$r_{b1,1} = r_1 \cos \alpha_{t,1,2} = 55.1689 \cos 19.76891^\circ = 51.91749\text{mm}$ $r_{b1,2} = 55.1689 \cos 23.78256^\circ = 50.33704\text{mm}$ $r_{b1,2} = 119.5654 \cos 20.016049^\circ = 112.34327\text{mm}$ $r_{b2,2} = 119.5654 \cos 26.62506^\circ = 106.88648\text{mm}$
26	齿轮 2 分度圆柱螺旋角	$\beta_{L1(R2)}$	$\beta_{L1} = \arctan \left( \tan \beta_1 \cos \delta_1 + \frac{\tan \alpha_n \sin \delta_1}{\cos \beta_1} \right)$ $\beta_{R1} = \arctan \left( \tan \beta_1 \cos \delta_1 - \frac{\tan \alpha_n \sin \delta_1}{\cos \beta_1} \right)$	$\beta_{L1} = \arctan \left( \tan 33.242076^\circ \cos 6^\circ + \frac{\tan 20^\circ \sin 6^\circ}{\cos 33.242076^\circ} \right) = 34.88020^\circ$ $\beta_{R1} = \arctan \left( \tan 33.242076^\circ \cos 6^\circ - \frac{\tan 20^\circ \sin 6^\circ}{\cos 33.242076^\circ} \right) = 31.3057^\circ$



(续)

序号	名称	代号	计算公式	例： $m_2=4, \alpha_n=20^\circ, h_a^*=1, c^*=0.25,$ $z_1=25, z_2=50, \delta_1=5^\circ, \delta_2=6^\circ,$ $\beta_1=25^\circ$ (右旋) $\Sigma=60^\circ,$ 设计一对非零传动变厚齿轮
27	两齿轮基圆柱螺旋角	$\beta_{BL(R)}$	$\beta_{BL(R)} = \arccos \frac{\tan \beta_{L(R)} \cos \alpha_{1L(R)}}{\cos \alpha_{1L(R)}}$	$\beta_{BL1} = \arccos \frac{\tan \beta_{1L} \cos \alpha_{1L1}}{\cos \alpha_{1L1}}$ $= \arccos \frac{\tan(20^\circ - 54.372^\circ \cos 19.768914^\circ)}{\cos 19.768914^\circ}$ $= 25.17783^\circ$ $\beta_{BL2} = \arccos \frac{\tan \beta_{2L} \cos \alpha_{2L2}}{\cos \alpha_{2L2}}$ $= \arccos \frac{\tan(23.24506^\circ \cos 23.78356^\circ)}{\cos 23.78356^\circ}$ $= 21.46750^\circ$ $\beta_{BL3} = \arccos \frac{\tan \beta_{3L} \cos \alpha_{3L3}}{\cos \alpha_{3L3}}$ $= \arccos \frac{\tan(34.83920^\circ \cos 20.016049^\circ)}{\cos 20.016049^\circ}$ $= 33.23315^\circ$ $\beta_{BL4} = \arccos \frac{\tan \beta_{4L} \cos \alpha_{4L4}}{\cos \alpha_{4L4}}$ $= \arccos \frac{\tan(31.23057^\circ \cos 26.62506^\circ)}{\cos 26.62506^\circ}$ $= 28.46003^\circ$
28	交齿轴变厚去轮的重合度	$\rho_{L(R)}$	$\rho_{L(R)} = \frac{PB_{L(R)1} + PB_{L(R)2}}{\pi m_2 \cos \alpha_n}$ <p>其中</p> $PB_{L(R)1} = \frac{ x_{BL(R)1} }{\sin \beta_{BL(R)1}}$ $PB_{L(R)2} = \frac{ x_{BL(R)2} }{\sin \beta_{BL(R)2}}$ <p>对于左齿面</p> $x_{BL} = \frac{-B \pm \sqrt{C}}{A}$ <p><math>\sqrt{C}</math> 前面符号右取“+”，左旋取“-”</p> $A = \frac{1}{\tan^2 \beta_{BL}} - \tan^2 \delta$ $B = r_1 \tan \delta + \frac{\sqrt{r_1^2 - r_{bL}^2}}{\tan \beta_{BL}}$ $C = \frac{r_1^2 - r_{bL}^2}{\tan^2 \beta_{BL}} + 2 \sqrt{r_1^2 - r_{bL}^2} \cdot \frac{\tan \delta}{\tan \beta_{BL}} + r_1^2 \tan^2 \delta$ <p>对于右齿面有如下公式：</p> $x_{BL} = -\frac{B + \sqrt{C}}{A}$ <p>(<math>\sqrt{C}</math> 前面符号与左齿面取法相同)</p> $A = \frac{1}{\tan^2 \beta_{BL}} - \tan^2 \delta$ $B = r_2 \tan \delta - \frac{\sqrt{r_2^2 - r_{bR}^2}}{\tan \beta_{BL}}$ $C = \frac{r_2^2 - r_{bR}^2}{\tan^2 \beta_{BL}} - 2 \sqrt{r_2^2 - r_{bR}^2} \cdot \frac{\tan \delta}{\tan \beta_{BL}} + r_2^2 \tan^2 \delta$	<p>先求齿轮1左齿面齿顶啮合线的长 <math>PB_{L1}</math>：</p> $A = \frac{1}{\tan^2 25.17783^\circ} - \tan^2 5^\circ = 4.61751$ $B = 60.266 \tan 5^\circ + \frac{\sqrt{60.266^2 - 51.91749^2}}{\tan 25.17783^\circ}$ $= 61.570259$ $C = \frac{60.266^2 - 51.91749^2}{\tan^2 25.17783^\circ} + 2 \sqrt{60.266^2 - 51.91749^2}$ $\times 60.266 \frac{\tan 5^\circ}{\tan 25.17783^\circ} + 60.266^2 \tan^2 5^\circ$ $= 4760.5888$ $x_{BL1} = \frac{-61.570259 + \sqrt{4760.5888}}{4.61751}$ $= 3.841554$ $\rho_{BL1} = \frac{3.841554}{\sin 25.17783^\circ} = 9.02983$ <p>将齿轮2左齿面参数代入上述公式，同样可求出齿轮2左齿面齿顶啮合线长 <math>PB_{L2}</math>：</p> $A = 2.318338$ $B = 67.282499$ $C = 9856.9791$ $x_{BL2} = 5.1738724 \text{ mm}$ $PB_{L2} = 9.4405588 \text{ mm}$ <p>则左齿面重合度</p> $\rho_{L1} = \frac{9.02983 + 9.4405588}{4 \times \pi \times \cos 20^\circ} = 1.59416$ <p>若将齿轮1,2右齿面参数分别代入右齿面公式，同样可求出齿轮1,2右齿面齿顶啮合线长度，<math>x_{BR1} = -3.5231 \text{ mm}</math>，<math>PB_{R1} = 9.6312365 \text{ mm}</math>，<math>x_{BR2} = -4.616885 \text{ mm}</math>，<math>PB_{R2} = 9.47630 \text{ mm}</math>，则右齿面重合度为</p> $\rho_{R1} = 1.6181137$

(续)

序号	名称	代号	计算公式	
				例: $m_n=4, \alpha_n=20^\circ, h_n^*=1, c^*=0.25,$ $z_1=26, z_2=50, \delta_1=5^\circ, \delta_2=6^\circ,$ $\beta_1=25^\circ$ (右旋) $\Sigma=60^\circ,$ 设计一对非零传动变厚齿轮
29	齿轮1在节端面的有效齿宽 (大端、小端)	$b_{L(R)1}^t$ $b_{L(R)1}^n$	$b_{L(R)1}^t = X_{B(L)1} > 0$ 时, 为小端有效齿宽, 否则为大端的 $b_{L(R)1}^n =  X_{B(L)1}  \frac{\sin\beta_{L(R)1}}{\sin\beta_{L(R)2}}$ 为另一端有效齿宽 然后取同一端 (左、右) 大者为该端有效齿宽	$b_{L1}^t = X_{L1} = 3.841554\text{mm}$ ( $> 0$ 则为小端的) $b_{L1}^n =  5.1738724  \frac{\sin 25.17733^\circ}{\sin 33.23315^\circ}$ $= 4.01629\text{mm}$ (大端) $b_{R1}^t = X_{R1} = -3.52321\text{mm}$ ( $< 0$ 则为大端的) $b_{R1}^n =   -4.515885   \frac{\sin 21.45750^\circ}{\sin 28.46003^\circ}$ $= 3.456535\text{mm}$ (小端) 同时考虑左右齿面, 且小端有效齿宽取为 $3.841554\text{mm}$ 大端有效齿宽为 $4.01629\text{mm}$ 总的有效齿宽 $b_{s1} = 3.84155 + 4.01629 = 7.85784\text{mm}$
30	齿轮2的有效齿宽 (大端、小端)	$b_{L(R)2}^t$ $b_{L(R)2}^n$	$b_{L(R)2}^t = X_{B(L)2} > 0$ 为小端的有效齿宽, 否则为大端的 $b_{L(R)2}^n =  X_{B(L)2}  \frac{\sin\beta_{L(R)2}}{\sin\beta_{L(R)1}}$ 为另一端有效齿宽然后考虑同一端左右齿面, 取大者为该端有效齿宽	$b_{L2}^t = x_{L2} = 5.1738724\text{mm} > 0$ (为小端的) $b_{L2}^n =  3.841554  \frac{\sin 33.23315^\circ}{\sin 25.17733^\circ}$ $= 4.9487751\text{mm}$ (为大端) $b_{R2}^t = x_{R2} = -4.515885\text{mm} < 0$ (为大端的) $b_{R2}^n =   -3.52321   \frac{\sin 28.46003^\circ}{\sin 21.45750^\circ}$ $= 4.589716\text{mm}$ (小端) 则小端有效齿宽取为 $5.1738724\text{mm}$ 大端有效齿宽取为 $4.9487751\text{mm}$ 总的有效齿宽 $b_{s2} = 5.17387 + 4.94878$ $= 10.12265\text{mm}$ 考虑到结构需要, 并保证计算的齿宽, 本例在齿轮1、2当端面两侧各取 $10\text{mm}$ , 即两齿轮齿宽 $b_1$ 和 $b_2$ 为 $b_1 = b_2 = 20\text{mm}$
31	齿轮大端齿顶圆半径	$r_1^t$	$r_1^t = r_o + \frac{b}{2} \tan\delta$	$r_{o1}^t = 60.266 + \frac{20}{2} \tan 5^\circ = 61.14089\text{mm}$ $r_{o2}^t = 126.23299 + \frac{20}{2} \tan 6^\circ = 127.28403\text{mm}$
32	齿轮大端变位系数	$x_1^t$	$x_1^t = x_1 + \frac{b}{2} \frac{\tan\delta}{m_t}$	$x_{11}^t = 0.3 + \frac{20}{2} \frac{\tan 5^\circ}{4.4185117} = 0.49823$ $x_{12}^t = 0.80416 + \frac{20}{2} \frac{\tan 6^\circ}{4.7826182} = 0.82376$

### 3.3 交错轴变厚齿轮实现线接触的条件

交错轴变厚齿轮一般只能实现点接触, 因为两齿轮齿面虽然各自与公共齿条成线接触, 但这两条

接触线一般不重合, 而是相交于一点。但由于参数  $\delta$ 、 $\beta$ 、 $\alpha_n$  等对变厚齿轮与公共齿条接触线位置均有影响, 因而可通过适当选择参数, 使齿轮一侧齿面实现线接触。

如图3.2-4所示,  $LL$ 是公共齿条分度平面与其法磨平面的交线, 齿条与齿轮的接触线为 $K_1$ 和 $K_2$ , 它们分别与 $LL$ 的交角为 $\nu_{L(R)1}$ 和 $\nu_{L(R)2}$ , 可见, 若 $\nu_{L1} + \nu_{L2} = 0$  或  $\nu_{R1} + \nu_{R2} = 0$ , 就可以实现左(或右)侧齿廓线接触。

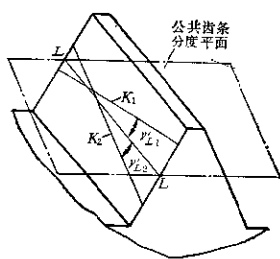


图3.2-4 公共齿条齿面上的接触线

由图3.2-5可推导出

$$\left. \begin{aligned} \tan \nu_{L1} &= \tan \beta_1' \sin \alpha_n' - \frac{\tan \delta_1' \cos \alpha_n'}{\cos \beta_1'} \\ \tan \nu_{L2} &= \tan \beta_2' \sin \alpha_n' - \frac{\tan \delta_2' \cos \alpha_n'}{\cos \beta_2'} \end{aligned} \right\} (3.2-1)$$

$$\left. \begin{aligned} \tan \nu_{R1} &= \tan \beta_1' \sin \alpha_n' + \frac{\tan \delta_1' \cos \alpha_n'}{\cos \beta_1'} \\ \tan \nu_{R2} &= \tan \beta_2' \sin \alpha_n' + \frac{\tan \delta_2' \cos \alpha_n'}{\cos \beta_2'} \end{aligned} \right\} (3.2-2)$$

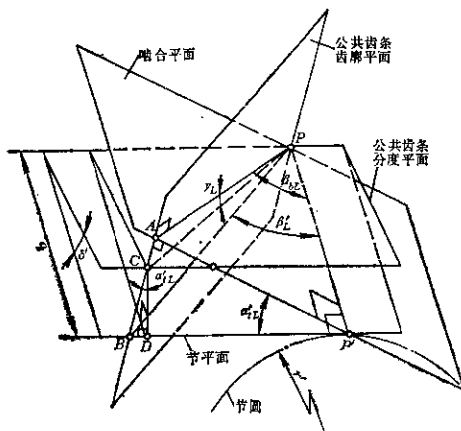


图3.2-5 公共齿条啮合时各角参数的关系

式中  $\delta_1'$ 、 $\delta_2'$  分别为公共齿条分度平面与齿轮1、2轴线的夹角;  $\beta_1'$ 、 $\beta_2'$  分别为齿条齿线在齿轮1、2的分度平面上的倾斜角, 其符号的选取应是: 齿条齿厚中点连线的螺旋角右旋时取正值, 反之, 取负值。

由公式(3.2-1)和(3.2-2)分析可知, 当 $\beta_1' + \beta_2' > 0$ 时(即两齿轮均右旋或一个右旋的 $\beta'$ 大而左旋的 $\beta'$ 小时), 只有左齿面可能实现线接触, 其条件为:

$$\tan \alpha_n' (\tan \beta_1' + \tan \beta_2') = \frac{\tan \delta_1'}{\cos \beta_1'} + \frac{\tan \delta_2'}{\cos \beta_2'} \quad (3.2-3)$$

若 $\beta_1' + \beta_2' < 0$ , 只有右齿面可能实现线接触, 其条件为:

$$\begin{aligned} -\tan \alpha_n' (\tan \beta_1' + \tan \beta_2') &= \frac{\tan \delta_1'}{\cos \beta_1'} \\ &+ \frac{\tan \delta_2'}{\cos \beta_2'} \end{aligned} \quad (3.2-4)$$

设计时, 一般应先给定一个或几个参数, 如 $\beta_1$ 给定, 由表3.2-3可知, 给定参数与 $\beta_1'$ 、 $\beta_2'$ 、 $\delta_1'$ 、 $\delta_2'$ 、 $\alpha_n'$ 的关系均很复杂, 此时, 为满足以上条件, 可利用计算机进行多次迭代计算。

在特殊情况下, 为便于加工, 选取 $\delta_1 = \delta_2 = \delta$ , 对于 $\xi_{11} = \xi_{12} = 1$ 的零传动, 则实现线接触条件公式(3.2-3)成为

$$\tan \alpha_n \sin(\beta_1 + \beta_2) = \tan \delta (\cos \beta_1 + \cos \beta_2) \quad (3.2-5)$$

根据两齿轮轴线交角的关系,  $\beta_1$ 、 $\beta_2$ 、 $\delta$ 和 $\Sigma$ 还有以下关系:

$$\cos \Sigma = \cos(\beta_1 + \beta_2) \cos^2 \delta - \sin^2 \delta \quad (3.2-6)$$

由上面两个公式, 又可得齿条刀具在分度平面上的齿线倾斜角

$$\left. \begin{aligned} \beta_1 &= \arccos \frac{\cos \frac{\Sigma}{2}}{\cos \delta} + \arccos \frac{\tan \alpha_n}{\sin \delta} \\ &\cdot \sqrt{\cos^2 \delta - \cos^2 \frac{\Sigma}{2}} \\ \beta_2 &= \arccos \frac{\cos \frac{\Sigma}{2}}{\cos \delta} - \arccos \frac{\tan \alpha_n}{\sin \delta} \\ &\cdot \sqrt{\cos^2 \delta - \cos^2 \frac{\Sigma}{2}} \end{aligned} \right\} (3.2-7)$$

上式中的 $\beta_1$ 、 $\beta_2$ 可以互换, 并且 $\Sigma$ 、 $\delta$ 、 $\alpha_n$ 必须满

下面关系

$$2\delta \leq \Sigma \leq 2\alpha r \sin \frac{\sin \delta}{\sin \alpha_n} \quad (3.2-8)$$

余弦函数才小于1。为使 $\beta_1$ 和 $\beta_2$ 都小于 $90^\circ$ ，必须满足

$$\delta < \alpha_n \quad (3.2-9)$$

如果设计时取 $\beta_1 = \beta_2 = \beta$ ， $\delta_1 = \delta_2 = \delta$ ，必须满足

$$\left. \begin{aligned} \tan \beta &= \cos \alpha_n \tan \frac{\Sigma}{2} \\ \sin \delta &= \sin \alpha_n \sin \frac{\Sigma}{2} \end{aligned} \right\} \quad (3.2-10)$$

才能实现线接触。

但应注意，实践表明，单纯追求理论上的线接触，可能带来不良后果，因这种传动对加工和装配误差敏感，偏载严重。为此，通常采用两齿轮的齿面是近似于线接触的点接触，这就可以克服上述缺点。这样，两方面的相对曲率小，对误差不敏感。所以，在设计交错轴厚齿传动时，可先按线接触计算，然后略为变动 $\beta_1$  ( $\beta_2$ ) 或 $\delta_1$  ( $\delta_2$ )，使两接触线的夹角( $\gamma_{L1} + \gamma_{L2}$ )很小，便可达到近似线接触的点接触的目的。

例：在取 $\xi_{11} = 1$  (零传动)， $\delta_1 = \delta_2 = \delta$ 时，将表3.2-3中例题设计成线接触(近似)传动。

由公式(3.2-8)可得 $\delta$ 的选择范围

$$\delta_{\max} = \frac{\Sigma}{2} = \frac{60^\circ}{2} = 30^\circ$$

$$\begin{aligned} \delta_{\min} &= \sin^{-1} \left( \sin \frac{\Sigma}{2} \sin \alpha_n \right) \\ &= \sin^{-1} \left( \sin \frac{60^\circ}{2} \sin 20^\circ \right) = 9.8466^\circ \end{aligned}$$

又由(3.2-9)式得： $\delta < \alpha_n = 20^\circ$ ，即 $\delta$ 应在 $9.8466^\circ \sim 20^\circ$ 之间选择。取 $\delta = 10^\circ$ 。由公式(3.2-7)得：

$$\beta_1 = \arccos \frac{\cos \frac{60^\circ}{2}}{\cos 10^\circ} + \arccos \frac{\tan 20^\circ}{\sin 10^\circ}$$

$$\sqrt{\cos^2 10^\circ - \cos^2 \frac{60^\circ}{2}} = 39.0807^\circ$$

$$\beta_2 = \arccos \frac{\cos \frac{60^\circ}{2}}{\cos 10^\circ} - \arccos \frac{\tan 20^\circ}{\sin 10^\circ}$$

$$\sqrt{\cos^2 10^\circ - \cos^2 \frac{60^\circ}{2}} = 17.7827^\circ$$

如果希望减小 $\beta_1$ ，可取 $\beta_1 = \beta_2 = \beta$ ，由公式(3.2-10)得

$$\beta = \arctan \left( \cos 20^\circ \tan \frac{60^\circ}{2} \right) = 28.4812^\circ$$

$$\delta = \arcsin \left( \sin \frac{60^\circ}{2} \sin 20^\circ \right) = \delta_{\min} = 9.8466^\circ$$

为实现接近线接触的点接触传动，对 $\beta_1$ 、 $\beta_2$ 略作变动，取 $\beta_2 = 20^\circ$ ，则 $\beta_1$ 可由公式(3.2-6)计算得出

$$\begin{aligned} \beta_1 &= \arccos \left( \frac{\cos \Sigma + \sin^2 \delta}{\cos^2 \delta} \right) - \beta_2 \\ &= \arccos \left( \frac{\cos 60^\circ + \sin^2 10^\circ}{\cos^2 10^\circ} \right) - 20^\circ \\ &= 36.86341^\circ \end{aligned}$$

下面计算两条接触线在公共齿条齿廓平面上的交角 $\gamma_{L1} + \gamma_{L2}$

$$\gamma_{L1} = \arccos \left( \tan \beta_1 \sin \alpha_n - \frac{\tan \delta_1 \cos \alpha_n}{\cos \beta_1} \right)$$

$$\begin{aligned} &= \arccos \left( \tan 36.86341^\circ \sin 20^\circ \right. \\ &\quad \left. - \frac{\tan 10^\circ \cos 20^\circ}{\cos 36.86341^\circ} \right) = 2.8256^\circ \end{aligned}$$

$$\gamma_{L2} = \arccos \left( \tan \beta_2 \sin \alpha_n - \frac{\tan \delta_2 \cos \alpha_n}{\cos \beta_2} \right)$$

$$\begin{aligned} &= \arccos \left( \tan 20^\circ \sin 20^\circ - \frac{\tan 10^\circ \cos 20^\circ}{\cos 20^\circ} \right) \\ &= -2.9877^\circ \end{aligned}$$

$$\gamma_{L1} + \gamma_{L2} = -0.1421^\circ \text{ 满足要求。}$$

## 第3章 偏心渐开线齿轮传动

由于渐开线齿轮具有中心距变动仍能保证正确啮合，并不影响其传动比，利用这一优点，可做成偏心齿轮来实现变传动比运动，其运动规律与椭圆齿轮相似。

### 1 偏心渐开线齿轮传动原理

图3.3-1所示，是一对齿数和其他参数相同、偏心距(几何中心 $c$ 到转动中心 $o$ 的距离) $e$ 也相等

的一对偏心渐开线齿轮传动。

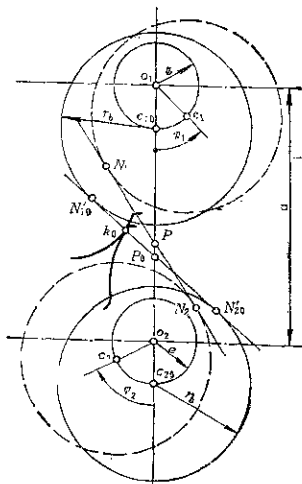


图 3.3-1 偏心渐开线齿轮传动

在起始位置, 两齿轮的几何中心  $c_1$ 、 $c_2$  位于各自转动中心同侧  $c_{10}$ 、 $c_{20}$  点, 此时两齿廓啮合于  $k_0$  点, 公法线  $N_{10}N_{20}$  为两齿轮基圆的内公切线, 它与中心线  $O_1O_2$  交点  $P_0$  为节点, 由于存在偏心, 两齿轮此刻的瞬时传动比不等于 1, 而是

$$i_0 = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{O_2P_0}{O_1P_0} = \frac{\frac{a}{2} - e}{\frac{a}{2} + e}$$

式中,  $a$  为中心距。

当齿轮 1 转过角  $\varphi_1$  时, 齿轮 2 将转过角  $\varphi_2$ 。由于传动比不等于 1, 故  $\varphi_1 \neq \varphi_2$ 。此时公法线与中心线的交点 (节点) 为  $P$ , 传动比将变为  $i = \frac{O_2P}{O_1P}$ 。

这样就实现了变传动比的啮合。

由于两齿轮的转角不相等, 其几何中心的距离  $c_1c_2$  在齿轮转一展中呈周期变化, 由此而引起啮合角、重合度、顶隙和侧隙随之改变, 下面将会看到, 它们的变化规律不仅与齿轮的几何参数有关, 而且与偏心大小有关。

偏心齿轮啮合时, 两齿轮相对齿廓公法线 (基圆内公切线) 的运动, 相当于两轮的基圆在公切线上滚动 (图 3.3-2a 中  $ox$  轴为公切线), 并且滚动速度不等 (因两齿轮转速不等)。两轮几何中心  $c_1$  和  $c_2$

运动轨迹分别为平行公切线  $ox$  上方和下方 (相距基圆半径  $r_b$ ) 的直线, 其位移方程为

$$\left. \begin{aligned} x_{c1} &= a \sin \alpha_0' + r_b \theta_1 \\ y_{c1} &= r_b \end{aligned} \right\} \quad (3.3-1)$$

$$\left. \begin{aligned} x_{c2} &= r_b \theta_2 \\ y_{c2} &= -r_b \end{aligned} \right\} \quad (3.3-2)$$

两齿轮转动中心  $o_1$  和  $o_2$  的轨迹各为一条短幅摆线 (图 3.3-2b), 其曲线方程为:

$$\left. \begin{aligned} x_{o1} &= a \sin \alpha_0' + r_{b1} \theta_1 + e \sin (\alpha_0' + \theta_1) \\ y_{o1} &= r_1 + e \cos (\alpha_0' + \theta_1) \end{aligned} \right\} \quad (3.3-3)$$

$$\left. \begin{aligned} x_{o2} &= r_2 \theta_2 - e \sin (\theta_2 - \alpha_0') \\ y_{o2} &= -r_2 + e \cos (\theta_2 - \alpha_0') \end{aligned} \right\} \quad (3.3-4)$$

在以上四式中

$a$ ——偏心齿轮的中心距;

$\theta_1, \theta_2$ ——齿轮 1、2 基圆滚过的角度;

$\alpha_0'$ ——初始啮合角, 其值为  $\cos \alpha_0' = \frac{mz}{a} \cos \alpha$

该式中  $z = z_1 = z_2$  (两轮齿数相等)。

两齿轮在公法线上滚动时, 其转动中心  $o_1$  和  $o_2$  的距离恒等于中心距  $a$ 。据此, 如果已知一齿轮转动中心的位置  $o_{13}$  (图 3.3-2), 就可求得另一齿轮转动中心  $o_{23}$ , 以及几何中心  $c_{23}$  和其他转角参数。

## 2 偏心渐开线齿轮的最大偏心率

所谓偏心率是指偏心距  $e$  与  $\frac{a}{2}$  之比, 即

$$\mu = \frac{e}{a/2} \quad \text{或} \quad e = \frac{\mu a}{2} \quad (3.3-5)$$

偏心率的计算公式

$$\mu = \frac{(\sqrt{k} - 1)^2}{k - 1} \quad (3.3-6)$$

上式中  $k = \frac{\omega_{2\max}}{\omega_{2\min}} = \frac{i_{\max}}{i_{\min}}$  (设计中一般预先规定  $k$  值)。

最大传动比:  $i_{\max} = \frac{\omega_1}{\omega_{2\min}} = \frac{1 + \mu}{1 - \mu}$

最小传动比:  $i_{\min} = \frac{\omega_1}{\omega_{2\max}} = \frac{1 - \mu}{1 + \mu}$

式中  $\omega_1$ ——齿轮 1 的角速度 (常数);  
 $\omega_{2\max}$ 、 $\omega_{2\min}$ ——齿轮 2 的最大、最小角速度。

理论上最大偏心率  $\mu_{\max}$  为:

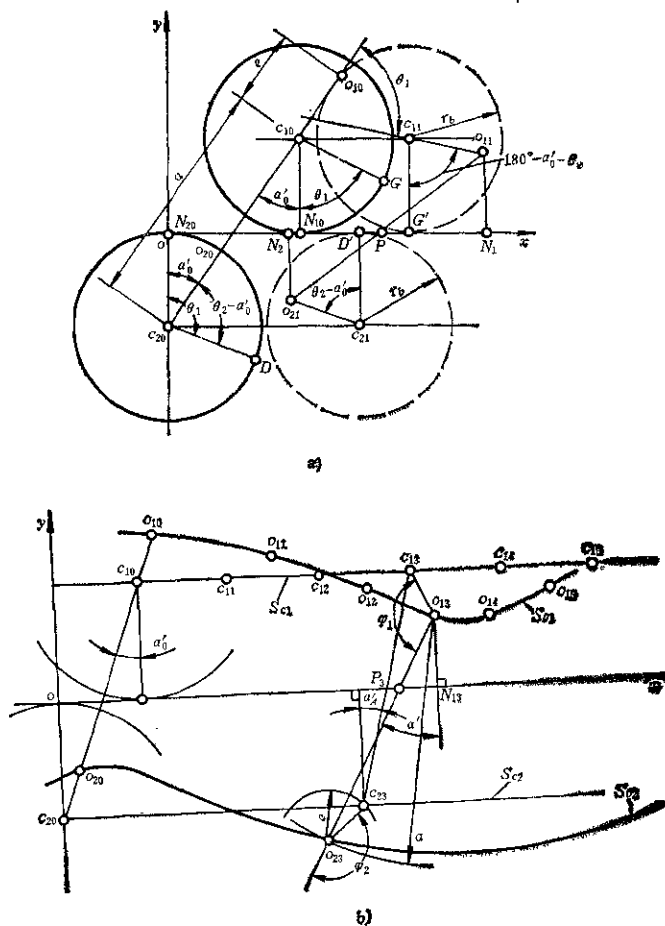


图3.3-2 两齿轮相对于基圆公切线的运动

$$\mu_{max} = \cos \alpha_0' \sin(\alpha_0' - \eta_0) + \sqrt{1 - \cos^2 \alpha_0' \cos^2(\alpha_0' - \eta_0)} \quad (3.3-7)$$

其中  $\eta_0 = \tan \alpha_0'$

偏心齿轮的实际偏心率必须小于  $\mu_{max}$ ，否则偏心齿轮将由于基圆相互接触而不能传动。 $\mu_{max}$ 随初始啮合角  $\alpha_0'$  变化的关系见图3.3-3。

### 3 偏心渐开线齿轮的最小几何中心距

偏心齿轮转一周的过程里，几何中心距  $A$  是周期性变化的，其计算公式为

$$A = a \cos \alpha_0' \sqrt{1 + (\eta - \tan \alpha_0')^2} \quad (3.3-8)$$

式中  $\eta = \frac{\theta_1 - \theta_2}{2}$  其变化范围为  $\eta_0 = \tan \alpha_0' \geq \eta \geq 0$ ;

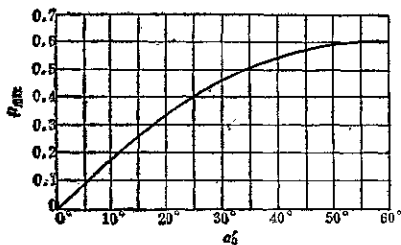


图3.3-3 最大偏心率与初始啮合角的关系

$\theta_1, \theta_2$ ——为偏心 $o_1c_1$ 和 $o_2c_2$ 相对于初始位置转动中心线 $o_1o_2$ 的转角(图3.3-2),

可见, 当 $\eta=0$ 时几何中心距最大, 即

$$A_{max} = a \cos \alpha_0' / i + (-\tan \alpha_0')^2 = a \quad (3.3-9)$$

此时 $\theta_1, \theta_2$ 及 $\varphi_1, \varphi_2$ (是偏心 $o_1c_1, o_2c_2$ 相对于中心线 $o_1o_2$ 的转角)等于0或 $\pi$ (见图3.3-4)。

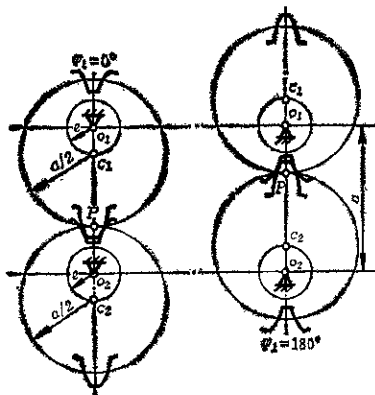


图 3.3-4

当 $\eta = \eta_0 = \tan \alpha_0'$ 时,  $A = a \cos \alpha_0' = 2r_b$ , 此时, 两齿轮基圆互相接触, 不能传动。

最小几何中心距 $A_{min}$

$$A_{min} = a \cos \alpha_0' \sqrt{1 - (\eta_1 - \tan \alpha_0')^2} \quad (3.3-10)$$

其中  $\eta_1$  是在  $\xi = \frac{\theta_1 + \theta_2}{2} = \frac{\pi}{2}$  时对应的  $\eta$  值,  $\xi$  与  $\eta$  的关系式为:

$$\mu \sin \xi = -u \pm \sqrt{1 - v^2}$$

$$\left. \begin{aligned} \text{上式中: } u &= \sin \eta - \eta \cos \alpha_0' \cos(\alpha_0' - \eta) \\ v &= \cos \eta - \eta \cos \alpha_0' \sin(\alpha_0' - \eta) \end{aligned} \right\} (3.3-11)$$

当  $\eta = \alpha_0' - \frac{\pi}{2}$  时,

$$v_{max} = \sin \alpha_0' + \left( \frac{\pi}{2} - \alpha_0' \right) \cos \alpha_0'$$

当  $\eta = \tan \alpha_0'$  时,

$$v_{min} = \cos(\tan \alpha_0') + \sin \alpha_0' \sin(\tan \alpha_0' - \alpha_0') \quad (3.3-12)$$

$v$  的变化范围是:  $v_{min} \leq v \leq 1$

应用公式(3.3-11)时, 应注意, 当  $0 \leq \xi \leq \pi$  时, 根号前用“+”号, 在  $\pi \leq \xi \leq 2\pi$  时, 根号前用“-”号。公式(3.3-11)表示 $\xi$ 与 $\eta$ 的关系(见图3.3-5, 其纵坐标左侧曲线是该式左端, 右侧曲线是式右端)。

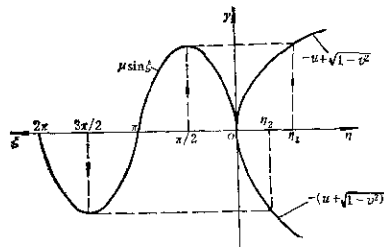


图3.3-5  $\xi$ 与 $\eta$ 的关系

求最小几何中心距 $A_{min}$ 的步骤如下:

设 $\alpha_0'$ 为已知, 任取与 $\xi = \frac{\pi}{2}$ 对应的 $\eta_1$ 值, 用公式(3.3-11)计算 $\mu_1(\eta_1)$ , 即

$$\mu(\eta_1) = -u(\eta_1) + \sqrt{1 - v^2(\eta_1)}$$

或

$$\begin{aligned} \mu(\eta_1) &= -\sin \eta_1 + \eta_1 \cos \alpha_0' \cos(\alpha_0' - \eta_1) \\ &+ \sqrt{1 - [\cos \eta_1 - \eta_1 \cos \alpha_0' \sin(\alpha_0' - \eta_1)]^2} \end{aligned} \quad (3.3-13)$$

再利用公式(3.3-10)求出 $A_{min}$ , 当给出一系列 $\eta_1$ 值, 可求出 $\mu(\eta_1)$ 与 $A_{min}$ 的关系曲线(图3.3-6), 则可利用该曲线图在 $\alpha_0' = 15^\circ \sim 22^\circ$ 时近似地估算 $A_{min}$ , 即当求得 $\frac{\Delta a}{a}$ 后可求

$$A_{min} \approx a \left( 1 - \frac{\Delta a}{a} \right) \quad (3.3-14)$$

若精确计算 $A_{min}$ , 则预先给定 $\mu$ 后, 由公式(3.3-13)求得该偏心率 $\mu$ (及 $\alpha_0'$ )相对应的 $\eta_1$ , 然后利用公式(3.3-10)求得 $A_{min}$ , 为避开解超越方程(3.3-13), 还可用最小二乘法归结精确数据得出下

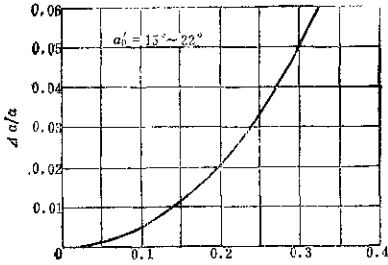


图 3.3-6

面几何中心距近似公式(3.3-15), 该式在  $a \leq 100$  mm 和  $\mu \leq 0.32$  时, 误差小于 0.01。

$$A_{min} = a(1 - \Delta a^*)$$

$$\Delta a^* = 0.000058 - 0.00388\mu + 0.543044\mu^2 + 0.08721\mu^3 + (\alpha_0' - 20)(0.0335\mu^3 - 0.00789\mu^2 + 0.000886\mu - 0.0000286)$$

(3.3-15)

为保证齿轮啮合不会卡死和啮合时无侧隙, 一般应精确求  $A_{min}$ 。

#### 4 偏心齿轮的传动比*i*

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{\cos \alpha_0' - \mu \cos(\theta_2 - \alpha_0')}{\cos \alpha_0' + \mu \cos(\theta_1 + \alpha_0')} \quad (3.3-16)$$

计算表明, 偏心齿轮的传动比与摆圆齿轮非常接近, 为简化加工、降低成本, 可用偏心齿轮代替椭圆齿轮。

#### 5 偏心齿轮的设计及举例

偏心齿轮每转一转, 其几何中心距  $A$  在  $a \geq A \geq A_{min}$  的范围内周期变化, 当最小几何中心距等于标准中心距时, 设计时可采用标准偏心齿轮, 当取最大几何中心距等于标准中心距时, 必须采用负变位齿轮, 否则产生干涉, 其变位系数 ( $x = x_1 = x_2$ ) 应根据  $A_{min}$  选择, 具体设计步骤可按表 3.3-1。

表 3.3-1 变位偏心渐开线齿轮的设计及实例

序号	名称	代号	计算公式	例: $h = \frac{\omega_2 \max}{\omega_1 \min} = 2$ , 结构要求 $a = 100$ mm; $\rho = x_1 = x_2 = 2A$ , $m = 4$ mm, $\alpha = 20^\circ$ , $h_a^* = 1$ , $e^* = 0.25$ (以上是先根据强度要求初定值)
1	初始啮合角	$\alpha_0'$	$\alpha_0' = \arccos \left( \frac{mz}{a} \cos \alpha \right)$	$\alpha_0' = \arccos \left( \frac{4 \times 24}{100} \cos 20^\circ \right) = 25.5617762^\circ$
2	偏心率	$\mu$	$\mu = \frac{(\sqrt{h} - 1)^2}{h - 1}$	$\mu = \frac{(\sqrt{2} - 1)^2}{2 - 1} = 0.171573$
3	偏距	$e$	$e = \mu \frac{a}{2}$	$e = 0.171573 \times \frac{100}{2} = 8.5789$ mm
4	最小几何中心距	$A_{min}$	$A_{min} = a(1 - \Delta a^*)$ $\Delta a^* = 0.000058 - 0.00388\mu + 0.543\mu^2 + 0.08721\mu^3 + (\alpha_0' - 20)(0.0335\mu^3 - 0.00789\mu^2 + 0.000886\mu - 0.0000286)$	$\Delta a^* = 0.000058 - 0.00388 \times 0.171573 + 0.543 \times (0.171573)^2 + 0.08721 \times (0.171573)^3 + (25.5617762 - 20)(0.0335 \times (0.171573)^3 - 0.00789 \times (0.171573)^2 + 0.000886 \times 0.171573 - 0.0000286) = 0.01016$ $A_{min} = 100(1 - 0.01016) = 98.9894$ mm 精确公式计算 $A_{min} = 98.9894$ mm, 可见误差很小
5	几何啮合角 ( $A = A_{min}$ 时)	$\alpha_1'$	$\alpha_1' = \arccos \left( \frac{mz}{A_{min}} \cos \alpha \right)$	$\alpha_1' = \arccos \left( \frac{4 \times 24}{98.984} \cos 20^\circ \right) = 23.51794^\circ$



(续)

序号	名称	代号	计算公式	例: $k = \frac{z_2 \sin \alpha_2}{z_1 \sin \alpha_1} = 2$ , 结构要求 $a = 100 \text{ mm}$ , $z = z_1 = z_2 = 24$ , $m = 4 \text{ mm}$ $\alpha = 20^\circ$ , $h_a^* = 1$ , $c^* = 0.25$ (以上是先根据强度要求初定值)
6	总变位系数	$x_z$	$x_z = \frac{z}{\tan \alpha} (\text{inv} \alpha_2' - \text{inv} \alpha)$	$x_z = \frac{-24}{\tan 20^\circ} (\text{inv} 23.52^\circ - \text{inv} 20^\circ)$ $= 0.6471689$ 取 $x = x_1 = x_2 = \frac{x_z}{2} = 0.323593461$
7	齿高变动系数	$\sigma$	$\sigma = x_z - \left( \frac{A_{\min}}{m} - z \right)$	$\sigma = 0.6476 - \left( \frac{98.384}{4} - 24 \right)$ $= 0.0511412$
8	校核 $A = A_{\min}$ 时是否干涉		利用封闭图或其他方法, 增大 $a$ 或减小 $z$	由封闭图校验该齿轮在 $A = A_{\min}$ 时不产生干涉
9	分度圆直径	$d$	$d_1 = d_2 = mz$	$d_1 = d_2 = 4 \times 24 = 96 \text{ mm}$
10	基圆直径	$d_b$	$d_{b1} = d_{b2} = d_1 \cos \alpha = d_2 \cos \alpha$	$d_{b1} = d_{b2} = 96 \times \cos 20^\circ = 90.2105 \text{ mm}$
11	齿顶圆直径	$d_a$	$d_{a1} = d_{a2} = d(24 + 2 \times 1 + 2 \times 0.3238)$ $= m(z + 2h_a^* + 2x - 2\sigma)$	$d_{a1} = d_{a2} = 4(24 + 2 \times 1 + 2 \times 0.3238 - 2 \times 0.0516) = 106.1776 \text{ mm}$
12	齿根圆直径	$d_f$	$d_{f1} = d_{f2} = m(z + 2x - 2h_a^* - 2c^*)$	$d_{f1} = d_{f2} = 4(24 - 2 \times 0.3238 - 2 \times 1 - 2 \times 0.25) = 83.4098 \text{ mm}$
13	中心距变动系数	$y$	$y = \frac{A_{\min}}{m} - z$	$y = 98.384 / 4 - 24 = 0.586$
14	最小重合度 ( $A = a$ 时的重合度)	$\varepsilon_{\min}$	$\varepsilon_{\min} = \frac{z}{\pi} (\tan \alpha_2' - \tan \alpha_0')$ 其中: $\alpha_0 = \arccos \frac{z \cos \alpha}{z + 2h_a^* + 2x - 2\sigma}$ 如果 $\varepsilon_{\min}$ 过小可以采取以下措施: ① 增大齿顶高, 如令 $\sigma = 0$ , 但应校核有无干涉和顶隙是否过小 ② 增大齿数, 也应校核有无干涉和根切	$\tan \alpha_0 = \tan \left( \arccos \frac{z \cos \alpha}{z + 2h_a^* + 2x - 2\sigma} \right) = \tan \left( \arccos \frac{24 \cos 20^\circ}{24 + 2 \times 1 + 2 \times 0.3238 - 2 \times 0.0516} \right)$ $= 0.629737702$ $\varepsilon_{\min} = \frac{24}{\pi} (0.6297456 - \tan 26.563857^\circ)$ $= 1.08814228$ 因为 $\varepsilon_{\min} = 1.088$ 略小些, 为增大重合度可令 $\sigma = 0$ , 从而得 $\tan \alpha_0 = 0.629379$ $\varepsilon_{\min} = 1.154$ 若还希望增大重合度, 可增加齿数, 如取 $z = z_1 = z_2 = 25$ 时, 可计算出 $A_{\min} = 98.418$ , $\alpha_0' = 17.2929^\circ$ $x_z = -0.3704$ , $x = -0.1852$ $\sigma = 0.0251$ , $\varepsilon_{\min} = 1.315205$ 由封闭图知, 不发生干涉

注: 其他尺寸计算公式均可借用变位齿轮的公式。

6 斜齿偏心渐开线齿轮的设计及举例

为了增大重合度,减小偏心齿轮的振动和噪音,可以采用斜齿偏心齿轮。

设计时,将直齿偏心齿轮公式中参数用斜齿偏心齿轮端面参数即可,所以必须先选定螺旋角。设计步骤见表3.3-2。

表3.3-2 斜齿偏心渐开线齿轮的设计及实例

序号	名称	代号	计算公式	例: 螺旋角 $\beta=10^\circ$ , 齿宽 $b=30\text{mm}$ $z=24$ , 法向模数 $m=4$ , 法向压力角 $\alpha_n=20^\circ$ , $h_a^*=1$ , $c^*=0.25$ $a=100\text{mm}$ , $k=2$ 设计斜齿偏心齿轮
1	端面初始啮合角	$\alpha'_{01}$	$\alpha'_{01} = \arccos \left( \cos \alpha_n \frac{m_1 z_1}{a} \right)$ 其中: $\alpha_n = \arctan \frac{\tan \alpha_n}{\cos \beta}$ $m_1 = \frac{m_n}{\cos \beta}$	$\alpha_1 = \arctan \left( \frac{\tan 20^\circ}{\cos 10^\circ} \right) = 20.283559^\circ$ $m_1 = \frac{4}{\cos 10^\circ} = 4.0617064\text{mm}$ $\alpha'_{01} = \arccos \left( \cos 20.283559^\circ \frac{4.0617064 \times 24}{100} \right) = 23.884985^\circ$
2	偏心率	$\mu$	$\mu = \frac{(\sqrt{k}-1)^2}{k-1}$	$\mu = \frac{(\sqrt{2}-1)^2}{2-1} = 0.7176$
3	最小几何中心距	$A_{\min}$	$A_{\min} = a(1 - \Delta a^*)$ $\Delta a^* = 0.000058$ $-0.00388\mu + 0.54304\mu^2$ $+0.08721\mu^3 + (\alpha'_{01} - 20)$ $(0.0335\mu^2 - 0.00789\mu$ $+0.000886\mu - 0.0000286)$	$\Delta a^* = 0.000058 - 0.00388 \times 0.7176$ $+0.54304 \times (0.7176)^2 + 0.08721 \times (0.7176)^3$ $+ (23.884985 - 20)[0.0335 \times (0.7176)^2$ $- 0.00789 \times (0.7176) + 0.000886 \times 0.7176$ $- 0.0000286] = 0.016058$ $A_{\min} = 100 \times (1 - 0.016058) = 98.394$ 精确计算 $A_{\min} = 98.4004$ , 误差不过过0.006mm。
4	几何啮合角 ( $A=A_{\min}$ 时)	$\alpha'_1$	$\alpha'_1 = \arccos \left( \frac{m_1 z_1}{A_{\min}} \cos \alpha_1 \right)$	$\alpha'_1 = \arccos \left( \frac{4.0617064 \times 24}{98.394} \cos 20.283559^\circ \right) = 21.676^\circ$
5	端面总变位系数	$x_{\Sigma 1}$	$x_{\Sigma 1} = \frac{z}{\tan \alpha'_1} (\text{inv} \alpha'_1 - \text{inv} \alpha_1)$	$x_{\Sigma 1} = \frac{24}{\tan 21.676^\circ} (\text{inv} 21.676^\circ - \text{inv} 20.283559^\circ) = 0.2322$ 取 $x_1 = x_2 = x_{\Sigma 1} = x_{\Sigma 1} / 2 = 0.1161$
6	端面齿高变动系数	$\sigma_1$	$\sigma_1 = x_{\Sigma 1} - \left( \frac{A_{\min}}{m_1} - z \right)$	$\sigma_1 = 0.2322 - \left( \frac{98.394}{4.0617064} - 24 \right) = 0.0074$
7	最小重合度	$\epsilon_{\min}$	$\epsilon_{\min} = \frac{z}{\pi} (\tan \alpha_n - \tan \alpha'_1)$ $+ \frac{b \sin \beta}{\pi m}$ 其中 $\alpha_n = \arccos \left( \frac{z \cos \alpha_1}{z + 2h_a^* + 2x_1 - 2\sigma_1} \right)$ $\therefore h_a^* = h_a^* \cos \beta$	$h_a^* = 1 \times \cos 10^\circ = 0.9848078$ $\alpha_n = \arccos \left( \frac{24 \cos 20.283559^\circ}{24 + 2 \times 0.9848078 + 2 \times 0.1161 - 2 \times 0.0074} \right) = 30.722457^\circ$ $\epsilon_{\min} = \frac{24}{\pi} (\tan 30.722457^\circ - \tan 23.884985^\circ) + \frac{30 \sin 10^\circ}{4} = 1.572$

P

1  
4  
3  
月  
2  
1  
日

(续)

序号	名称	代号	计算公式
			例. 螺旋角 $\beta=10^\circ$ , 齿宽 $b=30\text{mm}$ $\sigma=24$ . 法向模数 $m_n=4$ , 法向压力角 $\alpha_n=20^\circ$ , $h_n^*=1$ . $c^*=0.25$ $a=100\text{mm}$ , $b=2$ 设计斜齿偏心齿轮
	其他公式均可用直齿偏心齿轮公式应注意代入端面参数		略

## 第4章 渐开线—非渐开线齿轮传动

本章所指的非渐开线齿轮, 是用渐开线插齿刀在带有专门夹具的插齿机上加工的。切齿时, 齿轮毛坯轴线和插齿刀轴线相交或相错一个角度  $\delta$ 。加工出的非渐开线轮齿分布在齿轮锥面上。

渐开线-非渐开线齿轮传动, 具有制造方便、制造和装配误差小、调整侧面间隙不影响正确啮合及价格低廉等优点, 所以广泛应用在仪表工业和轻工业中。在苏、英、德等国也有用于机械制造业的。图 3.4-1 就是用这种圆柱圆锥齿轮传动组成的变速箱。齿轮 1 可在轴 I 上移动, 当与不同锥齿轮 (2, 3, ……13) 啮合时, 可以得到不同传动比, 从而实现变速。

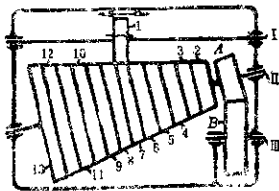


图 3.4-1 圆柱圆锥齿轮变速箱

### 1 用渐开线插齿刀加工非渐开线齿轮

图 3.4-2 中, 坐标系  $\sigma_1=[O; x_1, y_1, z_1]$  和圆柱渐开线插齿刀相固连,  $z_1$  是回转轴线; 坐标系  $\sigma_2=[O; x_2, y_2, z_2]$  与被加工非渐开线锥齿轮相固连,  $y_2$  为回转轴线;  $\sigma_0=[O; x_0, y_0, z_0]$  为固定坐标系。各坐标系关系如图所示。

插齿刀在  $\sigma_1$  中的齿面方程为

$$\left. \begin{aligned} x_1 &= r_0(\sin\theta - \theta\cos\theta) \\ y_1 &= r_0(\cos\theta + \theta\sin\theta) \\ z_1 &= u \end{aligned} \right\} \quad (3.4-1)$$

式中  $\theta$ ——渐开线展角;  
 $r_0$ ——插齿刀基圆半径;  
 $u$ ——齿面的轴向参数。

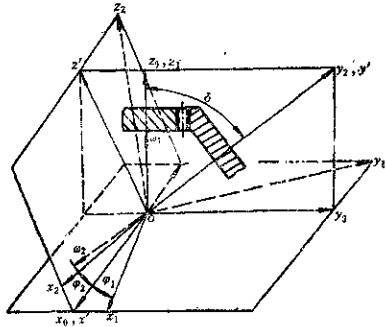


图 3.4-2 插齿刀加工非渐开线圆锥齿轮

由齿轮啮合原理, 可得插齿刀和锥齿轮的啮合方程

$$(1 + i_2 \cos \delta) r_0 - i_2 u \sin \delta \cos(\theta - \varphi_1) = 0 \quad (3.4-2)$$

式中  $\delta$ ——插齿刀与锥齿轮轴线夹角;

$i_2 = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{\varphi_2}{\varphi_1}$  ( $\varphi_1, \varphi_2$  分别为刀具和锥齿轮的转角)

根据齿轮啮合原理, 并利用辅助坐标系  $\sigma'$  =

$[O; x', y', z']$  (图 3.4-2) 和坐标系  $\sigma_1, \sigma_2$  间的坐标变换, 可求得被加工的非渐开线锥齿轮的齿面方程

$$\left. \begin{aligned} x_2 &= r_b (\sin\psi - \theta \cos\psi) \cos\varphi_2 - r_b (\cos\psi + \theta \sin\psi) \cos\delta \sin\varphi_2 \\ &+ \frac{r_b}{i_{21} \cos\psi} (1 + i_{21} \cos\delta) \sin\varphi_2 \\ y_2 &= r_b (\cos\psi + \theta \sin\psi) \sin\delta \\ &+ \frac{r_b}{i_{21} \cos\psi \tan\delta} (1 + i_{21} \cos\delta) \\ z_2 &= -r_b (\sin\psi - \theta \cos\psi) \sin\varphi_2 \\ &- r_b (\cos\psi + \theta \sin\psi) \cos\delta \cos\varphi_2 \\ &+ \frac{r_b}{i_{21} \cos\psi} (1 + i_{21} \cos\delta) \cos\varphi_2 \end{aligned} \right\} \quad (3.4-3)$$

其中  $\psi = \theta - \varphi_1$  (3.4-4)

### 2 渐开线—非渐开线齿轮啮合

非渐开线齿轮可以和一个渐开线齿轮 (该齿轮齿数与加工非渐开线齿轮的插齿刀齿数不同) 啮合, 这就是常用的圆柱圆锥齿轮传动。

图 3.4-3 中,  $\sigma_3 = [O_3; x_3, y_3, z_3]$  为与圆柱齿轮固连的坐标系,  $z_3$  为该齿轮回转轴线。图中

$$a = \frac{m}{2} (z_0 - z_1) \quad (3.4-5)$$

式中  $z_0$ ——插齿刀齿数;

$z_1$ ——圆柱齿轮齿数。

渐开线圆柱齿轮在坐标系  $\sigma_3$  中的齿面方程

$$\left. \begin{aligned} x_3^{(1)} &= r_{i1} [\sin(\theta_1 - \varphi_1') - \theta_1 \cos(\theta_1 - \varphi_1')] \\ y_3^{(1)} &= r_{i1} [\cos(\theta_1 - \varphi_1') + \theta_1 \sin(\theta_1 - \varphi_1')] \\ z_3^{(1)} &= r_{i1} \end{aligned} \right\} \quad (3.4-6)$$

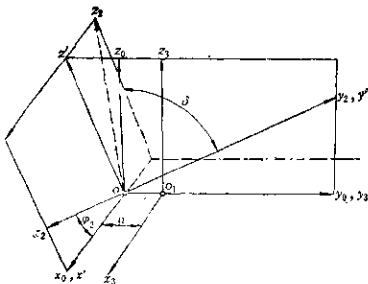


图 3.4-3 圆柱齿轮与非渐开线圆锥齿轮啮合

式中  $r_{b3}$ ——圆柱齿轮基圆半径;

$\varphi_1'$ ——圆柱齿轮转角;

$\theta_1$ ——圆柱齿轮渐开线展角。

将锥齿轮齿面方程利用坐标变换, 在  $\sigma_3$  中的表达式为

$$\left. \begin{aligned} x_3^{(2)} &= r_b (\sin\psi - \theta \cos\psi) \cos(\varphi_2 - \varphi_2') \\ &- r_b (\cos\psi + \theta \sin\psi) \cos\delta \sin(\varphi_2 - \varphi_2') \\ &+ \frac{r_b}{i_{21} \cos\psi} (1 + i_{21} \cos\delta) \sin(\varphi_2 - \varphi_2') \\ y_3^{(2)} &= r_b (\cos\psi + \theta \sin\psi) \sin\delta \\ &- \frac{r_b}{i_{21} \cos\psi} (1 + i_{21} \cos\delta) \cos\delta \\ &+ r_b (\sin\psi - \theta \cos\psi) \cos\delta \sin(\varphi_2 - \varphi_2') \\ &+ r_b (\cos\psi + \theta \sin\psi) \cos\delta \cos(\varphi_2 - \varphi_2') \\ &- \frac{r_b}{i_{21} \cos\psi} (1 + i_{21} \cos\delta) \cos\delta \cos(\varphi_2 - \varphi_2') \\ &- (\varphi_2 - \varphi_2') - \psi \\ z_3^{(2)} &= r_b (\cos\psi + \theta \sin\psi) \sin\delta \cos\delta \\ &+ \frac{r_b}{i_{21} \cos\psi} (1 + i_{21} \cos\delta) \cos\delta \tan\delta \\ &- r_b (\sin\psi - \theta \cos\psi) \sin\delta \sin(\varphi_2 - \varphi_2') \\ &- r_b (\cos\psi + \theta \sin\psi) \cos\delta \sin\delta \cos(\varphi_2 - \varphi_2') \\ &+ \frac{r_b}{i_{21} \cos\psi} (1 + i_{21} \cos\delta) \sin\delta \cos(\varphi_2 - \varphi_2') \\ &- (\varphi_2 - \varphi_2') \end{aligned} \right\} \quad (3.4-7)$$

式中  $\varphi_2'$ ——锥齿轮与圆柱齿轮传动时的转角;

$\varphi_2$ ——插齿刀加工时锥齿轮转角。

根据两齿轮啮合的条件 (那么法矢相等、曲面坐标相等) 即  $\varphi_2 = \varphi_2'$ ,  $\psi = \theta_1 - \varphi_1'$  及公式 (3.4-4)、(3.4-5) 可得

$$\varphi_2 = \frac{z_1}{z_2} \varphi_1 + \frac{z_0 - z_1}{z_2} \sin\psi \quad (3.4-8)$$

对上式微分即得到锥齿轮和圆柱齿轮的啮合传动比

$$i_{21}' = \frac{d\varphi_2'}{d\varphi_1'} = \frac{z_1}{z_2} \quad (3.4-9)$$

可见渐开线—非渐开线齿轮传动是定传动比。而  $a$  值的误差不会影响其传动比, 因此, 可通过改变锥齿轮的轴向位置来调节齿侧间隙。

由公式 (3.4-6)、(3.4-7) 可得啮合线在  $\sigma_3$  中的方程

$$\left. \begin{aligned} x_3 &= r_{b1}(\sin\psi - \theta_1 \cos\psi) \\ y_3 &= r_{b1}(\cos\psi + \theta_1 \sin\psi) \\ z_3 &= -\frac{r_{b1}}{i_2 \sin\delta \cos\psi} (1 + i_2 \cos\delta) \end{aligned} \right\} (3.4-10)$$

由公式(3.4-10)可得以下结论:

啮合线是一条位于垂直于圆柱齿轮轴线的平面上的直线; 啮合线切于渐开线齿轮基圆并与  $x_1$  轴成  $\alpha'$  角(啮合角)。

圆柱圆锥齿轮是点接触, 在锥齿轮齿面上接触点的位置, 若从锥齿轮轴线算起, 按下面公式确定

$$R_2 = \sqrt{x_2^2 + y_2^2} \quad (3.4-11)$$

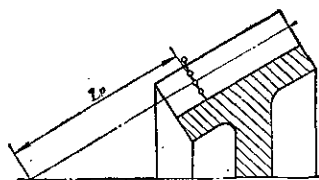


图 3.4-4 锥齿轮齿面的工作曲线

用标准渐开线齿轮 ( $\alpha' = \alpha$ ) 时, 给定一系列  $\theta$  值, 可求出一系列对应接触点, 这些接触点的轨迹称为工作曲线。锥齿轮齿面上工作曲线如图 3.4-4 所示。工作曲线的位置可根据啮合角  $\alpha'$  而确定。当须沿齿向调节工作曲线位置时, 必须按所需  $\alpha'$  选用变位齿轮。

由于圆柱齿轮与插齿刀是内啮合状态, 啮合角可按普通圆锥渐开线变位齿轮内啮合传动来确定:

$$\text{inv}\alpha' = \text{inv}\alpha - \frac{2\xi \tan\alpha_0}{z_0 - z_1} \quad (3.4-12)$$

式中  $\xi$ —渐开线齿轮变位系数。

如果把锥齿轮的分度圆锥的锥顶点作为参考起点, 则齿面上工作曲线沿母线方向的距离由以下公式确定:

$$L_p = \frac{m(z_1 + z_0 \cos\delta) \cos\alpha}{2 \sin\delta \cos\alpha'} - \frac{m z_0}{2 \tan\delta} \quad (3.4-13)$$

在设计时, 可以先适当给定工作曲线位置  $L_p$  值(如选取  $L_p$  位于齿长中部), 再由公式(3.4-13)求得传动啮合角  $\alpha'$ , 再将其  $\alpha'$  值代入公式(3.4-12), 即可确定圆柱渐开线齿轮的变位系数  $\xi$ 。

### 3 两个非渐开线齿轮啮合

图 3.4-5 所示, 一对非渐开线齿轮, 其中坐标系  $\sigma_4 = [O_4 - x_4, y_4, z_4]$  的轴线  $z_4$  与两非渐开线锥齿轮分度圆锥母线(公共)重合, 两齿轮锥顶距离为  $l$ 。坐标系  $\sigma_2^{(1)}$ 、 $\sigma_2^{(2)}$  分别与两锥齿轮固连,  $y_2^{(1)}$ 、 $y_2^{(2)}$  分别与两锥齿轮轴线重合,  $r_1^{(1)}$ 、 $r_1^{(2)}$  分别为加工两锥齿轮渐开线插齿刀的分度圆半径。两非渐开线锥齿轮的齿面方程与方程(3.4-3)类似, 然后借助于坐标变换到  $\sigma_4$  中。

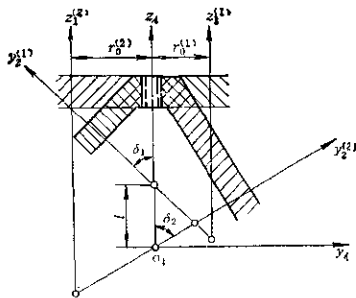


图 3.4-5 一对非渐开线锥齿轮的啮合

两齿轮转角关系

$$\varphi_2 = -\frac{z_1}{z_2} \varphi_1 + \frac{z_{01} + z_{02}}{z_2} \text{inv}\alpha_0 \quad (3.4-14)$$

式中  $z_1, z_2$ —两锥齿轮齿数;

$z_{01}, z_{02}$ —加工两个锥齿轮的插刀齿数。两锥齿轮的传动比

$$i_{21} = -\frac{z_1}{z_2} = -\frac{\sin\delta_1}{\sin\delta_2} \cdot \frac{m z_1}{m z_2 + 2l \sin\delta_1} \quad (3.4-15)$$

当两锥齿轮分度圆锥顶重合(即  $l=0$ ) 时

$$i_{21} = -\frac{\sin\delta_1}{\sin\delta_2}$$

可见, 此时传动比与普通渐开线锥齿轮相同, 由(3.4-15)式知传动比是定值, 可实现啮合传动, 齿廓为共轭齿廓。其啮合线位于垂直  $z_4$  轴的平面上, 该平面的位置由坐标  $z_4$  确定:

$$z_4 = \frac{m z_1}{2 \sin\delta_1} + l = -\frac{m z_2}{2 \sin\delta_2}$$

锥齿轮齿面上的工作曲线与该锥齿轮与圆柱齿轮相啮合时情形一样。

## 第5章 非圆齿轮传动

非圆齿轮可以认为是圆齿轮的一种变形, 即其滚动节圆已变为非圆形的节曲线。反之, 也可以认为圆齿轮是非圆齿轮的特例, 即其节曲线的曲率半径为常量。

由于非圆齿轮的节曲线曲率半径是变量, 故由回转中心到啮合节点的向径也是变量。在一对非圆齿轮啮合过程中, 两齿轮的中心距不变, 由于啮合节点位置沿中心连线变化, 故其传动比是变化的。传动比的变化规律由啮合节点在中心连线上的变化规律决定, 即随两齿轮节曲线向径的变化规律决定。这样, 我们就可以利用非圆齿轮来实现变速传动。

非圆齿轮传动机构在运动学方面的特征, 就是实现主动构件和从动构件转角间的非线性关系, 因此可用它来代替普通的连杆机构和凸轮机构。

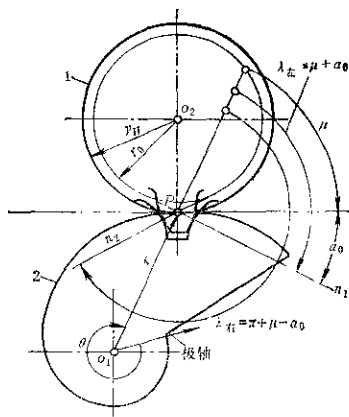


图 3-5-3 圆插齿刀切齿时的齿形法线

$$\left. \begin{aligned} x_p &= r \cos \varphi + l \cos(\varphi + \lambda) \\ y_p &= r \sin \varphi + l \sin(\varphi + \lambda) \end{aligned} \right\} \quad (3.5-2)$$

式中  $r$  ——节曲线向径;  
 $\varphi$  ——节曲线极角;  
 $\lambda$  ——节曲线向径与齿廓法线间的夹角;  
 $l$  ——瞬时啮合节点到齿廓法线上相应点的距离;

$$l = \frac{r \sin \alpha_0}{\left(1 + \frac{d\lambda}{d\varphi}\right) \sin \mu} \quad (3.5-3)$$

或  $l = \rho \sin \alpha_0$   
 而  $\rho = \frac{\left[r^2 + \left(\frac{dr}{d\varphi}\right)^2\right]^{3/2}}{r^2 + 2\left(\frac{dr}{d\varphi}\right)^2 - r \frac{d^2r}{d\varphi^2}}$  ——节曲线曲率半径。

节曲线曲率半径和齿廓曲率半径的关系:

$$\frac{1}{\rho_{01}} + \frac{1}{\rho_{02}} = \left(\frac{1}{\rho_{\lambda 1} \pm x} + \frac{1}{\rho_{\lambda 2} \mp x}\right) \sin \alpha' \quad (3.5-4)$$

式中  $\rho_{01}, \rho_{02}$  ——分别为第一和第二齿轮的节曲线在瞬时啮合节点处的曲率半径;

$\rho_{\lambda 1}, \rho_{\lambda 2}$  ——两齿轮左齿廓的曲率半径;

### 1 非圆齿轮的啮合原理与强度计算

#### 1.1 齿廓

##### 1.1.1 齿廓渐屈线及啮合中的几何关系

在非圆齿轮啮合原理中, 研究齿廓渐屈线的目的, 是因为可用它估算齿形的曲率, 分析轮齿不产生根切的条件, 比较各种切齿方法的优缺点, 因此它与轮齿强度设计有关。

非圆齿轮齿廓的渐屈线可用齿形法线在节曲线上的分布规律来确定, 而分布规律与所选择的切齿方法有关。用直齿条刀和渐开线圆插齿刀切削非圆齿轮时, 节曲线向径和齿廓法线间的夹角(图 3.5-1):

$$\left. \begin{aligned} \lambda_{左} &= \mu + \alpha_0 \\ \lambda_{右} &= \mu + \pi - \alpha_0 \end{aligned} \right\} \quad (3.5-1)$$

式中  $\mu$  ——节曲线向径和其切或正方向间的夹角,

$$\tan \mu = \frac{1 + i_{12}}{i_{12}'}$$

$i_{12}$  ——非圆齿轮的传动比;

$i_{12}'$  ——上述传动比对齿轮 1 转角的导数;

$\alpha_0$  ——刀具齿形角。

$\lambda$  的下标左、右分别指齿轮的左、右侧齿形。

在直角坐标系中的齿廓渐屈线方程:

$\alpha'$ ——齿廓法线与两节曲线的公切线间的夹角,  $\alpha' = \lambda - \mu$ ;

$x$ ——齿廓法线上两齿廓接触点到瞬时啮合节点的距离。

式中上方符号适于齿廓接触点在瞬时啮合节点之右, 下方符号适于齿廓接触点在瞬时啮合节点之左。

齿廓与节曲线交点处的齿廓曲率半径  $\rho_{g1}, \rho_{g2}$  和节曲线向径  $r_1, r_2$  的关系:

$$\frac{1}{\rho_{g1}} + \frac{1}{\rho_{g2}} = \left(\frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2}\right) \frac{\sin \mu}{\sin(\lambda - \mu)} \quad (3.5-5)$$

节曲线向径  $r_1, r_2$  和节曲线曲率半径  $\rho_{o1}, \rho_{o2}$  的关系:

$$\frac{1}{\rho_{o1}} + \frac{1}{\rho_{o2}} = \left(\frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2}\right) \sin \mu \quad (3.5-6)$$

计算轮齿接触强度时, 要求出齿廓接触点的诱导曲率半径  $\rho_{red}$ 。在瞬时啮合节点处的  $\rho_{red}$ :

$$\frac{1}{\rho_{red}} = \frac{1}{\rho_{L1}} + \frac{1}{\rho_{L2}}$$

或  $\rho_{red} = \frac{\rho_{g1}\rho_{g2}}{\rho_{o1} + \rho_{o2}} \sin \alpha' \quad (3.5-7)$

### 1.1.2 齿廓

非圆齿轮的齿廓可由齿廓渐屈线的渐伸线来确定。但是, 由于渐屈线方程比较复杂, 其弧的求长法有数学方面的困难, 因此常用其它方法。

a. 解析法 这是直接由节曲线方程求出齿廓方程的方法 (图 3.5-2);

$$\left. \begin{aligned} \text{右齿廓: } x_{右} &= x_0 \pm s \cos \alpha_0 \cos(\beta - \alpha_0) \\ y_{右} &= y_0 \pm s \cos \alpha_0 \sin(\beta - \alpha_0) \\ \text{左齿廓: } x_{左} &= x_0 \mp s \cos \alpha_0 \cos(\beta + \alpha_0) \\ y_{左} &= y_0 \mp s \cos \alpha_0 \sin(\beta + \alpha_0) \end{aligned} \right\} (3.5-8)$$

式中  $x_0, y_0$ ——节曲线与齿廓法线交点的坐标;

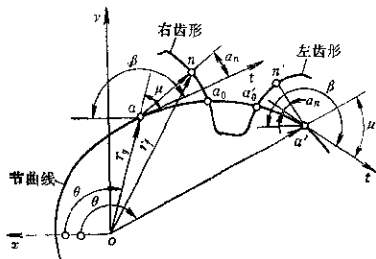


图 3.5-2  $\lambda - \mu = \text{常数}$  时确定齿廓的解析图

$\beta$ ——节曲线上  $(x_0, y_0)$  点的切线正方向与  $x$  轴夹角,  $\beta = \varphi + \mu$ ;

$s$ ——节曲线上  $(x_0, y_0)$  点到节曲线与齿廓交点间的节曲线弧长。

式中上方符号适于节曲线上方的点, 下方符号适于节曲线下方的点。

b. 当量齿数法 非圆齿轮每个齿的齿形可近似地用齿数为  $z_{red}$  的圆齿轮的齿形代替,  $z_{red}$  称为当量齿数。

$$z_{red} = \frac{2\rho_0}{m}$$

式中  $m$ ——齿轮模数;

$\rho_0$ ——节曲线上齿厚中点处的曲率半径。

### 1.2 过渡曲线

为避免根切, 以使过渡曲线和工作齿形能光滑联结, 用齿条刀切齿时必须满足:

$$m_{max} \leq \frac{\rho_{gmin} \sin^2 \alpha_0}{h_a^*} \quad (3.5-9)$$

式中:  $m_{max}$ ——不产生根切的最大模数;

$\rho_{gmin}$ ——齿轮节曲线的最小曲率半径;

$h_a^*$ ——齿条刀非修缘部分的齿顶高系数。

当  $\alpha_0 = 20^\circ, h_a^* = 1$  时,  $m_{max} \leq 0.117 \rho_{gmin}$ 。

当上式不能满足时, 可采用变位非圆齿轮。用齿条刀切制变位非圆齿轮时, 必须保证齿廓切制时的节曲线与齿轮传动时的节曲线相同。因此, 在现有齿轮变位方法中, 对于非圆齿轮只能采用高度变位。采用高度变位的非圆齿轮必须满足下列关系式:

$$\left. \begin{aligned} m_{max} &\leq \frac{\rho_{gmin} \sin^2 \alpha_0}{h_a^* - x} \\ m_{max} &\leq \frac{\rho_{gmin} \sin^2 \alpha_0}{h_a^* + x} \end{aligned} \right\} (3.5-10)$$

式中  $x$ ——变位系数。

用插齿刀切齿时, 不产生根切的条件:

$$m^2 (h_{a0}^* z_0 + h_{a0}^{*2}) - m z_0 \rho_{gmin} \sin^2 \alpha_0 - \rho_{gmin} \sin^2 \alpha_0 = 0 \quad (3.5-11)$$

式中  $m$ ——模数;

$h_{a0}^*$ ——插齿刀齿顶高系数;

$z_0$ ——插齿刀齿数;

$\rho_{gmin}$ ——齿轮节曲线的最小曲率半径;

$\alpha_0$ ——插齿刀分度圆上的压力角。

当插齿刀齿数大于最少齿数时, 用插齿刀切制齿形节曲线的非圆齿轮时不会产生根切。其齿形

下不产生顶切的条件:

$$u_e \leq \frac{m z_0}{2} \sin \alpha_0$$

式中  $u_e$ ——啮合节点到齿轮齿廓外点 (即齿廓的齿廓与齿顶曲线的交点) 间的齿廓法线长;

$z_0$ ——插齿刀齿数。

内廓干涉是指两轮齿啮合过程中, 一个齿轮齿廓的新伸线部分与另一齿轮齿廓的过渡曲线部分相接触。不产生齿廓干涉的条件为:

$$z_0 \geq \frac{1}{\sin^2 \alpha_0} - \frac{h_{a0}^2}{h_{a0}^* - 1} \quad (3.5-12)$$

式中符号的意义同前。当  $\alpha_0 = 20^\circ$ ,  $h_{a0}^* = 1.25$  时,  $z_0 \geq 28$ ; 当  $\alpha_0 = 20^\circ$ ,  $h_{a0}^* = 1.2$  时,  $z_0 \geq 36$ 。

用插齿刀切制变位非圆齿轮, 也必须采用高度变位, 但切制一对非圆齿轮必须用两把不同的插齿刀, 其分度圆半径上的齿厚分别为:

$$s_{01} = \frac{\pi m}{2} - 2x m \tan \alpha_0$$

$$s_{02} = \frac{\pi m}{2} + 2x m \tan \alpha_0$$

式中  $x$ ——变位系数。

插齿刀的齿顶高分别为:

$$h_{a01} = h_{a0}^* m - x m$$

$$h_{a02} = h_{a0}^* m + x m$$

### 1.3 齿廓啮合线和重合度

#### 1.3.1 齿廓啮合线

两齿轮传动时, 齿廓的接触点在定坐标系中的轨迹称为啮合线。非圆齿轮每一对共轭齿廓都有相应的啮合线, 这是它与圆齿轮的根本区别。

非圆齿轮共轭齿廓的啮合线可用下式表示 (图 3.5-3):

$$\left. \begin{aligned} x_{L左} &= x_i \cos(\theta_i - \theta_0) + y_i \sin(\theta_i - \theta_0) \\ y_{L左} &= x_i \sin(\theta_i - \theta_0) + y_i \cos(\theta_i - \theta_0) \end{aligned} \right\} \quad (3.5-13)$$

式中  $x_{L左}, y_{L左}$ ——左齿形啮合线的  $x, y$  坐标值;

$x_i, y_i$ ——齿形上  $n$  点的半径  $r_i$  在  $x, y$  轴的投影;

$$x_i = r_i \cos \theta_i$$

$$y_i = r_i \sin \theta_i$$

$\theta_i$ ——半径  $r_i$  与  $x$  轴的夹角;

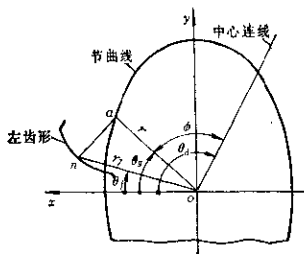


图 3.5-3 啮合线求解析图

$\theta_0$ ——两齿轮中心连线与  $x$  轴的夹角,

$\theta_n$ ——常量。

由上式知, 啮合线方程式是以参变量  $\theta_n$  表示的。

#### 1.3.2 非圆齿轮的重合度

非圆齿轮副的啮合重合度仍是一对共轭齿廓的啮合弧长与周节之比值, 但啮合弧长和周节都应在节曲线上计量。对于同一模数的非圆齿轮, 其周节均相同。不过, 由于非圆齿轮副每对共轭齿廓的接触点沿啮合线走过的路程不同, 故其重合度是不同的。重合度可用下式表示:

$$e = \frac{u}{\pi m \cos \alpha_0} \quad (3.5-14)$$

式中  $u$ ——工作啮合线长;

$m$ ——齿轮模数;

$\alpha_0$ ——刀具齿形角。

$u$  是两齿轮齿顶与齿形交点到啮合节点的齿形法线段之和。

近似确定非圆齿轮副每对共轭齿形的重合度, 可利用当量齿数的概念。即将非圆齿轮每对共轭齿廓的啮合看成具有当量齿数的圆齿轮副的啮合, 按相应的圆齿轮副求重合度。

计算例 求椭圆齿轮副的近似重合度的变化范围。

椭圆齿轮副的回转中心是各自的焦点, 滚动切点处的两齿轮的节曲线曲率半径相同。如果椭圆齿轮的节曲线方程是用参变量  $\psi$  表示的,

$$x = b_e \cos \psi$$

$$y = a_e \sin \psi$$

节曲线的曲率半径  $\rho$  为:

$$\rho = \frac{(a_e^2 \cos^2 \psi + b_e^2 \sin^2 \psi)^{3/2}}{a_e b_e}$$



则  $\rho_{\max} = \frac{a_e^3}{b_e^2}$ ;  $\rho_{\min} = \frac{b_e^2}{a_e}$

设已不发生轮齿根切条件求出了椭圆齿轮允许的最大模数和椭圆齿轮的最小当量圆齿数  $Z_{red \min} = 17$  ( $\alpha_0 = 20^\circ$  时)。则最大当量圆齿数  $Z_{red \max}$  可由下式求出:

$$Z_{red \max} = 17 \frac{\rho_{\max}}{\rho_{\min}} = 17 \frac{a_e^3}{b_e^2} = \left(\frac{17}{1-e}\right)^{3/2}$$

当  $e=0.6$  时,  $Z_{red \max} = 38$ 。

图 3.5-4 表示当量圆齿轮上的一个齿, 由图知:

$$u_e = \sqrt{r_0^2 - r_b^2} - \sqrt{r^2 - r_b^2}$$

当折算圆齿轮的齿顶高等于一个模数时,

$$u_e = \frac{m}{2} \sqrt{z_{red}^2 \sin^2 \alpha_0 + 4z_{red} + 4}$$

$$= \frac{m z_{red}}{2} \sin \alpha_0$$

由式(3.5-14)得:

$$e = \frac{2u_e}{\pi m \cos \alpha_0} = \frac{1}{\pi} \left( \sqrt{z_{red}^2 \sin^2 \alpha_0 + 4z_{red} + 4} - z_{red} \tan \alpha_0 \right)$$

当  $z_{red} = 17$  时,  $e = 1.51$ ;  $Z_{red} = 38$  时,  $e = 1.68$ 。故知偏心率  $e = 0.6$  的椭圆齿轮副的近似重合度变化范围为  $1.69 \geq e \geq 1.51$ 。

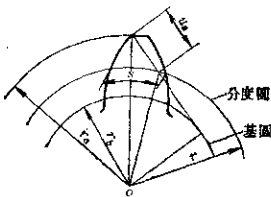


图 3.5-4 圆齿轮齿廓法线上  $u_e$  的确定

### 1.4 压力角

在非圆齿轮副的啮合点处, 从动齿轮的绝对速度方向与齿廓法向压力的作用线之间的夹角(锐角)称为压力角, 节曲线上的压力角称为啮合角, 其值为:

$$\alpha' = \mu \pm \alpha_0 - \frac{\pi}{2} \quad (3.5-16)$$

式中的±号当主动轮的左齿廓工作时取+号, 右齿廓工作时取-号。

由上式可知, 啮合角  $\alpha'$  随  $\mu$  角而变化。当啮合点在啮合线上的不同位置时, 绝对速度的方向也

在改变, 从而压力角也将改变。同时还可看出, 压力角的变化与传动比有关, 而与两齿轮的中心距  $a$  无关。

设计非圆齿轮时, 必须保证啮合角的变化范围不超过某一极限值, 以减小摩擦和避免自锁。  $\alpha'$  的最大值应满足下面不等式(图 3.5-5):

$$\alpha' \leq \arccos \frac{\rho_l}{r_f} - \varphi_l \quad (3.5-16)$$

式中  $\varphi_l$ ——摩擦角, 且  $\varphi_l = \arctan f$ ,  $f$  是齿廓间的摩擦系数;

$$\rho_l \text{——摩擦圆半径, 且 } \rho_l = r_a \sqrt{\frac{f}{1+f^2}}$$

$r_a$  是从动齿轮的轴颈半径,  $f$  为轴颈轴承的摩擦系数。

$$r_a \text{——从动齿轮的节曲线半径, } r_a = \frac{a i_2}{1+i_2}$$

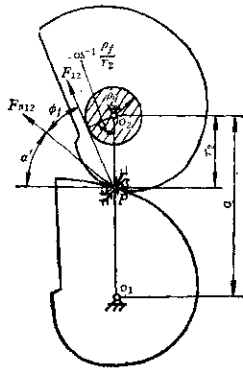


图 3.5-5 非圆齿轮机构不产生自锁的条件

由上式知, 为避免自锁, 非圆齿轮副的中心距  $a$  必须足够大;  $\rho_l$  和  $\varphi_l$  值应尽量小, 采用滚动轴承时, 因  $f$  值足够小, 以致使压力角的选取不再受自锁条件的限制, 而只与轮齿的强度和齿轮轴的刚度有关。

设计非圆齿轮机构时, 若采取以下措施就可得到有利的压力角:

- 1) 用两对或几对非圆齿轮组成的简单非圆齿轮系;
- 2) 用非圆齿轮机构、圆齿轮机构与作为综合机构的差动轮系相配合;
- 3) 采用多圈非圆齿轮。这种齿轮的回转角  $\varphi$

$= 6\pi \sim 7\pi$ , 而单圆非圆齿轮  $\varphi = 300^\circ \sim 330^\circ$ 。

计算例 求椭圆齿轮副传动时的压力角。

设椭圆齿轮的偏心率  $e$ , 长半轴为  $a_e$ , 椭圆齿轮节曲线向径为  $r_1$ , 极角为  $\theta_1$ , 则主动齿轮的极坐标方程为:

$$r_1 = \frac{a_e(1-e^2)}{1+e\cos\theta_1}$$

而 
$$\tan\mu_1 = \frac{1+e\cos\theta_1}{e\cos\theta_1}$$

当主动齿轮的左齿廓传动时, 由式(3.5-15)知其啮合角为:

$$\alpha' = \arctan\left(\frac{1+e\cos\theta_1}{e\cos\theta_1}\right) + \alpha_0 - \frac{\pi}{2} \quad (3.5-17)$$

当  $\theta_1 = \arccos(-e)$  时,  $\alpha'$  为最大值。

### 1.5 非圆齿轮的强度计算特点

非圆齿轮尚无专门的经过实验验证的强度计算公式, 通常计算时借用圆柱齿轮的方法, 不过要考虑以下特点。

1) 与圆柱齿轮不同, 非圆齿轮的从动齿轮有角加速度和惯性力矩, 从而在齿面上引起附加的载荷。此外, 由于每个轮齿的啮合角  $\alpha'$  不同, 这也会使轮齿上的法向力发生变化。

如图3.5-6所示, 从动齿轮上的转矩  $T_2$  由三部分合成, 即有效阻力矩  $T_{f2}$ 、惯性力矩  $T_{i2}$  和因等效转动惯量变化而引起的转矩  $T_{\theta 2}$ 。

$$T_2 = T_{f2} + T_{i2} + T_{\theta 2}$$

惯性力矩  $T_{i2}$  为

$$T_{i2} = \Theta_{i2} \varepsilon_2$$

式中  $\Theta_{i2}$ ——从动轴上的等效转动惯量, 其值为

$$\Theta_{i2} = \frac{2E_2}{\omega_2^2}$$

其中  $E_2$  为从动齿轮及被其带动的机构构件的动能,  $\omega_2$  为从动齿轮的角速度。

$\varepsilon_2$ ——从动齿轮的角加速度, 在主动齿轮等速转动的情况下,

$$\varepsilon_2 = \omega_1^2 \frac{d^2\varphi_1}{d\varphi_1^2}$$

式中  $\varphi_1$  和  $\omega_1$  分别是主动齿轮的转角和角速度。

等效转动惯量变化时引起的转矩  $T_{\theta 2}$  为

$$T_{\theta 2} = \frac{d\Theta_{i2}}{d\varphi_1} \cdot \omega_2^2 \cdot \frac{1}{2}$$

式中  $\varphi_2$  为从动齿轮的转角; 等效转动惯量  $\Theta_{i2}$  是转角  $\varphi_2$  的函数, 详见《机械原理》教材。

齿面上作用的法向力  $F_n$  为

$$F_{bn} = \frac{T_2}{r_2 \cos\alpha'} \quad (3.5-18)$$

注意, 在应用圆柱齿轮公式进行计算而将其转化为分度圆上的切向力  $F_t$  时, 应将上式乘以  $\cos\alpha$  ( $\alpha$  为分度圆压力角)。

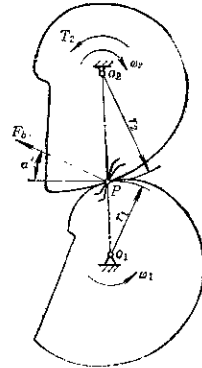


图3.5-3 非圆齿轮的受力情况

2) 由于每个轮齿有不同的齿形系数和曲率半径, 进行强度设计或校验时, 理论上要逐对齿进行计算。为此, 应求出每对相啮合的当量函数  $z_{ec}$  (见 1.1.2b), 然后按圆柱齿轮的方法进行计算。 $z_{ec}$  公式中节曲线的曲率半径可计算如下。对主动齿轮:

$$\rho_{o1} = \frac{\left[ r_1^2 + \left( \frac{dr_1}{d\varphi_1} \right)^2 \right]^{\frac{3}{2}}}{r_1^2 + 2 \left( \frac{dr_1}{d\varphi_1} \right)^2 - r_1 \frac{d^2 r_1}{d\varphi_1^2}}$$

或 
$$\rho_{o1} = \frac{\alpha[(1+i_{12})^2 + (i'_{12})^2]^{\frac{3}{2}}}{(1+i_{12})^3[1+i_{12} + (i'_{12})^2 - i_{12}i'_{12}]}$$

对从动齿轮:

$$\rho_{o2} = \frac{\left[ r_2^2 + \left( \frac{dr_2}{d\varphi_2} \right)^2 \right]^{\frac{3}{2}}}{r_2^2 + 2 \left( \frac{dr_2}{d\varphi_2} \right)^2 - r_2 \frac{d^2 r_2}{d\varphi_2^2}}$$

或 
$$\rho_{o2} = \frac{\alpha i_{12} [(1+i_{12})^2 + (i'_{12})^2]^{\frac{3}{2}}}{(1+i_{12})^3 [1+i_{12} + (i'_{12})^2 - i_{12}i'_{12}]}$$

## 2 非圆齿轮设计

### 2.1 非圆齿轮的节曲线设计

非圆齿轮设计时, 首先要按给定条件确定其节曲线, 然后再确定其他参数。节曲线的确定一般分

两种情况：1)按给定的非圆齿轮副传动比函数来定节曲线。常见于机器制造业中，用非圆齿轮机构完成一定的传动比变化规律。2)按给定的非圆齿轮副位置函数来定节曲线。多用于仪器制造业中，用非圆齿轮机构于解算装置中再现某些函数。

2.1.1 节曲线计算

a. 两非圆齿轮传动

(1) 按给定的传动比函数  $i_{12}=f(\varphi_1)$  和两齿轮的中心距  $a$  来定两齿轮的节曲线。

主动齿轮的节曲线方程：

$$r_1 = \frac{a}{i_{12} + 1} \tag{3.5-19}$$

从动齿轮的节曲线方程：

$$\left. \begin{aligned} r_2 &= \frac{a i_{12}}{i_{12} + 1} \\ \varphi_2 &= \int_0^{\varphi_1} \frac{d\varphi_1}{i_{12}} \end{aligned} \right\} \tag{3.5-20}$$

上式是以极坐标形式表示的非圆齿轮节曲线方程， $\varphi_1$  是主动齿轮转角。传动比函数  $i_{12}$  应满足下列要求：

1) 在  $\varphi_1$  值范围内， $i_{12}$  应是光滑函数，即在  $\varphi_1$  值范围内有连续的一阶导数。这样节曲线将有平滑的外形。

2) 在  $\varphi_1$  值的范围内，传动比函数  $i_{12}$  应是有限的正值，以避免曲线过陡、使传力情况变坏，同时，保证从动轮转角  $\varphi_2$  随主动轮转角的增加而单调递增。

(2) 非圆齿轮副再现给定的独立变量函数  $y=f(x)$  时，节曲线的计算方法。

给定函数  $y=f(x)$  在再现区间  $[x_1, x_2]$  内连续可微时，可设：

$$\left. \begin{aligned} \varphi_1 &= k_1(x - x_1) \\ \varphi_2 &= k_2[f(x) - f(x_1)] \end{aligned} \right\} \tag{3.5-21}$$

式中  $k_1, k_2$  —— 比例系数；

$\varphi_1, \varphi_2$  —— 主动和从动齿轮的回转角。

上式是以参变量形式表示的位置函数。非圆齿轮的传动比函数为：

$$i_{12} = \frac{k_1}{k_2 f'(x)} \tag{3.5-22}$$

外啮合主动齿轮的节曲线方程：

$$\varphi_1 = k_1(x - x_1)$$

$$r_1 = \frac{a k_2 f'(x)}{k_1 + k_2 f'(x)}$$

从动齿轮的节曲线方程：

$$\varphi_2 = k_2[f(x) - f(x_1)]$$

$$r_2 = \frac{a k_1}{k_1 + k_2 f'(x)}$$

再现函数  $y=f(x)$  的导数  $f'(x)$  在闭区间  $[x_1, x_2]$  内应是有限的正值光滑函数，否则向径  $r_1$  和  $r_2$  可能是负值。遇有这种情况，需在再现函数  $y=f(x)$  上附加一个线性函数，再用非圆齿轮周转轮系实现（见本章第2.9.2）。

选取比例系数  $k_1$  和  $k_2$  时，为了有利于力的传递和提高函数的再现精度，在结构允许的条件下，应尽量取大值，其最大值由下式确定：

$$\left. \begin{aligned} k_1 &= \frac{\varphi_{1max}}{x_2 - x_1} \\ k_2 &= \frac{\varphi_{2max}}{f(x_2) - f(x_1)} \end{aligned} \right\} \tag{3.5-23}$$

式中  $\varphi_{1max}$  和  $\varphi_{2max}$  分别为主动齿轮和从动齿轮的最大回转角。在多数情况下，用来再现函数的非圆齿轮节曲线是非封闭的，根据切齿条件，允许  $\varphi_{max} = 300^\circ \sim 330^\circ$ 。如采用多圈非圆齿轮， $\varphi_{max}$  可大于  $360^\circ$ （见2.8.2节）。此时  $k_1$  和  $k_2$  的选取可不受切齿条件的限制。

计算例 求再现函数  $y = k_3 x^2$  的非圆齿轮副的节曲线。其中  $k_3$  为一常数。

令主动齿轮的转角  $\varphi_1$  和从动轮转角  $\varphi_2$  分别与函数的自变量  $x$  和函数  $y$  的值成正比。两齿轮的转角计量起点由条件：当  $x = x_{min}$  时， $\varphi_1 = \varphi_2 = 0$  确定。由式(3.5-21)得：

$$\varphi_1 = k_1(x - x_{min})$$

$$\varphi_2 = k_2 k_3 (x^2 - x_{min}^2)$$

因  $y' = 2k_3 x$ ，由式(3.5-22)得：

$$i_{12} = \frac{k_1}{2k_2 k_3 x}$$

由式(3.5-19)和式(3.5-20)得：

主动齿轮： $\varphi_1 = k_1(x - x_{min})$

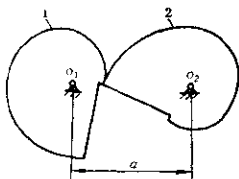
$$r_1 = \frac{a}{1 + \frac{k_1}{2k_2 k_3 x}}$$

从动齿轮： $\varphi_2 = k_2 k_3 (x^2 - x_{min}^2)$

$$r_2 = \frac{a}{1 + \frac{2k_2 k_3 x}{k_1}}$$

当  $x_{min} = 20$ ， $x_{max} = 100$ ， $k_3 = 2.5 \times 10^{-6}$ ， $k_1 = 3.5$ ， $k_2 = 1250$  和  $a = 50\text{mm}$  时，得  $\varphi_{1max} = 280^\circ$ ， $\varphi_{2max} = 300^\circ$ 。计算出的两齿轮节曲线如图3.5-7所

示。

图 3-5-7 再现函数  $y=k_2x^2$  的非圆齿轮节曲线

## b. 非圆齿轮和齿条传动

(1) 按给定的位置函数  $s=F(\varphi_1)$  或传动比函数  $i_{21}=F'(\varphi_1)$ , 求齿轮和齿条的节曲线。

$$\left. \begin{aligned} \text{齿轮: } r_1 &= F'(\varphi_1) \\ \text{齿条: } x &= \int_0^{\varphi_1} r_1 d\varphi_1 = s \\ y &= r_1 \end{aligned} \right\} \quad (3.5-24)$$

(2) 给定再现函数  $y=f(x)$ ,  $x$  在  $[x_1, x_2]$  闭区间内连续可微, 求齿轮和齿条的节曲线。

取齿轮的回转角  $\varphi_1$  和齿条的位移量  $s$  分别与齿条的自变量  $x$  和因变量  $y$  成正比, 则:

$$\left. \begin{aligned} \varphi_1 &= k_1(x - x_1) \\ s &= k_2(y - y_1) \end{aligned} \right\} \quad (3.5-25)$$

式中  $k_1, k_2$ ——比例系数。

上式是所求机构以参变量形式表示的位置函数, 其传动比函数为:

$$i_{21} = \frac{k_2}{k_1} f'(x)$$

齿轮节曲线的参变量方程:

$$\left. \begin{aligned} \varphi_1 &= k_1(x - x_1) \\ r_1 &= \frac{k_2}{k_1} f'(x) \end{aligned} \right\}$$

齿条的节曲线取直角坐标系, 并令  $x$  轴的方向与齿条的运动方向重合, 则齿条的节曲线方程为:

$$\left. \begin{aligned} s_x &= k_2[f(x) - f(x_1)] \\ s_y &= -\frac{k_2}{k_1} [f'(x) - f'(x_1)] \end{aligned} \right\}$$

(3) 按主动齿轮设计从动齿轮

在已知一个齿轮的节曲线方程  $r_1=f(\varphi_1)$  和两齿轮的中心距  $a$  时, 其共轭齿轮的节曲线方程为:

$$\left. \begin{aligned} r_2 &= a - r_1 \\ \varphi_2 &= -\varphi_1 + a \int_0^{\varphi_1} \frac{d\varphi_1}{a - r_1} \\ \text{或 } \varphi_2 &= \int_0^{\varphi_1} \frac{r_1}{a - r_1} d\varphi_1 \end{aligned} \right\} \quad (3.5-26)$$

属于这类节曲线设计方法的有:

- 1) 与椭圆齿轮共轭的变形椭圆齿轮;
- 2) 与变形椭圆齿轮共轭的变形椭圆齿轮;
- 3) 与非圆一圆形齿轮共轭的齿轮或齿条;
- 4) 与偏心圆齿轮共轭的非圆齿轮。

## 2.1.2 节曲线封闭的条件

传递回转运动的非圆齿轮副, 其节曲线是封闭曲线。下面按不同给定条件分析节曲线封闭条件。

(1) 给定传动比函数  $i_{21}=f(\varphi_1)$  和两齿轮的中心距  $a$ 。

要使主动齿轮节曲线封闭, 传动比函数  $i_{21}=f(\varphi_1)$  必须是周期函数。设其周期为  $T$ ; 则

$$T = \frac{T_1}{n_1}$$

式中  $T_1$ ——主动齿轮的回转周期;

$n_1$ ——正整数。

从动齿轮节曲线封闭的条件为:

$$T = \frac{T_2}{n_2} = \frac{T_1}{n_1}$$

式中  $T_2$ ——从动齿轮的回转周期;

$n_2$ ——正整数。

当给出主动齿轮的封闭节曲线方程时  $[r_1=r_1(\varphi_1)]$ , 为保证第二个齿轮节曲线封闭, 两齿轮中心距  $a$  必须满足:

$$\frac{2\pi}{n_2} = \int_0^{2\pi/n_1} \frac{r_1}{a - r_1} d\varphi_1$$

(2) 当再现函数  $y=f(x)$ ,  $x$  在闭区间  $[x_1, x_2]$  内连续可微, 则两齿轮节曲线封闭的条件为:

1) 再现函数的导数  $f'(x)$  应是周期函数, 且其周期应为  $\frac{x_2 - x_1}{n_1}$ , 其中  $n_1$  为正整数。

2) 比例系数  $k_1$  和  $k_2$  应满足:

$$\left. \begin{aligned} k_1 &= \frac{2\pi}{x_2 - x_1} \\ k_2 &= \frac{2\pi}{f(x_2) - f(x_1)} \end{aligned} \right\} \quad (3.5-27)$$

## 2.1.3 节曲线为凸形的条件

节曲线凸形的非圆齿轮可用滚刀、齿条刀或插齿刀来切削。但带有凹形部分的节曲线, 通常不能用滚刀切削, 更不能用齿条刀切削, 而只能用适当直径的插齿刀切削。因此设计非圆齿轮时, 需要预先对节曲线的凸、凹性进行判断, 以便选择切齿方

索。

当节曲线用极坐标方程  $r=r(\varphi)$  表示时, 则节曲线不出现凹形的条件为:

$$r^2 + 2\left(\frac{dr}{d\varphi}\right)^2 - r\frac{d^2r}{d\varphi^2} \geq 0 \quad (3.5-28)$$

1) 按传动比函数  $i_{12}=f(\varphi_1)$  和两齿轮中心距  $A$  来设计非圆齿轮时, 其节曲线不出现凹形的条件分别为:

$$\left. \begin{aligned} & \text{对主动齿轮: } 1 + i_{12} + i_{12}^2 \geq 0 \\ & \text{对从动齿轮: } 1 + i_{12} + (i_{12}')^2 - i_{12}i_{12}'' \geq 0 \end{aligned} \right\} \quad (3.5-29)$$

2) 如果设计的非圆齿轮副是用来再现函数  $y=f(x)$  时, 节曲线不出现凹形的条件分别为:

$$\left. \begin{aligned} & \text{对主动齿轮: } k_1 k_2 [f'(x)]^2 + k_1^2 [f'(x)]^2 \\ & \quad + 2[f''(x)]^2 - f'''(x)f'(x) \geq 0 \\ & \text{对从动齿轮: } k_1 [f'(x)]^2 [k_1 + k_2 f'(x)] \\ & \quad + f'(x)f'''(x) - [f''(x)]^2 \geq 0 \end{aligned} \right\} \quad (3.5-30)$$

计算例 求卵形齿轮节曲线不出现凹形的条件。这种齿轮用于流量计中。其设计计算见本章 2.4 节。

主动卵形齿轮的节曲线方程为:

$$r_1 = \frac{a_e(1-e^2)}{1+e\cos 2\varphi_1}$$

两齿轮的中心距  $a=2a_e$ 。其传动比函数为:

$$i_{12} = \frac{1+2e\cos 2\varphi_1 + e^2}{1-e^2}$$

$$i_{12}' = -\frac{4e\sin 2\varphi_1}{1-e^2}$$

$$i_{12}'' = -\frac{8e\cos 2\varphi_1}{1-e^2}$$

因主动齿轮和从动齿轮的节曲线完全相同。故可只研究主动齿轮节曲线不出现凹形的条件。

将  $i_{12}$ 、 $i_{12}'$  和  $i_{12}''$  的表达式代入式(3.5-29)中, 得主动齿轮不出现凹形的条件为:

$$1 - 3e\cos 2\varphi_1 \geq 0$$

为了保证上式恒成立, 必须使  $e \leq \frac{1}{3}$ 。当  $e$

$= \frac{1}{3}$  时, 卵形节曲线上有两点 ( $\varphi_1=0^\circ$ ,  $\varphi_1=180^\circ$ ) 的曲率半径  $\rho=0$ 。

### 2.1.4 节曲线校核计算

a. 节曲线周长计算 非圆齿轮的节曲线以极坐标  $r=r(\varphi)$  表示时, 则对应极角为  $\varphi_0$  到  $\varphi$  的节曲

线弧长为:

$$s = \int_{\varphi_0}^{\varphi} \sqrt{r^2 + (dr/d\varphi)^2} d\varphi$$

封闭节曲线的非圆齿轮, 其节曲线周长为:

$$s = \int_0^{2\pi} \sqrt{r^2 + (dr/d\varphi)^2} d\varphi$$

在封闭节曲线的周长上应分布置数齿, 即

$$z = s/\pi m \quad (3.5-31)$$

这里  $z$  应为整数, 有的齿轮还要求  $z$  必须是奇数或偶数。当不满足要求时, 可改变中心距  $a$ 。

b. 根切或顶切验算 按式(3.5-9)和式(3.5-11)验算切齿时是否产生根切。当根切可能产生时, 可用增大两齿轮副中心距, 扩大非圆齿轮副的再现角度 (如采用多圆非圆齿轮和简单非圆齿轮系) 的方法改变节曲线的形状。也可采用变位非圆齿轮, 详见本章第 1.3 节。

c. 压力角的验算 非圆齿轮的压力角不仅与节曲线的形状有关, 而且与啮合点的位置有关。因为在不同的啮合点处从动齿轮的绝对速度方向不同。

非圆齿轮的压力角不仅在数值上是变化的, 而且在符号上也是变化的。压力角符号的改变并不妨碍运动的传递, 仅表示齿廓法线在固定坐标平面内改变了自己的象限位置。节曲线上的压力角按(3.5-16)计算。其中  $\mu$  值按以下各式计算 [若已知  $r=r(\varphi)$ ]:

$$\tan \mu = \frac{r}{dr/d\varphi}$$

若非圆齿轮副的传动比函数为  $i_{12}$ , 则

$$\tan \mu = \frac{1+i_{12}}{i_{12}'}$$

若非圆齿轮副再现函数  $y=f(x)$  时, 则由式(3.5-22)得:

$$\tan \mu = \frac{k_1 f'(x) + k_2 [f(x)]^2}{f''(x)}$$

避免自锁允许的压力角按式(3.5-16)计算。

d. 轮齿强度验算 按几何条件确定了中心距  $a$  和模数  $m$  以后, 必要时应进行强度验算, 即按齿面的齿根强度和弯曲强度进行校核。如不能满足强度条件, 应增大模数或中心距, 并重新作几何设计。

## 2.2 椭圆齿轮设计

## 2.2.1 椭圆齿轮节曲线设计

椭圆齿轮是非圆齿轮中最常用的一种。当用两个相同的椭圆齿轮传动时，随着椭圆偏心率的不同，可得到不同的传动比变化曲线，以完成各种机构的变速传动，或作为速度和加速度调节之用。这种齿轮的工作原理如图3.5-8所示。

主动椭圆齿轮的节曲线方程：

$$r_1 = \frac{a_e(1-e^2)}{1+e\cos\varphi_1}$$

式中  $a_e$ ——椭圆齿轮节曲线的长轴半径；

$e$ ——椭圆的偏心率；

$$e = \frac{c}{a_e} = \frac{\sqrt{a_e^2 - b_e^2}}{a_e}$$

$c$ ——椭圆对称中心到焦点的距离；

$b_e$ ——椭圆的短轴半径。

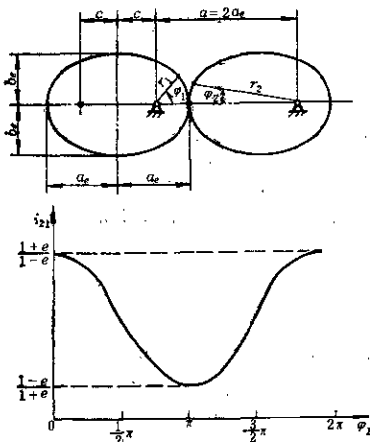


图3.5-8 两个相同的椭圆齿轮传动原理。

传动比函数（图3.5-8），

$$i_{21} = \frac{1-e^2}{1+2e\cos\varphi_1 + e^2} \quad (3.5-32)$$

位置函数：

$$\tan \frac{\varphi_2}{2} = \frac{1-e}{1+e} \tan \frac{\varphi_1}{2} \quad (3.5-33)$$

从动齿轮最大和最小角速度之比  $K$ ，

$$K = \left( \frac{a_e + c}{a_e - c} \right)^2 = \left( \frac{1+e}{1-e} \right)^2$$

通常取  $K \leq 5$ ，以免角加速度过大。

设计椭圆齿轮时，通常根据结构要求，定出中心距  $a = 2a_e$ 。在满足某一  $K$  值时，可求得椭圆齿轮的短半轴  $b_e$  为：

$$b_e = \frac{2a_e K^{1/4}}{1+K^{1/4}}$$

一对共轭的椭圆齿轮中，每个齿轮的齿数应为奇数。因此要计算节曲线全长  $s$ ，并使  $s = \pi m z_n$ ，椭圆齿轮节曲线全长为：

$$s = 4a_e \int_0^{90^\circ} \sqrt{1-e^2 \sin^2 \psi} d\psi$$

式中，椭圆方程的参数变量  $\psi$  角与椭圆转角  $\varphi$  的关系为：

$$\cos \varphi = \frac{\sin \psi + e}{1 + e \sin \psi}$$

$$\int_0^{90^\circ} \sqrt{1-e^2 \sin^2 \psi} d\psi = E; \text{ 第二类椭圆积分,}$$

可由椭圆积分表求得。

椭圆齿轮的节曲线不会出现凹形，其最小曲率半径为：

$$\rho_{\min} = a_e(1-e^2)$$

椭圆齿轮不产生根切的最大模数为：

$$m_{\max} = \frac{2a_e(1-e^2)}{17}$$

椭圆齿轮压力角的最大值为：

$$\alpha_{\max} = \arctan \left( -\sqrt{\frac{1-e^2}{e}} \right) + \alpha_0 + \pi \frac{\pi}{2}$$

## 2.2.2 椭圆齿轮的设计步骤

a. 确定齿数  $z$  和模数  $m$ 。齿数  $z$  和模数  $m$  可按结构需要及强度要求选定，选择时可考虑下列各点：

1) 为避免根切，模数  $m$  应小于最大模数  $m_{\max}$ （见2.2.1），而最大模数  $m_{\max}$  可用改变椭圆齿轮长轴值的方法来改变。

2) 齿数  $z$  宜采用奇数，这样的一对齿轮齿形完全相同，有互换性。

b. 按机构的运动规律要求选定传动比并计算偏心率  $e$  值。在非圆齿轮传动机构中，传动比有最大值  $(i_{21})_{\max}$ ，最小值  $(i_{21})_{\min}$ 。在设计椭圆齿轮机构时，应根据运动规律要求，确定传动比的最大值、最小值或其比值  $K$ 。然后按下面的计算公式求出  $e$  值。

1) 传动比的最大值或从动齿轮的最大角速度  $(\omega_2)_{\max}$  有一定要求时：

$$(i_{11})_{\max} = \frac{(\omega_2)_{\max}}{\omega_1}$$

$$e = \frac{(i_{21})_{\max} - 1}{(i_{21})_{\max} + 1}$$

2) 传动比的最小值或从动齿轮的最小角速度  $(\omega_2)_{\min}$  有一定要求:

$$(i_{21})_{\min} = \frac{(\omega_2)_{\min}}{\omega_1}$$

$$e = \frac{1 - (i_{21})_{\min}}{1 + (i_{21})_{\min}}$$

3) 传动比最大值与最小值之比  $K$  有一定要求:

$$K = \frac{(\omega_2)_{\max}}{(\omega_2)_{\min}}$$

$$e = \sqrt{\frac{K-1}{K+1}}$$

c. 椭圆齿轮节曲线周长及齿轮各部尺寸计算  
齿数  $z$ 、模数  $m$  和偏心率  $e$  是椭圆齿轮的主要参数, 可根据他们计算其余尺寸 (表3.5-1)。

d. 齿厚尺寸 检验椭圆齿轮的切齿深度, 可

表3.5-1 椭圆齿轮各部尺寸计算表

名称	符号	计算公式	名称	符号	计算公式
节 节	周 节	$p$	齿 齿顶高	$h_1$	$h_1 = m$
	节 长	$L$	齿 齿根高	$h_2$	$h_2 = 1.25m$
	长轴半径	$a$	高 全齿高	$h$	$h = 2.25m$
曲 短轴半径	$b$	$b = a \cdot \sqrt{1 - e^2}$	直 长轴外径	$D_{oa}$	$D_{oa} = 2a + 2m$
	齿 齿心距	$c$		短轴外径	$D_{ob}$
线 中心距	$a$	$a = 2a = \pi m z / 2E$	径 长轴根径	$D_{fa}$	$D_{fa} = 2a - 2.5m$
	偏 偏心率	$e$		短轴根径	$D_{fb}$

以测量齿轮的固定弦齿厚。对于内形角  $\alpha = 20^\circ$  的齿轮, 计算公式如下 (图3.5-9)

$$h_z = 0.748m$$

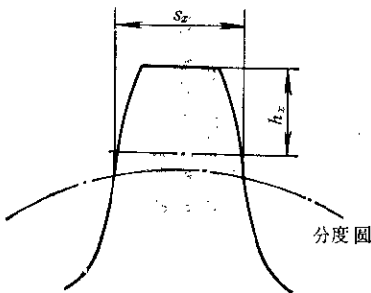


图3.5-9 固定弦齿厚

固定弦齿厚:

$$s_x = 1.387m$$

固定弦齿高:

e. 椭圆齿轮零件图设计 椭圆内轮 零件图 (见图3.5-10) 除具有圆齿轮应标注的参数外, 还应有关于椭圆节曲线参数 (如偏心率、长、短轴等) 及非圆齿轮的特殊要求 (如轮齿对称性要求) 等方面的技术要求。

### 2.3 变形椭圆齿轮

以上介绍的非圆齿轮的传动比是按对称规律变化的, 但在机械制造业中, 大多数是要求传动比按非对称规律变化的, 其原因如下:

1) 使机器的工作行程和空行程时间不等, 以提高生产率;

2) 使非圆齿轮机构和其他平行工作机构的工作时间相一致。

变形椭圆齿轮可实现上述要求,

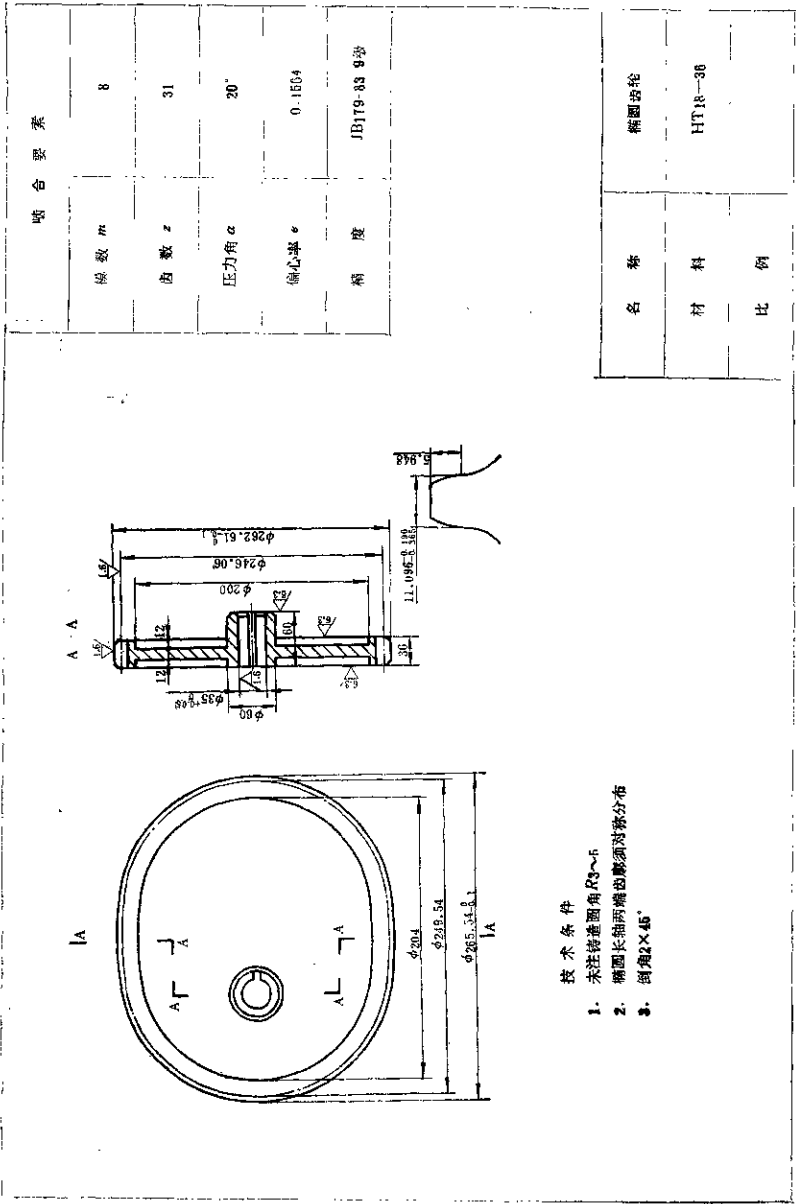


图3.5-10 椭圆齿轮零件图



2.3.1 节曲线设计

当设计非对称传动比函数  $i_{21}$  的非圆齿轮时, 假定已知  $i_{21\max}$  和  $i_{21\min}$ , 且当  $\varphi_1=0$  和  $\varphi_1=2\pi$  时,  $i_{21}=i_{21\max}$ ; 当  $\varphi_1=\frac{\pi}{m_1}$  时,  $i_{21}=i_{21\min}$ 。函数  $i_{21}$  的周期等于第一个齿轮转一转的周期。如果第一个齿轮转一转时, 第二个齿轮转  $\frac{1}{n}$  转 ( $n$  为整数), 平均传动比为  $\frac{1}{n}$ 。

图 3.5-11 表示了传动比函数  $i_{21}$  与  $\phi_1$  角的关系。

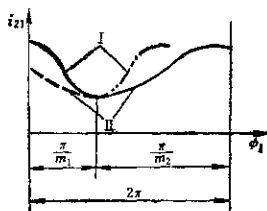


图 3.5-11 不对称函数  $i_{21}$

假定  $i_{21}$  由光滑函数 I 和 II 组成。对于函数 I:  $\frac{\pi}{m_1} \geq \varphi_1 \geq 0$ ; 对于函数 II:  $2\pi \geq \varphi_1 \geq \frac{\pi}{m_1}$ 。在  $\varphi_1 = \frac{\pi}{m_1}$  处, 曲线 I 和 II 光滑联接。

当传递回转运动时, 两非圆齿轮节曲线应为封闭曲线。若第一个齿轮回转周期  $T_1$  等于传动比函数  $i_{21}$  的周期  $T$ , 则第一个齿轮的节曲线封闭。为使第二个齿轮的节曲线封闭, 又必须使  $T$  等于  $\frac{T_2}{n}$  ( $T_2$  为第二个齿轮的回转周期), 即应满足:

$$\int_0^{\frac{\pi}{m_1}} i_{21}^2 d\varphi_1 + \int_{\frac{\pi}{m_1}}^{2\pi} i_{21}^2 d\varphi_1 = \frac{2\pi}{n}$$

若传动比函数用下式表示时, 则上式可以满足,

在区间  $\frac{\pi}{m_1} \geq \varphi_1 \geq 0$ ,

$$i_{21}^2 = \frac{1}{n} \cdot \frac{1-f^2}{1-2f\cos m_1\varphi_1 + f^2} \quad (3.5-34)$$

在区间  $2\pi \geq \varphi_1 \geq \frac{\pi}{m_1}$

$$i_{21}^2 = \frac{1}{n} \cdot \frac{1-f^2}{1-2f\cos[m_2(2\pi-\varphi_1)] + f^2} \quad (3.5-35)$$

由上式, 并参照图 3.5-11 可得:

$$m_2 = \frac{m_1}{2m_1-1}$$

若设计时限制  $i_{21\max}$ , 则因

$$i_{21\max} = \frac{1}{n} \cdot \frac{1+f}{1-f} \text{ 得 } f = \frac{n i_{21\max} - 1}{n i_{21\max} + 1}$$

限制  $i_{21\min}$  时,

$$i_{21\min} = \frac{1}{n} \cdot \frac{1-f}{1+f}$$

$$f = \frac{1 - n i_{21\min}}{1 + n i_{21\min}}$$

限制传动比波动时

$$K = \frac{i_{21\max}}{i_{21\min}} = \left( \frac{1+f}{1-f} \right)^2$$

或  $f = \sqrt{\frac{K-1}{K+1}}$

当主动齿轮以等角速度  $\omega_1$  回转时, 从动齿轮的角加速度  $e_2$  为:

在区间  $\frac{\pi}{m_1} \geq \varphi_1 \geq 0$  内时:

$$e_2^2 = -\frac{\omega_1^2}{n} \cdot \frac{2fm_2(1-f^2)\sin m_1\varphi_1}{(1-2f\cos m_1\varphi_1 + f^2)^2}$$

在区间  $2\pi \geq \varphi_1 \geq \frac{\pi}{m_1}$  内时:

$$e_2^2 = \frac{\omega_1^2}{n} \cdot \frac{fm_2(1-f^2)\sin[m_2(2\pi-\varphi_1)]}{(1-2f\cos[m_2(2\pi-\varphi_1)] + f^2)^2}$$

当  $\varphi_1$  满足下式时,  $e_2$  有最大值:

对  $e_2^2$ :  $\cos m_1\varphi_1 = -\frac{1+f^2}{4f}$

$$+\sqrt{\left(\frac{1+f^2}{4f}\right)^2 + 2}$$

对  $e_2^2$ :  $\cos[m_2(2\pi-\varphi_1)] = -\frac{1+f^2}{4f}$

$$+\sqrt{\left(\frac{1+f^2}{4f}\right)^2 + 2}$$

由传动比函数可求出第一个齿轮的节曲线方程:

在区间  $\frac{\pi}{m_1} \geq \varphi_1 \geq 0$  内时:

$$r_1^2 = \frac{ae_1(1-e_1^2)}{1-e_1\cos m_1\varphi_1}$$

在区间  $2\pi \geq \varphi_1 \geq \frac{\pi}{m_1}$  内时:

$$r_1^I = \frac{a_{e1}(1-e_1^2)}{1-e_1 \cos[m_2(2\pi-\varphi_1)]}$$

以上两式中, 偏心率

$$e_1 = \frac{2fn}{(n+1)+f^2(n-1)}$$

长轴半径

$$a_{e1} = a \frac{(n+1)+f^2(n-1)}{(n+1)^2-f^2(n-1)^2}$$

两齿轮的中心距:

$$a = a_{e1} [1 + \sqrt{1 + (n^2-1)(1-e_1^2)}]$$

第二个齿轮的节曲线方程:

在区间  $\frac{\pi}{nm_1} \geq \phi_2 \geq 0$  内时:

$$r_2^I = \frac{a_{e2}(1-e_2^2)}{\sqrt{1+(n^2-1)(1-e_2^2)} + e_1 \cos nm_1 \phi_2}$$

或  $r_2^I = \frac{a_{e2}(1-e_2^2)}{1+e_2 \cos nm_1 \phi_2}$

在区间  $\frac{2\pi}{n} \geq \phi_2 \geq \frac{\pi}{nm_1}$  内时:

$$r_2^I = \frac{a_{e1}(1-e_1^2)}{\sqrt{1+(n^2-1)(1-e_1^2)} + e_1 \cos m_2(2\pi-n\varphi_2)}$$

或  $r_2^I = \frac{a_{e1}(1-e_1^2)}{1+e_2 \cos[m_2(2\pi-n\varphi_2)]}$

式中, 偏心率  $e_2$  和  $e_1$  的关系为:

$$e_2 = \frac{e_1}{\sqrt{1+(n^2-1)(1-e_1^2)}}$$

长轴半径  $a_{e2}$  与  $a_{e1}$  的关系:

$$a_{e2} = a_{e1} \sqrt{1+(n^2-1)(1-e_1^2)}$$

位置函数,

在区间  $\frac{\pi}{m_1} \geq \phi_1 \geq 0$  内为

$$\tan \frac{nm_1 \phi_2}{2} = \frac{1+f}{1-f} \tan \frac{m_1 \phi_1}{2}$$

在区间  $2\pi \geq \phi_1 \geq \frac{\pi}{m_1}$  内为

$$\tan \frac{m_2(2\pi-n\varphi_2)}{2} = \frac{1+f}{1-f}$$

$$\cdot \tan \frac{m_2(2\pi-\varphi_1)}{2}$$

### 2.3.2 节曲线的凸凹判断

主动齿轮 I 段节曲线不出现凹形的条件为

$$1+e_1(m_2^2-1) \cos m_1 \varphi_1 \geq 0$$

因  $1 > e_1 > 0$ , 故当  $m_1 \leq 1$  时, 对于所有的  $e_1$  值, 节曲线均为凸形; 当  $m_1 > 1$  时, 不出现凹形的  $e_1$  的

极值为:

$$e_{1kp} = \frac{1}{m_1^2-1}$$

主动齿轮 II 段节曲线不出现凹形的条件为

$$1+e_1(m_2^2-1) \cos[m_2(2\pi-\varphi_1)] \geq 0$$

当  $m_2 > 1$  时, 偏心率  $e_1$  的极值为

$$e_{1kp} = \frac{1}{m_2^2-1}$$

从动齿轮节曲线 I 段不出现凹形的条件为

$$\sqrt{1+(n^2-1)(1-e_1^2)} - e_1(n^2 m_1^2 - 1) \cos nm_1 \varphi_2 \geq 0$$

当  $m_1 \leq \frac{1}{n}$  时, 对于所有  $e_1$  值, 节曲线均为凸

形, 当  $m_1 > \frac{1}{n}$  时, 节曲线不出现凹形的偏心率极值为

$$e_{1kp} = \frac{1}{\sqrt{n^2 m_1^4 - 2m_1^2 + 1}}$$

从动齿轮节曲线 II 段不出现凹形的条件为:

$$\sqrt{1+(n^2-1)(1-e_1^2)} - e_1(n^2 m_2^2 - 1) \cos m_2(2\pi-n\varphi_2) \geq 0$$

当  $m_2 \leq \frac{1}{n}$  时, 节曲线不出现凹形。对于其他  $m_2$  值, 节曲线不出现凹形的偏心率  $e_1$  的极值为

$$e_{1kp} = \frac{1}{\sqrt{n^2 m_2^4 - 2m_2^2 + 1}}$$

### 2.3.3 节曲线弧长计算

节曲线弧长可用第二类椭圆积分表示。第一个齿轮的椭圆节曲线全长为

$$s_1 = 2a_{e1} \left[ \sqrt{1 + \frac{(m_1^2-1)e_1^2}{m_1}} \int_0^{90^\circ} \sqrt{1-k_1^2 \sin^2 \psi_1} d\psi_1 + \sqrt{1 + \frac{(m_2^2-1)e_1^2}{m_2}} \int_0^{90^\circ} \sqrt{1-k_2^2 \sin^2 \psi_2} d\psi_2 \right] \quad (3.5-36)$$

式中

$$k_1^2 = \frac{(m_1 e_1)^2}{1 + (m_1^2 - 1) e_1^2}$$

$$k_2^2 = \frac{(m_2 e_2)^2}{1 + (m_2^2 - 1) e_2^2}$$

节曲线向径极角  $\varphi_1$  与参变量角  $\psi_1$  和  $\psi_2$  有如下关系,

$$\cos m_1 \varphi_1 = \frac{\sin \psi_1 + e_1}{1 + e_1 \sin \psi_1}$$

$$\cos m_2 (2\pi - \varphi_1) = \frac{\sin \psi_2 + e_1}{1 + e_1 \sin \psi_2}$$

因为在封闭节曲线的全长上有  $z$  个齿, 所以第一个变形椭圆齿轮的节曲线全长应满足:

$$s_1 = \pi m z$$

可用改变  $a_{e1}$  (或中心距  $a$ ) 的方法, 使上式得到满足。

第二个变形椭圆齿轮的节曲线全长为:

$$s_2 = \pi n s_1$$

式中  $n$ ——第二个椭圆齿轮转一转时第一个齿轮的转数。

### 2.3.4 轮齿根切计算

为了确定轮齿不产生根切的最大模数, 应先确定两个齿轮节曲线的最小曲率半径:

$$\rho_{1m;n}^I = \frac{a_{e1}(1-e_1^2)}{1+e_1(m_1^2-1)}$$

$$\rho_{1m;n}^{II} = \frac{a_{e1}(1-e_1^2)}{1+e_1(m_1^2-1)}$$

$$\rho_{2m;n}^I = \frac{a_{e1}(1-e_1^2)n^2}{\sqrt{1+(n^2-1)(1-e_1^2)+e_1(n^2m_1^2-1)}}$$

$$\rho_{2m;n}^{II} = \frac{a_{e1}(1-e_1^2)n^2}{\sqrt{1+(n^2-1)(1-e_1^2)+e_1(n^2m_2^2-1)}}$$

将以上求出的  $\rho_{1m;n}^I$ 、 $\rho_{1m;n}^{II}$ 、 $\rho_{2m;n}^I$ 、

$\rho_{2m;n}^{II}$  中的最小者  $\rho_{\min}$  代入下式:

$$m_{\max} \leq \frac{\rho_{\min} \sin^2 \alpha_0}{h_{ast}^*}$$

当  $h_{ast}^* = 1$ ,  $\alpha_0 = 20^\circ$  时,  $m_{\max} \approx \frac{2}{17} \rho_{\min}$ 。

### 2.3.5 压力角计算

变形椭圆齿轮的啮合角:

$$\alpha_1^I = \arctan \left( \frac{1 - e_1 \cos m_1 \varphi_1}{e_1 m_1 \sin m_1 \varphi_1} \right)$$

$$+ \alpha_0 - \frac{\pi}{2}$$

$$\alpha_1^{II} = \arctan \left[ - \frac{1 - e_1 \cos m_2 (2\pi - \varphi_1)}{e_1 m_2 \sin m_2 (2\pi - \varphi_1)} \right]$$

$$+ \alpha_0 - \frac{\pi}{2}$$

其极值是:

$$\alpha_{1\max} = \arctan \left( - \frac{\sqrt{1-e_1^2}}{e_1 m_1} \right) + \alpha_0 - \frac{\pi}{2}$$

$$\alpha_{1\max} = \arctan \left( - \frac{\sqrt{1-e_1^2}}{e_1 m_1} \right) + \alpha_0 - \frac{\pi}{2}$$

### 2.4 卵形齿轮

当变形椭圆齿轮的变形系数  $m_1 = m_2 = m$ , 且  $m$  是大于 1 的整数时, 可得各种卵形齿轮。按变形系数  $m$  的值 (如 2、3 和 4 等) 不同, 可得相应支数的卵形齿轮 (也称相应数目的椭圆)。如  $m=2$  时, 可得二阶卵形齿轮节曲线 (也称二支椭圆) 的方程为

$$r_1 = \frac{a_1(1-e_1^2)}{1-e_1 \cos 2\varphi_1} \quad (3.5-37)$$

不同阶数的卵形齿轮可共轭 (见图 3.5-12), 其参数间关系同 2.3 节所述, 这里仅给出应用最广的两支卵形齿轮及其共轭的变形椭圆齿轮的计算公式。

传动比函数:

$$i_{21} = \frac{1}{n} \frac{1-e_1^2}{1-2e_1 \cos 2\varphi_1 + e_1^2}$$

其中  $n$  为平均传动比, 它是大轮阶数与小轮阶数之比。

位置函数:

$$\tan m\varphi_2 = \frac{1+e_1 \tan \varphi_1}{1-e_1}$$

节曲线不出现凹形的条件:

对第一个齿轮:

$$e_1 \leq \frac{1}{3}$$

对第二个齿轮:

$$e_1 \leq \sqrt{\frac{1}{16n^2-7}}$$

节曲线最小曲率半径:

$$\rho_{1\min} = \frac{a_{e1}(1-e_1^2)}{1+3e_1}$$

$$\rho_{2\min} = \frac{a_{e1}(1-e_1^2)n^2}{\sqrt{1+(n^2-1)(1-e_1^2)+e_1(4n^2-1)}}$$

在  $e_1 \leq e_{1st}$ ,  $\rho_{1\min} < \rho_{2\min}$  时, 轮齿不产生根切的最大模数, 当  $h_{ast}^* = 1$ ,  $\alpha_0 = 20^\circ$  时为

$$m_{\max} \leq \frac{2}{17} \frac{a_{e1}(1-e_1^2)}{1+3e_1}$$

啮合角极值为:

$$\alpha_{\max} = \arctan \left( - \frac{\sqrt{1-e_1^2}}{2e_1} \right) + \alpha_0 - \frac{\pi}{2}$$

$$\alpha_{\min} = \arctan \left( \frac{\sqrt{1-e_1^2}}{2e_1} \right) + \alpha_0 - \frac{\pi}{2}$$

节曲线弧长:

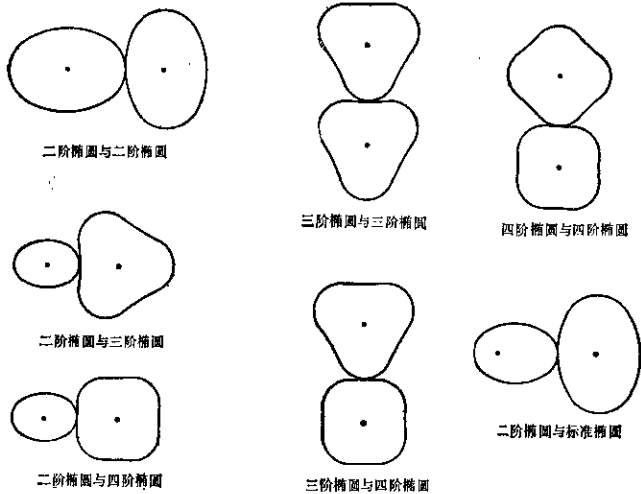


图3.5-12 卵形齿轮及其共轭齿轮的节曲线

$$s = 4ae_1 \sqrt{1 + 3e_1^2} \int_0^{90^\circ} \frac{d\psi}{\sqrt{1 - \frac{4e_1^2}{1 + 3e_1^2} \sin^2 \psi}}$$

参数 $\psi$ 与节曲线极角 $\varphi$ 的关系:

$$\cos 2\varphi_1 = \frac{\sin \psi + e_1}{1 + e_1 \sin \psi}$$

当 $m=2, n=1$ 时, 为一对完全相同的两支卵形齿轮。在卵形节曲线的 $1/4$ 弧长上分布有 $(N \pm 0.5)$ 个齿, 其中 $N$ 为整数。因此, 一对齿轮可在一次安装中切成。

### 2.5 椭圆齿轮与变形椭圆齿轮共轭

椭圆齿轮除和椭圆齿轮共轭外, 还可以和变形椭圆(二、三和四阶椭圆)齿轮共轭(图3.5-13)。这时,  $m_1=m_2=1$ , 而 $n=1, 2, 3, 4$ 等。

传动比函数:

$$i_{21} = \frac{1}{n} \frac{1 - e_1}{1 - 2e_1 \cos \varphi_1 + e_1^2} \quad (3.5-38)$$

式中  $e_1$ ——第一个椭圆齿轮的偏心率。

位置函数:

$$\tan \frac{n\varphi_2}{2} = \frac{1 + e_1}{1 - e_1} \tan \frac{\varphi_1}{2} \quad (3.5-39)$$

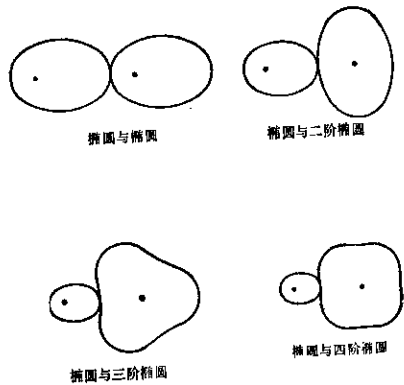


图3.5-13 椭圆与变形椭圆共轭

第一个椭圆和与其共轭的变形椭圆之间的参数关系:

$$e_2 = \frac{e_1}{\sqrt{1 + (n^2 - 1)(1 - e_1^2)}}$$

$$a_{e2} = a_{e1} \sqrt{1 + (n^2 - 1)(1 - e_1^2)}$$

两齿轮的中心距  $a$  为

$$a = a_{e1} [1 + \sqrt{1 + (n^2 - 1)(1 - e_1^2)}]$$

第二个齿轮节曲线不出现凹形的条件为

$$e_1 \leq e_{1k2} = \sqrt{\frac{1}{n^2 - 1}}$$

当  $e_1 \leq e_{1k2}$  时, 第一个齿轮和第二个齿轮节曲线曲率半径的最小值为

$$\rho_{1\min} = a_{e1}(1 - e_1^2)$$

$$\rho_{2\min} = \frac{a_{e1}(1 - e_1^2)n^2}{\sqrt{1 + (n^2 - 1)(1 - e_1^2)} + e_1(n^2 - 1)}$$

切齿时不产生根切的最大模数(当  $\rho_{1\min} < \rho_{2\min}$  时):

$$m_{\max} \leq \frac{2a_{e1}(1 - e_1^2)}{17}$$

啮合角极值:

$$\alpha_{\max} = \arctan\left(-\frac{\sqrt{1 - e_1^2}}{e_1}\right) + \alpha_0 - \frac{\pi}{2}$$

$$\alpha_{\min} = \arctan\left(\frac{\sqrt{1 - e_1^2}}{e_1}\right) + \alpha_0 - \frac{\pi}{2}$$

## 2.6 非圆—圆形成齿轮

在变速比传动中, 如要求传动比有一段是常量时, 就要求齿轮节曲线上有一段是圆弧。这种由圆弧和非圆曲线组成节曲线的齿轮称为非圆—圆形成齿轮。

非圆—圆形成齿轮的传动比函数  $i_{21}$  如图 3.5-14 所示。在  $0 \leq \varphi_1 \leq \theta_1$  段, 传动比函数  $i_{21}$  不变, 并且为极大值  $i_{21\max}$ 。在  $\theta_1 \leq \varphi_1 \leq \theta_1 + \frac{\pi}{m_1}$  段,  $i_{21}$  由  $i_{21\max}$

变为  $i_{21\min}$ 。在  $\theta_1 + \frac{\pi}{m_1} \leq \varphi_1 \leq \theta_2$  段,  $i_{21} = i_{21\min}$  为常量。在  $\theta_2 \leq \varphi_1 \leq 2\pi$  段,  $i_{21}$  由  $i_{21\min}$  变为  $i_{21\max}$ 。在联结点:  $\varphi_1 = \theta_1$ ,  $\varphi_1 = \theta_1 + \frac{\pi}{m_1}$ ,  $\varphi_1 = \theta_2$  处的导数均等于零, 并且对于所有的  $\varphi_1$  值的传动比函数的导数是连续的。

非圆—圆形成齿轮传动比函数表达式的合理选择, 应由传动机构的运动特性决定。大多数情况下, 在变传动比函数段可以用椭圆或变形椭圆齿轮的传动比函数表达式:

在 II 段,  $0 \leq \varphi_1 \leq \theta_1$

$$i_{21}^{\text{II}} = \frac{1}{n} \cdot \frac{1+t}{1-t}$$

在 I 段,  $\theta_1 \leq \varphi_1 \leq \theta_1 + \frac{\pi}{m_1}$

$$i_{21}^{\text{I}} = \frac{1}{n} \cdot \frac{1-t^2}{1-2t\cos m_1(\varphi_1 - \theta_1) + t^2}$$

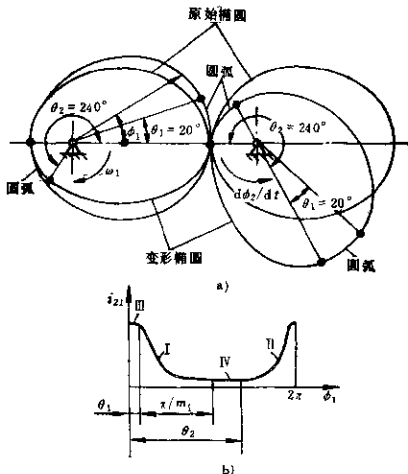


图 3.5-14 非圆—圆形成齿轮的传动比函数

在 IV 段,  $\theta_1 + \frac{\pi}{m_1} \leq \varphi_1 \leq \theta_2$

$$i_{21}^{\text{IV}} = \frac{1}{n} \cdot \frac{1-t}{1+t}$$

在 III 段,  $\theta_2 \leq \varphi_1 \leq 2\pi$

$$i_{21}^{\text{III}} = \frac{1}{n} \cdot \frac{1-t^2}{1-2t\cos m_2(2\pi - \varphi_1) + t^2}$$

由于上面的传动比函数是周期函数, 而且周期等于第一个齿轮的回转周期, 所以第一个齿轮的节曲线是一条封闭曲线。为了使第二个齿轮的节曲线也是封闭曲线, 就必须使: 当  $\varphi_1 = 2\pi$  时,  $\varphi_2 = \frac{2\pi}{n}$ 。整数  $n$  为第二个齿轮转一转时第一个齿轮的转数, 即:

$$\int_0^{\theta_1} i_{21}^{\text{II}} d\varphi_1 + \int_{\theta_1 + \frac{\pi}{m_1}}^{\theta_2} i_{21}^{\text{IV}} d\varphi_1 + \int_{\theta_2}^{2\pi} i_{21}^{\text{III}} d\varphi_1 = \frac{2\pi}{n}$$

将传动比函数表达式代入上式, 积分后得:

$$\theta_2 = \frac{2}{1-t} \theta_1 + \frac{\pi}{m_1}$$

$m_1$ ,  $m_2$  和  $\theta_1$ ,  $\theta_2$  的关系为

$$\frac{\pi}{m_1} + \frac{\pi}{m_2} + \frac{2\theta_1}{1-t} = 2\pi$$

$$\theta_2 = 2\pi - \frac{\pi}{m_2}$$

2.3节中变形椭圆齿轮的节圆弧长和偏心率极值  $e_{12P}$  的计算公式, 对于非圆一圆形齿轮的变速比段仍然适用。非圆一圆形齿轮的传动比函数可以取不同形式, 但变传动比和定传动比段的联接必须是光滑的。

上述计算方法, 也适用于非圆一圆形齿轮与齿条啮合的传动。

### 2.7 偏心圆齿轮与非圆齿轮共轭

偏心圆齿轮即圆齿轮的回转中心不在圆心上, 而有一个偏心距  $c$ 。与偏心圆齿轮共轭的是非圆齿轮。根据传动要求, 当非圆齿轮转一转时, 偏心圆齿轮可以转  $n$  转 ( $n$  为整数 1, 2, 3, …)。因此, 这种齿轮副的传动比函数也是周期函数。

#### 2.7.1 两齿轮的节曲线和中心距的计算

如图3.5-15所示, 偏心圆齿轮的节圆半径为  $R$ , 偏心距为  $c$ , 节圆向径为  $r_1$ , 两齿轮的中心距为  $a$ , 则偏心圆齿轮的节曲线方程为

$$r_1 = c \cos \varphi_1 + \sqrt{R^2 - c^2 \sin^2 \varphi_1} \quad (3.5-40)$$

从动齿轮的节曲线方程为

$$r_2 = a - c \cos \varphi_1 - \sqrt{R^2 - c^2 \sin^2 \varphi_1}$$

与偏心圆齿轮共轭的非圆齿轮的节曲线只能是一些特殊的曲线, 其中之一很近似于椭圆 (图3.5-15)。此时椭圆齿轮的齿数必须是偏心圆齿轮齿数的两倍, 且椭圆的长半轴  $a_e = 2R + c$ , 短半轴  $b_e = 2R - c$ 。

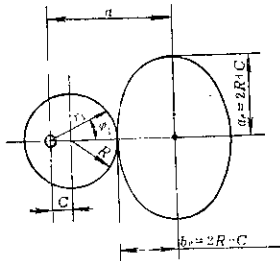


图3.5-15 偏心圆齿轮与非圆齿轮共轭

偏心圆齿轮与其共轭的非圆齿轮的传动比函数为

$$i_{21} = \frac{a}{a - c \cos \varphi_1 - \sqrt{R^2 - c^2 \sin^2 \varphi_1}} - 1 \quad (3.5-41)$$

位置函数:

$$\varphi_2 = a \int_0^{\varphi_1} \frac{d\varphi_1}{a - c \cos \varphi_1 - \sqrt{R^2 - c^2 \sin^2 \varphi_1}} - \varphi_1 \quad (3.5-42)$$

引用符号:

$$d = \frac{a}{R}, \quad e = \frac{c}{R}$$

则

$$i_{21} = \frac{d}{d - e \cos \varphi_1 - \sqrt{1 - e^2 \sin^2 \varphi_1}} - 1$$

传动比的极值为:

$$i_{21 \max} = d \frac{1+e}{1-e}$$

$$i_{21 \min} = d \frac{1-e}{1+e}$$

只有当正确的给出偏心圆齿轮和共轭的非圆齿轮的中心距  $a$  时, 共轭的非圆齿轮的节曲线才是封闭的。现在求满足第二个齿轮节曲线封闭条件的齿轮副相对中心距  $d$ 。若第二个齿轮节曲线是封闭的, 则:

$$\frac{2\pi}{n} = \int_0^{2\pi} \left[ \frac{d}{d - e \cos \varphi_1 - \sqrt{1 - e^2 \sin^2 \varphi_1}} - 1 \right] \cdot d\varphi_1$$

式中  $n$  为非圆齿轮转一转时, 偏心圆齿轮转过的转数。

当已知偏心圆齿轮的相对偏心率  $e$  和  $n$  时, 可由上式用数值积分法求得满足第二个齿轮节曲线封闭的相对中心距  $d$ , 或用下式计算:

$$d(e) = (n+1) \left( 1 + k_1 e^2 + k_2 e^4 + k_3 e^6 + k_4 e^8 + k_5 e^{10} \right)$$

$$\text{式中: } k_1 = \frac{2-n}{4n}$$

$$k_2 = \frac{n}{64n^3} \cdot (-3n^3 + 10n^2 - 4n - 8)$$

$$k_3 = \frac{1}{256n^5} \cdot (-5n^5 + 20n^4 - 20n^3 - 24n^2 + 24n + 16)$$

$$k_4 = \frac{1}{16384n^7} \cdot (-175n^7 + 754n^6 - 1172n^5 - 680n^4 + 2500n^3 + 480n^2 - 1600n - 640)$$

$$k_5 = \frac{1}{65536n^9} \cdot (-441n^9 + 1956n^8 - 3924n^7 - 120n^6 + 10196n^5 - 4144n^4 - 10388n^3 + 1792n^2 + 6272n - 1792)$$

表 3.5-2 相对  $d$  值表

$e$	$n$	1	2	3	4	5
0.1		2.00493	3.00000	3.98663	4.99375	5.99099
0.2		2.01976	3.00000	3.98663	4.97490	5.96381
0.3		2.04379	2.99999	3.96978	4.94318	5.91804
0.4		2.07632	2.99995	3.94585	4.89812	5.85286
0.5		2.11637	2.99980	3.91475	4.83870	5.78701

对于不同的  $n$  值和  $e$  值下的  $d$  值列于表 3.5-2 中。

当粗略估计  $d(e)$  时, 可用下面近似公式

$$d(e) \approx (1+n) \left[ 1 - \frac{(n-2)e^2}{4n} \right]$$

### 2.7.2 节曲线不出现凹形的条件

节曲线不出现凹形时的相对偏心率  $e$  的极限值  $e_{kp}$  表达式为:

$$\frac{(n+1)(n-2)}{4n} e_{kp}^2 + e_{kp}^2 - (n-1)e_{kp} + 1 = 0$$

由上式可看出, 当  $n=1, n=2, n=3$  时,  $e$  取任意值, 均不会使非圆齿轮的节曲线出现凹形。当  $n=4$  时,  $e_{kp} \approx 0.40$ ;  $n=5$  时,  $e_{kp} \approx 0.27$ 。

当  $e \leq e_{kp}$  时, 轮齿不产生根切的条件所决定的最大模数为:

$$m_{max} \leq \frac{2}{17} R$$

当  $e > e_{kp}$  时, 在切削非圆齿轮时, 其节曲线将有凹形和凸形段落, 它们的最小曲率半径为:

$$\rho_{21min} = R(R-c) \frac{a - (R-c)}{(R-c)^2 + ac} \quad (\text{凸段})$$

$$\rho_{22min} = R(R+c) \frac{a - (R+c)}{(R+c)^2 - ac} \quad (\text{凹段})$$

加工这种齿轮时, 应按  $\rho_{21min}$  和  $\rho_{22min}$  考虑轮齿是否发生根切, 并选择插齿刀的直径。

偏圆心圆齿轮的啮合角:

$$\alpha' = \arctan \left( \frac{\sqrt{1-e^2} \sin^2 \varphi_1}{e \sin \varphi_1} \right) + \alpha_0 - \frac{\pi}{2}$$

压力角的极值:

$$\alpha'_{max} = \arctan \left( -\frac{\sqrt{1-e^2}}{e} \right) + \alpha_0 - \frac{\pi}{2}$$

$$\alpha'_{min} = \arctan \left( \frac{\sqrt{1-e^2}}{e} \right) + \alpha_0 - \frac{\pi}{2}$$

图 3.5-16 示出了偏圆心圆齿轮与各种非圆齿轮共轭。

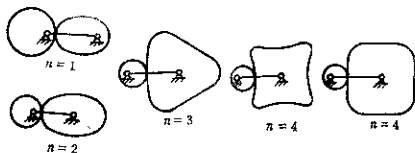


图 3.5-16 偏圆心圆齿轮及其共轭齿轮

## 2.8 非圆齿轮定轴轮系和多圆非圆齿轮

非圆齿轮副可以再现单调递增函数  $y=f(x)$ , 该函数的  $x_1$  数在再现区间  $x_2 \geq x \geq x_1$  内是有限正值光滑函数。当再现函数的导数在再现区间内变化相当大时, 则非圆齿轮节曲线的向径变化也相当大, 压力角的变化也随之增大。这样给结构设计带来困难, 甚至无法实现。这时可采用多圆非圆齿轮和非圆齿轮定轴轮系来再现给定的函数。

### 2.8.1 非圆齿轮定轴轮系

定轴轮系最好由几对一样的非圆齿轮副组成, 这样便于加工制造。图 3.5-17 所示轮系是由四个相同的非圆齿轮组成。

若轮系中第一个齿轮的转角用  $\alpha$  表示, 第四个齿轮转角用  $\delta$  表示时, 应使:

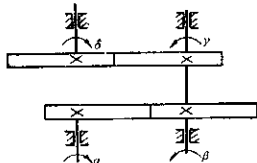


图 3.5-17 由两个非圆齿轮副组成的定轴轮系

$$\alpha = k_1(x - x_1)$$

$$\delta = k_2(y - y_1)$$

式中比例系数  $k_1$  和  $k_2$  应由下列条件确定:

$$k_1 = \frac{a_{m2x}}{x_2 - x_1}$$

$$k_2 = \frac{\delta_{m2x}}{y_2 - y_1}$$

为了使各对非圆齿轮副的形状相同, 必须使:

$$\alpha_{m2x} = \beta_{m2x} = \gamma_{m2x} = \delta_{m2x}$$

式中  $\beta$  和  $\gamma$  分别表示轮系中第二个和第三个齿轮的转角, 且  $\beta = \gamma$ 。

若用  $\psi(a)$  表示第四个齿轮的转角与第一个齿轮的转角间的关系, 为了使轮系中的非圆齿轮节曲线成对地具有相同的轮廓, 必须满足关系式:

$$\psi(a) = f[f(a)]$$

式中  $\beta = f(a)$  —— 第一对齿轮的转角关系式;

$\delta = f(\beta)$  —— 第二对齿轮的转角关系式;

$\delta = \psi(a)$  —— 第一个齿轮和第四个齿轮的转角关系式。

解上述方程, 即根据给定函数  $\psi(a)$  求解  $f(a)$ 。要精确的解出  $f(a)$ , 只有有限的几种函数才是可能的。下面介绍几种这类函数:

1) 指数函数

$$\psi(a) = aa^n$$

$$f(a) = a \frac{1}{1 + \sqrt[n]{a}} \cdot a \sqrt[n]{a}$$

2) 分式线性函数

$$\psi(a) = \frac{1 + a_2 a}{a_1 + a_4 a}$$

$$f(a) = \frac{1 + b_2 a}{b_1 + b_4 a}$$

式中:  $b_2 = a_2 \pm \sqrt{a_2 a_3 - a_4}$   
 $b_3 = a_3 \pm \sqrt{a_2 a_3 - a_4}$   
 $b_4 = a_4$

3) 反三角函数

$$\psi(a) = \frac{1}{m} \arctan(\tan ma)$$

$$f(a) = \frac{1}{m} \arctan(\sqrt{a} \tan ma)$$

举例: 用非圆齿轮定轴轮系再现分式线性函数

$$y = \frac{1}{x}, \quad x_1 \geq x \geq x_2$$

设  $x = k_1(x - x_1)$

$$\delta = k_2(y_1 - y)$$

$$\text{则 } \delta = k_2 \left( \frac{1}{x_1} - \frac{1}{x} \right) = \frac{k_2 a}{k_1 x_1^2 + x_1 a}$$

显然, 上式与

$$\delta = \psi(a) = \frac{a_2 a}{a_3 + a_4 a}$$

相当。此时  $a_2 = k_2$ ,  $a_3 = k_1 x_1^2$ ,  $a_4 = x_1$

$$\text{设 } \beta = f(a) = \frac{b_2 a}{b_3 + b_4 a}$$

则  $b_2 = \sqrt{a_2} = \sqrt{k_2}$ ,  $b_3 = \sqrt{a_3} = \sqrt{k_1 x_1^2}$ ,

$$b_4 = \frac{a_4}{b_2 + b_3} = \frac{x_1}{\sqrt{k_2} + \sqrt{k_1 x_1^2}}$$

轮系中一对齿轮的传动比函数为:

$$i_{12} = \frac{(b_3 + b_4 a)^2}{b_2 b_3}$$

轮系中两对齿轮的节曲线方程为

$$r_1 = a \frac{b_2 b_3}{b_2 + b_3 + (b_3 + b_4 a)^2}$$

$$r_2 = a \frac{(b_3 + b_4 a)^2}{b_2 b_3 + (b_3 + b_4 a)^2}$$

或

$$r_2 = a \frac{b_2 b_3}{b_2 b_3 + (b_2 - b_4 \beta)^2}$$

式中  $a$  —— 两齿轮中心距

如果函数  $\psi(a)$  的解  $f(a)$  不能以解析形式求出时, 在一般情况下, 可以近似求解。近似解可用逐次逼近法求得。若  $g(a)$  为函数  $\psi(a)$  的近似解, 则

$$i_{12} = \frac{1}{g'(a)}$$

$$r_1 = a \frac{g'(a)}{1 + g'(a)}$$

$$r_2 = a \frac{1}{1 + g'(a)}$$

### 2.8.2 多圆非圆齿轮

多圆非圆齿轮 (图3.5-18) 属于非封闭式非圆齿轮。这种齿轮的转角可到  $\epsilon\pi \sim 7\pi$ , 故可扩大函数的再现区间、提高再现函数的精度。

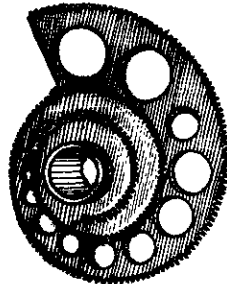


图3.5-18 多圆非圆齿轮



多圆非圆齿轮传动时, 为了保持连续啮合, 其中一个齿轮相对于另一个齿轮要作轴向移动。

多圆非圆齿轮可以再现多种函数, 现以再现到数函数  $y = \frac{1}{x}$  为例, 说明这种齿轮的设计方法。

a. 用一个多圆非圆齿轮副再现函数  $y = \frac{1}{x}$

已知函数  $y = \frac{1}{x}$  在再现区间  $x_{\max} \gg x \gg x_{\min}$  内连续可微, 且  $y$  是有限的正值函数。

设

$$\varphi_1 = \frac{1}{k_1}(x - x_0)$$

$$\varphi_2 = \frac{1}{k_2}\left(\frac{1}{x} - \frac{1}{x_0}\right)$$

式中  $\varphi_1$  和  $\varphi_2$ ——主动和从动非圆齿轮转角;  
 $k_1$  和  $k_2$ ——比例系数, 由下式确定:

$$k_1 = \frac{x_{\max} - x_{\min}}{\varphi_{1\max}}$$

$$k_2 = \frac{y_{\max} - y_{\min}}{\varphi_{2\max}}$$

位置函数和传动比函数

$$\varphi_2 = \frac{1}{k_2}\left(\frac{1}{k_1\varphi_1 + x_0} - \frac{1}{x_0}\right)$$

$$i_{12} = \frac{k_2}{k_1}x^2$$

两齿轮的节曲线方程

$$r_1 = \frac{k_1 a}{k_1 + k_2 x^2}$$

$$\varphi_1 = \frac{1}{k_1}(x - x_0)$$

$$r_2 = \frac{k_2 x^2 a}{k_1 + k_2 x^2}$$

$$\varphi_2 = \frac{1}{k_2}\left(\frac{1}{x} - \frac{1}{x_0}\right)$$

当  $x_{\max} = 30000$ ,  $x_{\min} = 750$ ,  $x_0 = 1200$  (两齿轮的啮合零位),  $a = 114\text{mm}$ 。选  $\varphi_{0\pm} = 7\pi$  时, 则

$$k_1 = \frac{30000 - 750}{7\pi} \approx \frac{8400}{2\pi}$$

$$k_2 = \frac{\left(\frac{1}{750} - \frac{1}{30000}\right)}{7\pi} \approx \frac{1}{5400\pi}$$

将  $k_1$ ,  $k_2$ ,  $x$ ,  $a$  等值代入以上各式, 得:

$$i_{12\max} = 39.682$$

$$i_{12\min} = 0.024$$

$$r_{1\max} = 111.529$$

$$r_{2\max} = 111.198\text{mm}$$

$$r_{1\min} = 2.802\text{mm}$$

$$r_{2\min} = 2.872\text{mm}$$

由以上计算结果知, 因  $r_{1\min}$  和  $r_{2\min}$  值太小, 结构上很难实现, 并且  $i_{12}$  的变化太大, 使传动受力条件不好, 因此, 用一个多圆非圆齿轮副无法再现以上函数。

b. 用两个多圆非圆齿轮副 (定轴轮系) 再现函数  $y = \frac{1}{x}$  (图 3.5-19)

设

$$\varphi_1 = \frac{1}{k_1}(x - x_0)$$

$$\varphi_4 = \frac{1}{k_2}\left(\frac{1}{x} - \frac{1}{x_0}\right)$$

则

$$i_{14} = \frac{k_2}{k_1}x^2$$

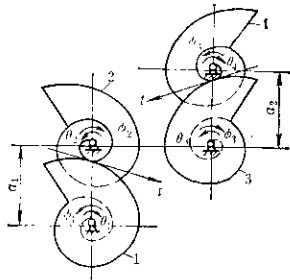


图 3.5-19 两个多圆非圆齿轮传动

因  $i_{14} = i_{12} \cdot i_{23}$ , 为了简化制造, 应使  $i_{12} = i_{34}$ ,

$$\text{即 } i_{12} = i_{34} = \sqrt{\frac{k_2}{k_1}}x_0$$

按  $x_{\max} = 30000$ ,  $x_{\min} = 750$ , 中心距  $a = 114\text{mm}$  代入传动比和节曲线方程得:

$$i_{12\max} = i_{34\max} = 6.300$$

$$i_{12\min} = i_{34\min} = 0.157$$

$$r_{1\max} = 98.531\text{mm}$$

$$r_{1\min} = 15.616\text{mm}$$

$$r_{2\max} = 98.384\text{mm}$$

$$r_{2\min} = 15.469\text{mm}$$

$$r_{3\max} = 98.531\text{mm}$$

$$r_{3\min} = 15.616\text{mm}$$

$$r_{4\max} = 98.384\text{mm}$$

$$r_{\min} = 15.469 \text{ mm}$$

由以上计算结果知, 向径变化不大, 结构上可以实现。

两对齿轮的位置函数如下:

$$\varphi_2 = \frac{1}{\sqrt{k_1 k_2}} \ln \left( 1 + \frac{k_1}{x_0} \varphi_1 \right)$$

$$\varphi_3 = \varphi_2 = \frac{1}{\sqrt{k_1 k_2}} \ln \left( 1 - \frac{k_1}{x_0} \varphi_1 \right)$$

$$\varphi_4 = \frac{1}{k_2 x_0} (1 - e^{-\sqrt{k_1 k_2} \varphi_3})$$

节曲线方程为:

$$\left. \begin{aligned} \text{齿轮 1: } r_1 &= \frac{a_1}{1 + \sqrt{\frac{k_2}{k_1} x}} \\ \varphi_1 &= \frac{1}{k_1} (x - x_0) \end{aligned} \right\}$$

$$\text{或 } r_1 = \frac{a_1}{1 + \sqrt{\frac{k_2}{k_1} (x_0 + k_1 \varphi_1)}}$$

$$\left. \begin{aligned} \text{齿轮 2: } r_2 &= \frac{\sqrt{\frac{k_2}{k_1} x} a_1}{1 + \sqrt{\frac{k_2}{k_1} x}} \\ \varphi_2 &= \frac{1}{\sqrt{k_1 \cdot k_2}} \ln \frac{x}{x_0} \end{aligned} \right\}$$

$$\text{或 } r_2 = \frac{\sqrt{\frac{k_2}{k_1} x_0} e^{\sqrt{k_1 \cdot k_2} \varphi_2} \cdot a_1}{1 + \sqrt{\frac{k_2}{k_1} x_0} e^{\sqrt{k_1 \cdot k_2} \varphi_2}}$$

$$\left. \begin{aligned} \text{齿轮 3: } r_3 &= \frac{a_2}{1 + \sqrt{\frac{k_2}{k_1} x}} \\ \varphi_3 &= \frac{1}{\sqrt{k_1 k_2}} \ln \frac{x}{x_0} \end{aligned} \right\}$$

$$\text{或 } r_3 = \frac{a_2}{1 + \sqrt{\frac{k_2}{k_1} x_0} e^{\sqrt{k_1 \cdot k_2} \varphi_3}}$$

$$\left. \begin{aligned} \text{齿轮 4: } r_4 &= \frac{\sqrt{\frac{k_2}{k_1} x} a_2}{1 + \sqrt{\frac{k_2}{k_1} x}} \\ \varphi_4 &= \frac{1}{k_2} \left( \frac{1}{x} - \frac{1}{x_0} \right) \end{aligned} \right\}$$

$$\text{或 } r_4 = \frac{\sqrt{\frac{k_2}{k_1} a_2}}{\sqrt{\frac{k_2}{k_1} + \left( \frac{1}{x_0} - k_2 \varphi_4 \right)}}$$

## 2.9 非圆齿轮周转轮系

应用非圆齿轮副和非圆齿轮定轴轮系只能再现单调递增函数, 而且该函数要有连续的一阶和二阶导数。利用非圆齿轮行星轮系, 或非圆齿轮副与非圆齿轮差动轮系配合, 可以再现非单调函数。

### 2.9.1 非圆齿轮行星轮系

利用这种轮系可以直接再现非单调函数。

图3.5-20是椭圆齿轮行星轮系。各轮相对于系

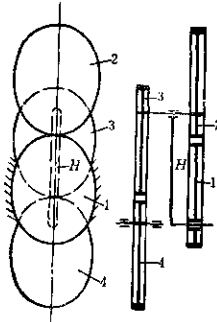


图3.5-20 椭圆齿轮行星轮系

杆  $H$  的转角为  $\varphi_1^H = \varphi_4 - \varphi_H$ ,  $\varphi_2^H = \varphi_2^H = \varphi_3 - \varphi_H$   
 $= \varphi_2 - \varphi_H$ ,  $\varphi_3^H = \varphi_3 - \varphi_H = -\varphi_H$ 。在相对于系杆的运动中, 行星轮系转化为定轴轮系, 设其位置函数为  $\varphi_4^H = F(\varphi_1^H)$ , 这就是该非圆定轴轮系的传动比函数。代入  $\varphi_1^H = \varphi_4 - \varphi_H$ , 及  $\varphi_3^H = -\varphi_H$  后得行星轮系的位置函数

$$\varphi_4 = F(-\varphi_H) + \varphi_H$$

传动比函数

$$i_{4H} = F'(-\varphi_H) + 1$$

例如, 两对椭圆齿轮组成的行星轮系, 当  $n=1$  时, 在相对于系杆的运动中, 第一对齿轮的位置函数

$$\tan \frac{\varphi_2^H}{2} = \frac{1+e}{1-e} \tan \frac{\varphi_1^H}{2}$$

第二对齿轮的位置函数

$$\tan \frac{\varphi_4^H}{2} = -\frac{1+e}{1-e} \tan \frac{\varphi_2^H}{2}$$

由此  $\tan \frac{\varphi_4 - \varphi_H}{2} = \left( \frac{1+e}{1-e} \right)^2 \tan \left( -\frac{\varphi_H}{2} \right)$

从而得非圆齿轮行星轮系的位置函数

$$\varphi_1 = \varphi_H - 2\arctan\left[\left(\frac{1+\epsilon}{1-\epsilon}\right)^2 \tan \frac{\varphi_H}{2}\right]$$

传动比函数

$$i_{H1} = 1 - 2(1 - \epsilon^2) / \{[(1 + \epsilon)^4 + (1 - \epsilon)^4] - [(1 + \epsilon)^4 - (1 - \epsilon)^4] \cos \varphi_H\}$$

由于  $\varphi_1$  的符号可能变化, 故能再现非单调函数。

### 2.9.2 非圆齿轮副与圆齿轮差动轮系的配合

利用这种方法也可以再现非单调函数  $y=f(x)$  (图3.5-21), 首先要非单调函数上加一个线性函数  $y_1=k_1x$ , 使  $y_2=f(x)+k_1x$  变为单调函数 (用适当选取比例系数的方法)。然后, 把由非圆齿轮副再现的单调函数  $y_2=f(x)+k_1x$  和圆齿轮副再现的线性函数  $y_1=k_1x$ , 同时输入到圆齿轮差动轮系中, 最后由差动轮系输出的函数即所要再现的非单调函数  $y=f(x)$ 。

例如, 求再现正弦函数  $y=\sin x$  的非圆齿轮副的节曲线。

因正弦函数  $y=\sin x$  在区间  $2\pi \geq x \geq 0$  为非单调函数。其导数是一个光滑的有限值, 且符号交替

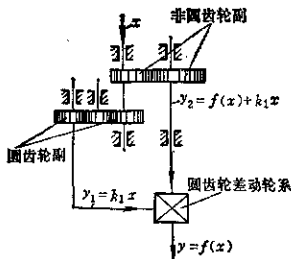


图3.5-21 非圆齿轮副和圆齿轮差动轮系的配合

变化的函数。所以这种函数无法用一个非圆齿轮副来再现的。为此, 加入一个线性函数  $y_1=bx$ , 由非圆齿轮副再现新函数  $y_2=\sin x + bx$ 。设:

$$\varphi_1 = k_1x$$

$$\varphi_2 = k_2(\sin x + bx)$$

选择比例系数  $k_1$  和  $k_2$  时, 应使所有自变量  $x$ , 在再现区间  $2\pi \geq x \geq 0$  内, 对应主动齿轮转一转, 而再现函数对应从动齿轮转一转, 即  $\varphi_{1max} = 2\pi$ ,  $\varphi_{2max} = 2\pi$ 。所以  $k_1 = 1$ ,  $k_2 = \frac{1}{b}$ 。

传动比函数为:

$$i_{21} = -\frac{\cos x}{b} + 1$$

由上式知, 当  $b > 1$  时,  $i_{21}$  值亦大于零, 即  $i_{21}$  不变符号, 所以只考虑  $b > 1$  的情况。

由非圆齿轮节曲线不出现凹形的条件求得  $b_{\min} = 1.707$ 。则  $k_1 = 1$ ,  $k_2 = 0.586$ 。故非圆齿轮的位置函数为:

$$\varphi_2 = 0.586 \sin \varphi_1 + \varphi_1$$

如图3.5-22所示, 由非圆齿轮副再现新函数  $\varphi_2 = 0.586 \sin \varphi_1 + \varphi_1$ , 同时将此函数输给圆齿轮差动轮系中的系杆  $H$ , 即  $\varphi_H = \varphi_2$ 。

若圆齿轮副的传动比为 2, 则

$$\begin{aligned} \varphi_{G2} &= 1.172 \sin \varphi_1 \\ &= \frac{2}{b} \sin \varphi_1 \end{aligned}$$

式中  $\varphi_{G2}$  为中心圆齿轮  $G_2$  的转角。

当  $\varphi_1$  在  $0 \sim 2\pi$  范围内变化时,  $\varphi_{G2}$  的最大值为  $\pm 67^\circ$ 。

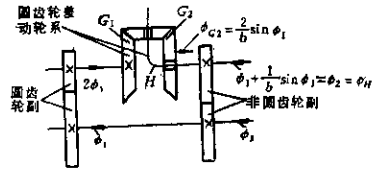


图3.5-22 再现函数  $\varphi_2 = \frac{2}{b} \sin \varphi_1$  的机构

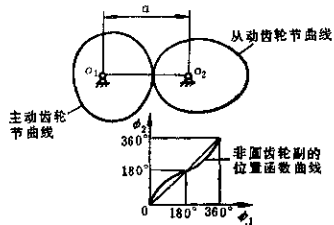


图3.5-23 再现函数  $\varphi_2 = 0.586 \sin \varphi_1 + \varphi_2$  的非圆齿轮副的节曲线

显然, 位置函数  $\varphi_{G2} = 1.172 \sin \varphi_1$  是在  $k_1 = 1$ ,  $k_2 = \frac{2}{b} = 1.172$  时再现函数  $y = \sin x$  的。图3.5-23是再现函数  $\varphi_2 = 0.586 \sin \varphi_1 + \varphi_1$  的非圆齿轮副的节曲线。

表3.5-3 基本参数及计算公式

序号	参数名称	平 板	多 圆	序号	参数名称	平 板	多 圆
1	模 数	$m$	$\frac{m}{\text{垂直于齿轮轴心线截面上}}$	6	齿全高	$h=2.25m$	$h=2.25m$
2	齿 数	$z$	$z$	7	周 节	$p=\pi m$	$p=\pi m$
3	压力角	$\alpha$ (一般为 $20^\circ$ )	$\alpha$ (一般为 $20^\circ$ )	8	节曲线长	$L=\pi m z$	$L=\pi m z$
4	齿顶高	$h' = m$	$h' = m$	9	中心距	$a = r_1 + r_2$	$a = r_1 + r_2$
5	齿根高	$h'' = 1.25m$	$h'' = 1.25m$	10	升 距	0	$\frac{s}{\text{沿齿轮轴向测量}}$

## 2.10 非圆齿轮测绘

非圆齿轮一般分为平板非圆齿轮和多圆非圆齿轮两大类。在平板非圆齿轮中，按其节曲线是否封闭，又可分为开式和闭式两种。

非圆齿轮节曲线形状虽然不同，但其基本参数计算是相同的，其计算公式见表3.5-3。

对于已有的非圆齿轮，可用测绘法求出其节曲线方程及其他结构参数。

### 2.10.1 基本参数的确定

1) 模数 测出全齿高  $h$ ，则  $m = h/2.25$ 。将计算出的值圆整到相近的标准模数值。从国外进口的非圆齿轮，要注意是英制还是公制，即可能是径节制或模数制。

2) 周节  $p$  和节曲线长  $L$

$$p = \pi m$$

当测出齿数  $z$  后，可求出  $L$ ，

$$L = \pi m z$$

3) 中心距  $a$  可用测量圆齿轮的方法进行，但最好是测量按装两齿轮轴的孔心距。

4) 升距 对多圆非圆齿轮要测量升距。升距要沿齿轮的轴心线方向测量。

### 2.10.2 封闭式非圆齿轮其他参数的确定

a. 齿轮副中有一个是椭圆齿轮时：

1) 确定椭圆齿轮的长、短半轴  $a_e$ 、 $b_e$ ；算出偏心率  $c$  和偏心率  $e$  先测出椭圆齿轮的长、短轴处的齿轮外径  $d_{a0}$ 、 $d_{b0}$ 。当椭圆齿轮的齿数为奇数时，要用拓印法，将齿轮外形印在纸上，利用几何作图补齐齿顶线，再测出  $d_{a0}$  和  $d_{b0}$ 。则

$$a_e = \frac{d_{a0}}{2} - m; \quad b_e = \frac{d_{b0}}{2} - m$$

$$c = \sqrt{a_e^2 - b_e^2}; \quad e = c/a$$

2) 确定椭圆齿轮的节曲线长  $L$  因  $L = \pi m z$ ，对椭圆齿轮又有  $L = 4a_e E$ 。

其中  $E$  为椭圆积分，当  $e$  确定后，可由椭圆积分表查得  $E$  值，由

$$\pi m z = 4a_e E$$

得

$$a_e = \frac{\pi m z}{4E}$$

按上式求得  $a_e$  值，不一定与前面确定的  $a_e$  值相等。这时应由上式求得的  $a_e$  值和已确定的  $e$  值，求出：

$$c = a_e e$$

$$b_e = \sqrt{a_e^2 - c^2}$$

3) 计算与椭圆齿轮共轭的非圆齿轮参数并与实测参数进行比较。当两者不同时，要重测并修正某些参数，并进行反复的计算和比较。

b. 齿轮副中有一个是偏心圆齿轮时：

1) 确定偏心圆齿轮的分度圆半径  $r$  可按圆齿轮的方法确定：

$$r = \frac{m z}{2}$$

2) 确定偏心圆齿轮的偏心率  $c$  和偏心率  $e$  可用拓印法测出  $c$  值，并算出  $e$ ：

$$e = \frac{c}{r}$$

3) 算出与偏心圆齿轮共轭的非圆齿轮参数，并与实测值比较。

c. 齿轮副是由两个变形椭圆齿轮组成时：

1) 用拓印法测出最大向径  $r_{\max}$ 、最小向径  $r_{\min}$ ，及其夹角  $\varphi$ ，则

$$a_{e1} = \frac{r_{\text{max}} + r_{\text{min}}}{2}$$

$$e_1 = \frac{r_{\text{max}}}{a_{e1}} - 1 \text{ 或 } e_1 = 1 - \frac{r_{\text{min}}}{a_{e1}}$$

$$m_1 = \frac{\pi}{\varphi}$$

$$m_1 = \frac{\pi}{2\pi - \varphi}$$

2) 计算与变形椭圆齿轮共轭的另一变形椭圆齿轮的参数, 并与实测值比较。

d. 齿轮副是由两个卵形齿轮组成时:

1) 用拓印法或实测卵形齿轮的长、短半轴  $a_e$  和  $b_e$ , 则

$$a_{e1} = \frac{a_e + b_e}{2}$$

$$e_1 = \frac{a_e}{a_{e1}} - 1 \text{ 或 } e_1 = 1 - \frac{b_e}{a_{e1}}$$

卵形节曲线方程:

$$r_1 = \frac{a_{e1}(1 - e_1^k)}{1 - e_1 \cos k\varphi_1}$$

式中  $k=2, 3, 4, 5, \dots$  卵形齿轮阶数。

2) 计算与卵形齿轮共轭的另一个卵形齿轮, 并与实测值比较。

e. 齿轮副由两个非圆—圆形成齿轮组成时,

由于这类齿轮的节曲线是由椭圆或变形椭圆和圆弧组成, 测绘时宜用拓印法, 测出圆弧部分的包角, 定出圆弧部分的起点和终点。在测绘和计算时; 应使各段节曲线光滑联接。

封闭节曲线的非圆齿轮的中心距要满足:

1) 在节曲线上分布整数齿 (有的还要求是奇数齿或偶数齿);

2) 从动齿轮封闭。

### 2.10.3 非封闭式非圆齿轮其他参数的确定

对于这种类型的非圆齿轮, 主要是测出节曲线方程式及两齿轮啮合的起点和终点坐标。

如果不能用分析方法推导出节曲线方程式, 就要对节曲线进行分段逐点测量, 记下各点的向径和极角 (图3.5-24)。测量时, 要使选择的测量滚柱中心位于非圆齿轮的节曲线上。因此测量滚柱直径  $d$  应为:

$$d = \frac{s_p}{2} \cos \alpha_0$$

或 
$$d = \left( \frac{\pi m}{2} - 2x m \tan \alpha_0 \right) \cos \alpha_0 \quad (3.5-43)$$

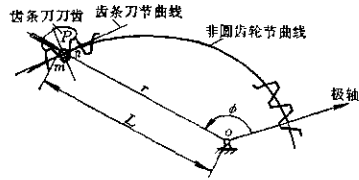


图3.5-24 非圆齿轮节曲线测量原理图

式中  $s_p$ ——齿条刀在节线上的齿厚;

$m$ ——模数;

$x$ ——变位系数;

$\alpha_0$ ——齿条刀齿形角。

测量时, 由光学分度头和测长仪可组成节曲线检查仪。光学分度头的轴上装非圆齿轮, 每次转过非圆齿轮一齿, 测量相应的向径。然后用插值公式, 逐段求出非圆齿轮的节曲线方程式。

### 3 非圆齿轮制造

非圆齿轮的中心距  $a$  给定后, 满足给定传动比函数的节曲线是唯一的。但是, 按一对节曲线对滚的共轭齿廓则不止一对。选择什么样的共轭齿廓比较合适, 这就要看所选择的共轭齿廓能否用简单的切齿方案加工出来。

由基本啮合定理知, 所选择的切齿方法必须保证齿廓法线应与相应的相对瞬时回转半径的方向一致, 为此必须遵守下述切齿原则:

如果刀具的切削刃对于齿轮的相对运动, 能归结为刀具的同一节曲线 (从同一起点滚起) 沿两个共轭齿轮的节曲线滚动, 则共轭齿形就可以用范成法来切削。

对于渐开线啮合, 可用一把刀具 (齿条刀或插齿刀) 切削成组相互共轭的齿轮。这是目前采用的切齿方案。

加工非圆齿轮的方法比较多, 有近似分度铣削, 靠模法和数控加工法。由于数控加工法是近代的科学加工方法, 加工精度高, 效率也高, 是目前主要加工非圆齿轮的方法。我国已有几种型号的数字控制齿轮加工机床在生产中应用。这些机床能加工最大模数 8mm, 最大向径 300mm, 最大齿宽 500mm 的非圆齿轮。基本上能满足国内各种非圆齿轮的加工需求。

## 3.1 数控插齿机加工非圆齿轮

加工内齿非圆齿轮,具有凹凸节曲线的非圆齿轮,或者由于非圆齿轮的结构特点限制刀具的轴向移动时,就必须采用插齿法切齿。插齿时,采用盘状插齿刀,刀具模数与被加工齿轮模数相同,应用展成原理加工非圆齿轮(图3.5-25)。因此,插齿机应有三个控制运动:

- 1) 固定在机床工作台上的非圆齿轮毛坯绕自身的回转中心 $O_1$ 的回转运动 $\varphi$ ,即分齿运动。
- 2) 插齿刀绕回转中心 $O_2$ 的回转运动 $\psi$ ,即圆周进给运动。
- 3) 非圆齿轮毛坯或插齿刀在齿轮毛坯和插齿刀中心连线方向上的移动 $a$ 。

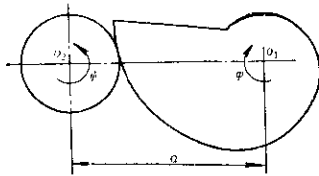


图3.5-25 插齿机啮合原理图

此外,机床还有两种切削运动:

- 1) 主轴往复冲程运动,用主轴的每分钟双行程数 $n$ 表示,由机床主电机带动主轴运动来实现。
- 2) 与主轴往复运动相配合的让刀运动,由让刀机构来实现。

此两种运动的配合关系由机械传动链来实现。

程序编制是数控加工非圆齿轮方面的主要问题。数控插齿机加工非圆齿轮的程序编制步骤如下:

(1) 对零件图纸进行工艺分析,以便确定加工路线和加工用量。

1) 加工路线。非圆齿轮有对号啮合的特点,因此有一个对刀起始点问题,一般以节曲线零线为标准,并考虑一定的切向切入值。在加工从动齿轮时,刀具应转过二分之一齿距,有的非圆齿轮还要求齿顶或齿间处于节曲线的某一特定位置。

2) 加工用量。加工用量包括主轴冲程数 $n$ (1/min),圆周进给量 $s_a$ (mm/冲程),程序段长度 $S$ (mm),程序段工作时间 $t$ (s)等。

主轴往复冲程数 $n$ 决定了插齿刀的行程长度 $l$ 和

切削速度 $v$ 。切削速度根据工作的材料硬度和模数按圆齿轮插削相同的方法选定。插齿刀行程长度 $l$ 根据齿宽来决定。故

$$n = \frac{1000v}{2l} \quad (3.5-44)$$

式中  $v$ ——平均切削速度m/min;  
 $l$ ——插齿刀的行程长度mm;  
 $l = b + \Delta b$   
 $b$ ——齿宽mm;  
 $\Delta b$ ——插齿刀超越行程mm。

插齿刀超越行程与非圆齿轮的模数、齿宽及让刀凸轮的几何轮廓有关,可用圆齿轮插削相同的方法选取。一般上行程超越量为10~15mm左右,下行程超越量为5~10mm左右。

圆周进给量 $s_a$ 取决于工件的材料、硬度、模数及所要求的加工精度和表面光洁度。粗切时圆周进给量 $s_a$ 可采用切削原理中推荐的近似公式确定:

$$s_a = \frac{c_2}{0.5m}$$

式中  $m$ ——被加工齿轮模数mm;  
 $c_2$ ——与被加工齿轮材料有关的系数。

对于一般碳钢选 $c_2 = 0.47$ 。这个计算公式没有考虑各种因素对 $s_a$ 的影响,因此一般采用比较方法确定。对于45号钢、二次进给、7级精度,表面粗糙度 $R_a 1.0\mu m$ 的齿轮,选取 $s_a = 0.10 \sim 0.20$ mm/次为宜。

程序段长度 $S$ 是按等程序段的方法。程序编制误差 $\delta$ 一般取整个加工误差的 $\frac{1}{6} \sim \frac{1}{10}$ 。由程序段长度 $S$ 所决定的各坐标最大脉冲数应小于数控装置的计数容量。

在确定了主轴双行程数 $n$ ,程序段长度 $S$ ,圆周进给量 $s_a$ 以后,应计算程序段工作时间 $t$ ,以便调整数控装置的参数,保证得到所要求的圆周进给量 $s_a$ 。

$$t = \frac{60S}{ns_a}$$

式中  $t$ ——程序段工作时间s;  
 $S$ ——程序段长度mm;  
 $s_a$ ——圆周进给量mm/次;  
 $n$ ——主轴冲程数,次/min。

(2) 数值计算 数值计算的任务是根据给定的非圆齿轮节曲线方程式 $r = f(\theta)$ 和已确定的程序段长度 $S$ ,将节曲线分段,计算出每点的坐标值或其增量值。将其计算值输给数控系统,以控制机床

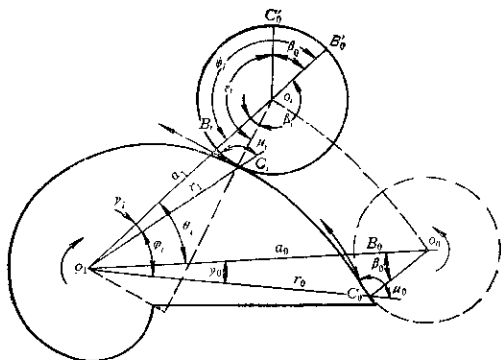


图3.5-26 非圆齿轮与插齿刀共轲时的几何关系

运动，再现非圆齿轮的形状。

1) 根据啮合原理，必须保证工件节曲线与刀具节圆实现无滑动的滚动，故先按已确定的程序段长度  $S$ ，决定非圆齿轮每段程序的转角  $\theta$  (图 3.5-26)。

$$iS = \int_{\theta_0}^{\theta_i} \sqrt{r^2 + (r')^2} d\theta$$

$\theta_0$  为起始角，一般为对刀点处的极角， $\theta_i$  为节曲线弧长  $iS$  时的极角， $i=1, 2, 3, \dots, n$ ，由此可求出对应节曲线弧长  $S, 2S, 3S, \dots, nS$  时的极角

$\theta_1, \theta_2, \theta_3, \dots, \theta_n$

2) 按式  $r=f(\theta)$ ，求出对应  $\theta_1, \theta_2, \theta_3, \dots, \theta_n$  的半径  $r_1, r_2, r_3, \dots, r_n$

3) 求对应啮合点转过  $nS$  的工件转角  $\varphi$ ：  
 $\varphi = \varphi_1 - (\gamma_1 - \gamma_0)$

而  $\gamma_1 = \arctan \frac{r_0 \cos \mu_1}{r_1 + r_0 \sin \mu_1}$

式中  $r_1$ ——非圆齿轮  $C_1$  点的节曲线半径，mm；  
 $r_0$ ——刀具分度圆半径 mm。

4) 求刀具的实际转角  $\psi$

程 序 单		材 料	
零件名称	图号	材 料	齿数
机 床		夹 具	
刀具名称	模数	齿 数	精度
主轴冲程数	次/min	圆周进给量	mm/min
程序段长度	mm	程序段时间	s
加工时间	min		

加工示意图

单位
编写人

年 月 日

图 3.5-27

表3.5-4 椭圆齿轮加工程序单

N	A	φ	ψ	S	CR/ER	注			
N001	A	-634		S	3	CR			
N002	A	30				CR			
N003	A	40	φ	187	ψ	197	S	2	CR
N004	A	37	φ	187	ψ	197	CR		
N005	A	42	φ	187	ψ	196	CR		
N006	A	46	φ	185	ψ	192	CR		
N007	A	50	φ	185	ψ	193	CR		
N194	A	+500				CR			
N195	A	463				CF			
N196	A	377	φ	-40	ψ	-40	Ch		
N197			φ	771	ψ	79°	CR		
N198			φ	40	ψ	40	CR		
N199	A	634		S	3	CR			
N200	A	30				CR			

$$\psi_i = e_i - (\beta_i - \beta_0)$$

式中 
$$e_i = \frac{iS}{r_0} \cdot \frac{180}{\pi}$$

$$\beta_i = \arctan \frac{r_i \cos \mu_i}{r_0 + r_i \sin \mu_i}$$

5) 求刀具与工件的中心距  $a_i$

$$a_i = \sqrt{r_i^2 + r_0^2 + 2r_i r_0 \sin \mu_i}$$

(3) 编写程序单和制作纸带 程序单首页是调整机床、装夹工件用的(图3.5-27), 供穿孔用的程序单如表3.5-4所示。表中A——中心距移动座标指令, φ——工件回转座标指令, ψ——刀具回转座标指令, °+、°-——方向指令, S——速度指令, 其后数字表示速度级数。CR——程序段结束, ER——加工完了。

### 3.2 数控线切割机床加工非圆齿轮

由于我国数控线切割机床比较普及, 加之它能加工较硬的工件, 因此采用数控线切割机床加工非圆齿轮的方法取得了成功。这种方法加工精度为: 中心距变动量小于0.1~0.2mm 转角误差小于10'

非圆齿轮的内形可近似的用当量齿形的齿形来代替。在用数控线切割机加工时, 可将当量齿形用圆弧逼近。对于  $m \leq 4\text{mm}$  的齿轮, 其有效渐开线部分用两段圆弧代替, 精度已能满足需要。非圆齿轮

的齿顶和齿根轮廓是其节曲线的等距线, 但因他们不参予啮合, 为简单起见, 用直线代替。

程序编制中的数值计算步骤如下:

1) 按已知的节曲线方程式, 齿轮模数、中心距等条件, 确定非圆齿轮每个齿槽中点的极径  $r_i$  和极角  $\theta_i$ :

$$i\rho = \int_{\theta_0}^{\theta_i} \sqrt{r_i^2 + (\dot{r}_i)^2} d\theta$$

式中  $\theta_0$ ——非圆齿轮起始角, 一般为零线处的极角,

$\rho$ ——齿距,  $\rho = \pi m$ , mm;

$\theta_i$ ——节曲线弧长为  $i\rho$  时的极角,

对于主动齿轮  $i=1, 2, 3, \dots, n$  ( $n$  为齿轮齿数), 对于从动齿轮,  $i=1.5, 2.5, 3.5, \dots, (n+0.5)$ 。

2) 按  $\tan \mu_i = r_i \frac{d\theta_i}{dr_i}$  计算对应  $\theta_1, \theta_2, \theta_3, \dots, \theta_n$  的节曲线切线与径向夹角  $\mu_1, \mu_2, \mu_3, \dots, \mu_n$ 。

3) 计算每齿槽中点的节曲线曲率半径  $\rho_1, \rho_2, \rho_3, \dots, \rho_n$ :

$$\rho_i = \left| \frac{[r_i^2 + (\dot{r}_i)^2]^{3/2}}{r_i^2 + 2(\dot{r}_i)^2 - r_i \cdot \ddot{r}_i} \right|$$

4) 计算齿数为  $z_{\text{red}} = 2\rho_i/m$  的圆齿轮的齿廓。当渐开线部分用两段圆弧代替时, 只计算各段圆弧和直线的起点和终点, 以及圆心座标值。



## 参 考 文 献

- [1] 黄锡信、郑文纬主编: 机械原理, 人民教育出版社, 1981年修订版
- [2] 李华敏、韩元莹、王知行编著: 渐开线齿轮的几何原理与计算, 机械工业出版社, 1985
- [3] <机械工程手册>第32篇齿轮传动, 机械工业出版社, 1980
- [4] 李福生等: 非圆齿轮, 机械工业出版社, 1975
- [5] 李福生主编: 非圆齿轮与特种齿轮传动设计, 机械工业出版社, 1983
- [6] 郭克强: 渐开线非圆齿轮啮合的几何原理, <机械工程学报>, 1982年第1期
- [7] 三留同一, 石田木佐: 偏心齿轮传动, <国际齿轮装置与传动会议论文集>, 机械工业出版社, 1977
- [8] Ф. Л. Литвин: Некруглые зубчатые колеса, МАШГИЗ, 1956
- [9] Ф. Л. Литвин: Теория зубчатых зацеплений, Изд. «Наука», 1968
- [10] Ф. Л. Литвин, Н. С. Яблонский: О проектировании врезания зубьев многовитковых некруглых колес, «Приборостроение» 1957, №6
- [11] В. И. Безруков: О зубчатой эвольвентной передаче, составленной из конических колес с произвольным расположением их осей Известия Вузов «Машиностроение», №6, 1963
- [12] В. И. Безруков: Элементы геометрической теории пространственных зубчатых передач, составленных из эвольвентно-конических колес, «Теория передач в машинах», 1966



# 第四篇 圆弧圆柱齿轮传动

主 编： 丁 淳（机械科学研究院）  
张希康（南通市机械研究所）

编写人

审稿人

第 1 章	邵家辉(太原工业大学)	张希康 丁 淳
第 2 章	丁 淳 李长春(郑州机械研究所)	张希康 厉始忠(机械科学研究院)
第 3 章	陈湛闻、陈荣增(哈尔滨工业大学)	张希康、丁 淳
第 4 章	张希康、李长春	厉始忠、丁 淳



# 第1章 基本原理和特点

## 1 基本原理

圆弧齿轮传动是一种新型齿轮传动,目前圆弧齿轮传动已在冶金、矿山、起重运输机械以及高速传动中得到广泛的应用。

圆弧圆柱齿轮是一种具有圆弧齿形的斜齿轮或人字齿轮。在单圆弧齿轮传动中,通常把配对的小齿轮做成凸齿,大齿轮做成凹齿(图4.1-1)。



图4.1-1 圆弧圆柱齿轮

凸齿圆弧齿轮的齿廓圆心可位于节圆柱上,凹齿圆弧齿轮的齿廓圆弧半径稍大些,齿廓圆心则位于节圆柱的外面。从平行轴齿轮啮合的基本定律可知,在一对圆弧齿轮的啮合图上(图4.1-2),当凸齿廓圆心与节点 $P$ 重合时,两齿廓才接触(图4.1-2b),齿廓圆心在未达到节点 $P$ 以前,或超过节点以后(图4.1-2a、c),两齿廓总是互相脱离而不能接触。因此,圆弧齿轮在端面上是瞬时接触,端面重合度等于零。为了保证连续传动,圆弧齿轮必须作成螺旋齿轮。一般凹齿的齿廓半径稍大于凸齿的齿廓半径,使其稍有制造和安装误差时,仍能正常

吻合。这样的一对螺旋齿面,理论上在瞬时都只能有一点发生接触,因此它的全称为圆弧点啮合齿轮。实际上,齿面接触后,材料发生弹性变形和齿面接触处初期磨损,接触点扩展而具有一定接触面积,才能承受载荷,所以圆弧齿轮的啮合是十分重要的。

在吻合过程中(图4.1-3),齿面上接触点 $K$ 在齿轮端面视图上的位置不变,一对齿面的吻合传动,相当于齿面上两条接触迹线(圆柱螺旋线) $KK_1$ 和 $KK_2$ 沿轴向滚动。瞬时接触点 $K$ 沿平行于轴线的吻合线( $K'K$ )以匀速 $v_0$ 移动。两条接触线的螺旋参数分别为:

$$\left. \begin{aligned} p_1 &= \frac{v_0}{\omega_1} \\ p_2 &= \frac{v_0}{\omega_2} \end{aligned} \right\} \quad (4.1-1)$$

给定的传动比为:

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{p_2}{p_1} \quad (4.1-2)$$

只要螺旋参数恒定不变,传动比也就恒定不变。由于螺旋参数等于:

$$\left. \begin{aligned} p_1 &= r_{K_1} \cot \beta_{K_1} = \frac{1}{2} d_1' \cot \beta \\ p_2 &= r_{K_2} \cot \beta_{K_2} = \frac{1}{2} d_2' \cot \beta \end{aligned} \right\} \quad (4.1-3)$$

式中  $r_{K_1}$ 、 $r_{K_2}$ —— $K_1$ 、 $K_2$ 点半径;

$\beta_{K_1}$ 、 $\beta_{K_2}$ —— $K_1$ 、 $K_2$ 点螺旋角。

所以,只要节圆螺旋角 $\beta$ 彼此相等,就能保证瞬时传动比不变,而始终等于两轮节圆直径之比,即

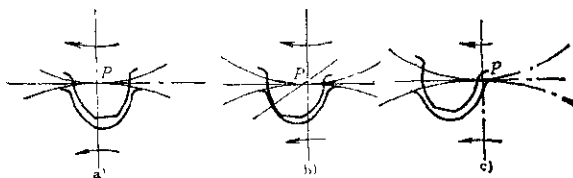


图4.1-2 圆弧圆柱齿轮的端面瞬时啮合

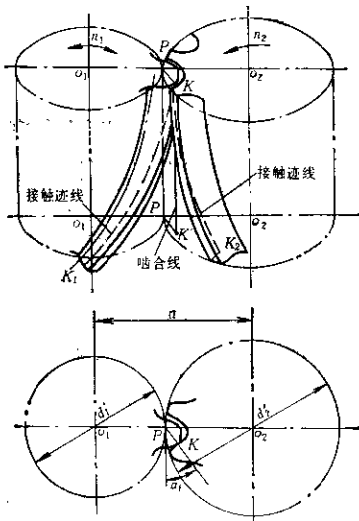


图4.1-3 圆弧齿轮传动的啮合式和齿面接触点迹线

$$i = \frac{p_2}{p_1} = \frac{d_2}{d_1} \quad (4.1-4)$$

如前所述，圆弧齿轮传动中，理论上端面重合度等于零，连续传动要依靠螺旋线的轴向重合度来保证。对单圆弧齿轮，齿宽必须大于轴向齿距，即第一对齿尚未脱开接触时，后面的一对齿已进入啮合。

综上所述，圆弧齿轮实现等传动比连续传动应满足的条件是：齿廓不发生干涉，螺旋角大小相等而方向相反，模数相同，轴向重合度大于1。

圆弧齿轮传动分为单圆弧齿轮传动和双圆弧齿轮传动(图4.1-4)。

圆弧齿轮的凸齿在节圆外，凹齿在节圆内，以避免齿形干涉。一般小齿轮齿数可做得很少(如6~8齿)，其最少齿数主要是受轴的强度和刚度限制。

双圆弧齿轮的轮齿同时具有分度圆外的凸形齿廓和分度圆内的凹形齿廓两部分。由于双圆弧齿轮的凸齿和凹齿都参加啮合，所以在齿轮几何参数不变的条件下，接触的点数比单圆弧齿轮增加一倍，载荷分布到较多的接触点上，齿轮的承载能力相应提高。

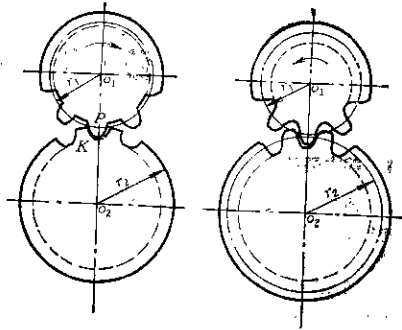


图4.1-4 单圆弧齿轮传动和双圆弧齿轮传动

上述主动轮为凸圆弧齿廓的单圆弧齿轮传动，顺着齿轮运动方向看，啮合线(投影为K点)位于瞬时回转轴(投影为P点)后面，称为节点后啮合传动。而双圆弧齿轮传动，主动轮凸齿部分仍为节点后啮合传动；凹齿部分则为节点前啮合传动，所以称为节点前后啮合传动。

圆弧齿轮通常采用法面齿形为圆弧的滚刀来加工。加工单圆弧齿轮要用两把滚刀，一把为凸齿滚刀，另一把为凹齿滚刀，分别加工两个配对齿轮。加工双圆弧齿轮则只需用一把滚刀，在节线外为凸圆弧齿廓，节线内为凹圆弧齿廓。硬齿面的圆弧齿轮可以用法向圆弧齿形的蜗杆砂轮或蜗杆状滚轮作精加工。

## 2 齿面方程和诱导曲率半径

圆弧齿轮的齿面方程是计算轮齿齿面诱导曲率半径、计算圆弧齿轮滚刀齿形和计算齿轮测量尺寸的基础。

目前圆弧齿轮主要是用滚刀加工。为了使滚刀有通用性，即一对单圆弧齿轮滚刀可以加工同一模数而螺旋角和齿数不同的所有齿轮，通常把滚刀的法面齿廓做成圆弧，切出的齿轮法面齿廓为圆弧，或为近似圆弧。

法面为圆弧的圆弧齿轮齿面，可以用一段包含接触点K的法向圆弧线段，沿节圆柱作螺旋运动形成(图4.1-5)，亦即包含法面圆弧齿形的法面坐标系 $S_n(o_n, x_n, y_n, z_n)$ 在固定坐标系S中作螺旋运动，经过坐标转换得法面圆弧齿面方程如下：

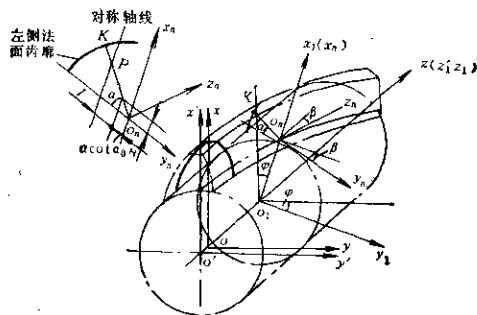


图4.1-5 圆弧齿轮的齿面

$$\left. \begin{aligned} x &= (\rho \sin \alpha + X + r') \cos \varphi \pm (\rho \cos \alpha + X \cot \alpha) \cos \beta \sin \varphi \\ y &= (\rho \sin \alpha + X + r') \sin \varphi \mp (\rho \cos \alpha + X \cot \alpha) \cos \beta \cos \varphi \\ z &= p \varphi \pm (\rho \cos \alpha \sin \beta - X \cot \alpha \cos \beta \cot \beta - \frac{N}{\sin \beta}) \end{aligned} \right\} (4.1-5)$$

式中 $\varphi$ 、 $\alpha$ 为参数， $\beta$ 、 $N$ 、 $X$ 、 $\alpha_0$ 值的取法作如下规定：

$\beta$ ——齿轮节圆螺旋角，右旋齿轮 $\beta$ 为正，左旋齿轮 $\beta$ 为负。

$N$ ——齿廓圆弧中心和 $x$ 轴间的距离，当 $x$ 轴与齿形对称轴重合时，取 $N=l$ （齿廓圆心偏移距），当 $x$ 轴和齿形对称轴偏移 $\frac{\pi m_n}{2}$ 的整数倍 $k$

时，取 $N = \frac{k \pi m_n}{2} \pm l$ （ $k$ 为正整数， $x$ 轴和齿廓圆弧中心位于齿形对称线同一侧时， $l$ 值前取负号； $x$ 轴和齿廓圆弧中心位于齿形对称线两侧时， $l$ 值前取正号）。

$X$ ——齿廓圆心偏移量，齿廓圆弧中心位于齿轮节圆柱面以外为正；齿廓圆弧中心位于齿轮节圆柱面以内为负。

$\alpha_0$ ——基本齿廓名义压力角，规定凸面为正，凹面为负。

$\alpha$ ——齿廓上任一点压力角。规定凸面为正，凹面为负。

$p$ ——螺旋参数， $p = \frac{m_n z}{2 \sin \beta}$ 。

式(4.1-5)中，上面符号用于左侧齿面，下面符号用于右侧齿面。

根据齿面方程式，用微分几何的方法，可求出垂直于瞬时接触线(图4.1-6)方向的诱导曲率半径 $\rho_e$ 。

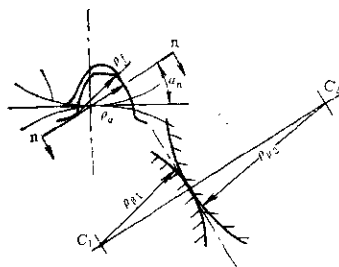


图4.1-6 齿面与垂直于瞬时接触线方向的诱导曲率半径

$$\rho_e = \frac{1}{\frac{1}{\rho_{B1}} + \frac{1}{\rho_{B2}}} = \frac{id_1}{\sin^2 \beta \sin \alpha_n} \quad (4.1-6)$$

式中 $\rho_{B1}$ 、 $\rho_{B2}$ ——垂直于瞬时接触线方向齿面曲率半径，

$\alpha_n$ ——接触点处法向压力角。

在 $\beta = 10^\circ \sim 30^\circ$ 范围内，与参数、尺寸相同的渐开线齿轮垂直于瞬时接触线方向的诱导曲率半径相比，圆弧齿轮的诱导曲率半径增大20~200倍。虽然圆弧齿轮接触线长度很短，但齿面接触强度仍能显著提高。特别是螺旋角 $\beta$ 越小，当诱导曲率半径 $\rho_e$ 越大，所以圆弧齿轮的螺旋角不宜过大。

### 3 重合度和接触点数及其对工作性能的影响

#### 3.1 单圆弧齿轮的重合度和接触点数

重合度直接与齿轮弯曲强度和传动平稳性有关。单圆弧齿轮的只有轴向重合度  $\epsilon_\beta$ ，由图4.1-7，

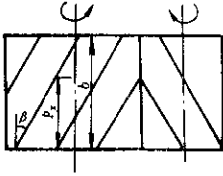


图4.1-7 单圆弧齿轮传动

$$\epsilon_\beta = \frac{b}{p_s} = \frac{b \sin \beta}{\pi m_n} \quad (4.1-7)$$

式中  $p_s$ ——轴向齿距；

$b$ ——有效齿宽，对于人字齿轮是指半边的有效齿宽。

如前所述，保证单圆弧齿轮正常传动的条件是  $\epsilon_\beta$  大于1。

接触点数直接影响齿轮的接触强度，单圆弧齿轮一对轮齿啮合时，齿面只有一个接触点，情况比较简单，其平均接触点数  $\mu_z$  就是轴向重合度即

$$\mu_z = \epsilon_\beta \quad (4.1-8)$$

#### 3.2 双圆弧齿轮的重合度和接触点数

双圆弧齿轮同一轮齿上，凸面和凹面都存在啮合线，所以一对轮齿啮合时，齿面上可能同时存在二个接触点，其情况比较复杂，所以双圆弧齿轮同时啮合齿对和同时接触点数，不仅与齿宽  $b$ 、轴向齿距  $p_s$  有关，且与凸、凹齿面两接触点间距离  $q_{T1}$  (图4.1-8) 有关。图4.1-8a为齿条法面图，4.1-8b为齿

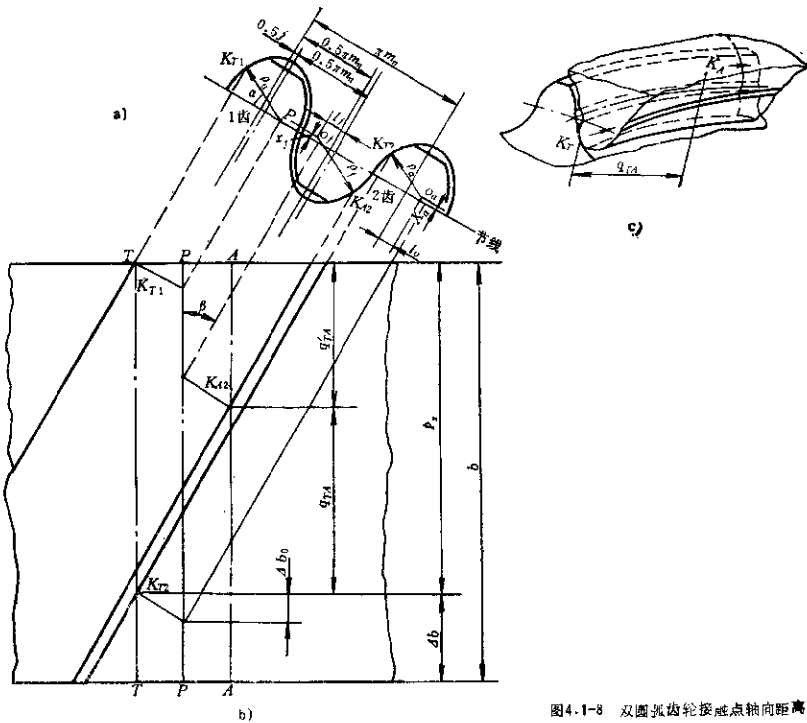


图4.1-8 双圆弧齿轮接触点轴向距离



轮节圆柱展开图, 图中 $PP$ 为节线,  $TT$ 为凸齿啮合线,  $AA$ 为凹齿啮合线。根据两齿面在接触点处公法线必须通过节点这一原则, 工作齿面上同时接触的两点 $K_{T1}$ ,  $K_{T2}$ 在轴向上的距离 $q_{TA}$ :

$$q_{TA} = \frac{0.5\pi m_s + 2i_a - 0.5j + 2x_a \cot \alpha_0}{\sin \beta} - 2 \left( \rho_a + \frac{x_a}{\sin \alpha_0} \right) \cos \alpha_0 \sin \beta \quad (4.1-9)$$

式中  $j$ —齿侧间隙。

双圆弧齿轮保证轮齿连续传动的条件为:

表 4.1-1 多点接触系数计算表

名称	代号	公式及判别式		
		当 $\Delta b \leq p_s - q_{TA}$ 时	当 $p_s - q_{TA} < \Delta b < q_{TA}$ 时	当 $\Delta b \geq q_{TA}$ 时
2m点接触系数	$\varepsilon_{2nd}$	$1 - \frac{2\Delta b}{p_s}$	$\frac{q_{TA} - \Delta b}{p_s}$	—
(2m+1)点接触系数	$\varepsilon_{(2m+1)d}$	$\frac{2\Delta b}{p_s}$	$2(p_s - q_{TA})$	$2 - \frac{2\Delta b}{p_s}$
(2m+2)点接触系数	$\varepsilon_{(2m+2)d}$	—	$\frac{\Delta b - (p_s - q_{TA})}{p_s}$	$\frac{2\Delta b}{p_s} - 1$

表 4.1-2 多对齿啮合系数计算表

名称	代号	公式及判别式	
		当 $\Delta b \leq p_s - q_{TA}$ 时	当 $\Delta b \geq p_s - q_{TA}$ 时
m对齿啮合系数	$\varepsilon_m$	$1 - \frac{q_{TA} + \Delta b}{p_s}$	—
(m+1)对齿啮合系数	$\varepsilon_{(m+1)s}$	$\frac{q_{TA} + \Delta b}{p_s}$	$2 - \frac{q_{TA} + \Delta b}{p_s}$
(m+2)对齿啮合系数	$\varepsilon_{(m+2)s}$	—	$\frac{q_{TA} + \Delta b}{p_s} - 1$

双圆弧齿轮的总重合度为<sup>(6)</sup>

$$\varepsilon_s = A + B \quad (4.1-12)$$

式中  $A$ —啮合系数计算表中那一列的第一项相应脚标值, 为正整数;  
 $B$ —啮合系数计算表中那一列的第二项系数值。

总重合度亦可用以下简便公式计算:

$$\varepsilon_s = \frac{b + q_{TA}}{p_s} = \varepsilon_b + \lambda^{(12)} \quad (4.1-13)$$

式中  $\varepsilon_b = \frac{b}{p_s}$  — 轴向重合度;

$\lambda = \frac{q_{TA}}{p_s}$  — 接触点距离系数<sup>(12)</sup>。

通过表4.1-1和表4.1-2可以了解双圆弧齿轮的

$$b \geq q_{TA}$$

双圆弧齿轮的啮合过程比较复杂, 可用多点接触系数和多对齿啮合系数来表示<sup>(11-14)</sup>。一般情况下, 多点接触系数可按表4.1-1计算。

表中的 $m$ 指齿宽 $b$ 中含 $p_s$ 的整数数值, 齿宽与轴向齿距存在以下关系:

$$b = m p_s + \Delta b \quad (4.1-10)$$

双圆弧齿轮的平均接触点数亦可按下式计算:

$$\mu_d = 2\varepsilon_0 \quad (4.1-11)$$

多对齿啮合系数按表4.1-2计算。

啮合过程<sup>(7)</sup>。现举例说明如下。

【例】已知  $b = 120\text{mm}$ ,  $p_s = 80\text{mm}$ ,  $q_{TA} = 60\text{mm}$

由 $b = m p_s + \Delta b$ 知 $m = 1$ ,  $\Delta b = 40\text{mm}$   
 $p_s - q_{TA} = 20\text{mm}$ , 即属 $\Delta b > p_s - q_{TA}$ 情况, 按表4.1-1第二列:

$$\text{两点接触系数 } \varepsilon_{2d} = \frac{q_{TA} - \Delta b}{p_s} = 0.25$$

$$\text{三点接触系数 } \varepsilon_{3d} = \frac{2(p_s - q_{TA})}{p_s} = 0.50$$

① 参见ГОСТ1744-74, 双圆弧渐开线蜗轮蜗杆传动的几何计算, 译文载于郑州机械所编, 《双圆弧齿轮》, 1974。

$$\text{四点接触系数 } e_{H1} = \frac{\Delta b - (p_s - q_{TA})}{p_s} = 0.25$$

表明齿轮转过一个角齿距时, 在0.25转角中有两个点同时接触, 在0.5转角中有三个点同时接触, 在0.25转角中有四个点同时接触。平均接触点数

$$\mu_d = 2 \times 0.25 + 3 \times 0.5 + 4 \times 0.25 = 3$$

亦可按式(4.1-11)计算。

按表4.1-2第二列公式:

$$\text{两对齿啮合系数 } e_{2z} = 2 - \frac{q_{TA} + \Delta b}{p_s} = 0.75$$

$$\text{三对齿啮合系数 } e_{3z} = \frac{q_{TA} + \Delta b}{p_s} - 1 = 0.25$$

表明齿轮转过一个角齿距时, 在0.75转角中有两对轮齿同时啮合, 在0.25转角中有三对轮齿同时啮合。

$$\text{总重合度 } e_g = A + B = 2 + 0.25 = 2.25$$

亦可按式(4.1-13)计算。

本例相当于表4.1-1及表4.1-2中的第二类情况。在这里虽然平均接触点数为3, 但实际上存在四分之一时间只有2个点同时接触, 这两个点分别位于两个齿轮的齿长中部。为安全起见, 在强度计算中, 只能按最小同时接触点数来考虑, 也就是说, 类似于当作轴向重合度为 $e_g = 2.75$ 的单圆弧齿轮来处理。当然, 在齿端参加工作时存在四个接触点而使每点所受载荷降低是有利于避免发生齿端崩齿的。因此, 对于双圆弧齿轮来说, 使 $\Delta b$ 取成稍大于 $(p_s - q_{TA})$ 是较为适宜的, 根据公式(4.1-13), 也就是说总重合度 $e_g$ 只需刚刚超过某个整数就可以了。

#### 4 圆弧齿轮的特点

(1) 圆弧齿轮因有很大的诱导曲率半径, 因此有很高的接触强度。但在工作初期, 齿面之间是以点接触状态工作, 所以满载工作前应先进行跑合。对于标准圆弧齿轮, 在接触点处沿法截面齿高方向相对曲率很小, 其诱导曲率半径等于或大于 $16.5m_n$ , 齿形之间最大分离量不超过 $0.0045m_n$ , 因而很容易跑合。

单圆弧齿轮在 $m_n < 6\text{mm}$ ,  $e_g < 2$ 时, 抗弯强度稍低于渐开线齿轮。但单圆弧齿轮按弯曲强度决定的承载能力仍高于渐开线软齿面齿轮按表面接触强度所决定的承载能力。双圆弧齿轮弯曲强度有很大提高, 而矮齿制双圆弧齿轮其弯曲强度更高。

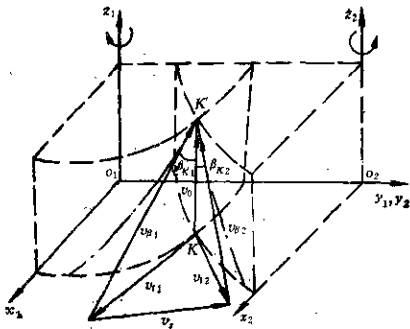


图4.1-9 圆弧齿轮速度图

(2) 啮合过程中, 轮齿齿面沿齿线方向滚动, 接触点沿齿面的迁移速度按图4.1-9可知,

$$v_{b1} = \frac{v_{11}}{\sin \beta_{K1}}, \quad v_{b2} = \frac{v_{12}}{\sin \beta_{K2}} \quad (4.1-14)$$

式中 $v_{11}$ 和 $v_{12}$ 为圆周速度, 由于滚动速度 $v_{b1}$ 、 $v_{b2}$ 很大, 能在齿面间建立起较厚的润滑油膜, 因此摩擦损耗小, 效率高, 而且磨损也迅速降低。

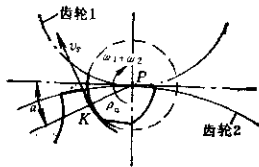


图4.1-10 圆弧齿轮传动齿面滑动速度

(3) 圆弧齿轮齿面间各点的相对滑动速度(图4.1-10)相同, 其值为,

$$v_s \approx (\omega_1 + \omega_2) \rho_s \quad (4.1-15)$$

因此齿面磨损小而均匀, 具有良好的跑合性能, 正常磨损后齿面粗糙度会降低, 对传动质量还应能略有改善。

(4) 圆弧齿轮传动, 中心距及切齿深度偏差引起齿高方向轮齿接触位置变化, 这对传动承载能力影响较大, 因此对中心距及切齿深度的精度要求高。

齿向偏差或轴向齿距偏差, 对于渐开线齿轮说来, 主要影响接触精度, 但对圆弧齿轮说来, 其作用犹如渐开线齿轮的基节偏差, 它们将会导致出现

啮入和啮出冲击, 齿面波度、走刀刀痕波度和表面粗糙度也是影响传动工作平稳性的重因素, 它们是引起噪声中高频成分的主要来源, 应予以足够重视。

此外还应考虑对小齿轮进行齿端修薄, 修薄的主要目的有四点: 1) 克服齿端效应——即齿的端部受力时只有单侧起支持作用, 特别是轮齿锐边端部工作时, 由于后面的支承作用较弱, 轮齿容易崩角, 2) 补偿齿的变形和小齿轮轴受载后的平均弯曲

一扭转变形, 3) 容纳制造和安装误差, 4) 构成啮合的导入、导出作用, 使轮齿逐渐进入啮合, 逐渐退出啮合, 提高轮齿搭接换啮过程中的平稳性, 并使轮齿在真正开始啮合前, 两齿面已非常靠近而形成油楔。在啮入端的修形量应稍大些。

圆弧齿轮的发展方向主要是: 1) 在保证精度的前提下提高齿轮的硬度, 而且最好能整体硬化 (在提高接触强度的同时提高弯曲强度); 2) 螺旋线修形, 3) 降低齿面粗糙度。

## 第 2 章 基本齿廓、模数和几何尺寸计算

### 1 圆弧齿轮模数

表 4.2-1 圆弧齿轮模数系列 (GB1840—89)mm

第一系列	1.5	2	2.5	3	4	5	6	8	10
第二系列	2.25	2.75	3.5	4.5	5.5	7	9		
第一系列	12	18	20	25	32	40	50		
第二系列	14	18	22	28	36	45			

- 注: 1 适用于单、双圆弧圆柱齿轮。  
2 表中的模数是指法向模数  $m_n$ 。  
3 优先采用第一系列。

### 2 单圆弧齿轮滚刀齿形

JB929—67 规定了单圆弧齿轮滚刀法面齿形的标准 (图 4.2-1 和表 4.2-2)。

齿形参数计算公式

$$h_s = l_s \sin \alpha_0$$

$$\rho_i = \rho_a + \Delta \rho \quad (\Delta \rho \text{——} \Delta \text{ 齿半半径差})$$

$$x_0 = h_s - \rho_0 \sin \alpha_0$$

$$x_f = \rho_i \sin \alpha_0 - h_s$$

$$i_a = \rho_a \cos \alpha_0 - 0.5 s_{ak}$$

$$i_f = \rho_i \cos \alpha_0 - 0.5 s_{fb}$$

接触点处侧隙

$$j = e_{\alpha} - s_{ak}$$

$$\sin \delta_1 = \frac{r_{g1} - h_1}{r_{a1} + \rho_2}$$

$$h_{g1} = \rho_a \cos \delta_1$$

$$r_{g2} = \frac{\rho_i + h_2 + x_f}{2} - \frac{l_f^2}{2(\rho_i - h_1 - x_f)}$$

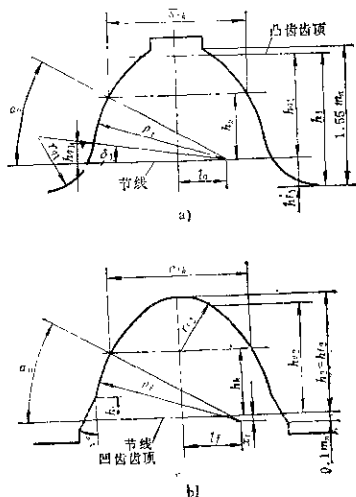


图 4.2-1 单圆弧齿轮滚刀法面齿形  
a) 加工凸齿用 b) 加工凹齿用

$$= \frac{2.935 m_n + 0.9}{2} - \frac{l_f^2}{0.165 m_n + 0.3} \quad (67 \text{型 } m_n = 7 \sim 30)$$

$$h_{g2} = (h_2 - r_{g2} + x_f) \frac{\rho_i}{\rho_i - r_{g2}} - x_f$$

齿根圆弧连接点校验

$$h_{g1} < h_a$$

$$h_{g2} > h_{a1}$$

表 4.2-2 单圆弧齿轮滚刀法面齿廓的参数 (67型)

参数名称	代号	加工凸齿			加工凹齿		
		法向		模数 $m_n(\text{mm})$			
		2~30	2~6	7~30			
压力角	$\alpha_0$	30°		30°			
接触点到节点距离	$l_k$	1.5 $m_n$		1.5 $m_n$			
接触点到节线距离	$h_k$	0.75 $m_n$		0.75 $m_n$			
全齿高	$h$	$h_1=1.5m_n$		$h_2=1.36m_n$			
齿顶高	$h_a$	$h_{a1}=1.2m_n$		$h_{a2}=0$			
齿根高	$h_f$	$h_{f1}=0.3m_n$		$h_{f2}=1.36m_n$			
齿廓圆弧半径	$\rho_a, \rho_f$	$\rho_a=1.5m_n$		$\rho_f=1.65m_n$	$\rho_f=1.56m_n+0.6$		
内廓圆心移距量	$x_a, x_f$	$x_a=0$		$x_f=0.075m_n$	$x_f=0.025m_n+0.3$		
齿廓圆心偏移量	$l_a, l_f$	$l_a=0.529m_n$		$l_f=0.6289m_n$	$l_f=0.5523m_n+0.6196$		
接触点处齿厚、槽宽	$s_{ak}, e_{fk}$	$s_{ak}=1.54m_n$		$e_{fk}=1.60m_n$	$e_{fk}=1.58m_n$		
齿根圆半径	$r_g$	$r_{g1}=0.6248m_n$		$r_{g2}=0.6227m_n$			
凸齿工艺角	$\delta_1$	8°47'34"		—			
凹齿齿顶角	$\gamma_2$	—		30°			
凹齿齿顶角高度	$h_2$	—		0.25 $m_n$			

注：参数值按 JB929—67 规定，参数名称和代号参照国标《双圆弧齿轮基本齿廓》作了调整。

### 3 双圆弧齿轮基准齿形

1990年国标规定了双圆弧齿轮基本齿廓，即双

圆弧齿轮基本齿廓在法平面内的齿廓 (图 4.2-2和表 4.2-3)。适用于法向模数  $m_n=1.5\sim 50\text{mm}$  的双圆弧齿轮传动。有特殊要求时，可根据产品特点自

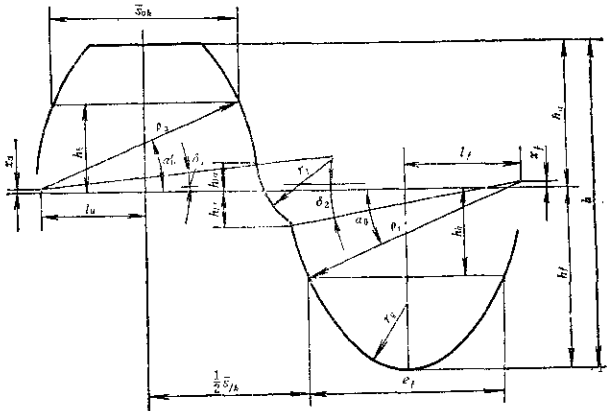


图 4.2-2 双圆弧齿轮基准齿形

图上和表中的代号如下：

- |                 |                              |                   |                       |
|-----------------|------------------------------|-------------------|-----------------------|
| $\alpha_0$ —压力角 | $s_{ak}$ —凸齿接触点处弦齿厚          | $\rho_a$ —凸齿廓圆弧半径 | $\gamma_2$ —凹齿接触点处弦齿厚 |
| $h$ —全齿高        | $h_k$ —接触点到节线的距离             | $\rho_f$ —凹齿廓圆弧半径 | $e_{fk}$ —凹齿接触点处弦齿厚   |
| $h_a$ —齿顶高      | $h_{k1}$ —连接圆心和凸齿圆弧的切点到节线的距离 | $x_a$ —凸齿廓圆心移距量   | $\delta_1$ —凸齿工艺角     |
| $h_f$ —齿根高      | $h_{k2}$ —连接圆心和凹齿圆弧的交点到节线的距离 | $x_f$ —凹齿廓圆心移距量   | $\delta_2$ —凹齿工艺角     |
|                 |                              | $l_a$ —凸齿廓圆心偏移量   | $r_g$ —齿根圆半径          |
|                 |                              | $l_f$ —凹齿廓圆心偏移量   | $j$ —侧隙               |

表 4.2-3 双圆弧齿轮基本齿廓参数表(国标)

参数名称	代号	法 向 模 数 $m_n$ (mm)					
		1.6~3	>3~6	>6~10	>10~16	>16~32	>32~50
压力角	$\alpha_0$	24°	24°	24°	24°	24°	24°
全齿高系数	$h^*$	2	2	?	?	2	2
齿顶高系数	$h_a^*$	0.9	0.9	0.9	0.9	0.9	0.9
齿根高系数	$h_f^*$	1.1	1.1	1.1	1.1	1.1	1.1
凸齿齿廓圆弧半径系数	$\rho_a^*$	1.3	1.3	1.3	1.3	1.3	1.3
凹齿齿廓圆弧半径系数	$\rho_f^*$	1.42	1.41	1.395	1.38	1.36	1.34
凸齿齿廓圆心移距系数	$x_a^*$	0.0163	0.0163	0.0163	0.0163	0.0163	0.0163
凹齿齿廓圆心移距系数	$x_f^*$	0.0325	0.0285	0.0224	0.0103	0.0081	0.0000
凸齿齿廓圆心偏移系数	$y_a^*$	0.6289	0.6289	0.6289	0.6289	0.6289	0.6289
凸齿接触点处弦齿厚系数	$F_{\alpha_1}^*$	1.1173	1.1173	1.1173	1.1173	1.1173	1.1173
接触点到节线的距离系数	$k_{\alpha_1}^*$	0.5450	0.5450	0.5450	0.5450	0.5450	0.5450
凹齿齿廓圆心偏移系数	$y_f^*$	0.7086	0.6994	0.6957	0.6829	0.6638	0.6455
过渡圆弧和凸齿圆弧的切点到节线的距离系数	$h_{\alpha_1}^*$	0.16	0.16	0.16	0.16	0.16	0.16
过渡圆弧和凹齿圆弧的交点到节线的距离系数	$h_{f_1}^*$	0.20	0.20	0.20	0.20	0.20	0.20
凹齿接触点处槽宽系数	$e_{f_1}^*$	1.1773	1.1773	1.1573	1.1573	1.1573	1.1473
凹齿接触点处弦齿厚系数	$F_{f_1}^*$	1.9643	1.9343	1.9343	1.9343	1.9343	1.9343
凸齿工艺角	$\delta_1$	6°20'52"	6°20'52"	6°20'52"	6°20'52"	6°20'52"	6°20'52"
凹齿工艺角	$\delta_2$	9°25'31"	9°19'30"	9°10'21"	9°0'59"	8°48'11"	8°35'01"
齿顶连接圆弧半径系数	$r_a^*$	0.5049	0.5043	0.4884	0.4677	0.4668	0.4688
齿根圆弧半径系数	$r_f^*$	0.4030	0.4004	0.3710	0.3663	0.3595	0.3520
侧隙系数	$j^*$	0.06	0.06	0.04	0.04	0.04	0.04

- 注: 1. 表中带\*号的尺寸参数,是指该尺寸与法向模数  $m_n$  的比值,用这些比值(系数)乘以法向模数  $m_n$  即得该尺寸值,例如:  $h^* \cdot m_n = h$ 、 $\rho_a^* \cdot m_n = \rho_a$ 、……等。  
 2. 参阅双圆弧齿轮基准齿形设计说明书,郑州机械研究所1980年9月。  
 3. 国标与JB2940-81的参数基本一致,仅  $\delta_2$ 、 $r_a^*$ 、 $r_f^*$  稍有改变。

行设计特殊齿形。

国标的基本齿廓与JB2940-81及《机械工程手册》<sup>(1)</sup>中的统一应用齿形是一致的。采用分阶式齿形,在齿高中部有一台阶,用以避免凸、凹齿廓间用直线连接时,啮合后在该处发生接触。同时,改变了凸齿部分与凹齿部分齿厚的比值,相对地增大了齿根处的齿厚,也可使弯曲强度有所提高。⊖

双圆弧齿轮齿廓参数计算公式⊕

$$x_0 = h_a - \rho_a \sin \alpha_0$$

$$x_f = \rho_f \sin \alpha_0 - h_f$$

$$l_0 = \rho_a \cos \alpha_0 - 0.68 m_n$$

$$l_f = \rho_f \cos \alpha_0 - 0.68 m_n$$

$$j = e_{f_1} - \delta_{\alpha_1}$$

$$\sin \delta_1 = \frac{h_{\alpha_1} - x_0}{\rho_a}$$

$$\sin \delta_2 = \frac{h_{f_1} + x_f}{\rho_f}$$

$$r_j = \frac{0.5l}{\cos(\delta_1 + \tau)} = \frac{1}{2} \cdot \frac{w^2 + (h_{f_0} + h_{f_1})^2}{w \cos \delta_1 - (h_{f_0} + h_{f_1}) \sin \delta_1}$$

- ⊕ 参阅双圆弧齿轮基准齿形设计说明书,郑州机械研究所,1980年。  
 ⊖ 为简洁起见,这里的公式都用不带\*号的参数写,计算时可用相应带\*号的系数计算,只要在借法向模数  $m_n$  的项中去掉。

4-12 第四篇 圆弧圆柱齿轮传动

$$i = \sqrt{(h_{i0} + h_{i1})^2 + w^2}$$

$$\tan \tau = \frac{h_{i0} + h_{i1}}{w}$$

$$w = 0.5\pi m_n + l_0 + l_1 - \rho_0 \cos \delta_1 - \rho_1 \cos \delta_2$$

或  $w = 0.5\pi m_n + l_0 + l_1 - \sqrt{\rho_0^2 - (h_{i0} - x_0)^2} - \sqrt{\rho_1^2 - (h_{i1} + x_1)^2}$

式中  $i$  ——连接圆弧与凸齿切点到其与凹齿交点的直线段长;

$\tau$  —— $i$ 与节线的交角;

$w$  —— $i$ 在节线上的投影长。

$$r_g = \frac{\rho_f + h_f + x_f}{2} - \frac{l_f^2}{2(\rho_f - h_f - x_f)}$$

齿根圆弧切点到节线的距离

$$h_g = \frac{(h_f - r_g + x_f)\rho_f}{\rho_f - r_g} - x_f$$

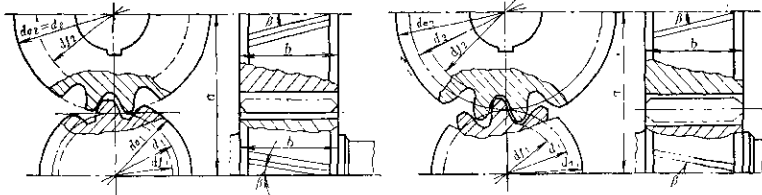
齿根圆弧切点干涉校验

$$h_g > h_0$$

4 圆弧齿轮几何参数和尺寸计算

表 4.2-4 圆弧齿轮几何参数和尺寸计算

参数名称	代号	计算公式	
		单圆弧齿轮	双圆弧齿轮
中心距	$a$	$a = \frac{1}{2}(d_1 + d_2) = \frac{m_n(z_1 + z_2)}{2\cos\beta}$ 由强度计算或结构设计确定	
法向模数	$m_n$	$\frac{m_n}{a} = 0.01 \sim 0.02$ (特殊用途可达 0.04) 由弯曲强度计算或结构设计确定。取标准值 (表 4.2-1)	
齿数和	$z_\Sigma$	$z_\Sigma = \frac{2a\cos\beta}{m_n}$ 按切选螺旋角 $\beta$ 计算 $\beta = 10^\circ \sim 20^\circ$ (单斜齿); $\beta = 25^\circ \sim 35^\circ$ (人字齿轮)	
齿数	$z$	小轮 $z_1 = \frac{z_\Sigma}{1+i} = \frac{2a\cos\beta}{(1+i)m_n}$ 大轮 $z_2 = i z_1$ 按给定传动比 $i \geq 1$ 计算, 齿数取整数	
齿数比	$u$	$u = \frac{z_2}{z_1}$ 校验传动比误差	
螺旋角	$\beta$	$\cos\beta = \frac{m_n(z_1 + z_2)}{2a}$ 准确到秒	
齿宽	$b$	$b = \phi_a a$ $\phi_a = 0.4 \sim 0.8$ 单斜齿 $2 \times b = \phi_a a$ $\phi_a = 0.6 \sim 1.2$ 人字齿轮 或按要求的轴向重合度 $\varepsilon_\beta$ 确定 $b = \frac{\pi m_n \varepsilon_\beta}{\sin\beta}$ $\varepsilon_\beta = \mu_s + \Delta r$ $a_s - \varepsilon_\beta$ 的整数, $\mu_s = 1 \sim 6$ $\Delta r = \varepsilon_\beta$ 的小数, $\Delta r = 0.25 \sim 0.35$ 螺旋角 $\beta$ 大, 取较大值	或按要求的接触点数确定 $b = b_{\min} + (0.25 \sim 0.35)\rho_s$ 1) 至少 $m$ 对齿, 2 点接触, $b_{\min} = m\rho_s$ 2) 至少 $m$ 对齿, (2 $m$ -1) 点接触, $b_{\min} = (m-1)\rho_s + q r_s$ 3) 至少 $m$ 对齿, (2 $m$ -2) 点接触。 $b_{\min} = m\rho_s - q r_s$



(续)

参数名称	代号	计算公式	
		单圆弧齿轮	双圆弧齿轮
轴向重合度	$\varepsilon_\beta$	$\varepsilon_\beta = \frac{b}{p_x} = \frac{b \sin \beta}{\pi m_n}$	$b$ —有效齿宽 (扣除齿端修薄)
同一齿上凸齿和凹齿两接触点间的轴向距离	$q_{rA}$	—	$q_{rA} = \frac{0.6(\pi m_n - j) + 2(l_2 + x_2 \cot \alpha_0)}{\sin \beta}$ $- 2 \left( \rho_2 + \frac{x_2}{\sin \alpha_0} \right) \cos \alpha_0 \sin \beta$
接触点距离系数	$\lambda$	—	$\lambda = \frac{q_{rA}}{p_x}$
总重合度	$\varepsilon_\gamma$	$\varepsilon_\gamma = \varepsilon_\beta$	$\varepsilon_\gamma = \varepsilon_\beta + \lambda$
分度圆直径	$d$	小轮 $d_1 = \frac{2az_1}{z_1 + z_2} = \frac{m_n z_1}{\cos \beta}$ 大轮 $d_2 = \frac{2az_2}{z_1 + z_2} = \frac{m_n z_2}{\cos \beta} = u d_1$	
齿顶高	$h_a$	凸齿 $h_{a1} = 1.2m_n$ 凹齿 $h_{a2} = 0$	$h_a = 0.9m_n$
齿根高	$h_f$	凸齿 $h_{f1} = 0.3m_n$ 凹齿 $h_{f2} = 1.36m_n$	$h_f = 1.1m_n$
全齿高	$h$	凸齿 $h_1 = h_{a1} + h_{f1} = 1.5m_n$ 凹齿 $h_2 = h_{f2} = 1.36m_n$	$h = h_a + h_f = 2m_n$
齿顶圆直径	$d_a$	凸齿 $d_{a1} = d_1 + 2h_{a1}$ 凹齿 $d_{a2} = d_2$	小轮 $d_{a1} = d_1 + 2h_a$ 大轮 $d_{a2} = d_2 + 2h_a$
齿根圆直径	$d_f$	凸齿 $d_{f1} = d_1 - 2h_{f1}$ 凹齿 $d_{f2} = d_2 - 2h_{f2}$	小轮 $d_{f1} = d_1 - 2h_f$ 大轮 $d_{f2} = d_2 - 2h_f$
齿端修薄量 修薄宽度 (沿齿宽方向计) 参看图4.3-6 表4.4-2内圆误差	$\Delta s$ $b_{end}$	$\Delta s = (0.01 \sim 0.02)m_n$ $b_{end} = (0.1 \sim 0.2)b$ $\varepsilon_\beta \geq 3$ 时小齿轮齿端必须修薄, 修薄量和修薄宽度均入端稍大; 螺旋角大时取较大系数, 不修薄的有效齿宽应保证总重合度稍大于某一整数	

5 测量尺寸计算

式中  $\delta_{ab} = \frac{2(l_2 + x_2 \cot \alpha_0)}{z_2 m_n}$

5.1 弦齿厚<sup>(8)</sup>:

$z_0$ ——当量齿数,  $z_0 = \frac{z}{\cos^3 \beta}$

1) 凸齿接触点处弦齿厚  $\bar{s}_{ab}$  和弦齿高  $\bar{h}_{ab}$  (图 4.2-3)

$$\bar{s}_{ab} = 2 \left( \rho_a + \frac{x_a}{\sin \alpha_0} \right) \cos(\gamma_c + \delta_{ab}) - z_n m_n \sin \delta_{ab}$$

$$\bar{h}_{ab} = h_a - h_k + \frac{(0.5 \bar{s}_{ab})^2}{z_n m_n + 2h_k}$$

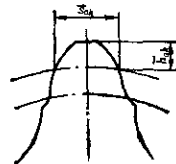


图 4.2-3 弦齿厚

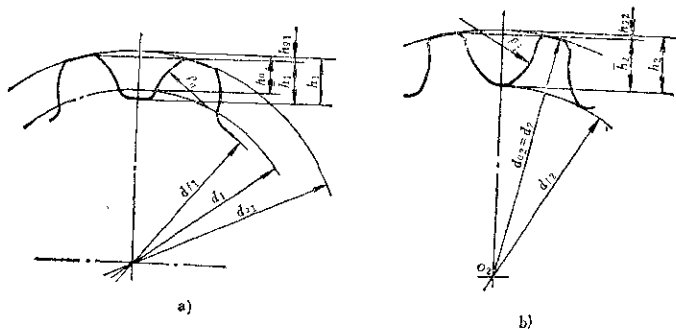


图 4.2-4 弦齿深

a) 单圆弧齿轮凸齿弦齿深  $h_1$       b) 单圆弧齿轮凹齿弦齿深  $h_2$

其他参数见表 4.2-2、4.2-3 和表 4.2-4。

2) 凹齿接触点处法齿厚  $s_{1k}$  和弦齿高  $\bar{h}_{1k}$

$$s_{1k} = z_o m_n \sin \left( \frac{\pi}{z_o} + \delta_{1k} \right) - 2 \left( \rho_f - \frac{x_f}{\sin \alpha_0} \right) \cos \left( \alpha_0 - \frac{\pi}{z_o} - \delta_{1k} \right)$$

$$\bar{h}_{1k} = h_a + h_s + \frac{(0.5s_{1k})^2}{z_o m_n - 2\bar{h}_k}$$

(对于单圆弧齿轮  $h_a = h_{a2} = 0$ )

式中 
$$\delta_{1k} = \frac{2(l_f - x_f \cot \alpha_0)}{z_o m_n}$$

以上公式对于单、双圆弧齿轮均适用。

### 5.2 弦齿深 (法面) $\bar{h}$ (图 4.2-4)

$$\bar{h} = h - h_g + \frac{1}{2} (d'_a - d_a)$$

式中  $h$ ——全齿高;  
 $d_a, d'_a$ ——齿顶圆直径及其实测值;  
 $h_g$ ——弓高;

对于单圆弧齿轮凸齿和双圆弧齿轮

$$h_g = \frac{1}{4} (z_o m_n + 2h_a) \left( \frac{\pi}{z_o} - \frac{s_a}{z_o m_n + 2h_a} \right)^2$$

式中  $z_o$ ——当量齿数,  $z_o = \frac{z}{\cos^2 \beta}$

$s_a$ ——齿顶厚, 随齿数减少而变窄, 可拟合如下:

$$s_a = \left( 0.742 - \frac{0.43}{z_o} \right) m_n \quad (\text{单圆弧齿轮凸齿})$$

$$s_{a2} = \left( 0.6491 - \frac{0.61}{z_o} \right) m_n \quad (\text{双圆弧齿轮})$$

$h_a$ ——凸齿齿顶高,

对于单圆弧齿轮凹齿

$$h_{g2} = \left( \sqrt{\rho_f^2 - (h_g + x_f)^2} + h_g \tan \nu_{\rho} - l_f \right) \frac{1}{z_o m_n}$$

式中参数见图 4.2-1 和表 4.2-2。

$$h_{g2} = \frac{1.29 m_n \cos^3 \beta}{z_o} \quad (\text{JB209-67 } m_n = 2 \sim 6 \text{ mm})$$

$$h_{g2} = \frac{(1.25 m_n + 0.08) \cos^3 \beta}{z_o} \quad (m_n = 7 \sim 32 \text{ mm})$$

### 5.3 齿根圆斜径 $L_f$ (图 4.2-5)

当齿数为偶数时, 推荐测量齿根圆直径  $d_f$ 。当齿数为奇数时, 可测量齿根圆斜径  $L_f$ 。

$$L_f = d_f \cos \frac{90^\circ}{z}$$

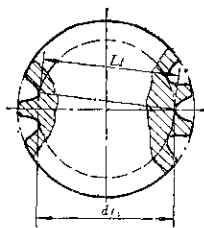


图 4.2-5 齿根圆斜径



5.4 公法线长度  $W$  (图4.2-6) [5][6]

$$W = \frac{d \sin^2 \alpha_f + 2x}{\sin \alpha_n} \pm 2\rho$$

式中  $d$ ——分度圆直径;

$x$ ——齿廓圆心移距量; 凸齿  $x_o$ , 凹齿  $x_f$ ;

$\rho$ ——齿廓圆弧半径; 凸齿  $\rho_o$ , 用+号, 凹齿  $\rho_f$ , 用-号;

$\alpha_n$ ——测点法面压力角

$$\tan \alpha_n = \tan \alpha \cos \beta$$

$\alpha_f$ ——测点端面压力角, 求解超越方程:

凸齿  $\alpha_{f,o} = M_o - B \sin 2\alpha_{f,o} + Q_o \cot \alpha_{f,o}$  (弧度)

式中  $M_o = \frac{1}{2} \left[ (k_o - 1)\pi - \frac{2l_o}{m_n} \right]$

$$B = \frac{1}{2} \tan^2 \beta$$

$$Q_o = \frac{2x_o}{z m_n \cos \beta}$$

凸齿公法线跨齿数  $k_o$

$$k_o = \frac{z}{\pi} \left[ \alpha_{f,o} (\text{弧度}) + \frac{1}{2} \tan^2 \beta \sin 2\alpha_{f,o} \right]$$

$$+ \frac{2}{\pi} \left( \frac{l_o}{m_n} - \frac{x_o \cot \alpha_o}{m_n} \right) + i \text{ 取整数}$$

式中  $\alpha_{f,o}$ ——名义接触点端面压力角

$$\tan \alpha_{f,o} = \frac{\tan \alpha_o}{\cos \beta}$$

$l_o$ ——凸齿齿廓圆心偏移量。

凹齿  $\alpha_{f,f} = M_f - B \sin 2\alpha_{f,f} - Q_f \cot \alpha_{f,f}$  (弧度)

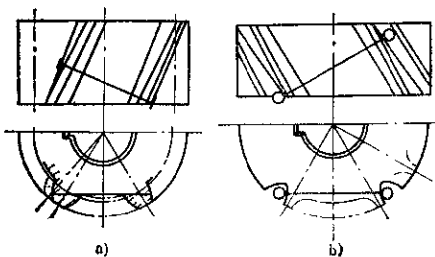


图4.2-6 公法线长度  
a) 凸齿 b) 凹齿

式中  $M_f = \frac{1}{2} \left( K_f \pi + \frac{2l_f}{m_n} \right)$

$$B = \frac{1}{2} \tan^2 \beta$$

$$Q_f = -\frac{2x_f}{z m_n \cos \beta}$$

凹齿公法线跨齿数  $k_f$

$$k_f = \frac{z}{\pi} \left[ \alpha_{f,f} (\text{弧度}) + \frac{1}{2} \tan^2 \beta \sin 2\alpha_{f,f} \right]$$

$$- \frac{2}{\pi} \left( \frac{l_f}{m_n} - \frac{x_f \cot \alpha_o}{m_n} \right) \text{ 取整数}$$

式中  $l_f$ ——凹齿齿廓圆心偏移量。

用迭代法解上述超越方程, 可取公式右边的  $\alpha_f$  的初值为  $\alpha_{f,o}$ , 计算出公式左边的  $\alpha_f$ , 再取作公式右边  $\alpha_f$  的值, 重复计算, 直到误差在  $1''$  以内为止。计算精度应为小数第五位。

公法线长度测量时, 工作齿宽  $b$  应大于  $b_{\min}$

$$b_{\min} = \frac{1}{2} d \sin 2\alpha \tan \beta + 5 \text{ mm}$$

弦齿深偏差  $\Delta \bar{h}$  与公法线长度偏差  $\Delta W$  间存在下述近似关系:

$$\Delta \bar{h} = \frac{\Delta W}{2 \sin \alpha_n}$$

5.5 齿面波度的波长  $l$  (图4.2-7)

沿螺旋线测量齿面波度时, 按下式计算波长  $l$ :

$$l = \frac{\pi d}{z_v \sin \beta} = \frac{z \pi m_n z}{z_v \sin 2\beta}$$

式中  $z_v$ ——滚齿机分度蜗轮齿数;

$d$ ——工件分度圆直径 mm。

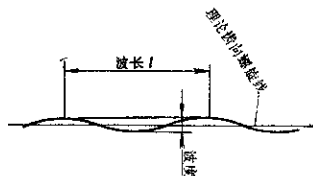


图4.2-7 齿面波度

## 第3章 设计和承载能力计算

### 1 圆弧齿轮的损伤形式及其防止措施

渐开线齿轮出现的损伤形式在圆弧齿轮传动中都可能产生。当材质相同时,圆弧齿轮的抗点蚀能力比渐开线齿轮有较大幅度的提高,而抗弯断能力则因受集中载荷常是其薄弱环节,对断齿的危险应予充分重视。塑性流动比渐开线齿轮更为多见。未经跑合而模数较大的圆弧齿轮容易胶合。圆弧齿轮传动同渐开线齿轮一样,要达到其设计的承载能力,必须保证接触精度、平稳性精度,及选用优质润滑油。特别是对中心距——切深综合误差更为敏感。常常是圆弧齿轮失效的常见原因。因此通过逐级加载跑合来扩大接触面以防止早期损伤对圆弧齿轮显得特别重要。渐开线齿轮发生折断,点蚀和初始胶合的危险区不在同一部位;而圆弧齿轮不同,在同一部位均有产生这些损伤的可能,因此它们可能会互相促进,互为因果。若不及时检查,一种初始的损伤可能被它引起的严重损伤形式所掩盖,哪种是主要损伤形式,则与设计参数、材料热处理、加工装配质量、润滑、跑合及载荷状况有关。

#### 1.1 轮齿折断

当齿根的循环弯曲应力超过材料的疲劳极限时,将引起齿根疲劳裂纹不断扩展而折断。圆弧齿轮的齿面瞬时载荷集中在齿宽上较窄的一段接触迹<sup>⊖</sup>上,载荷由一部分齿宽的齿根承担,因此,齿根应力较大。当加工质量较好、齿轮材料中等硬度、且工作前经过仔细跑合时,多数是由于疲劳折断而失效。当重合度较小时,折断常发生于齿宽中部,这是因为齿宽中部受载时,接触迹数最少。断齿的断口呈月牙状,见图4.3-1a、b、c。当重合度的尾数较小时,断口可能直达端部,如图4.3-1e。

通常,初始裂纹产生在凹齿面和齿根过渡曲面的相切处附近,断口的横截面呈V字形。JB2940—81标准齿形的双圆弧齿轮的断口裂纹均首发于受拉侧,其他的双圆弧齿形也可能首发于受压侧。JB979—67齿形的单圆弧齿轮的凸齿和凹齿的疲劳裂纹也首发于受拉侧,

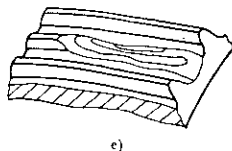
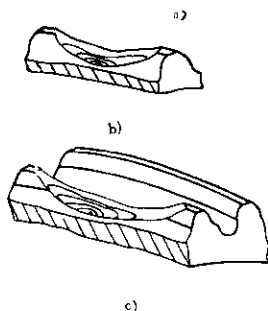
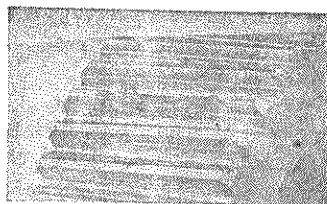


图4.3-1 轮齿折断

⊖ 接触迹是指齿面因有弹性变形的实际瞬时接触区。

材料或热处理缺陷, 或超载、冲击, 都可能引起齿轮脆断。

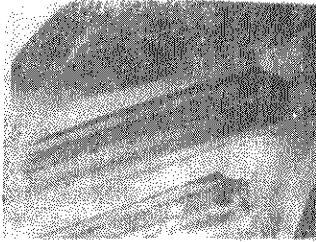
在不增加直径和齿宽的条件下, 加大模数和螺旋角有利于提高抗弯强度。

### 1.2 齿面疲劳点蚀

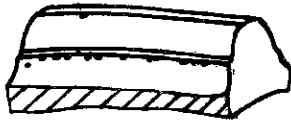
齿轮表面承受循环接触应力, 当其超过材料的接触疲劳极限时, 在齿面或其表层内发生微小的裂纹, 裂纹继续扩张, 连成一小片, 小片金属脱落, 在齿面形成麻点, 即出现疲劳点蚀, 如图4.3-2。

如果制造误差较大, 装配后齿面的初始接触速偏离理论接触点, 则虽经跑合仍不能达到两齿廓完全贴合, 这使齿面局部接触应力增大, 更易产生疲劳点蚀。如两齿面的螺旋角有误差, 或支承系统的变形, 致使齿面产生偏载, 容易引起轮齿端部产生点蚀。重合度的齿数太小, 也更容易在啮入端产生点蚀。未经跑合就重载试车或使用, 有可能迅速产生胶合或早期点蚀。

点蚀有两种, 一种是跑合过程中的点蚀, 它是由于齿面在加工中凸起部分的应力超过材料的疲劳极限而产生点蚀, 随着跑合过程齿面接触面积的增加, 使接触应力降低, 点蚀不再扩展, 而且在运行过程中轻微的点蚀将逐渐被“压平”, 这种点蚀称为非进展性点蚀, 它在圆弧齿轮中比渐开线齿轮更为常见。另一种是经过一段时间的运行使用, 即使齿面已经跑合, 但当齿面的接触应力超过材料的疲



a)



b)

图4.3-2 齿面点蚀

劳极限时, 点蚀将逐渐扩展, 称为进展性点蚀, 它产生的麻点较大, 其数量也不断增加, 进而产生大块剥落, 这将引起振动, 使噪声增大。

对于渐开线齿轮, 产生点蚀的部位不是弯曲应力较大的部位, 因此点蚀和弯断两种损伤形式基本上是互不相干的, 而圆弧齿轮则不然, 整个工作齿面都可能产生点蚀(先在何处产生, 常常与精度和跑合有关), 除了单圆弧齿轮的凸齿以外, 沿齿高各处均有较大的弯曲应力, 因此, 齿面的点蚀坑成为断齿的疲劳源并不少见。特别对于正反转工作的圆弧齿轮或双向受载的圆弧齿轮(如惰轮), 点蚀坑更易成为断齿的疲劳源。这种断齿的部位和断口形状常常不规则。

润滑油的作用无疑对齿面损伤有很大影响, 润滑油粘度太低易于点蚀, 因此, 应采用高粘度的润滑油, 或加入添加剂。

### 1.3 齿面塑性变形

当齿轮材料太软, 屈服限较低, 在过载或冲击载荷作用下, 齿面出现明显的压坑痕迹。若齿面润滑不良, 摩擦系数增大, 这将使齿面金属产生塑性流动, 沿着摩擦力方向流向齿顶, 形成齿顶飞边, 见图4.3-3, 也常使轮齿端面在靠近工作齿面处凸起一些。

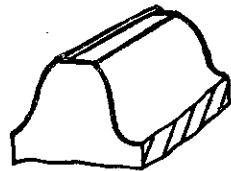


图4.3-3 塑性变形

表面金属的塑性流动可能会促进点蚀。齿顶飞边导致齿顶副配对齿轮的齿根过渡曲而相接触。这会起剧烈的振动和噪声。

为了防止齿面塑性变形, 应增加齿面硬度, 并进行过裁静强度校核计算。

### 1.4 齿面胶合

齿面胶合是由于两齿之间难形成油膜或油膜遭到破坏, 使两齿面金属直接接触, 摩擦系数急增, 摩擦发热, 从而使两齿面熔融粘着, 齿面金属沿齿

相对滑动方向互相扯下一条条痕迹。见图4.3-4。

当齿轮的制造质量较差，齿面局部接触应力很大，瞬时温度很高，齿面油膜将遭到破坏。低速重载，或润滑油的吸附性能差时，均难形成油膜。大模数齿轮，由于齿廓圆弧半径的差值较大，不容易跑合，且齿面相对滑动速度大，摩擦发热也厉害。这些情况下都容易产生胶合。不经跑合就重载试车或使用、或跑合时不逐级加载，都会产生很大的接触应力，这将导致迅速发生胶合。精度较高的高速齿轮，当润滑良好时，容易形成油膜，不易产生胶合。

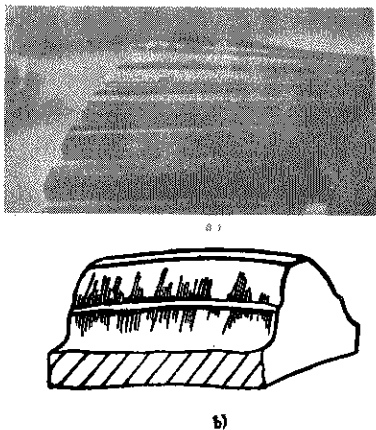


图4.3-4 齿面胶合

轻度的胶合，齿面出现划伤痕迹。产生轻度胶合之后齿面要给打磨处理，将凸起处磨平，最好换用粘度较高的润滑油，适当降低负荷，继续运转，把划伤痕迹压平，但轻度胶合可能成为点蚀的根源。严重胶合时，发热增大，齿面严重损伤，将会产生很大的振动和噪声。

对于单圆弧齿轮，通常都把主动轮做成凸齿，是节点后啮合，如果主动轮为凹齿，则是节点前啮合，节点前啮合较易产生胶合。对于双圆弧齿轮，既有节点前啮合，也有节点后啮合。

为防止胶合，应保证制造质量和安装精度，合理选用润滑油的品种和粘度，选用加有添加剂的润滑油。在相同的条件下，圆弧齿轮的润滑油粘度应比渐开线齿轮高。

设计时选用较小模数，相应地增加重合度，可减小齿面相对滑动速度，减少摩擦功，能提高抗胶合能力。逐级加载跑合对防止胶合是很必要的。

### 1.5 齿端崩角

当齿轮的平稳性精度低，或轴的刚度差时，轮齿在啮合交替过程中产生冲击，容易引起齿端崩角，见图4.3-5。

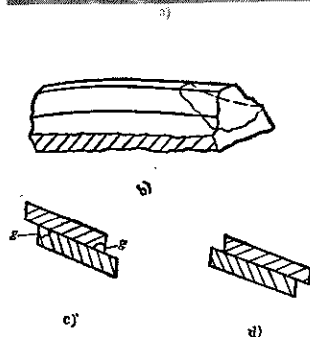
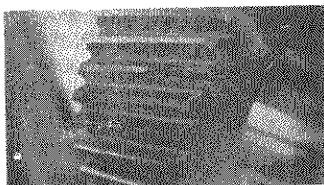


图4.3-5 齿端崩角

一般崩角都发生在啮入端，而且是工作面与端面间成锐角的轮齿，见图4.3-5c中的g处。因锐角齿端的强度较弱，且啮入端处冲击较大。

为了防止齿端崩角，除了提高精度或加大重合度的尾数以外，最好采用齿端修薄。通常把小齿轮的啮入端工作面修薄  $\Delta S = (0.01 \sim 0.02)m_n$ ，修薄宽  $b_{ed} = (0.1 \sim 0.5)p_n$ 。如图4.3-6所示。若把啮出端工作面也进行修薄，则更能提高传动的工

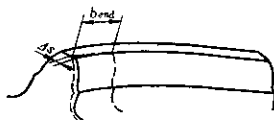


图4.3-6 齿端修薄

作平稳性和承载能力,齿端修薄齿轮应该相应加大一些齿宽,使非修薄的有效齿宽不小于重合度的齿数部分的应有齿宽。采用齿端大倒角以防止崩角的做法虽然在工艺上最简单,但不一定都有效。

通常为了便于在装配时调整轴向位置,常把小齿轮做得比大齿轮宽一些。这对强度是不利的,使齿宽不足那端容易崩角。因此对于非修端的齿轮,应该尽可能使两端都对齐。若难免有些错开,则宁可错开成图4.3-5d那样,而避免成图4.3-5c那样。因为成锐角那端宽度不足较易崩角。

对于大螺旋角、大重合度的圆弧齿轮,若不修端,则齿根最大应力在轮齿顶部,最易发生崩角。因为当接触靠近端部时,由于端部以外没有齿根来参与承担弯曲力矩,致使端部齿根应力增加,即所谓齿端效应。当重合度整数部分为1或2,尾数又不太小时,上述应力的增加被该瞬时的接触齿数增加而引起的应力减少所抵消,则端部应力可比齿长中部的应力小。当重合度大于3时,接触齿数增加一个(对单圆弧齿轮)或增加两个(对双圆弧齿轮)所造成的每个接触齿上的应力减小就不显著,不足以抵消端部效应,则端部应力将大于齿宽中间的应力。因此,大重合度圆弧齿轮必须采用齿端修薄。

## 1.6 齿面磨损

润滑不良,特别是使用润滑油的低速重载开式齿轮,齿面磨损是主要失效形式之一。虽然圆弧齿轮的接触沿齿向滚动有利于形成油膜,但沿齿高的相对滑动速度却并不比渐开线齿轮小,滑动速度随模数成正比增加。胶合和点蚀也会引起严重磨损,磨损的结果,使齿厚减薄,导致断齿。减轻磨损的办法是改善润滑方式和增加齿面硬度。

## 2 基本参数的选择

圆弧齿轮的主要参数:  $m_n$ 、 $z_1$ 、 $\beta$ 、 $e_\beta$ 、 $\varphi_d$  和  $\varphi_n$  等,对传动的承载能力和工作质量有很大影响,各参数之间有密切联系,互相制约,选择时应注意它们之间的基本关系,

$$d_1 = \frac{z_1 m_n}{\cos \beta} \quad (4.3-1)$$

$$e_\beta = \frac{b}{p_x} = \frac{b \sin \beta}{\pi m_n} \quad (4.3-2)$$

$$\varphi_d = \frac{b}{d_1} = \frac{\pi e_\beta}{z_1 \tan \beta} \quad (4.3-3)$$

$$\varphi_n = \frac{b}{a} = \frac{2}{1+u} \varphi_d = \frac{2\pi e_\beta}{(z_1+z_2) \tan \beta} \quad (4.3-4)$$

### 2.1 齿数 $z_1$ 和模数 $m_n$

当齿轮的分度圆直径  $d_1$  和齿宽  $b$  基本不变时,取较少的齿数,相应增大模数,可以提高抗弯能力。但随着模数的增大,会相应减少重合度,降低传动平稳性,而且会增大齿面相对滑动速度,降低传动效率,容易产生胶合。因此,在满足齿轮的抗弯强度条件下,宜选用较小的模数。

在通用减速器中,通常取  $m_n = (0.01 \sim 0.02)a$ 。对于大中心距,工作平稳,连续运转的传动,可取小值;反之,取大值。

小齿数齿轮  $z_1$  常采用16到90之间。圆弧齿轮不存在根切现象,最少齿数不受根切限制。但齿数少模数大时,不易保证必要的重合度。

高速齿轮传动常取较多齿数和较小模数,以增大重合度,提高传动平稳性。

### 2.2 轴向重合度 $e_\beta$

轴向重合度可写成整数部份  $\mu_n$  加尾数  $\Delta e$ ,

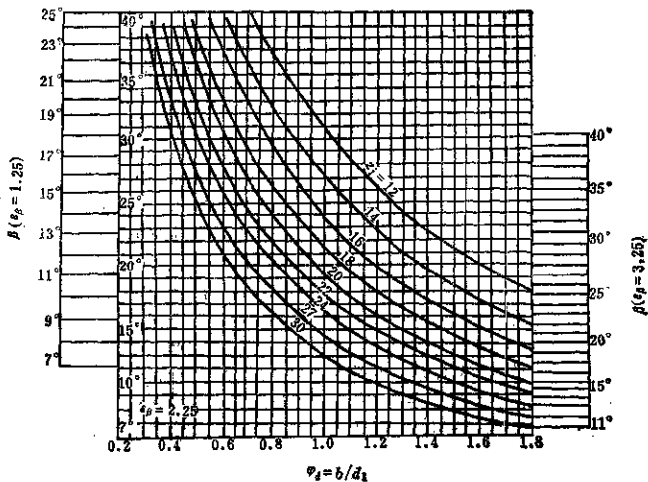
$$e_\beta = \mu_n + \Delta e$$

轴向重合度的整数部份通常采用1到6之间。对于高精度、大螺旋角的人字齿轮或带推力盘的单斜齿,可以取较大  $\mu_n$  值。重合度的尾数  $\Delta e$  常取0.25~0.35之间。

选取较大的重合度,可以提高传动平稳性和承载能力。对于中、低速传动,常取  $e_\beta \geq 2$ 。对于高速齿轮传动,宜取较多的齿数和较小模数,以增大重合度。但是采用大重合度时必须严格限制齿距误差、齿向误差、轴线平行度误差和轴系变形量,否则不能保证几个接触迹均匀地承担载荷,不能达到传动平稳和应有的承载能力。

$\Delta e$  取得太小时,则当接触迹进入或脱离齿面时,端部齿根应力过大,容易引起齿端崩角,也不利于传动平稳。随着  $\Delta e$  的增大,端部应力将有所减小,但  $\Delta e$  增大到0.4以上,应力减小缓慢。 $\Delta e$  取得

⊖ 注意,对于人字齿轮,公式(4.3-2)中的  $b$  是指半边的有效齿宽,而齿宽系数  $e_\beta$  是指整个齿宽,使用式(4.3-3)和式(4.3-4)时要按半边的齿宽系数。

图 4.3-7  $\varepsilon_{\beta}$ 、 $z_1$ 、 $\beta$ 和 $\varphi_a$ 的关系

太大时，增加了齿宽而不能使每一瞬间都增加接触迹数目。

双圆弧齿轮的轴向重合度与单圆弧齿轮同样取值，但尾数 $\Delta e$ 要取稍大些，以保证总重合度稍大于某个整数，见公式(4.1-13)。当 $\varepsilon_{\beta} \geq 3$ 时，直采用小齿轮齿端修薄以避免崩角。

### 2.3 螺旋角 $\beta$

螺旋角在齿面诱导曲率半径中起主要作用，它直接影响齿面瞬时接触迹的宽度，若增大螺旋角，则接触迹宽度减小，每个接触迹上的应力增大，会降低齿面接触疲劳强度，同时增大轴向力，加重轴承的负担。但另一方面，当齿宽一定时，若选用较大的螺旋角，可以增加重合度，从而使传动平稳，并使弯曲强度和接触强度都有所提高，并且对抗弯更为有利。所以，在一定的齿宽条件下，采用大螺旋角是合算的。为照顾轴承负担，通常推荐：

单斜齿  $\beta = 10^\circ \sim 20^\circ$

人字齿  $\beta = 25^\circ \sim 35^\circ$

### 2.4 齿宽系数 $\varphi_a$ 或 $\varphi_a$

齿宽系数 $\varphi_a = b/d_1$ 或 $\varphi_a = b/a$ ，常常按结构布

局确定，也可参照渐开线齿轮箱选取。圆弧齿轮为了得到较大的轴向重合度，齿宽系数宜取稍大值，特别对于单级传动的齿轮箱，齿宽系数有条件取得大些。

$\varphi_a$ 和 $\varphi_a$ 的换算关系见式(4.3-4)。当确定 $z_1$ 、 $\beta$ 和 $\varepsilon_{\beta}$ 后，可按式(4.3-3)或式(4.3-4)校核 $\varphi_a$ 或 $\varphi_a$ ，也可以先定齿宽系数，然后用这些公式来调整 $z_1$ 、 $\beta$ 和 $\varepsilon_{\beta}$ 的数值。

对于 $\varepsilon_{\beta}$ 的常用值： $\varepsilon_{\beta} = 1.25$ ， $2.25$ ， $3.25$ 时，可利用图4.3-7来选取一组合适的 $\varphi_a$ 、 $z_1$ 、 $\beta$ 值。

### 3 JB2940—81型双圆弧齿轮的强度计算<sup>⊙</sup>

渐开线齿轮的弯曲强度以悬臂梁的弯曲应力公式为基础，接触强度以赫兹公式为基础，均按平面问题进行分析。而圆弧齿轮的弯曲应力和接触应力均是三维问题，必须确切计入正压力 $F_n$ 。齿面诱导曲率半径 $\rho$ 和材料的诱导弹性模量 $E'$ 对瞬时接触迹宽度的影响及载荷在接触迹宽度上的分布对接触应力 $\sigma_H$ 和齿根弯曲应力 $\sigma_F$ 的影响。下列基本公式是由电测试验、数值计算和疲劳试验得来的。

⊙ 注意，对于人字齿轮，公式(4.3-3)、(4.3-4)和图4.3-7中的 $\varphi_a$ 和 $\varphi_a$ 只是半边的齿宽系数

⊙ 适用于1980年发布的国标《双圆弧齿轮基本齿廓》。

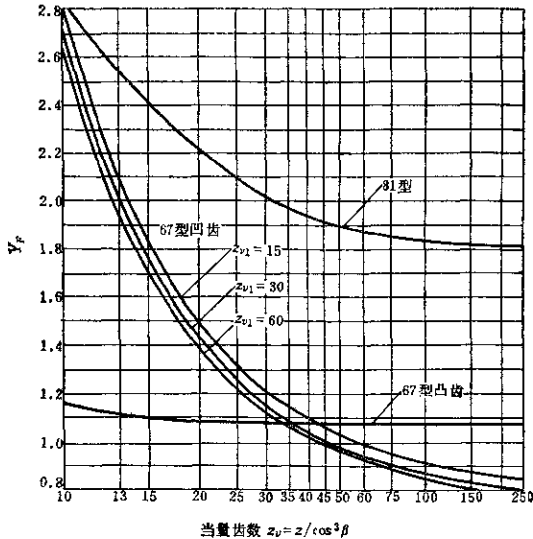


图4.3-8 齿形系数 $Y_F$

受拉侧的齿根应力 $\sigma_F^{[12]}\ominus$

$$\frac{\sigma_F \bar{\rho}}{Y_F E'} = 0.194 \left( \frac{F_a \bar{\rho}}{m_a^2 E'} \right)^{0.88} \quad (4.3-5)$$

齿面接触应力 $\sigma_H \ominus$

$$\frac{\sigma_H \bar{\rho}}{Z_a E'} = 0.67 \left( \frac{F_a \bar{\rho}}{m_a^2 E'} \right)^{0.73} \quad (4.3-6)$$

上述公式中各参数的单位应一致，等号左边及右边的参数均为无量纲。

上述公式中的 $Y_F$ 为齿形系数(见图4.3-8)； $z_a$ 为接触弧长系数(见图4.3-9b)； $F_a$ 是一个接触迹上的齿面正压力(N)。

$$F_a = \frac{T_1 K}{\mu_a z_1 m_a \cos \alpha_n} \quad (4.3-7)$$

式中  $\mu_a$ ——轴向重合度 $\epsilon_3 (\epsilon_3 = b / p_d)$ 的整数部分。

对于双圆弧齿轮，瞬时接触迹的最少数目是 $\mu_a$ 的两倍；

$T_1$ ——小齿轮转矩，对于人字齿轮，应按半边的转矩计算；

$K$ ——载荷参数。

$$\bar{\rho} = \frac{\rho}{m_a} = \frac{z_1}{2 \sin \alpha_n \sin^2 \beta \cos \beta} \cdot \frac{u}{u+1} \quad (4.3-8)$$

式中  $\rho$ ——诱导曲率半径；

$\alpha_n$ ——法向压力角，对于81型 $\alpha_n = 24^\circ$ ；

$u$ ——齿数比。

$E'$ 为诱导弹性模量

$$E' = \frac{2}{\frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2}} \quad (4.3-9)$$

式中  $E_1, E_2$ ——两个齿轮的材料的弹性模量；

$\nu_1, \nu_2$ ——两个齿轮的材料的泊松比。

对于一对钢制齿轮， $E = 2.1 \times 10^5 \text{ N/mm}^2$ ， $\nu = 0.27$ ， $E' = 2.27 \times 10^5 \text{ N/mm}^2$ 。

⊖ [12]的公式由电测得来，只对钢制齿轮。此处按[12]的公式，再把弹性模量计入公式，使可适用于其他材料。再[12]的公式中的 $Y_F$ 曲线由实测得来<sup>[3]</sup>，为了与67型的 $Y_F$ 的来历一致，此处使用由折截面法得来的 $Y_F$ 曲线，相应地调整了式(4.3-5)的常数，由于 $Y_F$ 的来历不同，使式(4.3-5)的计算结果与[12]的计算结果之误差为±2%。关于折截面法，参阅陈谏闻、关多友，用折截面法计算圆弧齿轮的齿形系数 $Y_F$ ，双圆弧齿轮强度计算方法课题研究成果报告之九，哈尔滨工业大学，1988.5。

⊖ 参阅陈谏闻、陈荣增、陈式禧，81型双圆弧齿轮的接触应力公式，双圆弧齿轮强度计算方法课题研究成果报告之四，哈尔滨工业大学，1988.5。

4-22 第四篇 圆弧圆柱齿轮传动

将式(4.3-5)、(4.3-6)写成求应力 $\sigma_F$ 、 $\sigma_H$ 的公式,如表4.3-1中的式(4.3-10)和表4.3-2中的式(4.3-15),由式(4.3-5)至式(4.3-9)导得的弹性系数 $Y_E$ 、 $Z_E$ 列于表4.3-3;导得的齿数比系数 $Y_a$ 、 $Z_a$ 绘于图4.3-10;导得的螺旋角系数 $Y_\beta$ 、 $Z_\beta$ 绘于图4.3-11。

接触迹系数 $K_{H\alpha}$ 是考虑重合度系数 $\Delta\epsilon$ 相应的齿宽 $\Delta b = \Delta\epsilon p_x$ 内瞬时接触迹数目的变化对承载能力

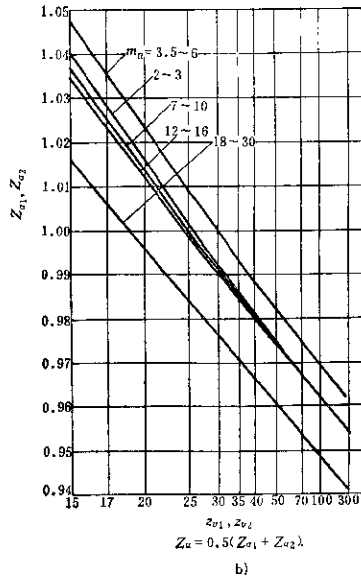
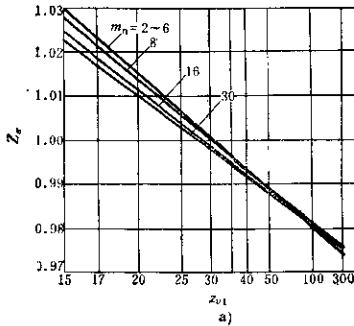


图4.3-9 接触弧长系数 $Z_\alpha$   
a) 67型 b) 81型

表4.3-1 81型双圆弧齿轮齿根疲劳强度计算公式

项 目	计 算 公 式	公 式 号
计算应力 N/mm <sup>2</sup>	$\sigma_F = \left( \frac{T_1 K_A K_V K_{H\alpha}}{2\mu_c + K_{\Delta\epsilon}} \right)^{0.86} \frac{Y_E Y_a Y_\beta Y_F}{z_1 m_n^{2.58}} Y_{end}$	(4.3-10)
法向模数 mm	$m_n \geq \left( \frac{T_1 K_A K_V K_{H\alpha}}{2\mu_c + K_{\Delta\epsilon}} \right)^{1/3} \left( \frac{Y_E Y_a Y_\beta Y_F}{z_1 \sigma_{FP}} Y_{end} \right)^{1/2.58}$	(4.3-11)
小齿轮转矩 N·mm	$T_1 = \frac{2\mu_c + K_{\Delta\epsilon}}{K_A K_V K_{H\alpha}} m_n^3 \left( \frac{z_1 \sigma_{FP}}{Y_E Y_a Y_\beta Y_F Y_{end}} \right)^{1/0.86}$	(4.3-12)
许用应力 N/mm <sup>2</sup>	$\sigma_{FP} = \sigma_{lim} V_Y Y_{\sigma} / S_{rmin} \geq \sigma_F$	(4.3-13)
安全系数	$S_r = \sigma_{lim} V_Y Y_{\sigma} / \sigma_F \geq S_{rmin}$	(4.3-14)

注: 1. 长度单位均为mm, 力的单位均为N。

2. 对于人字齿轮, 载荷按0.5 $T_1$ 、(2 $\mu_c + K_{\Delta\epsilon}$ )按半齿宽计算(此原则也适用于表4.3-2)。

的影响(见图4.3-12)。齿端系数 $Y_{end}$ 是考虑重合度尾数对疲劳断齿或崩角的影响。当采用大重合度, 特别是螺旋角也较大时, 齿端应力值往往超过齿宽中部的应力值, 容易产生崩角。 $Y_{end}$ 值见图4.3-13, 当采用适当的齿端修薄时,  $Y_{end}$ 为1 $\ominus$ 。

JB2940-81型双圆弧齿轮, 过去称为“统一通

用型”。除这种齿型以外, 国内还设计和应用过不少其他齿形的分阶式双圆弧齿轮。对于那些非标准

$\ominus$  参阅余跃进、陈奕增、陈谨河, 双圆弧齿轮重合度尾数对强度的影响系数, 双圆弧齿轮强度计算方法课题研究成果报告之十一, 哈尔滨工业大学, 1986.5。



表4.3-2 81型双圆弧齿轮接触疲劳强度计算公式

项 目	计 算 公 式	公 式 号
计算应力 N/mm <sup>2</sup>	$\sigma_H = \left( \frac{T_1 K_A K_V K_H K_{H\beta}}{2\mu_s + K_{H\beta}} \right)^{0.75} \frac{Z_E Z_\beta Z_H Z_\alpha}{z_1 m^{0.75}}$	(4.3-15)
法向模数 mm	$m_s \geq \left( \frac{T_1 K_A K_V K_H K_{H\beta}}{2\mu_s + K_{H\beta}} \right)^{1/3} \left( \frac{Z_E Z_\beta Z_H Z_\alpha}{z_1 \sigma_{HP}} \right)^{1/2.19}$	(4.3-16)
小齿轮转速 N/mm	$T_1 = \frac{2\mu_s + K_{H\beta}}{K_A K_V K_H K_{H\beta}} m_s^3 \cdot \left( \frac{z_1 \sigma_{HP}}{Z_E Z_\beta Z_H Z_\alpha} \right)^{1/0.75}$	(4.3-17)
许用应力 N/mm <sup>2</sup>	$\sigma_{HP} = \sigma_{Hlim} Z_N Z_L / S_{Hmin} \geq \sigma_H$	(4.3-18)
安全系数	$S_H = \sigma_{Hlim} Z_N Z_L / \sigma_H \geq S_{Hmin}$	(4.3-19)

注：1. 长度单位均为mm，力的单位均为N。  
 2. 对于人字齿轮， $T_1$ 、 $\mu_s$ 应按半齿的计算。  
 3. 速度系数 $Z_V$ ，因缺乏研究，而且圆弧齿轮的速度对 $\sigma_{HP}$ 的影响同开线齿轮速度对 $\sigma_{HP}$ 的影响在机理上有区别，不便借用，故暂不考虑。

表4.3-3 81型和67型圆弧齿轮的弹性系数 $Y_H$ 、 $Z_E$

齿 型	符 号	单 位	一对钢制齿轮	其他材料
81型双圆弧齿轮	$Y_H$	(N/mm <sup>2</sup> ) <sup>0.14</sup>	2.073	$0.37 E^{0.14}$
67型单圆弧齿内	$Y_{H1}$	(N/mm <sup>2</sup> ) <sup>0.21</sup>	6.59	$0.49 E^{0.21}$
67型单圆弧齿外	$Y_{H2}$	(N/mm <sup>2</sup> ) <sup>0.27</sup>	16.76	$0.60 E^{0.27}$
81型双圆弧齿轮	$Z_E$	(N/mm <sup>2</sup> ) <sup>0.37</sup>	31.37	$1.123 E^{0.37}$
67型单圆弧齿内	$Z_E$	(N/mm <sup>2</sup> ) <sup>0.3</sup>	31.39	$0.778 E^{0.3}$

注： $E' = 2 / \left( \frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \right)$   $E_1$ 、 $E_2$ —弹性模量， $\nu_1$ 、 $\nu_2$ —泊松比。

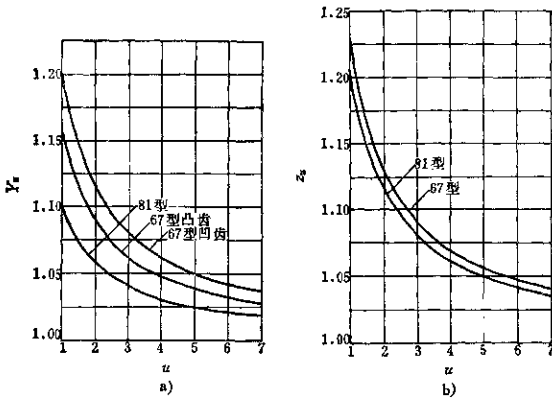


图4.3-10 齿数比系数 $Y_H$ 、 $Z_E$ 。

a)  $Y_H$  b)  $Z_E$

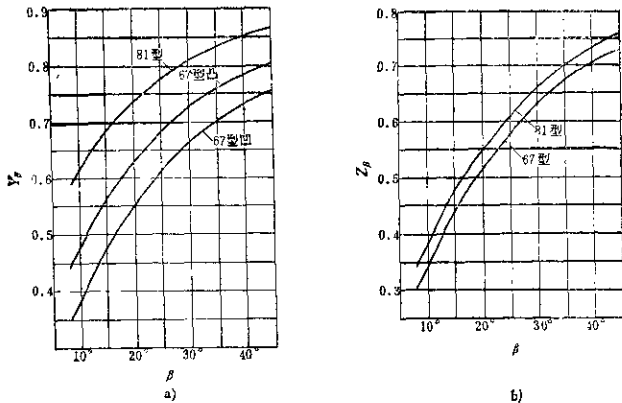


图4.3-11 螺旋角系数 $Y_{\beta}$ 、 $Z_{\beta}$   
a)  $Y_{\beta}$  b)  $Z_{\beta}$

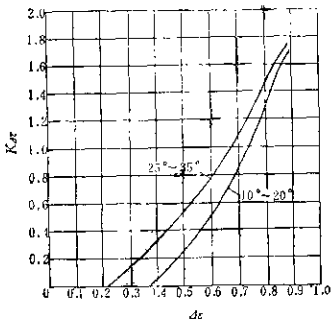


图4.3-12 接触系数 $K_{H\alpha}$

的齿形，不能用本节的公式来进行强度计算。从不同齿形的圆弧齿轮的分析和试验证明：应力参数和载荷参数的关系都近似于式(4.3-5)、(4.3-6)的那种形式，而公式中的常数和指数则随齿形而不同，需用测试方法或数值计算取得许多数据后才能算得公式中的常数和指数。至于公式中的齿形系数 $Y_F$ 和接触弧长系数 $Z_{\alpha}$ 的计算是不困难的<sup>①</sup>。

#### 4 JB929—67型单圆弧齿轮的强度计算

如同81型双圆弧齿轮所用方法一样，由数值计算、电测试验和疲劳试验得来的67型单圆弧齿轮的

基本公式如下<sup>②③</sup>：

凸齿受拉侧的齿根应力 $\sigma_{F1} \ominus$

$$\frac{\sigma_{F1} \bar{\delta}}{Y_{F1} E'} = 0.256 \left( \frac{F_a \bar{\delta}}{m^2 E'} \right)^{0.79} \quad (4.3-20)$$

凹齿受拉侧的齿根应力 $\sigma_{F2}$

$$\frac{\sigma_{F2} \bar{\delta}}{Y_{F2} E'} = 0.327 \left( \frac{F_a \bar{\delta}}{m^2 E'} \right)^{0.73} \quad (4.3-21)$$

齿面接触应力 $\sigma_H$

$$\frac{\sigma_H \bar{\delta}}{Z_{\alpha} E'} = 0.433 \left( \frac{F_a \bar{\delta}}{m^2 E'} \right)^{0.7} \quad (4.3-22)$$

以上三式中各参数同上一节叙述的81型双圆弧齿轮中的这些参数的定义和来历是一样的。式中约 $Y_{F1}$ 、 $Y_{F2}$ 为凸齿和凹齿的齿形系数（见图4.3-9），齿形系数用折线法求得<sup>④</sup>，已计入了危险点的齿廓曲率所引起的应力集中的影响； $Z_{\alpha}$ 为接触弧长系数（见图4.3-9a），公式(4.3-8)和(4.3-9)同样适用于单圆弧齿轮，但67型单圆弧齿轮的法面压力角 $\alpha_n$ 为 $30^\circ$ ， $F_a$ 是一个接触面上的齿面正压力，对67型单圆弧齿轮

① 参阅哈工大双圆弧齿轮强度成果报告之九、四。  
② [10]的公式中均有弹性模量 $E'$ ，[11]的公式由测试得来，只对钢制齿轮。此处按[11]的公式，而把弹性模量计入公式，使可适用于其他材料。  
③ 参阅注①中的成果报告之九。

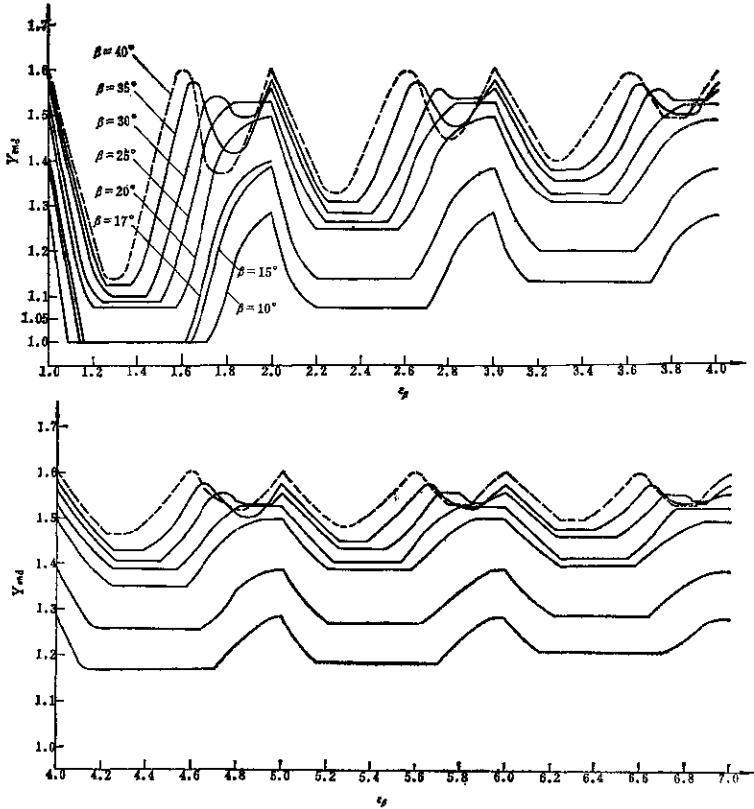


图4.3-13 齿端系数 $Y_{end}$

$$F_n = \frac{2T_1 K}{\mu_n z_1 m_n \cos \alpha_n} \quad (4.3-23)$$

式中  $\mu_n$ ——轴向重合度 $e_p$ 的整数部分，即最少瞬时接触齿数。

把式(4.3-21)和(4.3-22)写成求应力的公式、求模数 $m_n$ 的公式、求小齿轮转矩 $T_1$ 的公式和求安全系数的公式列于表4.3-4及表4.3-5。这些公式中的弹性系数 $Y_{E1}$ 、 $Y_{E2}$ 、 $Z_E$ ；齿数比系数 $Y_{H1}$ 、 $Y_{H2}$ 、 $Z_H$ ；螺旋角系数 $Y_{\beta 1}$ 、 $Y_{\beta 2}$ 、 $Z_{\beta}$ ；齿形系数 $Y_{Fa1}$ 、 $Y_{Fa2}$ 和接触弧长系数 $Z_{\epsilon}$ 等的推导来历和81型双圆弧齿轮一样。并同81型的这些参数一起列于表4.3-3和图4.3-8、9、10、11。

接触齿数系数 $K_{de}$ ，只要重合度尾数 $\Delta e$ 选在常用范围内时， $K_{de}$ 为零。齿端系数 $Y_{end}$ ，对于重合度的整数 $\mu_n$ 不大于2且 $\Delta e$ 又不太大的单圆弧齿轮，可取 $Y_{end}$ 为1；当重合度 $e_p \geq 3$ 时，必须采用齿端修薄，以避免崩角，对于齿端适当修薄的齿轮， $Y_{end}$ 可取为1。

新设计时，通常先利用式(4.3-1)至式(4.3-4)（或利用图4.3-7）协调几何参数，初步确定 $z_1$ 、 $z_2$ 、 $\beta$ 、 $e_p$ 等数值，然后用式(4.3-26)、(4.3-27)或式(4.3-33)按强度要求计算所需 $m_n$ ，再定 $d_1$ 、 $a$ 和 $b$ 等，对于已知参数而求小齿轮转矩 $T_1$ ，可用式(4.3-28)、(4.3-29)及式(4.3-34)。

表4.3-4 67型圆弧齿轮齿根疲劳强度计算公式

项 目	计 算 公 式	公 式 号
计算应力 N/mm <sup>2</sup>	凸齿 $\sigma_{r1} = \left( \frac{T_1 K_s K_a K_f}{\mu_z} \right)^{0.75} Y_{E1} Y_{F1} Y_{\beta 1} Y_{c1} Y_{s1}$ $\frac{1}{z_1 m_n^{2.37}}$	(4.3-24)
	凹齿 $\sigma_{r2} = \left( \frac{T_1 K_s K_a K_f}{\mu_z} \right)^{0.75} Y_{E2} Y_{F2} Y_{\beta 2} Y_{c2} Y_{s2}$ $\frac{1}{z_2 m_n^{2.19}}$	(4.3-25)
法向模数 mm	凸齿 $m_n \geq \left( \frac{T_1 K_s K_a K_f}{\mu_z} \right)^{1/3} \left( \frac{Y_{E1} Y_{s1} Y_{\beta 1} Y_{F1} Y_{c1}}{z_1 \sigma_{FP1}} \right)^{1/2.37}$	(4.3-26)
	凹齿 $m_n \geq \left( \frac{T_1 K_s K_a K_f}{\mu_z} \right)^{1/3} \left( \frac{Y_{E2} Y_{s2} Y_{\beta 2} Y_{F2} Y_{c2}}{z_2 \sigma_{FP2}} \right)^{1/2.19}$	(4.3-27)
小轮(凸齿) 名义转矩 N·m	凸齿 $T_1 = K_s K_a K_f m_n^3 \left( Y_{E1} Y_{F1} Y_{\beta 1} Y_{c1} Y_{s1} \right)^{1/0.75}$	(4.3-28)
	凹齿 $T_1 = K_s K_a K_f m_n^3 \left( Y_{E2} Y_{F2} Y_{\beta 2} Y_{c2} Y_{s2} \right)^{1/0.75}$	(4.3-29)
许用应力N/mm <sup>2</sup>	$\sigma_{FP} = \sigma_{lim} Y_s / S_{min} \geq \sigma_F$	(4.3-30)
安全系数	$S = \sigma_{lim} Y_s / \sigma_F \geq S_{min}$	(4.3-31)

- 注: 1. 长度单位均为mm, 力的单位均为N。  
2. 对于人字齿轮,  $\mu_z$ 按半齿宽计算, 载荷按0.6 $T_1$ 计算。

表4.3-5 67型圆弧齿轮接触疲劳强度计算公式

项 目	计 算 公 式	公 式 号
计算应力 N/mm <sup>2</sup>	$\sigma_H = \left( \frac{T_1 K_s K_a K_f K_{H2}}{\mu_z} \right)^{0.7} \frac{Z_E Z_L Z_{\beta} Z_{\alpha}}{z_1 m_n^{2.1}}$	(4.3-32)
法向模数 mm	$m_n \geq \left( \frac{T_1 K_s K_a K_f K_{H2}}{\mu_z} \right)^{1/3} \left( \frac{Z_E Z_L Z_{\beta} Z_{\alpha}}{z_1 \sigma_H} \right)^{1/2.1}$	(4.3-33)
小齿轮转矩 N·mm	$T_1 = \frac{\mu_z}{K_s K_a K_f K_{H2}} m_n^3 \left( \frac{z_1 \sigma_H}{Z_E Z_L Z_{\beta} Z_{\alpha}} \right)^{1/0.7}$	(4.3-34)
许用应力 N/mm <sup>2</sup>	$\sigma_{HP} = \sigma_{Hlim} Z_L / S_{min} \geq \sigma_H$	(4.3-35)
安全系数	$S_H = \sigma_{Hlim} Z_L / \sigma_{HP} \geq S_{min}$	(4.3-36)

- 注: 1. 长度单位均为mm, 力的单位均为N。  
2. 对于人字齿轮, 载荷按0.5 $T_1$ ,  $\mu_z$ 按半边计算。  
3. 速度系数 $Z_L$ 暂不考虑, 原因见表4.3-2。

表4.3-6 使用系数 $K_a$ 的参考值<sup>(9)</sup>

原动机工作特性	工作机工作特性		
	平 稳	中等冲击	较大冲击
平稳(电动机气轮机)	1.00	1.25	1.75或更大
轻度冲击(多缸内燃机)	1.25	1.50	2.00或更大
中等冲击(单缸内燃机)	1.50	1.75	2.25或更大

- 注: 1. 本表适用于非共振区的减速传动;  
2. 对增速传动,  $K_a$ 值应增大1.1倍;  
3. 有挠性联接时,  $K_a$ 值可适当减小, 但不能小于1。  
4. 对于高速齿轮, 根据经验建议, 当 $v=40\sim 70$ m/s时, 取表值的1.02~1.15倍  
当 $v=70\sim 100$ m/s时, 取表值的1.15~1.3倍  
当 $v>100$ m/s时, 取表值的1.3倍以上。

## 5 载荷系数 $K$

它是考虑实际工作情况对载荷的影响系数。

$$K = K_A K_V K_H K_B \quad (4.3-37)$$

### 5.1 使用系数 $K_A$

它是考虑由于啮合外部因素引起的动力过载影响的系数。这种过载取决于原动机和从动机的特性、质量、联轴器及运行状况。使用系数最好通过实测或对传动系统的全面分析来确定，也可参考表4.3-6查取。

### 5.2 动载系数 $K_V$

$K_V$ 是考虑接触齿在进入啮合或退出啮合时的冲击和由此引起齿副的振动而产生的内部附加动载荷的影响。齿距误差、齿向误差、螺旋线波度、未经齿端修薄或修薄量不适应于齿端受载变形量、轴线平行度误差和轴系变形、中心距——切深综合误差而引起在工作圆弧以外产生接触，以及瞬时接触齿数目的变化而引起齿变形量的波动等因素都是产生冲击、振动和加大动载系数的原因。此外，如同渐开线齿轮一样，大、小齿轮的质量和圆周速度也起着重要作用。目前对圆弧齿轮的动载问题还缺乏研究，当没有更合适的资料时，建议参考图4.3-14，按精度等级和圆周速度选用 $K_V$ 值<sup>[1]</sup>。

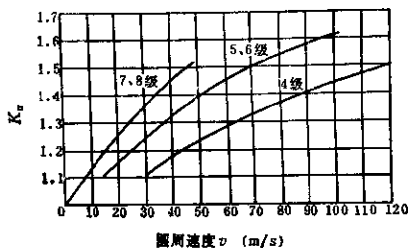


图4.3-14 动载系数 $K_V$ 的参考值<sup>[1]</sup>

### 5.3 接触迹间载荷分配系数 $K_H$

圆弧齿轮特别是双圆弧齿轮，在每一瞬间常有多点接触。在第一章中曾叙述了双圆弧齿轮的多点接触系数，计入弹性变形，常称为接触迹，由多个接触迹同时承担载荷。 $K_H$ 是考虑这些接触迹之间

载荷分配不均匀的影响。

载荷分配系数对齿面接触应力和齿根弯曲应力的影响基本上是一样的，用同一系数 $K_H$ 。

有些误差项目和原因对渐开线齿轮主要影响沿接触线的齿向载荷分布系数 $K_B$ ，而对圆弧齿轮则影响接触迹间的载荷分配不均，为免于符号和意义之间的混淆，此处不用 $K_B$ ，而用 $K_H$ 、 $K_B$ 。

齿距误差、齿向误差、螺旋线波度、轴线平行度误差和轴系变形，未作螺旋线修整或螺旋线修整未能补偿轴系变形等因素都是造成载荷在接触迹之间分配不均的原因。此外，若轮齿齿面较小或经过充分跑合均有利于降低载荷分配系数 $K_H$ 。上述这些误差既影响载荷分配系数，也影响动载系数 $K_V$ 。当重合度小，接触齿数少时，它们更影响动载系数；当重合度较大时，特别对双圆弧齿轮，他们更多地影响载荷分配系数 $K_H$ 。

对于单圆弧齿轮，齿形误差对载荷分配不均匀的影响较少，而且齿形误差可通过跑合来改善；对于双圆弧齿轮，齿形精度要求高，同一齿侧的凸齿廓和凹齿廓之间的相对位置要求很严，否则会影晌凸、凹齿廓载荷分配不均，甚至一方不接触。圆弧齿轮的齿形精度依靠刀具的齿形精度来保证。当刀具的精度不够高时，最好用同一刀具的同一齿侧来滚切一对齿轮相啮合的两工作面 $\ominus$ 。

载荷分配系数 $K_H$ 决定于许多因素，目前缺乏研究，没有确实的资料，图4.3-15可供参考采用。

### 5.4 接触迹内载荷分布系数 $K_B$

如果初始接触点偏离了理论位置（对67型在 $\alpha_n$ 为 $30^\circ$ 处，对81型在 $\alpha_n$ 为 $24^\circ$ 处，即工作圆弧的中间处），则对经过跑合和弹性变形后的接触迹内的应力分布及接触强度将产生不利影响。这个影响由接触迹内载荷分布系数来考虑，简称载荷分布系数 $K_B$ 。

影响载荷分布的主要原因是中心距——切深综合误差；齿圈的几何偏心使跑合效果不良，从而影响载荷分布。这些因素反映在跑合前的检验项目：

“齿副的接触迹线位置偏差”和“齿圈径向跳动”上。当使用滑动轴承时，跑合以后，甚至运行一段时间以后，更换轴瓦，可能改变接触迹内载荷分

$\ominus$  参阅圆弧圆柱齿轮精度编制说明，郑州机械研究所，1985，10。

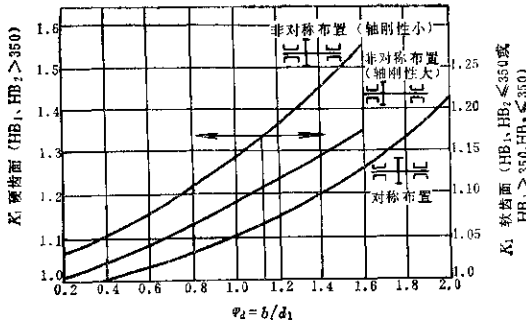


图4.3-15 接触应力分布系数 $K_1$   
人字齿轮按全齿宽 $b$ 查线图；对于双圆弧齿轮，若不能保证凸、凹齿廓均匀分担载荷，则应把图上查得的数值适当增加

布，对强度和寿命将是很不利的。

载荷分布系数由精度决定，可查表4.3-7。

表4.3-7 接触迹内载荷分布系数

精度等级		4	5	6	7	8
$K_{F\beta}$		1				
$K_{H\beta}$	81型	1.08	1.15	1.23	1.42	1.49
	67型	1.08	1.16	1.24	1.44	1.52

注：这数据来自[1]之接触精度系数 $Z_\beta$ ， $Z_\beta$ 与 $\sigma_H$ 成正比，而本章式(4.3-15) $K_H Z_\beta^2$ 与 $\sigma_H$ 成正比，故表中81型的 $K_{H\beta} = Z_\beta^{0.75}$ ；另外式(4.3-32) $K_H Z_\beta^2$ 与 $\sigma_H$ 成正比，故67型的 $K_{H\beta} = Z_\beta^{0.75}$ 。

对双圆弧齿轮，当一个集中力的位置在凸齿面

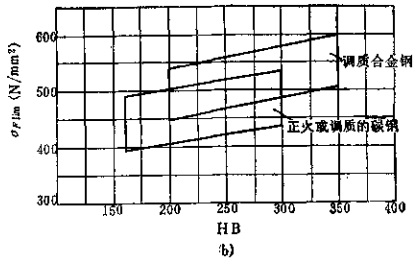
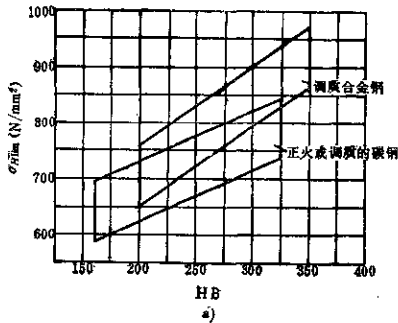


图4.3-16 齿根弯曲疲劳极限应力  
a) 对67型 b) 对81型

上沿齿高方向升高或降低时，对齿根应力的变化并不敏感<sup>[1]</sup>，而对于渐开线齿轮这将是很敏感的，圆弧齿轮接触迹内的载荷分布偏上或偏下，对齿根强度的影响还缺乏全面的分析，目前可以认为影响很小，可不予考虑，故取 $K_{F\beta} = 1$ 。

## 6 许用应力和安全系数

### 6.1 试验齿轮的疲劳极限应力 $\sigma_{Flim}$ 、

$$\sigma_{Hlim}$$

$\sigma_{Flim}$ 和 $\sigma_{Hlim}$ 应该根据一定材料(包括材料牌号、化学成份、热处理质量、金相组织、机械性能等)制成的齿轮经过一定条件下的负荷运转试验或使用经验得来。当缺乏这样的数据时，可参考图4.3-16和图4.3-17，根据材料种类和硬度查取 $\sigma_{Flim}$

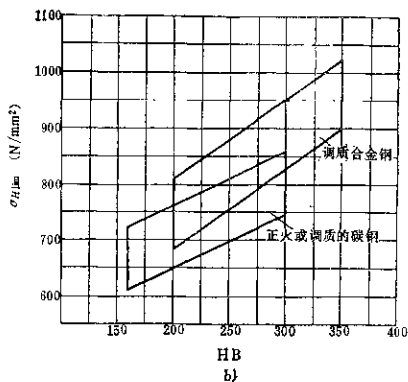
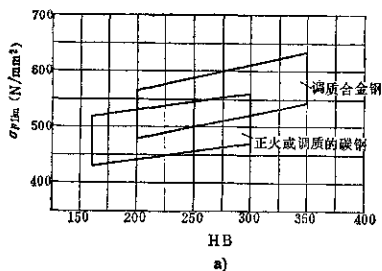


图4.3-17 齿面接触疲劳极限应力  
a) 对6T型 b) 对81型

表4.3-8 正火钢、调质钢、球墨铸铁的使用寿命系数  $Y_N$ 、 $Z_N$  [9]

损伤种类	循环次数	计算公式	公式号
用于计算齿根弯曲强度的寿命系数 $Y_N$	$N \leq 10^4$	$Y_N = 2.5$ (静强度损伤)	4.3-38
	$N = 10^4 \sim 3 \cdot 10^6$	$Y_N = (3 \cdot 10^6 / N)^{0.15}$	4.3-39
	$N \geq 3 \cdot 10^6$	$Y_N = 1$	4.3-40
用于计算齿面接处强度的寿命系数 $Z_N$	$N \leq 10^5$	$Z_N = 1.6$ (静强度损伤)	4.3-41
	$N = 10^5 \sim 5 \cdot 10^7$	$Z_N = (6 \cdot 10^7 / N)^{0.0756}$	4.3-42
	$N \geq 5 \cdot 10^7$	$Z_N = 1$	4.3-43

注：对于变载荷下工作的齿轮，在已知载荷图时， $N$ 应为当量循环次数。

和  $\sigma_{Hlim}$  值<sup>(15)</sup>。在材料、工艺、热处理性能良好时可在区域图的上半部取值，否则应在区域图的下半部取值。一般情况下可在区域图的中间取值。对于正反转驱动的齿轮或受对称双向弯曲的齿轮（如中间轮行星轮）应将图中查得的  $\sigma_{Flim}$  值乘以 0.7。

### 6.2 寿命系数 $Y_N$ 、 $Z_N$

$Y_N$  或  $Z_N$  是考虑齿轮只要要求有限寿命时，齿轮的许用应力可以提高的系数。

弯曲强度计算的寿命系数  $Y_N$  和接触强度计算的寿命系数  $Z_N$  的计算公式均列于表 4.3-8<sup>(9)</sup>，也可以查图 4.3-18。对于硬齿面材料的寿命系数也可借用渐开线齿轮的资料<sup>(9)</sup>。

### 6.3 尺寸系数 $Y_X$

它是考虑实际齿轮的模数大于试验齿轮的模数而使齿根弯曲疲劳极限应力降低的系数。单圆弧齿

轮和双圆弧齿轮的  $Y_X$  可查图 4.3-19。

静强度计算时，不计尺寸系数，即  $Y_X = 1$ 。

齿面接触疲劳强度计算时，尺寸对极限应力值

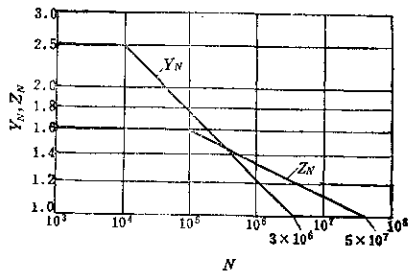


图4.3-18 寿命系数  $Y_N$  和  $Z_N$

⑨ 陈荣增、陈湛院等，81型双圆弧齿轮的齿面接触疲劳极限应力，双圆弧齿轮强度计算方法课题研究报告之六，哈尔滨工业大学，1986，5。

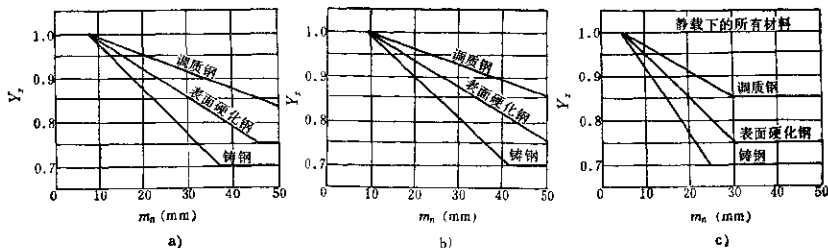


图4.3-13 齿根弯曲应力计算用的尺寸系数 $Y_z$   
a) 67型凸齿 b) 67型凹齿 c) 81型

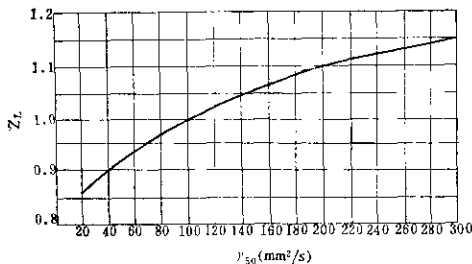


图4.3-20 润滑剂系数 $Z_L$  [9]  
 $\nu_{50}$ ——在50°C时润滑油的名义运动粘度

本图适用于矿物油，当应用某些具有较小摩擦系数的合成油时，对于调质钢齿轮，图上查得的 $Z_L$ 应乘以1.4。

影响很小，故不计尺寸系数。

#### 6.4 润滑剂系数 $Z_L$

它是考虑所采用润滑剂的类型和粘度对接触疲劳极限应力的影响的系数。在没有用试验来取得圆弧齿轮的润滑剂系数之前，暂借用调质钢渐开线齿轮的 $Z_L$ 值<sup>[9]</sup>，见图4.3-20。

$Z_L$ 对疲劳强度和静强度有相同影响。

#### 6.5 最小安全系数 $S_{Fmin}$ 、 $S_{Hmin}$

圆弧齿轮的承载能力计算方法还不太成熟，有几个系数是借用渐开线齿轮的数据，应用于圆弧齿轮可能不太确切。而且圆弧齿轮的几种损伤形式相互影响，互为因果，因此，安全系数应比渐开线齿轮取得大些。对于弯曲强度计算的最小安全系数 $S_{Fmin}$ 可以推荐为1.6到1.8之间；对于接触强度计算的最小安全系数 $S_{Hmin}$ 可以推荐为1.3到1.5之间。当设计者对制造精度、安装精度、工作条件

或外载数值等缺乏把握时，或对于比较重要的设备，可选取比上述数值更大一些的最小安全系数。实际计算得的安全系数 $S_F$ 、 $S_H$ 常常大于最小安全系数。

### 7 设计计算举例

**【例1】** 水泥磨用的两级齿轮减速器，设计高速级齿轮传动(分别采用单圆弧及双圆弧齿轮)。已知输入轴转矩 $T_1=4000\text{N}\cdot\text{m}$ ，转速 $n_1=740\text{r}/\text{min}$ ，高速级的齿数比 $u=5.1$ ，采用50号级压齿轮油浸油润滑，齿轮精度为8-8-7级，要求使用10年，每年300天，每天三班连续工作，由电动机驱动，载荷平稳。

a. 设计单圆弧齿轮传动

(1) 选齿轮材料及参数

小齿轮材料：40Cr调质钢， $\text{HB}_1=260\sim 286$

大齿轮材料：45调质钢， $\text{HB}_2=230\sim 250$

按材料硬度查图4.3-16a，取框图的中位值



解:

$\sigma_{F1lim1} = 550 \text{ N/mm}^2$ ,  $\sigma_{F1lim2} = 500 \text{ N/mm}^2$ , 查图4.3-17a得:  $\sigma_{H1lim1} = 810 \text{ N/mm}^2$ ,  $\sigma_{H1lim2} = 720 \text{ N/mm}^2$

选  $z_1 = 24$ ,  $z_2 = z_1 u = 24 \times 5.1 = 122.4$ , 取  $z_2 = 122$

暂定  $\beta = 15^\circ$

暂定  $\varphi_a = 0.4$ ,  $e_\beta = \varphi_a (z_1 + z_2) \tan \beta / 2\pi = 2.49$ , 采用单斜齿, 取  $e_\beta = 2.3$ ,  $\mu_s = 2$

(2) 按弯曲强度初步计算模数

暂定载荷系数  $k = 1.3$

查表4.3-3  $Y_{E1} = 6.59 (\text{N/mm}^2)^{0.21}$ ,  $Y_{E2} = 16.76 (\text{N/mm}^2)^{0.27}$

查图4.3-10a 当  $u = 5.18$  时,  $Y_{\sigma1} = 1.04$ ,  $Y_{\sigma2} = 1.05$

查图4.3-11a 当  $\beta = 15^\circ$  时,  $Y_\beta = 0.56$

查图4.3-8 当  $\sigma_{\theta1} = z_1 / \cos^3 \beta = 26.6$  时,  $Y_{F1} = 1.08$

$\mu_s = 2$ , 且  $\Delta \varepsilon = 0.3$ , 故取  $Y_{\sigma \Delta \varepsilon} = 1$

许用应力  $\sigma_{FP1} = \sigma_{F1lim1} Y_{N1} Y_\sigma / S_{Fmin} = 550 \times 1 \times 1 / 1.6 = 343.8 \text{ N/mm}^2$  (暂取  $Y_{N1} = Y_\sigma = 1$ )

法向模数 [按式(4.3-26)]

$$m_n \geq \left( \frac{T_1 K_A K_\beta K_\sigma K_H}{\mu_s} \right)^{1/3} \cdot \left( \frac{Y_{E1} Y_{\sigma1} Y_{F1} Y_{\beta1} Y_{\sigma \Delta \varepsilon}}{z_1 \sigma_{FP1}} \right)^{1/2.37} \\ = \left( \frac{4000 \times 10^3 \times 1.3}{2} \right)^{1/3} \cdot \left( \frac{6.59 \times 1.04 \times 1.56 \times 1.08 \times 1}{24 \times 343.8} \right)^{1/2.37} \\ = 5.57 \text{ mm}$$

取  $m_n = 6 \text{ mm}$

(3) 确定齿轮参数

$$a = \frac{m_n (z_1 + z_2)}{2 \cos \beta} = \frac{6(24 + 122)}{2 \cos 15^\circ} \\ = 453.4 \text{ mm}$$

圆整中正距, 取  $a = 450 \text{ mm}$

$$\cos \beta = \frac{m_n (z_1 + z_2)}{2a} = \frac{6(24 + 122)}{2 \times 450} = 0.97333,$$

$$\beta = 13^\circ 15' 41''$$

$$d_1 = \frac{m_n z_1}{\cos \beta} = \frac{6 \times 24}{\cos 13^\circ 15' 41''} = 147.946 \text{ mm}$$

$$d_2 = \frac{m_n z_2}{\cos \beta} = \frac{6 \times 122}{\cos 13^\circ 15' 41''} = 752.055 \text{ mm}$$

$$d_a = \frac{\pi m_n}{\sin \beta} = \frac{3.1416 \times 6}{\sin 13^\circ 15' 41''} = 82.17 \text{ mm}$$

$b = e_\beta \rho_s = 2.3 \times 82.17 = 189 \text{ mm}$  取  $b = 190 \text{ mm}$

(4) 校验齿根弯曲强度

查表4.3-6载荷平稳,  $K_A = 1$

查图4.3-14 当  $v = \pi d_1 n / 6 \times 10^4 = 3.1416 \times 147.946 \times 740 / 6 \times 10^4 = 5.73 \text{ m/s}$  时,  $K_{\alpha} = 1.07$  (8-8-7级精度)

查图4.3-15 当  $\varphi_2 = b / d_1 = 190 / 147.946 = 1.28$  时, 按非对称布置(轴刚性大)得:  $K_1 = 1.13$

查图4.3-8 当  $\sigma_{\theta1} = z_1 / \cos^3 \beta = 24 / \cos^3 13^\circ 15' 41'' = 28$  时,  $Y_{F1} = 1.08$ , 当  $\sigma_{\theta2} = 132.3$  时,  $Y_{F2} = 0.85$

查图4.3-11a 当  $\beta = 13^\circ 15' 41''$  时,  $Y_{\beta1} = 0.53$ ,  $Y_{\beta2} = 0.445$

凸齿齿根应力 [按式(4.3-24)]

$$\sigma_{F1} = \left( \frac{T_1 K_A K_\beta K_\sigma K_H}{\mu_s} \right)^{0.73} \cdot \frac{Y_{E1} Y_{\sigma1} Y_{F1} Y_{\beta1} Y_{\sigma \Delta \varepsilon}}{z_1 m_n^{2.37}} \\ = \left( \frac{4000 \times 10^3 \times 1 \times 1 \times 1.07 \times 1.13}{2} \right)^{0.73} \cdot \frac{6.59 \times 1.04 \times 0.53 \times 1.08 \times 1}{24 \times 6^{2.37}} \\ = 257 \text{ N/mm}^2$$

凹齿齿根应力 (按4.3-25式)

$$\sigma_{F2} = \left( \frac{T_1 K_A K_\beta K_\sigma K_H}{\mu_s} \right)^{0.73} \cdot \frac{Y_{E2} Y_{\sigma2} Y_{F2} Y_{\beta2} Y_{\sigma \Delta \varepsilon}}{z_1 m_n^{2.19}} \\ = \left( \frac{4000 \times 10^3 \times 1 \times 1 \times 1.07 \times 1.13}{2} \right)^{0.73} \cdot \frac{16.76 \times 1.05 \times 1.445 \times 0.85 \times 1}{24 \times 6^{2.19}} \\ = 249 \text{ N/mm}^2$$

寿命系数  $Y_N$

$$N_1 = 60 Y n_1 i = 60 \times 1 \times 740 \times 10 \times 300 \times 24 \\ = 3.2 \times 10^9$$

$$N_2 = N_1 / u = 3.2 \times 10^9 / 5.08 = 6.3 \times 10^8$$

查图4.3-18  $Y_{N1} = 1$ ,  $Y_{N2} = 1$

查图4.3-19 当  $m_n = 6$ ,  $Y_\sigma = 1$

安全系数 [按式(4.3-31)]

$$S_{F1} = \frac{\sigma_{F1lim1} Y_{N1} Y_\sigma}{\sigma_{F1}} = \frac{550 \times 1 \times 1}{257} \\ = 2.14 > S_{Fmin}$$

$$S_{F2} = \frac{\sigma_{F1lim2} Y_{N2} Y_\sigma}{\sigma_{F2}} = \frac{500 \times 1 \times 1}{249}$$

$$=2.01 > S_{Fmin}$$

(5) 校验齿面接触强度

查表4.3-7  $K_{H\beta}=1.44$  [按7级接触精度]

查表4.3-3  $Z_L=31.39(N/mm^2)^{0.3}$  (一对软钢齿轮)

查图4.3-9a 当 $z_{v1}=26$ ,  $m_n=6$ 时,  $Z_o=1.005$

查图4.3-10b 当 $u=5.08$ 时,  $Z_u=1.055$

查图4.3-11b 当 $\beta=13^\circ 15' 41''$ 时,  $Z_\beta=0.41$   
齿面接触应力[按式(4.3-32)]

$$\sigma_H = \left( \frac{T_1 K_A K_v K_i K_{H\beta}}{\mu} \right)^{0.7} \frac{Z_L Z_u Z_\beta Z_o}{z_1 m_n^{2.1}}$$

$$= \left( \frac{4000 \times 10^3 \times 1 \times 1.07 \times 1.13 \times 1.44}{2} \right)^{0.7} \cdot \frac{31.39 \times 1.055 \times 0.41 \times 1.005}{24 \times 6^{2.1}}$$

$$= 500 N/mm^2$$

查图4.3-20 150号极压齿轮油的粘度 $\nu_{50}=150 \text{ mm}^2/\text{s}$ ,  $Z_L=1.06 \times 1.4$  (极压油)

查图4.3-18 当 $N_1, N_2$ 均大于 $5 \times 10^7$ 时,  $Z_{N1}=Z_{N2}=1$

安全系数 (按4.3-36式)

$$S_H = \frac{\sigma_{Hlim} Z_{N1} Z_{N2}}{\sigma_H} = \frac{720 \times 1.06 \times 1.4}{500}$$

$$= 2.14 > S_{Hmin}$$

安全。

b. 设计双圆弧齿轮传动

(1) 选齿轮材料及参数

齿轮的材料及硬度均与单圆弧相同。

查图4.3-16b及图4.3-17b得:  $\sigma_{Flim1}=520 N/mm^2$ ,  $\sigma_{Flim2}=470 N/mm^2$ ,  $\sigma_{Hlim1}=850 N/mm^2$ ,  $\sigma_{Hlim2}=750 N/mm^2$

选 $z_1=25$ ,  $z_2=z_1 u=25 \times 5.1=127.5$ , 取 $z_2=128$

暂定 $\beta=17^\circ$

暂定 $\varphi_a=0.4$ ,  $e_\beta=\varphi_a(z_1+z_2)\tan\beta/2\pi=$

$2.997$ , 参考图4.3-13, 取 $e_\beta=3.3$ ,  $\mu_s=3$

(2) 按弯曲强度初步计算模数

暂定载荷系数 $K=1.3$

查表4.3-3  $Y_E=2.073(N/mm^2)^{0.14}$

查图4.3-8 当 $z_{v1}=z_1/\cos^3\beta=25/\cos^3 17^\circ=28.6$ 时,  $Y_{Fa}=2.05$

查图4.3-10b 当 $u=5.12$ 时,  $Y_u=1.025$

查图4.3-11a 当 $\beta=17^\circ$ 时,  $Y_\beta=0.7$

查图4.3-12 当 $\Delta e=0.3$ ,  $\beta=17^\circ$ 时,  $K_{\Delta e}=0$

查图4.3-13 当 $e_\beta=3.3$ ,  $\beta=17^\circ$ 时,  $Y_{e\beta}=1.24$

许用应力  $\sigma_{FP1}=\sigma_{Flim1} Y_{N1} Y_\lambda / S_{Fmin}=520 \times 1 \times 1/1.6=325 N/mm^2$  (取 $Y_{N1}=1$ ,  $Y_\lambda=1$ ).

法向模数[按式(4.3-11)]

$$m_n \geq \left( \frac{T_1 K_A K_v K_i}{2\mu_s + K_s} \right)^{1/3} \cdot \left( \frac{Y_L Y_u Y_\beta Y_{Fa} Y_{e\beta}}{z_1 \sigma_{FP1}} \right)^{1/2.58}$$

$$= \left( \frac{4000 \times 10^3 \times 1.3}{2 \times 3} \right)^{1/3} \cdot \left( \frac{2.073 \times 1.025 \times 0.7 \times 2.05 \times 1.24}{25 \times 325} \right)^{1/2.58}$$

$$= 4.87 \text{ mm}$$

取 $m_n=5 \text{ mm}$

(3) 确定齿轮参数

$$a = \frac{m_n(z_1+z_2)}{2\cos\beta} = \frac{5(25+128)}{2\cos 17^\circ}$$

$$= 399.977 \text{ mm}$$

取 $a=400 \text{ mm}$

$$\cos\beta = \frac{m_n(z_1+z_2)}{2a} = \frac{5(25+128)}{2 \times 400} = 0.95825$$

$\therefore \beta=17^\circ 38.6''$

$$d_1 = \frac{m_n z_1}{\cos\beta} = \frac{5 \times 25}{\cos 17^\circ 38.6''} = 130.719 \text{ mm}$$

$$d_2 = 669.281 \text{ mm}$$

$$b = \frac{e_\beta \pi m_n}{\sin\beta} = \frac{3.3 \times 3.1416 \times 5}{\sin 17^\circ 38.6''} = 177 \text{ mm}, \text{取 } b=180 \text{ mm}$$

(4) 校验齿根弯曲强度

查表4.3-6 载荷平稳,  $K_A=1$

查图4.3-14 当 $v=\pi d_1 n_1/6 \times 10^4=3.1416 \times 130.719 \times 740/6 \times 10^4=5.06 \text{ m/s}$ 时,  $K_v=1.065$  (精度8级)。

查图4.3-15 当 $\varphi_d=b/d_1=180/130.719=1.38$ 时, 按不对称布置(轴刚性大),  $K_\lambda=1.14$

查图4.3-8 当 $z_{v1}=z_1/\cos^3\beta=25/\cos^3 17^\circ 38.6''=28.6$ 时,  $Y_{Fa}=2.05$ ; 当 $z_{v2}=146.4$ 时,  $Y_{Fa}=1.83$

查图4.3-11a 当 $\beta=17^\circ 38.6''$ 时,  $Y_\beta=0.705$   
小齿轮齿根应力[按式(4.3-10)]

$$\sigma_{F1} = \left( \frac{T_1 K_A K_v K_i}{2\mu_s + K_s} \right)^{0.86} \cdot \frac{Y_L Y_u Y_\beta Y_{Fa} Y_{e\beta}}{z_1 m_n^{2.58}}$$

$$= \left( \frac{4000 \times 10^3 \times 1 \times 1.065 \times 1.14}{2 \times 3 + 0} \right)^{0.66} \\ \cdot \frac{2.073 \times 1.025 \times 0.705 \times 2.03 \times 1.24}{25 \times 5^{2.59}}$$

$$= 285 \text{ N/mm}^2$$

大齿轮齿根应力

$$\sigma_{F2} = \sigma_{F1} \frac{Y_{F2}}{Y_{F1}} = 285 \frac{1.83}{2.03} = 257 \text{ N/mm}^2$$

查图4.3-18 因 $N_1$ 、 $N_2$ 均大于 $3 \times 10^6$ , 故 $Y_{N1} = Y_{N2} = 1$

查图4.3-19 当 $m_n = 5$ 时,  $Y_s = 1$

安全系数 [按式(4.3-14)]

$$S_{F1} = \sigma_{F1im1} Y_{N1} Y_{s1} / \sigma_{F1} = 520 / 285 = 1.82 \\ > S_{Fmin}$$

$$S_{F2} = \sigma_{F1im2} Y_{N2} Y_{s2} / \sigma_{F2} = 470 / 257 = 1.83 \\ > S_{Fmin}$$

安全。

(5) 校验齿面接触强度

查表4.3-7  $K_{H1} = 1.42$  (7级接触精度)

查表4.3-3  $Z_E = 31.27 \text{ (N/mm}^2)^{0.25}$

查图4.3-9b 当 $m_n = 5$ 、 $z_{n1} = 28$ 、 $6$ 时,  $Z_{a1} = 1.001$ ;  $z_{n2} = 148$ 、 $4$ 时,  $Z_{a2} = 0.964$ ,  $Z_c = 0.5 (Z_{a1} + Z_{a2}) = 0.983$

查图4.3-10b 当 $u = 5.12$ 时,  $Z_u = 1.05$

查图4.3-11 当 $\beta = 17^\circ 38.6'$ 时,  $Z_\beta = 0.51$

齿面接触应力 [按式(4.3-15)]

$$\sigma_H = \left( \frac{T_1 K_A K_V K_H K_{H1}}{2\mu_r + K_{A_s}} \right)^{0.75} \frac{Z_E Z_u Z_\beta Z_c}{z_1 m_n^{2.19}}$$

$$= \left( \frac{4000 \times 10^3 \times 1 \times 1.065 \times 1.14 \times 1.42}{2 \times 3 + 0} \right)^{0.75} \\ \cdot \frac{31.27 \times 1.05 \times 0.51 \times 0.983}{25 \times 5^{2.19}} = 514 \text{ N/mm}^2$$

查图4.3-20 150号极压齿轮油的粘度 $\nu_{50} = 160 \text{ mm}^2/\text{s}$ ,  $Z_L = 1.06 \times 1.4$  (极压油)

查图4.3-18  $Z_{H1} = Z_{H2} = 1$  (因 $N_1$ 、 $N_2$ 均大于 $5 \times 10^7$ )

安全系数 [按式(4.3-19)]

$$S_H = \sigma_{Hlim2} Z_{H2} Z_L / \sigma_H = 750 \times 1 \times 1.06 \times 1.4 \\ / 514 = 2.17 > S_{Hmin}$$

安全。

【例2】 燃气轮机发电机组的单圆弧齿轮减速器, 已知其输入功率 $P = 3700 \text{ kW}$ ,  $n_1 = 5600 \text{ r/min}$ ;

减速器的中心距 $a = 400 \text{ mm}$ ,  $z_1 = 29$ ,  $z_2 = 109$ ,  $m_n = 5 \text{ mm}$ ,  $\beta = 30^\circ 24' 56''$ , 人字齿轮, 有效齿宽 $2b = 2 \times 104 \text{ mm}$  (啮入端修薄, 计入修薄长度的实际齿宽为 $2 \times 112$ ); 大、小齿轮的材料均为35CrMnA-5调质钢, HB = 269~302。齿轮精度为5-5-6级, 采用22号透平油喷油润滑。按无限寿命, 验算这对人字齿轮的强度。

(1) 校验齿根弯曲强度

小齿轮半边的转矩  $T_1 = \frac{1}{2} \times 9550 P / n_1 = \frac{1}{2} \times 9550 \times 3000 / 5600 = \frac{1}{2} \times 5116 \text{ N} \cdot \text{m}$ , (人字齿轮半边的转矩暂按 $\frac{1}{2}$ 计)

小齿轮直径  $d_1 = z_1 m_n / \cos \beta$

$$= 29 \times 5 / \cos 30^\circ 24' 56'' = 168.116 \text{ mm}$$

齿线速度  $v = \pi d_1 n_1 / 60 = 49.3 \text{ m/s}$

查图4.3-14  $K_v = 1.38$  (按5级精度)

查表4.3-6  $K_A = 1.05$

查图4.3-15 当 $\varphi_d = 2b/d_1 = 2 \times 104 / 168.116 = 1.24$ , 按对称布置,  $K_H = 1.08$

$$e_\beta = \frac{b \sin \beta}{\pi m_n} = \frac{104 \sin 30^\circ 24' 56''}{3.1416 \times 5} = 3.35,$$

$$\mu_s = 3$$

齿端修薄  $Y_{e\beta} = 1$

查表4.3-3  $Y_{Fa1} = 6.69 \text{ (N/mm}^2)^{0.25}$ ,  $Y_{Fa2} = 16.76 \text{ (N/mm}^2)^{0.25}$

查图4.3-8 当 $z_{v1} = z_1 / \cos^3 \beta = 29 / \cos^3 30^\circ 24' 56'' = 45.2$ 时,  $Y_{Fa1} = 1.03$ ; 当 $z_{v2} = 169.9$ 时,  $Y_{Fa2} = 0.81$

查图4.3-10a 当 $u = 3.759$ 时,  $Y_{sa1} = 1.05$ ,  $Y_{sa2} = 1.065$

查图4.3-11a 当 $\beta = 30^\circ 24' 56''$ 时,  $Y_{\beta 1} = 0.728$ ;  $Y_{\beta 2} = 0.665$

凸齿齿根应力 [按式(4.3-24)]

$$\sigma_{F1} = \left( \frac{T_1 K_A K_V K_H K_{H1}}{\mu_s} \right)^{0.75} \\ \cdot \frac{Y_{Fa1} Y_{sa1} Y_{\beta 1} Y_{F1} Y_{e\beta}}{z_1 m_n^{2.37}}$$

$$= \left( \frac{1}{2} \times \frac{5116 \times 10^3 \times 1.05 \times 1.38 \times 1.08}{3} \right)^{0.75}$$

$$\frac{6.59 \times 1.05 \times 0.728 \times 1.08}{29 \times 52.37} = 285.5 \text{ N/mm}^2$$

凹齿齿根应力 [按式(4.3-25)]

$$\begin{aligned} \sigma_{F2} &= \left( \frac{T_1 K_A K_v K_1}{\mu_s} \right)^{0.75} \\ &\quad \cdot \frac{Y_{E2} Y_{u2} Y_{\beta 2} Y_{F2} Y_{cnd}}{z_1 m_n^{2.19}} \\ &= \left( \frac{1}{2} \times \frac{5116 \times 10^3 \times 1.05 \times 1.38 \times 1.08}{3} \right)^{0.75} \\ &\quad \cdot \frac{16.76 \times 1.065 \times 0.665 \times 0.81}{29 \times 52.19} = 289 \text{ N/mm}^2 \end{aligned}$$

查图4.3-19 当  $m_n = 5 \text{ mm}$  时,  $Y_X = 1$

查图4.3-18  $Y_{N1} = Y_{N2} = 1$  (按无限寿命)

齿轮材质是较好的合金钢, 故其极限应力值取  
 框图的中偏上限, 查图4.3-16a,  $\sigma_{FHlim} = 590 \text{ N/mm}^2$

安全系数 [按式(4.3-31)]

$$S_{F2} = \sigma_{FHlim} Y_N Y_X / \sigma_{F2} = 590 \times 1 \times 1 / 289 = 2.04 > S_{Fmin}$$

安全。

(2) 校验齿面接触强度

查表4.3-7  $K_{H2} = 1.24$  (按6级接触精度)

查表4.3-3  $Z_E = 31.39 \text{ (N/mm}^2)^{0.5}$

查图4.3-9a 当  $z_{p1} = 45.2$ ,  $m_n = 5$  时,  $Z_a = 0.99$

查图4.3-10b 当  $u = 3.75$  时,  $Z_u = 1.075$

查图4.3-11b 当  $\beta = 30^\circ 24' 5.6''$  时,  $Z_\beta = 0.636$

齿面接触应力 [按式(4.3-32)]

$$\begin{aligned} \sigma_H &= \left( \frac{T_1 K_A K_v K_1 K_{H2}}{\mu_s} \right)^{0.7} \\ &\quad \cdot \frac{Z_E Z_u Z_\beta Z_a}{z_1 m_n^{2.1}} \\ &= \left( \frac{1}{2} \times \frac{5116 \times 10^3 \times 1.05 \times 1.38}{3} \times \frac{1.08 \times 1.24}{3} \right)^{0.7} \\ &\quad \cdot \frac{31.39 \times 1.075 \times 0.636 \times 0.99}{29 \times 52.1} \\ &= 562.6 \text{ N/mm}^2 \end{aligned}$$

查图4.3-17a  $\sigma_{Hlim} = 870 \text{ N/mm}^2$  (取应力框  
 图上限)

查图4.3-20 22号透平油的粘度  $\nu_{50} = 22 \text{ mm}^2/\text{s}$ ,  $Z_L = 0.87$

查图4.3-18  $Z_N = 1$  (按无限寿命)

安全系数 [按式(4.3-36)]

$$S_H = \sigma_{Hlim} Z_L / \sigma_H = 870 \times 1 \times 0.87 / 562.6$$

$$= 1.35 > S_{Hmin}$$

安全。

【例3】球磨机用的81型双圆弧齿轮变速器。

由电动机驱动, 其输入转矩  $T_1 = 3152 \text{ N} \cdot \text{m}$ , 输入轴  
 转速  $n_1 = 730 \text{ r/min}$ , 减速器的中心距  $a = 400 \text{ mm}$ ,  
 $m_n = 5 \text{ mm}$ ,  $z_1 = 25$ ,  $z_2 = 130$ ,  $\beta = 14^\circ 21' 41.4''$ ,  
 $b = 145 \text{ mm}$ , 齿轮精度为 8-3-7-0.06  $m_n$ , 采用 250  
 号齿轮油润滑, 小齿轮材料为 42CrMo 调质钢,  
 $\text{HB}_1 = 256 \sim 280$ , 大齿轮材料为 42S1 Mn 调质钢,  
 $\text{HB}_2 = 217 \sim 247$  要求使用十年, 每年 4800 小时,  
 验算这对齿轮强度。

(1) 校验齿根弯曲强度

求载荷系数

查表4.3-6  $K_A = 1$

小齿轮直径  $d_1 = z_1 m_n / \cos \beta = 25 \times 5 / \cos$   
 $14^\circ 21' 41.4'' = 129.023 \text{ mm}$

齿轮线速度  $v = \pi d_1 n_1 / 60 = 4.93 \text{ m/s}$

查图4.3-14  $K_v = 1.07$  (按8级平稳性精度)

查图4.3-15 当  $\varphi_s = b/d_1 = 145/129.023 =$   
 $1.124$  时,  $K_1 = 1.06$

$$e_\beta = \frac{b \sin \beta}{\pi m_n} = \frac{145 \sin 14^\circ 21' 41.4''}{3.1416 \times 5} = 2.29,$$

$$\mu_s = 2$$

查图4.3-12 当  $\Delta e = 0.29$ ,  $\beta = 14^\circ 21' 41.4''$   
 时,  $K_{\Delta e} = 0$

查图4.3-13 当  $e_\beta = 2.29$ ,  $\beta = 14^\circ 21' 41.4''$   
 时,  $Y_{cnd} = 1.14$

查表4.3-3  $Y_F = 2.073 \text{ (N/mm}^2)^{0.14}$

查图4.3-10a 当  $u = 130/25 = 5.2$  时,  $Y_u = 1.025$

查图4.3-11a 当  $\beta = 14^\circ 21' 41.4''$  时,  $Y_\beta = 0.67$

查图4.3-8 当  $z_{p1} = z_1 / \cos \beta = 27.6$  时,  $Y_{F1} = 2.03$ ; 当  $z_{p2} = 143$  时,  $Y_{F2} = 1.33$

小齿轮齿根应力 [按式(4.3-10)]

$$\begin{aligned} \sigma_{F1} &= \left( \frac{T_1 K_A K_v K_1}{2\mu_s + K_{\Delta e}} \right)^{0.86} \frac{Y_\beta Y_u Y_\beta Y_{F1} Y_{cnd}}{z_1 m_n^{2.58}} \\ &= \left( \frac{3152 \times 10^3 \times 1 \times 1 \times 1.07 \times 1.06}{2 \times 2 + 0} \right)^{0.86} \\ &\quad \cdot \frac{2.073 \times 1.025 \times 0.67 \times 2.03 \times 1.14}{25 \times 52.58} \\ &= 271 \text{ N/mm}^2 \end{aligned}$$

大齿轮齿根应力

$$\sigma_{F2} = \sigma_{F1} Y_{F2} / Y_{F1} = 271 \times 1.33 / 2.03$$

$$=244\text{N/mm}^2$$

齿轮的极限应力查图 4.3-16b, 一般材质的合金钢, 可查框图的中值, 按材料硬度的平均值查得:  $\sigma_{Flim1}=525\text{N/mm}^2$ ;  $\sigma_{Flim2}=510\text{N/mm}^2$

寿命系数查图 4.3-18, 因

$$N_1=60vn_1t=60\times 1\times 730\times 10\times 4800$$

$$=2.1\times 10^9$$

$$N_2=N_1/u=4.04\times 10^8$$

$N_1$ 、 $N_2$  均大于  $3\times 10^6$ , 故  $Y_{N1}=1$ ;  $Y_{N2}=1$

查图 4.3-19 当  $m_s=5\text{mm}$  时,  $Y_s=1$

安全系数 [按式 (4.3-14)]

$$S_{F1}=\sigma_{Flim1}Y_{N1}Y_s/\sigma_{F1}=525\times 1\times 1/271$$

$$=1.94>S_{Fmin}$$

$$S_{F2}=\sigma_{Flim2}Y_{N2}Y_s/\sigma_{F2}=510\times 1\times 1/244$$

$$=2.09>S_{Fmin}$$

(2) 校验齿面接触强度

查表 4.3-7  $K_{H2}=1.42$

查表 4.3-3  $Z_E=31.27(\text{N/mm}^2)^{0.5}$

查图 4.3-9b 当  $m_s=5$ ,  $z_{v1}=27.5$  时,  $Z_{a1}=1.003$ ; 当  $z_{v2}=143$  时,  $Z_{a2}=0.964$ ,  $Z_a=0.5(Z_{a1}+Z_{a2})=0.984$

查图 4.3-10b 当  $u=5.2$  时,  $Z_u=1.049$

查图 4.3-11b 当  $\beta=14^\circ 21' 41.4''$  时,  $Z_\beta=0.465$

查图 4.3-12 当  $\Delta e=0.29\text{mm}$ ,  $K_{\alpha_s}=0$

齿面接触应力 [按式 (4.3-15)]

$$\sigma_H=\left(\frac{T_1K_AK_VK_HK_{H2}}{2\mu_s+K_{\alpha_s}}\right)^{0.73}\frac{Z_EZ_aZ_\beta Z_u}{z_1m_s^{2.19}}$$

$$=\left(\frac{3162\times 10^3\times 1\times 1.07\times 1.06\times 1.42}{2\times 2+0}\right)^{0.73}$$

$$\frac{31.27\times 1.049\times 0.465\times 0.984}{25\times 5^{2.19}}$$

$$=504\text{N/mm}^2$$

查图 4.3-17b  $\sigma_{Hlim1}=850\text{N/mm}^2$ ;  $\sigma_{Hlim2}=790\text{N/mm}^2$

查图 4.3-18  $Z_{N1}=Z_{N2}=1$  ( $N_1$ 、 $N_2$  均大于  $5\times 10^7$ )

查图 4.3-20  $Z_L=1.125$  (250 号齿轮油  $\nu_{50}=250\text{mm}^2/\text{s}$ )

安全系数 [按式 (4.3-19)]

$$S_H=\sigma_{Hlim}Z_NZ_L/\sigma_H=790\times 1\times 1.125/504$$

$$=1.76>S_{Hmin}$$

安全。

## 第 4 章 精度和检验

本章主要介绍 (JB4021—85) 圆弧圆柱齿轮精度<sup>(17)</sup>。

### 1 适用范围及精度等级

JB4021—85 适用于平行轴之间传递动力用的圆弧圆柱齿轮及其齿轮副, 其基本齿廓应符合 JB929—87、1990 年国标或 JB2940—81 规定, 模数应符合 GB1840—89 规定 (见本篇第 2 章)。

精度等级从高到低分 4、5、6、7、8 五级, 按照误差的特性及其影响齿轮公差分成三个组, 即第 I、II、III 公差组。根据使用的要求不同, 三个公差组的精度等级允许取成不同, 但同一公差组内的各项公差应取相同的精度等级。

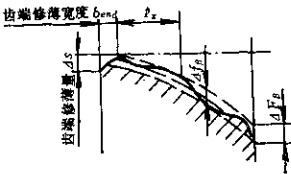
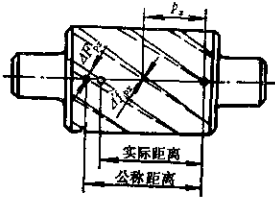
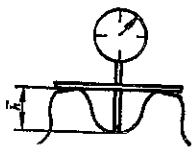
圆弧齿轮传动的侧隙, 只能采用滚刀法面齿廓所规定的值。对于 JB929—87 及 JB2940—81 齿廓, 当  $m_s=2\sim 6\text{mm}$  时, 侧隙为  $0.06m_s$ ; 当  $m_s=7\sim 32\text{mm}$

时为  $0.04m_s$ 。切齿深度偏差、中心距偏差会使侧隙大小改变, 但同时也使在齿高方向的初始接触部位有明显改变, 从而对强度性能有显著影响。所以不允许采用改变切齿深度和中心距的方法来获得所期望的非标准侧隙数值, 如果根据工作情况需要增大侧隙, 最好采用具有特殊侧隙的滚刀来加工, 也可以采用标准滚刀相对于工件串动刀位重新再走刀一次来获得。一般说来, 圆弧齿轮的实际侧隙不应小于标准值的三分之二。

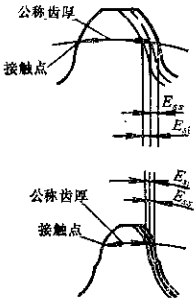
标注方法, 基本上和渐开线齿轮一致, 只是侧隙改注侧隙系数, 当用标准齿廓的刀具加工时, 侧隙的标注允许省略不予注明。例如对于第 I 公差组为 7 级、第 II 公差组为 6 级、第 III 公差组为 7 级、齿侧间隙为  $0.06m_s$  的圆弧齿轮, 应标注成: 级 7-7-

① JB4021—85 圆弧圆柱齿轮精度编制说明, 郑州机械研究所, 1983, 10。

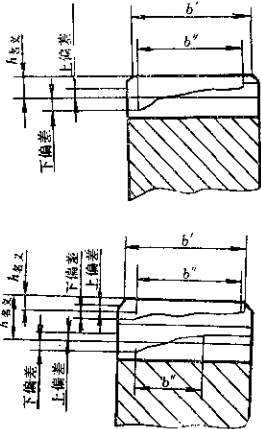
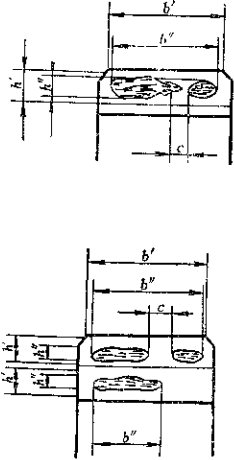
(续)

序号	名称	代号	定义
6	齿距偏差 齿距极限偏差	$\Delta f_p$ $\pm f_{pt}$	在检查圆上, 实际齿距与公称齿距之差。用相对法测量时, 公称齿距是所有实际齿距的平均值
7	齿向误差 一个轴向齿距内的齿向误差    齿向公差 一个轴向齿距内的齿向公差	$\Delta F_f$ $\Delta f_f$  $F_f$ $f_f$	在检查圆柱面上, 齿宽工作部分范围内(端部倒角部分除外), 包容实际齿向线的两条最近的设计齿向线之间的端面距离 设计齿向线可以是修正的圆柱螺旋线, 包括齿端修薄及其他修形曲线 齿两端的齿向误差只允许逐渐偏向齿体内
8	轴向齿距偏差 一个轴向齿距偏差    轴向齿距极限偏差 一个轴向齿距极限偏差	$\Delta F_{p_x}$ $\Delta f_{p_x}$  $\pm F_{p_x}$ $\pm f_{p_x}$	在与齿轮基准轴线平行而大约通过凸齿或凹齿中部的一条直线上, 任意两个同侧齿面间的实际距离与公称距离之差 沿齿面法线方向计值
9	螺旋线波度误差 螺旋线波度公差	$\Delta f_{fb}$ $f_{fb}$	通过凸齿或凹齿中部的实际齿向线波纹的最大波幅 沿齿面法线方向计值
10	弦齿深偏差    弦齿深极限偏差 上偏差 下偏差	$\Delta E_s$  $E_s$ $E_i$	在齿轮一周内, 实际平均弦齿深与公称弦齿深之差 在法面中测量

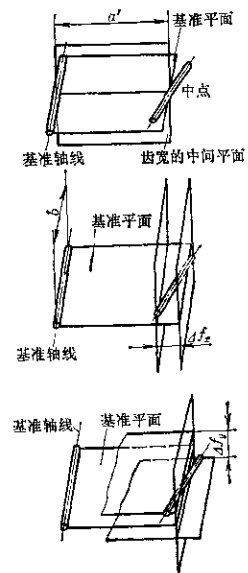
(续)

序号	名 称	代 号	定 义
11	齿根圆直径偏差  齿根圆直径极限偏差 上偏差 下偏差	$\Delta E_d$  $E_{ds}$ $E_{di}$	齿根圆直径实际尺寸和公称直径尺寸之差  当齿数为奇数时, 用齿根圆斜径代替: $L_f = d_f \cos \frac{90^\circ}{z}$
12	齿厚偏差    齿厚极限偏差 上偏差 下偏差	$\Delta E_s$  $E_{ss}$ $E_{si}$  $E_{ss}$ $E_{si}$	接触点所在圆柱面上, 法向齿厚实际值与公称值之差
13	公法线平均长度偏差  公法线平均长度极限偏差 上偏差 下偏差	$\Delta E_w$  $E_{ws}$ $E_{wi}$	在齿轮一周内, 公法线长度平均值与公称值之差
14	齿轮副的切向综合误差  齿轮副的切向综合公差	$\Delta F'_{t0}$  $F'_{t0}$	在设计中心距下安装好的齿轮副, 啮合转动足够多的转数内, 一个齿轮相对于另一个齿轮的实际转角与理论转角的最大差值 (以分度圆弧长计值)
15	齿轮副的一齿切向综合误差  齿轮副的一齿切向综合公差	$\Delta f'_{ti}$  $f'_{ti}$	齿轮副的切向综合误差记录曲线上, 小波纹的最大幅度值, 以分度圆弧长计值

(续)

序号	名称	代号	定义
16	齿轮副的接触迹线位置偏差		<p>装配好的齿轮副在轻微制动力下，齿面实际接触迹线偏离名义接触迹线的高度</p> <p>对于单圆弧齿轮，名义接触迹线离齿顶的高度为</p> <p>凸齿 <math>h_{\text{名义}} = 0.45m_n</math></p> <p>凹齿 <math>h_{\text{名义}} = 0.75m_n</math></p> <p>对于双圆弧齿轮，名义接触迹线离齿顶的高度为</p> <p>凸齿 <math>h_{\text{名义}} = 0.355m_n</math></p> <p>凹齿 <math>h_{\text{名义}} = 1.445m_n</math></p> <p>沿齿长方向，接触迹线的长度 <math>b''</math> 与工作长度 <math>b'</math> 之比，即</p> $\frac{b''}{b'} \times 100\%$
			
	接触迹线沿齿宽分布的长度		
17	齿轮副的接触斑点		<p>安装好的齿轮副，在轻微的制动力下，运转后齿面上分布的接触擦亮痕迹</p> <p>接触迹线的大小在齿面展开图上用百分比计算</p> <p>沿齿长方向接触迹线的长度 <math>b''</math> [扣除超过模数值的断开部分 <math>c</math>] 与工作长度 <math>b'</math> 之比，即</p> $\frac{b'' - c}{b'} \times 100\%$ <p>沿齿高方向，接触迹线的平均高度 <math>h''</math> 与工作高度 <math>h'</math> 之比，即</p> $\frac{h''}{h'} \times 100\%$
			



序号	名 称	代 号	定 义	
18	齿轮副的侧隙	$f_t$	齿轮副中一个齿轮固定时, 另一个齿轮的圆周滑动量	
	圆周侧隙			
	法向侧隙			$f_n$
	最大极限侧隙			$f_{tmax}$
	最小极限侧隙			$f_{tmin}$
19	齿轮副的中心距偏差	$\Delta f_a$	在齿轮副的齿宽中间平面内, 实际中心距与设计中心距之差	
	齿轮副中心距极限偏差	$\pm f_a$		
20	轴线的平行度误差	$\Delta f_s$	一对齿轮的轴线, 在其基准平面上投影的平行度误差。在等于全齿宽的长度上测量	
	x 方向轴线的平行度误差			
	y 方向轴线的平行度误差 <sup>①</sup>	$\Delta f_y$	一对齿轮的轴线, 在垂直于基准平面, 并且平行于基准轴线的平面上投影的平行度误差。在等于全齿宽的长度上测量	
		$f_s$	注: 包含基准轴线, 并通过由另一轴线与齿宽中间平面相交的点所形成的平面, 称为基准平面。两条轴线中任何一条轴线都可以作为基准轴线	
	x 方向轴线的平行度公差	$f_x$		
	y 方向轴线的平行度公差	$f_y$		

① 检查圆是指位于凸齿或凹齿中部与分度圆同心的圆。

② 工作长度  $b'$  是指全齿长扣除小齿轮两端修薄长度。③ 轴线的平行度误差同渐开线齿轮。如果因实际测量基准方向转过一个角度, 测出的  $\Delta f'_x$  和  $\Delta f'_y$  与  $x$ 、 $y$  方向不符时, 可通过测量两端中心距之差值直接得出  $\Delta f_s$  值, 而  $\Delta f_y$  值可以按下式求出:

$$\Delta f_s = \sqrt{\Delta f_x'^2 + \Delta f_y'^2} - \Delta f_x'$$

### 3 圆弧齿轮各项精度指标的分组和选用

圆弧齿轮的三个公差组的检验项目和推荐的检验组合见表4.4-3。

圆弧齿轮的切齿方法最常用的是滚齿，也可以

用直齿梳齿刀进行插齿，其精整加工方法可以采用成形砂轮或蜗杆砂轮磨齿，但尚未正式用于生产，采用柔性砂轮（即PVC砂轮）研齿，可以使粗糙度大大降低，对于表面硬化后的圆弧齿改普传动平稳性效果良好，在保证清洗干净的条件下也允许采用研齿。圆弧齿轮的齿面粗糙度，见表4.4-4。

表4.4-3 公差分组及推荐检验组项目（参照JB4021—85）

公差组	公差与极限偏差项目	误差特性及其影响	推荐的检验组项目及说明
I	$F'_t, F_p, (F_{pk}), F_r, F_w$	以齿轮一转为期 的误差，主要影响传 递运动的准确性和 低频的振动、噪声	$F'_t$ 目前尚无法检验 $F_p(F_{pk})$ 组荐用 $F_p, F_{pk}$ 仅在必要时 加检。 $F_r$ 与 $F_w$ 可用于7、8级齿轮，当 其中有一项超差时，应接 $F_p$ 鉴定和验收
II	$f'_t, f_{p1}, f_{\beta}, f_{pk}, f_{\beta}$	在齿轮一周内，多次周 期地重复出现的误差，影响传 动的平稳性和高频的振动、噪声	$f'_t$ 目前尚无法检验 推荐用 $f_{p1}$ 与 $f_{\beta}$ (或 $f_{pk}$ )；对于6级 及高于6级的齿轮加检 $f_{\beta}$ 8级精度齿轮允许只检 $f_p$
III	$F_{\beta}, F_{pk}$  $E_{df}, E_s, (E_w, E_s)$	齿向线的误差，主要影响 载荷沿齿向分布的均匀性  齿形的径向位置误差影响 齿高方向的接触部位和承载能力	推荐用 $F_{\beta}$ 与 $E_{df}$ (或 $E_s$ )，或用 $F_{pk}$ 与 $E_{df}$ (或 $E_s$ )，必要时加检 $E_w$ 或 $E_s$
齿轮副	$F'_t, f'_t$ 接触迹线位置偏差、接触斑 点及齿间间隙	综合性误差，影响工作平 稳性和承载能力	可用动精度检查仪在齿轮箱轴端检查 $F'_t$ 与 $f'_t$ ，其公差按两个齿轮的公差之和 考核。接触迹线合格后，才允许进行磨合。 磨合后检查接触斑点，必要时用百分表测量 圆周侧隙 $j_n$ ，法向侧隙 $j_n = j_n \cos \beta$ 五方面检查均合格，则齿轮副即认为合 格

表4.4-4 圆弧齿轮的齿面粗糙度

精度等级	$\mu m$					
	4.5级		6.7级		8级	
法向模数 $m_n$	2~10	>10	2~10	>10	2~10	>10
啮合前的齿面粗糙度 $R_a$	0.8	1.25	1.6	2.5	3.2	5.0
(相当光洁度)	▽7		▽8		▽6	

注：对于载荷特别重的齿轮，应对齿根圆角部分的表面粗糙度提出较高要求。

## 4 各检验项目的公差数值

圆弧圆柱齿轮部分检验项目的极限偏差与几何参数的关系式见表4.4-5。其余项目的关系式如下

$$F_i' = F_p + f_p$$

$$f_i' = 0.6(f_{p1} + f_{p2})$$

$$f_{iw} = f_i' \cos \beta$$

表4.4-5 圆弧齿轮极限偏差及公差与齿轮几何参数的关系式

精度等级	$F_p$		$F_{p1}$		$F_w$		$f_{p1}$		$F_{\beta}$		$E_s$			$E_{df}$	
	$F_p = A\sqrt{L} + C$		$A_m + B\sqrt{d} + C$ $B = 0.25A$		$B\sqrt{d} + C$		$A_m + B\sqrt{d} + C$ $B = 0.25A$		$A\sqrt{b} + C$		$A_m + B\sqrt{d} + C$			$A_m + B\sqrt{d}$	
	A	C	A	C	B	G	A	C	A	C	A	B	C	A	B
4	1.0	2.5	0.56	7.1	0.34	5.4	0.25	3.15	0.03	3.15	0.96	1.92	2.98	1.92	3.84
5	1.5	4	0.90	11.2	0.54	8.7	0.40	5	0.04	4					
6	2.5	6.3	1.40	18	0.87	14	0.63	8	1	5	1.2	2.4	3.6	2.4	4.8
7	3.56	9	2.24	28	1.22	19.4	0.90	11.2	1.25	6.3					
8	5	12.5	3.15	40	1.7	27	1.25	16	2	10	1.5	3	4.5	3	6

$d$ ——齿轮分度圆直径； $m$ ——模数； $b$ ——轮齿宽度； $L$ ——分度圆弧长。

$$f_{ps} = f_p$$

$$F_{ps} = F_p$$

$$E_{ps} = \cos \alpha E_s$$

$$E_s = 2 \tan \alpha E_d$$

式中  $\beta$ ——螺旋角；

$\alpha$ ——压力角。

齿轮副的切向综合公差  $F_i'$  等于两齿轮的切向综合公差  $F_i'$  之和。当两齿轮的齿数比为不大于5的整数，且采用选配时， $F_i'$  可比计算值压缩25%或更多。

齿轮副的切向一齿综合公差  $f_i'$  等于两齿轮的切向一齿综合公差  $f_i'$  之和。

齿轮副的轴线不平行度公差

$$f_w = F_w \quad f_{w1} = 0.5 F_w$$

齿轮副中心距极限偏差  $f_a$  见表4.4-12，对于4级精度取  $f_a = 0.51T_a$ ，5、6级取  $f_a = 0.51T_s$ ，7、8级取  $f_a = 0.51T_{s1}$ 。

各项公差数值分别见表4.4-6至表4.4-16。公差值按JB4021—85规定，其中  $F_p, f_{p1}, F_{\beta}, F_w, f_w, f_i', f_s, f_{s1}, f_{iw}$  齿坯和基准面公差与渐开线齿轮 GB10095—88 相同。顶圆直径公差和  $F_p$  的精度提高了。

齿轮副的接触迹线和接触斑点分两步检验。圆弧齿轮装配后先检验接触迹线的位置偏差，合格后方可进行跑合。检验时应该用不溶于润滑油的薄膜涂料 $\odot$ 将齿面着色，跑合后检验接触斑点。齿面着色的薄膜涂料层不必洗去，以便在使用过程中观察接触斑点的变化情况。

在不要求互换性时，允许1)以实际螺旋角的平均值作为公称值；2)成对齿轮的切齿深度和中心距偏差按下式进行选配或配作：

$$\Delta E_{a1} + \Delta E_{a2} + \Delta f_a = \Delta E_c \leq E_c$$

$$E_c = E_{a1} + E_{a2} + f_a$$

式中  $\Delta E_c$ ——齿心距偏差；

$E_c$ ——齿心距极限偏差。

## 5 齿坯检验与公差

圆弧齿轮在加工、检验和安装时的径向基准面和轴向辅助基准面应尽量一致，并在零件图上予以标注。齿坯公差见表4.4-17及表4.4-18。

$\odot$  上海材料研究所生产的CT2齿轮接触检验涂料。

表 4.4-6 齿距累积公差  $F_p$  及  $K$  个齿距累积公差  $F_{pk}$  值

$\mu\text{m}$

精度等级	分 度 圆 弧 长 (mm)												
	~32	>32 ~50	>50 ~80	>80 ~160	>160 ~315	>315 ~630	>630 ~1000	>1000 ~1600	>1600 ~2500	>2500 ~3150	>3150 ~4000	>4000 ~5000	>5000 ~7200
4	8	9	10	12	18	25	32	40	45	55	63	71	80
5	12	14	16	20	28	40	50	63	71	90	100	112	125
6	20	22	25	32	45	63	80	100	112	140	160	180	200
7	28	32	36	45	63	90	112	140	160	200	224	250	280
8	40	45	50	63	90	125	160	200	224	280	315	355	400

注:1.  $F_p$  和  $F_{pk}$  按分度圆弧长  $L$  查表

查  $F_p$  时, 取  $L = \frac{1}{2}\pi d = \frac{\pi m_n z}{2\cos\beta}$

查  $F_{pk}$  时, 取  $L = \frac{k\pi m_n}{\cos\beta}$  ( $K$  为 2 到小于  $z/2$  的整数)

2. 除特殊情况外, 对于  $F_{pk}$ ,  $K$  值规定取为小于  $z/6$  或  $z/8$  的最大整数。

表 4.4-7 齿圈径向跳动公差  $F_r$  值

$\mu\text{m}$

精度等级	法 向 模 数 (mm)	分 度 圆 直 径 (mm)					
		~125	>125~400	>400~800	>800~1600	>1600 ~2500	>2500 ~4000
4	$\geq 2 \sim 3.5$	9	10	11			
	$> 3.5 \sim 6.3$	11	13	13	14		
	$> 6.3 \sim 10$	13	14	14	16	18	
	$> 10 \sim 16$		16	18	18	20	22
	$> 16 \sim 25$		20	22	22	25	25
	$> 25 \sim 40$			28	28	32	32
5	$\geq 2 \sim 3.5$	14	16	18			
	$> 3.5 \sim 6.3$	16	18	20	22		
	$> 6.3 \sim 10$	20	22	22	25	28	
	$> 10 \sim 16$	22	25	28	28	32	36
	$> 16 \sim 25$		32	36	36	40	40
	$> 25 \sim 40$			45	45	50	60
6	$\geq 2 \sim 3.5$	22	25	28			
	$> 3.5 \sim 6.3$	28	32	32	36		
	$> 6.3 \sim 10$	32	36	36	40	45	
	$> 10 \sim 16$	36	40	45	45	50	56
	$> 16 \sim 25$		50	55	56	63	63
	$> 25 \sim 40$			71	71	80	80
7	$\geq 2 \sim 3.5$	36	40	45			
	$> 3.5 \sim 6.3$	45	50	50	56		
	$> 6.3 \sim 10$	50	55	66	63	71	
	$> 10 \sim 16$	56	63	71	71	80	90
	$> 16 \sim 25$		80	90	90	100	100
	$> 25 \sim 40$			112	112	125	125

(续)

精度等级	法向模数 (mm)	分 度 圆 直 径 (mm)					
		~125	>125~400	>400~600	>600~1600	>1600 ~2500	>2500 ~4000
8	≥2~3.5	60	66	63			
	>3.5~6.3	63	71	71	80		
	>6.3~10	71	80	80	90	100	
	>10~16	80	90	100	100	112	125
	>16~25		112	125	125	140	140
	>25~40			160	160	180	180

表4.4-8 齿距极限偏差  $f_{pt}$  值

mm

精度等级	法向模数 (mm)	分 度 圆 直 径 (mm)					
		~125	>125~400	>400~800	>600~1600	>1600 ~2500	>2500 ~4000
4	≥2~3.5	4.0	4.5	5.0			
	>3.5~6.3	5.0	5.5	5.5	6.0		
	>6.3~10	5.5	6.0	7.0	7.0	8.0	
	>10~16		7.0	8.0	8.0	9.0	10
	>16~25		9.0	10	10	11	11
	>25~40			13	13	14	14
5	≥2~3.5	6	7	8			
	>3.5~6.3	8	9	9	10		
	>6.3~10	9	10	11	11	13	
	>10~16	10	11	13	13	14	16
	>16~25		14	16	16	18	18
	>25~40			20	20	22	22
6	≥2~3.5	10	11	13			
	>3.5~6.3	13	14	14	16		
	>6.3~10	14	16	18	18	20	
	>10~16	16	18	20	20	22	25
	>16~25		22	25	25	28	28
	>25~40			32	32	36	36
7	≥2~3.5	14	16	18			
	>3.5~6.3	18	20	20	22		
	>6.3~10	20	22	25	25	28	
	>10~16	22	25	28	28	32	36
	>16~25		32	36	36	40	40
	>25~40				45	50	50
8	≥2~3.5	20	22	25			
	>3.5~6.3	25	28	28	32		
	>6.3~10	28	32	36	36	40	
	>10~16	32	36	40	40	45	50
	>16~25		46	50	50	56	56
	>25~40			63	63	71	71

表 4.4-9 齿向公差  $F_{\beta}$  值  
(一个轴向齿距内齿向公差  $f_{\beta}$  值)

精度等级	齿 轮 宽 度 (轴向齿距)(mm)					
	~40	>40~100	>100~160	>160~250	>250~400	>400~630
4	5.5	8.0	10	12	14	17
5	7	10	12	16	18	22
6	9	12	16	19	24	28
7	11	15	20	24	28	34
8	18	25	32	38	45	55

注: 一个轴向齿距内齿向公差按轴向齿距查表。

表 4.4-10 公法线长度变动公差  $F_{\beta}$  值

精度等级	分 度 圆 直 径(mm)					
	~125	>125~400	>400~800	>800~1600	>1600~2500	>2500~4000
4	8.0	10	12	16	18	25
5	12	16	20	25	28	40
6	20	25	32	40	46	63
7	28	36	46	56	71	90
8	40	50	63	80	100	125

表 4.4-11 轴线平行度公差

$x$ 方向轴线平行度公差 $f_x = F_{\beta}$	$F_{\beta}$ 见表 4.4-9
$y$ 方向轴线平行度公差 $f_y = \frac{1}{2} F_{\beta}$	

表 4.4-12 中心距极限偏差  $f_d$  值

精度等级	标准公差	中 心 距 (mm)													
		~120	>120~180	>180~250	>250~315	>315~400	>400~500	>500~630	>630~800	>800~1000	>1000~1250	>1250~1600	>1600~2000	>2000~2500	>2500~3150
4	$\frac{1}{2}IT_6$	11	12.5	14.5	16	18	20	22	25	28	33	39	46	55	67.5
5, 6	$\frac{1}{2}IT_7$	17.5	20	23	26	28.5	31.5	35	40	45	52	62	75	87	105
7, 8	$\frac{1}{2}IT_8$	27	31.5	36	40.5	44.5	48.5	55	62	70	82	97	115	140	165

表4.4-13 弦齿深极限偏差  $E_s$  值

$\mu\text{m}$

精度等级	法向模数 (mm)	分 度 圆 直 径(mm)										
		$\leq 50$	$> 50 \sim 80$	$> 80 \sim 120$	$> 120 \sim 200$	$> 200 \sim 320$	$> 320 \sim 500$	$> 500 \sim 800$	$> 800 \sim 1250$	$> 1250 \sim 2000$	$> 2000 \sim 3150$	$> 3150 \sim 4000$
4	$2 \sim 3.5$	13	14	16	17	19	22	24				
	$> 3.5 \sim 6.3$	16	17	18	20	22	24	27	30	33	36	40
	$> 6.3 \sim 10$		20	22	24	26	27	30	33	36	40	48
5, 6	$2 \sim 3.5$	16	18	19	21	24	27	30				
	$> 3.5 \sim 6.3$	20	21	23	25	27	30	34	37	41	45	50
	$> 6.3 \sim 10$		25	27	30	32	34	37	41	45	50	60
7, 8	$2 \sim 3.5$	20	22	24	27	30	32					
	$> 3.5 \sim 6.3$	25	26	28	30	34	36	40	45	50		
	$> 6.3 \sim 10$		32	34	36	40	42	45	50	55	60	65
	$> 10 \sim 16$			42	45	48	50	55	60	65	70	75
	$> 16 \sim 32$				65	70	75	75	80	90	90	100

注：对于单圆弧齿轮，弦齿深极限偏差取 $\pm E_s$ ，即上偏差 $E_{s1} = +E_s$ ，下偏差 $E_{s2} = -E_s$ 。对于双圆弧齿轮，弦齿深极限偏差取 $\pm 0.75E_s$ ，即上偏差 $E_{s1} = +0.75E_s$ ，下偏差 $E_{s2} = -0.75E_s$ 。

表4.4-14 齿根圆直径极限偏差  $E_{df}$  值

$\mu\text{m}$

精度等级	法向模数 (mm)	分 度 圆 直 径(mm)										
		$\leq 50$	$> 50 \sim 80$	$> 80 \sim 120$	$> 120 \sim 200$	$> 200 \sim 320$	$> 320 \sim 500$	$> 500 \sim 800$	$> 800 \sim 1250$	$> 1250 \sim 2000$	$> 2000 \sim 3150$	$> 3150 \sim 4000$
4	$\geq 2 \sim 3.5$	20	22	25	29	31	36	42				
	$> 3.5 \sim 6.3$	25	27	30	34	38	42	48	54			
	$> 6.3 \sim 10$		55	38	42	45	50	54	60	64	80	
5, 6	$\geq 2 \sim 3.5$	25	28	31	36	39	45	52				
	$> 3.5 \sim 6.3$	31	34	37	42	48	52	60	67			
	$> 6.3 \sim 10$		45	48	52	56	63	67	75	80	100	
7, 8	$\geq 2 \sim 3.5$	30	34	38	44	50	55					
	$> 3.5 \sim 6.3$	40	44	48	50	55	60	70	80			
	$> 6.3 \sim 10$		55	60	65	70	75	80	90	100		
	$> 10 \sim 16$			75	80	85	90	100	110	120	140	160
	$> 16 \sim 32$				120	125	130	140	150	160	180	200

注：对于单圆弧齿轮，齿根圆直径极限偏差取 $\pm E_{df}$ ，即上偏差 $E_{df1} = +E_{df}$ ，下偏差 $E_{df2} = -E_{df}$ 。对于双圆弧齿轮，齿根圆直径极限偏差取 $\pm 0.75E_{df}$ ，即上偏差 $E_{df1} = +0.75E_{df}$ ，下偏差 $E_{df2} = -0.75E_{df}$ 。

表 4.4-15 接触迹线长度和位置偏差

精度等级	单 圆 弧 齿 轮		双 圆 弧 齿 轮		
	接触迹线位置偏差	按齿长不少于工作齿长 %	接触迹线位置偏差	按齿长不少于工作齿长 %	
				第一 条	第二 条
4	$\pm 0.16m_n$	95%	$\pm 0.11m_n$	95%	75%
5	$\pm 0.20m_n$	90%	$\pm 0.15m_n$	90%	70%
6				80%	60%
7	$\pm 0.25m_n$	85%	$\pm 0.18m_n$	85%	60%
8				80%	40%

表 4.4-16 接触斑点

精度等级	单 圆 弧 齿 轮		双 圆 弧 齿 轮		
	按齿高不少于工作齿高 %	按齿长不少于工作齿长 %	按齿高不少于工作齿高 %	按齿长不少于工作齿长 %	
				第一 条	第二 条
4	60	95%	60	95%	90%
5	55	95%	55	95%	85%
6	50	90%	50	90%	80%
7	45	85%	45	85%	70%
8	40	80%	40	80%	60%

表 4.4-17 齿坯公差

齿轮精度等级 <sup>①</sup>		4	5	6	7	8
孔	尺寸公差	IT <sub>4</sub>	IT <sub>5</sub>	IT <sub>6</sub>		IT <sub>7</sub>
	形状公差					
轴	尺寸公差	IT <sub>4</sub>	IT <sub>5</sub>			IT <sub>6</sub>
	形状公差					
顶 圆 直 径 <sup>②</sup>		IT <sub>6</sub>			IT <sub>7</sub>	

注：IT——标准公差。

① 当三个公差组的精度等级不同时，按最高的精度等级确定公差组。

② 当顶圆不作测量齿深和齿厚的基准时，尺寸公差按 IT11 规定，但不大于  $0.1m_n$ 。



表4.4-18 齿坯基准面径向<sup>①</sup>和端面跳动公差 $\mu\text{m}$ 

分度圆直径 (mm)		精度等级			
大于	到	4	5和6	7和8	
—	125	7	11	18	
125	400	9	14	22	
400	800	12	20	32	
800	1600	18	28	46	
1600	2500	26	40	63	
2500	4000	40	63	100	

① 当以顶圆作基准面时, 本表就指顶圆的径向跳动。

## 参 考 文 献

- [1] 机械工程手册第32篇, 齿轮传动, 机械工业出版社, 1980
- [2] JB929—67, 圆弧齿轮滚刀法面齿形的标准
- [3] JB2940—81, 双圆弧齿轮基准齿形
- [4] GB1840—89, 圆弧圆柱齿轮模数

[5] 李华敏, 张希康: 圆弧齿轮若干测量尺寸的计算方法, 中国机械工程学会十周年年会, 《圆弧点啮合(诸维柯夫)齿轮传动专题讨论文集》287~307页, 中国工业出版社, 1962

[6] 太原工学院齿轮研究室主编: 圆弧齿轮, 机械工业出版社, 1980

[7] 邵家辉: 双圆弧齿轮啮合线图计算方法, 《太原工学院学报》, 1981, 第1期

[8] 丁淳: 双圆弧齿轮的重合度与啮合特性《机械工程学报》, 1985, 第1期

[9] GB3480—83, 渐开线圆柱齿轮承载能力计算方法

[10] 陈谔闻: 圆弧齿轮的载荷参数与刚度参数, 接触应力参数和齿根应力参数之间的关系式, 《国际齿轮及动力传动学术会论文集》, 1981; 东京

[11] 陈荣增、陈谔闻、叶瑞达、林国成: 67型圆弧齿轮齿根应力公式的研究, 《齿轮》, 1983.1

[12] 陈式椿、陈荣增、陈谔闻: 81型双圆弧齿轮的齿根应力公式, 《机械工程学报》, 1985.4

[13] 林国成: 双圆弧齿轮齿形系数的电测研究, 《齿轮》, 1985.3

[14] 吴伟光、陈谔闻: 以三维有限元法为基础分析不同螺旋角的双圆弧齿轮的齿根应力, 《齿轮》, 1986.1

[15] 陈荣增、陈式椿等: 81型双圆弧齿轮的齿根弯曲疲劳试验及极限应力值, 《齿轮》, 1986.4

[16] 郑州机械研究所: 双圆弧齿轮的试验研究, 《齿轮》, 1979.1

[17] JB4021—85, 圆弧圆柱齿轮精度

[18] GB10095—88, 渐开线圆柱齿轮精度





# 第1章 概 述

## 1 锥齿轮及准双曲面齿轮传动特点

### 1.1 锥齿轮传动特点

锥齿轮用于轴线相交的两轴间的传动, 见图 5.1-1。两轴线成直角的锥齿轮副传动使用最为广泛。

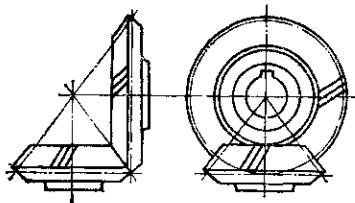


图5.1-1 锥齿轮副

锥齿轮副两轮可的回转速度的比值与其齿数间的比值成反比。由图 5.1-2 可得传动比  $i$  值为

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{z_2}{z_1} \quad (5.1-1)$$

式中  $\omega_1, \omega_2$ ——分别为小轮和大轮的角速度;  
 $z_1, z_2$ ——分别为小轮和大轮的齿数。

由图 5.1-2 及公式 (5.1-1), 可得到两个作纯滚动的相切的圆锥, 两锥顶点相交于轴线交点  $O$ , 两圆锥间的角速度比值等于锥齿轮副的传动比, 此两圆锥叫作节圆锥, 两节圆锥的相切母线  $OP$  上的相对速度为零。节圆锥母线与其轴间的夹角叫作节圆锥角,  $\delta_1'$  及  $\delta_2'$  分别代表小轮及大轮的节圆锥角。设  $d_1'$  及  $d_2'$  分别表示小轮及大轮的节圆直径, 则又有下列关系

$$\frac{z_2}{z_1} = \frac{d_1'}{d_2'} = \frac{\sin \delta_2'}{\sin \delta_1'} \quad (5.1-2)$$

设轴交角为  $\Sigma$ , 根据轴交角  $\Sigma$  的大小, 可分三

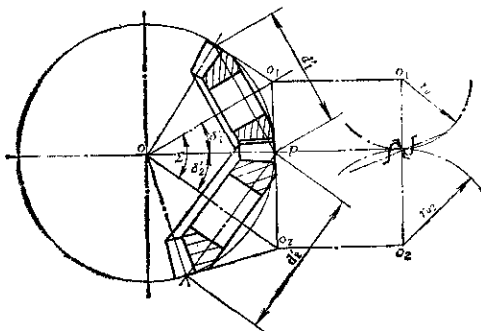


图5.1-2 锥齿轮的当量圆柱齿轮

种情况计算节圆锥角  $\delta_1'$ 。

$$\Sigma = 90^\circ \text{ 时 } \delta_1' = \arctan \frac{z_2}{z_1} \quad (5.1-3)$$

$$\Sigma < 90^\circ \text{ 时 } \delta_1' = \arctan \frac{\sin \Sigma}{z_1 + \cos \Sigma} \quad (5.1-4)$$

$$\Sigma > 90^\circ \text{ 时 } \delta_1' = \arctan \frac{\sin(180^\circ - \Sigma)}{z_1 - \cos(180^\circ - \Sigma)}$$

(5.1-5)

对于上述三种情况, 其大轮节圆锥角都按下式计算:

$$\delta_2' = \Sigma - \delta_1' \quad (5.1-6)$$

当大轮节圆锥角  $\delta_2'$  大于  $90^\circ$  时, 加工困难, 一般不采用。

⊖ 本图各符号注脚1表示小轮, 2表示大轮。例如,  $z_1$  表示大轮齿数。

切齿时, 齿轮与产形刀具节平面作纯滚动的锥面称为分度圆锥面。分度圆锥母线与其轴线间的夹角称为分度圆锥角, 以 $\delta$ 表示。当齿高无变位或采用高度变位时, 分度圆锥角与节圆锥角相重合, 即 $\delta$ 与 $\delta'$ 相等。一般锥齿轮采用高度变位情况较多, 故多以 $\delta$ 表示节锥角 $\delta'$ 。

准齿轮副两齿轮之间的相对运动轨迹位于以轴线交点为中心的不同直径的球面上。从理论上讲, 轮齿齿形应为球面渐开线。但是, 球面渐开线是在球面上的一条S形曲线, 此种形状要用点切削的刀具才能切出, 所以难于实际使用。实际上, 锥齿轮也仿效圆柱齿轮采用直齿齿廓的刀具。这样切出的齿形在球面上的接触线形状为“8”字形, 见图5.1-3。

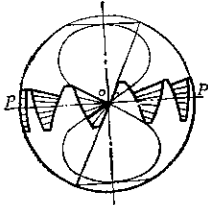


图5.1-3 “8”字形接触线锥齿轮

锥齿轮传动特点为相交轴间的传动, 而且相当于一对节圆锥作相对的纯滚动运动, 齿轮外形呈锥形, 沿齿宽上各点的端面模数是不等的, 自轮齿大端向小端, 端面模数按节锥母线长成比例地变小。

### 1.2 准双曲面齿轮传动特点

准双曲面齿轮用于两轴线交错的两轴间的传动, 见图5.1-4准双曲面齿轮副。小轮轴线偏离大轮轴线一段距离, 叫轴线偏置距, 用 $E$ 表示。小轮轴线可以用向上偏置, 也可以向下偏置。一般规

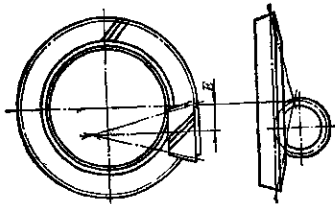


图5.1-4 准双曲面齿轮副

定, 当面对大轮轮齿, 将小轮水平置于大轮右侧, 若小轮轴线位于大轮轴线下方, 叫做下偏置; 位于上方时, 叫上偏置, 见图5.1-5。

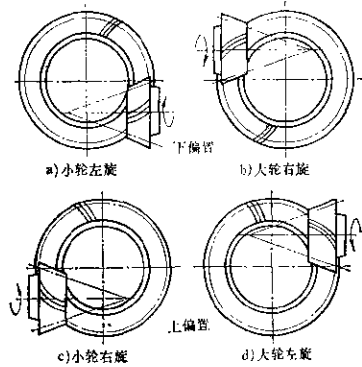


图5.1-5 准双曲面齿轮副小轮的偏置及螺旋方向

偏置距足够大时, 两轴轴可以贯通, 两轮可同时采用双跨支承, 增加了刚性和寿命。偏置方向一般都设计为使小轮增大螺旋角的偏置方向。法向齿距一定时, 螺旋角增大, 使得端面齿距增大, 使小轮的直径增大, 这就比同样传动比的锥齿去副小轮强度高。另外, 准双曲面齿轮副可用齿数小到1的小轮, 所以, 高传动比的传动可用准双曲面齿轮副。

准双曲面齿轮副由于小轮轴线偏置, 不存在象锥齿轮副中作相互纯滚动的两个节圆锥。图5.1-6表示准双曲面齿轮副的简单几何关系。图中 $x_1$ ,  $x_2$

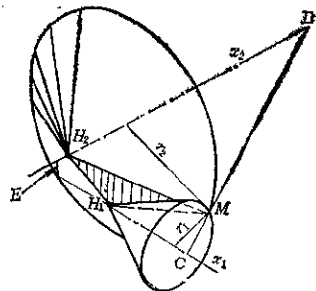


图5.1-6 准双曲面齿轮的主要几何关系

表示小轮和大轮的轴线,  $M$  表示齿宽中点,  $CMD$  直线为过  $M$  点与两轴相交的直线。传动时, 相当于小轮以节圆锥  $H_1$  与平面  $H_2H_1M$  相切, 大轮相当于以节圆锥  $H_2$  与平面  $H_1H_2M$  相切, 大轮与小轮沿齿长方向及齿高方向都有相对滑动, 此处所谓两节圆锥已不同于锥齿轮副的节圆锥<sup>①</sup>。

准双曲面齿轮外形呈锥形, 其切齿加工设备与锥齿轮的加工设备是一样的, 由于小轮轴线偏置, 故曾有偏轴锥齿轮之称。

## 2 锥齿轮及准双曲面齿轮的特殊术语和定义

### 2.1 节圆锥与分度圆锥 (详见 1.1 节)

节圆锥和分度圆锥是表示锥齿轮轮齿尺寸, 特性值如螺旋角等的基准。通常锥齿轮采用高度变位, 节圆锥与分圆锥重合, 故常用节圆锥兼表后者。实际节圆锥只在啮合状态才存在。

### 2.2 当量圆柱齿轮

锥齿轮副中的一个齿轮上的任一点, 相对于相配齿轮的运动轨迹位于以节锥顶点 (轴线交点) 为圆心, 以到任意点距离为半径的球面上, 见图 5.1-2。由于球面渐开线不能展开在平面上, 以及由于球面渐开线难于加工, 在实际计算分析中常用当量圆柱齿轮作近似分析。图 5.1-2 中, 设  $P$  为轮齿大端处节点, 由于此时相对瞬时轴线为  $oP$ , 相当于垂直于  $oP$  直线的平面上的圆柱齿轮啮合,  $o_1P$  及  $o_2P$  为两圆柱齿轮的半径, 此两齿轮及半径叫作当量圆柱齿轮和当量圆柱齿轮半径<sup>②</sup>。

当量圆柱齿轮齿数  $z_v$ 。

对于直齿锥齿轮及零度锥齿轮

$$z_v = \frac{z}{\cos \delta} \quad (5.1-7)$$

对于斜齿和曲线齿锥齿轮

$$z_v = \frac{z}{\cos^2 \beta_m \cos \delta} \quad (5.1-8)$$

式中  $z$ ——工件齿数;

$\delta$ ——分圆锥角;

$\beta_m$ ——中点螺旋角。

当量圆柱齿轮齿数比  $u_v$ 。

$$u_v = \frac{z_{v2}}{z_{v1}} = \frac{z_2 \cos \delta_1}{z_1 \cos \delta_2} = u \frac{\cos \delta_1}{\cos \delta_2} \quad (5.1-9)$$

$$\text{当 } \Sigma = \delta_1 + \delta_2 = 90^\circ \text{ 时, } u_v = u^2 \quad (5.1-10)$$

当量分度圆半径  $r_v$ 。

$$r_v = \frac{r}{\cos \delta} \quad (5.1-11)$$

式中  $r$ ——分度圆半径。

由公式 (5.1-7)、(5.1-8) 可知, 当量圆柱齿轮齿数比锥齿轮齿数至少增大  $\frac{1}{\cos \delta}$  倍, 有利于消除根切现象。

### 2.3 假想平面齿轮和假想平顶齿轮

当锥齿轮的分度圆锥角  $\delta = 90^\circ$  时, 分度圆锥面变为一平面, 此时称为平面齿轮。平面齿轮的当量圆柱齿轮齿数为无穷大, 相当于环形齿条。与圆柱齿轮的齿轮齿条啮合概念一样, 锥齿轮与平面齿轮的啮合常作为计算与切齿原理的依据。平面齿轮即产形齿轮, 又叫冠轮。

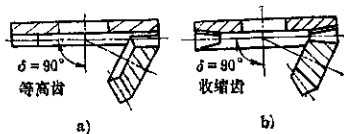


图 5.1-7 假想平面齿轮  
a) 等高齿 b) 收窄齿

假想平顶齿轮为顶圆锥角  $\delta_v = 90^\circ$  的情况, 即顶圆锥面变成一平面, 又叫平顶齿轮。见图 5.1-8。平顶齿轮原理主要用于锥齿轮切齿机床主轴不能倾斜的情况, 刀刃回转平面与齿轮根锥表面相切, 此时产形轮的分锥角为  $\delta = 90^\circ - \theta_f$ 。

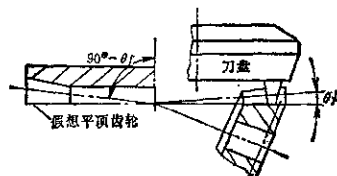


图 5.1-8 假想平顶齿轮

### 2.4 轮齿名称<sup>①</sup>

轮齿各部分名称见图 5.1-9。常见有轮齿大端 (外端)、小端 (内端)、凸面、凹面、齿顶、齿底、齿根过波曲线等名称。

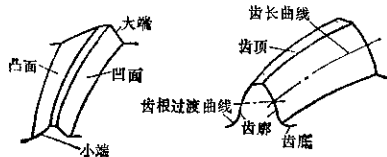


图5.1-9 轮齿名称

### 2.5 齿长曲线

轮齿齿面和节圆锥的交线叫齿长曲线，一般都用假想平面齿轮的齿长曲线作为分类及特征的基础。

齿长曲线主要决定于加工方法，决定于所用机床和刀具型式。齿长曲线的型式对齿轮啮合、强度及噪声等有重要影响。常见的齿长曲线见图5.1-10。

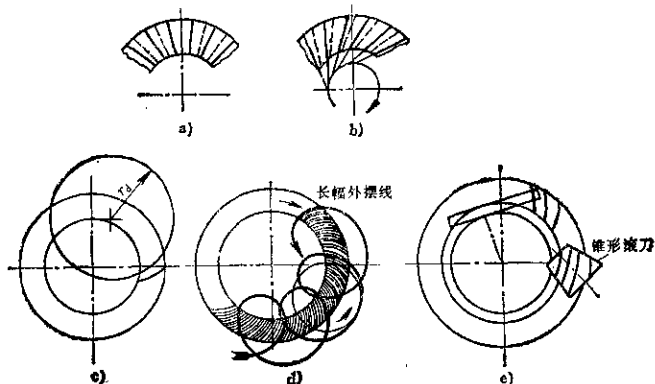


图5.1-10 几种常见齿长曲线

- a) 直线：直齿锥齿轮 b) 斜(直)线：斜齿锥齿轮 c) 弧线：弧齿锥齿轮 d) 长辐外摆线：摆线齿锥齿轮 e) 锥渐开线：锥渐开线齿锥齿轮

图5.1-12.

### 2.6 螺旋角及螺旋方向

齿长曲线上某点的切线与过此点的节锥母线间所夹角度，叫做某点的螺旋角 $\beta$ ，见图5.1-11。面对锥齿轮齿，轮齿自齿宽中点到大端旋向为顺时针方向的叫做右旋齿，反时针方向的叫做左旋齿，见

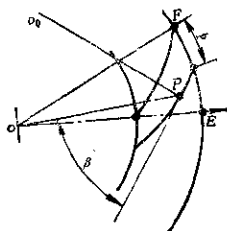


图5.1-11 轮齿螺旋角

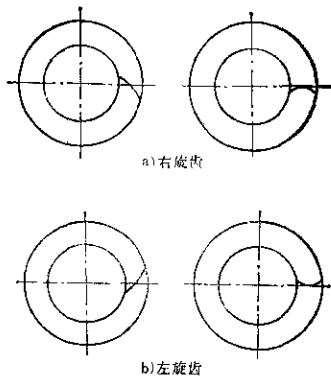


图5.1-12 轮齿螺旋方向

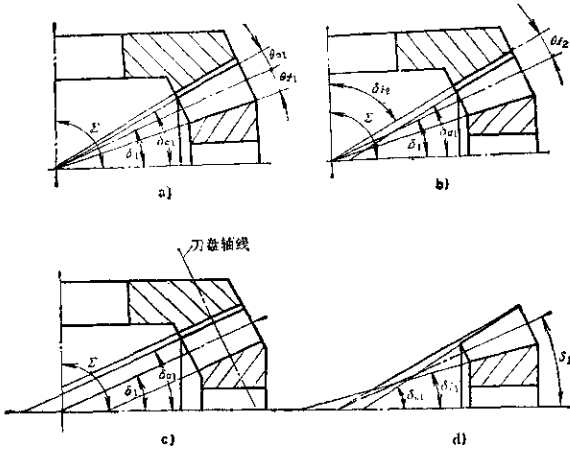


图5.1-13 齿高的型式  
a) 收缩齿(非等顶隙) b) 收缩齿(等顶隙) c) 等高齿 d) 双重收缩齿

## 2.7 齿高特点

锥齿轮的齿高型式主要有收缩齿和等高齿之分。收缩齿有非等顶隙收缩齿和等顶隙收缩齿，见图5.1-13a和b。等顶隙收缩齿允许相配齿轮轮齿小端有较大的齿根圆角，也就是较大的刀顶圆角，这对刀具寿命和轮齿强度都有利。

非等顶隙收缩齿的顶圆锥顶点与轴线交点重合，锥齿轮的顶圆锥角为

$$\delta_{a1} = \delta_1 + \theta_{a1} = \Sigma - \delta_2 + \theta_{a1} \quad (5.1-12)$$

$$\delta_{a2} = \delta_2 + \theta_{a2} = \Sigma - \delta_1 + \theta_{a2} \quad (5.1-13)$$

等顶隙收缩齿锥齿轮的顶圆锥母线在啮合最深位置时，平行于相配齿轮的根圆锥母线。其顶圆锥角为

$$\delta_{a1} = \delta_1 + \theta_{f1} = \Sigma - \delta_2 + \theta_{f1} = \Sigma - \delta_{f1} \quad (5.1-14)$$

$$\delta_{a2} = \delta_2 + \theta_{f2} = \Sigma - \delta_1 + \theta_{f2} = \Sigma - \delta_{f2} \quad (5.1-15)$$

等高齿锥齿轮一般常见于摆线齿锥齿轮和准渐开线齿锥齿轮，有时也用于圆弧齿锥齿轮。等高齿锥齿轮切齿时，切削框配两锥齿轮的刀盘轴线方向平行，见图5.1-13c，切齿调整计算较为简单。

双重收缩齿见图5.1-13d。双重收缩齿目的在于修正沿齿长方向上的齿厚收缩，以便能用最大实

际刀顶顶的粗切刀盘加工。此法对于齿高方向的收缩显著。另外有一种倾斜根线收缩齿，这是双重收缩齿与一般收缩齿的折衷方案。它避免双重收缩齿导致过度的齿高方向收缩量和一般收缩齿可能导致的过度的齿厚方向收缩量。

## 2.8 重合度

### 2.8.1 纵向重合度 $\epsilon_p$

纵向重合度是由齿长曲线形成的重合度，又叫齿长重合度。它是轮齿从一端啮合开始，直到另一端脱离啮合为止，沿圆周所转的弧长与此圆周上的齿距 $p$ 的比值，见图5.1-14及图5.1-11。

$$\epsilon_p = \frac{\widehat{FE}}{p}$$

$\epsilon_p$ 一般至少为1.25。

### 2.8.2 端面重合度 $\epsilon_\alpha$

端面重合度 $\epsilon_\alpha$ 是指端面齿形的啮合作用弧长与齿距的比值，格利森制锥齿轮端面重合度 $\epsilon_\alpha$ 见表5.1-1。



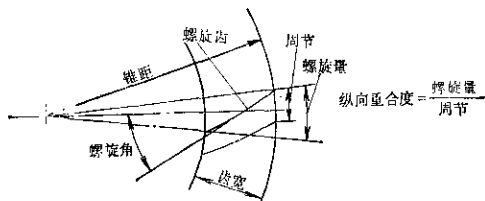


图5.1-14 确定纵向重合度的简图

表5.1-1 格利森制锥齿轮的端面重合度 $\epsilon_a$  ( $\alpha = 20^\circ$ )

小轮齿数	弧齿锥齿轮和准双曲面齿轮	直齿锥齿轮和零度锥齿轮	小轮齿数	弧齿锥齿轮和准双曲面齿轮	直齿锥齿轮和零度锥齿轮
6	0.87		20	1.26	1.56
7	0.95		21	1.26	1.57
8	1.02		22	1.27	1.58
9	1.07		23, 24	1.28	1.59
10	1.11		25	1.29	1.60
11	1.15		26	1.29	1.61
12	1.19		27, 28	1.30	1.62
13	1.20	1.48	29	1.30	1.63
14	1.21	1.49	30, 31	1.31	1.64
15	1.22	1.51	32, 33	1.32	1.65
16	1.23	1.52	34, 35	1.32	1.66
17	1.24	1.53	36, 37	1.33	1.67
18	1.25	1.54	38, 39, 40	1.34	1.68
19	1.25	1.55			

2.8.3 总重合度 $\epsilon$

$$\epsilon = \sqrt{\epsilon_p^2 + \epsilon_a^2}$$

由于轮齿都制有一定的失配量，以便在全载情况下轮齿接触扩展到全齿面而不致集中于轮齿一端。所以总重合度不等于 $\epsilon_p$ 与 $\epsilon_a$ 的和。

2.9 外锥距、内锥距、中点锥距

2.9.1 外锥距 $R$

外锥距 $R$ 为自分圆锥顶点沿锥母线到轮齿大端分度圆的距离。外锥距表示锥齿轮副的假想平面齿轮(冠轮)的半径，它用作判断用某些锥齿轮加工机床加工的可能性的依据。

2.9.2 内锥距 $R_i$

内锥距 $R_i$ 为轮齿小端处的锥距。 $R_i = R - b$ ， $b$ 为齿宽，在考虑轮齿收缩、齿顶宽度、齿顶宽度及

刀盘刀顶距时，一般都以内锥距处的数据进行分析。

2.9.3 中点锥距 $R_m$

中点锥距 $R_m$ 是自分锥顶点到齿宽中点处的锥母线长度。轮齿螺旋角的大小常用中点锥距处的螺旋角 $\theta_m$ 作为齿轮参数。载荷计算也以中点锥距处计算。

2.10 安装距、冠顶距、轮冠距(见图5.1-15)

2.10.1 安装距 $A$

安装距为自锥齿轮或准双曲面齿轮的安装基面，沿齿轴轴线方向到轴线交叉点的距离。安装距的公差要严格控制，并应在总成中有一定的调整范围。

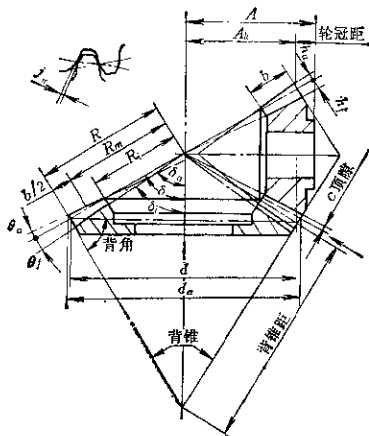


图 5.1-15 锥齿轮各名称与代号  
 $R$ —外锥距  $R_i$ —内锥距  $R_m$ —中点锥距  
 $r_o$ —背锥距  $A$ —安装距  $A_k$ —冠顶距  
 $A-A_k$ —轮冠距  $b$ —齿宽  $h_a$ —齿顶高  
 $h_f$ —齿根高  $\theta_o$ —齿顶角  $\theta_f$ —齿根角  
 $d_o$ —齿顶圆直径  $d$ —分度圆直径  
 $\delta_o$ —顶圆锥角  $\delta$ —分圆锥角  $\delta_1$ —根圆锥角

### 2.10.2 冠顶距 $A_k$

冠顶距  $A_k$  为自轮冠所在平面到分圆锥顶点的距离。当轴交角  $\Sigma \approx 90^\circ$  时，冠顶距按下式算：

$$A_{k1} = R \cos \delta_1 - a_{o1} \sin \delta_1 \quad (5.1-16)$$

$$A_{k2} = R \cos \delta_2 - a_{o2} \sin \delta_2 \quad (5.1-17)$$

式中  $A_{k1}$ 、 $A_{k2}$ ——分别为小轮及大轮的冠顶距；

$R$ ——外锥距；

$a_{o1}$ 、 $a_{o2}$ ——分别为小轮及大轮的轮齿大端齿顶高；

$\delta_1$ 、 $\delta_2$ ——分别为小轮及大轮的分锥角，当轴交角  $\Sigma = 90^\circ$  时，

$$A_{k1} = \frac{d_1}{2} - a_{o1} \sin \delta_1 \quad (5.1-18)$$

$$A_{k2} = \frac{d_2}{2} - a_{o2} \sin \delta_2 \quad (5.1-19)$$

### 2.10.3 轮冠距

轮冠距为自轮冠（理论外径）到安装基面间的距离。它是控制轮坯精度的主要尺寸。

轮冠距 = 安装距 - 冠顶距 =  $A - A_k$  (5.1-20)

## 2.11 齿轮旋转方向

本篇锥齿轮的旋转方向规定从锥齿轮背面看其旋转方向，确定为顺时针方向或逆时针方向旋转。旋转方向与受力分析公式有关。

## 2.12 其他术语

准双曲面齿轮的轴线偏置距及其上偏置或下偏置的定义详见本章 1.2 节，另外，锥齿轮的背锥距  $r_o$ （见图 5.1-15）为当量圆柱齿轮的半径。

## 3 分类及用途

### 3.1 分类

锥齿轮及准双曲面齿轮分别为相交轴及相错轴的齿轮传动类型。但是根据其齿长曲线特点、齿高型式、以及加工方法等有多种分类。这些方面都是在设计和制造时要认真考虑的。由于齿长曲线对于传动性能关系重大，而且要用特定的加工方法，故一般按齿长曲线分类，见本手册第一篇第 1 章。

#### 3.1.1 齿长曲线为直线

(1) 直齿锥齿轮 齿长齿长方向为直线，而且其延伸线交于轴线，见图 5.1-10a。近年来锥齿轮刨齿机或铣齿机可沿齿长方向切出数形齿。这样，允许锥齿轮副有微小的安装误差和负载情况下的一定位移，而不会导致载荷集中于轮齿一端，见图 5.1-16。

(2) 斜齿锥齿轮 齿长方向为直线，但其延长线不与轴线相交，而是与一圆相切，见图 5.1-10b。此种齿轮只有在双刀刨齿机的双刀行程夹角中线可相对于摇台（产形齿轮）中心作偏置调整的机床上加工。

#### 3.1.2 齿长曲线为曲线

齿长曲线为曲线的锥齿轮，根据曲线的形式主要有三种齿线型式，见图 5.1-10c、d 及 e。

(1) 弧齿锥齿轮 齿长曲线为圆弧，见图 5.1-10c。我国的锥齿轮机床主要切削弧齿锥齿轮。被各国广泛采用的美国格利森（GLeason）锥齿轮制也是弧齿锥齿轮。弧齿锥齿轮传动时，轮齿由一端逐渐平稳的接触移动。设计良好时，同时接触的轮

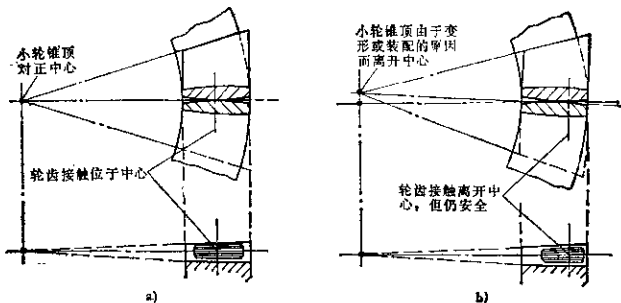


图5.1-16 锥形齿接触

齿不少于两对，比直齿锥齿轮传动更加平稳安静，弧齿锥齿轮可以磨齿，用于高速传动。

(2) 摆线齿锥齿轮 齿长曲线为长幅外摆线曲线的一部分，轮齿等高，见图 5.1-10d。此种齿长曲线是由于用连续分度方法形成的。刀盘装有几组刀片，每组刀片切一个齿槽，刀盘连续回转时，工件要连续回转以便形成分齿运动。瑞士奥利康(Oerlikon)铣齿机和近期的克林根贝尔格(Klingelberg)铣齿机都是切削摆线齿锥齿轮。运转比直齿锥齿轮平稳安静。但是难以实现磨齿。

摆线齿锥齿轮可以容易地得到参考锥距  $R_p$  ( $R_p = R - 0.415b$ ) 处的法向模数最大<sup>[2]</sup>，有利于负载情况下接触区的稳定性。

(3) 准渐开线齿锥齿轮 这是用锥形滚刀加工的锥齿轮，见图 5.1-10e。就象圆柱齿轮滚齿一样，工件连续回转分度。由于刀具必须要用相同模数及压力角，而且一对锥齿轮要至少一对滚刀，左旋及右旋滚刀，所以，此种齿轮生产已罕见。

(4) 准双曲面齿轮的齿长曲线有用弧齿的和摆线齿的。

### 3.2 用途

锥齿轮及准双曲面齿轮根据其本身类型的特点有着不同的适用范围。另外由于材料热处理的水平、精度状态等对齿轮适用的条件也有所不同，例如直齿锥齿轮一般只适用于低速，但磨齿的锥齿轮可用于每秒40甚至50米的高速。表 5.1-2 给出锥齿轮和准双曲面齿轮的特点和用途。表中给出的诸如传动比范围及最大功率等并不是绝对的极限。

## 4 齿轮传动载荷的计算

对于传动载荷的计算要根据原动机的输入载荷，考虑原动机的载荷特性。同时要考虑工作机械的载荷特性。

齿轮有额定工作条件和峰值工作条件。额定工作条件系指额定载荷下，以额定速度和寿命时数工作，且要在一定的温度范围下工作。峰值工作条件系指最大扭矩、最大扭矩下工作时间及温度等。峰值工作条件要考虑起动载荷的峰值，发生频率及其持续时间。冲击载荷不可能准确确定，无论重复性及偶然性冲击都不要忽视，一般在工况系数中考虑冲击载荷。

小轮驱动的转矩可按下式计算，

$$T_1 = 9549 k_A P / n_1 \text{ (N} \cdot \text{m)} \quad (5.1-21)$$

式中  $P$ ——齿轮传递的功率 kW,

$n_1$ ——小轮转速 r/min,

$k_A$ ——工况系数， $k_A$ 考虑由于原动机和工作机械运转不平稳性对计算载荷影响的系数。当没有实测或系统分析方法确定的  $k_A$  值时， $k_A$  值可按表 2.4-9 查取。工作机械的载荷特性可见表 2.4-9。在增速传动时， $k_A$  值应加上 0.01  $(z_2/z_1)^2$ 。

对于航空、汽车及船舶等齿轮，载荷较大，都有其特殊性，一般都通过试验室或相应道路试验确定其承载能力。例如汽车后桥齿轮，其载荷的确定

① 克林根贝尔格厂位于德意志联邦共和国内。

② 对原Mkfs制  $T_1 = 974 k_A P / n_1 \text{ kgf} \cdot \text{m}$ 。

表 5.1-2 锥齿轮和准曲面齿形传动的特点和用途

齿轮类型	齿轮特点	齿形加工方法		生产效率 % 传动效率	传动比范围 (每对齿轮)	比大功率 kW (每对齿轮)	最大圆周速度 (m/s)	用途说明
		滚切法	成形法					
直齿锥齿轮	直齿锥齿轮: 齿线为直线, 并相交于节锥 顶点, 收缩齿	滚切法	制齿 双刀具制齿	97~99.5	1~8	373	< 5 转速 < 1000r/min, 磨齿可用于高速, $v < 80$	一般用于低速轻负荷, 也可 用于低速重载
		成形法	圆拉法 大模数齿形加工					
	斜齿锥齿轮: 齿线为直线, 并相 切于一圆, 收缩齿	滚切法	滚切法 (制齿)	低				
		成形法	在磨齿机上加工	高				
曲线齿锥齿轮	弧齿锥齿轮: 收缩齿 (也有 用等高齿的)	滚切法	在磨齿机上加工	97~99.5	1~8	3728	> 5 及转速 > 1000r/min 磨齿后可达 40m/s	由于比直齿锥齿轮齿形误差 半径大, 而且增加了纵向重合 度, 故传动平稳, 噪声较低, 磨齿精度差些, 噪声低 可用于空间要求严格的条件 支承部分要考虑轴力的大 小和方向
		成形法	大轮用成形法 不滚切 > 3					
	摆线齿锥齿轮: 等高齿	滚切法	在连续初分度的 磨齿机上加工	高				
		成形法	用于 $i > 3$	更高				
准曲面齿形齿轮	弧齿零度锥齿轮: 双重收缩齿 $\beta_m = 0$	滚切法	在回歇分度的 磨齿机上加工	97~99.5	1~8	746	磨齿可达 60m/s	用以代替直齿锥齿轮, 平稳 性较好, 但不如弧齿锥齿轮 磨齿可用于高速
		成形法	在连续分度的 磨齿机上加工					
	摆线齿零度锥齿轮: 等高齿 $\beta_m = 0$	滚切法	在连续分度的 磨齿机上加工	高				
		成形法	在连续分度的 磨齿机上加工	更高				
准曲面齿形齿轮	圆弧齿线、双 重收缩齿、轴 线偏置	滚切法	滚切法	97~98	1~10	746	30	可增加小轮刚性, 容易发现 双跨支承, 轴线偏置距, 可提高或 降低平衡重心 降低曲线齿锥齿轮更平稳, 噪 声更小 特殊设计与加工可实现大 传动比 (100:1) 磨齿可代替磨齿副
		成形法	成形法					
	长齿形齿线等 高齿、轴线偏置	滚切法	滚切法	高				
		成形法	成形法	更高				

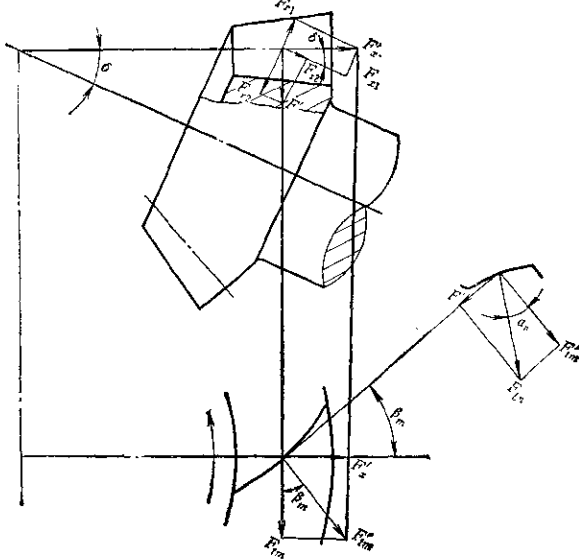


图5-1-17 曲线齿锥齿轮受力分析图  
(图示齿轮为左旋齿, 顺时针方向旋转)

依据发动机最大转矩, 或驱动轮打滑时的转矩, 或依据车辆要爬一定坡道时的转矩来确定<sup>[1][2]</sup>。

### 5 锥齿轮及准双曲面齿轮的受力分析

锥齿轮及准双曲面齿轮的受力情况, 取决于所传递的功率、螺旋角、螺旋方向、压力角、分度圆锥角和旋转方向。受力情况直接影响轴承载荷, 故受力分析非常重要, 受力分析都以作用力作用在齿宽中点分度圆上进行的。

曲线齿锥齿轮 (包括弧齿、摆线齿及准渐开线齿锥齿轮) 及准双曲面齿轮的受力分析计算按表 5.1-3 计算。在计算准双曲面齿轮时, 对大小轮的圆周力及几何参数的不同要加以注意。表中的圆周力  $F_{tm}$  计算如下:

对于直齿和曲线齿锥齿轮的圆周力相等反向

$$F_{tm} = -\frac{2000T_1}{d_1 - b \sin \delta_1} = \frac{2000T_2}{d_2 - b \sin \delta_2} \quad (5.1-22)$$

式中  $F_{tm}$ ——齿宽中点分度圆处圆周力 N;  
 $T_1, T_2$ ——作用于小轮和大轮上的转矩

$N \cdot m$ ,  
 $d, b$ ——分度圆直径及齿宽 mm。

对于准双曲面齿轮,

$$F_{tm2} = \frac{2000T_2}{d_{m2}} = \frac{2000T_2}{d_2 - b \sin \delta_{f2}} \quad (5.1-23)$$

$$F_{tm1} = -\frac{2000T_1}{d_{m1}} = F_{tm2} \frac{\cos \beta_{m1}}{\cos \beta_{m2}} \quad (5.1-24)$$

式中  $\delta_{f2}$ ——大轮根锥角。

对于直齿锥齿轮, 其圆周力的计算按公式 (5.1-22)。其受力分析若按表 5.1-3 计算, 以  $\beta_m = 0$  代入, 可简化为以下作用力的计算公式:

$$F_{t1} = F_{tm} \tan \alpha \sin \delta_1 \quad (5.1-26)$$

$$F_{r1} = F_{tm} \tan \alpha \cos \delta_1 \quad (5.1-27)$$

$$F_{t2} = F_{tm} \tan \alpha \sin \delta_2 \quad (5.1-28)$$

$$F_{r2} = F_{tm} \tan \alpha \cos \delta_2 \quad (5.1-28)$$

当轴交角  $\Sigma = \delta_1 + \delta_2 = 90^\circ$  时,  $F_{r1} = F_{r2}, F_{t2} = F_{t1}$ 。

表5.1-3 曲线齿锥齿轮和准双曲面齿轮的作用力计算

力	主动轮		计 算 公 式	力的方向
	螺旋方向	转动方向		
轴 向 力 $F_x$	右	顺时针	主动轮: $F_x = \frac{F_{tm}}{\cos \beta_m} (\tan \alpha_n \sin \delta - \sin \beta_m \cos \delta)$ 从动轮: $F_x = \frac{F'_{tm}}{\cos \beta_m} (\tan \alpha_n \sin \delta + \sin \beta_m \cos \delta)$	$F_x$ 值为正时, 表示远离锥顶, 负值则为指向锥 顶。
	左	逆时针	主动轮: $F_x = \frac{F_{tm}}{\cos \beta_m} (\tan \alpha_n \sin \delta + \sin \beta_m \cos \delta)$ 从动轮: $F_x = \frac{F'_{tm}}{\cos \beta_m} (\tan \alpha_n \sin \delta - \sin \beta_m \cos \delta)$	
径 向 力 $F_r$	右	顺时针	主动轮: $F_r = \frac{F_{tm}}{\cos \beta_m} (\tan \alpha_n \cos \delta + \sin \beta_m \sin \delta)$ 从动轮: $F_r = \frac{F'_{tm}}{\cos \beta_m} (\tan \alpha_n \cos \delta - \sin \beta_m \sin \delta)$	$F_r$ 值为正表示 径向力指向轮 心, 如为负值则 指相反方向
	左	逆时针	主动轮: $F_r = \frac{F_{tm}}{\cos \beta_m} (\tan \alpha_n \cos \delta - \sin \beta_m \sin \delta)$ 从动轮: $F_r = \frac{F'_{tm}}{\cos \beta_m} (\tan \alpha_n \cos \delta + \sin \beta_m \sin \delta)$	

注: 1 转动方向是由齿轮背面看其是顺时针或逆时针转动。  
 2 螺旋方向为面向轮齿, 自齿面中点向轮齿大端为顺时针旋向的叫做右旋齿, 反之叫左旋齿。  
 3 计算小轮受力时, 用 $\delta_1$ 代入公式 $\delta$ , 大轮用 $\delta_2$ 代入公式。  
 4 计算准双曲面齿轮的径向力 $F_r$ 和轴向力 $F_x$ 时, 大小轮分别用其 $F_{tm}$ 、 $\beta_m$ 、 $\alpha_n$ 及 $\delta$ 值, 表中压力角用滚动圆的, 表中分锥角 $\delta$ , 对于大轮用根锥角 $\delta_f$ , 小轮用顶锥角 $\delta_a$ 代替。

## 第2章 锥齿轮及准双曲面齿轮主要参数选择

### 1 分度圆直径的初步确定

对于一般工业用齿轮, 都是根据齿面接触强度和齿根弯曲强度确定其齿轮尺寸。图5.2-1和图5.2-2都是钢材表面硬化处理到HRC55的条件下绘制的。小轮的分度圆直径可根据小轮承受的转矩来确定。小轮转矩的计算见本篇第1章第4节。确定 $T_1$ 时应注意小轮峰值载荷, 若在预期的齿轮寿命中, 如果峰值载荷的总循环次数超过一千万次, 则用 $\sigma_H$ 值转矩为依据选用小轮分度圆直径; 如果 $\sigma_H$ 值载荷的总循环次数少于一千万次, 则将峰值载荷与

两倍的持续载荷相比较, 取其中较大的值作依据, 选取小轮分度圆直径<sup>[16][23]</sup>。

由图5.2-1选出的小轮分度圆直径, 对于零度锥齿轮要乘以1.3; 对于鼓形齿直齿锥齿轮, 要乘以1.2。表面硬化处理并经磨齿的弧齿锥齿轮要乘以0.8, 并与从图5.2-2中查得的直径相比, 取其中较大的。对于承受不变载荷的齿轮, 工作中受有振动的, 小轮分度圆直径由图5.2-2查得后乘以0.7, 不受振动的不变载荷齿轮, 自图5.2-2查得的直径乘以0.6。汽车、航空及船舶工业不能采用图5.2-1及图5.2-2。

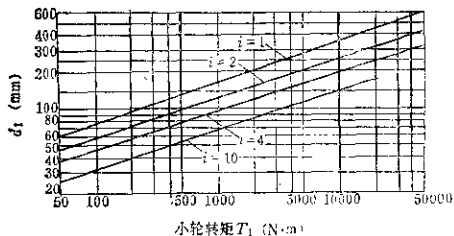


图5.2-1 根据接触强度确定小轮分度圆直径  
(用于格利森制一般工业用锥齿轮)

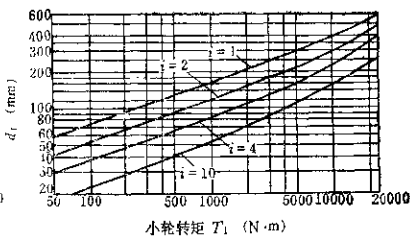


图5.2-2 根据弯曲强度确定小轮分度圆直径  
(用于格利森一般工业用锥齿轮)

表5.2-1 材料与硬度修正系数

大 轮		小 轮		材料与硬度 修正系数
材 料	最低硬度	材 料	最低硬度	
钢(表面硬化处理)	HRC 58	钢(表面硬化处理)	HRC 60	0.85
钢(表面硬化处理)	HRC 55	钢(表面硬化处理)	HRC 55	1.00
钢(火焰淬火)	HRC 50	钢(表面硬化处理)	HRC 55	1.05
钢(火焰淬火)	HRC 60	钢(火焰淬火)	HRC 50	1.05
钢(油淬火)	375 HB	钢(油淬火)	375 HB	1.20
钢(热处理)	250 HB	钢(表面硬化处理)	HRC 55	1.45
钢(热处理)	210 HB	钢(热处理)	245 HB	1.65
铸 铁		钢(表面硬化处理)	HRC 55	1.95
铸 铁		钢(火焰淬火)	HRC 50	2.00
铸 铁		钢(退火)	160 HB	2.10
铸 铁		铸 铁		3.10

如果材料不是表面硬化处理到HRC55的钢材, 且根据所用材料及硬度乘以系数, 见表5.2-1。

对于汽车驱动的弧齿锥齿轮和准双曲面齿轮(格利森制)可以根据大轮的转矩, 以大轮转矩与大轮分度圆直径的关系曲线初步确定大轮直径。目前在汽车驱动桥锥齿轮和准双曲面齿轮设计中, 要考虑不同类型车辆及道路的具体使用情况: 例如, 公路汽车希望32万公里无故障时, 一般采用满载并加上6%坡度时的转矩计算; 另外根据发动机最大转矩, 经过变速器的最低速比, 两者之积为驱动锥齿轮副小锥齿轮或准双曲面齿轮副小齿轮的输入转矩, 再一种情况为根据轮胎与路面打滑时的转矩<sup>[32, 4]</sup>, 然后取三者中的较小的一个。近来常用根据确定以后的大轮持续转矩, 初步选择大轮分度圆直径。图5.2-3用于初步选定弧齿锥齿轮副大轮的分度圆直径, 横坐标为大轮转矩, 纵坐标为大轮分度圆直径。此图是以螺旋角为35°、压力角22.5°、大轮齿宽约为28%锥距、小轮齿宽约为32%锥距的

基础上制定的。图5.2-4为用于确定准双曲面大轮初步尺寸的线图。此图是以小轮中点螺旋角为50°、平均压力角 $22\frac{1}{2}^{\circ}$ 、大轮齿宽约为28%大轮锥距、小轮齿宽约比大轮大12%、轴线偏置距约为大轮直径的11%为基础制定的。图5.2-4及5.2-5只是代表性的, 对于平均压力角为19°、20°, 轴线偏置距为15%及22%的大轮直径等齿轮副可参阅参考文献[4]。

## 2 齿数选择

齿数的选择可根据图5.2-5和图5.2-6选取。图5.2-5适用于直齿及零度锥齿轮小轮, 图5.2-6适用于弧齿锥齿轮小轮。多数情况下能得到良好结果。相啮合大轮的齿数, 由速比可算出。大小轮的齿数避免有公因数, 以利均匀磨损。

最少齿数的选择要避免小轮根切, 即当量圆柱齿轮不产生根切的最少齿数。如一般工业用直齿锥

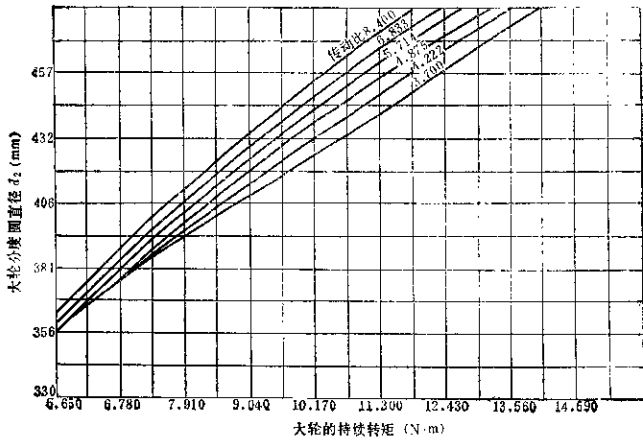


图5.2-3 根据大齿轮转矩初步确定大轮分度圆直径(弧齿锥齿轮)

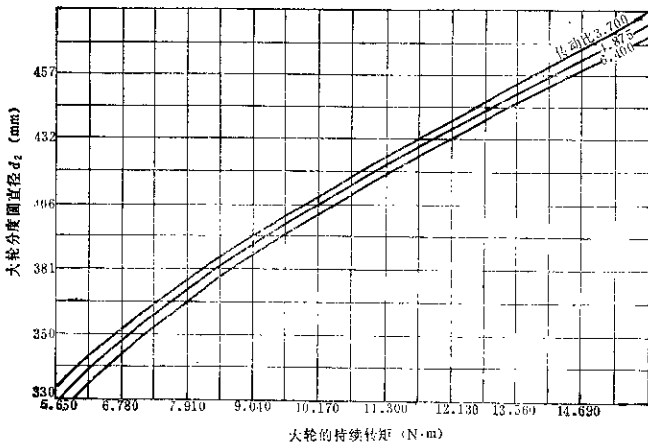


图5.2-4 根据大轮转矩初步确定大轮分度圆直径(准双曲面齿轮)

齿轮最少齿数为13。实际应用时，如汽车差速器的行星齿轮齿数可到10，但要变位，表5.2-2为各种压力角和传动比的大、小轮最少齿数 ( $\Sigma=90^\circ$ )。表5.2-3为汽车弧齿锥齿轮及准双曲面齿轮的最少齿数。

齿数的选择对轮齿强度、接触强度及平稳性有

关。齿数少有利于弯曲强度，齿数多有利于接触强度和平稳性，但会增大加工工时和刀具成本。

齿数确定后，再根据分度圆直径可以确定模数，然后进行承载能力验算。对于一般工业用锥齿轮应采用标准模数系列，对于汽车用锥齿轮可以是标准的或非标准的。



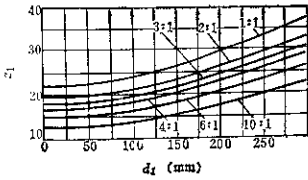


图5.2-5 直齿及零度锥齿轮小轮齿数

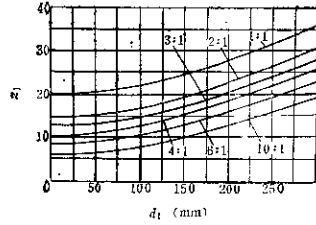


图5.2-6 锥齿锥齿轮小轮齿数

表5.2-2 各种压力角和传动比的大、小轮最少齿数( $\Sigma=90^\circ$ )

压力角	直齿锥齿轮 (一般工业用)		弧齿锥齿轮 (一般工业用)		零度锥齿轮	
	小轮	大轮	小轮	大轮	小轮	大轮
20° (标准)	16	16	17	17	17	17
	15	17	16	18	16	20
	14	20	15	19	15	25
	13	30	14	20		
			13	22		
14.5°			12	26		
	29	29	25	26	不 用	用
	28	29	27	29		
	27	31	26	30		
	26	35	25	32		
	25	40	24	33		
	24	57	23	36		
			22	40		
		21	42			
16°			20	50		
			19	70		
			24	24	不 用	用
			23	25		
			22	26		
			21	27		
			20	29		
			19	31		
		18	36			
		17	45			
		16	59			
22.5°	13	13	14	14	14	14
25°	12	12	12	12	12	13

表 5.2-3 汽车弧齿锥齿轮及准双曲面齿轮最少齿数

传动比	小齿轮齿数	允许范围
1.5~1.75	14	12~16
1.75~2.00	13	11~15
2.0~2.5	11	10~13
2.5~3.0	10	9~11
3.0~3.5	10	9~11
3.5~4.0	10	9~11
4.0~4.5	9	8~10
4.5~5.0	8	7~9
5.0~6.0	7	6~8
6.0~7.5	6	5~7
7.5~10.0	5	5~6

① 传动比 1.5~3.0 间只能用展成法加工。

### 3 螺旋角及螺旋方向的选择

#### 3.1 螺旋角的选择

螺旋角的大小决定齿轮副的纵向重合度的大小和轴向力的大小。一般工业用锥齿轮中点螺旋角为  $35^\circ$ ，以使纵向重合度  $e_\beta$  至少为 1.25，螺旋角的选择也可根据表 5.2-4。

表 5.2-4 汽车拖拉机及航空工业用螺旋角

项 目	螺 旋 角	
	弧齿锥齿轮	准双曲面齿轮
汽车		
载重汽车	30°~45°	约 45°
小 客 车	35°~40°	约 60°
拖拉机		(详见准双曲面齿轮几何计算, 用公式)
农 业 用	25°~35°	$\beta_1 = 25 + 5\sqrt{\frac{z_2}{z_1}}$ $+ 90\left(\frac{E}{D_2}\right)$
工 业 用	25°~35°	
工 程 用	0°~20°	
航空工业		
直升飞机传动		
发动机辅助传动		

图 5.2-7 为弧齿锥齿轮的纵向重合度与螺旋角的关系曲线。 $e_\beta$  为根据齿宽  $b$ 、端面模数  $m_t$  及螺旋角求查出。

$\beta_m$  越大,  $e_\beta$  也越大, 传动就更平稳, 但轴向力也越大, 必须认真检查轴承的承受能力。

#### 3.2 螺旋方向的选择

螺旋方向与决定轴向力的方向有关, 旋转方向

一定时, 改变螺旋方向时轴向力方向也改变, 应选择使主动齿轮和从动齿轮沿其轴线方向趋向于分离, 以增大齿侧间隙, 免于轮齿卡住。当不能实现两轮同时都沿轴线趋于分离时, 宜使小轮承受一个趋向分离的轴向力。图 5.2-8 表示回转方向一定时, 弧齿锥齿轮应有的螺旋方向。

### 4 齿宽的选择

齿宽不得大于三分之一锥距或  $10m_t$ , 取两者中的较小值。增加齿宽超过推荐的比例时, 实际上无助于增加强度和耐久性; 并且由于轮齿小端齿间宽过窄, 导致切齿的困难。当承载时, 万一载荷集中于轮齿小端, 大齿宽的小端更易损坏。

概略的齿宽可从图 5.2-9 查得。图上一系列直线是用于传动比由 1:1 到 10:1, 齿宽是根据小轮分度圆直径求得的。

对于直齿锥齿轮、弧齿锥齿轮及准双曲面齿轮的齿宽推荐不大于 30% 外锥距, 并且小于  $10m_t$ 。零度锥齿轮齿宽不应超过 25% 外锥距, 并且小于  $10m_t$ 。

### 5 齿形角的选择

锥齿轮常用的标准齿形角为  $20^\circ$ 。也有用  $17^\circ 30'$  的。轻载的锥齿轮有用  $14^\circ 30'$  和  $16^\circ$  齿形角的。重载的弧齿锥齿轮有用  $22^\circ 30'$  齿形角的, 甚至  $25^\circ$  齿形角的。汽车差速器的直齿锥齿轮齿形角有用  $22^\circ 30'$  或  $25^\circ$  的。

齿形角大, 可以增加轮齿强度、采用小的齿数, 但是, 齿顶容易变尖, 齿底槽宽变小, 刃顶宽度受限制, 端面重合度下降, 不利于运转平稳性。

### 6 基准齿形

国际标准化组织 (ISO) 制定的 ISO 677—1976 一般工业及重型工业用直齿锥齿轮的基准齿形见图 5.2-10。

ISO 677—1976 标准中的齿根圆角半径宜尽量取较大值, 啮合条件容许时, 可取到 0.35 $m$ 。修形时可进行齿顶修缘。轮齿齿形为“8”字啮合线齿形。

我国有关直齿锥齿轮的基准齿形标准可参阅 GB 1356—78, 见表 5.2-5。

### 7 齿侧间隙的选择

侧隙的大小根据齿轮的模数、精度要求而定。

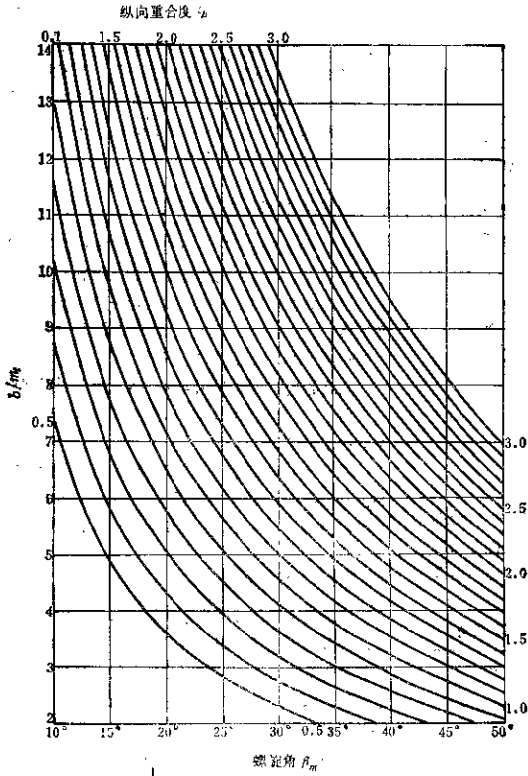


图5.2-7 弧齿锥齿轮的纵向重合度  $\epsilon_{Ax}$

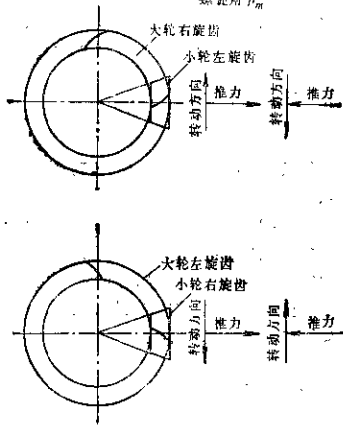


图5.2-8 回转方向一定时，弧齿锥齿轮应有的螺旋方向

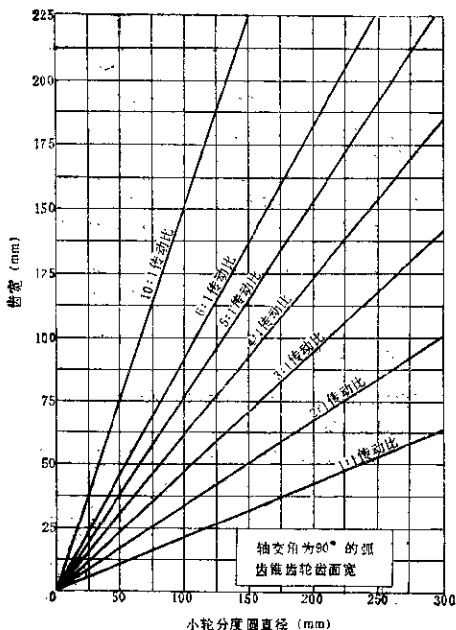
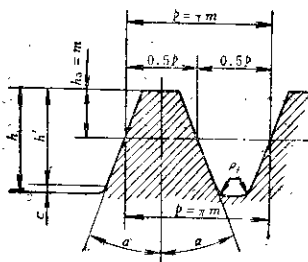


图 5.2-9  $\Sigma=90^\circ$  弧锥齿轮的齿面宽粗略确定

表 5.2-5 基本齿廓 (摘自 GB1356-87)



参数名称	代号	数 值	
		标准齿	短齿
齿形角	$\alpha$	$20^\circ$	$20^\circ$
齿顶高系数	$h_a^*$	1.0	0.8
顶隙系数	$c^*$	0.25	0.3
齿根圆角半径	$\rho_f$	0.38m	0.46m

- 注: 1. 本表适用于  $m \geq 1\text{mm}$  直齿锥齿轮。  
 2. 短齿只在特殊情况下采用。  
 3. 顶隙系数允许增大到 0.35,  $\rho_f$  允许减至 0.25m。  
 4. 为提高综合强度时, 推荐  $\alpha=25^\circ$ ,  $h_a=m$ ,  $h_w=2m$ ,  $\rho_f=0.35m$ , 内根圆角为单圆弧。  
 5. 允许齿顶修缘。

一般用途的锥齿轮及准双曲面齿轮可按表 5.2-6 推荐的锥齿轮及准双曲面齿轮侧隙来选择 (此侧隙在垂直于大齿轮齿的齿面方向测量)。这些极限值要注意具体工作条件, 在很多情况下是需要修改的。对于大模数齿轮, 侧隙的极限值可以大一些; 对于小模数精密仪器齿轮, 可能需要把侧隙减到更小些。

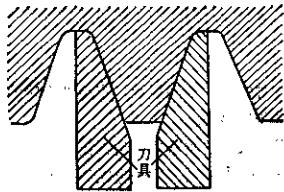
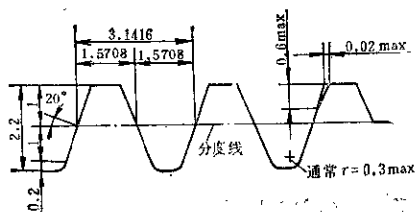


图 5.2-10 ISO677-1976 一般工业及重型工业用直齿锥齿轮的基准齿形 (压力角  $\alpha=20^\circ$ , 模数  $m=1\text{mm}$  时, 若模数不为  $1\text{mm}$ , 图中尺寸应乘以模数  $m$ )

表 5.2-6 推荐弧齿锥齿轮和准双曲面齿轮侧隙的法向侧隙

模 数	法向侧隙 $j_n$ (mm)
$\leq 1.5$	0.005~0.075
2.5	0.05~0.10
4	0.10~0.15
6.5	0.15~0.20
8.5	0.20~0.30
13	0.30~0.40
18.5	0.46~0.66
25	0.50~0.75

表5.2-7 美国齿轮制造协会(AGMA)推荐的侧隙

模 数	侧 隙		模 数	侧 隙	
	AGMA4~6级精度	AGMA7~13级精度		AGMA4~6级精度	AGMA7~13级精度
20.32~25.4	1.143~1.65	0.508~0.762	4.23~5.08	0.152~0.330	0.127~0.178
16.93~20.32	0.889~1.397	0.457~0.660	3.18~4.23	0.127~0.254	0.102~0.152
14.51~16.93	0.635~1.143	0.406~0.559	2.54~3.18	0.102~0.203	0.076~0.127
12.7~14.51	0.508~1.016	0.356~0.457	1.59~2.54	0.076~0.127	0.051~0.102
10.16~12.7	0.508~0.762	0.305~0.406	1.27~1.59	0.051~0.102	0.025~0.076
8.47~10.16	0.381~0.635	0.254~0.330	0.51~1.27	0.000~0.051	0.000~0.051
7.26~8.47	0.305~0.559	0.203~0.279	0.32~0.51	0.000~0.025	0.000~0.025
6.35~7.26	0.245~0.508	0.178~0.229	0.32及以下	0.000~0.018	0.000~0.018
5.08~6.35	0.203~0.406	0.152~0.203			

注：模数值系由径节换算得来。侧隙值系由英寸换算到0.001小数值，请自行圆整。

在回转平面内的侧隙等于法向侧隙除以螺旋角的余弦和压力角的余弦的乘积。表5.2-8中的推荐侧隙与美国齿轮制造协会齿轮标准7~13级大致相当，而AGMA4~6级的推荐侧隙更大。AGMA推荐侧隙见表5.2-7。

对于摆线齿锥齿轮或一般锥齿轮可用下式计算侧隙

$$j_n = 0.05 + 0.03m_{sp} \quad (5.2-1)$$

式中  $m_{sp}$ ——参考点法向模数。

## 8 轴线偏置距的选择

准双曲面齿轮的轴线偏置距的大小将影响小轮螺旋角的变化大小(当大轮螺旋角不变时)。一般都取增加小轮螺旋角的方向偏置小轮轴线。例如，对

于左旋小轮采取下偏置，对于右旋小轮采取上偏置(参阅本篇第1章1.2节)。

准双曲面齿轮偏置距是一项重要设计参数。对于轿车及轻型车辆一般不超过大轮锥距的40% (或近似于20%的大轮分度圆直径)，对于载重汽车、拖拉机和铁路机车用的准双曲面齿轮副，小轮轴线偏置距不得超过20%外锥距。有一些情况也有超过上列数值。

## 9 轴交角的确定

轴交角 $\Sigma$ 在绝大多数情况下为 $90^\circ$ ，极个别的情况下，轴交角不为 $90^\circ$ 。轴交角等于两锥齿轮分锥角之和。要避免大轮分锥角大于 $90^\circ$ ，否则难以加工。

# 第3章 直齿锥齿轮的几何计算

## 1 概述

直齿锥齿轮一般用于低速传动， $v < 6\text{m/s}$ 。磨齿的直齿锥齿轮的线速度可达 $50\text{m/s}$ 。一般转速小于 $1000\text{r/min}$ ，传递功率小于 $370\text{kW}$ 。

直齿锥齿轮理论上齿长曲线为直线，齿线的延长线交于轴线。实际上为了补偿小量的安装误差及负载变形，常在齿长方向制造有微量的鼓形。

直齿锥齿轮的轴向力较小，因此可用滑动轴承。

可减少对安装的空间要求。直齿锥齿轮的制造比曲线齿锥齿轮容易。

用于汽车差速器的直齿锥齿轮，由于空间限制及其作用特点关系，其小齿轮齿数可小到10个齿的。此时不能按一般直齿锥齿轮传动几何计算。另外，差速器直齿锥齿轮在大量生产时有用圆拉方法的。由于无滚切运动，故要选用相应的圆拉齿轮系列及计算。

## 2 直齿锥齿轮参数及变位

### 2.1 模数

直齿锥齿轮以轮齿大端模数  $m$  为标准, 可按 GB1357—73 选用, 见表 5.3-1。

表 5.3-1 直齿锥齿轮模数系列

第一系列	1.25, 1.5, 2, 2.5, 3, 4,
	5, 6, 8, 10, 12, 16, 20, 25, 32, 40, 50
第二系列	1.75, 2.25, 2.75, (3.25), 3.5, (3.75), 4.5, (5.5), 6.5, 7, 8, (11), (14), (18), 22, 28, (30), 36, 45

注: 优先选用第一系列, 括号内模数值尽量不选。

### 2.2 直齿锥齿轮的变位

锥齿轮齿廓变位有: 切向变位, 高度变位和角变位。

#### 2.2.1 切向变位

直齿锥齿轮切齿时, 改变切齿刀片间距离, 使之在平面齿轮 (冠轮) 分度圆切线方向增大或减小一个  $x_s m$  值 (见图 5.3-1), 于是被切齿轮大端分度圆齿厚将由原来的  $\frac{\pi m}{2}$  增大或减小  $x_s m$  值。通常小轮作正切向变位, 即增加分度圆齿厚, 以使小轮与大轮弯曲强度接近相等。大轮进行负切向变位。切向变位系数  $x_{s2} = -x_{s1}$ 。切向变位仅改变大轮及小轮

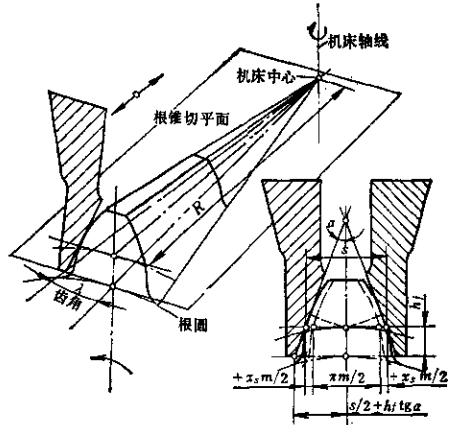


图 5.3-1 直齿锥齿轮的切向变位

的齿厚。

图 5.3-2, 5.3-3 及图 5.3-4 为美国格利森公司的直齿锥齿轮切向变位曲线图。此三图分别表示压力角为  $20^\circ$  (标准压力角),  $14.5^\circ$  及  $25^\circ$  时的切向变位曲线图<sup>[9]</sup>。

表 5.3-2 为苏联 ЭНИМС (金属切削机床试验研究所) 推荐的切向变位系数 (小轮齿数范围  $z_1 = 10 \sim 40$ )。

#### 2.2.2 高度变位

锥齿轮啮合传动在无变位时如图 5.3-5a 所示,

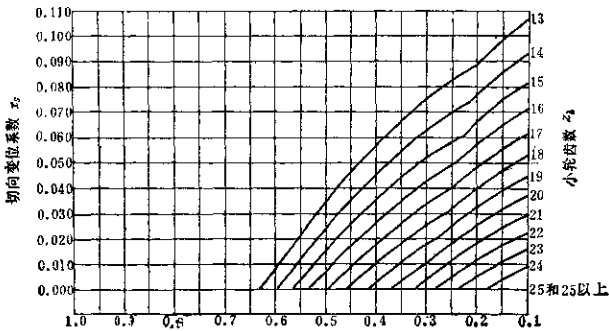


图 5.3-2 直齿锥齿轮切向变位系数  
( $\alpha = 20^\circ$ ,  $\Sigma = 90^\circ$ ,  $z_1 \geq 13$ )

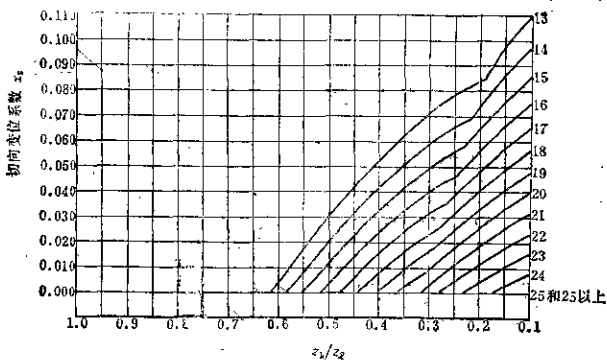


图5.3-3 直齿锥齿轮切向变位系数  
( $\alpha=14.5^\circ, \Sigma=90^\circ, z_1 \geq 13$ )

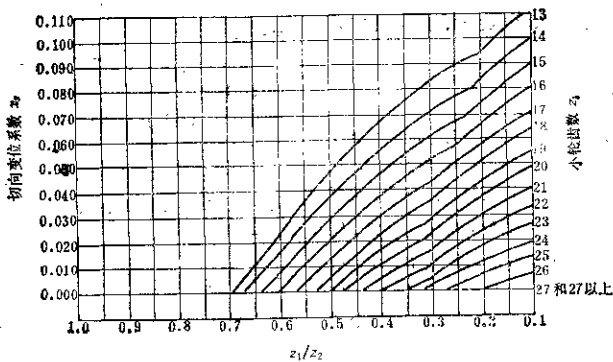


图5.3-4 直齿锥齿轮切向变位系数  
( $\alpha=26^\circ, \Sigma=90^\circ, z_1 \geq 13$ )

表5.3-2 直齿锥齿轮切向变位系数

齿数比 $u = \frac{z_2}{z_1}$	小齿轮齿数 $z_1$	切向变位系数 $x_t$	齿数比 $u = \frac{z_2}{z_1}$	小齿轮齿数 $z_1$	切向变位系数 $x_t$
1.09~1.14	14~40	0.01	> 2.1~2.4	10~14	0.06
> 1.14~1.18	13~40	0.01	> 2.1~2.4	15~40	0.07
> 1.18~1.32	13~40	0.02	> 2.4~3.0	10~40	0.07
> 1.32~1.39	12~40	0.02	> 3.0~4.0	10~40	0.08
> 1.39~1.46	12~40	0.03	> 4.0~6.0	10~14	0.09
> 1.46~1.65	12~40	0.04	4.0~6.0	15~40	0.08
> 1.65~1.95	11~40	0.05	6.0以上	10~13	0.10
> 1.95~2.1	10~40	0.05	6.0以上	14~35	0.09

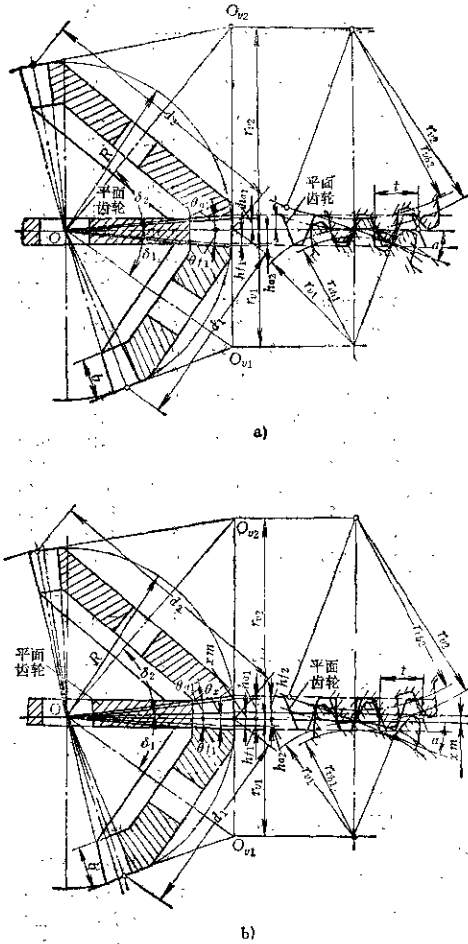


图5.3-5 锥齿轮的高度变位  
a) 标准传动 b) 高度变位传动

相啮合两轮同时与假想平面齿轮相啮合。假想平面齿轮在性质上相当于圆柱齿轮传动中的基齿条。在沿背锥面展开平面齿轮后，即相当于轮齿大端处的当量圆柱齿轮传动。

为基齿条上移一个位移  $xm$  时，平面齿轮的齿顶角  $\theta_a$  增加了一个高度变位角  $\theta_x$ ，见图5.3-5b。齿根角  $\theta_f$  减少一个  $\theta_x$  角。小轮的齿顶角及齿根角分别

与基齿条的齿顶角齿根角的变化相同。大轮的变化恰相反。高度变位角  $\theta_x$  是指在含两齿轮轴线的平面内，分度圆锥母线和从锥顶到齿廓中线所引的直线间的夹角，即

$$\tan \theta_x = \frac{xm}{R} \quad (5.3-1)$$

式中  $x$ ——高变位系数；



表5.3-3 直齿锥齿轮高度变位系数 (苏联ЭНИМС推荐)

齿数比 $u = \frac{z_2}{z_1}$	小 轮 齿 数 $z_1$											
	10	11	12	13	14	15	18	20	25	30	35	40
1.02~1.05	—	—	—	—	0.05	0.04	0.04	0.04	0.03	0.03	0.02	0.02
> 1.05~1.09	—	—	—	—	0.07	0.07	0.06	0.05	0.05	0.04	0.03	0.03
> 1.09~1.14	—	—	—	—	0.10	0.10	0.08	0.08	0.06	0.05	0.04	0.04
> 1.14~1.18	—	—	—	0.13	0.12	0.11	0.10	0.09	0.08	0.07	0.06	0.06
> 1.18~1.22	—	—	—	0.15	0.14	0.14	0.13	0.12	0.10	0.09	0.08	0.07
> 1.22~1.27	—	—	—	0.19	0.18	0.17	0.15	0.14	0.12	0.10	0.09	0.08
> 1.27~1.32	—	—	—	0.22	0.21	0.20	0.18	0.16	0.13	0.11	0.10	0.09
> 1.32~1.39	—	—	0.25	0.24	0.23	0.22	0.20	0.18	0.15	0.13	0.12	0.10
> 1.39~1.46	—	—	0.29	0.27	0.26	0.25	0.22	0.21	0.17	0.15	0.13	0.12
> 1.46~1.54	—	—	0.33	0.31	0.30	0.27	0.25	0.23	0.20	0.18	0.16	0.14
> 1.54~1.65	—	—	0.37	0.35	0.33	0.30	0.27	0.25	0.22	0.19	0.17	0.16
> 1.65~1.80	—	0.41	0.39	0.38	0.36	0.34	0.30	0.27	0.24	0.21	0.19	0.16
> 1.80~1.95	—	0.44	0.42	0.40	0.38	0.36	0.33	0.30	0.26	0.22	0.20	0.18
> 1.95~2.10	0.49	0.48	0.47	0.44	0.42	0.40	0.36	0.34	0.29	0.25	0.22	0.20
> 2.10~2.40	0.53	0.51	0.49	0.47	0.45	0.42	0.38	0.36	0.32	0.27	0.24	0.22
> 2.40~2.70	0.57	0.54	0.51	0.49	0.47	0.45	0.42	0.39	0.34	0.30	0.26	0.24
> 2.70~3.00	0.59	0.55	0.52	0.51	0.49	0.47	0.43	0.40	0.35	0.31	0.27	0.25
> 3.00~4.00	0.60	0.56	0.5	0.52	0.50	0.48	0.44	0.42	0.36	0.32	0.28	0.25
> 4.00~6.00	0.61	0.58	0.54	0.53	0.51	0.49	0.45	0.43	0.37	0.34	0.30	0.26
> 6.00	0.62	0.60	0.55	0.54	0.52	0.50	0.46	0.44	0.38	0.35	0.31	—

$m$ ——锥齿轮大端模数;

$R$ ——锥距。

齿廓中线从分度锥外移时为正高度变位, 此时分度圆齿厚增加, 负高度变位方向与前者相反, 分度圆齿厚减小。正高度变位可以增加齿厚及避免根切, 从而提高轮齿强度。高度变位传动一般小轮用正高度变位, 大轮用负高度变位, 而且变位系数等量反向, 即  $x_2 = -x_1$ 。高度变位传动时, 节锥角  $\delta' = \text{分锥角}$ , 啮合角  $\alpha' = \text{分度圆压力角}$ 。高度变位在锥齿轮传动中应用最为广泛。

高度变位主要为了避免齿数少时产生根切或干涉, 可按不产生根切的当量圆柱齿数计算,

$$\frac{z_1}{\cos \delta_1} + \frac{z_2}{\cos \delta_2} \geq 34 \quad (5.3-2)$$

式中  $\delta_1, \delta_2$ ——分别为小轮及大轮的分锥角。

格利森制的高度变位系数 (对于  $z_1 > 13$ ) 按下式,

$$\text{小轮 } x_1 = 0.46 \left( 1 - \frac{\cos \delta_2}{u \cos \delta_1} \right) \quad (5.3-3)$$

当轴交角  $\Sigma = \delta_1 + \delta_2 = 90^\circ$  时,  $x_1 = 0.46 \left( 1 - \frac{1}{u^2} \right)$  (5.3-4)

式中  $u$ ——齿数比,  $u = \frac{z_2}{z_1}$ 。

大轮  $x_2 = -x_1$  (5.3-5)

苏联 ЭНИМС 推荐的高度变位系数见表 5.3-3。

高度变位的同时, 也要进行切向变位。这样可以避免由于正高度变位的小轮齿顶变尖, 并可平衡大小轮的强度。

### 2.2.3 角变位

当两轮变位系数之和不等于零时, 啮合角  $\alpha'$  不等于分度圆压力角  $\alpha$ , 节锥角  $\delta'$  不等于分锥角  $\delta$ , 此时叫角变位传动。变位系数和大于零时可提高承载能力, 相应增加齿轮的外廓尺寸。当两轮齿数和较小, 满足不了公式 (5.3-2) 的要求时, 可采用角变位解决。角变位几何计算比较复杂, 在锥齿轮传动中应用较少。

## 3 直齿锥齿轮的几何尺寸计算

### 3.1 一般直齿锥齿轮的几何计算

一般直齿锥齿轮系指除汽车差速器齿轮 (小轮

表5.3-4 一般直齿锥齿轮的几何计算

(适用于非变位及高度变位传动)

序号	名称	代号	计 算 公 式		说 明
			小 轮	大 轮	
1	齿 数	$z$	$z_1$	$z_2$	参阅本篇第2章选定
2	模 数	$m$	$m$		以轮齿大端模数为名义值
3	轴交角	$\Sigma$	根据传动要求, 并参阅本篇第2章		
4	分 锥 角	$\delta$	$\Sigma = 90^\circ$ 时	$\delta_2 = \Sigma - \delta_1$	
			$\delta_1 = \arctan \frac{z_1}{z_2}$		
			$\Sigma < 90^\circ$ 时	$\delta_1 = \Sigma - \delta_1$	
			$\delta_1 = \arctan \frac{\sin \Sigma}{\frac{z_2}{z_1} + \cos \Sigma}$		
			$\Sigma > 90^\circ$ 时	$\delta_1 = \Sigma - \delta_1$	
			$\delta_1 = \arctan \frac{\sin(180^\circ - \Sigma)}{\frac{z_2}{z_1} - \cos(180^\circ - \Sigma)}$		
5	分度圆直径	$d$	$d_1 = mz_1$	$d_2 = mz_2$	
6	锥 距	$R$	$R = \frac{d_1}{2 \sin \delta_1}$		精确到0.01mm
			$\Sigma = 90^\circ$ 时, $R = \frac{d_1}{2 \sin \delta_1} = \frac{m}{2} \sqrt{z_1^2 + z_2^2}$		
7	齿 宽	$b$	$\frac{R}{3} \gg b \leq 10m$		
8	齿宽中点分度圆直径	$d_m$	$d_{m1} = d_1 - b \sin \delta_1$	$d_{m2} = d_2 - b \sin \delta_2$	
			$m_m = \frac{d_{m1}}{z_1} = \frac{d_{m2}}{z_2}$		
9	齿宽中点模数	$m_m$			
10	高度变位系数	$x$	一般推荐用高变位修正 $x_1$ 按公式(5.3-3)、(5.3-4)或按表5.3-3选用	$x_2 = -x_1$	
11	切向变位系数	$x_t$	$x_{t1}$ 可按图5.3-2, 图5.3-3, 图5.3-4或按表5.3-2选用	$x_{t2} = -x_{t1}$	
12	齿顶高	$h_a$	$h_{a1} = (h_a^* + x_1)m = (1 + x_1)m$	$h_{a2} = (h_a^* + x_2)m = (1 + x_2)m$	运算时, $x_1$ 及 $x_2$ 应带入本身的正负号
13	齿根高	$h_f$	$h_{f1} = (h_f^* + c^* - x_1)m = (1.2 - x_1)m$	$h_{f2} = (h_f^* + c^* - x_2)m = (1.2 - x_2)m$	
14	全齿高	$h$	$h = h_1 = h_2 = 2.2m$		
15	大端齿顶圆直径	$d_a$	$d_{a1} = d_1 + 2h_{a1} \cos \delta_1$	$d_{a2} = d_2 + 2h_{a2} \cos \delta_2$	
16	齿根角	$\theta_f$	$\theta_{f1} = \arctan \frac{h_{f1}}{R}$	$\theta_{f2} = \arctan \frac{h_{f2}}{R}$	

(续)

序号	名称	代号	计算公式		说明
			小 轮	大 轮	
17	齿顶角	$\theta_a$	等齿顶间隙收缩齿		
			$\theta_{a1} = \theta_{f1} = \arctan \frac{h_{f1}}{R}$	$\theta_{a2} = \theta_{f2} = \arctan \frac{h_{f2}}{R}$	
			不等齿顶间隙收缩齿		
			$\theta_{a1} = \arctan \frac{h_{a1}}{R}$	$\theta_{a2} = \arctan \frac{h_{a2}}{R}$	
18	顶锥角	$\delta_a$	等齿顶间隙收缩齿		即毛坯面锥角
			$\delta_{a1} = \delta_1 + \theta_{f2}$	$\delta_{a2} = \delta_2 + \theta_{f1}$	
			不等齿顶间隙收缩齿		
			$\delta_{a1} = \delta_1 + \theta_{a1}$	$\delta_{a2} = \delta_2 + \theta_{a2}$	
19	根锥角	$\delta_f$	$\delta_{f1} = \delta_1 - \theta_{f1}$	$\delta_{f2} = \delta_2 - \theta_{f2}$	
20	冠顶距	$A_K$	$\Sigma = 90^\circ$ 时		
			$A_{K1} = \frac{d_2}{2} - h_{a1} \sin \delta_1$	$A_{K2} = \frac{d_1}{2} - h_{a2} \sin \delta_2$	
			$\Sigma \neq 90^\circ$ 时		
			$A_{K1} = K \cos \delta_1 - h_{a1} \sin \delta_1$	$A_{K2} = K \cos \delta_2 - h_{a2} \sin \delta_2$	
21	大端分度圆弧齿厚	$s$	$s_1 = m \left( \frac{\pi}{2} + 2x_1 \tan \alpha + x_{s1} \right)$	$s_2 = m \left( \frac{\pi}{2} + 2x_2 \tan \alpha + x_{s2} \right)$	运算时, 应代入 $x_{s1}$ 及 $x_{s2}$ 本身的正负号
22	大端分度圆弧齿厚	$\bar{s}$	$\bar{s}_1 = s_1 - \frac{s_1^3}{6d_1^2}$	$\bar{s}_2 = s_2 - \frac{s_2^3}{6d_2^2}$	
23	大端分度圆弧齿高	$\bar{h}$	$\bar{h}_{a1} = h_{a1} + \frac{s_1^2}{4d_1} \cos \delta_1$	$\bar{h}_{a2} = h_{a2} + \frac{s_2^2}{4d_2} \cos \delta_2$	
24	齿角 (刨齿机用)	$\lambda$	$\lambda_1 \approx \frac{3438}{R} \left( \frac{s_1}{2} + h_{f1} \tan \alpha \right)$	$\lambda_2 \approx \frac{3438}{R} \left( \frac{s_2}{2} + h_{f2} \tan \alpha \right)$	见图 5-3-1 中 $\lambda$

注: 1. 为提高精切齿的精度及精切刀寿命, 粗切时可以沿齿宽上切深 0.05mm 的增量, 则实际齿根高比计算的多 0.05mm。

2. 直齿锥齿轮重合度, 可按当量圆柱齿轮齿数  $z_v$  及直齿圆柱齿轮重合度公式计算。

齿数少于 10 (11) 以外的最常用的直齿锥齿轮。其计算见表 5.3-4, 参阅图 5.3-6。

小轮齿数  $\geq 10$

大轮齿数 14~25

### 3.2 汽车差速器直齿锥齿轮几何计算

汽车差速器直齿锥齿轮由于空间限制, 齿数较少, 所以在几何计算中, 不能完全按表 5.3-4 一般直齿锥齿轮的几何计算。下面介绍不同之处, 其余与表 5.3-4 全同<sup>[9]</sup>。

#### 3.2.1 适用范围

此处介绍的计算适用于汽车差速器直齿锥齿轮的齿数范围为:

#### 3.2.2 几何计算中几点说明 (格列森制)

(1) 齿高 齿顶高系数  $h_a^* = 0.8$ , 齿顶间隙系数  $c^* = 0.188$ , 全齿高  $h = 1.788m$ 。

(2) 压力角 基本压力角  $22^\circ 30'$ , 也可用较高压力角。

(3) 高变位系数 小轮高度变位系数为

$$x_1 = 0.37 \left( 1 - \frac{z_1^2}{z_2^2} \right) \quad (6.3-6)$$

$$x_2 = -x_1 \quad (5.3-7)$$

(4) 齿厚 弧齿厚化计算用的切向修正系

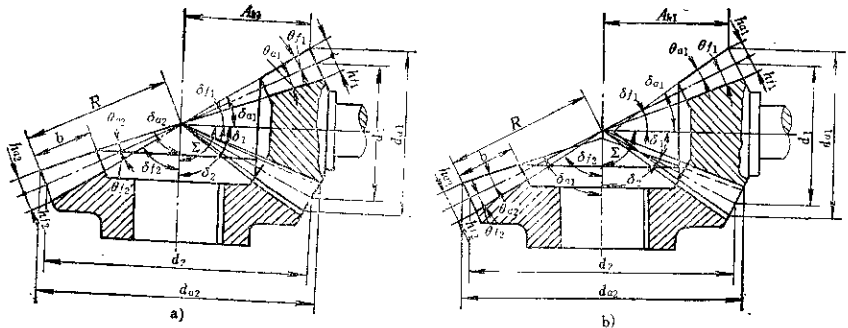


图5.3-3 直齿锥齿轮的几何尺寸  
a) 不等顶隙收齿 b) 等顶隙收齿

数, 如图5.3-7和图5.3-8所示。

(5) 齿宽 不得超过外锥距的三分之一。

用滚切法加工的汽车差速器直齿锥齿轮的计算项目, 除上面几点以外都可以按表5.3-4进行计算。

### 3.2.3 差速器直齿锥齿轮的圆拉系列<sup>[12]</sup>

圆拉方法加工直齿锥齿轮是用圆盘拉刀拉削的, 此法用于大批量生产, 每一种新的齿轮往往需花费大量时间计算, 以得到轮坯尺寸和机床调整数据, 而且试配也需要较多时间。为此, 根据汽车差速器直齿锥齿轮常用的传动比及尺寸范围, 形成一

定的系列, 以节省生产准备时间。

(1) 系列包括的差速器直齿锥齿轮传动比有: 10/14、10/15、10/16、10/17、10/18、10/19和10/20。

(2) 五套标准圆拉刀盘可加工的直齿锥齿轮锥距范围从32.5mm到55mm。

(3) 圆拉直齿锥齿轮的顶锥角和根锥角不经过分锥顶点。圆拉直齿锥齿轮的大轮及小轮的小端端面制成与轴线相垂直的平面。所以, 不能用一般直齿锥齿轮的轮坯。

圆拉齿轮系列可参阅文献[12]。

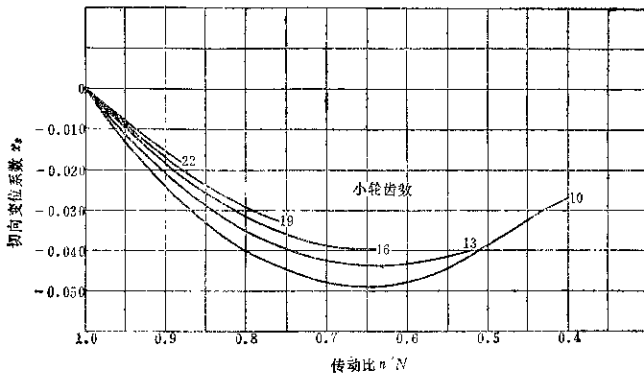


图5.3-7 切向修正系数  
(22.5°压力角展成的差速器直齿锥齿轮)

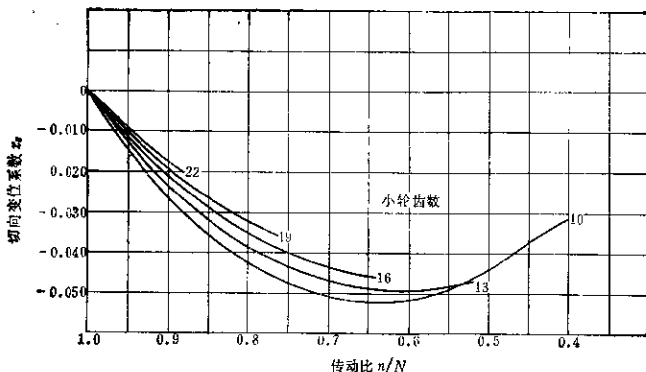


图5.3-8 切向修正系数  
(25°压力角滚切的差速器直齿锥齿轮)

## 第4章 弧齿锥齿轮及零度锥齿轮的几何计算

弧齿锥齿轮通常用收缩齿,但也有用等高齿的情况,后者由于简化了对刀具的要求,调整计算较易,便于制造。

弧齿锥齿轮的几何计算,按其轴交角的不同,又分为轴交角  $\Sigma=90^\circ$  的弧齿锥齿轮及轴交角  $\Sigma \neq 90^\circ$  的两种情况;零度锥齿轮是弧齿锥齿轮的一种特殊情况,即其中点螺旋角为  $0^\circ$ ,其计算方法与弧齿锥齿轮也有所不同,也应单独加以介绍。

本章所涉及的弧齿锥齿轮都采用格利森制进行计算。

### 1 轴交角 $\Sigma=90^\circ$ 的弧齿锥齿轮的几何计算

轴交角  $\Sigma=90^\circ$  的弧齿锥齿轮的几何计算按表 5.4-1 进行。

按表 5.4-1 进行弧齿锥齿轮的几何计算时,表中列出的主要项目应按以下解释进行选取<sup>[3][4]</sup>。

(1) 关于压力角  $\alpha$  表 5.4-1 中列出了  $20^\circ$  标准压力角。对于需用小压力角的场合,参照表 5.2-2。

(2) 顶锥角  $\delta$ 。齿轮的顶锥母线平行于相啮合齿轮的根锥母线(图 5.4-1),以使弧齿锥齿轮的顶锥沿齿长方向均等,允许采用较大的刀片尖角圆角

半径,在不产生齿顶与相啮齿轮的齿根圆角干涉的情况下,尽可能提高轮齿强度。

(3) 齿顶高  $h$ 。小齿轮用长齿顶高以避免根切、增加强度。

(4) 大端齿厚。大轮及小轮的齿厚是成比例的,除了采用齿高度变位增加齿轮强度之外,还采用切向变位。其切向变位系数  $x_t$  由图 5.4-2 按传动比选用。对于汽车工业用弧齿锥齿轮,应该按表 5.4-2 计算其齿厚。

齿轮副在超过耐久极限的情况下工作时,要求特殊的轮齿比例。对于可反向传动的齿轮副,为了得到理想的承载能力,也必须设计特殊的轮齿比例,这种情况可按本篇第 8 章弧齿锥齿轮的承载能力的计算方法验算,并按不同切齿方法进行计算。

(5) 螺旋角。螺旋角一般为  $35^\circ$ ,如采用小螺旋角,则应校核是否产生根切,重合度是否满足需要。

(6) 齿宽。推荐齿宽为外锥距的  $1/3$  或  $10\text{ m}$ ,取两者中较小的值。齿宽太长将导致轮齿小端轻微的根切。

(7) 侧隙。表 5.2-6 给出了侧隙的推荐值。这些推荐值适用于一般情况,可根据具体情况予以

表5.4-1 弧齿锥齿轮的几何尺寸计算表<sup>[16]</sup>

序号	项目	计算公式	
		小 齿 轮	大 齿 轮
1	齿 数	$z_1$	$z_2$
2	大端模数	$m$	
3	齿 宽	$b$	
4	工作齿高	$h' = 1.7m$	
5	齿 高	$h = 1.888m$	
6	压力角	$\alpha = 20^\circ$	
7	轴交角	$\Sigma = 90^\circ$	
8	分度圆直径	$d_1 = z_1 m$	$d_2 = z_2 m$
9	分 锥 角	$\delta_1 = \arctan \frac{z_1}{z_2}$	$\delta_2 = \arctan \frac{z_2}{z_1}$ $= 90^\circ - \delta_1$
10	推 距	$R = \frac{d_1}{2 \sin \delta_1} = \frac{d_2}{2 \sin \delta_2}$	
11	周 节	$t = \pi m$	
12	齿 顶 高	$h_{a1} = h' - h_{a2}$	$h_{a2} = x_2 m$ $= m \left[ 0.46 + \frac{0.39}{\left( \frac{z_2}{z_1} \right)^2} \right]$
13	齿 根 高	$h_{f1} = h' - h_{a1}$	$h_{f2} = h' - h_{a2}$
14	顶 隙	$c = h - h'$	
15	齿 根 角	$\gamma_1 = \arctan \frac{h_{f1}}{R}$	$\gamma_2 = \arctan \frac{h_{f2}}{R}$
16	顶 锥 角	$\delta_{a1} = \delta_1 + \gamma_2$	$\delta_{a2} = \delta_2 + \gamma_1$
17	根 锥 角	$\delta_{f1} = \delta_1 - \gamma_1$	$\delta_{f2} = \delta_2 - \gamma_2$
18	顶 圆 直 径	$d_{a1} = d_1 + 2h_{a1} \cos \delta_1$	$d_{a2} = d_2 + 2h_{a2} \cos \delta_2$
19	分锥顶点至轮冠距离	$A_{a1} = \frac{d_1}{2} - h_{a1} \sin \delta_1$	$A_{a2} = \frac{d_2}{2} - h_{a2} \sin \delta_2$
20	但论弧齿厚	$s_1 = t - s_2$	$s_2 = \frac{t}{2} - (h_{a1} - h_{a2}) \frac{\tan \alpha}{\cos \beta_m} - x_2 m$
21	侧 隙	$f_s$ 按表5.2-6选取	
22	螺旋角	$\beta = 35^\circ \sim 40^\circ$	

修订。

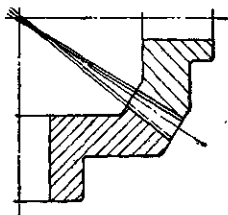


图5.4-1 等顶隙收缩齿锥齿轮

(8) 小轮齿数小于12时的轮齿几何计算 对于传动比大于3的齿轮传动,有时希望用比上述规定的齿数更少的小轮齿数。为此,下面列出小轮齿数为6~11的轮齿几何尺寸。

当设计小轮齿数少于12的传动时,一对齿轮的齿数和不得少于40(即 $z_1 + z_2 \geq 40$ )。

传动比大于7的情况很少采用,因这时小轮柄部直径难以传递相应的扭矩。如需更大的传动比,应考虑用准双面齿轮传动。

表5.4-2列出了小轮齿数为6~11,轴交角为 $90^\circ$ 的汽车用弧齿锥齿轮的轮齿尺寸表。表中列出的大齿轮弧齿厚是按等疲劳寿命确定的,可以得到

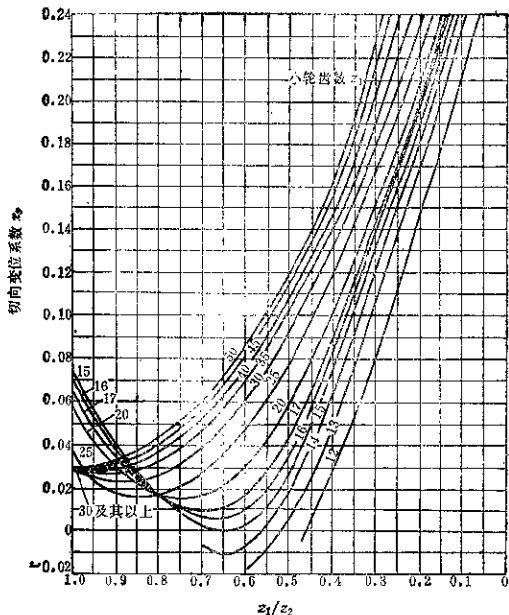


图5.4-2 弧齿锥齿轮切向变位系数  
用于压力角为20°，螺旋角为35°的齿轮。左旋齿，小轮驱动、顺时针旋转，或用于右旋齿小轮驱动，反时针旋转

表5.4-2 汽车用弧齿锥齿轮的轮齿尺寸 (90°轴交角)

	小 轮 齿 数					
	6	7	8	9	10	11
最少的大轮齿数	34	33	32	31	30	29
工作齿高	1.600m	1.560m	1.610m	1.650m	1.690m	1.695m
全齿高	1.666m	1.733m	1.768m	1.832m	1.865m	1.882m
大轮齿顶高	0.216m	0.270m	0.325m	0.380m	0.435m	0.490m
大轮弧齿厚						
大轮齿数 30	0.911m	0.967m	0.975m	0.997m	1.023m	1.053m
40	0.803m	0.818m	0.837m	0.860m	0.888m	0.948m
50	—	0.757m	0.777m	0.828m	0.884m	0.946m
60	—	—	0.777m	0.828m	0.883m	0.945m
压力角	20°					
螺旋角	35°~40°					

较为理想的强度平衡,在采用时为考虑满意的刀顶距及齿顶宽,可予以修改。

## 2 轴交角 $\Sigma \approx 90^\circ$ 的弧齿锥齿轮的几何计算

轴交角  $\Sigma \approx 90^\circ$  的弧齿锥齿轮也称斜交轴弧齿锥齿轮,在按表5.4-1进行这种齿轮的几何计算时,须将下列各项予以变更:

### 2.1 分锥角 $\delta$ 的计算

当轴交角  $\Sigma < 90^\circ$  时,分锥角按下式计算

$$\tan \delta_1 = \frac{\sin \Sigma}{z_1 + \cos \Sigma}$$

$$\delta_1 = \Sigma - \delta_2$$

当轴交角  $\Sigma > 90^\circ$  时,分锥角按下式计算

$$\tan \delta_1 = \frac{\sin(180^\circ - \Sigma)}{z_1 - \cos(180^\circ - \Sigma)}$$

$$\delta_1 = \Sigma - \delta_2$$

如大轮分锥角大于  $90^\circ$ ,系内齿轮,则应进行验算,以确定此大轮能否切齿。上述两种情况均经验算。

$$\frac{\sin \delta_1}{\sin \delta_2} = \frac{z_2}{z_1}$$

### 2.2 齿顶高 $h_{a2}$

在按表5.4-1中公式12计算  $h_{a2}$  时,应将  $\left(\frac{z_2}{z_1}\right)^2$

代之以  $\frac{z_2 \cos \delta_1}{z_1 \cos \delta_2}$ 。

### 2.3 切向变位系数 $x_s$

表5.4-1中的公式20中的  $x_s$  仍按图5.4-2进行选取,但横坐标应改为:

$$\sqrt{\frac{z_1 \cos \delta_2}{z_2 \cos \delta_1}}$$

小轮齿数按下式计算

$$\frac{z_1}{\cos \delta_1} \sin \left( \arctan \sqrt{\frac{z_2 \cos \delta_1}{z_1 \cos \delta_2}} \right)$$

### 2.4 分锥顶点到轮冠的轴向距离(冠顶距)

$$A_{K1} = R_c \cdot \sin \delta_1 - h_{a1} \sin \delta_1$$

$$A_{K2} = R_c \cos \delta_2 - h_{a2} \sin \delta_2$$

## 2.5 最大齿根角 $\theta_{fmax}$

不产生根切的最大齿根角  $\theta_{fmax}$  按分锥角  $\delta_1$  和齿形角  $\alpha$  由图5.4-3查出。

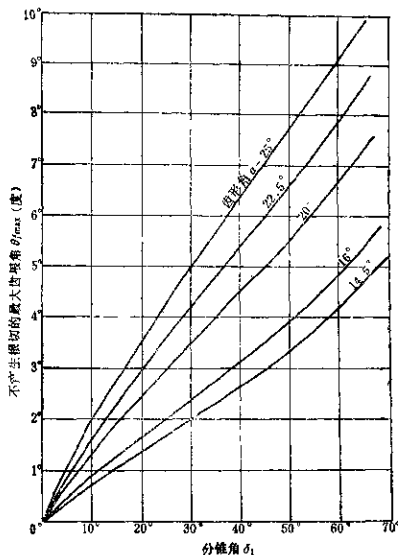


图5.4-3 不产生根切的最大齿根角(用无刀顶圆角刀具及  $\beta_m = 35^\circ$ )

## 3 零度锥齿轮的几何计算<sup>[10]</sup>

零度锥齿轮的几何尺寸计算按表5.4-3进行。其计算过程中的几个问题介绍如下:

(1) 齿数 小齿轮的最小齿数为13,小于13时,采用较大的压力角来消除根切。这时为保持足够的齿顶宽,常采用短齿。由于这样导致重合度的减小而建议尽可能不选用。

(2) 压力角 标准压力角为  $20^\circ$ 。如前节所述,在个别情况下采用  $22^\circ 30'$  及  $25^\circ$  的压力角。

(3) 顶锥角 顶锥母线不通过分锥顶点,顶锥母线平行于相啮齿轮的根锥母线。参看图5.4-1及。

(4) 齿厚 齿厚的切向变位量由图5.4-5根据传动比选定切向变位系数  $x_s$  确定之。

(5) 齿宽 齿宽  $b$  不应超过锥距的25%,并



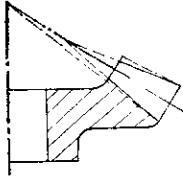


图5.4-4 双重收缩齿锥齿轮

不得大于10m。

(6) 齿根角 齿根角由两部分组成：未考虑双重收缩的齿根角，加上双重收缩齿根角的变化量

$\Delta P$ ，由表5.4-4算出。

轴交角  $\Sigma=90^\circ$  的零度锥齿轮，其几何计算也按表5.4-3进行，但需作如下变动：

(1) 关于分锥角的计算

当轴交角  $\Sigma < 90^\circ$  时：

$$\tan \delta_1 = \frac{\sin \Sigma}{z_2 + \cos \Sigma}$$

$$\delta_2 = \Sigma - \delta_1$$

当轴交角  $\Sigma > 90^\circ$  时：

$$\tan \delta_1 = \frac{\sin(180^\circ - \Sigma)}{z_2 - \cos(180^\circ - \Sigma)}$$

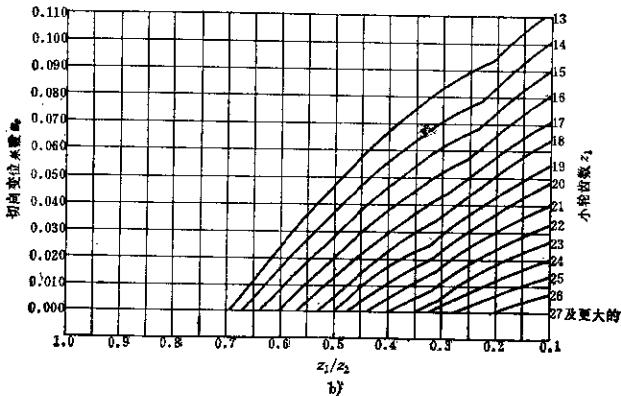
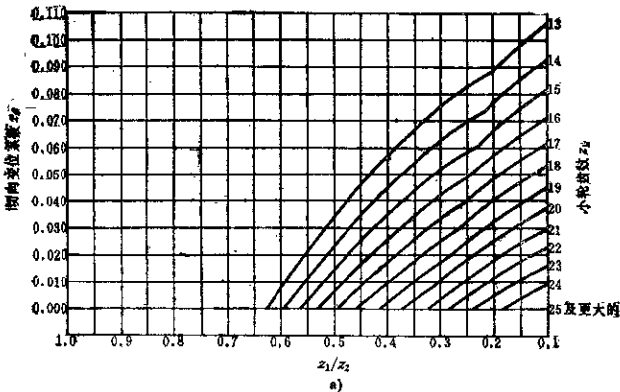


图5.4-5 零度锥齿轮的切向变位系数

a) 轴交角  $90^\circ$ ，压力角  $20^\circ$  b) 轴交角  $90^\circ$ ，压力角  $25^\circ$

表5.4-3 零度锥齿轮的几何尺寸计算表

序号	项 目	计 算 公 式	
		小 齿 轮	大 齿 轮
1.	齿数	$z_1$	$z_2$
2.	模数	$m$	
3.	齿宽	$b$	
4.	工作齿高	$h^* = 2.00m$	
5.	全齿高	$h = 2.188m + 0.05$	
6.	压力角	$\alpha$	
7.	轴交角	$\Sigma = 90^\circ$	
8.	分度圆直径	$d_1 = z_1 m$	$d_2 = z_2 m$
9.	分锥角	$\delta_1 = \arctan \frac{z_2}{z_1}$	$\delta_2 = 90^\circ - \delta_1$
10.	锥距	$R = \frac{d_2}{2 \sin \delta_2}$	
11.	周节	$t = \pi m$	
12.	齿顶高	$h_{a1} = h^* - h_{a2}$	$h_{a2} = 0.54m + \frac{0.46m}{\left(\frac{z_2}{z_1}\right)^2}$
13.	齿根高	$h_{f1} = h^* - h_{a1}$	$h_{f2} = h^* - h_{a2}$
14.	顶隙	$c = h - h^*$	
16.	齿根角	$\gamma_{f1} = \arctan \frac{h_{f1}}{R} + \Delta \delta$	$\gamma_{f2} = \arctan \frac{h_{f2}}{R} + \Delta \delta$
16.	顶锥角	$\delta_o = \delta_1 + \gamma_{f1}$	$\delta_o = \delta_2 + \gamma_{f2}$
17.	根锥角	$\delta_{f1} = \delta_1 - \gamma_{f1}$	$\delta_{f2} = \delta_2 - \gamma_{f2}$
18.	外径	$d_{a1} = d_1 + 2h_{a1} \cos \delta_1$	$d_{a2} = d_2 + 2h_{a2} \cos \delta_2$
19.	分锥顶点至轮冠距离	$x_{o1} = \frac{d_2}{2} - h_{a1} \sin \delta_1$	$x_{o2} = \frac{d_1}{2} - h_{a2} \sin \delta_2$
20.	齿厚	$s_1 = t - s_2$	$s_2 = \frac{t}{2} - (h_{a1} - h_{a2}) \tan \alpha - x_{o1} m$

$\delta_2 = \Sigma - \delta_1$

此时如 $\delta_2 > 90^\circ$ ，零度锥齿轮的大轮为内齿轮，应进行验算以确定能否切削加工。

上述两种情况下均应符合以下关系式：

$$\frac{\sin \delta_1}{\sin \delta_2} = \frac{z_1}{z_2}$$

(2) 关于传动比的计算 按以下公式计算轴交角 $\Sigma \approx 90^\circ$ 的零度锥齿轮的传动比 $u$ ：

$$u = \sqrt{\frac{z_2 \cos \delta_1}{z_1 \cos \delta_2}}$$

应用表5.4-3计算时，应将表中之 $z_2/z_1$ 代之以

$\sqrt{\frac{z_2 \cos \delta_1}{z_1 \cos \delta_2}}$ 的计算值。

(3) 齿根角的计算 应用表5.4-3计算轴交角 $\Sigma \approx 90^\circ$ 的零度锥齿轮的齿根角时，其 $\Delta \gamma_i$ 按下式

计算：

当 $\alpha = 20^\circ$ 时

$$\Delta \gamma_i = \frac{6668}{z_o} - \frac{1511.95}{b} \sqrt{\frac{m}{z_o(\tan \delta_1 + \tan \delta_2)}} - \frac{355.6}{z_o m} \quad (\text{分})$$

当 $\alpha = 22^\circ 30'$ 时

$$\Delta \gamma_i = \frac{6668}{z_o} - \frac{1511.95}{b} \sqrt{\frac{m}{z_o(\tan \delta_1 + \tan \delta_2)}} - \frac{355.6}{z_o m} \quad (\text{分})$$

当 $\alpha = 25^\circ$ 时

$$\Delta \gamma_i = \frac{6668}{z_o} - \frac{1511.95}{b}$$

$$\sqrt{\frac{m}{z_1(\tan\delta_1 + \tan\delta_2)}} = \frac{355.6}{z_2 m} \quad (\text{分})$$

$$z_2 = \sqrt{z_1^2 + z_2^2}$$

(4) 分锥顶点到轮冠的轴向距离

$$A_{d1} = R \cos\delta_1 - h_{a1} \sin\delta_1$$

$$A_{d2} = R \cos\delta_2 - h_{a2} \sin\delta_2$$

(5) 最小压力角

轴交角  $\Sigma \neq 90^\circ$  的准双曲面锥齿轮, 其最小压力角按下式计算:

$$\sin\alpha' = \sqrt{\frac{1.15h_{a1}}{R \tan\delta_1}}$$

所选用的标准压力角数值  $20^\circ, 22^\circ 30'$  或  $25^\circ$  应等于或略大于该计算值。

## 第5章 摆线齿锥齿轮的几何计算

### 1 基本概念

(1) 齿长曲线的基本原理<sup>[2]</sup> 这里所述的摆线齿锥齿轮为等高齿, 图5.5-1所示为摆线齿锥齿轮齿长曲线形成的基本原理简图。图中  $O_d$  为刀盘中心,  $r_w$  为刀盘形成半径,  $M$  为假想平面齿轮的中心,  $R_P$  为假想平面齿轮的参考半径, 选取  $P$  点作为接触区的中心。

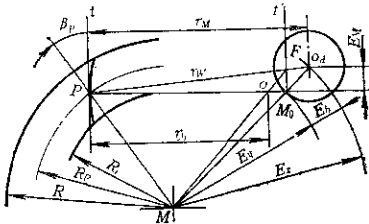


图5.5-1 G型齿轮原理简图

$PM_0$ 是齿长曲线在  $P$  点的法线,  $tP$  是其切线, 过  $M_0$  点绘  $t'M_0$  线平行于  $tP$  线, 并与  $PO_d$  线相交于  $F$ ,  $FM$  与  $PM_0$  线相交于  $o$ ,  $o$  即为曲线在  $P$  点的曲率中心。线段  $PO$  即曲率半径  $\rho_P$ 。

曲率半径  $\rho_P$ 、刀盘半径  $r_w$  与螺旋角或法向模数无直接关系, 可任意选定。当  $PM_0$  与  $O_dM_0$  相垂直时, 曲率中心与瞬时中心重合, 见图5.5-2所示, 这种情况下, 齿轮的强度最高, 接触区对载荷引起的变化不敏感。

(2) 参考点  $P$  处齿长曲线的曲率半径  $\rho_P$

$$\rho_P = R_P \sin\beta_P$$

式中  $\beta_P$ —— $P$  点处的螺旋角, 重载齿轮用  $30^\circ \sim 35^\circ$ , 中等载荷齿轮用  $35^\circ \sim 40^\circ$ ,

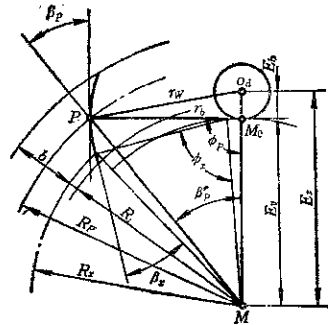


图5.5-2 N型齿轮原理简图

轻载齿轮用  $40^\circ \sim 45^\circ$ ,

$R_P$ ——参考点处的半径,

$$R_P = R - 0.415b$$

(3) 摆线齿锥齿轮的几个关系式  
摆线基圆半径  $E_s$ ,

$$E_s = R_P \cos\beta_P$$

刀片滚动圆半径  $E_{s,w}$

$$E_{s,w} = (z_w/z_P) E_s$$

式中  $z_w$ ——刀片齿数;

$z_P$ ——假想平面齿轮齿数

$$z_P = \sqrt{z_1^2 + z_2^2}$$

偏心距  $E_e$ ,

$$E_e = E_s + E_{s,w}$$

刀片形成半径

$$r_u = \sqrt{r_s^2 + E_{s,w}^2}$$

(4) 任意半径  $R_s$  上的法向模数

$$m_{n,s} = \frac{2R_s \cos\beta_s}{z_P}$$

由图5.5-2可知  
 $R_s \cos \beta_s = E_s \sin \phi_s$   
 代入  $m_{ns}$  后可得

$$m_{ns} = \frac{E_s}{z_P} \sin \phi_s$$

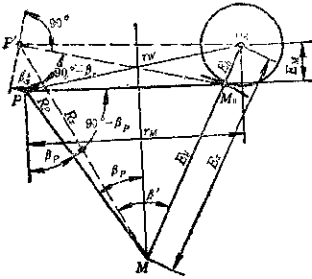


图5.5-2 任意锥距上的螺旋角

由上式可知，摆线齿锥齿轮的法向模数在全齿长上按正弦函数变化，在参考点  $P$  处  $\sin \phi_s = \sin \phi_P = 1$ ，法向模数最大，此处轮齿强度最大，两端约减小10~15%。

(5) 任意锥距  $R_s$  上的螺旋角  $\beta_s$

由图5.5-3可知：任意锥距  $R_s$  与  $r_{P'}$  的交点  $P'$  处，由于  $M_0 P'$  垂直于齿长曲线，所以三角形  $M P' M_0$  中  $\angle M P' M_0$  是角  $\beta_s$  的余角。三角形  $o_1 M P'$  中

$$o_1 P'^2 = E_s^2 + R_s^2 - 2E_s R_s \cos \beta'$$

$$\text{而 } o_1 P'^2 = r_{P'}^2 = E_s^2 + r_M^2$$

代入上式整理后得

$$\cos \beta' = \frac{R_s^2 + E_s^2 - E_s^2 - r_M^2}{2E_s R_s}$$

(6) 任意点  $P'$  上的端面压力角  
 $\tan \alpha' = \tan \alpha / \cos \beta_s$

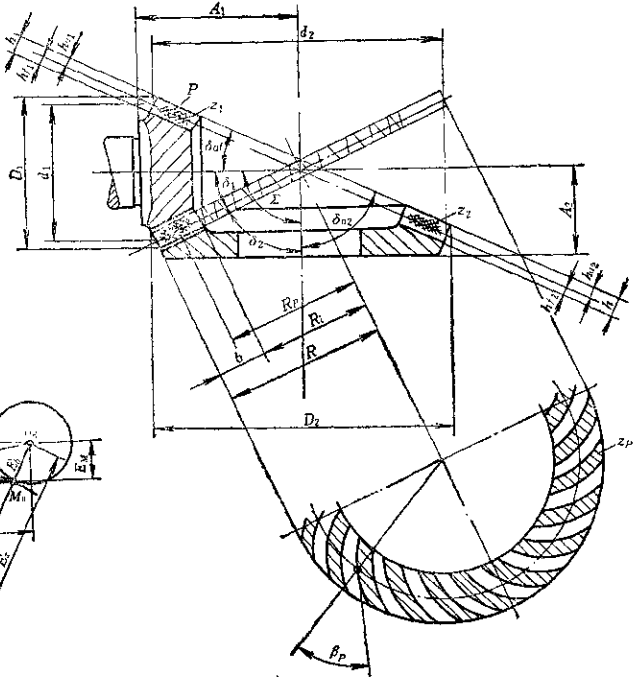


图5.5-4 N型齿轮的尺寸

(7) N型、G型及O型齿轮 标准型(代号为N型)摆线齿锥齿轮(见图5.5-2)的刀盘名义半径  $r_s = R_f \sin \beta_f$ ，最小可加工的螺旋角为  $29^\circ \sim 30^\circ$ ，受载后，齿面接触区向小端移动。

非标准型(代号为G型)摆线齿锥齿轮(见图5.5-1)的刀盘名义半径  $r_s > R_f \sin \beta_f$ ，无法选用标准刀盘。其螺旋角不受刀盘的限制。在采用标准刀盘切削时应改变刀盘中刀片的排列顺序。这种齿轮受载后，齿面接触区向大端移动。当  $\beta_f = 0$  时，为零度锥齿轮。代号为O型。

G型齿轮的  $R_p < 55\text{mm}$ ， $\beta < 29^\circ$ ， $u < 3$ 。

## 2 摆线齿锥齿轮的几何计算

### 2.1 N型齿轮几何计算

齿部参数按图5.5-4所示，其几何尺寸计算按表5.5-1进行。

表5-5-1 标准型圆锥齿锥齿轮几何计算

齿 轮 型 式	标 准 型 摆 线 齿 锥 齿 轮	举 例
小轮螺旋方向		
齿数	$z_1/z_2$	6/40
轴交角	$\Sigma$	90°
大端端面模数	$m_t$	8.0169
大端节圆直径	$d_1' = m_t z_1 \quad d_2' = m_t z_2$	48.10.320.675
预选中点螺旋角	$\beta_n'$	33°37'
假想平面齿轮齿数	$z_F = \sqrt{z_1^2 + z_2^2}$	40.447497
节锥角	$\sin \delta_1' = z_1/z_F$	0.148340
	$\sin \delta_2' = z_2/z_F$	0.988936
外锥距	$R = d_2'/\sin \delta_2$	162.13
齿宽	$b \approx 0.285R$	42.5
参考锥距	$R_P = R - 0.415b$	144.5
内锥距	$R_I = R - b$	119.63
	$R_P/R_I$	1.2079
平均锥距	$R_m = R - b/2$	140.39
	$R_m/R_P$	0.9749
预计参考锥距处螺旋角	$\beta_p = 0.914(\beta_n' + \theta^*)$	36.2°
刀盘规格	由图5.5-5查得	EN5-88
		$r_p = 88$
		$z_w = 5$
刀片规格	由图5.5-6查得	8B/3
		$E_{6W} = 14.9$
		$r_w^1 = 7966.01$
		$v_{6W} = 1.40$
参考点法向模数	$m_{n,p} = 2.8 \sqrt{\frac{R_P^2 - r_w^2}{z_F^2 - z_w^2}}$	5.66261
参考点螺旋角	$\cos \beta_p = \frac{m_{n,p}}{2} \cdot \frac{z_F}{R_P}$	0.79252
	$\beta_p$	37°34'42"
	$\beta_m$	35°42'16"
中点螺旋角		
齿顶高	$h_a \approx m_{n,p}$	5.3
齿根高	$h_f = 1.15h_a + 0.35$	
	$= 1.15m_{n,p} + 0.35$	6.4
齿全高	$h = h_a + h_f$	11.7
刀轴倾角	$\sin \Delta \alpha$	
	$\Delta \alpha$	1°30'
辅助值	$\sin(\alpha - \Delta \alpha)$	0.317305
	$K_b \cdot \frac{R_P}{R_I} \cdot \cos \beta_p$	0.91193
	$K_b$ 由图5.5-14查得	0.955
不根切时小轮允许的最大齿根高	$h_{f_{max}} = \left[ \frac{\sin(\alpha - \Delta \alpha)}{K_b \cos \beta_p R_P/R_I} \right]^2 R_I \tan \delta_{f1} + 0.65r_{kw}$	3.1
齿高变位量	$x_m = h_f - h_{f_{max}}$	4.3
变位后齿顶高	$h_{a1} = h_a + x_m$	9.6
	$h_{a2} = h_a - x_m$	4.3
变位后齿根高	$h_{f1} = h_f - x_m$	2.1
	$h_{f2} = h_f + x_m$	10.7
齿厚切向变位	$\Delta s = \left( \frac{1}{\tan \delta_{f1}} - 1 \right) \frac{m_{n,p}}{50}$	0.64
法向齿侧隙	$J_n = 0.05 + 0.03m_{n,p}$	0.20

2.1.1 选择刀盘

计算摆线齿锥齿轮时,按选定的刀盘及刀片型号进行,由图5.5-2可知,刀盘名义半径

$$r_p = R_p \sin \beta_p$$

将 $r_p$ 规定为39、44、49、55、62、70、78、88、98、110及125等11种标准数,用此11种数将公式绘成图5.5-5中的11条曲线,用于选择刀盘。每条曲线相当于一刀盘型号,因此共有十一一种尺寸的标

准刀盘,可切削锥距由55mm到250mm的锥齿轮。表5.5-2列出EN(及TC)刀盘及刀片的主要型号及参数。

计算时先假定螺旋角的近似值

$$\beta_p' \approx (\beta_m' + 6) \times 0.914$$

再决定参考锥距

$$R_p' \approx R - 0.415b$$

按计算的 $\beta_p'$ 及 $R_p'$ 在图5.5-5上作垂直于横座标及纵坐标的垂直线,其交点所接近的曲线即为应

表5.5-2 EN型标准刀盘的参数

mm

刀 盘	刀 片	法向模数	$E_{sW}$	$r_{sW}^2$	$r_{KW}$	$h_W$	$E$	刀片截面 $H \times B$
EN3-39	EN 39/2	2.10~2.65	3.5	1533.25	0.70	103.3	6.1	8×11
	EN 39/3	2.35~3.00	4	1537	0.75	103.5		
	EN 39/5	3.00~3.75	5	1546	0.80	104		
EN4-44	EN 44/1	2.10~2.65	4.7	1958.09	0.70	104	7.9	8×11
	EN 44/3	2.65~3.35	6	1972	0.80	104.5		
	EN 44/5	3.35~4.25	7.5	1982.25	0.95	105		
EN4-49	EN 49/1	2.35~3.00	5.3	2429.09	0.75	105.2	8.8	9×12
	EN 49/3	3.00~3.75	6.7	2445.89	0.80	105.7		
	EN 49/5	3.75~4.75	8.4	2471.58	1.05	106.3		
EN4-55	EN 55/1	2.65~3.35	6	2451	0.80	106.4	10.1	11×14
	EN 55/3	3.35~4.25	7.5	3081.25	0.95	106.9		
	EN 55/5	4.25~5.30	9.5	3115.25	1.15	107.8		
EN5-62	EN 62/1	3.00~3.75	8.4	3914.58	0.90	107.6	13.3	11×14
	EN 62/3	3.75~4.75	10.5	3954.25	1.05	108.3		
	EN 62/5	4.75~6.00	13.3	4020.89	1.25	109		
EN5-70	EN 70/1	3.35~4.25	9.4	4988.36	0.95	109.1	14.9	12×16
	EN 70/3	4.25~5.30	11.8	5039.24	1.15	109.8		
	EN 70/5	5.30~6.70	14.9	5122.01	1.40	110.7		
EN5-78	EN 78/1	3.75~4.75	10.5	6194.25	1.05	110.8	16.7	14×18
	EN 78/3	4.75~6.00	13.3	6260.89	1.25	111.5		
	EN 78/5	6.00~7.50	16.7	6382.89	1.50	112.5		
EN5-88	EN 88/1	4.25~5.30	11.8	7883.24	1.15	112.9	18.7	16×21
	EN 88/3	5.30~6.70	14.9	7966.01	1.40	113.7		
	EN 88/5	6.70~8.50	18.7	8093.69	1.65	114.8		
EN5-98	EN 98/1	4.75~6.00	13.3	9780.89	1.25	113.3	19.5	16×21
	EN 98/3	6.00~7.50	16.7	9882.89	1.50	114.3		
	EN 98/4	6.70~8.50	18.7	9953.69	1.65	114.6		
EN6-110	EN110/1	5.30~6.70	17.9	12420.41	1.40	113.7	23.7	16×21
	EN110/3	6.70~8.50	22.5	12606.25	1.65	114.8		
EN7-125	EN125/1	6.00~7.50	23.4	16172.56	1.50	114.2	28.3	16×21
	EN125/2	6.70~8.50	28.2	16311.44	1.65	114.8		

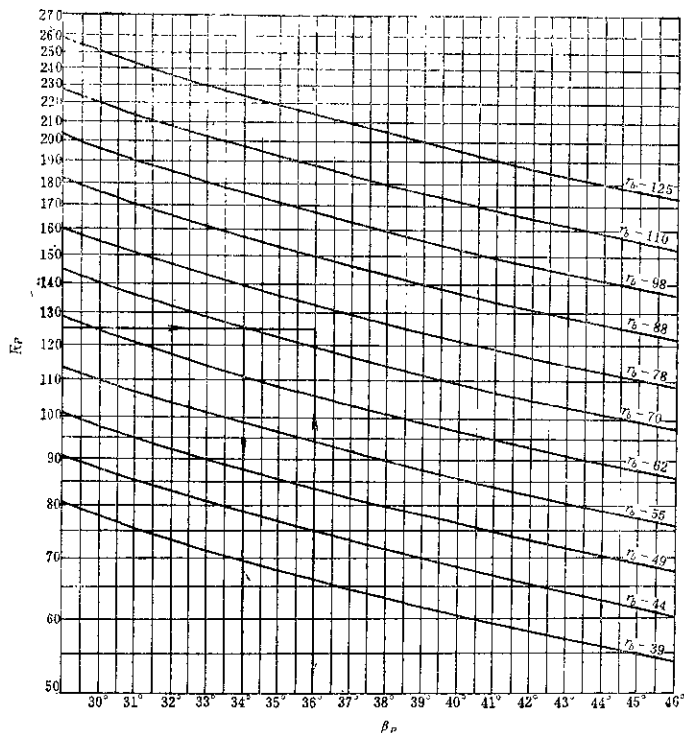


图5.5-5 EN标准刀盘的选择用图表

选用的刀盘名义半径 $r_b$ 。

刀盘的标志为：刀盘型号、刀片组数及刀盘名义半径。如EN5-88、TC5-70等。

### 2.1.2 选用刀片

刀片型号用分数表示，分子为 $r_b$ 值，分母为刀片可切齿轮模数大小的级别，共有五级，每个规格的刀盘有2~3种刀片型号。

由图5.5-2可知，

$$z_P/z_P = E_s/E_s$$

而

$$E_s = r_b / \tan \beta_P$$

代入上式后

$$z_P \tan \beta_P = r_b \cdot z_W / E_s$$

将 $r_b \cdot z_W / E_s$ 规定为表5.5-2中的五种标准数，并绘成图5.5-6中的曲线，每一条曲线相应于一种

刀片。选用刀片时，首先计算出：

$$z_P = \sqrt{z_1^2 + z_2^2} \quad (\text{当 } \Sigma = 90^\circ \text{ 时})$$

$$z_P = \sqrt{z_1^2 + \left( \frac{z_2 + z_1 \cos \Sigma}{\sin \Sigma} \right)^2} \quad (\Sigma \neq 90^\circ \text{ 时})$$

按计算出的 $z_P$ 及 $\beta_P$ ，在图5.5-6上作纵横坐标，其交点所在范围即为应选取的刀号（应尽可能选用较大的刀片型号）。如交点超出曲线的范围，应改变齿轮的齿数及螺旋角。

### 2.1.3 确定齿轮各部参数

(1) 参考点P处的法向模数 $m_{nP}$

$$m_{nP} = 2 \sqrt{\frac{R_P^2 - r_W^2}{z_P^2 - z_W^2}}$$

式中  $r_W^2 = r_P^2 + E_W^2$ ，可由表5.5-2中查出。

(2) 参考点P处的螺旋角 $\beta_P$

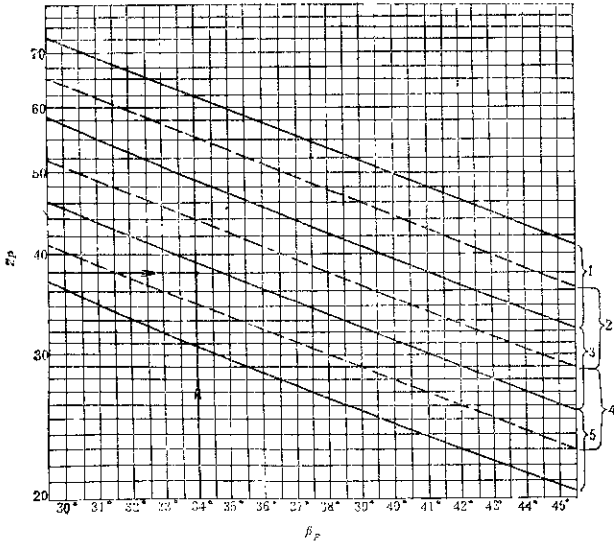


图5.5-6 选择EN刀具的刀片型号图表

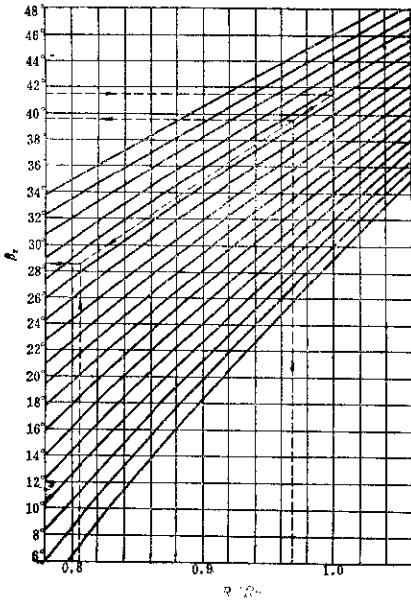


图5.5-7 N型齿轮任意点的螺旋角(第一部分)

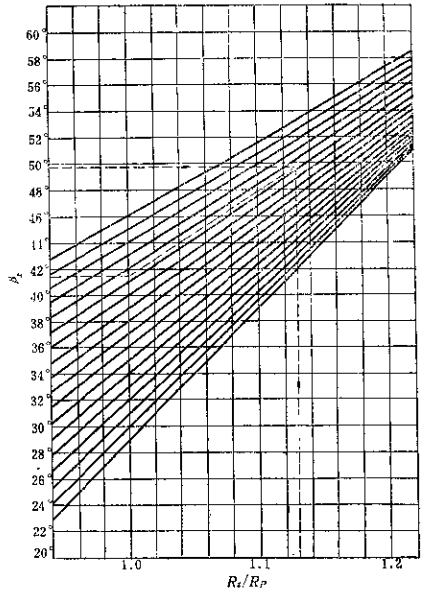


图5.5-8 N型齿轮任意点的螺旋角(第二部分)



$$\beta_p = \arccos \frac{m_{n\beta}}{2} \cdot \frac{z_p}{R_p}$$

(3) 中点螺旋角 $\beta_m$ 用图5.5-7及图5.5-8以 $\beta_p$ 及 $R_a/R_p$ 查出。

(4) 中点法向模数 $m_{nm}$

$$m_{nm} = 2R_a \cos \beta_m / z_p$$

(5) 决定是否采用刀倾角 $\Delta\alpha$ ；对于扁平的大齿轮，切齿时有可能发生刀具与工件齿顶的干涉，为防止出现这种情况，可将刀轴倾斜一个角度 $\Delta\alpha$ ，见图5.5-9。

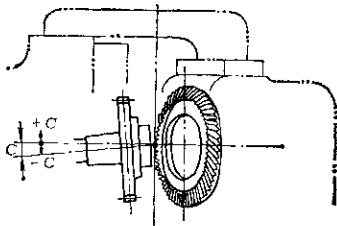


图5.5-9 刀盘轴线倾斜角C

图5.5-10至图5.5-12系刀轴倾角分别为 $0^\circ$ 、 $1^\circ 30'$ 及 $3^\circ$ 时，求大轮齿顶角 $\delta_{a2}$ 的曲线，使用该曲线时，先从 $\Delta\alpha = 0^\circ$ 的曲线上按所标的 $r_p/h$ 值，绘一条垂线交于相应的 $\beta_p$ 曲线上，过交点作一水平线，即可找到相应的 $\delta_{a2}'$ 值，该值即为刀轴不倾斜时，可以加工的最大顶角。如设计齿轮的 $\delta_{a2} < \delta_{a2}'$ ，表示刀值可不倾斜。否则，应继续确定刀倾角 $\Delta\alpha$ 为 $1^\circ 30'$ 或 $3^\circ$ 。

刀倾后的齿轮齿形角应予修正，修正后的轮齿两侧齿形角分别为 $\alpha + \Delta\alpha$ 及 $\alpha - \Delta\alpha$ 。

应尽可能避免采用刀倾法，或选取其最小值。可通过加大螺旋角、增加齿轮齿数、采用短齿（最低 $0.9m_{n\beta}$ ）或其他方法避免刀倾。

(6) 决定齿高变位量 $xm$ （见图5.5-13）当小齿轮的齿数较小， $z_1 < 18$ 时，应采用齿高变位以避免小齿轮产生根切，改善运转性能、平衡大小齿轮的强度。当 $z_1 < 12$ 时，除采用齿高变位外，还采用短齿以避免大轮产生“二次切削”。

小轮不产生根切时允许的最大齿根高 $h_{f1max}$

$$h_{f1max} = \left[ \frac{\sin(\alpha - \Delta\alpha)}{K_0 \frac{R_p}{R_f} \cos \beta_p} \right]^2 R_f \tan \delta_1 + 0.86r_{xp}$$

式中，小端对参考点两处法向模数的比值

$$K_0 = \frac{R_1 \cos \beta_1}{R_p \cos \beta_p} = m_{n1}/m_{n\beta}$$

$K_0$ 可由图5.5-14根据 $\beta_p$ 及 $R_p/R_1$ 查得。

当 $z_1 > 16$ 时取 $h_{f1max} = 0$

未变位的标准齿高为：

齿顶高  $h_a \approx m_p$

齿根高  $h_f = 1.15h_a + 0.35$

$$= 1.15m_p + 0.35$$

齿高变位量  $xm \geq h_f - h_{f1max}$

$$xm \geq 1.15h_a + 0.35 - h_{f1max}$$

$$xm \geq 1.15m_p + 0.35 - h_{f1max}$$

(7) 决定齿厚切向变位量 $\Delta s$  齿高变位量受小齿轮齿顶变尖的限制，因此，在传动比较大时，采用切向变位，以进一步平衡大小齿轮的强度，使两者的轮齿危险截面处的齿厚相近，并使小轮小端的法向齿厚不小于 $0.5m_{n\beta}$ 。切向变位量 $\Delta s$ 在分度圆上度量。 $\Delta s$ 按以下公式确定，小轮齿厚增大 $\Delta s$ ，大轮齿厚减小 $\Delta s$ 。

$$\Delta s = \left( \frac{1}{\tan \delta_1} - 1 \right) \frac{m_{n\beta}}{50}$$

$$= 0.02 \left( \frac{z_2}{z_1} - 1 \right) m_{n\beta}$$

确定参考点分度圆法向理论弧齿厚

$$s_{n\beta 1} = \frac{\pi m_{n\beta}}{2} + 2xm \tan \alpha + \Delta s$$

$$s_{n\beta 2} = \pi m_{n\beta} - s_{n\beta 1}$$

确定法向侧隙 $j_n$

法向齿侧隙 $j_n$ 可按下式近似计算：

$$j_n = 0.05 + (0.02 \sim 0.1) m_{n\beta}$$

一般取

$$j_n = 0.05 + 0.03 m_{n\beta}$$

## 2.2 G型齿轮的几何计算

特殊外摆线齿锥齿轮之代号为G型齿轮，用于小齿轮传动；传动比 $z_2/z_1$ 小于3。当按标准刀具图表选用刀具超出图表范围时，选用这种齿轮。例如 $R_p < 55\text{mm}$ ， $\beta_p < 29^\circ$ 的情况。

这种齿轮的特点是齿面节线的平均曲率半径 $r_s$ 大于 $R_p \sin \beta_p$ （见图5.5-15），由于 $r_M$ 不等于 $r_b$ ，按标准排列的刀盘及正常加工方法无法进行切齿，必须使假想平面齿轮位移，相应的将机床进行调正，使轮坯工件较正常情况多一附加的位移，并使刀盘重新排列以得到G型齿轮的鼓状齿形，见图5.5-16。

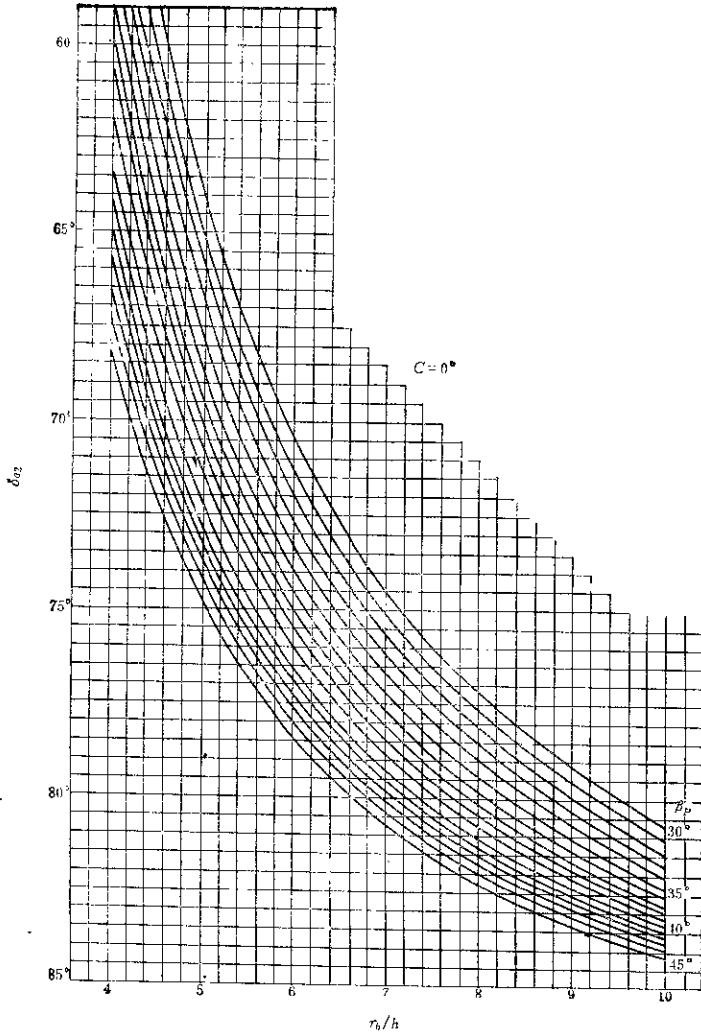


图5.5-10 刀具轴线倾角 $C=0^\circ$ 的图表

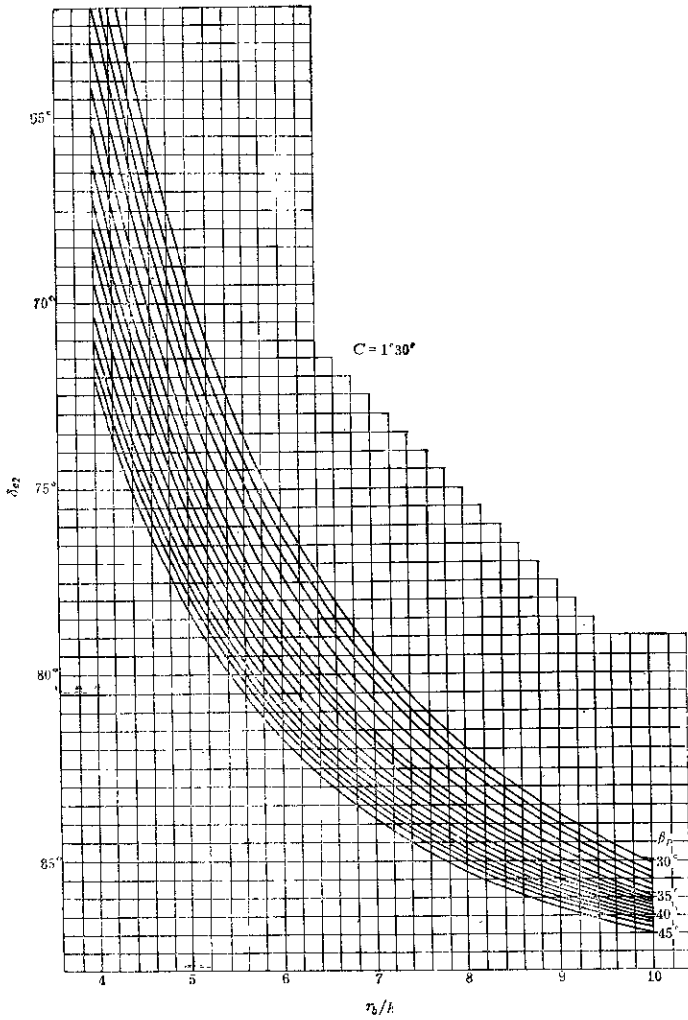


图5.5-11  $\beta_r$ 轴轴倾角 $C = 1^\circ 30'$ 的图表

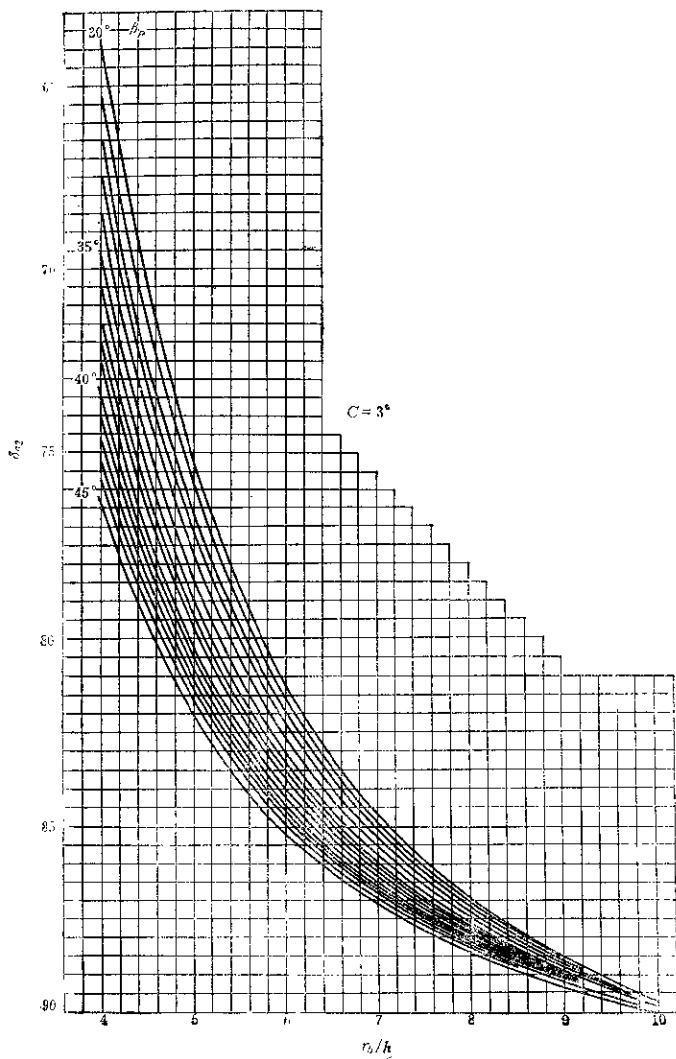


图5.5-12 刀盘轴线倾角 $C=3^\circ$ 的图表



图5.5-13 齿高变位量 $x_m$

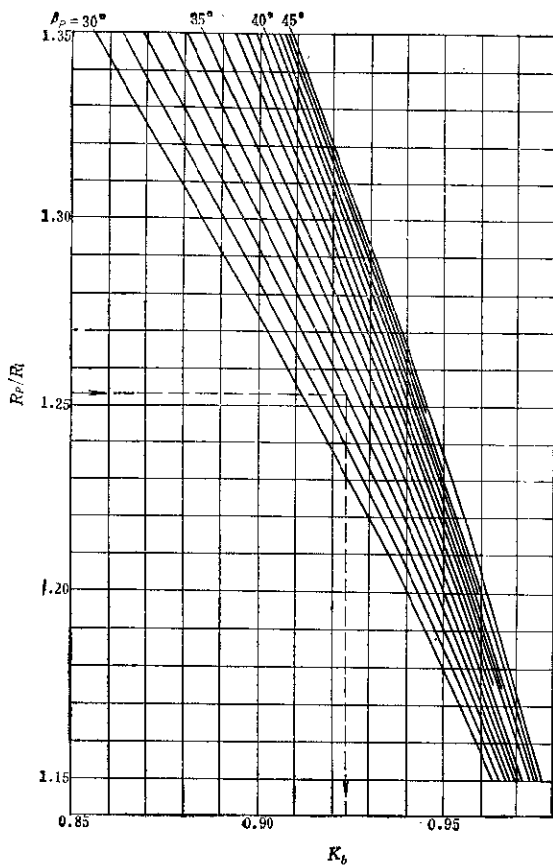


图5.5-14 选择系数 $K_b$ 的曲线

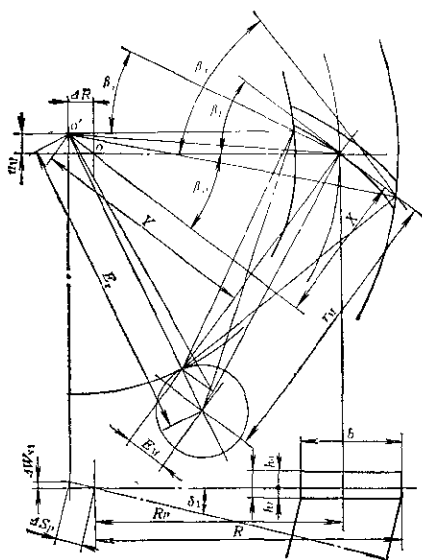


图5.5-15 G型齿轮展成原理图

刀盘的名义半径 $R_M$ 可按需要选择,  $R_M \approx R_P$ 的情况最为理想。参考点处的螺旋角按需要决定, 不受刀盘的限制, 也可选为 $0^\circ$ 。由于假想平面齿轮位移的结果, 在参考点处形成相对于平面齿轮的 $\beta_m$ 角,  $\beta_p$ 是相应放大的假想平面齿轮的螺旋角; 此后所有的参考点处的数值均以放大的假想平面齿轮为基础而计算的。

要注意: 假想平面齿轮的着大是在平行于参考点处齿长曲线的切线方向的, 这可以防止接触区歪斜, 见图5.5-15。此外, 应使参考点处的模数不随假想平面齿轮的位移而变化。

由于 
$$\frac{m_p}{2} = \frac{R_p \cos \beta_p}{z_p}$$

$$\frac{m_p}{2} = \frac{R_m \cos \beta_m}{z_{p0}}$$

故 
$$\frac{R_p \cos \beta_p}{z_p} = \frac{R_m \cos \beta_m}{z_{p0}}$$

整理后得放大的平面齿轮的齿数

$$z_{p0} = z_p \frac{R_m \cos \beta_m}{R_p \cos \beta_p}$$

式中  $z_p$ ——平面齿轮的齿数,

$$z_p = \sqrt{z_1^2 + z_2^2}$$

取 
$$R_m \cos \beta_m = R_p \cos \beta_p + \frac{\Delta R}{\cos \beta_p} = Y$$

表5.5-3 G型齿轮的几何计算

1	小齿轮齿数 $z_1$	4	参考点处螺旋角 $\beta_p$
2	大齿轮齿数 $z_2$	5	轴交角 $\Sigma$
3	大端面模数 $m_s$		
	项 目	小 齿 轮	大 齿 轮
6	大端节圆直径	$d_1 = z_1 m_s = 36.686 \text{ mm}$	$d_2 = z_2 m_s = 73.372 \text{ mm}$
7	节锥角	$\tan \delta_1 = \frac{z_2}{z_1} = 0.5$ $\delta_1 = 26^\circ 33' 54''$	$\tan \delta_2 = \frac{z_1}{z_2} = 2.0$ $\delta_2 = 63^\circ 26' 6''$
8	外锥距	$R = \frac{d_2}{2} \sin \delta_2 = 41.016 \text{ mm}$	
9	齿 宽	$b = 0.285 R = 11.69 \text{ mm}$ 取 $b = 10 \text{ mm}$	
10	内锥距	$R_i = R - b = 31.02 \text{ mm}$	
11	参考锥距	$R_p = R - 0.6b = 35.02 \text{ mm}$	
12	参考点处法向模数	$m_p = \frac{2R_p \sin \delta_2 \cos \beta_p}{z_2} = 1.973706 \text{ mm}$	
13	齿 高	$h_d \approx m_p = 2$ $h_f \approx 1.15h_d + 0.35 = 2.65 \text{ mm}$ $h = h_d + h_f = 4.65 \text{ mm}$	
14	齿高变量	$h_f = R_i \tan \delta_1 \left( \frac{\sin^2 \alpha}{\cos^2 \beta_i} \right) + 0.14m_r = 2.003 \text{ mm}$ $\xi_m = h_f - h_{f2} = 0.65 \text{ mm}$	

(续)

项 目	小 齿 轮	大 齿 轮
15 变位后的齿顶高	$h_{a1} = h + \xi m = 2.66 \text{ mm}$	$h_{a2} = h_a - \xi m = 1.36 \text{ mm}$
16 变位后的齿根高	$h_{f1} = h_f - \xi m = 2.00 \text{ mm}$	$h_{f2} = h_f + \xi m = 3.3 \text{ mm}$
17 齿厚切向变位量	$\Delta S = \frac{z_2 - z_1}{z_1} \cdot \frac{m_2}{50} = 0.039$ 取 $\Delta S = 0.04 \text{ mm}$	
18 齿侧隙	$0.05 + 0.03 m_f = 0.12 \text{ mm}$	

得 
$$z_{p0} = \frac{z_p Y}{R_p \cos \beta_p} = \frac{2Y}{m_p}$$

G型齿轮的齿长曲线具有使齿轮受载后接触区向大端移动的特性, 其参考锥距应按  $R_p = R - 0.6b$

计算; 使其接触区的中心靠近小端, 受载后接触区恰好移到齿的中心附近。

G型齿轮的几何计算按表5.5-3进行, 表中列出例题, 供参考。

## 第6章 弧齿准双曲面齿轮的几何计算

### 1 概述

弧齿准双曲面齿轮的几何尺寸计算, 按表5.6-2进行。

(1) 轮齿收缩型式 根据齿轮顶锥及根锥的不同, 分为双重收缩齿、标准轮齿收缩及倾斜根线轮齿收缩。双重收缩齿准双曲面齿轮具有提高小轮切齿时粗切效率的优点。双重收缩齿大小轮的齿根角选择目的在于修正其沿齿长上的齿厚收缩, 以便能用最大的实际刀顶距粗切刀盘加工。这个方法最适用于大轮直径比刀盘直径大的情况, 否则齿根角将倾斜到导致轮齿小端的齿高过短。

标准收缩齿可以得到满意的齿高方向的收缩, 但是可能导致过多的齿厚收缩, 造成粗切刀盘要使用小的刀顶距。慎重选用刀盘半径和采用倾斜根线齿可以改善这一情况。

倾斜根线齿是双重收缩齿和标准收缩齿的折衷方案, 双重收缩齿导致过度的齿高收缩, 标准收缩齿将导致齿厚方向的过度收缩, 倾斜根线收缩齿是位于前述两者之间的一种齿制。

(2) 齿数 对于轴交角为  $90^\circ$  的通常传动, 其小轮齿数不少于8, 而齿轮副的齿数和不少于40。

对成形法和螺旋成形法的小轮, 推荐的最小齿数如表5.6-1所示。

表5.6-1 成形法和螺旋成形法推荐的小轮最小齿数

传动比 $\frac{z_2}{z_1}$	小轮最小齿数
2	17
2~5	16
3	18
4	8
5	7
6~8	6

(3) 工作齿高 基本的工作齿高为轮齿中点法向模数的2倍。对于小轮齿数等于或小于10的弧齿准双曲面齿轮副, 其基本工作齿高小一些。

(4) 顶隙 顶隙为工作齿高的16%, 再加上0.05mm

(5) 压力角 弧齿准双曲面齿轮齿面两侧的齿廓压力角不相等。对于工业用传动, 小轮齿数等于或大于8时, 平均压力角为  $21^\circ 15'$ 。载重汽车和拖拉机, 平均压力角一般为  $22^\circ 30'$ , 小轿车齿轮的平均压力角为  $19^\circ$ 。

### 2 弧齿准双曲面齿轮的几何计算<sup>(1)</sup>

弧齿准双曲面齿轮的几何计算按下表进行。

表5.6-2 圆弧齿准双曲面齿轮几何计算表

序号	计算公式	例 题
1	$z_1$	11
2	$z_2$	43
3	$r_1/z_1$	0.2568139
4	$b$	30
5	$E$	34
6	$d_2$	205
7	$r_0$	95.25
8	$\beta_1'$	50°
9	$\tan \beta_1'$	1.1917536
10	$\cot \delta_1 = 1.2z_1/z_2 = 1.2(8)$	0.3069787
11	$\sin \delta_1$	0.95697
12	$r_{m1} = \frac{d_2 - b \sin \delta_1}{2.0} = \frac{(6) - (4)(11)}{2.0}$	98.16044
13	$\sin e_1' = E \sin \delta_1 / r_{m2} = \frac{(5)(11)}{(12)}$	0.36968
14	$\cos e_1'$	0.92956
15	$\cos e_1' + \tan \beta_1' \sin e_1' = (14) + (8)(13)$	1.36893
16	$\frac{z_1}{z_2} r_{m2} = (9)(12)$	22.55267
17	$r_{m1} = \frac{z_1}{z_2} r_{m2} (\cos e_1' + \tan \beta_1' \sin e_1') = (15)(16)$	30.87309
18	$T_R = 0.02z_1 + 1.06z_2^2 = 1.30$	1.28
19	$\frac{r_{m2}}{\cot \delta_2} + r_{m1} = \frac{(12)}{(10)} + (17)$	318.06238
20	$\tan \eta = E / (\frac{r_{m1}}{\cot \delta_1} + r_{m1}) = (5) / (19)$	(第一次计算) 0.106897 (第二次计算) 0.11234
21	$\sqrt{1.0 + \tan \eta^2} = \sqrt{1.0 + (20)^2}$	1.00570 1.00629
22	$\sin \eta = \tan \eta / \sqrt{1.0 + \tan \eta^2} = \frac{(20)}{(21)}$	0.10629 0.11154
23	$\eta$	6.10159° 6.40418°
24	$\sin e_2' = \frac{E - r_{m1} \sin \eta}{r_{m2}} = \frac{(5) - (17)(22)}{(12)}$	0.34844 0.34660
25	$\tan e_2'$	0.37173 0.36960
26	$\tan \nu_{111} = \sin \eta / \tan e_2' = \frac{(22)}{(26)}$	0.28593 0.30187
27	$\cos \nu_{111}$	0.96147 0.95733
28	$\sin e_1' = \sin e_2' / \cos \nu_{111} = \frac{(24)}{(27)}$	0.36240 0.36205
29	$\cos e_2'$	0.93052 0.93216
30	$\tan \beta_{111} = \frac{\cos e_1' + \tan \beta_1' (\sin e_1' - \cos e_2')}{\sin e_2'} = \frac{(15) - (29)}{(28)}$	1.20560 1.20639
31	$\sin e_2' (\tan \beta_1' - \tan \beta_{111}) = (28)[(9) - (30)]$	-0.00502 -0.00530
32	$\frac{z_1}{z_2} \sin e_2' (\tan \beta_1' - \tan \beta_{111}) = (8)(31)$	-0.00128 -0.00136
33	$\sin e_2 = \sin e_1 - \sin \eta \cdot \frac{z_1}{z_2} \sin e_2' (\tan \beta_1' - \tan \beta_{111})$ $= (24) - (22)(32)$	0.34856 0.34675



(续)

序号	计算公式	例	题
34	$\tan \varepsilon_1$	0.37190	0.36967
35	$\tan \delta_1 = \frac{\sin \eta}{\tan \varepsilon_1} = (22)$	0.28561	0.30172
36	$\delta_1$	15.95023°	16.78941°
37	$\cos \delta_1$	0.96150	0.96737
38	$\sin \varepsilon_1' = \frac{\sin \varepsilon_1}{\cos \delta_1} = (33)$	0.36254	0.36219
39	$\varepsilon_1'$	21.25611°	21.23476°
40	$\cos \varepsilon_1'$	0.93197	0.93210
41	$\tan \beta_{1m} = \frac{\cos \varepsilon_1' + \tan \beta_1' \sin \varepsilon_1' + \sin \varepsilon_1' (\tan \beta_1' - \tan \beta_{11}) - \cos \varepsilon_1'}{\sin \varepsilon_1'}$	1.19159	1.19144
42	$\beta_{1m}$	49.99604°	49.99253°
43	$\cos \beta_{1m}$	0.64284	0.64239
44	$\beta_{2m} = \beta_{1m} - \varepsilon_1' = (42) - (39)$	28.73993°	28.76777°
45	$\cos \beta_{2m}$	0.87661	0.87666
46	$\tan \beta_{2m}$	0.54839	0.54879
47	$\cot \delta_2 = \tan \eta / \sin \varepsilon_1 = (20)$	0.311433	0.32369
48	$\delta_2$	72.70135°	72.06313°
49	$\sin \delta_2$	0.95477	0.96140
50	$\cos \delta_2$	0.28736	0.30796
51	$r_{m1} + r_{m2} \frac{z_1}{z_2} \cdot \sin \varepsilon_1' (\tan \beta_1' - \tan \beta_{11})$	31.99193	32.12258
52	$r_{m2} / \cos \delta_2 = (12)$	286.48710	286.27237
53	$r_{m1} + r_{m2} \frac{z_1}{z_2} \cdot \sin \varepsilon_1' (\tan \beta_1' - \tan \beta_{11})$	326.47903	318.39496
54	$\frac{r_{m2} \cos \beta_{2m}}{\sin \delta_2} = (12) / (45)$	60.96186	81.23473
55	$\cos \beta_{11m} = \frac{r_{m1} + r_{m2} \frac{z_1}{z_2} \cdot \sin \varepsilon_1' (\tan \beta_1' - \tan \beta_{11})}{\cos \delta_1 \tan \delta_1} = (43) / (51)$	71.95582	68.4452
56	$-\tan \alpha_{r1} = (41) / (56) - (46) / (54)$	82.08470	81.41859
57	$-\alpha_{r1}$	7.19259°	6.62282°
58	$\cos \alpha_{r1}$	0.99213	0.99333
59	$r_{m1} + r_{m2} \frac{z_1}{z_2} \cdot \sin \varepsilon_1' (\tan \beta_1' - \tan \beta_{11})$	3.65738	3.01966
60	$(46) / (56) / (52)$	0.15183	0.15607
61	$(54) / (55)$	6825.67703	6560.12734
62	$(54) - (55)$	0.00155	0.00230
63	$(59) + (60) + (62)$	3.21076	3.17803
64	$(41) - (46)$	0.20033	0.20222
65	$r_2' = (64) / (68)$	109.29942	94.81063
66	$(7) / (65)$	0.94906	1.00463

(续)

序号	计算公式	例题
67	(3)(50); 1.0-(3)	0.07678; 0.74419
68	$\frac{(6)}{(34)} - (17)(35); (35)(37)$	82.65689; 0.28866
69	(37)+(40)(67) <sub>左</sub>	1.03082
70	$x_p = (49)(51)$	39.56142
71	$x' = (12)(47) - (70)$	-2.02653
72	$R'_a = (12)/(49)$	83.87584
73	$R = 0.5(6)/(49)$	101.7360
74	(73)-(72)	23.86016
75	$h'_a = k(12)(45)/(2)$	7.36920
76	(12)(48)/(7)	0.00508
77	$\frac{(49)}{(45)} - (76)$	1.23598
78	$a_2$	36
79	$\sin \alpha_2$	0.61666
80	$\frac{\alpha_2}{2} = \frac{(78)}{2}$	19°
81	$\cos \frac{\alpha_2}{2}$	0.94552
82	$\tan \frac{\alpha_2}{2}$	0.34433
83	$\frac{(77)}{(82)}$	3.58953
84	$\Sigma \theta_f = \frac{10560(83)}{(2)}$	6.86773°
85	$h_{a2}$	0.17
86	$K_s = 1.150 - (85)$	0.98
87	$h_{am2} = (75)(86)$	1.25374
88	$h_{fm2} = (76)(86) + 0.05\text{mm}$	7.27745
89	双重收缩齿 标准收缩齿	
	$\theta_{a2} = (84)(85)$	$\theta_{a2} = \frac{3438(87)}{(72)}$
90	$\sin \theta_{a2}$	1.14703°
91	双重收缩齿 标准收缩齿	0.02002
	$\theta_{f2} = (84) - (89)$	$\theta_{f2} = \frac{3438(88)}{(72)}$
92	$\sin \theta_{f2}$	5.60020°
93	$h_{a2} = (87) + (74)(90)$	0.09758
94	$h_{f2} = (88) + (74)(92)$	1.65401
95	$c = 0.150(75) + 0.05$	8.74124
96	$h = (93) + (94)$	1.16824
97	$h' = (95) - (95)$	10.29625
98	$\delta_{a2} = (48) + (89)$	9.13001
99	$\sin \delta_{a2}$	73.21076°
100	$\cos \delta_{a2}$	0.95737
101	$\delta_{f2} = (48) - (91)$	0.28852
102	$\sin \delta_{f2}$	86.46351°
103	$\cos \delta_{f2}$	0.91681
104	$\cot \delta_{f2}$	0.39033
		0.43557

(续)

序号	计 算 公 式	值	题
105	$d_{a1} = \frac{(93)(50)}{0.5} + (6)$	205.95714	
106	$(70) + (74)(50)$	37.90989	
107	$X_{10} = (106) - (93)(49)$	33.72632	
108	$\frac{(72)(92) - (87)}{(89)}$	7.23948	
109	$\frac{(72)(92) - (88)}{(102)}$	0.98947	
110	$Z_p = (71) - (108)$	-2.65627	
111	$Z_p = (71) + (109)$	-0.05549	
112	$(12) + (70)(104)$	101.41207	
113	$\sin \delta = (5)/(112)$	0.39481	
114	$\cos \delta = \sqrt{1 - (113)^2}$	0.94229	
115	$\tan \epsilon = (113)/(114)$	0.36532	
116	$\sin \delta_{a1} = (103)/(114)$	0.37629	
117	$\delta_{a1}$	22.10383°	
118	$\cos \delta_{a1}$	0.92650	
119	$\tan \delta_{a1}$	0.40614	
120	$\frac{(102)(111) + (95)}{(103)}$	2.76805	
121	$G_0 = \frac{(6)(113) - (120)}{(114)}$	0.15534	
122	$\tan \lambda' = \frac{(38)(67)_{左}}{(69)}$		
123	$\lambda'_{左}$	1.58558°	0.99962
124	$\Delta \lambda' = (39) - (12.3)_{左} + \cos \Delta \lambda'$	19.64888	0.94177
125	$\delta'_2 = (117) - (36) + \cos \theta$	5.31442	0.99570
126	$\pm (113)(67)_{右} - (68)_{右}$	-0.03970	-0.53602
127	$(123)_{右} / (124)_{右}$		1.06143
128	$(68)_{左} + (87)(68)_{右}$		83.02105
129	$\frac{(118)}{(125)_{右}}$		0.9305
130	$(74)(127)$		25.32589
131	$B_0 = (128) + (130)(129) + (75)(126)_{左}$		102.62142
132	$(4)(127) - (130)$		5.51701
133	$B_1 = (128) - (132)(129) + (75)(126)_{右}$		73.02019
134	$(121) + (131)$		111.77676
135	$d_{a2} = (119)(134)/0.5$		85.74147
136	$\frac{(70)(110)}{(99)} + (12)$		3.36628
137	$\sin \epsilon = (5)/(136)$		0.34887
138	$\epsilon$		20.41832°
139	$\cos \epsilon$		0.93717
140	$\frac{(99)(110) + (95)}{(100)}$		-4.80658
141	$G_R = \frac{(5)(137) - (140)}{(139)}$		18.19810
142	$\sin \delta_{R1} = (107)(139)$		0.27070

(续)

序 号	计 算 公 式	例 题
143	$\delta f_1$	15.70614°
144	$\cos \delta f_1$	0.96266
145	$\tan \delta f_1$	0.28120
146	$c_{min}$	
147	$c_{max}$	
148	(90)(92)	0.00196
149	(96)-(4)(148)	10.23665
150	$R_2=(73)-(4)$	77.736

注：表中括号内的数字指序号。

表 5.6-2 中各序号的内容详细介绍如下 (下面各括号内数字系指表 5.6-2 中的序号)：

(1)  $z_1$ ——小轮齿数。

(2)  $z_2$ ——大轮齿数。

(4)  $b$ ——大轮齿宽。推荐的齿宽  $\leq 0.3R$  或  $C_{m1}$ 。只用两者中较小者一个数值。超过上述推荐值时，需用较小齿顶圆、减小齿根圆角半径而造成制造上的困难。如载荷集中于轮齿小端时，增加了轮齿破坏和磨损的可能。

(5)  $E$ ——准双曲面齿轮的偏置距。轿车、轻型货车和一般工业用齿轮  $E \leq 0.4R$ ，载货汽车、拖拉机和公共汽车和铁路机车用齿轮  $E \leq 0.2R$ 。

(6)  $d_2$ ——大轮节圆直径。

(7)  $r_0$ ——刀盘半径。根据大轮节圆直径  $d_2$ ，按表 5.6-3 推荐值选用。

从提高齿轮强度及增加可调性的角度考虑应选用较小刀盘。从提高刀具寿命的角度考虑，选用较大刀盘更为有利。

(8)  $\beta'_{1m}$ ——希望的小轮中点螺旋角。合理

的小轮中点螺旋角为：

$$\beta'_{1m} = 26 + 5 \sqrt{\frac{z_2}{z_1} + 90} \times \frac{E}{d_2}$$

一般选用的中点螺旋角与上述计算值偏差不得大于 5°，以期达到大小轮满意的强度平衡。

(12)  $r_{m2}$ ——大轮中点分圆半径。

(17)  $r_{m1}$ ——小轮中点分圆半径。

(18)  $T_R$ ——轮齿收缩系数。当小轮齿数  $z_1$  小于 12 时，用上面的公式。当小轮的齿数  $z_1 \geq 12$  时，用 1.30。

(23)  $\eta$ ——小轮回转平面内的偏置角。

(33)  $e_2$ ——大轮回转平面内的偏置角。

(36)  $\delta_1$ ——小轮节锥角。

(39)  $e'_1$ ——节平面内的偏置角。

(42)  $\beta_{1m}$ ——小轮中点螺旋角。

(44)  $\beta_{2m}$ ——大轮中点螺旋角。

(48)  $\delta_2$ ——大轮节锥角。

(57)  $\alpha_{01}$ ——节面极限压力角。

(65)  $r'_0$ ——对应于  $\delta_1$  和  $\delta_2$  的曲率半径。本项

表 5.6-3 刀盘半径选择表

大 轮 节 圆 直 径 ( $d_2$ )		刀 盘 半 径 ( $r_0$ )	
英制(英寸)	公制(mm)	英制(英寸)	公制(mm)
3.000~5.250	75~135	1.750	44.450
3.875~6.750	100~170	2.250	57.150
4.250~7.500	110~190	2.500	63.500
5.125~9.000	130~230	3.000	76.200
5.375~9.375	135~240	3.125	79.375
6.500~11.250	165~285	3.750	95.250
7.750~13.500	195~345	4.500	114.300
10.250~18.000	260~455	6.000	152.400
13.750~24.000	350~616	8.000	203.200
18.000~31.500	455~800	10.500	266.700

给出的曲率半径与序号(7)中给出的刀盘半径  $r_d$  的差值应在百分之一以内。如果差值大于1%, 必须进行进一步的试算。

如序号(66)项小于序号(7)项, 就代数地减小  $\tan\eta$  值, 并在第二行内重算。如(65)项太大, 应代数地增大  $\tan\eta$  值。所需的变化量决定于对曲率差值的要求, 如无更方便的数据, 第二次试算可改变  $\tan\eta$  值百分之十, 如第二次试算得到的  $r_d'$  仍不能充分接近  $r_d$ , 应进行第三次试算。并用下述公式得出  $\tan\eta_3$  值:

$$\tan\eta_3 = \frac{(20)_2 - (20)_1}{(66)_2 - (66)_1} [1 - (66)_1] + (20)_1$$

下角1, 2和3分别指第一、二、三次试算的值。

个别情况下也需进行第四次试算。

(67) } 左侧的公式用于左侧纵行, 右侧的  
(68) } 公式用于右侧纵行。

(70)  $z_p$  ——大轮齿面中点到轴线交叉点距离。

(71)  $z'$  ——大轮节锥顶点到轴线交叉点距离。

(72)  $R_m^l$  ——节平面内的大轮中点锥距。

(73)  $R$  ——节平面内的大轮外锥距。

(75)  $h_m^k$  ——大轮平均工作齿高。式中  $h$  值应从表5.6-4中选取。符合下列参数条件时, 用“轿车”栏的数值。

1) 齿形角的总和为38°。

表5.6-4 齿高系数表

小轮齿数( $z_1$ )	齿高系数 $K$	
	轿 车	普 通
6	—	3.5
7	—	3.6
8	3.8	3.7
9	3.9	3.8
10	4.0	3.9
11	4.1	4.0
12及更大	4.2	4.0

2) 小轮凹齿面的齿形角为12°或更大些。

3) 大轮齿顶高系数取自(85)中表列的数值。除此以外, 用“普通”栏的数值。

(78)  $\alpha_2$  ——轮齿两侧齿形角的总和。工业传动中, 当小轮齿数  $z_1 \geq 8$  时, 使用42°30'。否则, 采用45°。载重汽车或拖拉机用齿轮, 使用45°。轿车齿轮, 采用38°。

(84)  $\Sigma\theta$  ——齿根角的总和, 用于双重收缩齿。

(85)  $h_{a2}^*$  ——大轮齿顶高系数。范成加工的齿轮, 小轮齿数  $\geq 21$  时, 用下表5.6-4数值。

表5.6-5 大轮齿顶高系数

齿数比 $z_1/z_2$	大轮齿顶高系数 $c_1$
1.0	0.600
0.9	0.450
0.8	0.425
0.7	0.400
0.6	0.375
0.5	0.350
0.4	0.325
0.3	0.300

对于传动比大于2的范成齿和非范成齿的齿轮, 小轮齿数小于21时, 应采用表5.6-5所列数值。

表 5.6-6

小轮齿数 $z_1$	大轮齿顶高系数 $c_1$
6	0.110
7	0.130
8	0.150
9~20	0.170

(87)  $h_{a2m2}$  ——大轮中点齿顶高。

(88)  $h_{fm2}$  ——大轮中点齿根高。

为了保证满意的轮齿收缩, 应当用下列程序决定是否采用双重收缩齿或倾斜根线收缩齿:

先用标准收缩齿公式计算(89)和(91), 并计算标准收缩齿齿根角的总和:

$$\Sigma\theta_{fs} = (89) + (91)$$

再计算  $\Delta T_R = \frac{(84)}{\Sigma\theta_{fs}} - (18)$

当  $\Delta T_R$  为正值时:  $\Sigma\theta_{fTR} = (18)\Sigma\theta_{fs}$

当  $\Delta T_R$  为负值时:  $\Sigma\theta_{fTR} = (84)$

式中,  $\Sigma\theta_{fTR}$  为倾斜根线收缩齿的齿根角的总和。

$\theta_{a2T} = (85)\Sigma\theta_{fTR}$  } 倾斜根线收缩齿的  $\theta_{a2}$

$\theta_{f2T} = \Sigma\theta_{fTR} - \theta_{a2T}$  } 和  $\theta_{f2}$  的值, 这些值分别用于项目(89)和(91)中, 以代替以前计算的值。

(89)  $\theta_{a2}$  ——大轮齿顶角。左面的公式用于双重收缩齿, 右面的公式用于标准收缩齿; 项目(88)中上述说明系用于倾斜根线收缩齿的计算中。

(91)  $\theta_{f2}$  ——大轮齿根角。左面的公式用于双重收缩齿, 右面的公式用于标准收缩齿。

- (93)  $h_{a2}$ ——大轮外端齿顶高。  
 (94)  $h_{f2}$ ——大轮外端齿根高。  
 (95)  $c$ ——顶隙。  
 (96)  $k$ ——大轮外端全齿高。  
 (97)  $h'$ ——大轮外端工作齿高。  
 (98)  $\delta_{a2}$ ——大轮的顶锥角。  
 (101)  $\delta_{f2}$ ——大轮的根锥角。  
 (105)  $d_{a2}$ ——大轮的齿顶圆直径。  
 (107)  $X_{02}$ ——大轮轮冠到轴线交叉点的距离。

(110)  $Z_0$ ——从大轮面锥顶点到轴线交叉点的距离。正号(+)表示大轮面锥顶点位于轴线交叉点之外,负号(-)表示面锥顶点位于大轮和轴线交叉点之间。

(111)  $Z_H$ ——从大轮根锥顶点到轴线交叉点的距离。正号(+)表示大轮根锥顶点位于交叉点之外,负号(-)表示大轮根锥顶点位于大轮和轴线交叉点之间。

(117)  $\delta_{a1}$ ——小轮顶锥角。

(121)  $G_0$ ——从小轮顶锥顶点到轴线交叉点的距离。正号(+)表示小轮面锥顶点位于轴线交叉点之外,负号(-)表示小轮面锥顶点位于小轮及轴线交叉点之间。

(123) } 左侧公式用于左侧纵行;

(125) } 右侧公式用于右侧纵行。

(126) ——正号(+)用于左侧纵行,负号(-)用于右侧纵行。

(131)  $B_0$ ——小轮轮冠到轴线交叉点的距离。

(133)  $B_f$ ——小轮前轮冠到轴线交叉点的距离。

(135)  $d_{a1}$ ——小轮外径。

(141)  $G_R$ ——从小轮根锥顶点到轴线交叉点的距离。正号(+)表示小轮根锥顶点位于轴线交叉点之外,负号(-)表示小轮根锥顶点位于小轮和轴线交叉点之间。

(143)  $\delta_{f1}$ ——小轮根锥角。

(146)  $c_{\min}$ ——允许的最小齿侧隙

(147)  $c_{\max}$ ——允许的最大齿侧隙

中数值。

表5.6-7 推荐的侧隙值

(AGMA精度级7到13)

模数(径节)	侧 隙	
	英制(英寸)	公制(mm)
25-4 (1)	0.020~0.030	0.50~0.75
12-7 (2)	0.012~0.016	0.30~0.40
8-46(3)	0.008~0.011	0.20~0.28
6-35(4)	0.008~0.008	0.15~0.20
4-23(5)	0.004~0.006	0.10~0.15
2-54(10)	0.002~0.004	0.05~0.10

此表中给出装配后准备运转的齿轮推荐的齿侧隙值。表中未列出的径节值可用插入法得到齿侧隙。表列数值系用于普通用途的齿轮,对于特殊用途的齿轮可根据需要予以修正。

(150)  $R_f$ ——大轮内推距。

图5.6-1为按表5.6-1的计算结果绘制的弧齿双曲面齿轮简图。

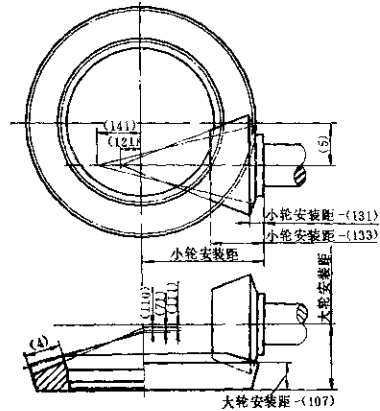


图5.6-1 弧齿双曲面齿轮简图

	小	大	轮
齿数	(1)	(2)	
节圆直径	(121)	(117)	(6)
外径	(135)	(105)	(105)
面锥角	(117)	(98)	
节锥角	(36)	(48)	
根锥角	(143)	(101)	
螺旋角	(42)	(44)	
刀盘直径	(145)	(149)	(2)(7)

## 第7章 摆线齿准双曲面齿轮的几何计算

### 1 概述

摆线齿准双曲面齿轮,其代号为H型齿轮。根据其偏置量 $E$ 的大小,又分为HN型及HG型两种。

HN型齿轮:偏置量 $E$ 较小的齿轮,可用标准刀盘加工,用于 $\frac{Z_1}{Z_2} < 0.24$ ,  $\frac{d_2}{E} > 6.75$ ,  $\frac{d_2}{E} > \frac{Z_1}{Z_2}$

>33的场合。

HG型齿轮:偏置量 $E$ 较大的齿轮,即用于 $\frac{Z_1}{Z_2} < 0.33$ ,  $\frac{d_2}{E} > 4.8$ 的场合

### 2 HN型准双曲面齿轮的几何计算

图5.7-1为HN型齿轮的简图。其计算步骤如下:

(1) 初选大轮参考点处的分度圆半径 $r_{P2}$ ,

$$r_{P2} \approx 0.443d_2$$

由图5.7-2按 $\frac{r_{P2}}{E}$ 及 $\frac{Z_1}{Z_2}$ 查得大轮的近似分锥

角 $\delta_2$

(2) 由图5.7-3按 $r_{P2}/E$ 及 $Z_1/Z_2$ 初选小轮放大系数 $K$ 后,计算 $\Delta A_2$ ,

$$\Delta A_2 = r_{P2} \left( \cot \delta_2 - K \cdot \frac{Z_1}{Z_2} \right)$$

(3) 确定小轮齿宽 $b_1$ 及安装距参照图5.7-1由安装距 $A_1$ 及 $A_2$ 确定 $A_{K\alpha 1}$ 及 $A_{\alpha 1}$ ,此时小轮在轮齿的两端应比大轮长出 $\frac{b_2}{30} \sim \frac{b_2}{10}$ ,其中 $b_2$ 为大轮齿宽。

(4) 进一步计算 $r_{P2}/E$ 由公式 $r_{P2} = 0.5d_2 - 0.4b_2 \sin \delta_2$ 得 $r_{P2}$ ,可求得新的 $r_{P2}/E$ ,式中之 $\delta_2$ 由 $a$ 项中查得的数代入。

(5) 进行第一次试算 由图5.7-4按 $\frac{r_{P2}}{E}$ 及

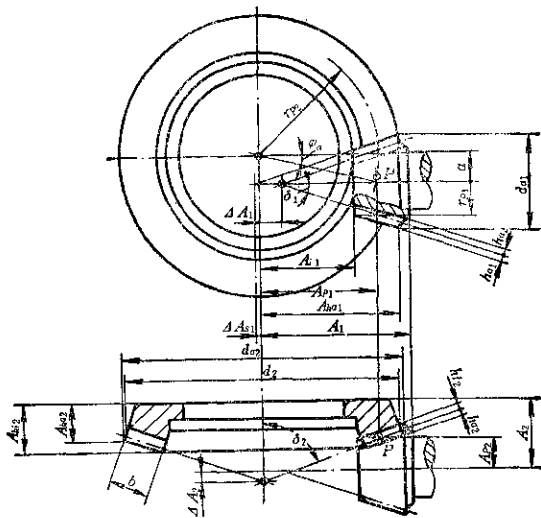
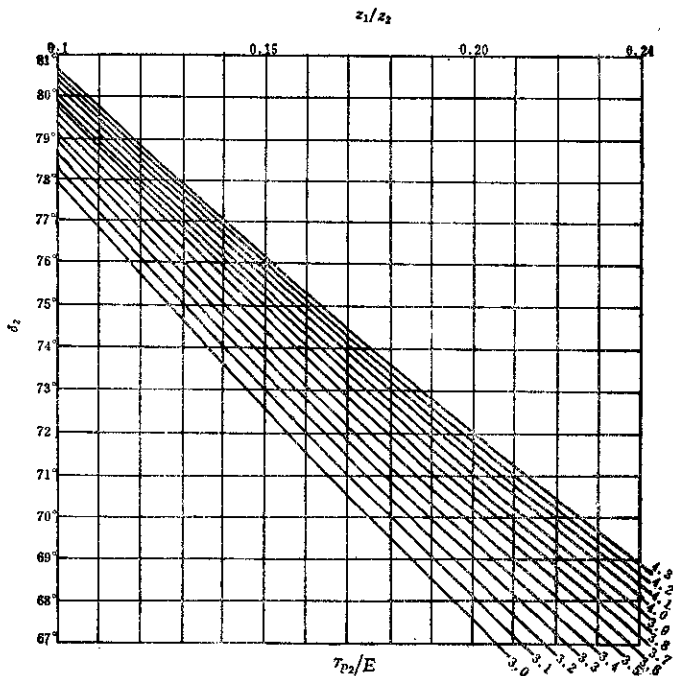


图5.7-1 HN型准双曲面齿轮的尺寸

图5.7-2 HN型齿轮的 $\beta_2$ 

$Z_1$  查得参数  $u$ ，按图 5.7-3 查得系数  $K$ ，根据表

6.7-2 进行第一次试算的全部运算过程。

(6) 选择刀盘名义半径  $r_s$ 。第一次试算之后，得出  $r_s$  值之后应与刀盘的名义值进行比较，选定接近计算值的标准值，该值最好稍小一些，因此以  $r_s$  值与第一次试算的  $R_{M_2}$  值用公式  $\sin \beta_{P_2} =$

$$\frac{r_s}{R_{M_2}} \text{ 求出 } \beta_{P_2}。$$

如求出的  $\beta_{P_2}$  小于  $90^\circ$  时，应再选较大的  $r_s$  值。

(7) 进行第二次试算 用第一次试算的  $\varphi_p'$  得到新的  $\beta_{P_1}$

$$\beta_{P_1} = \beta_{P_2} + \varphi_p'$$

新的  $K$  值为

$$K = \tan \beta_{P_1} \sin \varphi_p' + \cos \varphi_p'$$

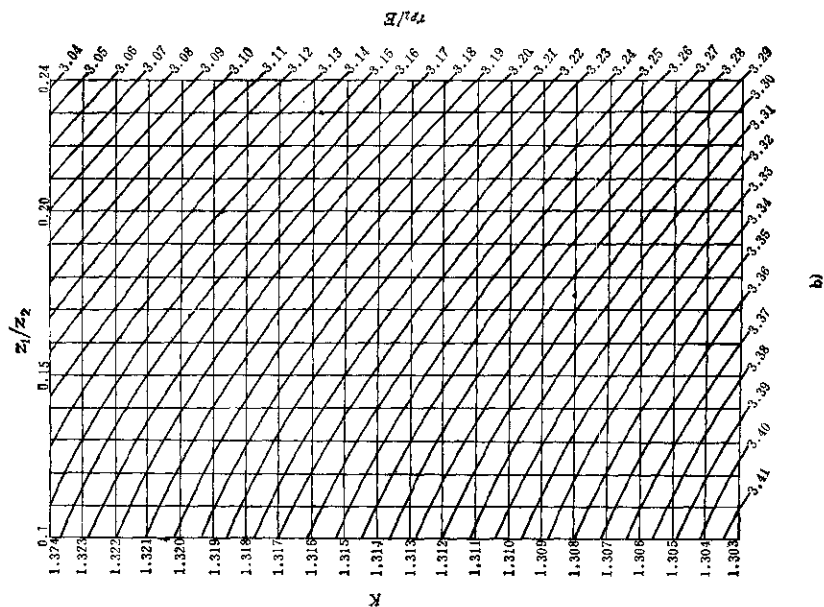
新的  $u$  值为

$$u = r_{P_2} \left( K \frac{Z_1}{Z_2} + \frac{Z_2 \sin \beta_{P_2} \cos \varphi_p'}{K Z_1 \sin \beta_{P_1}} \right)$$

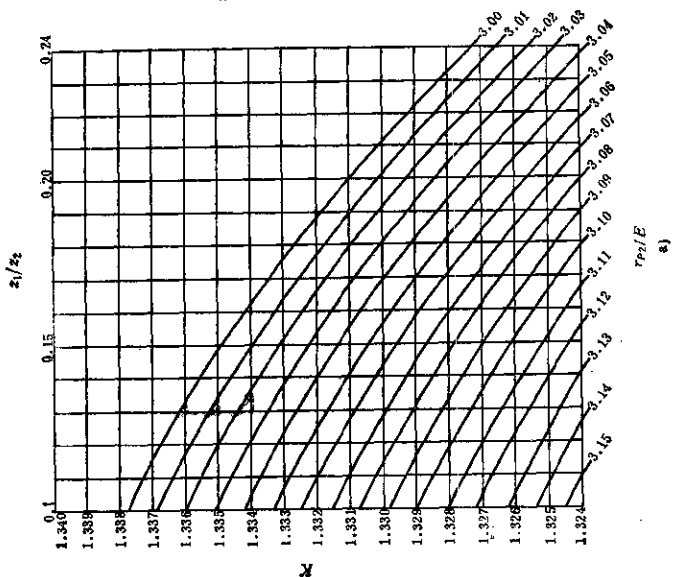
按此  $K$  及  $u$  用表 5.7-1 进行第二次试算，第二次试算所得之  $R_{P_1} \sin \beta_{P_1}$  和  $R_{P_2} \sin \beta_{P_2}$  值相差如大于 1%，且  $r_s$  值与标准刀盘半径的偏差次于 0.2mm 时，必须找出新的  $K$ 、 $u$  重新计算。

表 5.7-1 为 HN<sub>2</sub> 型齿轮几何计算表。

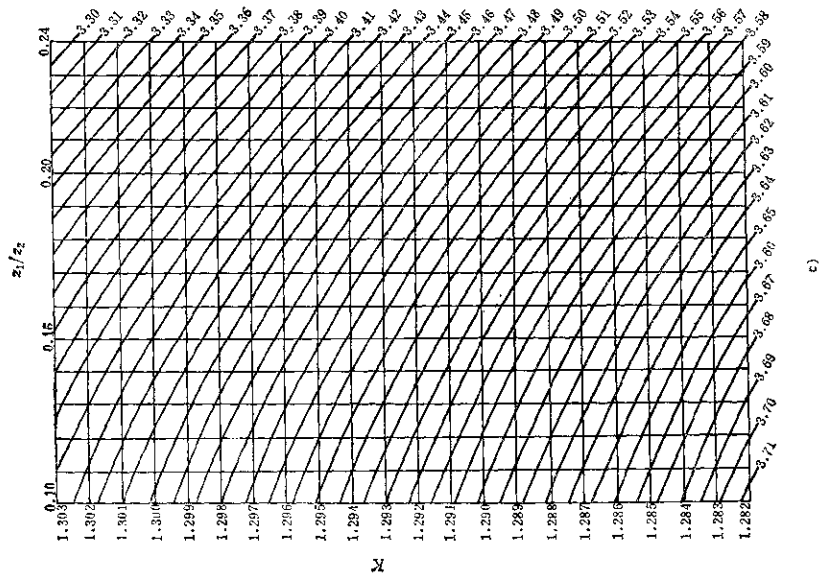
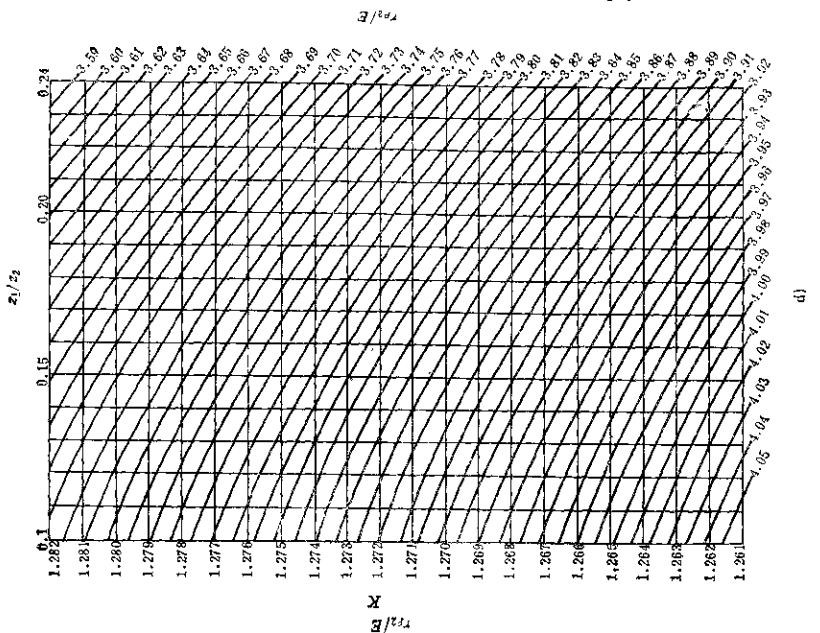




b)



a)



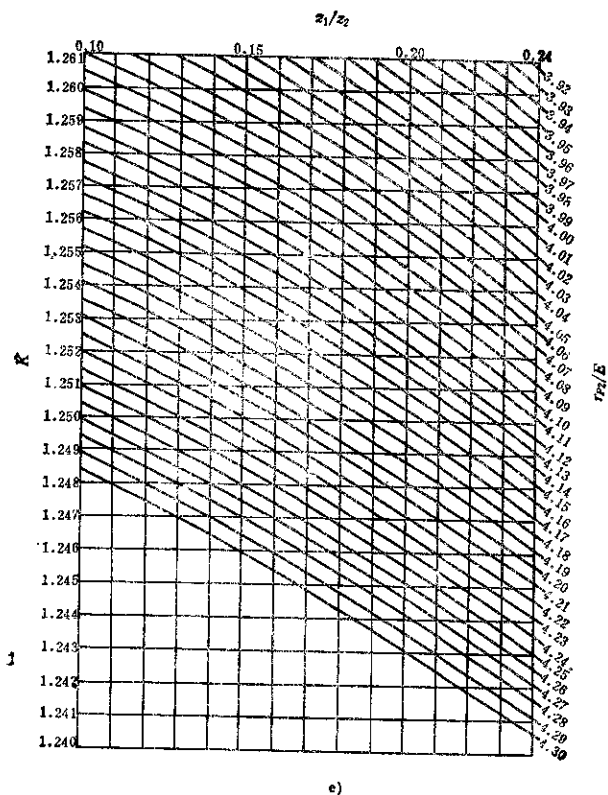
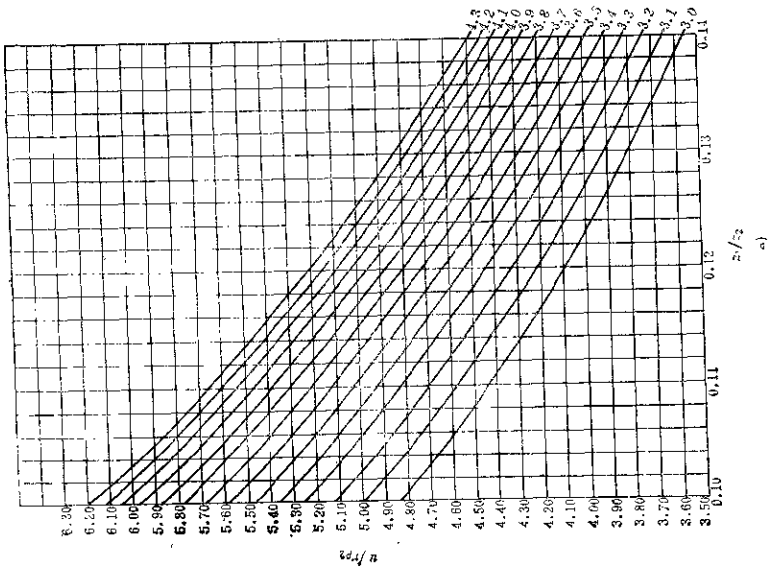
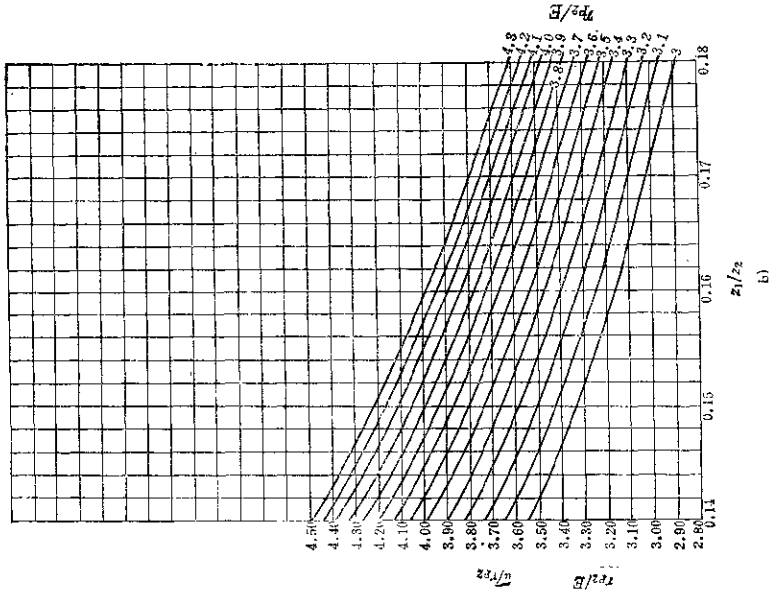


图5.7-3 放大系数K



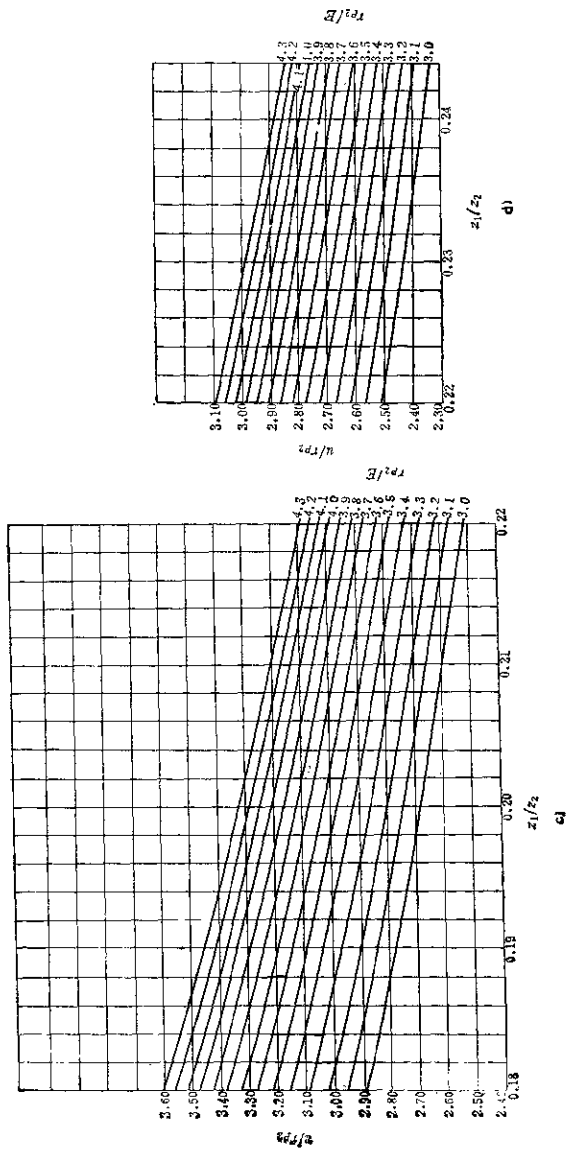


图 5.7-4

表 5.7-1 HN<sub>2</sub>型齿轮计算表 (轴交角  $\Sigma=90^\circ$ )

齿 形 型 式	HN <sub>2</sub>	举 例	
小轮螺旋方向	左旋		
齿 数	$\frac{z_1}{z_2}$	6/37	
大轮分度圆直径	$d_2$	365	
齿 面 宽	$b$	48	
大轮参考点处之分度圆半径	$r_{p2}$	163	
偏 置 量	$E$	38.8	
	$\frac{r_{p2}}{E}$	4.223	
小轮外锥距	$A_1$	180	
小轮内锥距	$A_{i1}$	128	
	$A_{un1}$	179	
大轮外锥距	$A_2$	78	
小轮放大系数	$K$	第一次试算 1.2492	第二次试算 1.2449
计算用参数	$u$	037.2	642.38
小轮参考点处之分度圆直径	$r_{p1} = K r_{p2} \frac{z_1}{z_2}$	33.0194	32.9057
	$\tan \eta = \frac{z}{u}$	0.0606	0.00089
	$\eta$	3°28'03"	3°28'20"
	$\sin \eta$	0.0605	0.059984
	$\cos \eta$	0.9981	0.998199
	$\sin \varphi_2 = \frac{E - r_{p2} \sin \eta}{r_{p2}}$	0.2246	0.224701
参考点处偏置角	$\varphi_2$	0.9745	12°59'7"
	$\cos \varphi_2$	0.9745	0.974428
	$\sin \delta_2 = \frac{\sin \varphi_2}{\tan \eta}$	3.7063	3.789474
大轮节锥角	$\delta_2$	0.9855	75°1'42"
	$\sin \delta_2$	0.9855	0.985064
	$\cos \delta_2$	0.2805	0.258342
	$\sin \delta_1 = \cos \varphi_2 \cos \delta_2$	0.2639	0.251737
小轮节锥角	$\delta_1$	0.9872	14°34'50"
	$\tan \delta_1$	0.2639	0.260118
	$\cos \delta_1$	0.9872	0.987705
	$\sin \varphi_1 = \frac{\sin \varphi_2}{\cos \delta_1}$	0.2322	0.232178
假想平面齿轮参考点处偏置角	$\varphi_1$	0.9727	13°26'38"
	$\cos \varphi_1$	0.9727	0.972874
	$\tan \beta_{p1} = \frac{K - \cos \varphi_1}{\sin \varphi_1}$	1.1908	1.172488
小轮参考点处螺旋角	$\beta_{p1}$	0.7058	49°58'40"
	$\sin \beta_{p1}$	0.7058	0.705853
大轮参考点处螺旋角	$\beta_{p2} = \beta_{p1} - \varphi_1$	0.5955	36°33'4"
	$\sin \beta_{p2}$	0.5955	0.589367
	$\cos \beta_{p2}$	0.8033	0.807880
小轮参考锥距	$R_{p1} = \frac{r_{p1}}{\sin \delta_1}$	130.05	130.7146
	$R_{p1} \sin \beta_{p1}$	99.59	99.4546

(续)

齿 轮 型 式	HN <sub>2</sub>	参 例	
大轮参考锥距	$R_{P2} = \frac{r_{P2}}{\sin \delta_2}$	188.82	168.7276
	$R_{P2} \sin \beta_{P2}$	100.53	99.4408
假想平面齿顶圆直径	$z_p^2 = (Kz_1)^2 + z_2^2$	1426.178	1424.7919
	$z_p$	37.7515	37.746416
	$R_{N2} = r_{P2} \cdot \frac{z_p}{z_2}$	166.28	166.2877
	$r_0 = R_{N2} \sin \beta_{P2}$	99.04	98.0028
	$A_{P2} = r_{P2} \cos \varphi_0$		158.8318
	$A_{P2} = r_{P2} \cos \eta$		32.8484
小轮节锥顶点至大轮轴线距离	$\Delta A_1 = \frac{r_{P2}}{\tan \delta_1} - A_{P1}$		-32.3289
大轮节锥顶点至小轮轴线的距离	$\Delta A_2 = \frac{r_{P2}}{\tan \delta_2} - A_{P2}$		+10.7427
	$\frac{m_P}{2} = \frac{r_{P2}}{z_2} \cdot \cos \beta_{P2}$		0
参考点处的模数	$m_P$		7.11808
刀 盘			EN5-98
刀片型号			EN98/4
	$r_{h0}$		1.65
	$C$		0
未变位的内顶高	$h_2 = m_P$		7.1
未变位的齿根高	$h_f = 1.15m_P + 0.35$		8.5
齿 高	$h = h_a + h_f$		15.6
小轮无根切的齿根高	$h^* f_1 = 1.15 \sin^2(20^\circ - C) (A_{11} + \Delta A_1) \frac{\tan \delta_1}{\cos \delta_1}$ $+ 0.45 r_{h0}$		6.2
变位量	$xm \geq h_f - h^* f_1$		2.3
小轮齿顶高	$h_{a1} = h_a + \xi m$		9.4
大轮齿顶高	$h_{a2} = h_a - \xi m$		4.8
	$h_{f1} = h_f - \xi m$		6.2
	$h_{f2} = h_f + \xi m$		10.8
切向变位量	$\Delta s = (\tan \delta_2 - 1) \frac{m_P}{f_0}$		0.4
法向齿侧隙	$e_n \approx 0.05 + 0.03 m_P$		0.2
	$\Delta A_{21} = \Delta A_1 + \frac{h_{a1}}{\sin \delta_1}$		6.0118
小轮齿顶圆直径	$d_{a1} = 2(A_{k01} + \Delta A_{21}) \tan \delta_1$		96.7296
大轮齿顶圆直径	$d_{a2} = d_2 + 2h_{a2} \cos \delta_2$		367.4800
	$A_{k02} = A_2 + \Delta A_2 + h_{a2} \cos \delta_2 - \frac{d_2}{2 \tan \delta_2}$		44.5768
	$A_{111} = A_{k01} + b \cos \delta_2$		66.9768
	$R_2 = \frac{d_2}{2 \sin \delta_2}$		168.9128
	$R_{12} = R_2 - b$		140.9128
	由图5.6-14用 $\beta_{P2}$ 及 $\frac{R_{P2}}{R_{12}}$ 查得		
小端对参考点处锥数比	$K_1$		0.958

3 HG 型准双曲面齿轮的几何计算

图 5.7-5 为 HG 型准双曲面齿轮的简图。

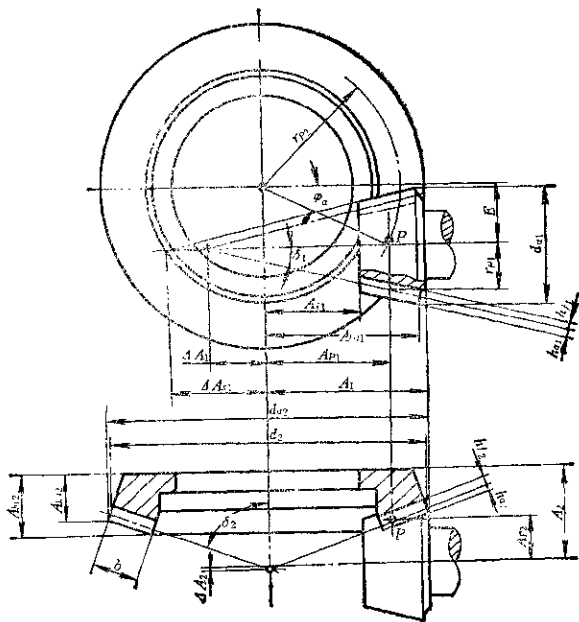


图 5.7-5 HG 型准双曲面齿轮的尺寸

HG 型齿轮的计算按表 5.7-2 进行。

表 5.7-2 HG 型准双曲面齿轮计算表 (轴交角  $\Sigma = 90^\circ$ )

齿 轮 型 式	HG	
齿 数	$\frac{z_1}{z_2} = \frac{9}{41}$	0.218612
大轮分度圆直径	$d_2$	9/41
齿 宽	$b$	223
大轮参考点处分圆半径	$r_{p2}$	32
小轮偏置量	$E$	92
	$\frac{r_{p1}}{E}$	42
		2.1805
小轮安装距	$A_1$	109.5
小轮齿端安装距	$A_{f1}$	36
	$A_{a1}$	105.5
大轮安装距	$A_2$	62.19
小轮放大系数	$K$	1.4175



(续)

齿 轮 型 式	HG	
小轮平均分圆半径	$r_{p1} = K r_{p2} \frac{z_1}{z_2}$	28.62058
参 数	$\tan \gamma$	0.132434
	$\eta$	7°32'38"
	$\eta$	0.131288
	$\cos \alpha \gamma$	0.991344
参考点处的偏离角	$\sin \varphi_0 = \frac{z_2 - r_{p1} \sin \eta}{r_{p2}}$	0.415670
	$\varphi_0$	24°35'41"
	$\cos \varphi_0$	0.908515
大轮分锥角	$\tan \delta_2 = \frac{\sin \varphi_0}{\tan \gamma}$	3.15.796
	$\delta_2$	72°19'40"
	$\sin \delta_2$	0.952869
	$\cos \delta_2$	0.303571
小轮分锥角	$\sin \delta_1 = \cos \varphi_0 \cos \delta_2$	0.278102
	$\delta_1$	6°01'40"
	$\tan \delta_1$	0.287270
	$\cos \delta_1$	0.961128
在假想平面内轮上参考点处的偏离角	$\sin \varphi_p = \frac{\sin \varphi_0}{\cos \delta_1}$	0.482481
	$\varphi_p$	26°37'30"
	$\cos \varphi_p$	0.901644
	$\tan \beta_{p1} = \frac{K - \cos \varphi_p}{\sin \varphi_p}$	1.192783
	$\beta_{p1}$	50°01'28"
	$\sin \beta_{p1}$	0.766329
	$\cos \beta_{p1}$	0.642481
	$\beta_{p2} = \beta_{p1} - \varphi_p$	24°23'28"
	$\sin \beta_{p2}$	0.413096
	$\cos \beta_{p2}$	0.910688
小轮参考锥距	$R_{p1} = \frac{r_{p1}}{\sin \delta_1}$	103.661194
	$R_{p1} \sin \beta_{p1}$	79.453906
	$R_{p1} \cos \beta_{p1}$	66.611124
	$R_{p1} \sin \varphi_0$	44.840146
	$R_{p1} \tan \delta_1$	29.784487
大轮参考锥距	$R_{p2} = \frac{r_{p2}}{\sin \delta_2}$	96.556603
	$R_{p2} \sin \beta_{p2}$	39.887050
	$R_{p2} \cos \beta_{p2}$	87.932940
	$R_{p2} \cos \varphi_p$	87.059682
	$R_{p2} \tan \delta_2$	303.061824
	$\rho = \frac{R_{p2} \cos \beta_{p2} - R_{p1} \cos \beta_{p1}}{R_{p1} \sin \varphi_p}$	0.475607
	$r^*_b = \frac{R_{p2} \cos \varphi_p}{\cos \beta_{p1} \cos \beta_{p2} + \sin \beta_{p1}}$	83.347
刀 盘	刀盘型号 EHN-105	
	$r_{M2}$	105

(续)

齿轮型式	HG	
	$r_s' = \frac{r_2}{2\sin\delta_2} + r_{p2}\sin\beta_{p2}$	82.872
	$A_{p1} = r_{o2}\cos\varphi_o$	83.675
	$A_{p2} = r_{p1}\cos\eta$	28.379
	$\Delta A_1 = \frac{r_{p1}}{\tan\delta_1} - A_{p1}$	+15.975
	$\Delta A_2 = \frac{r_{p2}}{\sin\delta_2} - A_{p2}$	+0.933
	$\tan\Delta\alpha = \frac{K_{p1}\sin\beta_{p1} - K_{p2}\sin\beta_{p2}}{K_{p1}\tan\delta_1 + K_{p2}\tan\delta_2}$	0.118874
压力角的变化量	$\Delta\alpha = 6^\circ 46' \approx 7^\circ$	$\alpha = 20^\circ$
小轮外刀压力角	$\alpha_{e1} = \alpha - \Delta\alpha - 20' = 12^\circ 40'$	$\tan\alpha_{e1} = 0.224748$
小轮内刀压力角	$\alpha_{i1} = \alpha + \Delta\alpha + 20' = 27^\circ 20'$	$\tan\alpha_{i1} = 0.516876$
大轮外刀压力角	$\alpha_{e2} = \alpha + \Delta\alpha = 27^\circ$	$\tan\alpha_{e2} = 0.509525$
大轮内刀压力角	$\alpha_{i2} = \alpha - \Delta\alpha = 13^\circ$	$\tan\alpha_{i2} = 0.230868$
参考点法问模数	$\frac{m_p}{2} = \frac{r_{p2}}{z_2} \cos\beta_{p2} = 2.043495$	$m_p = 4.086990$
	$E_M = \frac{m_p}{2} z_w$	22.478445
	$h_0 \leq m_p$	4.0
	$h_f = 1.15h_0 + 0.35$	5.0
	$h = h_0 + h_f$	9.0
	$h_{f1} = 2(A_{s1} + \Delta A_1) \frac{\tan\delta_1 \sin^2\alpha_{i1}}{\cos\delta_1} + 0.2m_p$	3.0
	$x_m \geq h_f - h_{f1}$	2.0
	$h_{a1} = h_0 + x_m$	6.0
	$h_{f1} = h_f - x_m$	3.0
	$h_{a2} = h_0 - x_m$	2.0
	$h_{f2} = h_f + x_m$	7.0
	$\Delta s \approx (\tan\delta_2 - 1) \frac{m_p}{50}$	0.2
	$c_a \approx 0.05 + 0.03m_p$	0.2
	$\Delta A_{s1} = \Delta A_1 + \frac{h_{a1}}{\sin\delta_1}$	37.708
	$D_1 = 2(A_{h01} + \Delta A_{s1})\tan\delta_1$	62.28
	$D_2 = d_2 + 2h_{a2}\cos\delta_2$	224.21
	$A_{h02} = A_2 + \Delta A_2 + h_{a2}\sin\delta_2 - \frac{d_2}{2\tan\delta_2}$	19.50
	$A_{h12} = A_{h02} + b\cos\delta_2$	29.22

现将HG型准双曲面齿轮计算表解释如下:

(1) 初选大轮分锥角 $\delta_2$ 及 $\Delta A_2$ 值 按以下公式初选 $\delta_2$ 及 $\Delta A_2$ 的近似值:

$$\cot\delta_2 \approx 1.2 \frac{z_1}{z_2}$$

$$\Delta A_2 \approx -0.072 \frac{z_1}{z_2} d_2$$

(2) 确定 $A_{s01}$ 及 $A_{i1}$  在图5.6-5上, 使小轮

两端较大轮的齿宽 $b_2$ 大 $\frac{1}{30} \sim \frac{1}{10}$ , 以确定 $A_{h01}$ 及 $A_{i1}$ .

(3) 确定大轮参考点处的分度圆半径 $r_{p2}$

$$r_{p2} = \frac{d_2}{2} - 0.18 \left( 3.44 - \frac{z_1}{z_2} \right) b_2$$

根据载荷的大小,  $r_{p2}$ 可比计算值减小 $\frac{b}{20}$ .

(4) 进行第一次试算 确定小轮的放大系数

$K_1$

当小轮的  $\beta_{P1} = 50^\circ$  时, 由图 5.7-6 根据  $\frac{z_1}{z_2}$  及

$\frac{r_{P2}}{E}$  查得  $K$  值

当小轮的  $\beta_{P1} = 60^\circ$  时, 由以下公式确定  $K$  值:

$$K = \tan \beta_{P1} \sin \varphi'_P + \cos \varphi'_P$$

式中,  $\varphi'_P = 60^\circ - \beta_{P1}$

$$\beta'_{P2} = \arccos 0.8428 K_{50^\circ}$$

确定  $\eta$ : 由图 5.7-7 根据  $\frac{z_1}{z_2}$  及  $\frac{r_{P2}}{E}$  查出,  $\eta$  值

增加, 则  $r'_b$  减小, 刀盘名义半径减小。

(5) 进行第二次试算 如第一次计算的  $\beta_{P1}$  值与要求的数值相差太大, 再用算得的  $\sin \varphi$  和  $\cos \varphi$  代入  $K$  值公式中, 算出新的  $K$  值, 并进一步试算  $r'_b$ 。

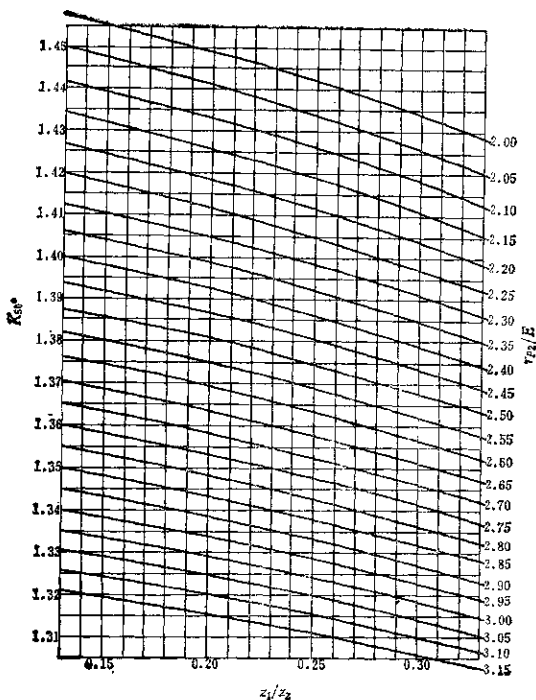
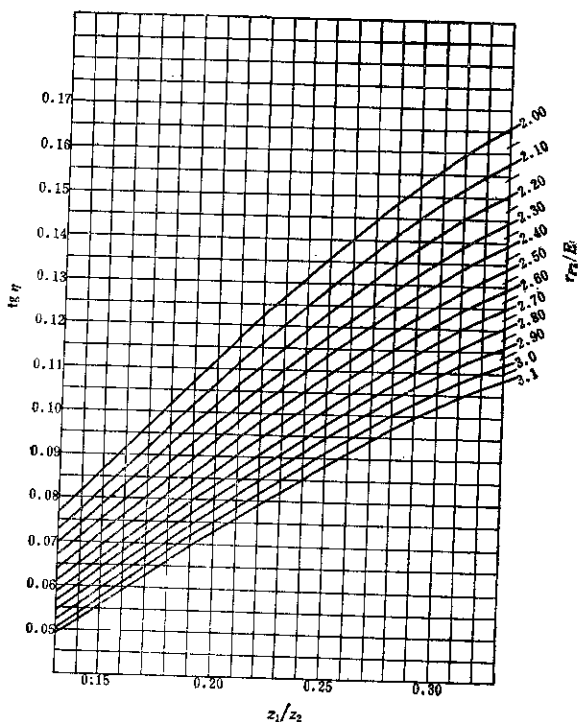


图 5.7-6 HG 型齿轮的  $K$  值

图5.7-7 HG型齿轮的 $\tan\gamma$ 值

## 第 8 章 弧齿锥齿轮承载能力计算

在理想的工作条件下，齿轮在负载时利用全部齿廓的工作部分，而且没有应力集中现象出现。此时齿轮具有最大的承载能力。

在实际工作中，不可能在所有的工作条件下都能获得理想的接触区。因为工作条件很难得到一个变化范围非常小的负载条件、小的速度变化和小的温度变化等条件。

承载能力的计算要考虑的各种因素，首先要保证在最后安装和全载下有理想的轮内接触区的先提条件。

目前根据承载能力来选择齿轮基本参数的方法尚不成熟，一般锥齿轮设计中多根据经验和类比方法初选齿轮基本参数后，进行几何计算，再核算其承载能力。

本手册中，对直齿锥齿轮、弧齿锥齿轮、准双曲面齿轮的承载能力计算，主要介绍美国格利森 (Gleason Works) 公司推荐的方法和数据。

对于摆线齿锥齿轮的承载能力计算，主要介绍瑞士奥利康 (Oerlikon) 公司的计算资料。

1 弧齿锥齿轮齿根承载能力计算<sup>[6]</sup>

1.1 计算的齿根弯曲应力<sup>[13][14]</sup>

$$\sigma_F = \frac{F_t K_A K_v K_{F\beta} Y_X}{b m_j J} \quad \text{N/mm}^2 \quad (5.8-1)$$

式中  $\sigma_F$ ——计算的齿根弯曲应力；  
 $F_t$ ——作用于大端分度圆上的切向力；

$$F_t = \frac{2000T_2}{d_2} = \frac{2000T_1}{d_1} \quad \text{N} \quad (5.8-2)$$

$T_1, T_2$ ——分别为小轮、大轮转矩 N·m；  
 $d_1, d_2$ ——分别为小轮、大轮大端分度圆直径 mm；

$K_A$ ——使用系数，见表 2.4-9；

$K_{F\beta}$ ——齿向载荷分布系数。考虑当接触区中心偏离理论正确位置时引起的齿根应力增大。当能假定或已知接触区中心沿节锥母线方向的位移时，按图(5.8-1)中曲线查

取。不能估计或测不出位移时，按表(5.8-1)查取；

$K_v$ ——动载系数。考虑由于轮齿啮合误差造成的冲击而产生的内部附加动载荷对齿根承载能力的影响。接触区良好，轮齿精确的锥齿轮， $K_v$ 值取 1。精度较低以及用刨削法加工的大直径弧齿锥齿轮，按图 5.8-2 中曲线 2 查取。精度较低的直齿锥齿轮、零度锥齿轮按图 5.8-2 中曲线 3 查取。对于齿轮端面重合度  $e_a < 1$  的直齿锥齿轮及零度弧齿锥齿轮， $K_v$  值取从图 5.8-2 中查取的值乘以  $e_a / (2 - e_a)$ ， $e_a$  见表 5.1-1；

$Y_X$ ——尺寸系数。考虑齿轮增大时使疲劳极限降低的尺寸效应。此系数与齿轮模数和直径有关，见图 5.8-3，

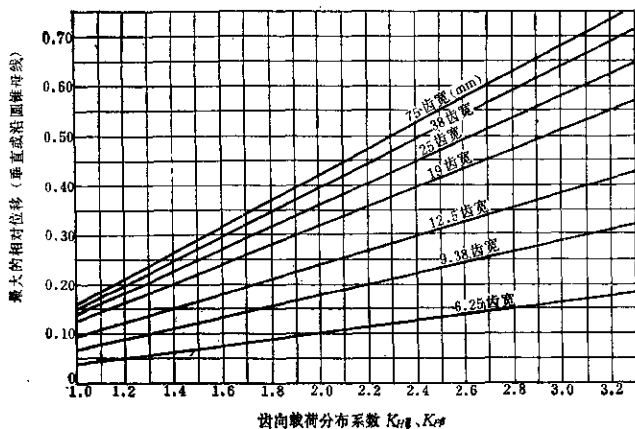


图 5.8-1 根据位移确定锥齿轮齿向载荷分布系数  $K_{F\beta}, K_{H\beta}$

表 5.8-1 齿向载荷分布系数  $K_{F\beta}, K_{H\beta}$

应用范围	两轮均用两端支承	一轮采用悬臂支承	两轮均用悬臂支承
一般工业	1~1.1	1.1~1.25	1.25~1.4
汽车工业	1~1.1	1.1~1.25	—
航空工业	1~1.25	1.1~1.40	1.25~1.50

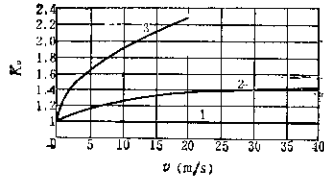


图 5.8-2 锥齿轮的动载系数  $K_d$ 。  
 $v$ —大端分度圆圆周速度 (m/s)

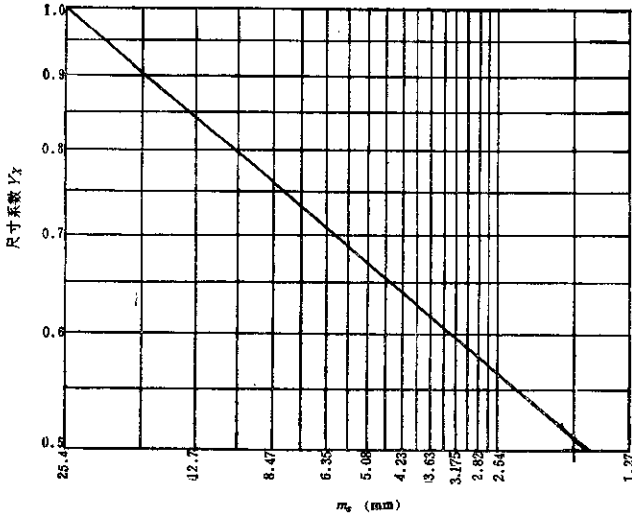


图 5.8-3 格利森制锥齿轮齿根承载能力计算的尺寸系数  $Y_s$

$b$ ——齿宽 mm，一般小、大轮齿宽相等，当两轮齿宽不相等时，取较小值计算；

$m_a$ ——大端端面模数 mm，

$J$ ——几何系数，综合考虑了齿形系数、载荷作用点位置、载荷齿间分配，有效齿宽，应力集中和重合度较小时带来的不平稳性等对齿根承载能力的影响。 $J$ 值可查图 5.8-4~图 5.8-10，当压力角、螺旋角、轴交角与图例不同时，也可按式(5.8-13)~式(5.8-41)近似计算。

大、小轮的几何系数  $J$  分别查取。如果不需要很精确的数值，可以用插入法从图中查取。

### 1.2 齿根弯曲疲劳极限应力

$$\sigma_{F1;m} = \frac{\sigma_{F1;m} Y_s}{Y_0} \quad (5.8-3)$$

式中  $\sigma_{F1;m}$ ——试验齿轮齿根弯曲疲劳极限应力  $N/mm^2$ 。它与材料化学成份、热处理及表面处理方式有关，见表 5.8-2。

$Y_0$ ——温度系数。一般工作条件下  $Y_0 = 1.0$ ，如用渗碳淬硬钢，且工作油温为  $71 \sim 74^\circ C$ ，可用下式计算。

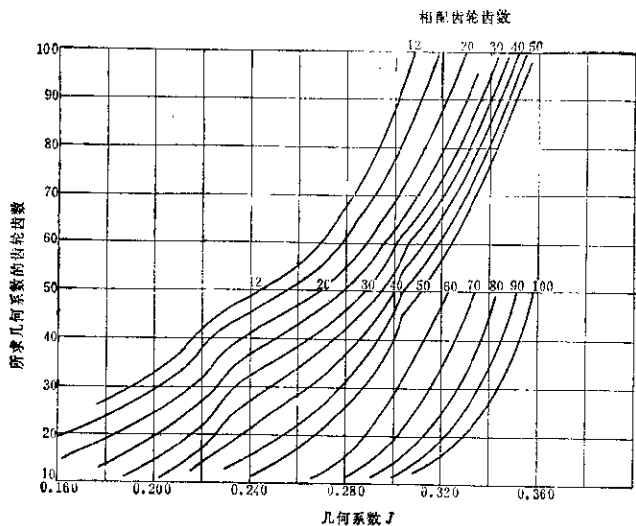


图5.8-4  $\alpha=20^\circ$   $\beta_m=35^\circ$   $\Sigma=90^\circ$  弧齿  
锥齿轮的几何系数

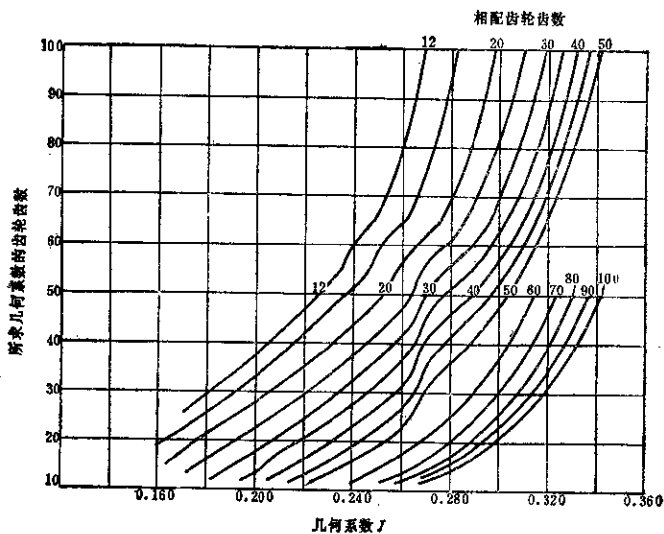


图5.8-5  $\alpha=20^\circ$   $\beta_m=25^\circ$   $\Sigma=90^\circ$  弧齿  
锥齿轮的几何系数

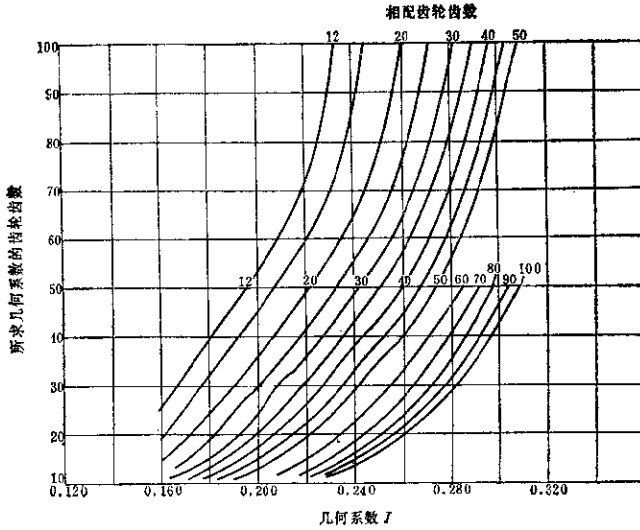


图5.8-6  $\alpha=20^\circ$   $\beta_m=15^\circ$   $\Sigma=90^\circ$  弧齿锥齿轮的几何系数

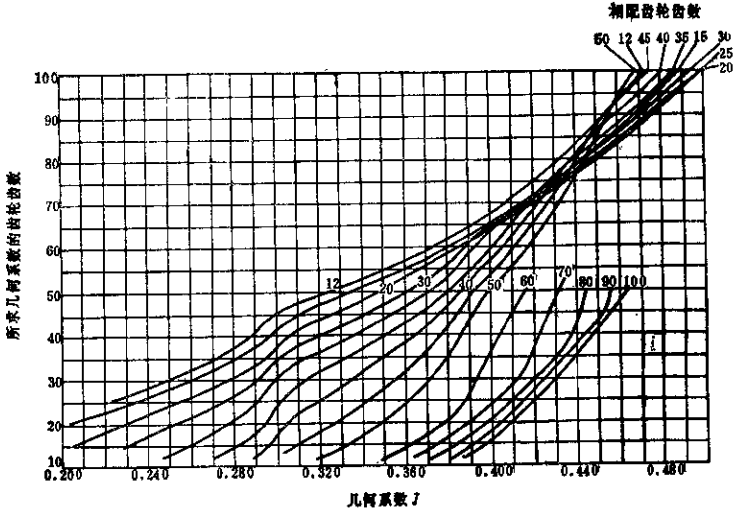


图5.8-7  $\alpha=25^\circ$   $\beta_m=35^\circ$   $\Sigma=90^\circ$  弧齿锥齿轮的几何系数



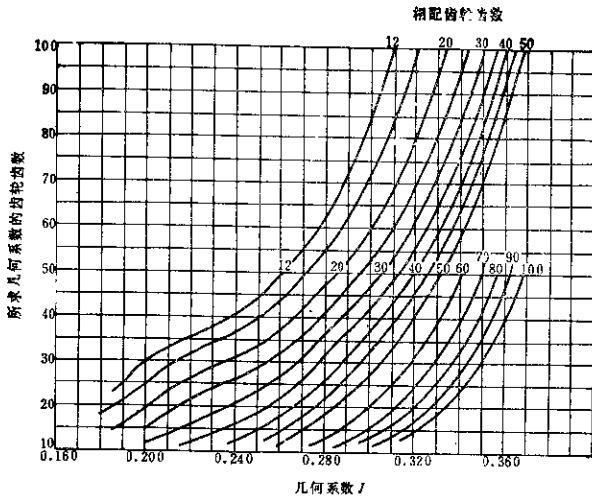


图5.8-5  $\alpha=20^\circ$   $\beta_m=35^\circ$   $\Sigma=60^\circ$  锥齿轮的几何系数

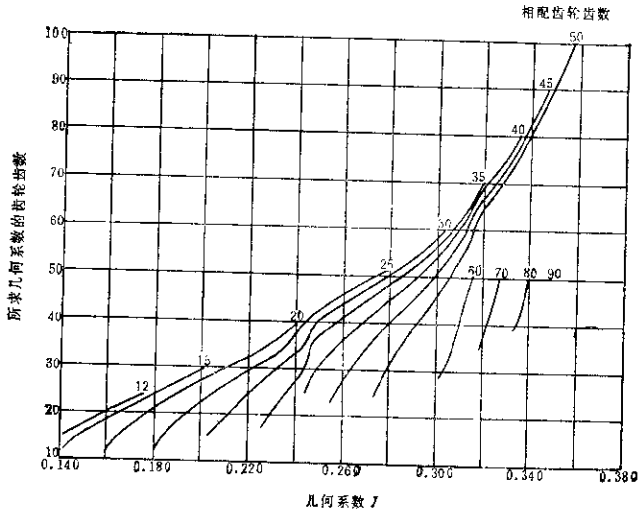


图5.8-6  $\alpha=20^\circ$   $\beta_m=35^\circ$   $\Sigma=120^\circ$  锥齿轮的几何系数

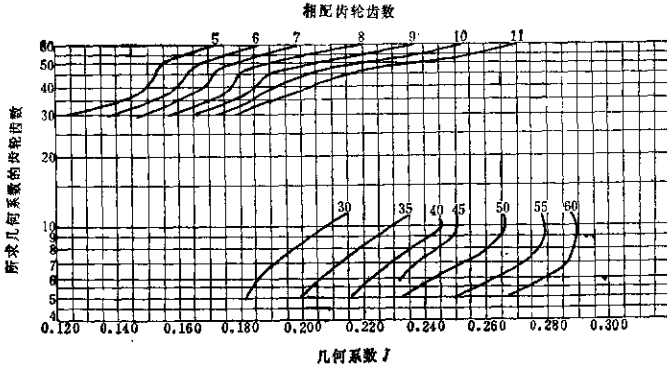


图 5.8-10  $\alpha=20^\circ \beta_m=36^\circ \Sigma=90^\circ$  汽车用弧齿锥齿轮的几何系数

表 5.8-2 试验齿轮齿根弯曲疲劳极限应力  $\sigma_{Flim}$

材料	热 处 理	表面硬度		$\sigma_{Flim}$	
		HRC	HRC	(Pa)	(N/mm <sup>2</sup> )
钢	渗碳淬硬	575~625	最小 65	2.0682	206.82
钢	火焰或高频表面淬硬	450~550	最小 50	0.9316	93.16
钢	调质	最小 450		1.124	112.4
钢	调质	最小 300		1.3102	131.02
钢	调质	最小 180		0.5316	53.16
钢	正火	最小 140		0.7581	75.81
铸铁	不经热处理	最小 200		0.4825	48.25
铸铁	不经热处理	最小 175		0.3168	31.68

$$Y_\theta = \frac{273 + \theta}{344} \quad (5.8-4)$$

$Y_N$ ——弯曲计算用的寿命系数。按图 5.8-11 查取。

式中  $\theta$ ——润滑油的最高温度  $^\circ\text{C}$ 。

当小齿轮所需的寿命小于  $6 \times 10^6$  次循环时，

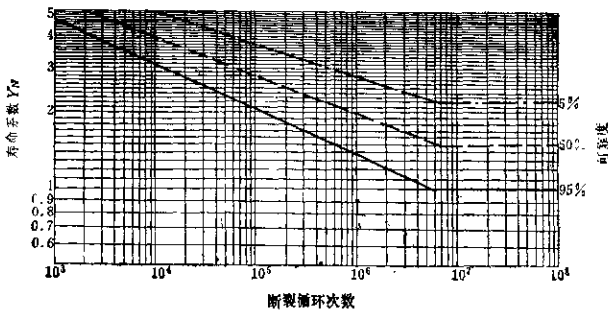


图 5.8-11 锥齿轮寿命系数  $Y_N$

大、小齿轮寿命系数不相同。在一对齿轮传动时，齿轮的循环数与总转数相同，当一个主动轮同时与几个齿轮啮合传动时，循环数等于这个主动轮的总转数与相啮合的齿轮个数乘积。当小齿轮循环数大于  $8 \times 10^6$  时， $Y_N = 1.0$ 。在变载荷作用下，当量循环数推荐用下面公式计算：

$$N_{e1} = 60 \pm \left[ K_1 n_1 + K_2 n_{1-2} \left( \frac{F_{t1-2}}{F_{t_{max}}} \right)^{3.68} + K_3 n_{1-3} \left( \frac{F_{t1-3}}{F_{t_{max}}} \right)^{3.68} + \dots + K_l n_l \left( \frac{F_{t1-l}}{F_{t_{max}}} \right)^{3.68} \right] \quad (5.8-5)$$

式中  $N_{e1}$ ——按最大切向力  $F_{t_{max}}$  计算的小轮当量循环次数；

$K_1, K_2, K_3 \dots K_l$ ——分别为切向力  $F_{t_{max}}, F_{t_{1-2}}, F_{t_{1-3}} \dots F_{t_{1-l}}$  在总转数内所作用的时间比例数。  
 $n_1, n_{1-2}, n_{1-3} \dots n_{1-l}$ ——当切向力为  $F_{t_{max}}, F_{t_{1-2}}, F_{t_{1-3}} \dots F_{t_{1-l}}$  时，小轮每分钟转数。

$F_{t_{max}}, F_{t_{1-2}}, F_{t_{1-3}} \dots F_{t_{1-l}}$ ——小轮切向力。其中  $F_{t_{max}}$  是小轮变载荷作用期间最大的切向力。而  $F_{t_{1-l}}$  是所产生的应力超过疲劳极限时的最小切向力。

大轮当量循环次数：

$$N_{e2} = N_{e1} \cdot \frac{z_1}{z_2}$$

载荷稳定时，则小轮的当量循环次数

$$N_{e1} = 60 n_1 t$$

式中  $t$ ——工作小时数。

大、小轮的弯曲疲劳极限应力也应分别计算。其中  $\sigma_{Flim}$  和  $Y_N$  应分别按大、小轮的材料，当量循环次数查取。

### 1.3 按锥齿轮齿根承载能力计算的安全系数

$$S_F = \frac{\sigma'_{Flim}}{\sigma_F} \geq S_{Fmin} \quad (5.8-6)$$

式中  $S_{Fmin}$ ——最小安全系数，推荐值见表 5.8-3；

$\sigma_F$ ——计算的齿根弯曲应力  $N/mm^2$ ；

$\sigma'_{Flim}$ ——弯曲疲劳极限应力  $N/mm^2$ 。

### 1.4 锥齿轮副的齿根额定承载能力计算

备件齿轮或现有齿轮副的额定承载能力按下式计算，小轮可传递的转矩为

$$T_1 = \frac{m_n^2 b J_1 z_1 \sigma_{Flim} Y_N}{1000 K_A K_v K_{H\beta} Y_X Y_{Fa}} N m \quad (5.8-7)$$

对于小轮，大轮分别计算，取其较小的转矩值作为该齿轮副所能传递的转矩。计算大轮传递的转矩时角码 1 换为角码 2 即可。

公式中各量意义如前所述。

## 2 弧齿锥齿轮齿面承载能力计算

### 2.1 计算齿面接触应力<sup>[14]</sup>

$$\sigma_H = Z_E \sqrt{\frac{1.6 F_{t_{max}} K_A K_v K_{H\beta} Z_X Z_R}{b d_1 I}} \cdot \sqrt{\frac{F_{t1}}{F_{t_{max}}}} \quad (5.8-8)$$

式中  $Z_E$ ——弹性系数；

一对钢制齿轮， $Z_E = 189.8 \sqrt{N/mm^2}$ ；

一对铸铁齿轮， $Z_E = 146 \sqrt{N/mm^2}$ ；

钢与铸铁齿轮相啮合，

$$Z_E = 165.4 \sqrt{N/mm^2}；$$

$F_{t_{max}}$ ——小轮运转中最大切向力；

$F_{t1}$ ——小轮工作切向力，可小于或等于

$$F_{t_{max}}，一般取  $F_{t1} = F_{t_{max}}；$$$

$K_A$ ——使用系数，见表 2.4-9；

$K_v$ ——动载系数，见图 5.8-2；

$K_{H\beta}$ ——齿面承载能力计算的齿向载荷分布系数；见图 5.8-1 或表 5.8-1；

$b$ ——有效齿宽，两轮齿宽不等时，取较小值； $mm$ ；

$d_1$ ——小轮大端分度圆直径  $mm$ ；

$Z_X$ ——齿面承载能力计算的尺寸系数，

一般取  $Z_X = 1.0$ ；

表 5.8-3 推荐的最小安全系数  $S_{Fmin}$

可靠性	高可靠性	失效率 1%	失效率 1/3
$S_{Fmin}$	2.0	1	0.8

$Z_R$ ——表面状况系数，取决于齿表面最后加工方法和表面处理方式。如铣齿、磨齿、研齿、喷丸、磷化、镀铜等，一般加工质量良好时取 1.0，

$I$ ——齿面接触应力计算用的几何系

数。考虑了啮合齿面间的相对曲率半径，载荷作用位置、齿间载荷分配，有效齿宽和重合度较小时带来的不平稳性等的影响，见图 5.8-12~图 5.8-20。

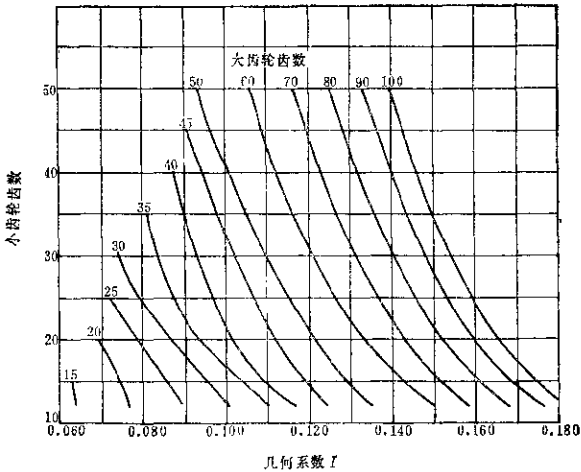


图 5.8-12  $\alpha=20^\circ$   $\beta_m=35^\circ$   $\Sigma=90^\circ$  弧齿锥齿轮的几何系数  $I$

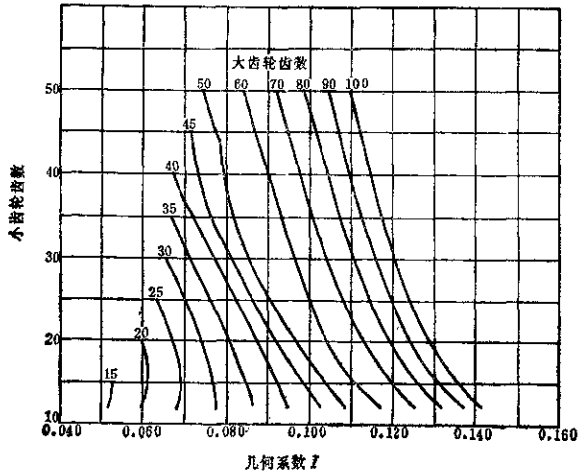


图 5.8-13  $\alpha=20^\circ$   $\beta_m=25^\circ$   $\Sigma=90^\circ$  弧齿锥齿轮几何系数  $I$

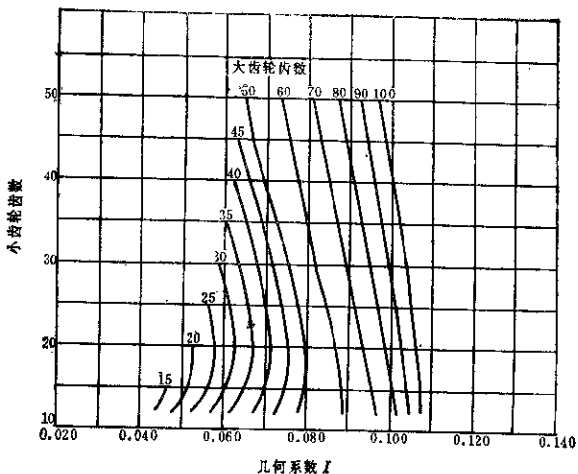


图5.8-14  $\alpha=20^\circ$   $\beta_m=15^\circ$   $\Sigma=90^\circ$  弧齿锥  
齿轮的几何系数  $I$

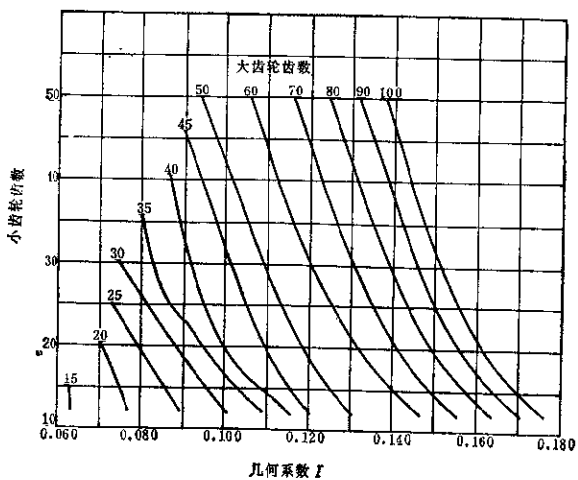


图5.8-15  $\alpha=25^\circ$   $\beta_m=35^\circ$   $\Sigma=90^\circ$  弧齿锥  
齿轮的几何系数  $I$

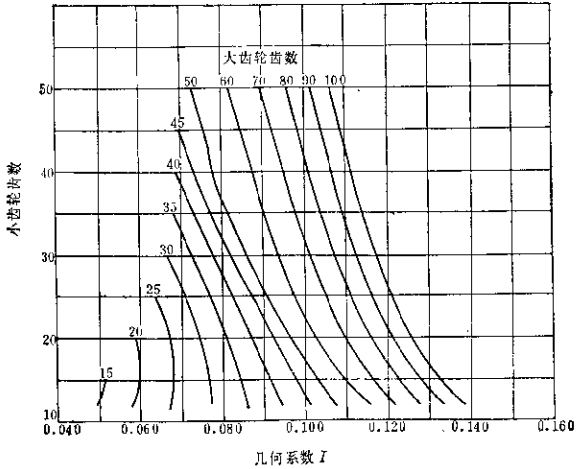


图 5.8-16  $\alpha=25^\circ$   $\beta_n=26'$   $\Sigma=90^\circ$  弧齿锥齿轮的几何系数  $I$

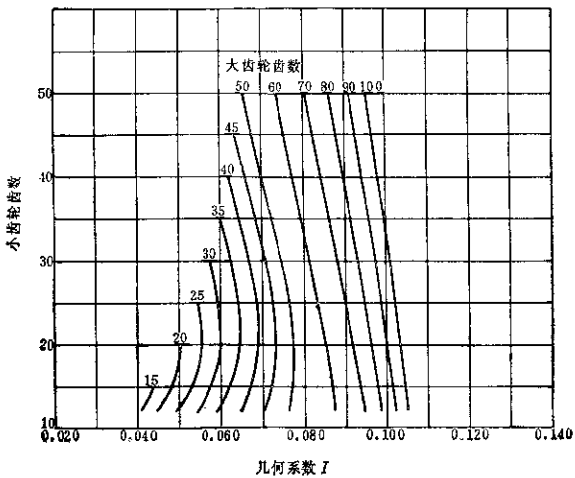


图 5.8-17  $\alpha=26^\circ$   $\beta_n=15'$   $\Sigma=90^\circ$  弧齿锥齿轮的几何系数  $I$

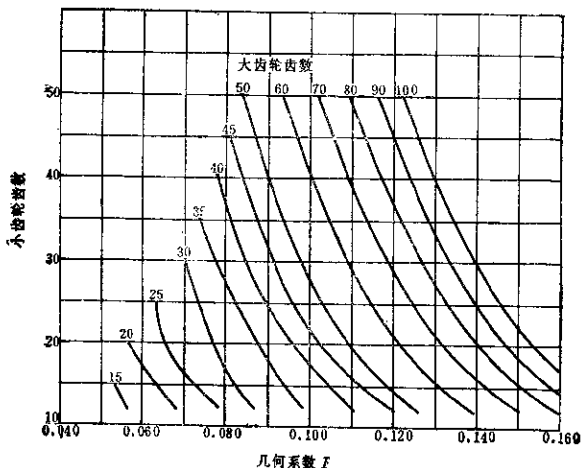


图5.8-18  $\alpha=20^\circ$   $\beta_m=35^\circ$   $\Sigma=60^\circ$  弧齿锥  
齿轮的几何系数  $I$

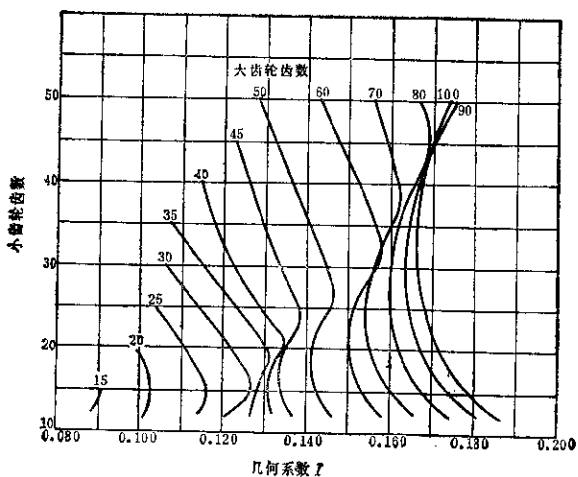


图5.8-19  $\alpha=20^\circ$   $\beta_m=35^\circ$   $\Sigma=120^\circ$  弧齿锥  
齿轮的几何系数  $I$

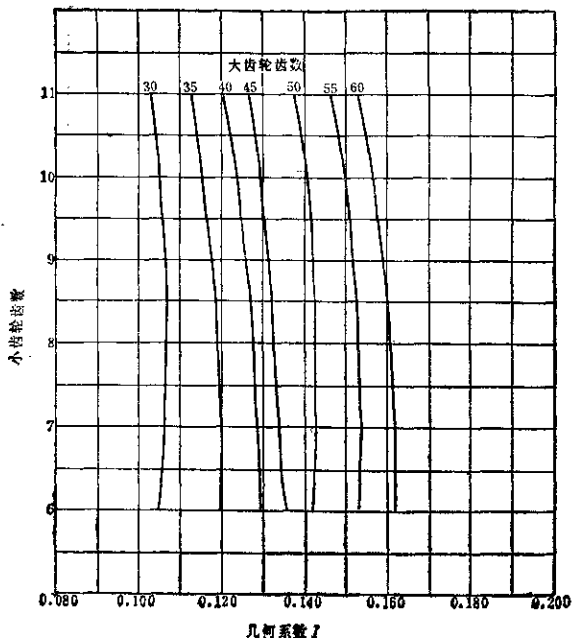


图 5.8-20  $\alpha=20^\circ$   $\beta_m=35^\circ$   $\Sigma=90^\circ$  汽车用弧齿锥齿轮的几何系数  $J$

2.2 锥齿轮齿面接触疲劳极限应力

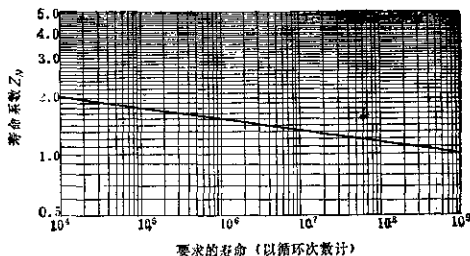
式中  $\sigma_{Hlim}$ ——试验 齿轮的齿面接触疲劳极限应  
力，与材料，热处理方法有关，  
见表 5.8-4；  
 $Z_H$ ——工作硬化系数。取决于齿轮副传

$$\sigma'_{Hlim} = \sigma_{Hlim} \frac{Z_H Z_W}{Z_0} \text{ N/mm}^2 \quad (5.8-9)$$

表 5.8-4 试验齿轮齿面接触疲劳极限应力  $\sigma_{Hlim}$

材料	热 处 理	表面硬度最低值		$\sigma_{Hlim}$	
		HB	HRC	(N/mm <sup>2</sup> )	(Pa)
钢	渗碳、表面淬硬		59	1726	17.26
			65	1873	13.73
	火焰或高频淬硬		60	1314	13.14
	调 质	440		1314	13.14
		300		932	9.32
		180		657	6.57
铸铁	未热处理	200		451	4.51
		175		343	3.43
				206	2.06



图5.8-21 锥齿轮齿面接触应力计算用的寿命系数  $Z_N$ 

动比和两个齿轮的相对硬度。一般情况下  $Z_W = 1.0$ ，仅在传动比  $i > 8$ ，且两齿轮材料、硬度不相同同时，应考虑  $Z_W (> 1)$ ；

$Z_s$ ——温度系数。与弯曲应力计算的  $Y_s$  相同；

$Z_N$ ——齿面接触应力计算用的寿命系数。根据齿轮工作的当量循环次数（主动轮）由图5.8-21查取。

齿轮受平稳载荷时，当量循环次数就是齿轮实际工作转数。当受变载荷时，当量循环次数按下式计算

$$N_{e1} = 60t \left[ K_1 n_1 + K_2 n_2 \left( \frac{F_{t1-2}}{F_{t1max}} \right)^6 + K_3 n_3 \left( \frac{F_{t1-3}}{F_{t1max}} \right)^6 + \dots + K_i n_i \left( \frac{F_{t1-i}}{F_{t1max}} \right)^6 \right] \quad (5.8-10)$$

式中  $N_{e1}$ ——按最大切向力计算的小齿轮的当量循环次数；

$t$ ——齿轮工作总小时数；

$K_1, K_2, \dots, K_i$ ——分别为切向力  $F_{t1max}$ 、

$F_{t1-2}, \dots, F_{t1-i}$ ，在总工作时间内所占的时间比例；

$n_1, n_2, \dots, n_i$ ——分别为切向力  $F_{t1max}$ 、 $F_{t1-2}, F_{t1-3}, \dots, F_{t1-i}$  时

小齿轮转数；

$F_{t1-2}, F_{t1-3}, \dots, F_{t1-i}$ ——小齿轮切向力。其中  $F_{t1max}$  是最大切向力，而  $F_{t1-i}$  是使齿轮产生的应力超过耐久极限的最小切向力。

两个齿轮计算接触应力相同，但是，两齿轮材料不同， $\sigma_{Hlim}$  不同，同时，两齿轮的当量循环次数不同， $N_{e2} = N_{e1}/i$ ， $Z_N$  不同，所以两轮的  $\sigma_{H1m}$  也不应相同，应分别计算，取其较小的值去计算安全系数。

### 2.3 按锥齿轮齿面承载能力计算的安全系数

$$S_H = \frac{\sigma'_{Hlim}}{\sigma_H} \geq S_{Hmin} \quad (5.8-11)$$

式中  $S_{Hmin}$ ——最小安全系数。推荐值见表5.8-5。

### 2.4 锥齿轮齿面接触额定承载能力计算

各件齿轮或现有齿轮副的额定承载能力（按齿面接触）按下式计算

$$T_1 = \left( \frac{\sigma_{Hlim} Z_N Z_W Z_1 m_1}{S_{Hmin} Z_s Z_B} \right)^2 \cdot \frac{bI}{10^3 \times 5 K_A K_v K_{H\beta} Z_X Z_R} \quad (5.8-12)$$

式中各量意义如前述。 $T_1$  为小轮上转矩 (N·m)。

表5.8-5 最小安全系数  $S_{Hmin}$ 

可靠性	高可靠性	失效率1%	失效率1/3
$S_{Hmin}$	> 1.25	1	0.8

由式(5.8-7)和式(5.8-12)计算出来的转矩即为按齿根承载和齿面承载计算的额定承载能力。选取较小值判断该齿轮副是否可以被选用。

### 3 锥齿齿轮根承载能力与齿面承载能力计算中的几何系数 $J$ 和 $I$ 的近似计算

如果不需要很精确的数值,又不能从图例中查取时,几何系数  $J$  和  $I$  可以利用下面公式计算。应用这些公式可方便地编写计算机程序计算。

#### 3.1 几何系数 $J$ 的近似计算

$$J = \frac{Y_F}{m_N K_t} \cdot \frac{r_i}{r} \cdot \frac{b_e}{b} \cdot \frac{m_m}{m_i} \quad (5.8-13)$$

式中  $Y_F$ ——齿形系数

$$Y_F = \frac{50.8}{3} \cdot \frac{1}{K_t \left( \frac{1}{X_N} - \frac{\tan \alpha_n}{3i_N} \right) m_i} \quad (5.8-14)$$

$m_N$ ——载荷分配率;

当  $e_v < 2$  时,  $m_N = 1.0$

$$e_v > 2 \text{ 时, } m_N = \frac{e_v^3}{e_v^3 + 2\sqrt{(e_v^2 - 4)^3}} \quad (5.8-15)$$

$K_t$ ——惯性系数;

$$\text{当 } e_v < 2 \text{ 时, } K_t = \frac{2}{e_v}$$

$$e_v > 2 \text{ 时, } K_t = 1.0$$

$r_i$ ——载荷作用点端面半径 mm

$$r_i = r \left( \frac{R + X_0 a^*}{R} \right) + \Delta R_N \quad (5.8-16)$$

$r$ ——中点端面分度圆半径 mm

$$r = \frac{d}{2 \cos \delta} \cdot \frac{R_m}{R}$$

$b$ ——实际齿面宽 mm, 当两轮齿面宽不等时, 取较小值或分别计算。

$b_e$ ——有效齿面宽 mm

$$b_e = h_N \cos \phi \left( \tan^{-1} \frac{\Delta b_l}{h_N} + \tan^{-1} \frac{\Delta b_H}{h_N} \right) + F_K \quad (5.8-17)$$

$m$ ——大端面模数 mm;

$m_m$ ——中点端面模数 mm

$$m_m = \frac{R}{R_0} m_s$$

上面各式所用到的代号含义:

$R$ ——外锥距 mm;

$a_0$ ——大端齿顶高 mm;

$b_0$ ——大端齿根高 mm;

$d$ ——大端分度圆直径 mm;

$z_1, z_2$ ——小轮, 大轮齿数;

$b'$ ——净齿宽 mm, 当两轮不等时, 取较小值;

$r_T$ ——刀尖圆角半径 mm;

$t_0$ ——大端面弧齿厚 mm;

$\theta_i$ ——齿根角;

$\delta$ ——分锥角;

$\delta_v$ ——顶锥角;

$\alpha_n$ ——法向压力角;

$\psi$ ——中点螺旋角;

$R_m$ ——中点锥距 mm,  $R_m = R - 0.5b'$

$\theta_a$ ——齿顶角,  $\theta_a = \delta_v - \delta$

$a^*$ ——中点齿顶高  $a^* = a_0 - 0.5b' \tan \theta_a$

$b^*$ ——中点齿根高  $b^* = b_0 - 0.5b' \tan \theta_i$

使用角码 1 和 2 分别表示小轮和大轮的相应量。

为求得  $Y_F, K_t, m_N, r_i$  等量, 须进行以下计算,

$$K = \frac{3.2z_2 + 4.0z_1}{z_2 - z_1}$$

大端面端面齿距  $p = \pi m_s$

中点端面齿距  $p_i = \pi m_m$

中点法面齿距  $p_n = p_s \cos \beta_m$

中点法面基节  $p_N = p_n \cos \alpha_n$

中点法面分度圆半径  $r_N = \frac{r}{\cos^2 \beta_m}$

中点法面基圆半径  $r_{bN} = r_N \cos \alpha_n$

中点法面齿顶圆半径  $r_{aN} = r_N + a^*$

中点法面弧齿厚  $t = \frac{R}{R} t_0 \cos \beta_m$

$$\Delta \rho = \sqrt{r_{aN}^2 - r_{bN}^2} - r_N \sin \alpha_n \quad (5.8-18)$$

中点法面内作用线长度

$$Z_N = \Delta \rho_1 + \Delta \rho_2 \quad (5.8-19)$$

$$K_2 = \frac{b'}{R} \left[ \frac{2 - \frac{b'}{R}}{2 \left( 1 - \frac{b'}{R} \right)} \right] \quad (5.8-20)$$

$$p_2 = \frac{p_s}{\cos \alpha_n (\cos^2 \beta_m + \tan^2 \alpha_n)} \quad (5.8-21)$$

端面重合度  $e_n = z_N / p$  (5.8-22)

纵向重合度

$$\varepsilon_{\beta} = \frac{26.4 \left( K_2 \tan \beta_m - \frac{K_{\beta}^2}{3} \tan^2 \beta_m \right) R_0}{\pi m_1} \quad (5.8-23)$$

$$\text{总重合度 } \varepsilon_v = \sqrt{\varepsilon_{\alpha}^2 + \varepsilon_{\beta}^2} \quad (5.8-24)$$

当  $\varepsilon_v < 2$  时,

$$p_3 = p_2 \left( \frac{e_{\beta}}{e_v} \right)^2 \left( 1 - \frac{e_v}{2} + \frac{e_v^2}{2e_{\beta}} \pm \frac{2e_{\beta}}{K e_{\alpha}} \sqrt{e_v - 1} \right) \quad (5.8-25)$$

当  $\varepsilon_v > 2$  时,

$$p_3 = p_2 \left( \frac{e_{\beta}}{e_v} \right)^2 \left( \frac{e_v^2}{2e_{\beta}} \pm \frac{e_{\beta} e_v}{K e_{\alpha}} \right) \quad (5.8-26)$$

沿齿内纵向测量从中点剖面到压力中心的距离,

当  $\varepsilon < 2$  时,

$$X_0 = \frac{b' e_{\beta}}{e_v^2} \left[ \frac{2e_{\beta}}{K e_{\alpha}} \sqrt{e_v - 1} \pm \left( \frac{e_v}{2} - 1 \right) \right] \quad (5.8-27)$$

当  $\varepsilon_v > 2$  时,

$$X_0 = \frac{b' e_{\beta}}{K e_{\alpha}} \quad (5.8-28)$$

式中, + 号表示凹面, - 号表示凸面。

$$\sum r_N = r_{N1} + r_{N2} \quad (5.8-29)$$

载荷作用点的压力角  $\alpha_h$ :

$$\tan \alpha_h = \frac{p_3 + \sum r_N \sin \alpha_n - \sqrt{r_{\alpha N}^2 - r_{\frac{1}{2}N}^2}}{r_{tN}} \quad (5.8-30)$$

载荷作用点与轮齿中心线之间的转角

$$\theta_s = \frac{v_s \cdot 5t}{r_N} - \text{inv} \alpha_h + \text{inv} \alpha_n \quad (5.8-31)$$

法向力与垂直于轮齿中心线的直线所成的角度

$$\alpha_N = \alpha_s - \theta_s \quad (5.8-32)$$

在轮齿中心线上载荷作用点所在中点法向剖面内的半径

$$r_s = \frac{r_{2N}}{\cos \alpha_N} \quad (5.8-33)$$

在轮齿中心线上从分度圆到载荷作用点的距离

$$\Delta r_N = r_s - r_N \quad (5.8-34)$$

轮齿齿根处的圆角半径

$$\rho_s = \frac{(b - r_T)^2}{r_N + b - r_T} + r_T \quad (5.8-35)$$

沿齿齿纵向包含于接触印痕的椭圆内的接触线投影长度:

当  $\varepsilon_v < 2$  时,

$$F_K = \frac{b' e_{\beta}}{e_v} \left( \frac{2e_{\beta}}{e_{\alpha}} \sqrt{e_v - 1} \right) \quad (5.8-36)$$

当  $\varepsilon_v > 2$  时,

$$F_K = \frac{b' e_{\alpha}}{e_v} \quad (5.8-37)$$

$$Y_2 = b'' - r_T \quad (5.8-38)$$

$$X_0 = \frac{t}{2} + b'' \tan \alpha_n + r_T (\text{secc} \alpha_n - \tan \alpha_n) \quad (5.8-39)$$

对于齿形系数  $Y_F$ , 应按该最弱截面确定, 解一个超越方程。首先假设一个初始值, 再逐次迭代, 最后确定截面。

$$\text{取初始值 } X_0 = X_0 + Y_2 \quad (5.8-40)$$

$$\theta = \frac{X_0}{r_N} \quad (5.8-41)$$

$$\text{取中间变量: } X_1 = X_0 - X_0 \quad (5.8-42)$$

$$Z_1' = Y_2 \cos \theta - X_1 \sin \theta \quad (5.8-43)$$

$$Z_2' = Y_2 \sin \theta + X_1 \cos \theta \quad (5.8-44)$$

$$\tan \xi = \frac{Z_1'}{Z_2'} \quad (5.8-45)$$

最弱截面齿厚之半为:

$$t_N = X_0 - r_N (\theta - \sin \theta) - r_r \cos \xi - Z_2' \quad (5.8-46)$$

从最弱截面到载荷作用线与轮齿中心线交点的距离

$$h_N = \Delta r_N + r_N (1 - \cos \theta) + r_r \sin \xi + Z_1' \quad (5.8-47)$$

改变  $\theta$  值重复按式(5.8-41)~(5.8-47)计算直到

满足  $\frac{t_N \cot \xi}{h_N} = 2.0$  时, 进行下面计算

$$X_N = \frac{t_N^2}{h_N} \text{—— 轮齿强度系数} \quad (5.8-48)$$

合成应力集中系数和应力修正系数  $K_s$ :

$$K_s = H + \left( \frac{2t_N}{\rho} \right)^j \left( \frac{2t_N}{h_N} \right)^L \quad (5.8-49)$$

其中  $H$ 、 $j$ 、 $L$  从表 5.8-6 中查取。

表 5.8-6 系数  $H$ 、 $j$ 、 $L$

压力角	$H$	$j$	$L$
14.5°	0.22	0.20	0.40
20°	0.16	0.15	0.45

当压力角不为上述数值时, 用线性插值法近似求取。

$$\Delta b_T' = \frac{b - F_K}{2 \cos \beta_m} + \frac{X_0''}{\cos \beta_m} \quad (5.8-50)$$

$$\Delta b_{T1}' = \frac{b - F_K}{2 \cos \beta_m} - \frac{X_0''}{\cos \beta_m} \quad (5.8-51)$$

当  $\Delta b_T'$ ,  $\Delta b_H'$  均为正值时,

$$\Delta b_T = \Delta b_T' \quad \Delta b_H = \Delta b_H'$$

当  $\Delta b_T'$  为正值,  $\Delta b_H'$  为负值时,

$$\Delta b_T = \frac{b - F_K}{\cos\psi} \quad \Delta b_H = 0$$

当  $\Delta b_T'$  为负值,  $\Delta b_H'$  为正值时,

$$\Delta b_T = 0 \quad \Delta b_H = \frac{b - F_K}{\cos\psi}$$

利用上面所求得的全部几何变量便可计算出几何系数  $J$ 。

### 3.2 几何系数 $J$ 的近似计算

用于齿面接触承载能力计算的几何系数  $J$  可用下面公式近似计算。

$$J = \frac{S \rho_0 \cos\psi_2 \cos\alpha_n m_n}{b d_1 C_t m_N m_s} \quad (5.8-52)$$

式中  $S$ ——接触应力为最大值时瞬时接触线长度;

$\rho_0$ ——接触应力为最大值时, 接触点处齿形相对曲率半径;

$C_t$ ——惯性系数, 当重合度较小时, 齿轮传动不平稳对齿面承载的影响。

$$\text{当 } e_v < 2 \text{ 时, } C_t = \frac{2.0}{e_v}$$

$$e_v \geq 2 \text{ 时, } C_t = 1.0$$

$m_N$ ——载荷分配率。

计算中需要的几何尺寸数据及各符号意义均与前述几何系数  $J$  计算式相同。

基圆螺旋角  $\beta_b$ ,

$$\cos\beta_b = \cos\alpha_n \sqrt{\cos^2\beta_n + \tan^2\alpha_n} \quad (5.8-53)$$

中间量:

$$\eta^2 = Z_N^2 \cos^4\beta_b + b^2 \sin^2\beta_b \quad (5.8-54)$$

现在需确定轮齿中点至接触线之距离为  $f$  处的

几何系数  $J$  的方程中的每一个量,  $f$  值的选择应使  $J$  值最小, 这个  $J$  值与最大接触应力相对应。对于直齿和零度齿锥齿轮, 这条接触线将通过单齿接触的最低点。此时, 轮齿中点到  $J$  值最小的接触线的距离为  $f$ ;

$$f = \frac{Z_N}{\gamma} - P_N \quad (5.8-55)$$

中间量:

$$\eta_1^2 = \eta^2 - 4f^2 \quad (5.8-56)$$

$$Z_0 = \frac{Z_N}{2} + \frac{b Z_N \eta_1 \sin\beta_b}{K \eta^2} + \frac{Z_N^2 f \cos\beta_b}{\eta^2} - 2f \quad (5.8-57)$$

中点法面上分度圆齿形曲率半径:

$$\rho = \frac{r \sin\alpha_n}{\cos^2\beta_b} \quad (5.8-58)$$

$$\rho_1' = \rho_1 + Z_0 \quad (5.8-59)$$

$$\rho_2' = \rho_2 - Z_0 \quad (5.8-60)$$

$$\rho_0 = \frac{\rho_1' \rho_2'}{\rho_1' + \rho_2'} \quad (5.8-61)$$

$$S = \frac{b Z_N \eta_1 \cos\beta_b}{\eta^2} \quad (5.8-62)$$

$$\begin{aligned} \eta_2^2 = & \eta_1^2 + \sqrt{[\eta_1^2 - 4P_N(P_N + 3f)]^3} \\ & + \sqrt{[\eta_1^2 - 4P_N(P_N - 2f)]^3} \\ & + \sqrt{[\eta_1^2 - 8P_N(2P_N + 3f)]^3} \\ & + \sqrt{[\eta_1^2 - 8P_N(2P_N - 2f)]^3} \\ & + \sqrt{[\eta_1^2 - 12P_N(3P_N + 2f)]^3} \\ & + \sqrt{[\eta_1^2 - 12P_N(3P_N - 2f)]^3} \quad (5.8-63) \end{aligned}$$

当根号内数为负数时, 其根号值为 0。

$$m_N = \frac{\eta_1^3}{\eta^3} \quad (5.8-64)$$

当  $S$ ,  $\rho_0$ ,  $C_t$  和  $m_N$  确定后, 用式(5.8-52)可以计算出几何系数  $J$ 。

## 第 9 章 直齿锥齿轮承载能力计算

### 1 直齿锥齿轮齿根弯曲应力计算

#### 1.1 计算的齿根弯曲应力

$$\sigma_F = \frac{F_t K_A K_V K_H K_F Y_A}{b m_s J} \quad \text{N/mm}^2 \quad (5.9-1)$$

式中  $\sigma_F$ ——计算的齿根弯曲应力;

$F_t$ ——作用于大端分度圆上的切向力  $N$ , 见式(5.8-2);

$K_A$ ——使用系数, 见表 2.4-9;

$K_V$ ——动载系数, 按图 5.8-2 中曲线 3 查取,

对于端面重合度  $e_a < 1$  的直齿及零度齿锥齿轮, 从曲线3查取后再乘以  $e_a / (2 - e_a)$  作为  $K_v$  值;

$K_{F\beta}$ ——齿向载荷分布系数, 按表 5.8-1 选取, 一般取 1.0 或 1.1;

$Y_X$ ——尺寸系数, 从图 5.8-3 查取;

$b$ ——齿宽 mm;

$m_s$ ——大端端面模数 mm;

$J$ ——几何系数, 见图 5.9-1~5.9-5。对于压力角不在图例的齿轮, 可以近似地用插值法查取。

大、小齿轮的几何系数不同, 其计算的弯曲应力也不同, 应分别计算。

### 1.2 齿根弯曲疲劳极限应力

$$\sigma_{F_{lim}} = \frac{\sigma_{FH} Y_a Y_N}{Y_\beta} \quad (5.9-2)$$

式中  $\sigma_{F_{lim}}$ ——齿根弯曲疲劳极限应力 N/mm<sup>2</sup>;

$\sigma_{FH}$ ——试验齿轮齿根弯曲疲劳极限应力, 见表(5.8-2) N/mm<sup>2</sup>;

$Y_a$ ——温度系数, 按式(5.8-4)计算;

$Y_N$ ——寿命系数, 按图 5.8-11 选取。

### 1.3 按齿根承载能力计算的安全系数

$$S_F = \frac{\sigma_{F_{lim}}}{\sigma_F} \geq S_{F_{min}} \quad (5.9-3)$$

式中  $S_{F_{min}}$ ——最小安全系数, 推荐值见表 5.8-3。

## 2 直齿锥齿轮齿面承载能力计算

### 2.1 计算的齿面接触应力

$$\sigma_H = Z_E \sqrt{i \cdot 5 F_t K_A K_v K_{H\beta} K_X Z_R} \quad (5.9-4)$$

式中  $\sigma_H$ ——计算的齿面接触应力 N/mm<sup>2</sup>;

$Z_E$ ——弹性系数, 见第 8 章  $Z_H$ ;

$F_t$ ——小轮工作切向力 N;

$K_A$ ——使用系数, 见表 2.4-9;

$K_v$ ——动载系数, 按图 5.8-2 的曲线查取;

$K_{H\beta}$ ——齿面承载能力计算用载荷分布系数, 见图 5.8-1。一般取 1.0 或 1.1;

$Z_X$ ——尺寸系数, 一般取  $Z_X = 1.0$ ;

$Z_R$ ——表面状况系数, 一般取 1.0;

$b$ ——齿宽, 两轮齿宽不等时, 取较小值

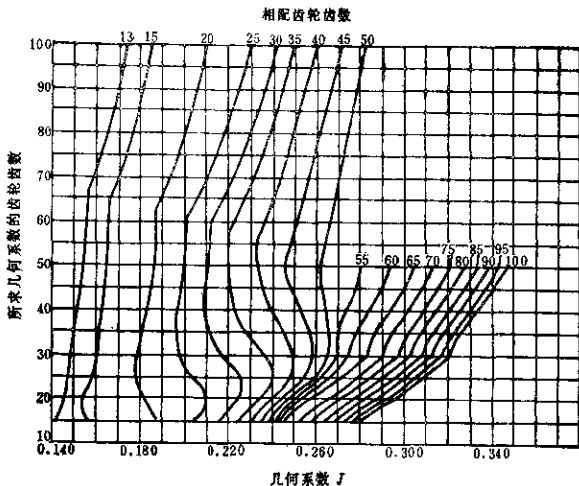


图 5.9-1  $\alpha_n = 14.5^\circ$   $\Sigma = 90^\circ$  鼓形齿直齿锥齿轮的几何系数  $J$

mm,

$d_1$ ——小轮大端分度圆直径 mm,

$l$ ——齿面承载能力计算用几何系数。按图 5.9-6~5.9-8查取。对于压力角不在图例的齿轮, 可近似地用插值法从图中求得。

### 2.2 齿面接触疲劳极限应力

$$\sigma'_{H_{lim}} = \frac{\sigma_{H_{lim}} Z_H Z_W}{Z_a} \quad (5.9-5)$$

式中  $\sigma'_{H_{lim}}$  ——锥齿轮齿面接触疲劳极限应力  $N/mm^2$ ,

$\sigma_{H_{lim}}$  ——试验齿轮表面接触疲劳极限应力  $N/mm^2$ , 见表5.8-4,

$Z_W$  ——工作硬化系数, 一般取  $Z_W = 1.0$ ,

$Z_a$  ——温度系数, 与弯曲计算用  $Y_a$  相同,

$Z_H$  ——寿命系数, 见图5.8-21。

### 2.3 按齿面接触承载能力计算的安全系数

$$S_H = \frac{\sigma'_H}{\sigma_H} \geq S_{H_{min}} \quad (5.9-6)$$

式中  $S_{H_{min}}$  ——最小安全系数, 见表5.8-5。

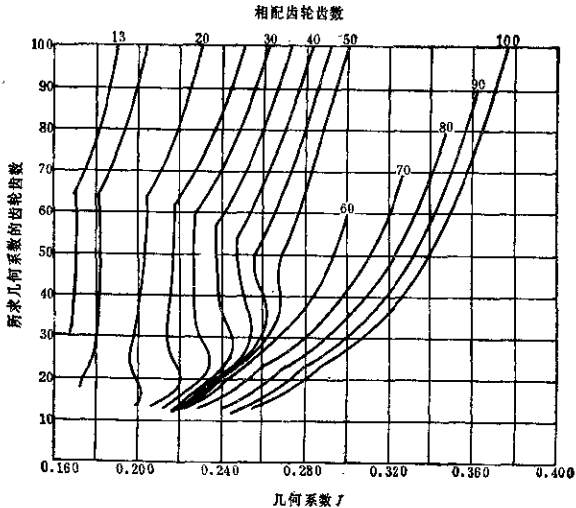
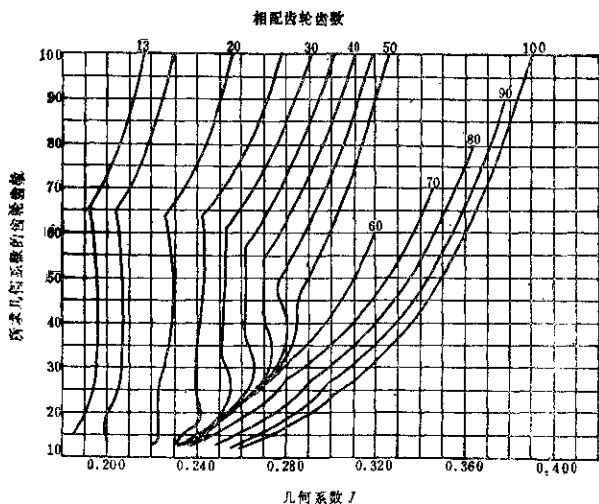
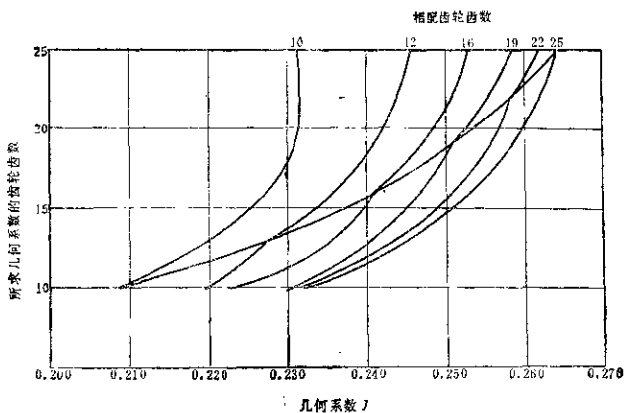


图5.9-2  $\alpha_n=20^\circ$   $\Sigma=60^\circ$  成形齿直齿锥齿轮的几何系数  $l$

图5.3-3  $\alpha_n=25^\circ$   $\lambda=90^\circ$  鼓形齿直齿锥齿轮的几何系数  $J$ 图5.3-4  $\alpha_n=22.5^\circ$   $\lambda=90^\circ$  汽车差速器鼓形齿直齿锥齿轮的几何系数  $J$

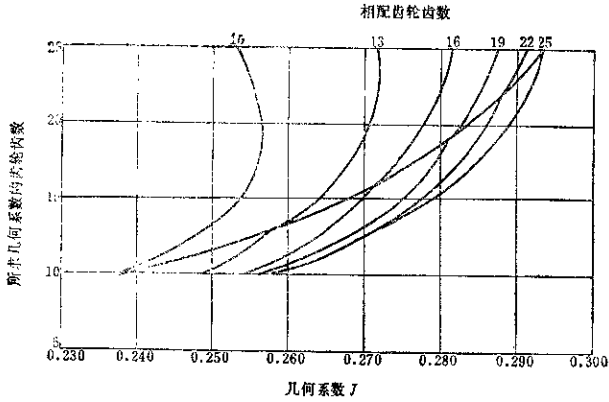


图 5.5-5  $\alpha_n = 25^\circ$   $\Sigma = 90^\circ$  汽车差速器成形直齿锥齿轮的几何系数  $J$

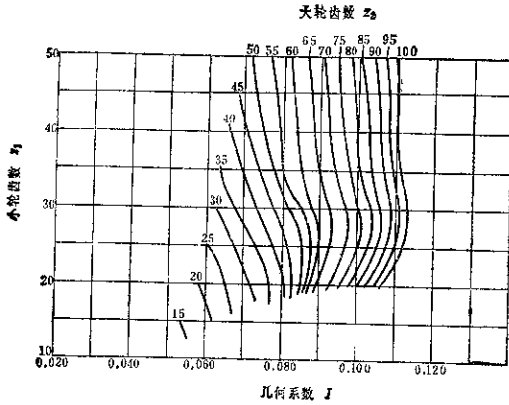
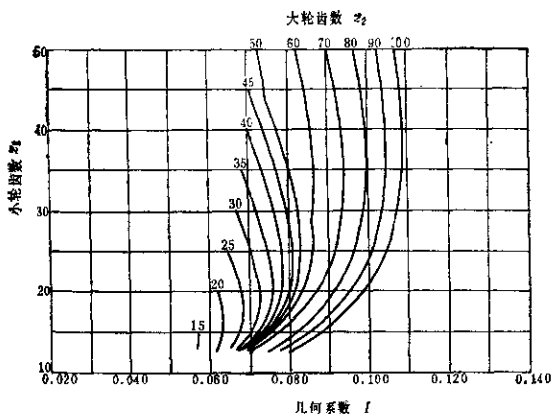
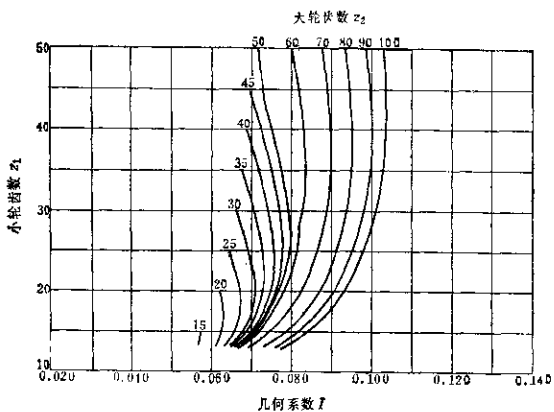


图 5.9-6  $\alpha_n = 14.5^\circ$   $\Sigma = 90^\circ$  成形直齿锥齿轮的几何系数  $J$



图5.9-7  $\alpha_n=20^\circ$   $\Sigma=90^\circ$  鼓形齿直齿锥齿轮的几何系数  $f$ 图5.9-8  $\alpha_n=25^\circ$   $\Sigma=90^\circ$  鼓形齿直齿锥齿轮的几何系数  $f$

## 第10章 准双曲面齿轮承载能力计算

格利森制准双曲面齿轮的承载能力计算与弧齿锥齿轮计算相同, 仅在齿根弯曲应力与齿面接触应力的计算公式中直接引入齿轮传递的转矩, 而不是用切向力<sup>[18]</sup>。

### 1 准双曲面齿轮计算的齿根弯曲应力

$$\sigma_{F2} = \frac{T_2 K_A K_v K_{F\beta} Y_X}{m_s b_2 d_2 J_2} \quad (5.10-1)$$

$$\sigma_{F1} = \frac{T_1 K_A K_v K_{F\beta} Y_X}{m_s b_1 d_1 J_1'} \cdot \frac{z_2}{z_1} \quad (5.10-2)$$

### 2 准双曲面齿轮计算的齿面接触应力

$$\sigma_H = Z_E \sqrt{\frac{1.6 T_{1max} K_A K_v K_{H\beta} Z_X Z_F}{b_s d_1^2 I}} \cdot \sqrt{\frac{T_1}{T_{1max}}} \cdot \frac{z_2}{z_1} \quad (5.10-3)$$

式中  $T_1, T_2$ ——分别为小轮、大轮传递的转矩

$N \cdot m$ ;

$T_{1max}$ ——受不稳定载荷时, 小轮上最大转矩

$N \cdot m$ ;

$J_1'$ ——小轮弯曲应力计算中的几何因数校

正值,  $J_1 = J_1' \cdot \frac{b_1}{b_2}$ ,  $b_1, b_2$ 分别为

小轮, 大轮实际齿宽。

几何系数  $J$  与  $I$  按图 5.10-1~5.10-12 中曲线查取。其他各系数及变量均与弧齿锥齿轮计算中相同。

计算不需十分精确时, 可用插值法在图中查取平均压力角和  $E/d_2$  值不在上述范围的齿轮几何系数  $J_2, J_1$  和  $I$ 。

### 3 其他计算如齿轮疲劳极限应力

$\sigma'_{F1m}, \sigma'_{H1m}$  和安全系数  $S_{Fmin}, S_{Hmin}$  以及

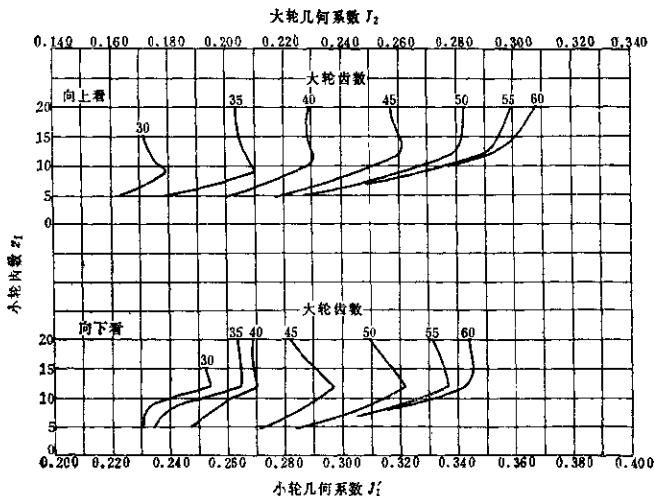


图5.10-1 平均压力角 $19^\circ$   $E/d_2=0.1$ 准双曲面齿轮的几何系数 $J_2$ 和 $J_1'$

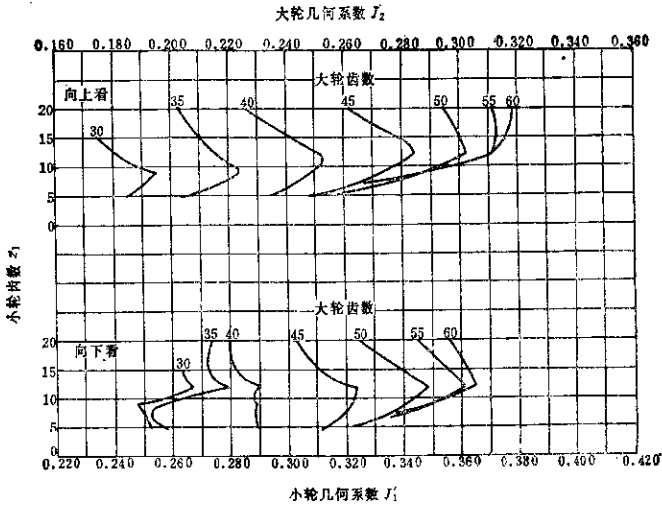


图5.10-1 平均压力角 $19^\circ$   $E/d_3=0.15$ 准双曲面齿轮的几何系数 $J_2$ 和 $J_1'$

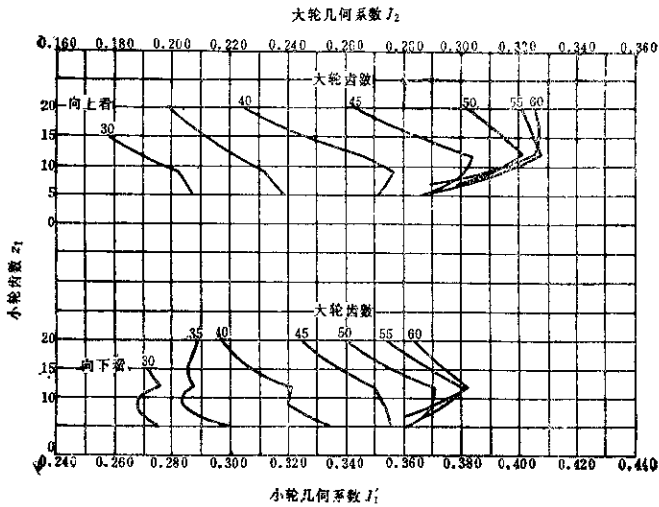


图5.10-3 平均压力角 $19^\circ$   $E/d_3=0.2$ 准双曲面齿轮的几何系数 $J_2$ 和 $J_1'$

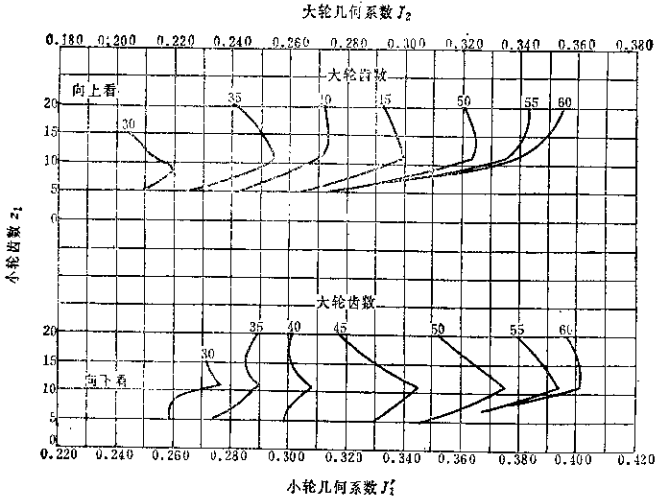


图5.10-4 平均压力角 $22.5^\circ$   $E/d_2=0.1$ 准双曲面齿轮的几何系数 $J_2$ 和 $J_1'$

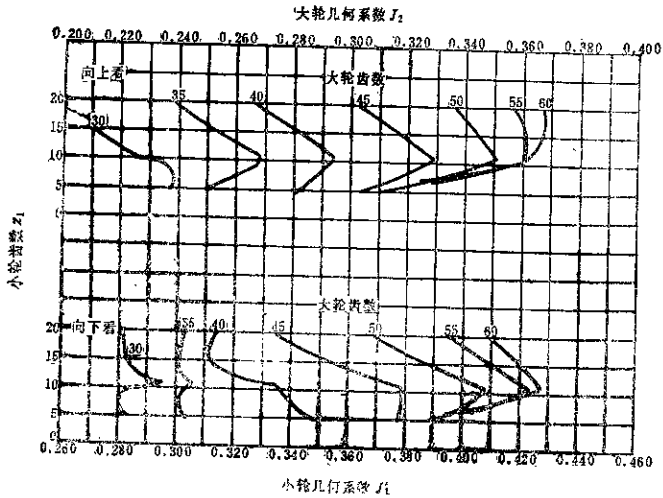


图5.10-5 平均压力角 $22.5^\circ$   $E/d_2=0.15$ 准双曲面齿轮的几何系数 $J_2$ 和 $J_1$

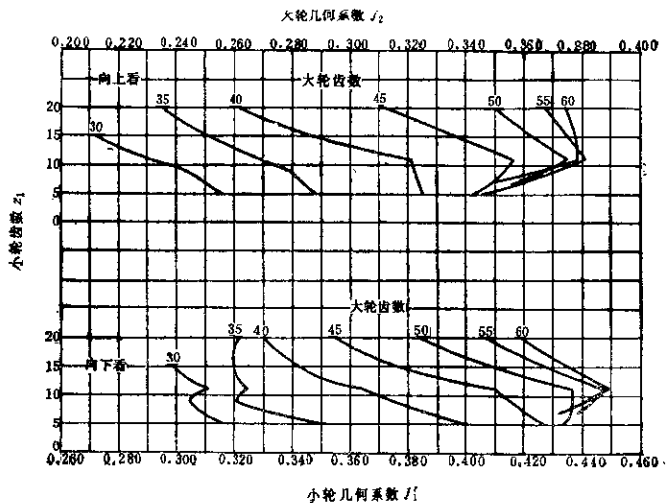


图5.10-6 平均压力角 $22.5^\circ$   $E/d_2=0.2$ 准双曲面齿轮的几何系数 $J_2$ 和 $J_1'$

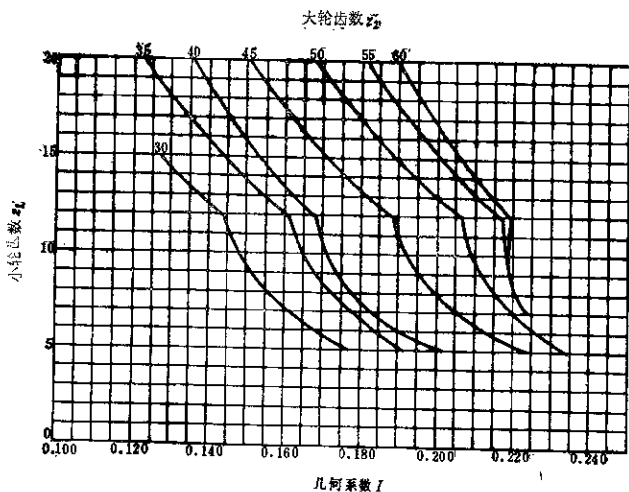


图5.10-7 平均压力角 $19^\circ$   $E/d_1=0.1$ 准双曲面内轮的几何系数 $I$

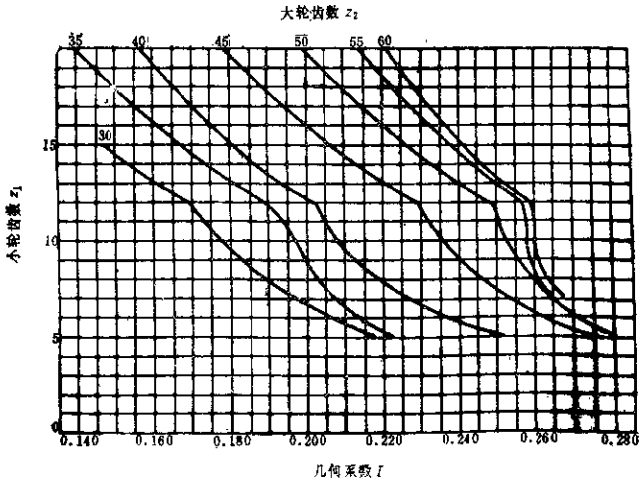


图5.10-2 平均压力角 $19^\circ$   $E/d_2=0.15$ 准双曲面齿轮的几何系数 $f$

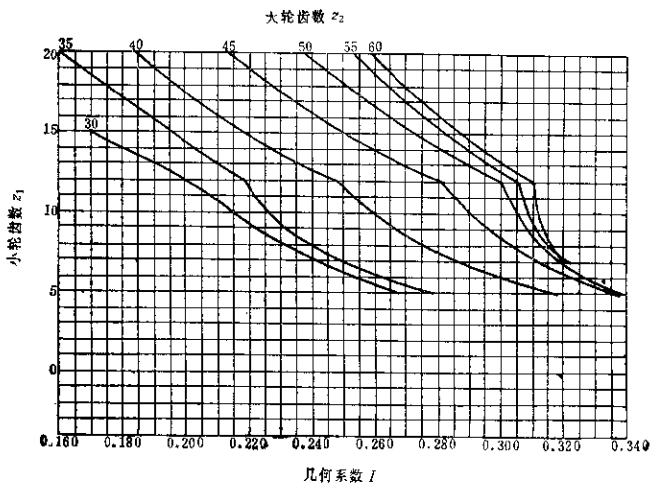


图5.10-3 平均压力角 $19^\circ$   $E/d_2=0.2$ 准双曲面齿轮的几何系数 $f$

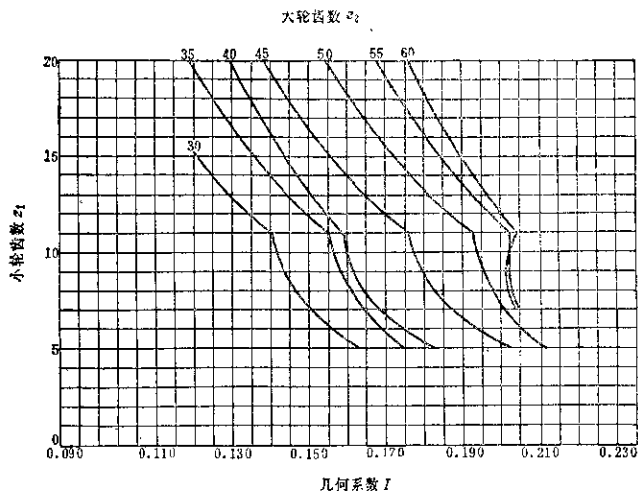


图5.10-10 平均压力角 $22.5^\circ$   $L/d_2=0.1$ 准双曲面齿轮的几何系数  $I$

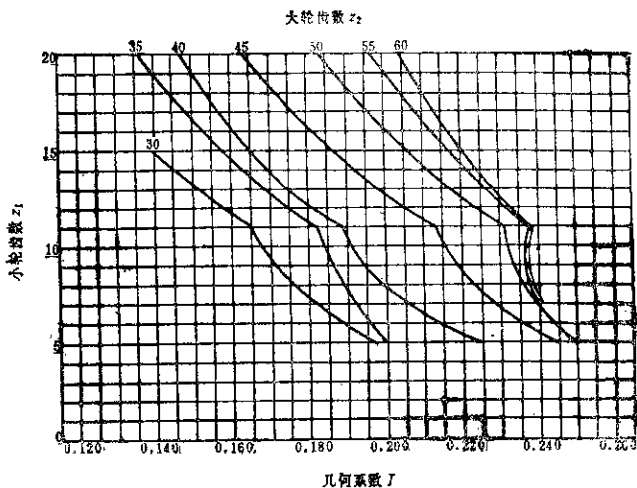


图5.10-11 平均压力角 $22.5^\circ$   $L/d_2=0.16$ 准双曲面齿轮的几何系数  $I$

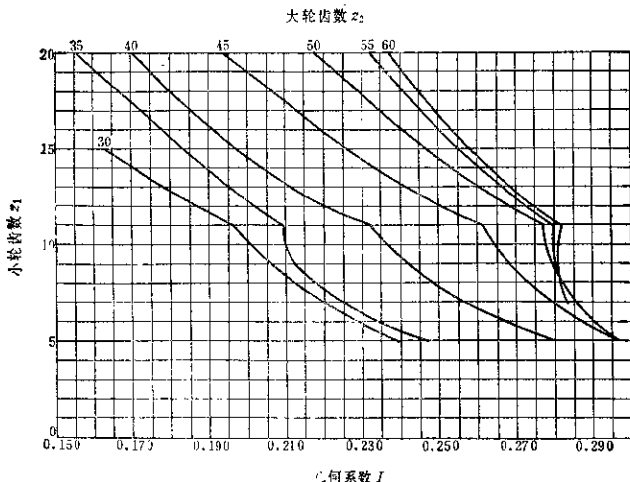


图5.10-1 平均压力角 $22.5^\circ$   $E/d_2=0.2$ 准双曲面齿轮的几何系数 $I$

试验齿轮齿面接触疲劳极限应力值  $\sigma_{Hlim}$  和其他系数的选取均与弧齿锥齿轮相同。在寿命系数  $Y_N$  和  $Z_N$  的查取中所用的齿轮当量循环次数  $N_e$ ，应将公式 (5.9-5) 中的  $F_{lims}$  改为  $T_{lims}$ ， $F_{H-2}$ ， $F_{H-3}$ ... $F_{H-i}$  改为  $T_{1-2}$ ， $T_{1-3}$ ，... $T_{1-i}$ 。并注意公式中指数对于齿根弯曲应力计算时为5.68，对于齿面接触应力计算时为6。

试验齿轮的弯曲疲劳极限应力  $\sigma_{Hlim}$ ，除渗碳淬硬的齿轮比弧齿锥齿轮的略低外，(见表5.10-1) 其他各种齿轮均可按表5.9-3查取。

表5.10-1 准双曲面试验齿轮的齿根弯曲疲劳极限应力  $\sigma_{Hlim}$

材 料	热 处 理	表面硬度 (HRC)	$\sigma_{Hlim}$ (N/mm <sup>2</sup> )
钢	表面渗碳	60	206.82
钢	表面渗碳	55	188.29

## 第11章 摆线齿锥齿轮承载能力计算

对于摆线齿弧齿锥齿轮及准双曲面齿轮的承载能力计算，主要介绍尼曼教授(联邦德国)推荐的齿形系数分析法。把一对锥齿轮看作参考点处的当量圆柱斜齿轮，用分析算法确定齿形系数，计算其弯曲疲劳寿命和齿面接触疲劳寿命及抗胶合能力。计算过程归纳为表格形式，便于编写计算机程序。利用计算机计算，优选设计结果。

### 1 摆线齿锥齿轮承载能力计算

#### 1.1 承载能力计算的原始数据

承载能力计算的原始数据取自设计要求及几何计算卡，见表5.11-1。



表5.11-1 承载能力计算的原始数据

序号	项 目	符号	计算公式	备 注	序号	项 目	符号	计算公式	备 注
101	轴交角	$\Sigma$			117	小轮参考点螺旋角	$\beta_{p2}$		
102	小轮齿数	$z_1$			118	大轮参考点螺旋角	$\beta_{p1}$		
103	大轮齿数	$z_2$			119	两轮螺旋角差值	$\varphi_p$		
104	小轮偏置距	$E$		准双曲面齿 轮 $E \neq 0$	120	参考点法向模数	$m_p$		
105	小轮分度圆直径	$d_1$		准双曲面齿 轮无	121	标准齿顶高	$h_a$		
106	大轮分度圆直径	$d_2$			122	标准齿根高	$h_f$		
107	小轮参考点分度圆直径	$d_{p1}$			123	标准齿全高	$h$		
108	大轮参考点分度圆直径	$d_{p2}$			124	齿厚修正量	$\Delta s$		
109	小轮齿宽	$b_1$			125	齿侧间隙	$j$		
110	大轮齿宽	$b_2$			126	刀盘及刀片型号			
111	小轮节锥角	$\delta_1$		准双曲面齿 轮无	127	刀尖圆角半径	$r_{KW}$		
112	大轮节锥角	$\delta_2$			128	小轮安装距	$A_1$		
113	压力角	$\alpha_n$			129	大轮安装距	$A_2$		
114	两齿廓压力角差值	$\Delta\alpha$		仅对准双曲 面齿轮	130	传递功率	$N_{max}$		
115	小轮凸面和大轮凹面 实际压力角	$\alpha_{a1}$	$\alpha_{a1} = \alpha_{a1} - \Delta\alpha$		131	作用于小轮上的转矩	$M_d$		
116	小轮凹面和大轮凸面 实际压力角	$\alpha_{a2}$	$\alpha_{a2} = \alpha_{a2} + \Delta\alpha$		132	小轮转数	$n_1$		
					133	齿轮材料牌号			
					134	材料化学成分			
					135	齿坯硬度			
					136	齿表面热处理方法及 硬度			

## 1.2 当量斜齿轮数据计算

表5.11-2 当量斜齿轮计算表

序号	项 目	符 号	计 算 公 式	备 注
201	当量小轮分度圆直径	$r_{e1}$	$r_{e1} = \frac{d_{p1}}{2 \cos \Delta \alpha \cos \delta_1}$	
202	当量小轮齿数	$z_{e1}$	$z_{e1} = \frac{z_1}{\cos \Delta \alpha \cdot \cos \delta_1}$	
203	当量大轮分度圆直径	$r_{e2}$	$r_{e2} = \frac{d_{p2}}{2 \cos \Delta \alpha \cos \delta_2}$	
204	当量大轮齿数	$z_{e2}$	$z_{e2} = \frac{z_2}{\cos \Delta \alpha \cos \delta_2}$	
205	小轮参考点端面模数	$m_e$	$m_e = \frac{m_p}{\cos \beta_{p1}}$	
206	小轮端面压力角正切	$\tan \alpha_e$	$\tan \alpha_e = \frac{\tan \alpha_n}{\cos \beta_{p1}}$	
207	小轮端面压力角	$\alpha_e$	$\arccos \tan \alpha_e$	
208	当量斜齿轮基节	$t_e$	$t_e = m_e \cdot \pi \cos \alpha_e$	
209	当量斜齿轮基圆螺旋角正弦		$\sin \beta_e = \sin \beta_{p1} \cos \alpha_n$	
210	当量斜齿轮基圆螺旋角	$\beta_e$		
211	齿高变位量	$x m_e$	$x m_p$	

(续)

序号	项 目	符 号	计 算 公 式	备 注
212	变位后小齿轮顶高	$h_{a1}$	$h_{a1} = h + xm_p$	
213	变位后小齿轮齿高	$h_{f1}$	$h_{f1} = h - xm_p$	
214	变位后大齿轮顶高	$h_{a2}$	$h_{a2} = h - xm_p$	
215	变位后大齿轮齿高	$h_{f2}$	$h_{f2} = h + xm_p$	
216	当量小齿轮顶高部分接触迹长度	$e_1$	$e_1 = \frac{\{(r_{a1} + h_{a1})^2 - (r_{a1} \cos \alpha)^2\}^{\frac{1}{2}} - r_{a1} \sin \alpha}{\cos^2 \alpha}$	
217	当量大齿轮顶高部分接触迹长度	$e_2$	$e_2 = \frac{\{(r_{a2} + h_{a2})^2 - (r_{a2} \cos \alpha)^2\}^{\frac{1}{2}} - r_{a2} \sin \alpha}{\cos^2 \alpha}$	
218	当量小齿轮顶高部分端面重合度	$\epsilon_1$	$\epsilon_1 = \frac{e_1}{t_1}$	
219	当量大齿轮顶高部分端面重合度	$\epsilon_2$	$\epsilon_2 = \frac{e_2}{t_2}$	
220	当量齿轮总端面重合度	$\epsilon$	$\epsilon = \epsilon_1 + \epsilon_2$	
221	当量小齿轮顶高部分法向重合度	$\epsilon_{1n}$	$\epsilon_{1n} = \frac{e_1}{\cos^3 \beta}$	
222	当量大齿轮顶高部分法向重合度	$\epsilon_{2n}$	$\epsilon_{2n} = \frac{e_2}{\cos^3 \beta}$	
223	当量齿轮总法向重合度	$\epsilon_n$	$\epsilon_n = \epsilon_{1n} + \epsilon_{2n}$	
214	纵向重合度	$\epsilon_b$	$\epsilon_b = \frac{b_{12} \cdot n \beta_{b1}}{m_p \cdot \pi}$	

1.3 轮齿载荷计算

表5.11-3 轮齿载荷计算表

序号	项 目	符 号	计 算 公 式
301	小轮参考点线速度	$v$	$v = \frac{\pi n_1 d_{p1}}{60000}$ m/sec
302		$B$	$B = \frac{M_1 1000}{d_{p1} b_1 r_{s1}}$
303		$u$	$u = 2B_r r_{s1}$
304	冲击系数 (表5.11-5)	$C_s$	
305	系数	$uc_s$	$uc_s$
306	轮齿精度等级的系数——抗节误差系数 (表5.11-9)	$G_s$	
307	抗节误差系数	$f_s$	$f_s = G_s(3 + 0.3m_p + 0.2\sqrt{d_2})$
308	系数	$K$	$K = uc_s + 0.28f_s$
309	每毫米内表面上动切向力	$U_{d,sn}$	$U_{d,sn} = 0.0231Kv$
310	动载荷系数	$C_D$	$C_D = 1 + \frac{U_{d,sn}}{uc_s(\epsilon_{sp} + 1)}$

11-10

5-97

(续)

序号	项 目	符 号	计 算 公 式
311	轮齿精度等级系数—齿向误差系数	$G_B$	
312	齿向误差系数	$f_R$	$f_R = G_B \sqrt{b_1}$
313	小轮安装系数 (表5.11-10)	$G_K$	
314	载荷作用下运转后齿向系数	$f_{RW}$	$f_{RW} = 0.75 f_R + G_K u_c$
315	材料匹配系数 (表5.11-11)	$C_Z$	
316	载荷分布系数	$C_T$	$C_T = 1 + 0.32 \frac{C_Z f_{RW}}{u_c C_D}$
317	纵向系数 (图5.11-1)	$C_\theta$	查图(5.11-1); 如果 $e_n > 1$ , $C_\theta = \frac{1.4}{e}$
318	实际有效轮齿应力值	$B_W$	$B_W = B C_D C_T C_\theta$
319	实际齿向齿向误差值	$f_o$	$f_o = f + 0.5 f_{RW}$
320	实际重合度	$e_W$	$e_W = 1 + (e_n - 1) \frac{m_z + 0.25v}{m_\theta + 0.16 f_o}$
321	法向齿节	$t_n$	$t_n = m_p \cos \alpha_n$
322	从小轮齿顶开始沿啮合线到单齿啮合区上界点的距离	$G_1$	$G_1 = (e_n - 1) t_n$
323	从大轮齿顶开始沿啮合线到单齿啮合区上界点的距离	$G_2$	$G_2 = (e_W - 1) t_n$
324	小轮材料疲劳极限 (表5.11-11)	$\sigma_{D1}$	
325	大轮材料疲劳极限 (表5.11-11)	$\sigma_{D2}$	

## 1.4 小齿轮弯曲疲劳寿命计算

表5.11-4 小轮弯曲疲劳寿命计算表

序号	项 目	符 号	计 算 公 式
401	当量小轮齿数	$z_{1n}$	$z_{1n} = \frac{z_1}{\cos \delta_1 \cos^2 \beta_v \cos \beta_{D1}}$
402	当量小轮分度圆半径	$r_{1n}$	$r_{1n} = \frac{z_{1n} m_p}{2}$
403	当量小轮齿顶圆半径	$r_{1n}$	$r_{1n} = r_{1n} + h_{1n}$
404	当量小轮齿根圆半径	$r_{f1}$	$r_{f1} = r_{1n} - h_{f1}$
405	相应于压力角为 $\alpha_{n1}$ 一侧齿廓的基圆半径	$r_{o1n}$	$r_{o1n} = r_{1n} \cos \alpha_{n1}$
406	相应于压力角为 $\alpha_{n1}$ 一侧齿廓的基圆半径	$r_{o1n}$	$r_{o1n} = r_{1n} \cos \alpha_{n1}$
407	分度圆弦齿厚	$s_1$	$s_1 = \frac{\pi m_p}{2} + x m_p (\tan \alpha_{n1} + \tan \alpha_{n2}) + \Delta s - \frac{f}{2}$
408	齿厚之半所对中心角	$\nu_1$	$\nu_1 = \frac{90}{\pi} \frac{s_1}{r_{1n}}$

(续)

序号	项 目	符 号	计 算 公 式
409	啮合线与齿顶圆相交点的横坐标	$x_1$	$x_1 = \left\{ \left( \frac{r_{1a} \sin 2\alpha_{a1}}{2} \right)^2 + \cos^2 \alpha_{a1} \right. \\ \left. (r_{21}^2 - r_{11}^2) \right\}^{\frac{1}{2}} - \frac{r_{1a} \sin 2\alpha_{a1}}{2}$
410	啮合线与齿顶圆相交点的纵坐标	$Y_1$	$Y_1 = X_1 \tan \alpha_{a1} + r_{1a}$
411	沿啮合线单齿啮合区上界点的横坐标	$X_1'$	$X_1' = X_1 - G_1 \cos \alpha_1$
412	沿啮合线单齿啮合区上界点的纵坐标	$Y_1'$	$Y_1' = Y_1 - G_1 \sin \alpha_1$
413	单齿啮合区上界点所在圆半径	$r_1'$	$r_1' = (X_1' + Y_1')^{\frac{1}{2}}$
414	单齿啮合区上界点所在圆压力角余弦		$\cos \alpha_1' = \frac{r_{1a}}{r_1'}$
415	单齿啮合区上界点所在圆压力角	$\alpha_1'$	
416	在半径为 $r_1'$ 圆上一半齿厚所对的中心角	$\gamma_{1P}$	$\gamma_{1P} = \frac{180}{\pi} \left\{ \frac{s_1}{2r_1'} + \tan \alpha_{a1} - \tan \alpha_1' \right. \\ \left. + \frac{1}{\sin \alpha_1'} (\alpha_1' - \alpha_{a1}) \right\}$
417	轮齿中心线与载荷作用线相交点所在圆的半径	$r_{P1}$	$r_{P1} = r_1' (\cos \gamma_{1P} - \sin \alpha_1' \tan \alpha_1')$
418	中心角	$\gamma_{a1}$	$\gamma_{a1} = \alpha_1 - \gamma_1$
419	中心角	$\gamma_{i1}$	$\gamma_{i1} = \alpha_1 - \gamma_1$
420	系数	$C_{a1}$	$C_{a1} = \frac{1}{2r_{a1}} \left\{ (r_{11} + r_{1P})^2 + r_{11}^2 \right. \\ \left. - (r_{1a} \sin \alpha_{a1} + r_{1P})^2 \right\}$
421	系数	$D_{a1}$	$D_{a1} = \cos^2 \gamma_{a1} (r_{11} + r_{1P})^2 - C_{a1}^2$
422	齿根圆角心的横坐标	$X_{a1}$	$X_{a1} = -C_{a1} \sin \gamma_{a1} + (C_{a1}^2 \sin^2 \gamma_{a1} \\ + i_{a1}^2)^{\frac{1}{2}}$
423	齿根圆角心的纵坐标	$Y_{a1}$	$Y_{a1} = (r_{11} + r_{1P})^2 - X_{a1}^2)^{\frac{1}{2}}$
424	齿根圆角与 $30^\circ$ 切线相切点的横坐标	$X'_{a1}$	$X'_{a1} = X_{a1} - r_{a1} \cos 30^\circ$
425	齿根圆角与 $30^\circ$ 切线相切点的纵坐标	$Y'_{a1}$	$Y'_{a1} = Y_{a1} - r_{a1} \sin 30^\circ$
426	系数	$C_{i1}$	$C_{i1} = \frac{1}{2r_{i1}} \left\{ (r_{11} + r_{1P})^2 \right. \\ \left. + r_{21}^2 - (r_{1a} \sin \alpha_{a1} + r_{1P})^2 \right\}$
427	系数	$D_{i1}$	$D_{i1} = \cos^2 \gamma_{i1} (r_{11} + r_{1P})^2 - C_{i1}^2$
428	相对一侧齿廓齿根圆角圆心的横坐标	$X_{i1}$	$X_{i1} = -C_{i1} \sin \gamma_{i1} + (C_{i1}^2 \sin^2 \gamma_{i1} + D_{i1})^{\frac{1}{2}}$
429	相对一侧齿廓齿根圆角圆心的纵坐标	$Y_{i1}$	$Y_{i1} = (r_{11} + r_{1P})^2 - X_{i1}^2)^{\frac{1}{2}}$
430	相对一侧齿廓齿根圆角与 $30^\circ$ 切线相切点的横坐标	$X'_{i1}$	$X'_{i1} = X_{i1} - r_{a1} \cos 30^\circ$
431	相对一侧齿廓齿根圆角与 $30^\circ$ 切线相切点的纵坐标	$Y'_{i1}$	$Y'_{i1} = Y_{i1} - r_{a1} \sin 30^\circ$
432	齿根齿厚	$s_{f1}$	$s_{f1} = X_{a1}' + X_{i1}'$
433	弯曲力臂	$L_{a1}$	$L_{a1} = r_{a1} - Y_{a1}'$

又见 P. 11 页

序号	项 目	符 号	计 算 公 式
434	弯曲力臂	$L_{y1}$	$L_{y1} = r_{y1} - Y_{11}'$
435	齿形系数	$q_{w1}$	$q_{w1} = \frac{\cos \alpha_1'}{\cos \alpha_{a1}} \frac{m_1}{s_1} \times \left\{ \left( \frac{6L_{10}}{s_1} - 1.0 n \alpha_1' \right)^2 + 6.25 \right\}^{\frac{1}{2}}$
436	与疲劳极限有关的安全系数	$S_{D1}$	$S_{D1} = \frac{\sigma_{D1}}{z_{11} q_{w1} B_V}$
437	小轮满载下寿命	$L_{H1}$	$L_{H1} = 33 \times 10^7 \frac{S_{D1}}{n_1}$

## 1.5 大齿轮弯曲疲劳寿命计算

表5.11-5 大轮弯曲疲劳寿命计算表

序号	项 目	符 号	计 算 公 式
501	当量大轮齿数	$z_{2n}$	$z_{2n} = \frac{z_2}{\cos \delta_2 \cos^2 \beta_2 \cos \beta_{12} \cos^2 \varphi_2}$
502	当量大轮分度圆半径	$r_{2n}$	$r_{2n} = \frac{z_{2n} m_1}{2}$
503	当量大轮齿顶圆半径	$r_{2a}$	$r_{2a} = r_{2n} + h_{a2}$
504	当量大轮齿根圆半径	$r_{2f}$	$r_{2f} = r_{2n} - h_{f2}$
505	压力角为 $\alpha_{a1}$ 侧齿廓的基圆半径	$r_{2a0}$	$r_{2a0} = r_{2n} \cos \alpha_{a1}$
506	压力角为 $\alpha_{f1}$ 侧齿廓的基圆半径	$r_{2f0}$	$r_{2f0} = r_{2n} \cos \alpha_{f1}$
507	分度圆弧齿厚	$s_2$	$s_2 = \frac{\pi m_1}{2} - x_2 m_1 (\tan \alpha_{a2} + \tan \alpha_{f2}) - \Delta s - \frac{f}{2}$
508	弧齿厚之半所对之中心角	$\gamma_2$	$\gamma_2 = \frac{90}{\pi} \frac{s_2}{r_{2n}}$
509	啮合线与齿顶圆相交点的横坐标	$X_2$	$X_2 = \left\{ \left( \frac{r_{2n} \sin 2\alpha_{a2}}{2} \right)^2 + \cos^2 \alpha_{a2} \right. \\ \left. \times (r_{2a}^2 - r_{2n}^2) \right\}^{\frac{1}{2}} - \frac{r_{2n} \sin \alpha_{a2}}{2}$
510	啮合线与齿顶圆相交点的纵坐标	$Y_2$	$Y_2 = X_2 \tan \alpha_{a2} + r_{2n}$
511	沿啮合线单齿啮合区上界点的横坐标	$X_2'$	$X_2' = X_2 - G_2 \cos \alpha_{a2}$
512	沿啮合线单齿啮合区上界点的纵坐标	$Y_2'$	$Y_2' = Y_2 - G_2 \sin \alpha_{a2}$
513	单齿啮合区上界点所在圆的半径	$r_2'$	$r_2' = (X_2'^2 + Y_2'^2)^{\frac{1}{2}}$
514	单齿啮合区上界点所在圆压力角之余弦		$\cos \alpha_2' = \frac{r_{2n}}{r_2'}$
515	单齿啮合区上界点所在圆压力角	$\alpha_2'$	
516	半径为 $r_2'$ 圆上弧齿厚之半所对中心角	$\gamma_2'$	$\gamma_2' = \frac{180}{\pi} \left\{ \frac{s_2}{2r_2'} + \tan \alpha_{a2} - \tan \alpha_2' \right. \\ \left. + \frac{\pi}{180} (\alpha_2' - \alpha_{a2}) \right\}$

(续)

序号	项 目	符 号	计 算 公 式
517	齿廓中心线与载荷作用线相交点所在圆的半径	$r_{p1}$	$r_{p1} = r'_{12}(\cos\gamma_{2p} - \sin\gamma_{2p}\tan\alpha_1')$
518	中心角	$\gamma_{12}$	$\gamma_{12} = \alpha_{11} - \gamma_2$
519	中心角	$\gamma_{a2}$	$\gamma_{a2} = \alpha_{a2} - \gamma_2$
520	系数	$C_{12}$	$C_{12} = \frac{1}{2r'_{a2}} \{ (r_{f2} + r_{k'w})^2 + r_{a2}^2 - (r_{a2}\sin\alpha_{12} + r_{k'w})^2 \}$
521	系数	$D_{12}$	$D_{12} = \cos^2\gamma_{12}(r_{f2} + r_{k'w})^2 - C_{12}r^2$
522	齿根圆角圆心的横坐标	$X_{12}$	$X_{12} = -C_{12}\sin\gamma_{12} + \{ C_{12}^2\sin^2\gamma_{12} + D_{12} \}^{\frac{1}{2}}$
523	齿根圆角圆心的纵坐标	$Y_{12}$	$Y_{12} = \{ (r_{f2} + r_{k'w})^2 - X_{12}^2 \}^{\frac{1}{2}}$
524	齿根圆角与30°切线相切点的横坐标	$X_{12}'$	$X_{12}' = X_{12} - r_{k'w}\cos 30^\circ$
525	齿根圆角与30°切线相切点的纵坐标	$Y_{12}'$	$Y_{12}' = Y_{12} - r_{k'w}\sin 30^\circ$
526	系数	$C_{a2}$	$C_{a2} = \frac{1}{2r'_{a2c}} \{ (r_{f2} + r_{k'w})^2 + r_{a2c}^2 - (r_{a2c}\sin\alpha_{a2} + r_{k'w})^2 \}$
527	系数	$D_{a2}$	$D_{a2} = \cos^2\gamma_{a2}(r_{f2} + r_{k'w})^2 - C_{a2}r^2$
528	相对一侧齿廓齿根圆角圆心的横坐标	$X_{a2}$	$X_{a2} = -C_{a2}\sin\gamma_{a2} + \{ C_{a2}^2\sin^2\gamma_{a2} + D_{a2} \}^{\frac{1}{2}}$
529	相对一侧齿廓齿根圆角圆心的纵坐标	$Y_{a2}$	$Y_{a2} = \{ (r_{f2} + r_{k'w})^2 - X_{a2}^2 \}^{\frac{1}{2}}$
530	相对一侧齿廓齿根圆角与30°切线相切点的横坐标	$X_{a2}'$	$X_{a2}' = X_{a2} - r_{k'w}\cos 30^\circ$
531	相对一侧齿廓齿根圆角与30°切线相切点的纵坐标	$Y_{a2}'$	$Y_{a2}' = Y_{a2} - r_{k'w}\sin 30^\circ$
532	齿根齿厚	$s_{f2}$	$s_{f2} = X_{12}' + X_{a2}'$
533	弯曲力臂	$L_{2a}$	$L_{2a} = r_{p2} - Y_{12}'$
534	弯曲力臂	$L_{2b}$	$L_{2b} = r_{p2} - Y_{a2}'$
535	齿形系数	$q_{w2}$	$q_{w2} = \frac{\cos\alpha_2'}{\cos\alpha_{12}'} \frac{m_p}{s_{f2}} \left\{ \left( \frac{6L_{2a}}{s_{f2}} - \tan\alpha_1' \right)^2 + 6.25 \right\}^{\frac{1}{2}}$
536	与疲劳极限有关的安全系数	$S_{B2}$	$S_{B2} = \frac{\sigma_{D2}}{z_1 s q_{w2} B_W}$
537	大轮满载荷下寿命	$L_{a2}$	$L_{a2} = 33 \times 10^3 S_{B2}^{-2} n_{12} z_1^{-2}$

## 1.6 摆线齿锥齿轮齿面承载能力计算

表5.11-6 齿面疲劳寿命计算表

序号	项 目	符 号	计 算 公 式
601	材料匹配系数(表5.11-11)	$Y_G$	
602	渗碳淬火钢齿轮齿面硬度	HB	HB=650
603	齿面硬度 (HB=650的查表 5.11-11)		
604	齿面硬度系数	$Y_H$	$Y_H = \left( \frac{H}{650} \right)^2$
605	润滑油粘度 (表5.11-13)		
606	用于润滑油粘度—温度的系数 (见图5.11-2)	$Y_v$	
607	与小轮分度圆线速度有关的系数	$Y_s$	$Y_s = 0.7 + \frac{0.8}{1+(v)^2}$
608	齿面疲劳极限 (表5.11-4)	$K_G$	
609	动载荷疲劳极限	$K_D$	$K_D = Y_G Y_H Y_v Y_s K_G$
610	压力角系数	$Y_c$	$Y_c = \frac{1}{\sin \alpha \cos \alpha_n}$
611	螺旋角系数	$Y_\beta$	$Y_\beta = \frac{\cos^2 \beta_f}{\cos \beta_{H1}}$
612	重合度系数	$Y_\epsilon$	$Y_\epsilon = 1 - \frac{2\pi}{z_1 \tan \alpha_n} \left( 1 - \epsilon_{H1} \frac{\epsilon_w}{\epsilon_n} \right) \leq 1.0$
613	系数	$Y_{W1}$	$Y_{W1} = \frac{Y_c Y_\beta}{Y_s}$
614	齿面承载能力安全系数	$S_{G1}$	$S_{G1} = \frac{K_D}{Y_H Y_\beta} \frac{z_2 z_2}{z_1 z_1 + z_2}$
615	小齿齿面抗点蚀疲劳寿命	$L_{HP}$	$L_{HP} = 187 \times 10^6 \frac{K_G S_{G1}^2}{n_2}$

## 1.7 抗胶合安全系数计算

表5.11-7 抗胶合安全系数计算

序号	项 目	符 号	计 算 公 式
701	啮合线长度	$e_f$	$e_f = \frac{z_1}{z_1 + z_2} \frac{r_2 \sin \phi_{H1}}{\cos \beta_{H1}}$
702	端面啮合线长度的最大值	$e_{f \max}$	
703	接触区总长度	$e_{E \max}$	$e_{E \max} = (e^2_{H \max} + a^2)^{\frac{1}{2}}$
704	胶合载荷系数	$Y_f$	$Y_f = \left( \frac{0.35}{r_{a1}} \frac{z_1 + z_2}{z_2} \right)^2 \cdot \{1 + (0.1 e_{E \max})^2\}^{\frac{1}{2}} m_p$
705	合成分度圆线速度	$v_c$	$v_c = \frac{e_{f \max}}{e_{\max}} \left( \frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2} \right) 21.54 v$
706	胶合扭矩, 查表5.11-13(取自慕尼黑大学齿轮与齿轮传动研究所推荐值)	$M_{TEST}$	640
707	胶合载荷试验数值	$K_{TEST}$	$K_{TEST} = \frac{M_{TEST}}{33.89} \left[ 1 + 0.2 \left( \frac{d}{17} - 1 \right)^{1.5} \right]$
708	抗胶合安全系数	$S_F$	$S_F = \frac{K_{TEST} \cos \beta_{H1}}{Y_f Y_H Y_\beta} \frac{z_2 z_2}{z_1 z_1 + z_2}$

## 2 计算式说明

### 2.1 计算的原始数据

表5.11-1计算的原始数据取自几何计算卡,编写承载能力计算程序时,可作为输入数据。

其中对大轮齿宽 $b_2$ 和小轮齿宽 $b_1$ ,当为螺旋锥齿轮时一般取 $b_2 = b_1$ ,当为准双曲面时 $b_2 \neq b_1$ ,分别计入。

准双曲面齿轮,偏置距 $E \neq 0$ ,因而两轮参考点处螺旋角不等, $\beta_{r1} \neq \beta_{r2}$ ,两齿廓压力角不等,即 $\Delta\alpha \neq 0$ 。

齿厚修正用 $\Delta s$ ,使得大、小轮的使用寿命接近相等。然而 $\Delta s$ 不必很大,否则,小轮齿槽底变窄,难于设计合理的刀具。齿侧间隙 $j$ 是法向模数的函数,用几何计算确定。

刀尖圆角半径 $r_{a,IV}$ ,形成轮齿齿根圆角大小,对承载能力有一定影响,依据法向模数选取,并注意齿顶和齿根干涉。在一次近似的承载能力计算时可假设两轮所用刀尖圆角半径相等。但对于大速比传动,大轮所用刀尖圆角半径可大于小轮所用刀尖圆角半径。

作用于小轮上的转矩,单位用Nm,对于车辆传动,应当考虑三种状态:

- (1) 发动机最大转矩经变速器低档传递。
- (2) 驱动车轮打滑时,作用于小轮上的转矩。
- (3) 按车辆性能转矩计算。

对于(1),(2)两种工况选其较小值作为峰值转矩计算。

小轮转速用 $\tau/\text{min}$ ,是相应于计算转矩时的小轮转速。

有关材料牌号,化学成份及热处理方法是为确定各有关修正系数而给的。

### 2.2 当量斜齿轮数据计算

表5.11-2为当量斜齿轮数据计算表。当量斜齿轮对于螺旋锥齿轮是平行轴圆柱斜齿轮,对于准双曲面齿轮是相错轴圆柱螺旋齿轮。

$r_{e1}$ 和 $z_{e1}$ 表征小轮的当量斜齿轮, $r_{e2}$ 和 $z_{e2}$ 表征大轮的当量斜齿轮。其端面模数分别由大小轮参考点法向模数和螺旋角计算,见图5.11-3。

齿高变位量 $xm_2$ 是按小轮小端不产生根切选择

的,当考虑 $xm_2$ 还不能最优化的,应使 $e_1 = e_2$ 是最佳的。即使当量小轮齿顶高部分接触轨迹长度与当量大轮齿顶高部分接触轨迹长度相等。

利用接触轨迹长度,进而可以计算出端面重合度,纵向重合度,法向重合度及总重合度。

### 2.3 轮齿载荷计算

表5.11-3为轮齿载荷计算表。

小轮参考点线速度用 $m/\text{min}$ 表示。

$B_c$ 为名义轮齿应力值( $N/\text{mm}^2$ ),经各个计算出的系数修正,得出有效应力值 $B_W$ 。

$u$ 为每毫米齿宽上的切向力(N),

$C_s$ ——冲击系数,与应用场合及动力性质有关,其值取自表5.11-8。对于车辆一般取 $C_s = 1.5$ 。

$G_e$ 和 $G_R$ 分别为周节误差系数和齿向误差系数,取自表5.11-9,误差值按精调标准DIN3962选取。

$C_D$ 为动载荷系数,由于轮齿误差引起内部附加载荷对轮齿承载能力的影响。

$C_z$ 为材料匹配系数,对于钢对钢组合齿轮取 $C_z = 1.0$ ,对其他材料组合齿轮,取自表5.11-11。

$C_B$ 为纵向系数,取自图5.11-1。

$f_g$ 为实际轮齿齿向误差值,由齿向误差系数、安装系数、冲击系数和基节误差系数决定。

$e_{Wp}$ 为实际总重合度。考虑到实际基节误差和齿向误差的影响,由 $e_{WR}$ 代替 $e_g$ 计算。

各种材料的疲劳极限 $\sigma_D$ 和强度极限 $\sigma_0 B$ 由表5.11-11给出。

从小齿轮、大齿轮齿顶沿啮合线到单齿啮合区上界面点之距离 $G_1$ 和 $G_2$ 见图5.11-5。

实际轮齿应力值 $B_W$ 现在可由名义轮齿应力和各种系数来计算。

### 2.4 小齿轮弯曲疲劳寿命计算

表5.11-4为小齿轮弯曲疲劳寿命计算表。此表中计算的当量圆柱齿轮齿数及各参数均为当量直齿圆柱齿轮的参数。

欲计算齿轮弯曲疲劳寿命,重要的是确定齿形系数 $q_{Wc}$ 。齿形系数不仅考虑轮齿几何特性,而且考虑轮齿应力状态。通过画齿形放大图的方法确定危险截面齿厚及弯点力臂是可以的,但很麻烦,此处介绍的计算式可方便地进行计算且足够精确。图5.11-4为等强度轮齿齿廓线, $s_{F1}$ 为抛物线与齿廓



接触于齿根圆角处的相应齿根为 $L$ ， $L$ 为抛物线高度。过抛物线顶点的载荷作用线倾斜角 $\alpha'$ 。

图5.11-5~图5.11-8表示计算过程。 $r'_1$ 和 $\alpha'_1$ 按图5.11-6计算。

第一步 计算齿顶圆与啮合线之交点的坐标 $(X, Y)$ 。

第二步 借 $G_1$ 求坐标 $P_1(x', y')$ ，由这些坐标可算出半径 $r'_1$ 。 $r'_1$ 再和基圆一起确定啮合角 $\alpha'_1$ 。

第三步 见图5.11-7，用所对中心角 $\gamma_{1p}$ 计算距离 $Q_1=r_{p1}$ 。这确定了点 $Q_1$ 的坐标，然后再确定抛物线顶点。

从分度圆到齿根之间的齿廓部分可用一个半径为 $r_{1a}\sin\alpha_{a1}$ （图5.11-3）的圆弧近似。不会有很大误差。借助于这种简化，可以计算齿根圆角（它的半径近似地等于刀尖圆角半径）的圆心，它是两个圆（ $r_{1a}\sin\alpha_{a1}$ 与 $r_{b1}+r_{p1}$ ）的交点。

现在从齿根圆角的圆心确定 $X'_{G1}$ 和 $Y'_{G1}$ 坐标，便是很简单的事情了，该坐标为切齿根圆角且与齿对称中心线成 $30^\circ$ 的切线的切点坐标。这一点被认为是最大应力点。

$X'_{G1}$ 为具有压力角 $\alpha_{a1}$ 一侧齿廓部分齿厚，与压力角 $\alpha_{i1}$ 相应的另一部分齿廓的齿厚用同样方法确

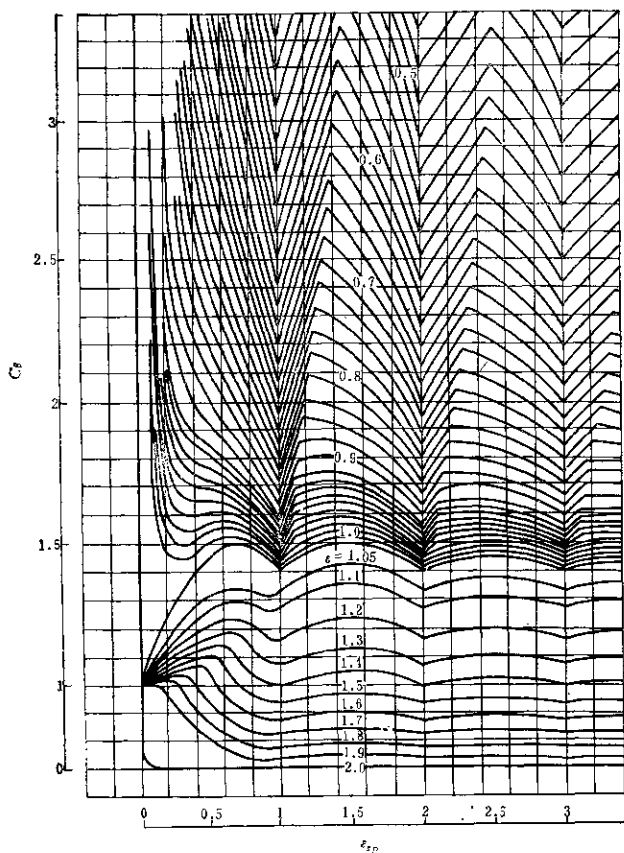


图5.11-1  $\epsilon_{2p}-C_{\theta}$ 曲线

定。两者之和称为齿根齿厚 $S_{f1}$ 。

$r_{21}$ 和 $Y'_{G1}$ 之差为抛物线的高度。

对于螺旋锥齿轮，因为轮齿两侧对称，压力角相等，只要计算一侧即可。对于准双曲面齿轮，则两侧分别计算。

这种近似法的误差，实际上小于由齿形图测量尺寸的误差。

### 2.5 大齿轮弯曲疲劳寿命计算

表5.11-5为大齿轮弯曲疲劳寿命的计算表，大齿轮的计算过程与小齿轮计算完全相同。

### 2.6 齿轮（小齿轮）齿面接触疲劳寿命计算

在计算齿面接触疲劳安全系数 $S_{G1}$ 时，考虑了

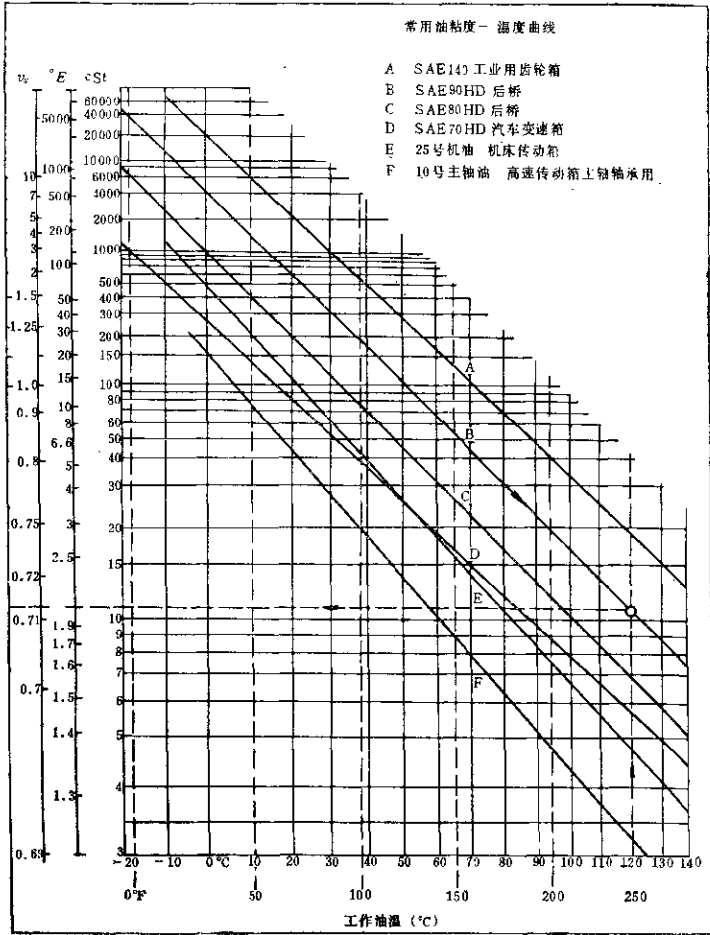


图5.11-2 常用润滑油粘度—温度曲线图

材料及其硬度、润滑剂和轮齿几何特性等一些系数。一定程度的点蚀是容许的，但不得大于齿面的10%。

### 3 计算结果的评定

按表5.11-4和表5.11-5计算的小齿轮、大齿轮

弯曲疲劳寿命，其安全系数 $S_{B1}$ 、 $S_{B2}$ 小于1，说明使用寿命有限，大于1，说明使用寿命无限。当计算出来的使用寿命（小时数）不能满足要求时，应调整几何计算卡，反复核算，直至达到预期的使用寿命要求。

对于小齿轮齿面（因为小齿轮转速高）接触疲

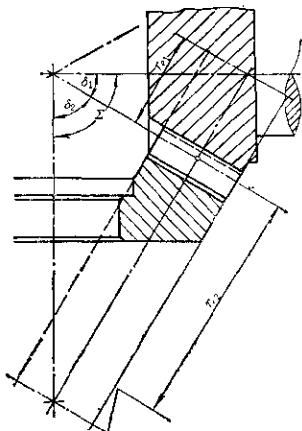


图5.11-3 逐线齿锥齿轮参考点处 应力分析

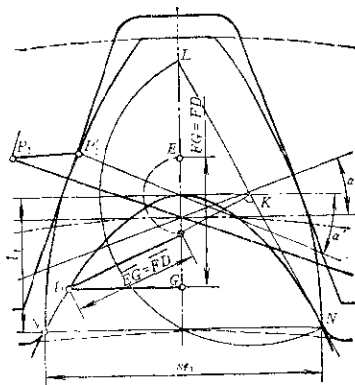


图5.11-4 等强度齿廓曲线

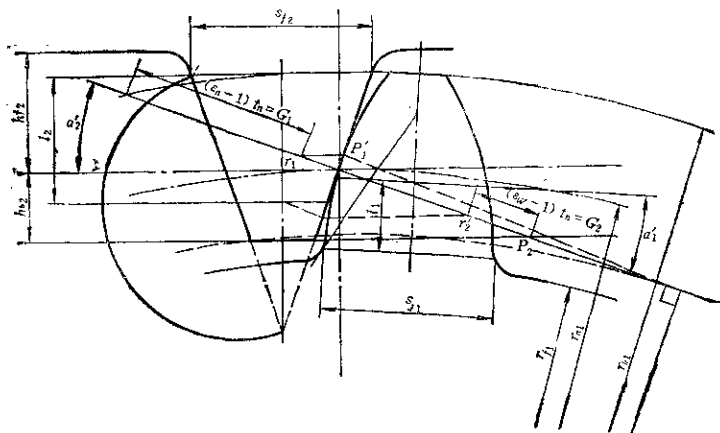


图5.11-5 从轮齿齿顶沿啮合线到单齿啮合区上界点之距离  $G_1$  和  $G_2$  及危险截面齿厚  $s_{f1}$ 、 $s_{f2}$  和相应弯曲力臂  $l_1$ 、 $l_2$

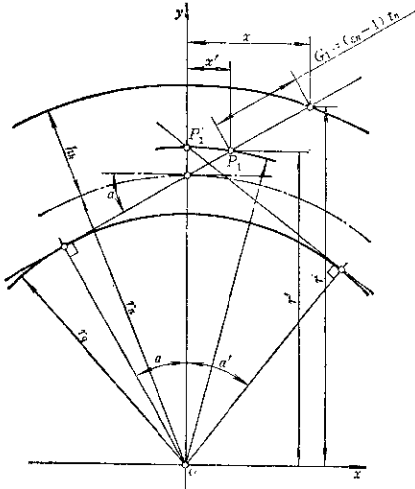


图5.11-6 单齿啮合区上界点所在圆半径 $r'$ 和压力角 $a'$

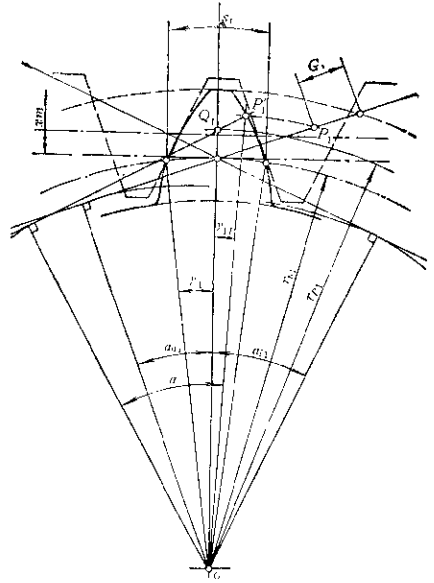


图5.11-7 抛物线顶点 $Q_1$

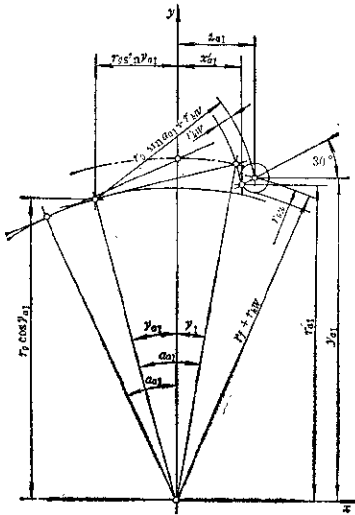


图5.11-8 齿根圆角圆心之坐标 $X_{01}$ 、 $Y_{01}$ 及危险点坐标 $X'_{01}$ 、 $Y'_{01}$ 。

危险齿根齿厚  $S_{f1}(X'_{01})$  和抛物线高度  $L_1(r_{01} - Y'_{01})$

表5.11-8 冲击系数 $C$ 。

应用场合	动力 电动机	发动机	
		多缸机	单缸机
轻型车辆 齿轮箱 轻型包装设备	1.1	1.25	1.5
机床工具 车辆 重型包装设备	1.25	1.5	1.75
卡车 齿轮箱 重型施工设备 滚压机 穿孔机 剪切机	1.75	2.0	2.25

表5.11-9 误差系数  $G_G$ 、 $G_R$  (按直、斜齿圆柱齿轮)

分度圆线速度 $v$ (m/min)	润滑方式	齿面精加工方法	精度等级	系 数	
			DIN 3962	周节误差 $G_G$	齿向误差 $G_R$
0.8~4	飞溅润滑	粗 磨	9	4	2
		精 磨	8	2.8	1.6
4~15	飞溅润滑	常加工	7	2.0	1.3
		剃齿、研齿	6	1.4	1.1
15~50	压力润滑	精密磨削	5	1	0.8

寿命计算, 其安全系数  $S_{G1}$  大于 1, 说明使用寿命无限, 小于 1 时, 则发生点蚀, 但小于齿面 10% 的点蚀是容许的。

对于齿轮抗胶合能力的计算, 其安全系数  $S_F$  必须大于 1。

表5.11-10 小轮安装系数  $G_K$ 

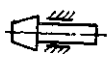
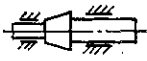
小轮支承方式	安装系数 $G_K$
	0.6
	0.3

表5.11-11 各种齿轮材料的强度

种类和热处理	材 料					材料匹配系数	
	材料牌号 (DIN)	齿面硬度 HRC	疲劳 $K_{\sigma}$ <sup>①</sup> N/mm <sup>2</sup>	极限 $\sigma_B$ N/mm <sup>2</sup>	强度极限 $\sigma_{0.2}$ N/mm <sup>2</sup>	$\gamma_c$ <sup>③</sup>	$C_s$ <sup>④</sup>
合金渗碳淬火钢	18CrNi8	63	56	476	1700	1	1
	20MnCr5	63	50	470	1600	1	1
	15CrNi6	63	60	440	1600	1	1
	16MnCr5	63	50	420	1400	1	1
氮素渗碳淬硬钢	15	>65	49	220	950	1	1
	10	69	42	200	900	1	1
热处理合金钢	35NiCr18	43	12	330	1300	1	1
	42CrMo4	32	8	315	1100	1	1
	37MnSi5	22	7	315	950	1	1
	34Cr4	27	8	300	900	1	1
热处理氮素钢	60	24	5.1	250	900	1	1
	45	18	4	230	800	1	1
		156HB	2.3	193	600	1	1
火焰加热或感应淬硬钢	58MnSi4	30	45	350	1100	1	1
	42CrMo4	30	45	350	1100	1	1
	37MnSi5	56	27	340	1250	1	1
	ZG45	59	13	316	1400	1	1
氮化淬硬钢	35NiCr18	56	37.5	330	1500	1	1
	37MnSi5	56	36	350	2000	1	1
	11Cr4	69	43	320	1900	1	1

(续)

种类和热处理	材 料					材料匹配系数	
	材料牌号 (DIN)	齿面硬度 HRC	疲劳 $K_{\sigma}^{\text{①}}$ N/mm <sup>2</sup>	极限 $\sigma_D$ N/mm <sup>2</sup>	强度极限 $\sigma_{B0}$ N/mm <sup>2</sup>	$V_G^{\text{②}}$	$C_z^{\text{④}}$
气体渗氮钢	31CrMoV9	>65	35	450	150	1	1
盐浴氮化钢	42CrMo4	62	27	580	1500	1	1
	45	47.5	18	318	1100	1	1
碳素钢	70	195HB	7.0	240	800	1	1
	60	170HB	6.2	210	660	1	1
	50	140HB	3.6	190	550	1	1
球墨铸铁 (珠光体)	GGG 70	3	6.4	250	1400	1	0.74
	GGG 90	32	18	220	1400	1	1
球墨铸铁 (铁素体)	GGG 45	170HB	2.8	230	500	1	0.74
铸 钢	ZG60	176HB	3.3	175	520	1	1
	ZG52	150HB	2.1	150	470	1	1
高级灰铸铁	GG 26	18.5	3.3	60	260	1	0.74
	GG 22	190HB	2.5	50	220	1	0.74
普通灰铸铁	GG 18	170HB	1.9	45	180	1	0.74

① 用于两相啮合齿轮硬度相同, 润滑油粘度为 100cSt, ② 用于只对齿部表面淬火, 比整体热处理约小 20%。

③④ 材料匹配系数, 当两齿轮材料不同时, 见表 5.11-12。

表 5.11-12 材料匹配系数

材料匹配系数	钢/钢	钢/灰铸铁	灰铸铁/灰铸铁	铸钢/铸钢
$Y_G$	1.0	1	1.5	1.25
$C_z$	1.0	0.74	0.55	1.0

表 5.11-13 齿轮油粘度和  $M_{T_{EST}}$  (N·m)

齿轮用途	纯矿物油		带添加剂矿物油		双曲线齿轮油	
	粘 度	$M_{T_{EST}}$	粘 度	$M_{T_{EST}}$	粘 度	$M_{T_{EST}}$
车 辆 工业传动	SAE80	60~94	SAE80	174~308	SAE80	460
	SAE90	94~134	SAE90	240~390	SAE90	540
	SAE140	134~170				

## 第12章 锥齿轮公差标准

锥齿轮精度对齿轮传动的运动准确性、平稳性及噪声有直接影响, 并且对齿轮传动的可靠性及寿命有重要影响。对于齿轮精度要根据传动的工作条件及要求为依据, 恰当地选用精度标准。精度要求高低时, 不能满足传动要求; 精度要求偏高时, 会导致生产成本的增加。

我国曾于 1963 年制定了圆锥齿轮传动的公差标准 JB180—60 部颁标准, 现正拟定新的国家标准。汽车、拖拉机等行业在生产中多沿用美国的 AGMA 390.02 (美国齿轮制造者协会) 锥齿轮标准, 它主要是以美国格利森制 (GLEASON SYSTEM) 为基础的制定的。表 5.12-1 为 AGMA 390.02 的常用部分。

表 5.12-1 锥齿轮及准双齿

AGMA 精度等级	径 节	模 数 (mm)	径 向 跳 动 公 差					齿 距 公					
			分 度 圆 直 径 (mm)					分 度 圆 直					
			19	38	76	152	304	636	19	38	76	152	
8	1/2	50.8						406					
	1	25.4					241	292					
	2	12.7				147	172	208				31	
	4	6.35			91	104	119	142			28	28	
	8	3.175		64	71	81	91	106		23	25	25	
	16~19.99	1.59~1.27	48	53	66	76			20	20	20	23	
9	1/2	50.8						287					
	1	25.4					172	205					
	2	12.7				102	122	147				25	
	4	6.35			66	74	86	102			20	20	
	8	3.175		46	51	56	66	76		18	13	19	
	16~19.99	1.59~1.27	36	38	41	46	53		15	15	15	17	
10	1	25.4					127	147					
	2	12.7				76	86	102					
	4	6.35			46	53	61	71			15	15	
	8	3.175		33	36	41	46	53		13	13	14	
	16~19.99	1.59~1.27	25	28	30	33	38		11	11	11	11	
	11	1	25.4					86	104				
2		12.7				63	61	71				13	
4		6.35			33	35	43	51			10	10	
8		3.175		23	25	28	33	38		9	9	10	
16~19.99		1.59~1.27	18	20	20	23	28		8	8	8	9	
12		2	12.7				38	46	53				9
	4	6.35			23	28	30	36			8	8	
	8	3.175		17	18	20	23	28		6	6	8	
	16~19.99	1.59~1.27	13	14	15	18	20		6	6	6	8	
	13	2	12.7				28	33	38				6
		4	6.35			18	19	23	27			5	6
8		3.175		13	14	15	18	20		6	5	6	
16~19.99		1.59~1.27	13	13	13	13	14		5	5	5	5	

注 1. 表中公差值系由英制换算得出, 小于1 $\mu$ m时四舍五入。 2. 有关单齿综合误差及一周综合误差略。

锥齿轮公差

μm

差		周 节 公 差						周 节 累 积 公 差					
径 (mm)		分 度 圆 直 径 (mm)						分 度 圆 直 径 (mm)					
304	636	19	38	76	152	304	636	19	38	76	152	304	636
	66						99						193
41	46					61	69					122	137
36	38				55	53	57				106	106	114
30	33			42	42	46	50			84	84	91	99
28	30		34	38	38	42	46		69	76	76	84	91
23		30	30	30	34	34		61	61	61	69	69	
	48						72						144
28	30					42	46					84	91
25	28				38	38	42				76	76	84
23	24			30	30	34	37			61	61	69	72
20	22		27	27	29	30	32		53	53	57	61	65
18		23	23	23	25	27		46	46	46	50	53	
22	23					32	34						65
19	20				27	29	30				53	57	61
17	18			23	23	25	27			46	46	50	53
15	17		19	19	21	23	25		38	38	42	46	50
13		17	17	17	17	19		34	34	34	34	38	
15	15					23	23					46	46
13	15				19	19	23				38	38	46
11	13			16	15	17	19			30	30	34	38
10	11		13	13	15	15	17		27	27	30	30	34
9		11	11	11	13	13							
10	10				13	15	15				27	30	30
9	9			11	11	13	13			23	23	27	27
8	9		10	10	11	11	13		19	19	23	23	27
6		10	10	10	10	10		19	19	19	19	19	
8	8				10	11	11				19	23	23
6	6			8	8	10	10			15	15	19	19
5	6		8	8	8	8	10		15	15	15	15	19
5		8	8	8	8	8		15	15	15	17	15	



JB180—80锥齿轮精度标准共分12级,高速( $v > 40\text{m/s}$ )用5~6级,中、低速用7~9级,汽车驱动桥锥齿轮或准双曲面齿轮用7~8级,AGMA320.02锥齿轮及准双曲面齿轮精度标准分级为由3级到13级,13级为最高精度,其分级的适用范围见下节。

## 1 AGMA320.02锥齿轮及准双曲面齿轮精度标准

AGMA320.02各精度等级的适用范围见表5.12-2。

轮齿齿面的粗糙度决定于切齿方法,见表5.12-3。

表5.12-4给出锥齿轮和准双曲面齿轮的推荐的齿侧间隙。很多情况下,这些极限值需修改以适应具体的工作条件。例如对于精密仪器中的小模数齿轮,可能采用更小的侧隙。虽然沿轴线方向调整可改变齿侧间隙,但切齿时也不得将侧隙做得过大,应保证零侧隙时仍能无干涉的运转。设计的法向侧隙不宜大于0.080倍模数,AGMA推荐的侧隙(表

5.12-4)在选用时,可用较小值。

## 2 轮坯公差

### 2.1 轮坯基准孔、轴颈及端面公差

轮坯的基准孔直径、端面或轴径对于切齿及装配后的齿轮精度要相适应。对于汽车、拖拉机或一般机床锥齿轮的基准孔或基准轴颈的公差按GB1804—79~GB1804—79圆柱体公差的H7, h8级精度。对于更高精度的齿轮可用H6, h6级精度。格利森推荐的锥齿轮孔和轴颈公差见表5.12-5。

定位端面的跳动以及定位轴颈的径向跳动不大于0.005mm。

### 2.2 外径、轮冠距、面锥角及背锥角的公差

外径、轮冠距、面锥角的误差会影响锥齿副或准双曲面齿副啮合的正确性、影响齿侧间隙、齿顶间隙和工作啮合高度,轮坯公差可按表5.12-6

表 5.12-2 AGMA320.02 锥齿轮及准双曲面齿轮精度等级的适用范围

应用范围	AGMA 精度等级	应用范围	AGMA 精度等级
航空		变速器	8
发动机附件	13	铁道	
发动机动力系统	13	铁道机车	11
发动机芯系统	13	调车机车	11
螺旋桨传动装置	12	运送车	12
小型发动机	13	鼓风机传动装置	11
农业		风扇传动装置	11
打捆机	11	船舶	
摘棉机	8	气垫船	13
其他农用工具	7~11	水翼船	13
汽车		推进器齿轮传动	12
小轿车	11	舷外发动机	10
载重车	10	小型推进器传动	10
公共汽车(大客车)	10		
牵引车	9		

表 5.12-3 齿面粗糙度

齿面精加工方法	齿面粗糙度 $R_a$ ( $\mu\text{m}$ )	齿轮精度等级AGMA(参考)
滚切方法	1.27~2.032	9
圆拉(直齿锥齿轮)方法	2.032~2.54	8
研齿方法	0.762~1.27	10~11
磨齿方法	0.508~0.762	12~13

表 5.12-4 锥齿轮和准双曲面齿轮推荐的法向侧隙

模数(径节)	法向侧隙			
	AGMA 精度等级 3~6		AGMA 精度等级 7~13	
	单位 μm	单位 0.0001"	单位 μm	单位 0.0001"
25.4~20.32 (1.00~1.25)	1143~1651	450~650	508~762	200~300
20.32~16.93 (1.25~1.50)	889~1397	350~550	457~660	180~280
16.93~14.51 (1.50~1.75)	635~1143	250~450	406~559	160~220
14.51~12.70 (1.75~2.00)	508~1016	200~400	356~457	140~180
12.70~10.16 (2.00~2.50)	508~762	200~300	305~406	120~160
10.16~8.46 (2.50~3.00)	381~635	150~250	254~300	100~130
8.46~7.26 (3.00~3.50)	305~559	120~220	203~279	80~110
7.26~6.35 (3.50~4.00)	254~508	100~200	178~229	70~80
6.35~5.08 (4.00~5.00)	203~406	80~160	152~203	60~80
6.08~4.23 (5.00~6.00)	152~330	60~130	127~178	50~70
4.23~3.175 (6.00~8.00)	127~254	50~100	102~152	40~50
3.175~2.54 (8.00~10.00)	102~203	40~80	76~127	30~50
2.54~1.588 (10.00~16.00)	76~127	30~50	51~102	20~40
1.588~1.27 (16.00~20.00)	51~101	20~40	25~76	10~30
1.27~0.508 (20.00~50)	0~51	0~20	0~51	0~20
0.508~0.318 (50~80)	0~25	0~10	0~25	0~10
≤0.318 (比80更细)	0~18	0~7	0~18	0~7

表 5.12-5 格利森制推荐的锥齿轮孔和轴颈公差 mm

孔及轴颈名义直径	AGMA 12~13级 高精度齿轮		AGMA 10~11级 精密齿轮		AGMA 8~9级 一般齿轮	
	轴颈	孔	轴颈	孔	轴颈	孔
26以下	-0.0025	+0.0025	-0.013	+0.013	-0.025	+0.025
25~100	-0.005	+0.005	-0.013	+0.013	-0.025	+0.025
100~250	-0.0075	+0.0075	-0.025	+0.025	-0.05	+0.05
250~500			-0.025	+0.025	-0.075	+0.075
500以上			-0.05	+0.05	-0.10	+0.10

圆锥齿轮的轮坯公差(JB180-80),也可参考AGMA推荐的公差,见表5.12-7.

### 2.3 顶锥角距及背锥角距公差

这是格利森制控制轮坯精度的一种方法(可同用于控制精加工后的齿轮),主要控制顶锥角距、背锥角距及孔或轴颈的直径(后两者见表5.12-6),前两者见图5.12-1.

$$\text{顶锥角距} = \frac{d_e \cos \delta_a}{2} + (\text{轮冠距}) \times \sin \delta_a$$

$$\text{背锥角距} = \text{外锥距} R$$

顶锥角距和背锥角距的公差见表5.12-8.

### 2.4 有关热处理变形的轮坯公差

齿经热处理后, 仍应保持在下列公差范围内.

#### 2.4.1 小轮(轴齿轮)

小轮淬火后, 经过清理中心孔及校正后在轴颈“1”处(见图5.12-2)径向跳动量不大于0.025mm, 在轴颈“2”处跳动不大于0.038mm. 热处理后, 磨轴承表面前, 检查轴颈处的跳动不得大于0.025mm. 磨齿的锥齿轮, 磨齿前要磨轴颈处的支承端面. 研齿齿轮无需磨端面.

表 5.12-6 圆锥齿轮的轮坯公差

偏差名称	精度规范	影响偏差的数值		精度等级				
				6	7	8	9	
				μm				
安装端面到分锥顶点距离的极限偏差		分锥母	≤200	-30	-60	-80	-120	
		线长度	>200~320	-60	-80	-120	-200	
		(mm)	>320~500	-80	-120	-200	-300	
轮冠距	按运	模数	1~2.5	-24	-28	-36	-65	
			>2.5~6	-36	-45	-55	-75	
			(mm)	>6~10	-48	-65	-75	-95
外径齿顶圆偏差	动精	直径	≤60	-25	-40	-60	-100	
			>60~80	-30	-60	-70	-120	
			>80~120	-40	-60	-80	-140	
			(mm)	>120~200	-50	-70	-95	-170
			>200~320	-60	-80	-110	-200	
顶锥的最大跳动		直径	≤100	25	25	60	80	
			>100~200	30	30	60	100	
			(mm)	>200~400	40	40	80	150
			>400~800	50	50	100	190	

注：表中安装端面的跳动公差是按分度圆直径为100mm给出的，其他直径的齿轮应乘以 $d/100$ ， $d$ 以mm计。

表 5.12-7 美国AGMA推荐的外径公差、轮冠距公差、面锥角及背锥角公差

模数 (mm)	公差 (mm)		公差分	
	外径	轮冠距	顶锥角	背锥角
≥10	+0.00 -0.25	+0.00 -0.10	+8 -0	+15 -15
10~1.75	+0.00 -0.13	+0.00 -0.08	+8 -0	+15 -15
1.75~0.5	+0.00 -0.10	+0.00 -0.05	+15 -0	+30 -30
0.5~0.3	+0.00 -0.08	+0.000 -0.025	+30 -0	+60 -60
0.3及更小值	+0.00 -0.05	+0.000 -0.025	+40 -0	+60 -60

注：外径及轮冠距只能在轮坯的轮冠处没有倒圆角的情况下测量。通常在倒圆角之前检查，因为在精加工的齿轮上此基准点已不存在。

#### 2.4.2 环形大轮

环形齿轮分有凸缘型和无凸缘型，图5.12-8为无凸缘型环形齿轮。孔的最大不圆度，热处理前为0.025mm，热处理后为不大于0.075mm，其背端

面的不平度按表5.12-9检验。

环形齿轮在“Y”处比在“X”处通过的厚薄规尺寸要大，而且，在“X”或“Y”通过的厚薄规尺寸变化不得超过0.025mm。对于有凸缘的环形齿轮，其“Y”处可比上表数值大四分之一。

齿轮承载能力和噪声有直接影响, 所以必须考虑。

(1) 内轮副在总成中, 在负载情况下支承部位的变形影响。

(2) 齿轮本身在负载情况下的接触区位置及大小的变化。

(3) 轮坯偏差及支承有关的尺寸偏差的影响。

(4) 齿制不同, 对接触区的要求也有所不同。

齿轮在满载情况下, 接触区占满整个齿面, 见图5.12-4弧齿锥齿轮齿面接触区。载荷不得位于轮齿一端, 以避免载荷集中造成轮齿早期磨损, 甚至于损坏, 接触区在齿高和齿长方向的比例约占50~60%。弧齿锥齿轮受载后面接触区向轮齿大端移

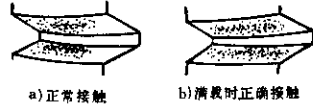


图5.12-4 弧齿锥齿轮齿面接触区



图5.12-5 标准型(N)型摆线齿锥齿轮的接触区(被动大轮齿面)

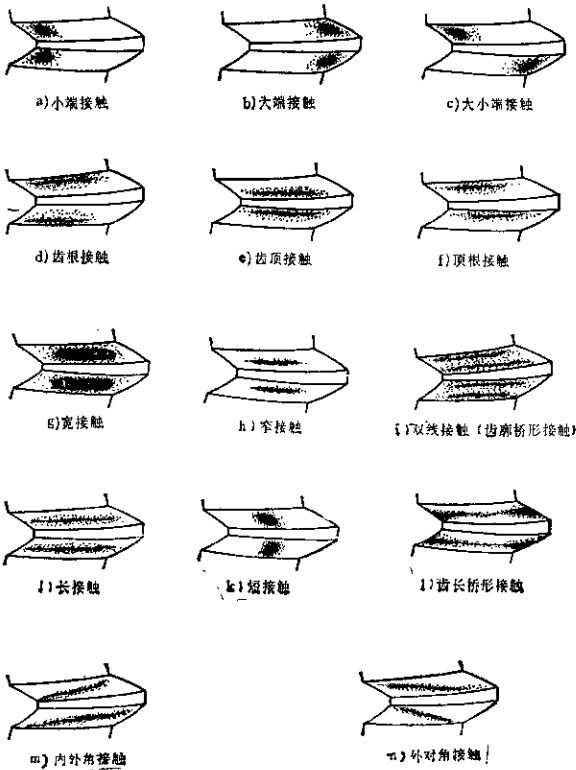


图5.12-6 弧齿锥齿轮的不良接触区

动。故检验时的接触区应略靠轮齿小端。

摆线齿锥齿轮（奥利康 Oerlikon）的齿长曲线为长幅外摆线，其标准型（N型，所用刀盘的切线半径等于参考轴距与其螺旋角正弦的乘积  $r_b = R_p \sin \beta_p$ ）的轮齿接触区受载后向小端移动，图5.12-5表示N型摆线齿锥齿轮的接触区。

为了平稳而无噪声的传动，应当有尽可能大的齿面接触区。这也利于齿面的耐久性。但轮齿接触面积的增加，将影响可调性的下降，所以必须兼顾。图5.12-6为弧齿锥齿轮的不良接触区。这些接触型式对齿轮寿命和噪声都有较大影响。图中为在小轮齿面上的接触区形状。

### 3.2 噪声

噪声是评定齿轮工作平稳性的重要指标，也是关系到影响环境、工作休息和健康的指标。因此，

要根据具体使用情况和国家有关噪声的规定，来确定允许的噪声强度。

精度不好会导致产生噪声，例如齿距误差、齿形误差、齿面粗糙度等都有影响。另外齿面接触区的位置和形状也影响噪声。一般情况下，理想的接触区为在轻载荷下，接触区长度为齿长长度的一半，其接触中心在距轮齿小端为三分之一齿宽处。图5.12-6为导致噪声最常见的接触型式。防止齿面碰撞及去除齿面上毛刺工作不可忽视。

### 3.3 齿侧间隙及其变化量

齿侧间隙要在滚动检验机上检查（详见第十八篇），齿侧间隙变化量综合反映锥齿轮齿圈径向跳动及周节误差等误差。格利森制规定在汽车和机床业用的锥齿轮，其成对齿轮的最大侧隙变动量，一般不得超过0.025mm。

## 第13章 齿轮安装型式、齿轮结构及轴承受力计算

### 1 锥齿轮及准双曲面齿轮的安装型式

#### 1.1 悬臂式安装

悬臂式安装的小轮两个轴承间的距离应大于悬臂距离的两倍（见图5.13-1）。悬臂长度是指前轴承中心到齿宽中点之间的轴向距离 $L$ 。小轮刚性要好，负载变形要小。

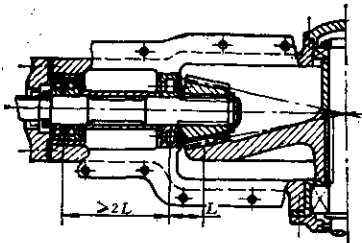


图5.13-1 悬臂式安装

悬臂式安装一般用在转矩较小的场合，如小客车及轻型载重汽车，齿轮刚性好的载重汽车中也有应用。

#### 1.2 双跨支承安装

在小轮前后两侧都有轴颈，见图5.13-2。此种安装可以减小小轮轴的变形，提高齿轮的承载能力。设计时要考虑壳体空间和前轴颈切齿时是否干涉。

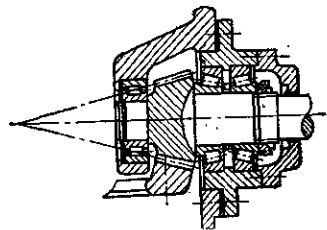


图5.13-2 双跨支承安装

## 2 锥齿轮的结构

### 2.1 直齿锥齿轮的结构

### 2.2 曲线齿锥齿轮结构

结构上主要有整体式和环形式两种。

整体式多用于较小的锥齿轮，其加工与装配都比较简单。当整体式开轴孔后，若轮毂壁厚不够

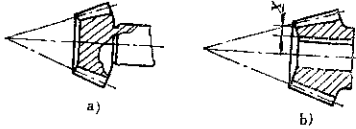
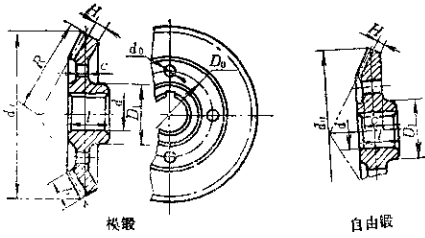
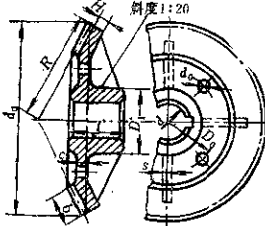
时，可做成轴齿轮。

环形齿轮主要有辐板、无辐板和扩孔式三种。

无辐板式结构（图5.13-3、图5.13-4）热处理变形小，适用于齿圈直径大于180mm的大齿轮。齿轮与轮毂的配合是动配合或过渡配合，并用细牙螺钉（图5.13-3、图5.13-4）、铆钉或螺栓（图5.13-5）固定在一起。

扩孔式环形齿轮见图5.13-6。这种结构常用于

表 5.13-1 直齿锥齿轮的结构<sup>(1)(2)</sup>

结 构 简 图	说 明
<p style="text-align: center;">一、锻造轴齿轮</p>  <p style="text-align: center;">a)                      b)</p>	<p>当齿轮小端齿顶底部离键槽的距离 <math>K' &lt; (1.6 \sim 2)m</math> 时（左图b），齿轮与轴做成整体，<math>m</math> 为大端模数</p>
<p style="text-align: center;">二、<math>d_0 \leq 300\text{mm}</math> 钢质圆锥齿轮</p>  <p style="text-align: center;">模锻                      自由锻</p>	<p><math>D_1 = 1.6d</math>; <math>l = (1 \sim 1.2)d</math>;  <math>H = (3 \sim 4)m</math>, 也不小于 10mm;  <math>c = (0.1 \sim 0.17)R</math>; <math>D_0, d_0</math> 按结构而定</p>
<p style="text-align: center;">三、<math>d_0 &gt; 300\text{mm}</math> 铸钢锥齿轮</p>  <p style="text-align: center;">模锻                      自由锻</p>	<p><math>D_1 = 1.6d</math> 铸钢, <math>D_1 = 1.8d</math> (铸铁); <math>l = (1 \sim 1.2)d</math>; <math>H = (3 \sim 4)m</math> 但不小于 10mm; <math>c = (0.1 \sim 0.17)R</math>, 但不小于 10mm; <math>s = 0.8c</math>, 但不小于 10mm; <math>D_0, d_0</math> 按结构而定</p>

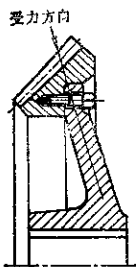


图5.13-3 无辐板型环形齿轮

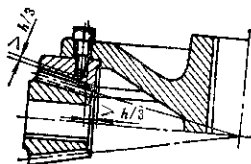


图5.13-4 无辐板型环形齿轮

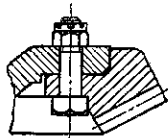


图5.13-5 用铰孔光螺栓及锥形螺母紧固的环形齿轮

分锥角接近 $45^\circ$ 的情况。图5.13-7是有辐板的环形齿轮。

齿轮的结构工作时变形要小，轮辐或辐板的方向应与齿轮受力的方向一致（见图5.13-3），轴向力要作用在轮毂或辐板上（图5.13-7），而不要作用在紧固它的螺钉上。

齿轮应有足够的刚性，以利于提高制造精度和加工效率。尽量不用小安装孔及薄辐板。孔两端环形凸台对增加刚性十分有利。凸台最好制成锥形而不用加强筋。

齿轮的基准端面与孔要垂直，尺寸要尽量大。当分度圆直径为轮毂直径2.5倍以上时，应设辅助支承面（图5.13-8），以增加切齿时刚性。

齿轮齿根下方要有一定的壁厚，一般应大于齿全高 $h$ （图5.13-7），无凸缘环形齿轮，螺孔与齿根

之间的最小距离不应小于齿全高的三分之一（图5.13-4）。辐板的厚度一般可取为 $(0.1 \sim 0.17)R$ 。

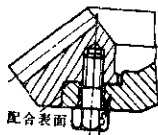


图5.13-6 扩孔式环形齿轮的配合

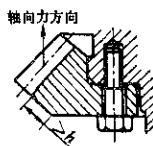


图5.13-7 有辐板的环形齿轮

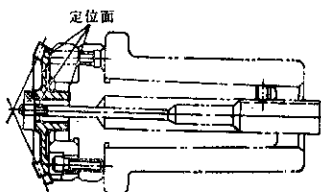


图5.13-8 带有辅助支承面的锥齿轮

图5.13-9及5.13-10为两个具体设计实例。前者为一后桥两级减速的主减速器，小锥齿轮有足够的刚性，用悬臂式支承。后者为一载重汽车的驱动桥，小轮用双跨支及安装。

### 3 轴承受力分析

#### 3.1 悬臂式安装的轴承受力分析

作用在轴承A的合成径向力

$$P_{r1} = P_r \frac{L+M}{M} \quad (5.13-1)$$

$$P_{r2} = P_r \frac{L+M}{M} \quad (5.13-2)$$

$$P_{r3} = P_r \frac{d_{m3}}{2M} \quad (5.13-3)$$

式中  $P_r$ ——齿轮的径向力，  
 $P_t$ ——齿轮的圆周力，

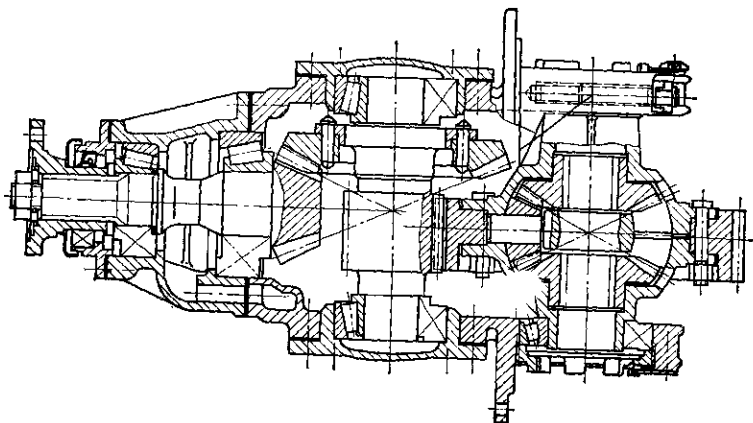


图5.13-9 悬臂式安装实例

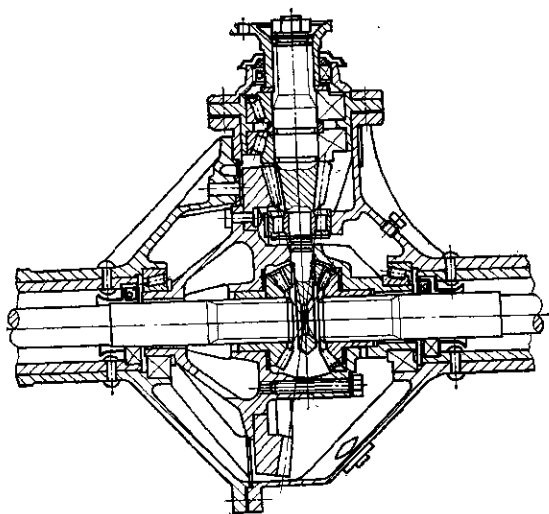


图5.13-10 双跨支承安装实例

$P_a$ ——齿轮的轴向力，  
 $L$ ——由齿宽中点到轴承A中间的距离，  
 $M$ ——前后轴承中心间的距离，  
 $d_{m1}$ ——小轮平均直径。

$$d_{m1} = d - b \sin \delta_1$$

作用在轴承A上的总径向载荷：

$$P_{rA} = \sqrt{P_{r2}^2 + (P_{r1} - P_{r3})^2} \quad (5.13-4)$$



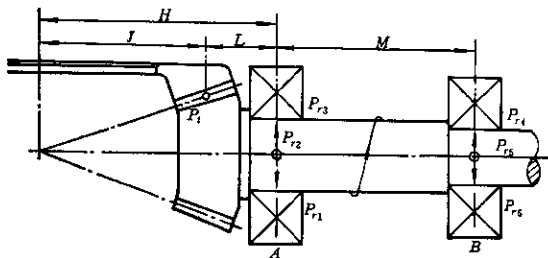


图5.13-11 悬臂式安装轴承A、B的作用力

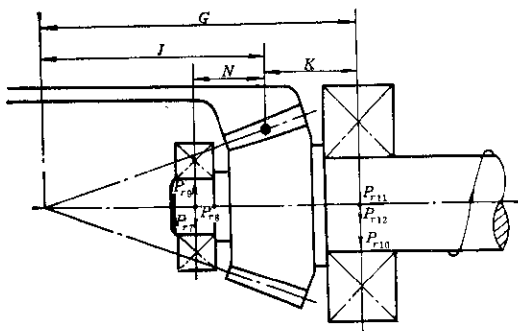


图5.13-12 双跨支承安装轴承C、D的作用力

同法，轴承B上的总径向载荷

$$P_{r4} = P_t \frac{L}{M} \quad (5.13-5)$$

$$P_{r5} = P_t \frac{L}{M} \quad (5.13-6)$$

$$P_{r6} = P_t \frac{d_{m1}}{2M} \quad (5.13-7)$$

$$P_{r8} = \sqrt{P_{r3}^2 + (P_{r4} - P_{r6})^2} \quad (5.13-8)$$

### 3.2 双跨支承安装的轴承受力分析

轴承C上的作用力

$$P_{r9} = P_t \frac{K}{N+K} \quad (5.13-9)$$

$$P_{r10} = P_t \frac{K}{N+K} \quad (5.13-10)$$

$$P_{r11} = P_t \frac{d_{m1}}{2(N+K)} \quad (5.13-11)$$

式中  $N$ ——由齿宽中点到轴承C中心的轴向距离；

$K$ ——由齿宽中点到轴承D中心的轴向距离。

对于准双曲面齿轮大轮及小轮齿宽中点分度圆直径分别为：

$$d_{m2} = d_2 - b \sin \delta_{f2} \quad (5.13-12)$$

$$d_{m1} = d_{m2} \cdot \frac{Z_1 \cdot \cos \beta_{m2}}{Z_2 \cdot \cos \beta_{m1}} \quad (5.13-13)$$

式中  $d_2$ ——大轮分度圆直径；

$b$ ——齿宽；

$\delta_{f2}$ ——大轮根锥角；

$\beta_{m2}$ ——大轮中点螺旋角；

$\beta_{m1}$ ——小轮中点螺旋角。

$$K = G - J \quad (5.13-14)$$

$$L = H - J \quad (5.13-15)$$

式中  $G$ ——相配齿轮中心线到轴承D中心的距

5-121

离；

$H$ ——啮配齿轮中心线到轴承  $C$  中心的距离。

$$J_1 = \frac{d_{m1}^2}{2} \cos \varepsilon \quad \text{对于小轮} \quad (5.13-16)$$

$$J_2 = \frac{d_{m2}^2}{2} \quad \text{对于大轮} \quad (5.13-17)$$

式中:  $\varepsilon = \arcsin \tan[\tan(\beta_{m1} - \beta_{m2}) \cdot \sin \delta_{12}]$  (5.13-18)

作用在轴承  $C$  上的总径向负荷  $P_{rc}$ 。

$$P_{rc} = \sqrt{P_{r1c}^2 + (P_{r1t} - P_{r2t})^2} \quad (5.13-19)$$

同法求轴承  $D$  的总径向力；

$$P_{r10} = P_{rc} \frac{N}{N+K} \quad (5.13-20)$$

$$P_{r11} = P_{r1} \frac{N}{N+K} \quad (5.13-21)$$

$$P_{r12} = P_{r2} \frac{d_{m1}}{2(N+K)} \quad (5.13-22)$$

作用在轴承  $D$  上的总作用力

$$P_{rD} = \sqrt{P_{r11}^2 + (P_{r10} + P_{r12})^2} \quad (5.13-23)$$

根据轴承的总径向载荷及轴向载荷的大小，选择轴承尺寸规格。

## 第14章 锥齿轮工作图

### 1 锥齿轮工作图内容

- (1) 选择齿轮材料牌号及热处理技术要求；
- (2) 选择合理的齿轮结构并注明有关几何尺寸、以及公差，形状、位置公差，表面粗糙度要求；
- (3) 注明轮齿基本参数、数据；
- (4) 选择适当的轮齿精度及轮坯公差；
- (5) 绘制可供制造用、安装用的完整的齿轮图。

### 2 锥齿轮工作图示例

例1 弧齿锥齿轮，见图5.14-2，5.14-3。

例2 准双曲面齿轮，见图5.14-4，5.14-5。

### 3 几点说明

(1) 齿轮数据表 齿轮数据表虽没有严格的统一格式，但应说明齿轮基本参数如齿数、模数、压力角、螺旋角/螺旋方向、大端分度圆直径、齿顶高、齿全高、分度圆法向弧齿厚等基本参数；同时应说明刀具基本数据如刀盘半径、型号以及精度等级和检验项目和数值。对于弧齿锥齿轮其压力角和螺旋角是中点锥距处法向的，而外摆线齿应标注参考点处的法向模数、螺旋角、弧齿厚等，大端端面模数仅供参考。

(2) 热处理要求 当内轮选用低合金钢材料进行渗碳淬硬（或碳氮共渗）热处理时，渗碳有

效硬化层深度应根据齿轮的模数或者齿厚大小、齿轮载荷的大小选择，一般推荐为分度圆齿厚的  $\frac{1}{5} \sim \frac{1}{8}$ ，格利森公司推荐按齿轮端面模数选取，见图5.14-1。渗碳层的含碳量一般应为0.8~1.2%，表面硬度应为HRC58~64，心部硬度也应考虑齿轮模数，一般为HRC33~48。

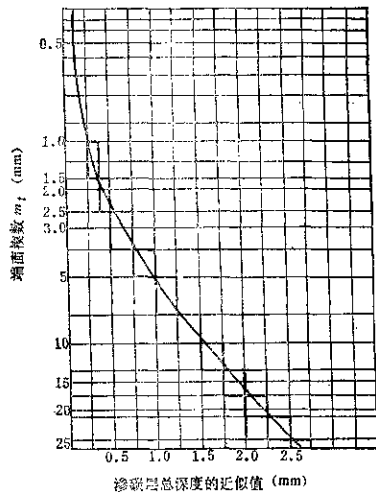


图5.14-1 渗碳有效硬化层深度与齿轮端面模数间关系

其余  $\nabla$

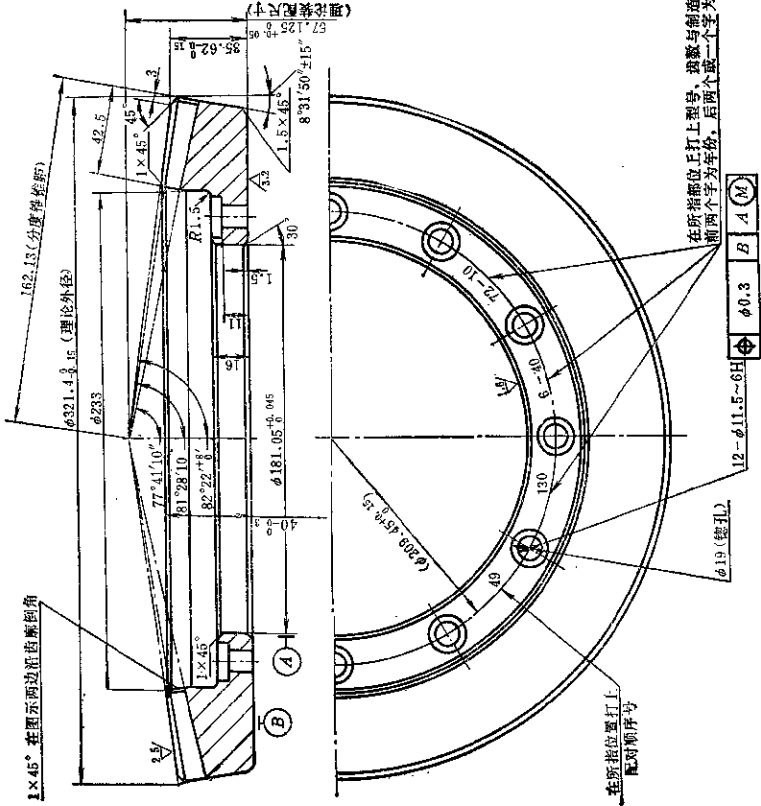


图 5.14-2 从动弧齿锥齿轮



技术要求

1. 零件硬度(165~207)HB; 材料 20CrMnTi
2. 热处理: 渗碳淬硬、回火、有效硬化层深1.0~1.4mm, 表面硬度 HRC58~64, 心部硬度HRC38~48;
3. 了平面应平整, 热处理前精磨, 热处理后不平度外端不大于0.10mm, 内端不大于0.20mm。(用厚薄规检查);
4. 去尖角毛刺;
5. 成品须经磷化处理, 层厚0.005~0.01mm。

齿 轮 基 本 参 数

1	齿 数	70	
2	大端端面模数	8.0169	
3	压 力 角	20°	
4	大端分度圆直径	320.675	
5	中点螺旋角	33°37'	
6	螺旋方向	右	
7	齿 顶 高	2.54	
8	齿 全 高	13.183	
9	分度圆齿大端上	法向齿厚	5.844
		弦 齿 高	2.515
10	配对机上检验时	齿法向侧隙极限偏差	0.15~0.35
		齿侧隙变动量	0.15
		噪声声强级	按标准
		接触斑点	按标准
11	刀盘直径	304.8	
12	齿表面粗糙度	Ra3.2um	
13	相啮合齿轮零件号及齿数	~76	

图5.14-1 从动弧齿锥齿轮

技术要求

1. 零件硬度(165~207)HB; 材料 20CrMnTi
2. 热处理: 渗碳淬硬、回火、有效硬化层深1.0~1.4mm, 表面硬度 HRC69~74, 心部硬度HRC58~68;
3. 齿形经配对, 注明配对顺序号;
4. 去尖角毛刺;
5. 成品须经磷化处理, 层厚0.005~0.01mm。

齿 轮 基 本 参 数

1	齿 数	6	
2	大端端面模数	8.0169	
3	压 力 角	20°	
4	大端分度圆直径	48.101	
5	中点螺旋角	33°37'	
6	螺旋方向	左	
7	齿 顶 高	9.5	
8	齿 全 高	13.284	
9	分度圆齿大端上法向齿厚	弦齿高	13.462
		弦齿高	9.856
10	配对机上检验时	齿法向侧隙极限偏差	0.15~0.35
		齿侧隙变动量	0.15
		噪声声强级	按标准
		接触斑点	按标准
11	刀盘直径	304.8	
12	齿表面粗糙度	Ra3.2um	
13	相啮合齿轮零件号及齿数	—/40	

图5.14-3 主动弧齿锥齿轮

其余 1:10

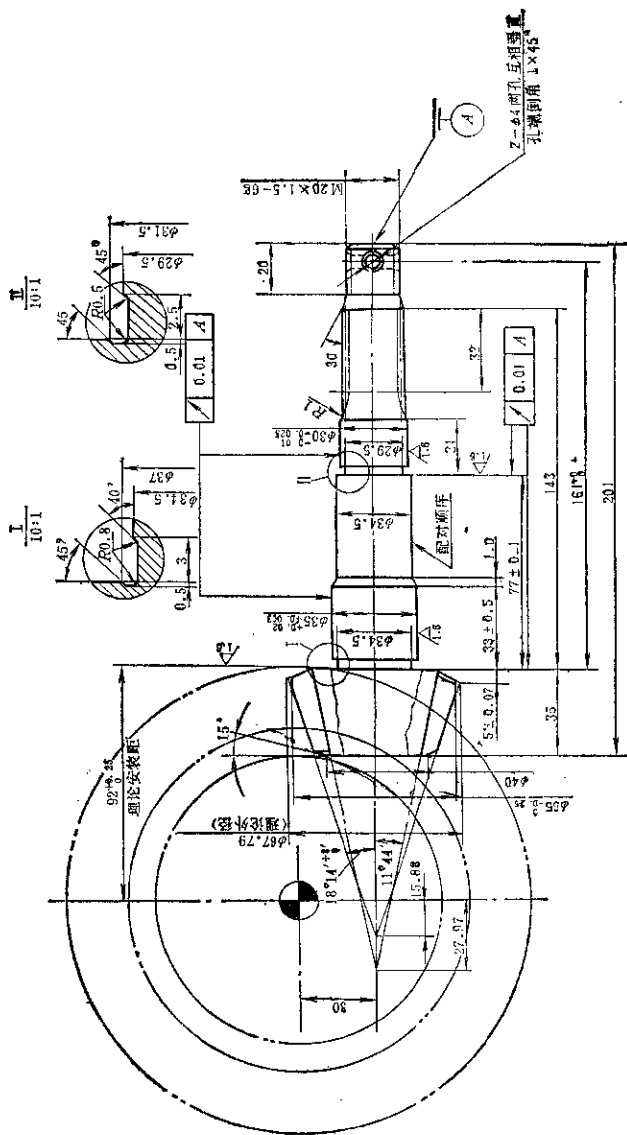


图5.14-4 准双曲面齿轮主动轮

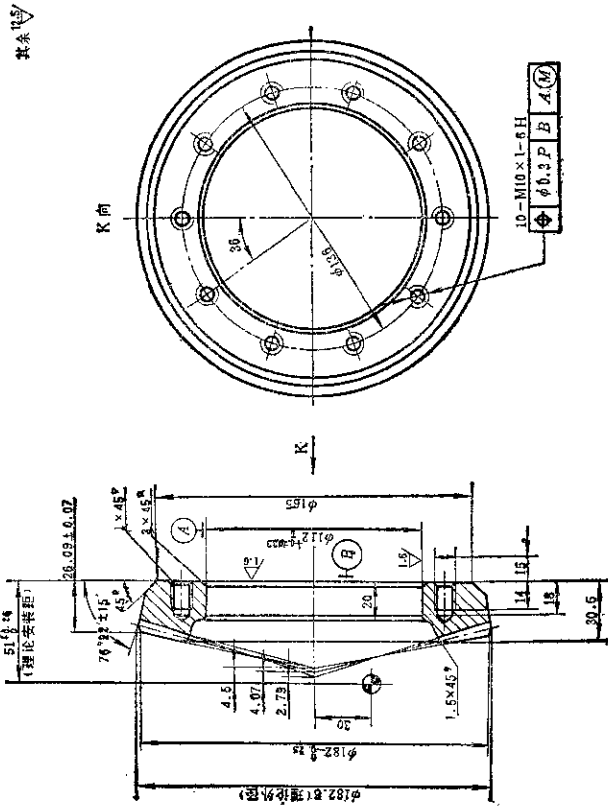


图5.14-5 准双曲面齿轮从动轮

## 技术要求

1. 零件硬度(156~207)HB; 材料20CrMnTi;
2. 热处理: 渗碳淬硬, 回火, 有效硬化层深 $1.0\sim 1.4$ mm, 表面硬度HRC58~64, 心部及花键硬度HRC33~48, 螺纹部分不大于HRC38;
3. 法向齿根之四角半径最小 $R1.5$ mm;
4. 去尖角毛刺;
5. 成品经磷化处理, 层厚 $0.005\sim 0.01$ mm。

## 齿轮基本参数

1	齿数	8
2	大端端面模数	—
3	压力角	19°
4	大端分度圆直径	$50^{+0.24}$
5	中点螺旋角	左
6	螺旋方向	—
7	齿顶高	—
8	齿全高	—
9	分度圆锥大端上法向弦齿厚	—
	弦齿高	—
10	配对机上检验时	0.15~0.25
	齿法向圆弧齿隙偏差	0.08
	齿面圆跳动量	按标准
	噪音及接触斑点	—
11	刀盘直径	180.5
12	齿表面粗糙度	$Ra1.6\mu m$
13	相啮合齿轮零件号及齿数	—37

图 5.14-4 准双曲面齿轮主动轮

## 技术要求

1. 零件硬度(156~207)HB;
2. 热处理: 渗碳淬硬, 回火, 有效硬化层深 $1.0\sim 1.4$ mm, 表面硬度HRC58~64, 心部硬度HRC33~48;
3. 了端面处理前磨, 对孔 $\phi 112^{+0.05}$ 轴线端跳不大于 $0.03$ mm, 热处理后平面度不大于 $0.08$ mm (跨薄处检查);
4. 磨孔时, 以节锥定位调整端面了, 端跳不大于 $0.05$ mm;
5. 法向齿根圆角半径最小 $R1.5$ mm;
6. 去尖角毛刺。
7. 成品经磷化处理, 层厚 $0.005\sim 0.01$ mm。

## 齿轮基本参数

1	齿数	37
2	大端端面模数	4.910
3	压力角	19°
4	大端分度圆直径	182
5	中点螺旋角	28°41'
6	螺旋方向	右
7	齿顶高	1.27
8	齿全高	9.57
9	分度圆锥大端上法向弦齿厚	—
	弦齿高	—
10	配对机上检验时	0.15~0.25
	齿法向圆弧齿隙偏差	0.08
	齿面圆跳动量	按标准
	噪音及接触斑点	—
11	刀盘直径	180.6
12	齿表面粗糙度	$Ra1.6\mu m$
13	相啮合齿轮零件号及齿数	—/8

图 5.14-6 准双曲面齿轮从动轮



## 参 考 文 献

- [1] 《机械工程手册》第32卷, 齿轮传动, 机械工业出版社, 1980
- [2] 北京齿轮厂编: 螺旋锥齿轮, 科学出版社, 1974年。
- [3] 东北工学院编: 机械零件设计手册, 冶金工业出版社, 1974
- [4] 格利森公司编, 北京齿轮厂编译: 格利森锥齿轮技术资料译文集第二分册——格利森锥齿轮设计及计算, 机械工业出版社, 1983. 7
- [5] 格利森公司编, 北京齿轮厂编译, 格利森锥齿轮技术资料译文集第三分册——格利森锥齿轮强度分析及计算, 机械工业出版社, 1984. 3
- [6] 石风山、刘恩惠编者: 齿轮几何, 科学出版社, 1973
- [7] 长春汽车研究所·驱动桥的设计, 《汽车技术》1974年4期
- [8] Darle W. Dudley: HAND BOOK OF PRACTICAL GEAR DESIGN, Copyright 1984
- [9] Gleason Works, Straight Bevel Gear Design, Gleason Works, 1972
- [10] Gleason Works, ZEROL Bevel Gear System, Gleason Works, 1965
- [11] Gleason Works, Method For Designing Hypoid Gear Blanks, Gleason Works, 1971
- [12] Gleason Works, REVACYCLER STANDARD SERIES DESIGN DATA for DIFFERENTIAL GEARS
- [13] Gleason Works, BENDING STRESSES IN BEVEL GEAR TEETH, Gleason Works, 1965
- [14] Gleason Works, SURFACE DURABILITY PITTING FORMULAS FOR BEVEL GEAR TEETH, Gleason Works, 1969
- [15] Gleason Works, BENDING AND CONTACT STRESSES IN HYPOID GEAR TEETH, 1971
- [16] WELLS COLLEMAN, Design of Bevel Gears, Mc Graw-Hill Publishing Co., Inc., 1963
- [17] Gleason Works, BEVEL AND HYPOID GEAR CLASSIFICATION AND TOLERANCES, Gleason Works, Revised 1971
- [18] WELLS COLLEMAN, Guide to Bevel Gears, Mc Graw-Hill Publishing Co., Inc., 1963
- [19] Rolf Werner, Calculation of the Load Capacity of Spiral Bevel and Hypoid Gears, Oerlikon Co., July 1980
- [20] ISO/TC80/WG6N 284/1E, 284/2E, 284/3 E, 284/4E April 1984, Calculation of Load Capacity of Bevel Gears without Pinion Offset, (草案)1984
- [21] G. Niemann, H. Winter: Maschinen-elemente, Springer-Verlag, 1933
- [22] В. И. Вейн, А. М. Волженская, Н. И. Молчан: геометрия зацепления зубчатых передач, Ленинград "Машиностроение" 1978
- [23] Darle W. Dudley, Gear Handbook, Mc Graw-Hill Book Company, 1962
- [24] Design Manual for Bevel Gears, AGMA 230.01, Aug. 1965
- [25] 上野 拓编著, 齒車工学, 共立出版株式会社, 1977
- [26] 仙波正莊著: 齒車, 日刊工業新聞社, 1975, 1969, 1968, 1967
- [27] 豊田俊夫、上野 拓、和泉 明等编著: 齒車便覧, 日刊工業新聞社, 1962

# 第六篇 蜗杆传动

主编 孟惠荣 (中国矿业大学北京研究生部)

章 次	编写人	审稿人
第 1 章	孟惠荣	
第 2 章	孟惠荣	
第 3 章	王树人(天津大学) 沈玉瑛(西安重型机械研究所)	谢佩娟(太原工业大学) 邢永进(太原工业大学)
第 4 章	胡松春(郑州机械研究所) 黎上威(郑州机械研究所)	孟惠荣
第 5 章	齐麟、张亚雄(天津市机械研究所) 吴晓铃(郑州机械研究所) 张希康(南通机械研究所)	蔡书阡(冶金部北京冶金设备研究所) 张光辉(重庆大学) 沈蕴方(北京科技大学) 张希康 孟惠荣
第 6 章	董学朱(北京农业工程大学)	鲍显威(北京工程机械研究所)

# 第1章 概 论

## 1 蜗杆传动的特点及分类

蜗杆传动用以传递空间交错的两轴之间的运动和转矩。运动可以是减速或增速，最常用的是轴交角 $\Sigma=90^\circ$ 的减速传动。螺旋线方向可任选右旋或左旋，但蜗杆和蜗轮的螺旋线方向必须保持相同（图6.1-1）。传统上取右旋的较多。

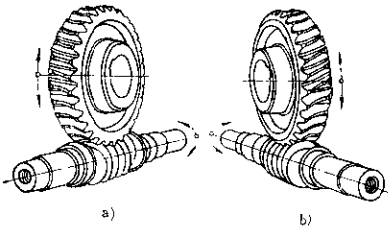


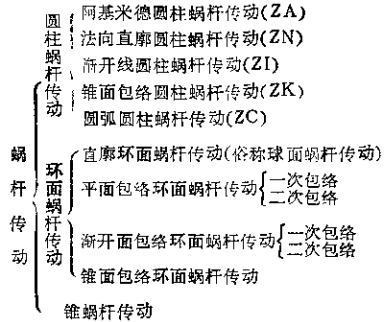
图6.1-1 蜗杆传动

- a) 蜗杆蜗轮螺旋线均为右旋  
b) 蜗杆蜗轮螺旋线均为左旋

蜗杆传动主要的特点是：1) 传动平稳，振动、冲击和噪声均很小。2) 能以单级传动获得较大的传动比，结构紧凑。减速传动时齿数比 $u$ 的范围为 $5 \leq u \leq 70$ ，最常用为 $15 \leq u \leq 50$ 。增速时， $5 \leq u \leq 15$ 。目前用于传递动力时，蜗轮转矩可达 $2 \text{ MN} \cdot \text{m}$ ，圆周力达 $800,000 \text{ N}$ ，直径可达 $2 \text{ m}$ 以上。3) 蜗杆螺牙与蜗轮齿面间啮合摩擦损耗较大，因之传动效率要比齿轮传动为低，且容易招致发热和出现温升过

高现象。蜗轮也较易磨损。

根据蜗杆分度曲面的形状，蜗杆传动可以分为三大类：圆柱蜗杆传动，环面蜗杆传动和锥蜗杆传动（图6.1-2）。如再按其内廓形状及其形成原理，尚可进一步细分如下：



各型蜗杆传动的具体内容，将在以后各章中分述。

## 2 蜗杆传动的效率

蜗杆传动的功率损失包括三部分：螺旋啮合摩擦损失、轴承摩擦损失，以及蜗杆或蜗轮的搅油损失。蜗杆传动效率比齿轮传动低的主要原因则是由于螺旋啮合摩擦损失较大引起的。

蜗杆传动的总效率为

$$\eta = \eta_1 \eta_2 \eta_3 \quad (6.1-1)$$

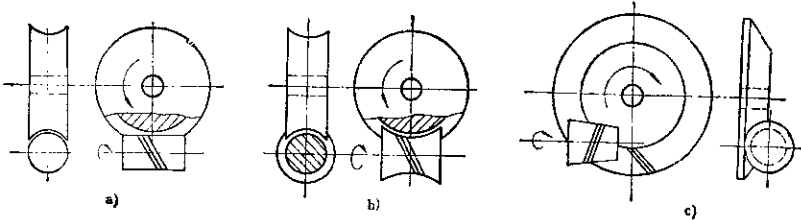


图6.1-2 蜗杆传动的类型  
a) 圆柱蜗杆传动 b) 环面蜗杆传动 c) 锥蜗杆传动

式中  $\eta_3$ ——轴承效率 $\odot$ ，对每对滚动轴承可取 $\eta_3 \approx 0.99 \sim 0.995$ ，(圆锥滚子轴承 $\eta_3$ 有时可低至 $0.98 \sim 0.985$ )，滑动轴承 $\eta_3 \approx 0.97 \sim 0.98$ ，

$\eta_3$ ——搅油及溅油效率；它与装油盘，回件转速和浸油深度，蜗杆上置或下置以及粘度等有关，近似可取 $\eta_3 \approx 0.96 \sim 0.99$ 。

$\eta_1$ ——螺旋副啮合效率，理论上：

蜗杆主动时

$$\eta_1 = \frac{\tan \gamma}{\tan(\gamma + \rho)} \quad (6.1-2)$$

蜗轮主动时

$$\eta_1 = \frac{\tan(\gamma - \rho)}{\tan \gamma} \quad (6.1-3)$$

式中  $\gamma$ ——分度圆圆柱导程角，

$\rho$ ——啮合摩擦角，按啮合摩擦系数 $\mu$ 确定，即 $\rho = \arctan \mu$ 。实际上啮合摩擦系数 $\mu$ 的确定较为复杂，一般要根据蜗杆传动的类型、接触线与滑动速度的夹角即所谓润滑角的大小、材料组合和齿面加工、热处理状况、以及润滑油性质、滑动速度的大小等等而定。各型蜗杆传动在效率上的差异，当导程角相同时，具体就体现在这个啮合摩擦系数的大小上。正确的值也只能通过实际的试验才能获得。对于圆柱蜗杆传动，在初步设计时， $\rho$ 可按滑动速度 $v_s$ 近似由表 6.1-1 查得[另亦可参考式(6.1-6)及图 6.1-6 计算摩擦系数 $\mu$ 值]。

分度圆(中圆)滑动速度

$$v_s = \frac{v_1}{\cos \gamma} = \frac{\pi d_1 n_1}{6 \times 10^4 \cos \gamma} \quad \text{m/s} \quad (6.1-4)$$

节圆滑动速度

$$v_s' = \frac{v_1'}{\cos \gamma'} = \frac{\pi d_1' n_1}{6 \times 10^4 \cos \gamma'} \quad \text{m/s} \quad (6.1-4a)$$

式中  $d_1 d_1'$ ——蜗杆分度圆和节圆直径 mm，见表 6.2-4，

$\gamma, \gamma'$ ——蜗杆分度圆和节圆导程角，见表 6.2-4，

$n_1$ ——蜗杆转速 r/min。

螺旋面间啮合效率 $\eta_1$ 的大小，除与啮合摩擦系数 $\mu$ 有关外，起决定性影响的还是导程角 $\gamma$ 的大小。导程角 $\gamma$ 大，则效率高。对式(6.1-2)微分求极值，得 $\gamma = 45^\circ - \frac{\rho}{2}$ ，即 $\gamma$ 在 $40^\circ$ 左右时 $\eta_1$ 为最高。事实上 $\gamma > 30^\circ$ 后， $\eta_1$ 的增长就不显著，故要求效率高时一般常取 $\gamma = 15^\circ \sim 30^\circ$ 。 $\gamma$ 的选取要视蜗杆头数 $z_1$ 的大小及加工可能性而定，多头蜗杆的 $\gamma$ 大，故效率高，但 $\gamma$ 超过 $15^\circ$ 时则要用法向进刀才能顺利加工。在实际应用中多头蜗杆 $\gamma$ 达 $50^\circ$ 的亦不鲜见。当 $\gamma < \rho$ 时机构产生自锁。要求自锁的机构，通常取 $\gamma \leq 3.5^\circ$ ，自锁传动的效率极低应尽量少用( $\eta_1 < 0.5$ )。此外，在生产实践中应严格注意不宜单靠蜗杆传动的摩擦自锁作用作为制动装置，因为在动态下冲击和振动仍可能使蜗轮产生滑动，故必须另加抱闸制动为妥。上述有关啮合摩擦系数 $\mu$ 和导程角 $\gamma$ 对啮合效率的影响等是选择蜗杆传动参数和型式时的一个重要工程基本概念。

在传动尺寸未定出之前，总效率 $\eta$ 亦可近似估

表 6.1-1 钢制圆柱蜗杆和锡青铜蜗轮的啮合摩擦角 $\rho$

$v_s$ (m/s)	0.01	0.1	0.25	0.5	1.0	1.5	2.0
$\rho$	$5^\circ 40' \sim 6^\circ 50'$	$4^\circ 30' \sim 5^\circ 10'$	$3^\circ 40' \sim 4^\circ 20'$	$3^\circ 10' \sim 3^\circ 40'$	$2^\circ 30' \sim 3^\circ 10'$	$2^\circ 20' \sim 2^\circ 50'$	$2^\circ 00' \sim 2^\circ 30'$
$v_s$ (m/s)	2.5	3	4	7	10	15	
$\rho$	$1^\circ 40' \sim 2^\circ 20'$	$1^\circ 30' \sim 2^\circ 00'$	$1^\circ 20' \sim 1^\circ 40'$	$1^\circ 00' \sim 1^\circ 30'$	$0^\circ 55' \sim 1^\circ 20'$	$0^\circ 50' \sim 1^\circ 10'$	

- 注：1. 蜗杆经渗碳淬硬，磨削并抛光，在润滑良好时，取表中小值。  
2. 钢蜗杆与铸铁蜗轮，可取 $\rho = 3^\circ 30' \sim 3^\circ 50'$ ，当 $v_s > 1 \sim 2$  m/s，可取其中较小值。  
3. 本表数据引自 ЧЕРНАВСКИЙ, ПРОЕКТИРОВАНИЕ МЕХАНИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ 第 4 版 1984 及 КСУДРЯВЦЕВ, ДЕТАЛИ МАШИН, 1980。

计：

蜗杆头数 $z_1$  1 2 3 4  
总效率 $\eta$  0.7 0.8 0.85 0.9

国外文献中亦有近似按下式作粗略估计：

$$\eta = \left( 1.0 - \frac{i}{2} \right) \% \quad (6.1-5)$$

式中  $i$  为传动比， $i \geq 6$ 。

应该指出，蜗杆传动效率的实际值，只有通过具体装置进行台架试验才能准确获得。

$\odot$  表中 6.1-1 的 $\rho$ 值，试验过程中已包括试验装置的轴承和搅油损失在内；但实际设计中还以分别考虑 $\eta_1, \eta_2, \eta_3$ 为宜。

通常的规律是：蜗杆传动的效率随着滑动速度（蜗杆转速）的增加，导程角的增加（或传动比的减小），以及传动尺寸的增大而有所提高（当然和齿面粗糙度、齿廓形状、材料组配以及润滑和润滑油品质等也有关）。 $\gamma < 8^\circ$ 的蜗杆，效率就较差，尽可能少用。要求效率高时最好使 $i \leq 25(30)$ ， $z_2 \geq 2$ 。此外还应注意，由静止起动时，其效率要比正常运转时的效率为低。

### 3 蜗杆传动的失效形式和材料选择

#### 3.1 失效形式

蜗杆传动的失效形式和齿轮传动类似，亦有齿面点蚀、磨损、胶合，以及轮齿的弯曲折断。其中尤以点蚀和磨损最易发生，胶合现象也常出现。这是由于蜗杆传动啮合效率较低（类似螺旋传动），滑动速度较大，而当润滑不良时容易发热等原因引起。蜗轮轮齿的弯曲折断亦偶有所见，往往是齿面磨损过大齿厚减薄过多或是安装不良造成严重偏载所产生。

蜗轮轮齿一般用铜合金或铸铁制成，其强度远不如钢制蜗杆，且蜗杆螺杆成螺旋状强度较大，因此蜗轮轮齿是两者中的薄弱环节。

如果在设计中能合理地选择齿形和传动参数，采用良好的润滑方式和散热措施，选用抗磨和抗胶合的润滑油，选配适当的材料组合以及提高加工和安装精度，则上述失效情况可以得到改善或避免。

#### 3.2 材料选择

由于蜗杆传动啮合摩擦较大；且由于蜗轮滚刀的形状尺寸不可能做得和蜗杆绝对相同，被加工出的蜗轮齿形难以和蜗杆齿精确共轭，必须依靠运转跑合才渐趋理想；因此材料副的组合必须具有良好的减摩和跑合性能以及抗胶合性能。所以蜗杆通常采用青铜或铸铁做齿圈，并尽可能与淬硬并经磨削的钢制蜗杆相匹配。常用材料如下：

##### 3.2.1 蜗杆材料

一般用合金钢或碳钢制成。大部分蜗杆齿面经渗碳淬火等热处理而获得较高的硬度，并经磨削及珩磨抛光。按热处理性质分：

a. 渗碳钢 表面淬硬至HRC56~62(硬度再高后易出现磨削裂纹)，牌号为16CrMn, 18MnCr5

(联邦德国), 20Cr, 20CrV, 18CrMnTi, 30CrMnTi, 12CrNi3A等(含镍渗碳钢还具有高的低温韧性，能适合寒带地区使用)。

b. 表面或整体淬硬火钢 HRC45~50, 如45, 40Cr, 40CrNi, 35CrMo, 34CrMo4, 及42CrMo4(联邦德国)。

c. 调质钢 表面硬度HRC30~35, 如40Cr, 40CrNi, 42CrMo, 42CrMo4(联邦德国), 35CrMo, 40CrMnMo等。对于一般传动, 也可用45号钢调质, 255~270HB(渗碳钢表面受短时冲击过载时易出现裂纹, 韧性稍差, 此时常改用调质钢调质处理)。

d. 氮化钢 表面硬度HV>850, 如38CrMoAl。

##### 3.2.2 蜗轮材料

a. 铸锡青铜 分金属模铸、离心铸及砂模铸, 有好的减摩和抗胶合性能。滑动速度 $v_s \leq 25\text{m/s}$ 。牌号如ZQSn10-1(铸锡青铜), ZQSn10-2-1, 5, ZQSn6-6-3, G-CuSn12(铸锡青铜, 联邦德国), GZ-CuSn12(同上, 离心铸), 以及G-CuSn12Ni(铸锡镍青铜, 联邦德国), GZ-CuSn12Ni(同上, 离心铸, 此材料作蜗轮齿圈效果最理想)。

b. 铸铝铁青铜 这类材料有足够强度, 价廉, 但抗胶合性能差, 表面硬度较高, 跑合困难, 影响效率的提高, 因此仅适用于 $v_s \leq 4\text{m/s}$ 场合, 如ZQA19-4, ZQA110-3-1, 5, GZ-CuAl10Fe(联邦德国)等。

c. 灰铸铁及球铁 用于不重要传动,  $v_s \leq 2\text{m/s}$ 。如HT200, HT250, HT300, GG-25(联邦德国), QT70-2, GGG-70(联邦德国)。蜗轮材料性能另见表6.2-5。

### 4 蜗杆传动的润滑

蜗杆传动是螺旋副啮合, 齿面间的滑动起主导作用, 其摩擦、磨损和发热问题远较兼有滚动和滑动的其它齿轮传动为严重, 因此润滑方式和润滑油的合理选择对维护传动的正常运行显得更为重要, 千万不能掉以轻心。

#### 4.1 润滑方式的选择

蜗杆传动的润滑方式可分为油浴润滑和压力喷油润滑; 其区分主要根据齿面间滑动速度 $v_s$ 或蜗杆

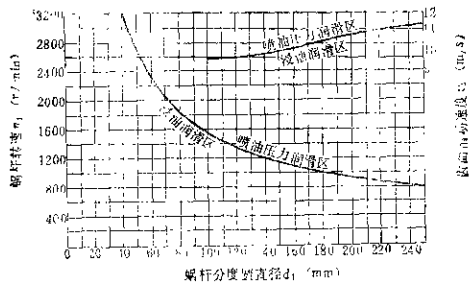
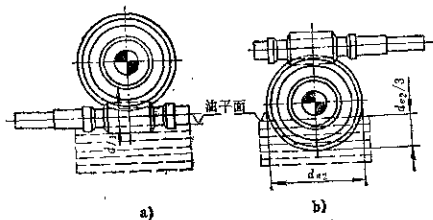
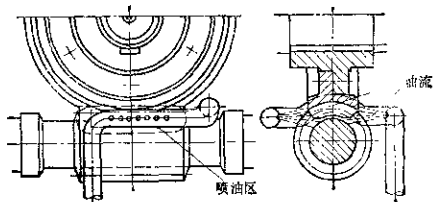
图6.1-3 蜗杆传动润滑方式选择曲线<sup>[3]</sup>图6.1-4 蜗杆和蜗轮浸油最低深度  
a) 蜗杆浸油深度 b) 蜗轮浸油深度

图6.1-5 喷油压力润滑

转速 $n_1$ 的大小,速度过高时,油滴将由于离心力作用甩走,难以带入啮合区,因此必须采用压力喷油强迫润滑。一般当 $v_a \geq 10\text{m/s}$ 时,就采用喷油润滑,这是一个笼统的经验。具体也可参照图6.1-3选择。图中以 $n_1$ 和 $d_1$ 为坐标,因转速 $n_1$ 和蜗杆直径 $d_1$ 大时,滑动速度 $v$ 随之增大,见式(6.1-4)。蜗杆头数 $z_1 \geq 4$ 时,导程角 $\gamma$ 显著增大,由式(6.1-4)可知 $v$ 也相应增大,因此选择润滑方式时,尚须同时校核图左上角的曲线范围。它是以 $d_1 > 100\text{mm}$ 和 $z_1 \geq 4$ 为界限的。环面蜗杆传动也可参考图6.1-3选择润滑方式,但要考虑到蜗杆直径在螺旋端部处较喉径处为大,相应增大了线速的影响,应适当酌处。

一般中、低速蜗杆传动大多采用油浴润滑。合理的浸油深度参见图6.1-4。蜗杆在下时,浸油高度应到蜗杆齿根圆 $d_{f1}$ 处;蜗轮下置时,浸油高度应到蜗轮顶圆(外圆)直径 $d_{e2}$ 的 $1/3$ 处。浸油高度宁高勿低(但过高后将增加搅油损耗功率),啮合摩擦产生的热量主要还依靠润滑油带走,传至箱壁散发出去。

喷油润滑时应沿蜗杆轴向两侧平行放置喷油管(图6.1-5),管壁径向开一排小孔或拧入喷嘴,将油从两侧喷入啮合区。如能在油管横过蜗杆轴端面处沿蜗轮切线方向喷入口另开几个喷孔则效果更好。循环供油系统应安置冷却器。

采用喷油润滑时,箱体内仍应储有适当的油量,使蜗杆或蜗轮齿能够少许浸着,以便压力喷油系统一旦出现故障时仍能安全运转。

## 4.2 润滑油的选择

### 4.2.1 对蜗杆传动润滑油的要求

蜗杆传动由于齿面间的滑动较大且齿的接触时间比齿轮传动相对较长,摩擦磨损情况突出,因此不宜采用一般齿轮油来润滑。一般要求油的粘度较大,并有较高的粘度指数(VI可高达140以上,至少 $\geq 95 \sim 110$ );油性要好;且含有某些特殊添加剂。总的要求有以下几点:

- (1) 油要有良好的减摩特性,摩擦系数要小。

(2) 在较高温度时要有好的抗氧化、老化性能, 油的安定性要好。

(3) 添加剂的性质要适合钢-铜摩擦副的特殊要求, 亦即既要有很好的抗极压性能和减摩、抗磨性能, 还要对铜不起腐蚀作用。适用于钢对铜齿副的极压油对铜制齿面的点蚀和瞬时高温胶合有抑制作用, 但对蜗杆副未必有针对性; 因钢与铜的接触和胶合机理与之不尽相同, 且常用的硫磷、氧型添加剂对青铜具有活泼的腐蚀性, 易促使蜗轮齿面产生腐蚀微孔和白斑, 绿斑, 反而使磨损增加。硫铅型中极压油造成的损伤虽略小, 但仍能使青铜产生既过, 但当齿面的载荷较大或温升严重时, 人们也常置缓慢的铜蚀于次要地位而求助于 EP 极压添加剂, 或在油的配方上采取适当平缓极压剂腐蚀影响的种种措施<sup>[41, 42]</sup>。因之蜗轮油在制备时对基油和添加剂的复合、选配就较复杂些。

(4) 油在低温时要有良好的流动性, 亦即倾点要低。这一点对于蜗杆传动常用高粘度的润滑油来说尤其重要, 因为当环境温度低于零度以下时, 蜗杆传动起动过程中由于油的凝固, 将造成啮合区缺油现象, 产生严重事故。

(5) 对于一般直齿矿物油或含添加剂的矿物油, 其适用温度应保证在  $-30^{\circ}\text{C} \sim +100^{\circ}\text{C}$ 。对于特殊炼制的合成油, 其温度范围要保证在  $-30^{\circ}\text{C} \sim +100^{\circ}\text{C}$  (短时  $+120^{\circ}\text{C}$ )。

#### 4.2.2 蜗杆传动润滑油的品种

基于上述要求, 目前国际上倾向于用下列品种的润滑油供蜗杆传动润滑。

a. 特殊合成油 (Synthetic Oils) 这类油由聚乙二醇或聚酯等有机化合物合成, 含有特殊配剂; 具有较低的摩擦系数, 可降低螺杆、蜗轮的摩擦磨损, 提高效率, 抗老化性能强, 可承受较高的工作温度, 容许的温升极限高。温度适应范围宽 ( $-30^{\circ}\text{C} \sim +100^{\circ}\text{C}$ ), 倾点低, 便于低温下起动。此外合成油的寿命长, 可延长换油周期。不足之处是配合性能略逊, 对皮革类密封起收缩作用, 箱体内耐油橡胶密封无影响; 对油漆有软化作用, 箱体磁油的面可涂以环氧树脂。目前国外蜗杆传动润滑油有趋向用合成油, 某些石油公司还添加了适度的中极压剂。合成油还能适用于长期连续工作的传动。使用中注意合成油不能与矿物油相混合。

合齿蜗轮油国内已有某些产品, 成分与效果虽

与国外不尽相同, 也取得一定进展。

b. 复合油 (Compounded Oils) 它是以矿物油为基油 (如汽缸油等), 加入 3~10% (一般为 5%) 的动物脂复合而成, 某些并含硫铅型等极压剂。它的特点是摩擦系数小, 有利于防止发热过高, 并适用于要求经常起动和停歇的传动 (如起重设备)。六、七十年代后用复合油作蜗杆传动润滑极为普遍, 工作较理想。通用的油品牌号为 AGMA 7 Comp 粘度相当于 ISO VG460), AGMA 8 Comp ISO VG680), 和 AGMA 8 A Comp, ISO VG1000), 国外环面蜗杆传动除用合成油外亦有用 AGMA 8 Comp (ISO VG680) 和 AGMA 8 A Comp (ISO VG 1000) 润滑油。

复合油最高工作温度一般为  $+80^{\circ}\text{C}$ , 它也有某些缺陷, 安定性较差, 氧化率较深, 倾点较高, 高温时比直齿矿物油易析出沉淀物, 以及换油周期要短。国内复合油已有类似试制产品, 普通油脂型 (基油为矿物) 复合蜗轮油能提高传动效率, 但重载时抗极压性能不足, 效率下降, 重载油脂型复合蜗轮油含有 EP 添加剂, 效果要好些。

c. 矿物油和极压矿物油 合成油对蜗杆传动虽较理想, 也是发展主要方向, 但目前价格相对要略贵。因此在轻载、低速或次要的传动, 也采用粘度较高而不含极压剂的工业齿轮油 (矿物油) 润滑。

至于极压齿轮油 (矿物油系) 用于蜗杆传动, 虽有种种非议, 但权衡利弊和从其些效果出发, 一些著名蜗杆传动制造商如西德 Flender, 英商 David Brown 公司, 以及 D. Root<sup>①</sup> 等除荐用合成油、复合油外, 目前也仍推荐极压工业齿轮油作为蜗杆传动用油, 使用情况一般还满意, 其中如 Mobil 的 630, 632, 634, 636 系列, BP 的 Energol GR-XP220, 320, 460, 680 系列, ESSO 的 Sparton EP220, 320, 460, 680 系列, Shell 的 Omala 220, 320, 460, 680 系列等 [我国中、高级压齿轮油如 N 220, N320, N460, N680 (旧牌号为 200\*, 250\*, 300\*, 350\*) 系列基本上与之相应]。这类油的工作温度范围一般为  $-10^{\circ}\text{C} \sim +100^{\circ}\text{C}$ 。

锥蜗杆传动则用双曲线齿轮油润滑。

我国对蜗杆传动专用润滑油的研制工作, 起步较晚, 尚属于试生产阶段, 但已取得明显进展; 今

① Donald C. Root. "Select the Right Gear Oil", ASLE Preprint T5AM-CA-3. ——作者注

表8.1-2 国内外常用的蜗杆传动润滑油的牌号及粘度

油 品	粘度等级 40°C(mm²/s)		润滑油牌号举例							
	ISO	GB	BP	ESSO	Klüber	Mobil	Shell	壳牌 合成液 压铸轮 蜗杆油	兰州炼油厂 普通 重负荷压 复合蜗杆蜗杆油	茂名石油公司 WA型/WB型 蜗杆蜗杆油
合 适 油	VG1000	N1000		ESSO	Klüber	Mobil	Shell			
	VG800	N680			Syntheco D 1000 EP					
	VG460	N460	Energol SG-XP 460		Syntheco D 680 EP Syntheco D 460 EP	Glygole 80	Tivela SD	N 680 N 400		
	VG320	N320			Syntheco D 320 EP			N 320		
(包 括 在 内 的 矿 物 油 及 复 合 油)	VG220	N220	Energol SG-XP 220	Umlauföl S 220	Syntheco D 220 EP	Glygole 80	Tivela WB	N 220		
	VG1000	N1000			Lamora 1000			HD- N 1000W		
	VG800	N680	Energol GR-XP680	Spartan EP 680	Lamora 680	Mobil Gear 636	复合油 Compound GC	Omala 680	HD- N 687 W	WA- WB- N 680 N 680
	VG460	N460	Energol GR-XP 460	Spartan EP 460	Lamora 460	Mobil Gear 634	复合油 Compound EP	Omala 460	G- N 460 W	WA- WB- N 460 N 460
	VG320	N320	Energol GR-XP 320	Spartan EP 320	Lamora 320	Mobil Gear 632	复合油 Compound EP	Omala 320	G- N 320 W	WA- WB- N 320 N 320
	VG220	N220	Energol GR-XP 220	Spartan EP 220	Lamora 220	Mobil Gear 630		Omala 220	G- N 220 W	WA- WB- N 220

- 注: 1. 国外油品常用牌号商白: Fliender Co. CAVEX Schneckengetriebe nach dem Baukastprinzip, 1964; 及其他样本、资料。  
 壳牌化工厂“合成液蜗杆蜗杆油”摘自“辽沈企标Q:946-68”。该油采用石蜡为原料精制而成的矿物油, 加入多磺酸压抽磨剂、油剂而成。  
 树压剂为磺酸型; VI≥110, 凝点-10°C。  
 2. 兰炼“重负荷蜗杆蜗杆油”为油度复合型极压油, 基油为矿物油, 加有0~10%脂肪油及极压(EP)剂, 参照 MIL-1-1848B(OS)-1982 规格研制, VI=90, 凝点-12°C, 倾点-12°C。  
 3. 茂名WA-蜗杆蜗杆油以矿物油为基础的油型润滑油, WB-蜗杆蜗杆油为以稠型极压抗磨剂为主的极压型油, 两者粘度指数 II 不小于 90, 凝点-5°C, 倾点-12°C。  
 4. 根据西德 Fliender 公司对蜗杆蜗杆油的规定(见文献 301P. 88)。蜗杆蜗杆油的承载能力必须达到 ZG-12 级还不出现胶合失效才认为合格(试验方法见 DIN 5364)。  
 5. 或石油部标准 SY 2691-84, 在选油时, 应予以重视(目前国内产蜗杆蜗杆油尚未能达到 ZG-12 级者)。  
 6. 常用粘度值换算参见表 6.1-4。  
 7. 本表所列不同牌号的油品, 虽属同一粘度值, 其承载特性不尽相同, 绝不能等效换之, 用户应结合本身工况, 通过试验验证。



尚有待于进一步系列定型。国内外常用的蜗杆传动润滑油的品种及粘度值，见表6.1-2。

#### 4.2.3 粘度的选择

蜗杆传动润滑油的粘度值可按滑动速度 $v$ ，参照表6.1-3选取。表值适用于蜗杆下置的浸油润滑方式，如系蜗轮下置浸油润滑，须将表中粘度值提高30%~50%，但最高不应超过 $v_{10}=680\text{mm}^2/\text{s}$ （即ISO VG680）。对于速度有变化的传动，选取时可以用最高转速和最低转速的平均值来计算滑动速度[式(6.1-4)]，也可用其中有代表性的长期转速计算滑动速度，以此查取粘度值。

对于压力喷油润滑应取粘度稍低的油，便于管路循环。喷油压力1.5~2.5bar。循环系统中如有过滤式冷油器等时选粘度 $v_{10}=90\sim 165\text{mm}^2/\text{s}$ 的润滑油（ISO VG100~VG150），无回油冷油器时，选粘度 $v_{10}=220\text{mm}^2/\text{s}$ （ISO VG220）的油。

#### 4.2.4 常用粘度值的换算

以往惯用50℃时的粘度，现国标GB和ISO都已统一使用40℃的粘度为标准。

常用粘度值的换算见表6.1-4。

### 4.3 润滑油的更换及清洗

(1) 蜗杆减速器的跑合阶段十分重要而且必不可少，经300~600小时跑合运转后，必须重新更换润滑油；换油时旧油中呈现光亮的青铜磨损微粒末无关重要，这是跑合过程必然后果。

(2) 此后每隔2000~4000小时的运转后（根据载荷及工况）应及时更换新油，最长不应超过12~18个月。

(3) 换油时须装入原来牌号的油，不同厂商、不同牌号的油品切忌掺混使用；合成油不能与以矿物油为基油的油品混合。

(4) 换新油时，应对箱体内部进行清洗、冲抹干净。清洗时应用原来牌号的油冲涮，粘度高的油可在使用前预热（使用石蜡剂清洗会造成密封损坏）。

(5) 对要长期运转的蜗杆传动优先采用合成油润滑。

(6) 蜗杆减速器的大致装油量及喷油量见表6.1-5。

### 5 蜗杆传动齿面啮合摩擦系数 $\mu$

蜗杆传动齿面啮合摩擦系数 $\mu$ （或 $\rho=\arctan\mu$ ），国内尚未进行系统的测试工作，缺乏充分的数据供工程设计应用，以往教材及工程文献所用的 $\mu$ （或 $\rho$ ）值，多引自苏联文献。表6.1-1的 $\rho$ 值（亦摘自苏联文献），可供一般圆柱蜗杆传动应用。目前有关蜗杆传动摩擦系数的资料，除美国AGMA440.04-1971和英国B.S.721-1963为国际上所引用外，下列资料主要引自[1][2]，可供普通圆柱蜗杆、圆弧圆柱蜗杆传动以及环面蜗杆传动等设计时参考：

起动时齿面的静摩擦系数 $\mu_0\approx 0.1\sim 0.14$ ，由静止开始起动时可认为滑动速度 $v_1=0$ ， $\mu_0$ 与齿廓形状和接触线分布状况无关，数值的大小仅和材料副的跑合和表面粗糙度状况的完善程度而定。

运转中的齿面啮合摩擦系数 $\mu$ 可按下式计算：

$$\mu = \mu_0 Y_m \sqrt{v_1/v_2} \sqrt{R_2/R_{10}} \quad (6.1-6)$$

式中 $\mu_0$ ——标准圆盘滚子试件的摩擦系数，亦即在规定的材料组合、润滑油品、赫兹应力 $\sigma_H$ 、表面粗糙度 $R_{10}$ 以及在一定的滑速——合速比 $v_1/v_2$ 等条件下在圆盘试验机上获得的试验值，查图6.1-6；

$Y_m$ ——材料副校正系数，用以考虑蜗杆、蜗轮材料组合不同于标准试件的材料组合时对摩擦系数的影响，可查表6.2-5；

$R_2$ ——设计蜗杆的齿面粗糙度 $\mu\text{m}$ （ $R_2$ 对 $R_1$ 的换算见一般工程手册）。磨削时：当模数 $m\leq 8$ ， $R_2\leq 3\sim 4\mu\text{m}$ 当 $m>8$ ， $R_2\leq 8\mu\text{m}$ 。铣削时：当 $m\leq 8$ ， $R_2\leq 12.5\mu\text{m}$ ，当 $m>8$ ， $R_2\leq 25\mu\text{m}$ 。如经研磨抛光 $R_2$ 还要减小；

$R_{10}$ ——标准圆盘试件的表面粗糙度， $R_{10}=3\mu\text{m}$ ；

$v_1/v_2$ ——由计算机CAD解得的平均滑合比，亦即滑动速度 $v_1(=v_1-v_2)$ 与合成速度 $v_2(=v_1+v_2)$ 的比值（ $v_1, v_2$ 为蜗杆、蜗轮的线速度），根据不同齿形的蜗杆，其范围在1.2~4.0之间<sup>[2]</sup>。下面的平均值，可供各型蜗杆近似应用<sup>[1]</sup>；

$v_1/v_2\approx 2.7$ ——对于ZA、ZN、ZK、ZI蜗杆（见本篇第2章），当 $x_2\approx 0$ 时，对其它变位系数近似用之。

$v_1/v_2\approx 2.2$ ——对于ZC蜗杆（见本篇第3章），当 $x_2\approx +0.5$ 时，其它变位系数，亦近似用之。

表 6.1-3 蜗杆传动润滑油粘度的选取

(1) 按滑动速度选取 (表内粘度值用于蜗杆下型润滑油, 若蜗轮下型可将粘度值提高 30~50%)

滑动速度 $v_s$ (m/s)	$\leq 1.5$	$> 1.5 \sim 3.5$	$> 3.5 \sim 10$	$> 10$
粘度值 $\nu_e$ (mm <sup>2</sup> /s)	$> 812$	414~606	288~352	198~242
ISO-VG 级或 GB-N 级	680	460	320	220

(2) 按中心距及蜗杆转速选取

类型	中心距 $a$ (mm)	蜗杆转速 $n_1$ (r/min)	环境温度 $+10 \sim +50^\circ\text{C}$		环境温度 $-10 \sim +10^\circ\text{C}$		环境温度 $+10 \sim +80^\circ\text{C}$	
			AGMA 粘度或 ISO-VG 级	AGMA 粘度或 ISO-VG 级	AGMA 粘度或 ISO-VG 级	AGMA 粘度或 ISO-VG 级	AGMA 粘度或 ISO-VG 级	AGMA 粘度或 ISO-VG 级
圆柱蜗杆传动	$\leq 150$	$\leq 700$	7Comp, TEP	460	7Comp, TEP	460	3Comp, TEP	320
	$> 150 \sim 300$	$\leq 450$	7Comp, TEP	460	7Comp, TEP	460	7Comp, TEP	460
	$> 300 \sim 450$	$\leq 300$	7Comp, TEP	460	7Comp, TEP	460	7Comp, TEP	460
	$> 450 \sim 600$	$\leq 200$	7Comp, TEP	460	7Comp, TEP	460	7Comp, TEP	460
	$> 600$	$\leq 200$	7Comp, TEP	460	7Comp, TEP	460	7Comp, TEP	460
环面蜗杆传动	$\leq 150$	$\leq 700$	8Comp	1000	8Comp	680	8Comp	680
	$> 150 \sim 300$	$\leq 450$	8Comp	1000	8Comp	680	8Comp	680
	$> 300 \sim 450$	$\leq 300$	8Comp	1000	8Comp	680	8Comp	680
	$> 450 \sim 600$	$\leq 200$	8Comp	1000	8Comp	680	8Comp	680
	$> 600$	$\leq 200$	8Comp	1000	8Comp	680	8Comp	680

注: 1. 本表(1)取用于[3], 表(2)取用于[9]及 AGMA 250.04—1981; 粘度值按表 6.1-4 选取, 油品牌号见表 6.1-2。

2. 蜗杆转速  $n_1 > 2400$  r/min 或滑动速度  $v_s > 10$  m/s 时, 应采用压力喷油润滑, 此时应选用较表中推荐的粘度值要低的油。

3. 表中“Comp”指复合油, “TEP”指极压油, 数字为 AGMA 润滑油级别, 对于选在蜗杆传动, 两种油均可适用(注); 环境温度均可适用(注); 环境温度均可采用 EP 油时, 应在蜗杆蜗轮齿面制氮厂均按意见, 亦可采用合成油作各类蜗杆传动的润滑, 其粘度值同上而按齿面的类别。

表 6.1-4 常用粘度级的换算

ISO-VG 及 GB-N 粘 度 级	粘度中值 40℃时 (mm <sup>2</sup> /s或 cSt)	运动粘度的范围 40℃时 (mm <sup>2</sup> /s或cSt)		赛 氏 砂 Saybolt 40℃时 中值(SSU)	AGMA 润 滑 油 级 号 N <sup>*</sup> 40℃时	SAE 齿 轮 油 级 号	相当于50℃ 时的粘度级 (mm <sup>2</sup> /s或cSt)	DIN 51502 50℃时 的粘度值 (mm <sup>2</sup> /s或cSt)
		min	max					
32	32	28.8	35.2				22	25±4
46	46	41.4	50.6	214	1EP		32	36±4
68	68	61.2	74.8	316	2.2EP		42	49±5
100	100	90.0	110	464	3.3EP		61	68±6
150	150	135	165	696	4.4EP	80	89	92±7
220	220	198	249	1020	5.5EP	90	126	114±8~144±11
320	320	288	352	1484	6.6EP		180	169±15
460	460	414	506	2132	7EP 7Comp(复合)	140	251	225±25
680	680	612	748	3152	8EP 8Comp(复合)		360	324±35
1000	1000	900	1100	4635	8AEP 8A Comp		613	

注：1. 各种粘度级的换算为近似值。50℃时的粘度(mm<sup>2</sup>/s)是粘度指数 VI=95 时的值。  
2. ISO-VG 粘度级的粘度范围容许有 ±10% 的变动。

表 6.1-5 蜗杆减速器的大致装油量及喷油量

中心距 a(mm)	65	80	100	125	140	160	180	200	225	250	280	320	360	400	450	500
油池润滑油 装油量	0.6	1.2	2.3	4	6	8.5	12	15	20	26	35	48	63	92	112	150
喷油量 (l/min) <sup>②</sup>			2	3	3	4	4	6	6	10	10	15	15	20	20	20

① 浸油粘度应符合图 6.1-4 要求。  
② 泵油压力 1.5~2.5bar。

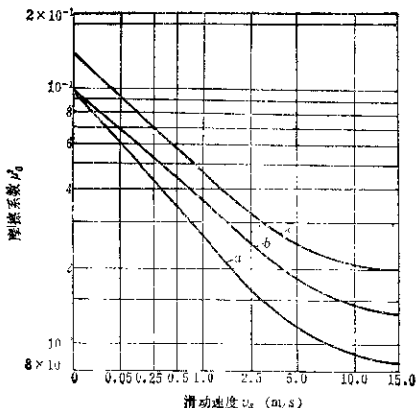


图 6.1-6 双圆盘试验机上测得的摩擦系数  $\mu$  的曲线  
曲线 a 和 b 的圆盘试件材料为渗碳淬火钢（蜗杆用材，HRC60±2，磨削  $R_a=R_{z,0}=3\mu\text{m}$ ）及铸造镍青铜 GZ-CuSn12（蜗轮用材，性能见表 6.2-5，离心铸造），表面接触应力  $\sigma_H=300\text{N/mm}^2$ ；滑油比： $v_1/v_2=1$ ；圆盘用喷油润滑。喷油温度 80℃（取非蜗杆传动许用最高油温），曲线 a——用合成油（聚乙二醇型）， $v_{10}=150\text{mm}^2/\text{s}$ ；曲线 b——用矿物油， $v_{10}=220\text{mm}^2/\text{s}$ 。曲线 c——是 B.S.721-1963（英国标准）所提供的蜗杆传动摩擦系数数据，供参考对比（用普通矿物油润滑）。



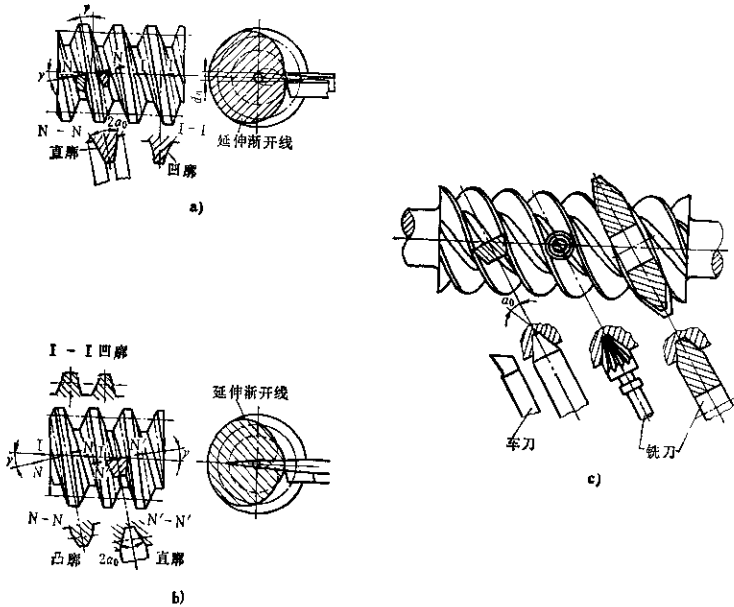


图 6.2-2 法向直廓圆柱蜗杆(ZN)

a) 齿法向直廓 b) 齿槽法向直廓(车削) c) 齿槽法向直廓(作近似铣削)

廓；在端截面中，齿廓理论上为延伸渐开线。切削蜗杆时，直线刃成型刀具所在的平面垂直于通过分度圆柱上齿槽或齿厚中点处的螺旋线，并在该点与蜗杆轴线倾斜一个分度圆导程角 $\gamma$ 。在通过分度圆柱齿槽或齿厚中点处的法向截面中，其相应的齿廓为直线（见图 6.2-2）。刀具法向放置，有利于切削导程角大的多头蜗杆（ $\gamma > 15^\circ$ ）。批量生产时，亦可近似 $\odot$ 用小直径盘形铣刀或指状铣刀铣切。ZN 蜗杆传动一般难以用磨削法加工出高精度的蜗轮滚刀，故常用飞刀切出蜗轮。

### 1.3 渐开线圆柱蜗杆—ZI 蜗杆

图 6.2-3 所示，蜗杆齿面为渐开线螺旋面，端面齿廓为渐开线；在切于基圆柱的轴截面内，齿廓一侧为直线，另一侧为凸形曲线。渐开线蜗杆可视为一个齿数等于蜗杆头数的大螺旋角（ $\beta_0 = 90^\circ - \gamma_0$ ，脚标 b 表示基圆柱）斜齿圆柱齿轮，因此蜗杆不仅可车削，还可以象圆柱齿轮那样用齿轮滚刀滚

铣，并可用单面或单锥面砂轮磨削，制造精度较高，适用于成批生产和大功率传动。这是普通圆柱蜗杆传动中较理想的传动，传动效率也较高，为多数国家所采用。

### 1.4 锥面包络圆柱蜗杆—ZK 蜗杆

蜗杆螺旋面由锥面盘状铣刀或砂轮包络而成。蜗杆轴线与刀具轴线在空间交错成分度圆柱导程角 $\gamma$ ，包络形成的螺旋面是非线性的，齿廓在各个截面均呈曲线形状 $\ominus$ 。齿形曲线的形状不仅和蜗杆几何参数有关，而且随刀盘直径的大小而变，因此要求对刀盘直径作严格检验。由于锥形盘状刀具的成

$\ominus$  DIN3975 将此种铣切方法列入 ZN 蜗杆中，实际应属 ZK 型，故只能作为供切 ZN 型的近似手段。——作者注

$\ominus$  由于这个原因，当蜗杆 $\gamma < 5^\circ$ 时，齿廓曲线的形状就难以精确检测，因此 ZK 蜗杆大多用于大导程角的传动（ $\gamma > 12^\circ$ ），此时齿形曲线渐趋于球面状，便于测量也有利于接触。——作者注



形是直线, 刀具易于制造、刃磨、整修及检验, 也使得蜗杆的磨削及相应蜗轮滚刀的磨削较容易。

用上述不同类型的蜗杆与其相应的蜗轮就组成了不同类型的圆柱蜗杆传动。理论上切制蜗轮的滚刀的参数和形状必须和工作蜗杆完全一致, 滚铣中心距也应和传动的中心距相同。能否有条件复制出和蜗杆完全相同的蜗轮滚刀是保证啮合质量的关键。因此传动类型的选择在很大程度上取决于所具备的工艺条件是否能精确地制造出(或获得)相应的蜗轮滚刀。事实上由于制造误差, 以及保留蜗轮滚刀刃磨余量而稍微加大了直径尺寸等原因, 切出的蜗轮齿形不可能与蜗杆齿形精确啮合, 必须依靠装配后的跑合来改善和适应。因此蜗杆传动的跑合工序就显得十分重要和必不可少。不论何类圆柱蜗杆传动, 只要保持良好的制造、安装精度及跑合得好, 那么它们在承载能力上不会有显著差异。

## 2 普通圆柱蜗杆传动的主要参数及几何尺寸计算(轴交角 $\Sigma=90^\circ$ )

### 2.1 基本齿廓 (GB10087—88)

圆柱蜗杆的基准齿形是指基准蜗杆在给定截面上的规定齿形, 基本内廓尺寸参数在蜗杆轴向平面内规定, 见图 6.2-5。

### 2.2 模数 (GB10088—88)

蜗杆与蜗轮啮合时, 对于 $\Sigma=90^\circ$ 的传动, 蜗杆轴向齿距 $p_{a1}$ 应与蜗轮端面齿距 $p_{d2}$ 相等, 因此蜗杆的轴向模数 $m_{a1}$ 和蜗轮端面模数 $m_{d2}$ 相等, 均以 $m$ 表示之。蜗杆模数 $m$ 见表 6.2-1。

### 2.3 导程角 $\gamma$

设蜗杆螺旋线导程为 $p_{z1}$ , 头数为 $z_1$ , 轴向齿

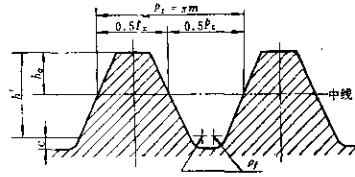


图 6.2-5 圆柱蜗杆的基本齿廓

1. 齿顶高 $h_a=1m$ , 工作齿高 $h'=2m$ ; 短齿 $h_a=0.8m$ ,  $h_f=1.8m$ , 轴向齿距 $p_a=am$ , 中线齿厚和齿槽宽相等, 顶圆 $c=0.2m$ , 必要时 $0.15m \leq c \leq 0.35m$ , 齿根圆角半径 $r_f=0.3m$ , 必要时 $0.2m \leq r_f \leq 0.4m$ , 也允许用半圆弧, 齿顶允许倒圆, 但圆角半径不大于 $0.2m$ 。
2. ZA 蜗杆的轴向齿形角 $\alpha_n=20^\circ$ ; ZN 蜗杆的法向齿形角 $\alpha_n=20^\circ$ ; ZI 蜗杆的法向齿形角 $\alpha_n=20^\circ$ ; ZK 蜗杆的锥形刀具产形角 $\alpha_n=20^\circ$ 。
3. 在动力传动中, 导程角 $\gamma \geq 30^\circ$ 时, 允许增大齿形角, 推荐用 $25^\circ$ ; 在分度传动中, 允许减小齿形角, 推荐用 $15^\circ$ 或 $12^\circ$ 。

距为 $p_{a1}$ , 则

$$p_{a1} = z_1 p_{a1} = \pi m z_1 \quad (6.2-1)$$

蜗杆分度圆柱导程角为

$$\tan \gamma = \frac{p_{a1}}{\pi d_1} = \frac{z_1 p_{a1}}{\pi d_1} = \frac{m z_1}{d_1} = z_1 / q \quad (6.2-2)$$

式中  $d_1$ ——蜗杆分度圆直径 mm;

$q$ ——蜗杆直径系数。

导程角 $\gamma$ 大时效率高; 要求效率高的传动, 常取 $\gamma=15^\circ \sim 30^\circ$ , 此时多采用多头蜗杆, 并采用法向进刀的非阿基米德蜗杆。 $\gamma > 30^\circ$ 的传动也常见应用, 但 $\gamma > 80^\circ$ 后, 易使蜗杆齿出现根切和变尖现象。

为此常改用大的齿形角 $\alpha_n=25^\circ$ 或 $30^\circ$ ; 或可将齿高作适当降低, 经验推荐在 $\gamma > 30^\circ$ 后,  $\gamma$ 每增加 $1^\circ$ 就把整个齿高缩短 $2\%$ , 以防止螺牙的根切和变尖(例如 $\gamma=35^\circ$ 时, 则齿顶高, 工作高度, 和

表 6.2-1 蜗杆模数  $m$  值 (GB10088—88)

	mm
第一系列	1; 1.25; 1.6; 2; 2.5; 3.15; 4; 5; 6.3; 8; 10; 12.5; 16; 20; 25; 31.5; 40
第二系列	1.5; 3; 3.5; 4.5; 5.5; 6; 7; 12; 14;

注: 优先采用第一系列。

表 6.2-2 蜗杆分度圆直径  $d_1$  值 (GB10088—88)

	mm
第一系列	18; 20; 22.4; 25; 28; 31.5; 35.5; 40; 45; 50; 56; 63; 71; 80; 90; 100; 112; 125; 140; 160; 180; 200; 224; 250; 280; 315; 355; 400
第二系列	30; 38; 48; 53; 60; 67; 75; 85; 95; 108; 118; 132; 144; 170; 190; 300

注: 优先采用第一系列。

全齿高均按此例缩短10%)。对多头蜗杆, Dudley<sup>(9)</sup> 建议  $\gamma \leq z_1 \times 0^\circ$ , 例如  $\gamma = 30^\circ$ ,  $z_1$  应  $\geq 5$ 。

当  $\gamma < 3^\circ 30'$  时, 则机构自锁。

## 2.4 蜗杆分度圆直径 $d_1$ 和蜗杆直径系数 $q$

按 GB10085—88 及 GB10088—88 的规定, 蜗杆分度圆直径  $d_1$  选取时必须采用标准系列值 (表 6.2-2)。由于蜗轮滚刀的直径等参数和工作蜗杆的直径等参数必须相同, 为限制蜗轮滚刀数目不致过多, 所以将蜗杆直径进行标准化。

在式 (6.2-2) 中, 令蜗杆直径系数

$$q = z_1 / \tan \gamma = d_1 / m \quad (6.2-3)$$

得蜗杆分度圆直径

$$d_1 = m q = m z_1 / \tan \gamma \quad (6.2-4)$$

从上式可知, 在一定的模数  $m$  和蜗杆头数  $z_1$  时, 若限定  $d_1$  取标准系列值, 则  $q$  和  $\gamma$  就不能随意取定。须用上式精确算出 (以前老标准则在某一模数  $m$  下限定了  $q$  值, 因之也就限定了  $d_1$  的数量以控制蜗轮滚刀的数量)。

新国标 GB 10085—88 中  $q$  不再是小重要自变量, 但还予以保留, 原因是  $q$  在蜗杆设计中尚有其一定的物理意义。从式 (6.2-4) 可看到, 在  $m$  一定时,  $q$  大则  $d_1$  大, 蜗杆轴的刚度及强度相应增大; 在  $z_1$  一定时,  $q$  小, 则导程角  $\gamma$  增大, 效率  $\eta_1$  也就提高 (见本篇第 1 章 2 节)。故在蜗杆轴刚度等容许情况下,  $q$  尽可能取小值。新订的国标 GB10085—88 “圆柱蜗杆传动基本参数” 中, 对  $d_1$ ,  $m$ ,  $z_1$ ,  $q$  和  $\gamma$  值作了合理的系列搭配, 供设计者直接选用。

## 2.5 传动比 $i$ 和齿数比 $u$ 以及齿数的选择

### a. 传动比 $i$

$$i = n_{\text{主动}} / n_{\text{从动}} \quad (6.2-5)$$

蜗杆主动时为减速传动  $i = n_1 / n_2$  (6.2-6)

蜗轮主动时为增速传动  $i = n_2 / n_1$  (6.2-7)

式中  $n_1$ ——蜗杆转速  $r/\text{min}$ ,

$n_2$ ——蜗轮转速  $r/\text{min}$ 。

### b. 齿数比 $u$

$$u = \frac{z_{\text{大轮}}}{z_{\text{小轮}}} = \frac{z_2}{z_1} \quad (6.2-8)$$

式中  $z_1$ ——蜗杆头数,

$z_2$ ——蜗轮齿数。

不论减速或增速传动, 齿数比的定义不变。单级传动蜗杆传动通常  $0.5 \leq u \leq 50$ ,

### c. 齿数的选择

蜗杆头数  $z_1$  一般可取  $z_1 = 1 \sim 10$ , 推荐  $z_1 = 1, 2, 4, 6$ 。要求传动比大或传递大转矩时,  $z_1$  取小值。要求具有较高传动效率或传动速度高时  $\gamma$  要大, 故  $z_1$  应取大值。英国 B. S. 721-1963 推荐取  $z_1 \approx (7 + 2.4 \sqrt{a'}) / u$ , 其中  $a'$  为啮合(安装)中心距, mm。

蜗轮齿数  $z_2$  的多少, 受两方面限制;  $z_2$  多时, 同时接触的齿对数增加, 运转平稳性也有改善; 但  $z_2 \geq 80$  后, 使蜗轮轮齿弯曲强度可能不足; 也使得蜗轮直径增大过多, 在支承结构上增大了蜗杆支承跨距, 影响到蜗杆轴的刚度, 反而使啮合状况不利。  $z_2$  过少则产生根切与干涉, 同时显著地减小了啮合距, 影响平稳性; 为保持至少有两对以上齿同时啮合,  $z_2$  应  $\geq 20$  (对齿形角为  $20^\circ$  时)。如果导程角  $\gamma \leq 15^\circ$  而用  $25^\circ$  齿形角, 则  $z_2$  可小至 20。一般推荐  $z_2 \approx 29 \sim 70$  (动力传动)。传递运动时则不受此限。用飞刀切削蜗轮时,  $z_2$  与  $z_1$  之间应尽可能避免有公因数。

## 2.6 蜗杆传动的变位及蜗轮变位系数 $x_2$

蜗杆传动变位的主要目的是凑配标准中心距的系列值 (见表 6.2-3), 此外通过变位亦可改善啮合情况、适当提高承载能力和传动效率以及避免根切和齿顶变尖等。

表 6.2-3 蜗杆传动中心距  $a$  的标准系列值 mm  
(GB10085—88)

40; 50; 63; 80; 100; 125; 160; (180); 200; (225); 250; (?80); 315; (355); 400; (450); 500
---

注: 括弧内数值不优先采用。

蜗杆传动的变位仅依靠蜗轮滚刀对蜗轮进行移位切削实现 (图 6.2-6)。变位后, 蜗轮的齿顶圆  $d_{a2}$ 、齿根圆  $d_{f2}$ 、啮合中心距  $a'$ , 以及蜗杆的节圆  $d_1'$  和节圆导程角  $\gamma'$  等均有改变, 变位后蜗杆的尺寸 (顶圆、根圆等) 均无改变, 这是因为切削蜗轮用的滚刀的尺寸形状和工作蜗杆必须相同, 滚刀切削蜗轮时的终止位置和蜗杆蜗轮安装时的啮合位置完全一致的缘故。由图 6.2-6 可以看出, 蜗轮滚刀 (即蜗杆) 移离蜗轮一个距离  $+x_2 m$  后, 蜗轮

⑨ 传动比和齿数比正式定义为一般人所混淆。传动比  $i$  是主动轮转速  $n$  从动轮转速,  $i \leq 1$ : 减速时  $i > 1$ : 增速时  $i < 1$ 。齿数比  $u$  是: 大轮齿数/小轮齿数,  $u > 1$ 。增速时  $u = u$ , 减速时  $u = 1/u$ 。——作者注



齿顶圆(喉圆)  $d_{a2}$  增大  $2x_2m$ , 蜗轮滚齿时的分度圆  $d_2$  和机床滚齿节线相重合, 因此蜗轮的分度圆也就是它的节圆  $d_2'$ , 即

$$d_2' = d_2 = mz_2 \quad (6.2-9)$$

此时蜗杆(刀具)的节圆柱  $d_1'$  和滚齿节线也相重合, 因此

$$d_1' = d_1 + 2x_1m = (q + 2x_2)m = 2a' - mz_1 \quad (6.2-10)$$

蜗杆节圆柱的导程角相应为

$$\tan \nu' = z_1 / (q + 2x_2) \quad (6.2-11)$$

蜗杆被加工时的分度圆柱  $d_1$  则为蜗轮滚刀齿高中线即其中圆柱直径  $d_{m1}$ , 于是

$$d_{m1} = d_1 = qm \quad (6.2-12)$$

在西德等教材及工程文献和标准中, 变位后的啮合常以蜗杆中圆柱  $d_{m1}(d_1)$  作为啮合基准, 则与之相啮的蜗轮中圆  $d_{m2}$  为

$$d_{m2} = d_2 + 2mx_2 = (z_2 + 2x_2)m \quad (6.2-13)$$

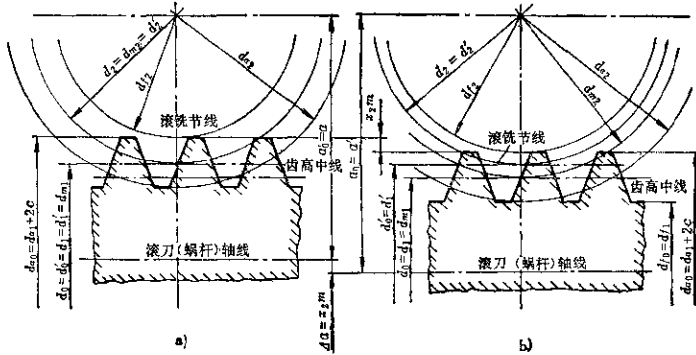
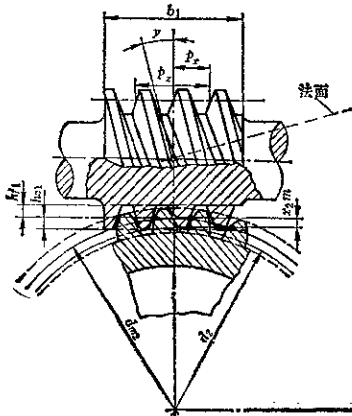


图 6.2-6 蜗杆传动的变位

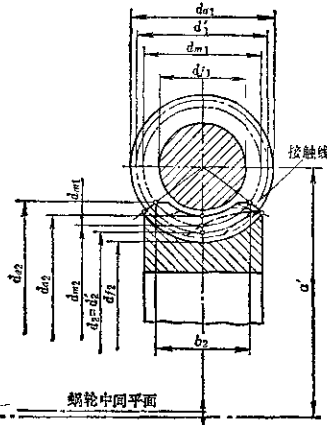
a)  $x_1 = 0$  b)  $x_2 > 0$

尺寸符号下角标“0”表示刀具关系; 上角标“'”表示节圆关系“m”表示中圆关系

蜗杆在蜗轮中间平面处的轴向截面



蜗杆端面



蜗轮中间平面

图 6.2-7 普通圆柱蜗杆的几何尺寸

变位后的啮合中心距, 由图6.2-6及图6.2-7,

$$\begin{aligned} a' &= 0.5(d_1' + d_2') = 0.5(d_{m1} + d_{m2}) \\ &= 0.5(d_1 + d_{m1}) = 0.5(q + z_1 + 2x_2)m \end{aligned} \quad (6.2-14)$$

蜗轮变位系数

$$x_2 = \frac{a'}{m} - 0.5(q + z_1) = \frac{a' - a}{m} \quad (6.2-15)$$

式中  $a$  为不变位时的中心距。

变位系数  $x_2$  的选用范围。Niemann/Winter 推荐为  $-0.5 \leq x_2 \leq +0.5$ , 并建议尽量取正值以防止根圆落到基圆以内。英 B.S.721-1963 所推荐的  $x_2$  的极限值范围亦相同。苏联 ГOCT 2144-76 的荐用范围为  $-0.75 \leq x_2 \leq +1.0$ 。我国所用的  $x_2$  其范围大多亦在  $\pm 0.5$  左右。对于 ZC 蜗杆, 推荐  $0 \leq x_2 \leq 1$ 。

## 2.7 几何尺寸计算

普通圆柱蜗杆传动的几何尺寸计算参见图 6.2-7 及表 6.2-4。

## 3 蜗杆传动的作用力分析

蜗杆传动齿面啮合摩擦损失较大, 分析作用力时应计入摩擦力。图 6.2-8 中, 设蜗杆为主动件。在蜗杆蜗轮中间平面内, 假设力作用于齿高中点即蜗杆中圆(分度圆)  $d_1$  和蜗轮中圆  $d_{m2}$  处的啮合点  $C$ 。由图可知, 作用于蜗杆齿面的法向力  $F_n$  和摩擦力  $\mu F_n$  最后可分解成径向力  $F_{r1}$ , 轴向力  $F_{x1}$  和圆周力  $F_{t1}$  三个力, 并与作用于蜗轮齿面上的诸力大小相

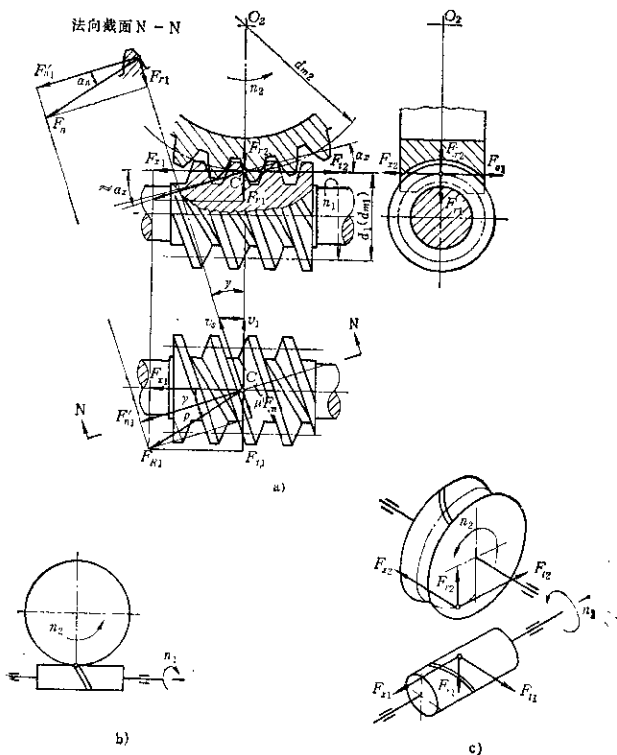


图6.2-8 蜗杆传动的作用力分析

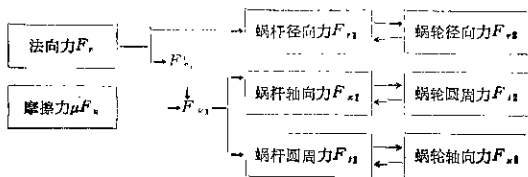
表6.2-4 普通圆柱蜗杆传动(轴交角 $\Sigma=90^\circ$ )的几何尺寸计算

名称	代号	公式及数据
非变位传动中心距	$a$	$a=0.5(d_1+d_2)=0.5(q+z_2)m$
变位传动啮合中心距	$a'$	$a'=a+xm=0.5(q+z_1+2x_2)m$ ; $a'$ 取标准值(表6.2-3)
传动比	$i$	$i=n_1/n_2$ 减速传动 $i=n_2/n_1$ 增速传动 $n_1$ —蜗杆转速 $n_2$ —蜗轮转速
齿数比	$u$	$u=z_2/z_1$ ; $z_1$ —蜗杆头数, $z_2$ —蜗轮齿数; 用飞刀切削蜗轮时 $z_2/z_1$ 尽量避免有公因数
蜗轮变位系数	$x_2$	$x_2=\frac{a'}{m}-0.5(q+z_2)=\frac{a'-a}{m}$ ; 常用范围 $-0.5 \leq x_2 \leq +0.5$ , 极限范围 $-1 \leq x_2 \leq +1$
蜗杆轴向模数(蜗轮端面模数)	$m$	$m$ 取标准值(表6.2-1)
法向模数	$m_n$	$m_n=m\cos\gamma$ , $m_n$ 不取标准值
蜗杆轴向齿距	$p_{x1}$	$p_{x1}=\pi m$
蜗杆螺旋线导程	$p_{z1}$	$p_{z1}=p_{x1}z_1=\pi m z_1$
蜗杆轴向齿形角	$\alpha_x$	$\alpha_x=20^\circ$ , 对于ZA蜗杆
蜗杆法向齿形角	$\alpha_n$	$\alpha_n=20^\circ$ , 当 $\gamma < 30^\circ$ $\alpha_n=25^\circ$ , 当 $30^\circ \leq \gamma \leq 45^\circ$ } 对于ZN, ZI及ZK蜗杆
蜗杆直径系数	$q$	$q=d_1/m=z_1/\tan\gamma$
蜗杆分度圆(中圆)直径	$d_1(d_{m1})$	$d_1=qm=\frac{z_1 m}{\tan\gamma}$
蜗杆节圆直径	$d_1'$	$d_1'=(q+2x_2)m=2a'-m z_2$
蜗杆分度圆柱(中圆柱)导程角	$\gamma$	$\tan\gamma=z_1/q=z_1 m/d_1$
蜗杆节圆柱导程角	$\gamma'$	$\tan\gamma'=z_2/(q+2x_2)$
渐开线蜗杆:		
基圆齿导程角	$\gamma_b$	$\cos\gamma_b=\cos\alpha_n\cos\gamma$
基圆直径	$d_{b1}$	$d_{b1}=z_1 m/\tan\gamma_b=d_1 \tan\gamma/\tan\gamma_b$
法向基节	$p_{bn}$	$p_{bn}=\pi m \cos\gamma_b$
蜗杆齿顶高	$h_{a1}$	$h_{a1}=h_a^* m=m=0.5(d_{a1}-d_1)$
蜗杆齿根高	$h_{f1}$	$h_{f1}=(h_f^*+c^*)m=1.2m=0.5(d_1-d_{f1})$
蜗杆全齿高	$h_1$	$h_1=h_{a1}+h_{f1}=0.5(d_{a1}-d_{f1})=h_2$ 当 $\alpha_n=20^\circ$ , 齿高应适当缩短见本章2.3节; 如 $\alpha_n=25^\circ$ , 则不需缩短
顶隙	$c$	$c=c^* m=0.2m$
齿根圆角半径	$\rho_f$	$\rho_f=0.3m$
蜗杆齿顶圆直径	$d_{a1}$	$d_{a1}=d_1+2h_{a1}$
蜗杆齿根圆直径	$d_{f1}$	$d_{f1}=d_1-2h_{f1}$
蜗杆齿宽	$b_1$	$b_1 \approx 2.5m\sqrt{z_1+1}$
蜗杆螺旋分度圆轴向弦齿厚	$\bar{s}_{x1}$	$\bar{s}_{x1}=0.5\pi m$ , 无侧隙时
蜗杆螺旋分度圆法向弦齿厚	$\bar{s}_{n1}$	$\bar{s}_{n1}=0.5\pi m \cos\gamma$ , 无侧隙时, (通常·各类圆柱蜗杆多按法向测量齿厚)
蜗杆螺旋分度圆法向弦齿高度	$\bar{h}_{an1}$	$\bar{h}_{an1}=h_a^* m+0.5\bar{s}_{n1} \tan\left(0.5 \arcsin \frac{\bar{s}_{n1} \sin^2 \gamma}{d_1}\right)$
测棒直径	$D_M$	$D_M \approx 1.67m$ , $D$ 选标准值
蜗杆跨棒距	$M_{z1}$	$M_{z1}=d_1-(\rho_{z1}-0.5\pi m)\frac{\cos\gamma}{\tan\alpha_n}+D\left(\frac{1}{\sin\alpha_n}+1\right)$ 对ZN, ZI, ZK蜗杆, $\alpha_n=20^\circ$ (个别情况 $\alpha_n=25^\circ$ ) 对ZA蜗杆, $\tan\alpha_n=\tan\alpha_x \cos\gamma=\tan 20^\circ \cos\gamma$

(续)

名称	代号	公式及数据
蜗轮分度圆(节圆)螺旋角	$\beta_2$	$\beta_2 = \gamma'$ , 螺旋线方向同蜗杆, 习惯用右旋
蜗轮中圆螺旋角	$\beta_{m2}$	$\beta_{m2} = \gamma$
蜗轮分度圆(节圆)直径	$d_2$	$d_2 = d_2' = m z_2$
蜗轮中圆直径	$d_{m2}$	$d_{m2} = 2a' - d_2 = (z_2 + 2x_2)m = d_2 + 2mx_2$
蜗轮齿顶高	$h_{a2}$	$h_{a2} = (h_a^* + x_2)m = (1 + x_2)m = 0.5(d_{a2} - d_2)$
蜗轮齿根高	$h_{f2}$	$h_{f2} = (h_a^* + c^* - x_2)m = (1.2 - x_2)m = 0.5(d_2 - d_{f2})$
蜗轮全齿高	$h_2$	$h_2 = h_{a2} + h_{f2} = 0.5(d_{a2} - d_{f2}) = h_1$ 当 $\gamma > 30^\circ$ , 如 $\alpha_n = 20^\circ$ , 齿高适当缩短, 见本章 2.3 节; 如 $\alpha_n = 25^\circ$ , 则不需缩短
蜗轮齿顶圆(喉圆)直径	$d_{a2}$	$d_{a2} = d_2 + 2h_{a2}$
蜗轮齿根圆直径	$d_{f2}$	$d_{f2} = d_2 - 2h_{f2} = d_{a2} - 2h_2$
蜗轮外圆直径	$d_{e2}$	$d_{e2} \approx d_{a2} + m$
蜗轮齿宽	$b_2$	$b_2 \approx 2m(0.5 + \sqrt{q+1})$
蜗轮齿宽(包容)角	$\theta$	$\theta = 2\alpha \operatorname{rcs} \sin \frac{b_2}{d_2}$
蜗轮咽喉半径	$r_{a2}$	$r_{a2} = a' - 0.5d_{a2}$
端面重合度	$e_a$	$e_a \approx \frac{0.5\sqrt{d_{a2}^2 - d_{f2}^2} + m(1-x_2)/\sin\alpha_n - 0.5d_2\sin\alpha_n}{\pi m \cos\alpha_n}$ 其中 $d_{a2} = d_2 \cos\alpha_n$ $\alpha_n = 20^\circ$ ZA 蜗杆 $\tan\alpha_n = \tan\alpha_n / \cos\gamma$ ZN, ZI, ZK 蜗杆 $\alpha_n = 20^\circ$ 或 $25^\circ$
滑动速度, 分度圆(中圆)处	$v_s$	$v_s = \frac{v_2}{\cos\gamma} = \frac{\pi d_2 n_2}{6 \times 10^6 \cos\gamma} \quad \text{m/s}$
节圆处	$v_s'$	$v_s' = \frac{v_1'}{\cos\gamma'} = \frac{\pi d_1' n_1'}{6 \times 10^6 \cos\gamma'} \quad \text{m/s}$

等方向相反。分解过程如下：



如蜗轮转矩  $T_2$  为已知条件, 则

$$F_{t2} = \frac{2T_2}{d_{m2}} \quad (6.2-16)$$

如蜗杆转矩  $T_1$  为已知条件, 则

$$F_{t1} = \frac{2T_1}{d_1} \quad (6.2-17)$$

从  $T_1$  或  $T_2$  作为已知条件出发, 得到的结果将完全相同。必须注意的是:  $T_1$  和  $T_2$  之间存在着齿数比  $u$  和啮合效率  $\eta_1$  [见式 (6.1-2)] 的关系, 当蜗杆是主动件时则

$$T_1 = \frac{T_2}{u\eta_1} = \frac{T_2 \tan(\gamma + \rho)}{\tan\gamma} \quad (6.2-18)$$

从上述转矩关系式及图 6.2-8 中力的矢量图中可得, 蜗杆为主动件时的诸作用力公式:

$$\begin{aligned} 1) \text{ 圆周力} \\ F_{t1} &= \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2T_2}{d_1 \eta_1 u} = \frac{2T_2 \tan(\gamma + \rho)}{d_1 \tan\gamma} \\ &= F_{t2} \tan(\gamma + \rho) = F_{t2} \end{aligned} \quad (6.2-19)$$

$$\begin{aligned} F_{r2} &= \frac{2T_2}{d_{m2}} = \frac{2T_1 \eta_1 u}{d_{m2}} = \frac{F_{t1}}{\tan(\gamma + \rho)} \\ &= F_{a1} \end{aligned} \quad (6.2-20)$$

式中齿数比  $u = z_2/z_1 = d_{m2}/(d_1 \tan \gamma)$

2) 轴向力

$$F_{a1} = F_{t1} \tan(\gamma + \rho) = F_{t1} \quad (6.2-19a)$$

$$F_{a2} = F_{t2} \tan(\gamma + \rho) = F_{t1} \quad (6.2-20a)$$

由图 6.2-8 正视图上的力矢量图的近似关系得:

3) 径向力

$$F_{r2} = F_{a1} \approx F_{t1} \tan \alpha_a \quad (6.2-21)$$

式中  $\alpha_a$ ——蜗杆轴向压力角 (亦即蜗轮端面压力角); 对于 ZA 蜗杆  $\alpha_a = 20^\circ$ ; 对于 ZN, ZI, ZK 蜗杆  $\tan \alpha_a = \tan \alpha_n / \tan \gamma$ ,  $\alpha_a = 20^\circ$  (或个别情况下  $\alpha_a = 25^\circ$ )。

作用在蜗杆轴和蜗轮轴上诸力的方向, 与轴的旋转方向、何件主动以及螺旋线方向等有关, 不能生搬硬套, 应结合设计条件进行具体分析。当蜗杆、蜗轮同为右螺旋线、转向如图 6.2-8b 所示以及蜗杆为主动的情况下, 轴上作用力的方向示例见图 c。

#### 4 圆柱蜗杆传动的承载能力计算

蜗轮齿齿形状在沿齿宽方向的各个截面上各不相同, 齿面瞬时接触线呈曲线状, 变化规律十分复杂; 沿接触线上各点的曲率半径相对于齿宽亦是变化的, 载荷分布远较其他齿轮传动复杂; 迄今还难以用严密的数学解析方法建立蜗杆传动承载能力计算的理论公式。实用上如美国 AGMA, 英国 B.S. 等计算标准, 也大多是根据工程实践经验和试验验证归纳出的半理论、半经验性计算式, 在一些影响承载能力的主要参量上用实验统计得的指数表达。

根据第 1 章第 3 节的失效形式, 承载能力计算一般包括下列几方面: 1) 蜗轮齿面的疲劳点蚀计算; 2) 蜗轮轮齿的弯曲折断计算; 3) 蜗杆传动的温升验算; 4) 蜗杆轴的刚度验算等。有关蜗轮的磨损计算涉及具体工况、材料、润滑条件等众多变量, 目前还不足以提供作工程设计计算用。下述计算方法主要引自文献 [1]、[2]。

##### 4.1 齿面疲劳点蚀计算

与钢制蜗杆相比, 青铜 (或铸铁) 制的蜗轮就成为两者中的薄弱环节, 因之蜗轮是强度计算的主要对象。

齿面接触应力的的大小, 不仅影响齿面疲劳点蚀的产生, 也直接影响着齿面磨损和胶合的出现, 因之表面接触应力是衡量蜗杆传动承载能力的主要依

据。

如众所周知, 两曲面接触点上的表面接触基本应力  $\sigma_{H0}$  可用经典的赫兹公式来表征, 蜗杆传动也不例外, 即

$$\sigma_{H0} = \sqrt{\frac{1}{\pi \left( \frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \right)} \frac{F_n}{\rho_n L}} \quad (6.2-22)$$

并令材料弹性系数为

$$Z_E = \sqrt{\frac{1}{\pi \left( \frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \right)}} \quad (6.2-23)$$

于是式 (6.2-22) 可化简为

$$\sigma_{H0} = Z_E \sqrt{\frac{F_n}{\rho_n L}} \quad (6.2-24)$$

上述公式中  $F_n$ ——作用于蜗轮齿面的法向力;

$L$ ——蜗轮齿面接触线总长;

$\rho_n$ ——垂直于蜗轮齿面接触线的法面当量曲率半径;

$\nu_1, \nu_2$ ——泊桑比, 对于钢、铜合金和铸铁均可取  $\nu = 0.3$ ;

$E_1, E_2$ ——蜗杆及蜗轮材料的弹性模量,

$E_2$  与  $Z_E$  等可由表 9.2-5 查得。

蜗杆传动在同一瞬间有多对齿啮合, 齿面同时存在多条接触线。图 8.2-9 为投影在齿面上的接触线分布情况。啮合过程中, 接触线总长  $L$  和当量曲率半径  $\rho_n$  也在不断变化。因此求解单位接触线长度上的载荷  $F_n/L$  及  $\rho_n$  比较复杂, 长期未能合理解决。随着计算机技术的发展, 联邦德国 H. Wilkesmann 于 1974 年导出了计算蜗杆传动齿面接触应力的计算公式, 为 Niemann/Winter《机械零件》教科书<sup>[1]</sup>及 Dubbel《机械工程手册》等所引用。公式的建立过程<sup>①</sup>如下:

推导时首先假设蜗杆蜗轮经过跑合后, 赫兹应力  $\sigma_{H0}$  沿各条接触线能达到均匀分布, 亦即认为: 沿同一条接触线上  $\sigma_{H0} = \text{const}$ , 以及在同一啮合瞬时中各条接触线上的  $\sigma_{H0}$  亦相等。由式 (6.2-24), 单位载荷

$$F_n/L = (\sigma_{H0}^2 / Z_E^2) \rho_n$$

接触线微元  $dL$  上的单位载荷

$$dF_n/dL = (\sigma_{H0}^2 / Z_E^2) \rho_n \quad (6.2-25)$$

① 本文的推导引自 Dr. Wilkesmann 给本原作者的通信, 并经过删简和整理; 这是他专为本手册第六篇提供的, 顺致谢忱。——作者注

表6.2-5 蜗杆传动常用材料的性能

蜗轮材料牌号	$\sigma_B$ (N/mm <sup>2</sup> )	$\sigma_{0.2}$ (N/mm <sup>2</sup> )	HR	$\delta_5$ %	$E$ ( $\times 10^4$ N/mm <sup>2</sup> )	$Z_n$ <sup>④</sup> ( $\sqrt{N/mm^2}$ )	$\sigma_{Hlim}$ <sup>①</sup> (N/mm <sup>2</sup> )	$U_{Hlim}$ <sup>②</sup> (N/mm <sup>2</sup> )	$V_{Hlim}$ <sup>③</sup>	相近的国产材料牌号	$\sigma_B$ (N/mm <sup>2</sup> )	$\sigma_{0.2}$ (N/mm <sup>2</sup> )	HB
铸锡青铜DIN1705 G-CuSn12	280	140	80	12	8.83	147	265	115	1-3	铸锡青铜 ZQSn10-1	280	140	80
同上, 离心铸造 GZ-CuSn12	280	150	95	5	8.83	147	425	180	1	同上, 离心铸造或冷模 ZQSn10-1	280	200	90
铸锡磷青铜DIN1705 G-CuSn12Ni	280	160	80	14	9.81	152.2	310	140	1-2	铸锡磷青铜 ZQSn10-0.3-1.5	280	150	—
同上, 离心铸造 GZ-CuSn12Ni	300	180	100	8	9.81	152.2	520	225	0-0.5	同上, 离心铸造 ZQSn10-0.3-1.5	290	170	—
铸锡铁青铜DIN1705 G-CuSn10Zn	260	130	75	15	9.81	152.2	350	185	1-3	—	—	—	—
同上, 离心铸造 GZ-CuSn10Zn	270	150	85	7	9.81	152.2	430	180	1	—	—	—	—
铸铝青铜DIN1714 <sup>⑤</sup> G-CuAl10Fe	500	180	115	10	12.26	184	250	400	1-4	铸铝青铜 <sup>⑤</sup> ZQAl9-4	400	180	100
同上, 离心铸造 <sup>⑥</sup> GZ-CuAl10Fe	550	220	130	16	12.26	184	385	500	1-1 <sup>⑦</sup>	同上, 离心铸造或冷模 <sup>⑤</sup> ZQAl9-4	530	230	110
铸铝铁青铜DIN1714 G-CuAl10Ni	600	270	140	13	12.26	184	560	270	1-4	铸铝铁青铜(冷模) ZQAl10-4-4	650	430	—

同上, 离心铸造 GZ—CuAl10Ni	700	300	180	13	12.26	164	860	377	1.1 <sup>①</sup>	同上, 离心铸造 ZQA110-4-4	700	480	—
铸铝铁镍青铜 DIN114 <sup>⑤</sup>	680	320	170	5	12.20	164	260	402	1.4	铸铝铁镍青铜 <sup>⑤</sup> ZQA110-3-1.5	—	—	—
同上, 离心铸造 <sup>⑥</sup> G—CuAl11Ni	750	400	186	6	12.26	161	265	502	1.1 <sup>⑦</sup>	同上, 离心铸造 <sup>⑥</sup> ZQA110-3-1.6	—	—	—
灰铸铁 DIN1691 <sup>⑧</sup> GG-25	300	120	250	—	9.81	162.2	360	150	1.4	HT200 <sup>⑧</sup> HT300 <sup>⑧</sup>	200 300	—	170~241 187~255
珠光体球铁 DIN1693 <sup>⑨</sup> GG-70	780	500	280	5.5	17.50	182	480	828	1.3	QT700-2 <sup>⑨</sup>	686	480	231~304

注: 本表数据, 主要引自 [1], 有些国家标准 GB141~48“圆弧蜗杆减速机”蜗轮材料亦已采用 ZG—CuSn12Ni, 一些引进设备亦须依据国外材料作蜗轮配件, 出口产品亦须按国外标准用材, 故表列出有关西德材料强度值, 供设计及修配件时参考, 国产材料中 ZQSn10-1 和 ZQSn10-0.3-1.6 柱质强度和齿缘 G—CuSn12 及 G—CuSn12Ni 相近, 建议优先采用。

① 表中  $\sigma_{Hlim}$  值适用于蜗杆为制齿硬齿面 HRC60±2(非经磨削)的传动。

② 蜗杆用钢制齿顶圆(不磨削)者, 将  $\sigma_{Hlim}$  值  $\times 0.75$ ; 蜗杆用灰铸铁制(不磨削)者, 将  $\sigma_{Hlim}$  值  $\times 0.5$ 。

③  $U_{lim}$  值适用于齿形角  $\alpha_s = 20^\circ$  者, 当  $\alpha_n = 26^\circ$  时, 将  $U_{lim} \times 1.2$ ; 受交变循环载荷时, 将  $U_{lim} \times 0.7$ ; 受短期冲击过载(时间约 15 秒)作静强度校核时, 将  $U_{lim} \times 2.5$ 。

④  $Y_a$  为蜗杆、蜗轮材料组合对摩擦系数的修正系数, 见表式(6.1—6); 表值适用于渗碳淬火磨削的蜗杆。

⑤  $Y_b \times 1.2$ : 蜗杆用铸钢制(不磨削)时, 将  $Y_b \times 1.2$ ; 蜗杆用铸铝制(不磨削)时, 将  $Y_b \times 1.1$ 。

⑥  $Z_e$  按表式(6.2—23)算得。

⑦ 铸铁类青铜抗胶合性能差, 一般仅适用于低速及手动装置, 宜用矿物油润滑, 以利磨合。

⑧ 仅适用于低速及手动装置。

⑨ 过载时,  $Y_a$  还会增大。

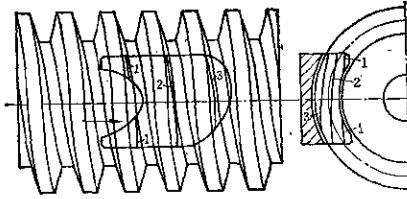


图6.2-9 圆柱蜗杆传动的接触线

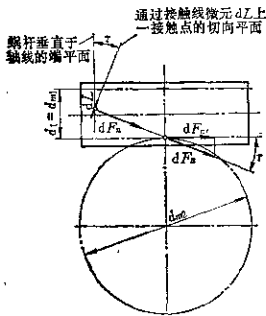


图6.2-10 齿面接触点处的夹角 $\tau$

作用于微元  $dL$  上的法向力  $dF_n$  可分解为沿蜗轮圆周方向的切向力  $dF_t = dF_n \cos \tau$ ，其中  $\tau$  为通过  $dL$  上接触点的切向平面和蜗杆端面之间的夹角（图 6.2-10）。 $F_n$  可化成蜗轮转矩  $T_2$  的关系（近似以蜗轮中圆  $d_{m2}$  上的关系求解），即

$$dT_2 = dF_n \cdot d_{m2}/2 = dF_n \cos \tau \cdot d_{m2}/2$$

由式(6.2-25)得

$$dT_2 = (\sigma_{H0}^2 / Z_E^2) (d_{m2}/2) \rho_n \cos \tau dL \quad (6.2-26)$$

对上式积分，得蜗轮转矩

$$T_2 = \int dT_2 = \frac{\sigma_{H0}^2}{Z_E^2} \cdot \frac{d_{m2}^2}{2} \int \rho_n \cos \tau dL$$

接触线

设  $k=1 \dots m$  为一个蜗杆齿距内同时啮合的瞬时接触线数目，则

$$T_2 = \frac{\sigma_{H0}^2}{Z_E^2} \cdot \frac{d_{m2}^2}{2} \sum_{k=1}^m \int \rho_n \cos \tau dL \quad (6.2-27)$$

接触线

或

$$\sigma_{H0} = Z_E \sqrt{\frac{2T_2}{d_{m2} \sum_{k=1}^m \int \rho_n \cos \tau dL}} \quad (6.2-28)$$

接触线

通过计算机运算，即可求出  $\sigma_{H0}$ 。

为便于工程计算，将有关几何参数  $L, \rho_n, d_{m2}$  等换成  $a', (d_1/a')$  及  $Z_v$  来表达。其中  $Z_v$  名为接触系数，用以考虑蜗杆类型、接触线长度和当量曲率半径等对齿面接触应力的影响。在基本应力  $\sigma_{H0}$  式中，另再考虑外部动载荷对转矩  $T_2$  的影响而引入使用系数  $K_A$ （由于蜗杆传动工作较平稳且圆周速度不高内部动载系数  $K_v=1$ ）。因此式(6.2-28)最后可表达成验算公式：齿面接触疲劳工作应力

$$\sigma_H = Z_E Z_{E\sigma} \sqrt{1000 T_2 K_A / a^3} \leq \sigma_{HF} \quad \text{N/mm}^2 \quad (6.2-29)$$

许用接触应力

$$\sigma_{HF} = \sigma_{Hlim} Z_{\epsilon} Z_{\beta} / S_{Hmin} \quad (6.2-30)$$

式中  $Z_E$ ——材料弹性系数，查表6.2-5；

$Z_v$ ——蜗杆传动接触系数，按蜗杆分度圆直径与中心距的比值  $(d_1/a')$  查图6.2-11；

$K_A$ ——使用系数，查表2.4-9；

$T_2$ ——蜗轮转矩 N·m；

$a'$ ——啮合中心距 mm；

$\sigma_{Hlim}$ ——蜗轮齿面的接触疲劳极限强度值，

查表6.2-5；

$Z_{\epsilon}$ ——寿命系数

$$Z_{\epsilon} = \sqrt[3]{25000 / L_h} \leq 1.6 \quad (6.2-31)$$

$L_h$ ——工作小时数  $h$ ；对载荷无变化的间歇或短时传动，只须按实际运转时数计算，例如若载荷持续率为40%，则  $L_h = 0.4 L_{hz}$  ( $L_{hz}$  为名义总工作小时数)。当  $Z_{\epsilon} > 1$  时，温升验算显得更为重要；对于短时传动，实践经验及试验均证明  $Z_{\epsilon} > 1.6$  的情况也可能存在。对于载荷（蜗轮圆周力  $F_{t2}$  或转矩  $T_2$ ）变化的传动，则用当量寿命时数  $L_{he}$  替代  $L_h$ ，即

$$L_{he} = (t_1^3 F_{t2}^3 + t_2^3 F_{t21}^3 + t_3^3 F_{t22}^3 + \dots) / F_{t2}^3 \quad (6.2-32)$$

其中  $t$  为与名义载荷  $F_{t2}$  相当的工作时数， $t_i$  为与载荷  $F_{t2i}$  相当的工作时数，载荷也可直接用转矩代入式(6.2-32)。

$Z_v$ ——转速对载荷循环次数的影响系数，当转速不变时



$$Z_n = \left[ \frac{1}{(n_2/8) + 1} \right]^{1/8} \quad (6.2-33)$$

$n_2$ ——蜗轮转速  $r/min$

当转速有变化时

$$Z_n = \left( \frac{Z_{n0}^2 t_0 + Z_{n1}^2 t_1 + Z_{n2}^2 t_2 + \dots}{t_0 + t_1 + t_2 + \dots} \right)^{1/2} \quad (6.2-34)$$

其中  $Z_{n0}$ ,  $Z_{n1}$ ,  $Z_{n2}$  为蜗轮转速相应等于  $n_{20}$ ,  $n_{21}$ ,  $n_{22}$ , ... 及时数相应为  $t_0$ ,  $t_1$ ,  $t_2$ , ... 时的转速系数 [由式(6.2-33)求得]。

$S_{Hmin}$ ——疲劳点蚀计算时的最小安全系数。按机器要求的可靠度和由失效引起的后果严重性而定, 一般可取  $S_{Hmin} = 1 \sim 1.3$ 。

疲劳点蚀安全系数验算公式为

$$S_H = \frac{\sigma_{Hlim} Z_H Z_n}{\sigma_H} = \frac{\sigma_{Hlim} Z_H Z_n}{Z_E Z_{\sigma} \sqrt{1000 T_2 K_A / a^3}} \quad (6.2-35)$$

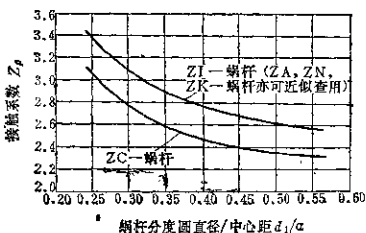


图6.2-11 圆柱蜗杆传动的接触系数  $Z_H$

1. ZI(ZA, ZN, ZK)蜗杆刀具齿形角  $(\alpha_s, \alpha_n) = 20^\circ$ , 变位系数  $x_2 \approx 0$ ; 其它情况近似取用。
2. ZC(圆弧圆柱)蜗杆  $\alpha_s \approx 24^\circ$ ,  $x_2 \approx 0.5$ 。
3.  $(d_1/a)$ 按已知尺寸算出, 初步设计时按式(6.2-51)和(6.2-52)估取,  $u$ 小时取大值,  $u$ 大时取小值。

#### 4.2 蜗轮轮齿的弯曲强度计算

蜗轮轮齿呈倾斜的弧状曲梁, 一般不易发生齿根弯曲折断, 通常齿的折断仅发生在齿数过多 ( $z_2 > 80$ ) 而模数过小时, 或齿缘长期过度磨损, 齿厚过薄, 受到短时过载或冲击时偶有出现。由于齿的截面形状复杂, 沿齿宽方向各截面上齿形各不相同, 左右齿廓形状也不对称, 迄今, 还无法建立可供工程设计用的弯曲应力通用解析式。根据实践认识, 齿根弯曲强度主要与模数  $m$  和齿宽  $b_2$  这两个主要几何参量有关, 因此采用了简单条件计算方法即  $U$  系数法来校核。

$$U = \frac{F_{t2} K_A}{m b_2} \leq U_P = \frac{U_{lim}}{S_{Fmin}} \quad N/mm^2 \quad (6.2-36)$$

轮齿弯曲折断安全系数

$$S_F = \frac{U_{lim}}{U} = \frac{U_{lim} m b_2}{F_{t2} K_A} \geq S_{Fmin} \quad (6.2-37)$$

式中  $F_{t2}$ ——蜗轮圆周力  $N$ , 见式(6.2-20);

$K_A$ ——使用系数, 查表2.4-9;

$m$ ——蜗杆轴向模数亦即蜗轮端面模数  $mm$ ;

$b_2$ ——蜗轮齿宽  $mm$ , 见表6.2-4;

$U_P$ ——许用  $U$  系数;

$U_{lim}$ ——蜗轮弯曲计算时的极限  $U$  系数,  $N/mm^2$ , 查表6.2-5, 载荷反复时乘以0.7,  $\alpha_n = 26^\circ$  时乘以1.2; 短期冲击过载静强度乘以2.5;

$S_{Fmin}$ ——弯曲计算时的最小安全系数, 按机器要求的可靠度和重要性而定, 通常  $S_{Fmin} = 1 \sim 1.7$ 。

#### 4.3 蜗杆传动的温升计算

为保证蜗杆传动正常运转, 温升验算十分重要。

蜗杆传动的啮合、轴承、密封等摩擦损耗以及搅油损耗等导致了减速器的温升和发热现象。当油温超过  $100^\circ C$  时, 润滑油迅速老化, 添加剂开始析出, 密封圈粘着, 随之加速了齿面磨损、点蚀和胶合的发生。为此须将减速器的温升稳定在一定的范围内。保持温升不超过一定值的必要条件是单位时间内的发热量与散热量平衡, 亦即

$$\text{总损耗功率 } P_v \leq \text{散热功率 } Q_{av}$$

温升安全系数  $S_T$  的验算公式为:

$$S_T = \frac{Q_{av}}{P_v} \geq 1 \quad (6.2-38)$$

a. 蜗杆传动的总损耗功率  $P_v$ 。

(1) 蜗杆主动时

$$P_v = P_1(1-\eta) = \frac{P_2}{\eta}(1-\eta) \quad kW \quad (6.2-39)$$

式中  $P_1$ ——蜗杆输入功率  $kW$ ;

$P_2$ ——蜗轮输出功率  $kW$ ;

$\eta$ ——总效率, 见式(6.1-1)及(6.1-2)。

(2) 蜗轮主动时

$$P_v = P_2(1-\eta) = \frac{P_1}{\eta}(1-\eta) \quad kW \quad (6.2-40)$$

式中  $\eta$ ——总效率, 见式(6.1-1)及(6.1-3)。

b. 油池润滑油的散热功率  $Q_{oi}$

$$Q_{oi} = \theta_{oi} A_{oi} k_{oi} \quad \text{kW} \quad (6.2-41)$$

(1) 箱外壁的持久稳定温升  $\theta_{oi}$

$$\theta_{oi} = [(\theta_L - \theta_{oi}) / (1.03 + 0.1 \sqrt{n_1 / 1000})] - 1.5 \quad \text{K} \quad (6.2-42)$$

式中  $\theta_L$ ——油池油温  $^{\circ}\text{C}$ ; 取  $\theta_L \leq \theta_{L1im}$   
 $= 70 \sim 80^{\circ}\text{C}$ ;

$\theta_{oi}$ ——箱外周围空气温度  $^{\circ}\text{C}$ ;

$n_1$ ——蜗轮转速  $\text{r/min}$

(2) 散热面积  $A_{oi}$

箱体有好的散热筋片  $A_{oi} \approx 9 \times 10^{-5} a^{1.55} \text{ m}^2$

箱体散热筋片较少  $A_{oi} \approx 9 \times 10^{-5} a^{1.5} \text{ m}^2$   
 (6.2-43)

式中  $a$ ——蜗杆传动中心距  $\text{mm}$ 。

(3) 传热系数  $k_{oi}$

蜗杆下置时:

有风扇

$$k_{oi} \approx 6.6 \times 10^{-3} \left[ 1 + 0.4 \left( \frac{n_1}{60} \right)^{0.75} \right] \quad \text{kW/m}^2\text{K} \quad (6.2-44)$$

无风扇

$$k_{oi} \approx 6.6 \times 10^{-3} \left[ 1 + 0.23 \left( \frac{n_1}{60} \right)^{0.75} \right] \quad \text{kW/m}^2\text{K} \quad (6.2-45)$$

蜗杆上置时: 将上式  $k_{oi}$  乘以 80%。因考虑上置时油的飞溅冷却作用较差。

蜗杆侧置(蜗轮轴垂直放置而轮宽有一半没油)时: 可照蜗杆下置处理。

装于车辆上在行车中风冷的蜗杆减速器:

$$k_{oi} \approx 5.5 \times 10^{-3} (1 + 0.5 v_{oi}) \quad \text{kW/m}^2\text{K} \quad (6.2-46)$$

式中  $v_{oi}$ ——风速  $\text{m/s}$ , 可取风速等于车速。

c. 喷油循环润滑时的散热功率  $Q_{os}$

$$Q_{os} = c \rho Q_K (\theta_{is} - \theta_{oui}) \quad \text{kW} \quad (6.2-47)$$

式中  $c$ ——润滑油的比热容,  $c \approx 1.7 \text{ kWs/kg} \cdot \text{K}$ ;

$\rho$ ——油的密度,  $\rho \approx 900 \text{ kg/m}^3$ ;

$\theta_{is}$ ——油流入油冷却器时的温度  $^{\circ}\text{C}$ ;  $\theta_{is} \leq 70 \sim 80^{\circ}\text{C}$ ;

$\theta_{oui}$ ——油流出油冷却器时的温度, 即供油温度  $^{\circ}\text{C}$ ;

$Q_K$ ——油的流量  $\text{m}^3/\text{s}$ , 如果流量未事先规定, 亦可联立解式(6.2-47)及(6.2-38); 从热平衡要求解算所需流量; 即

$$Q_K \geq \frac{P_1(1-\eta)}{c\rho(\theta_{is}-\theta_{oui})} \quad \text{m}^3/\text{s} \quad (6.2-48)$$

喷油润滑而同时有局部浸油时仅作为辅助措施, 不作油池散热计算。油泵压力一般为 1.5bar 左右。

d. 蜗轮平均功率  $P_{2m}$  功率变动的传动, 取蜗轮平均功率  $P_{2m}$  代入式(6.2-39)计算之:

$$P_{2m} \approx \frac{P_{2(t_1)} t_{t_1} + P_{2(t_2)} t_{t_2} + \dots}{t_{t_1} + t_{t_2}} \quad \text{kW} \quad (6.2-49)$$

式中  $P_{2(t)}$ ——蜗轮在时间为  $t_i$  时的输出功率  $\text{kW}$ ; 其它类推。

当温升验算通不过时可采取下述措施:

- 1) 在箱体上多加散热筋片;
- 2) 采用风冷或循环强迫冷却(油池内添冷却蛇形水管或循环喷油);
- 3) 采用摩擦系数小的合成润滑油;
- 4) 改变设计, 加大箱体尺寸。

#### 4.4 蜗杆轴的刚度计算

蜗杆轴的强度计算可参照材料力学方法处理。刚度验算对蜗杆轴的设计必不可少, 因为蜗杆轴刚度不足时将严重影响啮合的正常啮合, 造成偏载, 加剧磨损和发热。

蜗杆轴的最大挠度

$$\delta = \frac{(\sqrt{F_{t1}^2 + F_{r1}^2})^3}{48 E_1 I} \leq \delta_{lim} \quad \text{mm} \quad (6.2-50)$$

式中  $F_{t1}$ ——蜗杆圆周力  $\text{N}$ , 见式(6.2-19);

$F_{r1}$ ——蜗杆径向力  $\text{N}$ , 见式(6.2-21);

$l$ ——蜗杆轴承间的跨距,  $\text{mm}$ , 根据图纸结构尺寸确定。初步计算时可取  $l \approx (1.3 \sim 1.5) a'$ ;

$E_1$ ——蜗杆轴的弹性模量  $\text{N/mm}^2$ , 钢制时  $E_1 = 206000 \text{ N/mm}^2$ ;

$I$ ——轴危险截面处的惯性矩,  $\text{mm}^4$ ;

$$I = \frac{\pi d_1^4}{64} \approx \frac{\pi d_1^4}{64}$$

根圆直径  $d_1$  可近似用分度圆直径  $d_1$  代替。因蜗杆有螺旋牙环绕, 增强了刚度;

$\delta_{lim}$ ——极限挠度  $\text{mm}$ , 淬硬蜗杆  $\delta_{lim} \approx 0.004m$ , 调质蜗杆  $\delta_{lim} \approx 0.01m$ ,  $m$  为蜗杆模数。

蜗杆刚度安全系数

$$S_3 = \delta_{lim} / \delta \geq S_{\delta lim} = 0.5 \sim 1$$

式中  $S_{\delta lim}$ ——最小蜗杆刚度安全系数; 根据蜗

⑤ 引自 S. Fronius: Konstruktions Lehre—Atriebelemente, 1979, 第 361 页, 经过整理。——作者注

杆蜗轮副材料的跑合可能性及对传动效率的要求而定,当有可能借助跑合方法弥补齿合误差及要求用较小的 $d_1$ 来获得大的导程角 $\gamma$ [见式(0.2-2)]以提高效率时, $S_{st,m}$ 可取小值,一般情况下应尽可能 $\geq 1$ 。

### 5 蜗杆传动尺寸的初步确定

前述承载能力计算方法都属于校验性质,因此首先应初步确定传动的基本尺寸,通常可有下述几种方法:

(1) 根据设计要求所给定的中心距 $a$ 和传动比 $i$ 的相近范围,从国标GB10085—89《圆柱蜗杆传动基本参数》匹配表中直接选定 $a, i, m, d_1, z_1, z_2, q, \gamma, x_2, d_{a1}, d_{f1}$ 等搭配值,然后进行承载能力核算。

(2) 根据给定的中心距 $a$ 及传动比 $i$ (或按结构及设计的要求自定义 $a$ 值及传动比 $i$ )从表6.2-3取 $a$ 的标准系列值。然后从下列经验公式估取蜗杆分度圆直径 $d_1$ :

$$\left. \begin{aligned} d_1 &\approx (0.3 \sim 0.4)a, \text{ 当 } u = 70 \sim 20, \\ d_1 &\approx (0.4 \sim 0.5)a, \text{ 当 } u = 20 \sim 5 \end{aligned} \right\} \quad (6.2-51)$$

或用较通用的 AGMA 经验公式估取

$$d_1 \approx 0.68a^{0.875} \quad (6.2-52)$$

求得 $d_1$ 后,应按表6.2-2取标准值 $d_1$ (以符合蜗轮滚刀直径系列值)。然后按 B.S.724 荐用的经验式选取蜗杆头数 $z_1$ ,即

$$z_1 \approx (7 + 2.4\sqrt{a})/i \quad (6.2-53)$$

圆整 $z_1$ 及 $z_2(z_2 = iz_1)$ , 重求 $u = z_2/z_1$ 。

按下列经验式估取模数 $m$

$$m \approx (1.4 \sim 1.7)a/z_2 \quad (6.2-54)$$

求出的 $m$ 值应按表6.2-1取标准值。

根据上述取定的标准值 $d_1$ 和 $m$ ,由式(6.2-12) $q = d_1/m$ 求出 $q$ ,并由式(6.2-2) $\tan\gamma = z_1/q$ 求出导程角 $\gamma$ 。这样就可定出蜗杆、蜗轮的几何尺寸参数(参见表6.2-4),再进行承载能力验算。

(3) 如未预给或预取中心距 $a$ 值,可按接触强度验算公式(6.2-29~30)求解 $a$ ,即

$$a \geq 10 \times \sqrt[3]{T_1 K_A \left( \frac{Z_p Z_E S_{H \min}}{Z_1 \sigma_H \sigma_{H \lim}} \right)^2} m \quad (6.2-55)$$

初步概算时,取工作小时数 $L_h = 25000h$ ,由式(6.2-31)得 $Z_H = 1$ , $Z_n$ 用式(6.2-33)代入,化简得初步设计公式

$$a \geq 10 \times \sqrt[3]{T_1 K_A \left( \frac{Z_p Z_E S_{H \min}}{\sigma_H \sigma_{H \lim}} \right)^2 \left( \frac{n_2}{8} + 1 \right)^{1/4}} m \quad (6.2-56)$$

式中符号意义同式(6.2-29~30), $Z_n$ 按图6.2-11查取前应先按式(6.2-51)选取 $(d_1/a)$ 的比值。求出 $a$ 后,按表6.2-3圆整成标准值,再如前述(2)中的步骤定出其它主要参数进行承载能力核算。

### 6 蜗杆、蜗轮的结构设计

#### 6.1 蜗杆的结构

蜗杆与轴绝大部分做成整体式(图6.2-12,a, b, c)。设计时应注意:1)留出必要的车、铣、磨削退刀位置。2)在蜗杆螺牙尺寸已定情况下尽量在

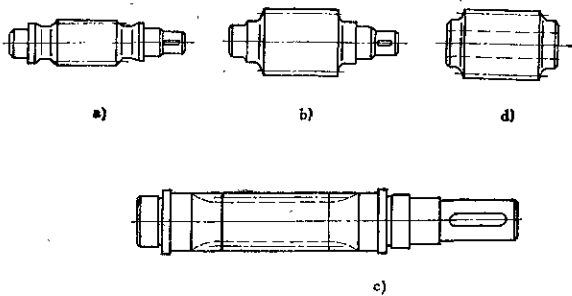


图6.2-12 蜗杆的结构

- a) b) c) 整体式 d) 镶套式 a) 最常用,  $q \approx 7 \sim 11$ , 适于高速、高效传动  
b) 大直径取  $q \approx 12 \sim 11$ , 适于低速传动, 效率不高 c) 直径小而铣削时



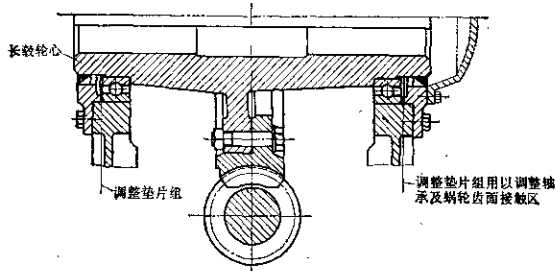


图6.2-14 长轴蜗轮轮芯 (材料: 灰铸铁)

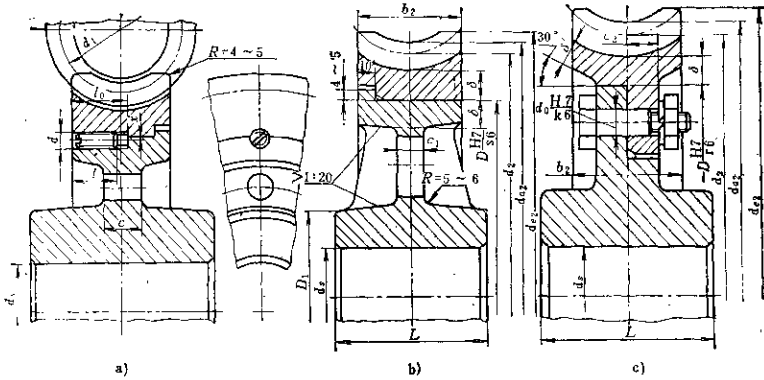


图6.2-15 蜗轮结构尺寸的经验比例

a)、b)为过盈配合 c)为凸缘对中加铰制孔螺栓固定;  $d_1$ —轴直径;  $D_1=(1.8\sim 1.8)d_1$ ;  $L=(1.2\sim 1.8)d_1$ ;  $c=0.3b_1$ ;  $\delta=2m$ (模数),  $\delta$ 不小于10mm;  $l\approx 0.3b_2l_0=1+2.5d$ (紧定螺钉直径);  $x=2\sim 3$ mm;  $c_1=0.2b_2$ , 但不小于10mm;  $v_2=2.5b_2$ ;  $d_6$ —铰制孔螺栓直径, M12~M20, 由计算确定个数

最常用的则是采用铰制孔用螺栓将轮心与齿圈拉紧固定, 齿圈与轮心的定位表面用  $\frac{H7}{r6}$  或  $\frac{H7}{k6}$ , 为增强蜗轮支承刚性并利于采用大直径轴承, 亦可采用长轴轮芯, 将轴承内圈安装在长轴上 (图6.2-14), 轴用键与轮毂固联, 仅受扭矩。轮毂安装轴及密封圈处的表面须磨削精加工。

蜗轮结构尺寸的经验比例参见图6.2-15。

此外, 蜗轮轮齿的结构在轴向应与齿宽中间平面对称, 蜗杆蜗轮的齿宽中线也尽可能与其左右轴颈中线对称, 这样设计是因为蜗轮齿是易磨损件, 齿工作面一侧损伤后, 可将蜗轮或蜗杆反过来安装, 则另一侧齿面还能继续工作。

### 6.3 箱体及支承结构

喷油润滑时, 蜗杆可随意布置在蜗轮上面、下面、或侧面。油池润滑时则尽可能将蜗杆布置于蜗轮下方; 当  $v_1 \leq 5$  m/s 时, 蜗杆也容许置于蜗轮上面, 侧置时则  $v_1 \leq 1$  m/s 为宜。

箱体上散热筋片应顺着蜗杆轴上风扇风流方向布置。轴承盖外端面必要时亦能铸上散热筋片。检查孔位置应便于观察蜗轮齿面接触区调整情况。

蜗杆及蜗轮的支承通常都采用滚动轴承。蜗杆支承跨距  $l_1$  应尽量紧凑, 通常  $l_1 \approx (1.3\sim 1.5)a$ , 其中 1.3 用于  $a \approx 500$  mm, 1.5 用于  $a \approx 50$  mm。蜗轮支

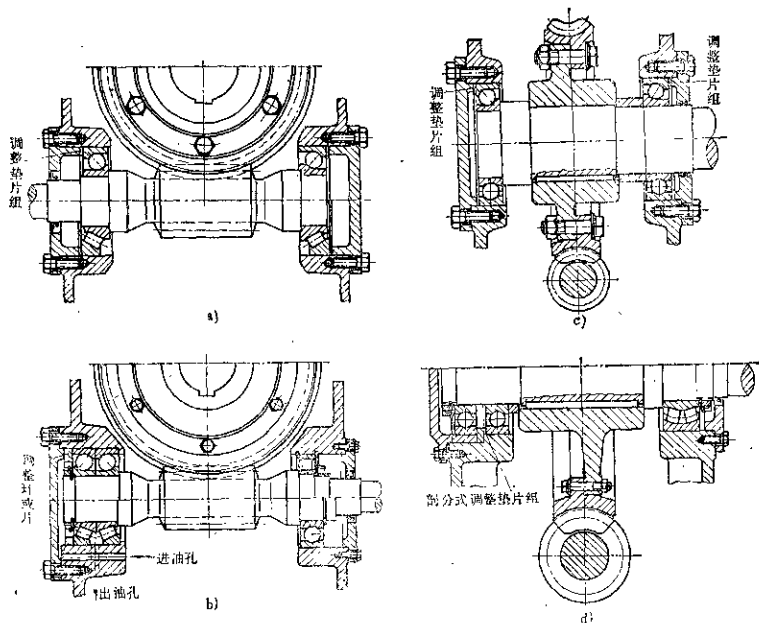


图6-2-16 蜗杆及蜗轮轴承结构组合方式

- a) 蜗杆跨距较小时 b) 蜗杆跨距大时受严重双向传动冲击载荷时  
c) 用于中、小尺寸的蜗轮时 d) 用于大尺寸蜗轮并受大的外部附加载荷时

支承距  $l_2 \approx (0.5 \sim 0.7)d_2$ ,  $d_2$  为蜗轮分度圆直径, 其中  $0.5$  适用于小尺寸传动。

蜗轮蜗杆具有轴向力。当跨距小时常采用向心推力球轴承或圆锥滚子轴承; 轴向力不大时亦可采用向心球轴承。支承跨距较大或载荷有冲击而双向传动时可在一个支座上采用两个相反方向放置的向心推力球轴承或圆锥滚子轴承并加以预紧, 用以承受轴向及径向力, 另一支座则采用一个单列向心球轴承或滚子轴承并容许其与箱体有相对轴向滑动。也可在一端采用双列球面球轴承或双列球面滚子轴承, 另一端采用单受径向力的向心轴承。轴承结构组合方式示例见图6-2-16及6-2-14, 轴向位置和游隙的调整依靠事先磨制好的调整环或垫片组, 它们可以放置在轴承外圈和压盖圆筒之间, 薄垫片组也可放置在压盖端面 and 箱体凸缘之间, 垫片组放置在轴承孔内亦有其方便之处(如图6-2-16), 一是薄垫片上不必冲制螺钉孔, 装配也简易, 另一是垫片径向

尺寸相对要小些。

蜗杆支承结构必须容许蜗杆受热后能自由伸长, 应留有必要膨胀余隙。蜗轮轴向定位的调整, 要求十分精确, 齿面中间平面应设法调整在蜗杆轴心平面上, 否则难以正确啮合, 齿面在短时间内就有可能遭致严重磨损。传动中间平面的极限偏差  $f_s$  见表6-2-20。箱体轴孔中心距极限偏差  $f_s$  和轴交角极限偏差  $f_{\alpha}$  可参见表6-2-18及6-2-19。

## 7 蜗杆传动的接触区和啮合、试运转

### 7.1 接触区的合理分布

对于单向传动的蜗杆传动, 安装调整时应使接触区偏向齿面的啮出侧(图6-2-17), 这样, 有利于在啮入口处造成油楔空间, 容易形成油膜润滑。切忌使接触区偏向啮入侧, 因受载后油在尚未带入齿面中间以前, 在啮入口处就被挤出, 无法形成油

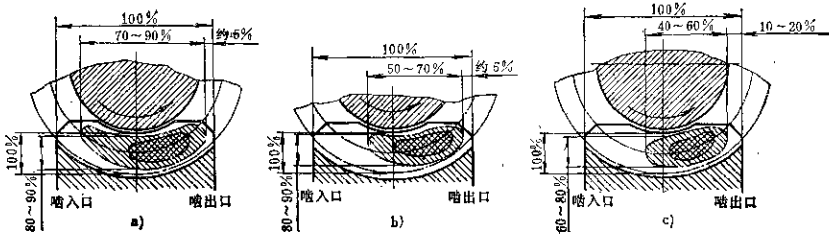


图6.2-17 蜗杆传动轻载涂色试验下接触区的合理分布情况  
a)适于低载低噪声要求的传动 b)适于一般重载传动 c)适于剧烈变动和冲击载荷的传动

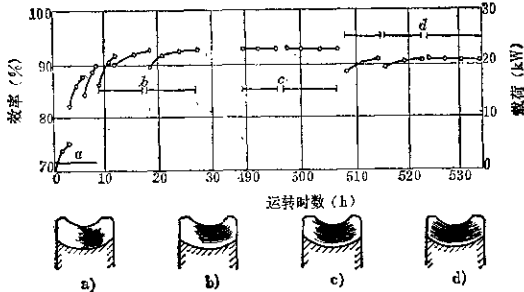


图6.2-18 蜗杆传动跑合过程中接触区和效率的变化情况  
a)轻载跑合 b)额定载荷下跑合 c)跑合好后在额定载荷下工作运转 d)超载运转时

膜润滑，最易遭致磨损和胶合。接触区的位置可以通过垫片组调整蜗轮的轴向位置获得改善。一经调整好，蜗轮轴向位置必须固定，不容变动。此外在设计时通过蜗轮刀具的变位，也能改善接触区。随着装置的跑合和试运转，齿面接触区将会逐步延伸和扩大（图6.2-17）。

对于双向传动的蜗轮，接触区可调整到齿宽中部。

此外，接触斑点不宜沿全齿高和全齿宽分布，以免受载变形下造成齿顶、齿根或边缘接触承载。对要求噪声小的传动，接触斑点分布面积则应大些并靠向齿根方向。对重载和受冲击载荷的传动，接触区面积沿齿高、齿宽方向则要求小一些，并靠向齿顶方向（图6.2-17）。

## 7.2 蜗杆传动的跑合和试运转

蜗杆传动制造和装配后，必须经过精心跑合才能出厂，这是一个必不可少的重要工序。如前所

述，由于蜗轮滚刀不可能做到和工作蜗杆绝对相同，故其共轭齿形的最后形成，全靠跑合和受载运转中实现。跑合后蜗杆的承载能力特别是效率都会有大幅度的提高（图6.2-18）。

跑合时一般保持低速，逐步加载。通常  $n_1 = 50 \sim 100 r/min$ ，在额定载荷下要跑合  $1 \sim 3$  小时，采用粘度较大的矿物油（跑合时不宜用极压油）。仔细观察齿面粗糙度的变化状况和接触斑点的分布情况，达理想情况后，须全部清洗，将润滑油换成新油。跑合中如出现蜗杆齿面粘铜现象，应及时停车，把齿面粘铜用细砂纸打磨掉再继续跑合。跑合好的蜗杆、蜗轮副应配对打好印记。特别是要将调整和跑合好的蜗轮蜗杆的轴向距离打上钢印标记，便于用户日后拆装时能维持原有理想状况。

试车时，可在额定载荷下先空载运转，测试轴承温升和密封泄漏情况，然后逐步加载至额定载荷。观察齿面及箱体温升情况。

## 8 圆柱蜗杆传动的精度与公差

## 8.1 精度等级

国标 GB10089—88 《圆柱蜗杆蜗轮精度》规定12个精度等级,第1级精度最高,第12级最低。

按公差特性及对传动性能所起的保证作用,可以分成三个公差组,见表6.2-6。

## 8.2 齿坯公差

(1) 蜗杆、蜗轮在加工、检验、安装时的径向、轴向基准面应尽可能一致,并应在相应的零件工作图上标注。

(2) 蜗杆、蜗轮的齿坯公差包括:(1)轴和孔的尺寸公差;(2)轴和孔的形位公差;(3)齿顶圆直径公差;(4)齿坯基准面的径向和端面跳动公差。有关数值见表6.2-26至6.2-27。

## 8.3 蜗杆、蜗轮的检验与公差

(1) 根据传动的工作要求和生产规模,检验时应从表6.2-7的三个公差组中各选一个检验组组成相应的检验项目指标,作为验收蜗杆、蜗轮的精度。当一个检验组由两项或两项以上的误差组成时,应以检验组中最低的一项精度来评定蜗杆、蜗轮的精度等级。

(2) 有关各精度等级下蜗杆、蜗轮各检验项目的公差或偏差数值可查国标GB10089—88,本文摘取工程较常用的4~9级精度检验项目,列表于后;蜗杆的 $f_h, f_{hL}, f_{pa}, f_{paL}, f_{f1}$ 值见表6.2-8;  $f_s$ 见表6.2-9。蜗轮的 $F_p, F_{pk}, F_v$ 及 $F'_p$ 值分别见表6.2-10、表6.2-11及表6.2-12。蜗轮的 $f'_s, f_{p1}$ 及 $f_{12}$ 值分别见表6.2-13、表6.2-14,及表6.2-15。蜗轮的 $F'_p$ 及 $f'_s$ 值按下列关系式计算之:

$$F'_p = F_p + f_{12}$$

表6.2-6 圆柱蜗杆传动的公差组

公差组	检验项目名称	代号	作用	查取
I	蜗杆:—			
	蜗轮: 切向综合公差	$F'_{11}$	传递运动的准确性	表6.2-16
	径向综合公差	$F''_{11}$		表6.2-12
	周节累积公差	$F_p$		表6.2-10
	k个周节累积公差	$F_{pk}$		表6.2-10
	齿圈径向跳动公差	$F_r$		表6.2-11
传动: 传动切向综合公差	$F'_{12}$	表6.2-18		
II	蜗杆:—		传动的平稳性	
	螺旋线公差	$f_{h1}$		表6.2-8
	轴向齿距极限偏差	$\pm f_{pa}$		表6.2-8
	轴向齿距累积公差	$f_{paL}$		表6.2-8
	齿槽径向跳动公差	$f_r$		表6.2-9
	蜗轮: 相邻齿切向综合公差	$f'_{11}$		表6.2-16
	相邻齿径向综合公差	$f'_{12}$		表6.2-13
	周节极限偏差	$\pm f_p$		表6.2-14
	传动: 传动相邻齿切向综合公差	$f'_{12}$		表6.2-16
	III	蜗杆: 齿形公差		$f_{11}$
蜗轮: 齿形公差		$f_{12}$	表6.2-15	
传动: 接触斑点			表6.2-17	
中心距极限偏差		$\pm f_a$	表6.2-18	
轴交角极限偏差		$\pm f_{\Sigma}$	表6.2-19	
中间平面极限偏差		$\pm f_n$	表6.2-20	

注: 1. 根据使用要求不同,允许各公差组选用不同精度等级的组合,但同一公差组中各项公差与极限偏差应保持相同的精度等级。

2. 配对的蜗杆蜗轮的精度等级一般取成相同,也允许取成不同,对有特殊要求的蜗杆传动,除 $F_{11}, F'_{11}, f'_{11}$ 项目外,其蜗杆蜗轮左右齿面的精度等级也可取成不相同。

3. 各公差名称的定义,参见国标GB10089—88《圆柱蜗杆蜗轮精度》。



表6.2-7 圆柱蜗杆和蜗轮的检验组

类别	第I公差组(运动的准确性)	第II公差组(传动的平稳性)	第III公差组(载荷分布的均匀性)
蜗杆检验组		$f_{11}, f_{12}$ (用于单头蜗杆) $\pm f_{p1}, f_{b1}$ (用于多头蜗杆); $\pm f_{p1}, \pm f_{p1L}, f_{s1}$ ; $\pm f_{p1}, \pm f_{p1L}$ (用于7~9级); $\pm f_{p1}$ (用于10~12级)。	$f_{11}$
蜗轮检验组	$F'_{11}$ ; $F_p, F_{p1}$ ; $F_p$ (用于5~12级); $F_s$ (用于9~12级); $F_s'$ (用于1~12级)。	$f_{11}'$ ; $f_{11}''$ (用于7~12级); $\pm f_{p1}$ (用于5~12级)。	$f_{12}$ ; 接触斑点(此时可不检验 $\Delta f_{12}$ )。

$$f'_{11} = 0.6(f_{p1} + f_{s1})$$

(3) 以上各表所列公差值均以工作轴线为测量的基准轴线。如实际测量基准不符要求时,应考虑从实测结果中消除基准不同的影响。

(4) 当基准蜗杆齿形角 $\alpha$ 不等于 $20^\circ$ 时,蜗杆 $f_s$ 及 $F_s$ ,蜗轮 $F_s'$ 及 $f_{s1}'$ 的值相应乘以 $\sin 20^\circ / \sin \alpha$

### 8.4 传动的检验与公差

(1) 传动精度主要以传动切向综合公差 $F'_{10}$ ,传动相邻齿切向综合公差 $f'_{10}$ 和接触斑点的形状、分布位置与面积大小来评定。

对5级或低于5级精度的传动允许用蜗杆副 $\odot$ 的综合切向公差 $F'_{10}$ 及相邻齿的切向综合公差 $f'_{10}$ 来替代 $F'_{10}$ 和 $f'_{10}$ 的检验;或以相应I、II公差组内的蜗杆、蜗轮检验组中最低的结果来评定其传动精度。

对中心距不可调的蜗杆传动,除检验接触斑点外,同时还应检验 $\pm f_{s1}$ ,  $\pm f_{s2}$ 和 $\pm f_{s3}$ 。

侧隙种类	a	b	c	d	e	f	g	h
第I公差组精度等级	5~12	5~12	3~9	3~8	1~8			

可调的传动,允许由设计具体确定其传动的侧隙范围,并允用蜗轮圆周(周向)侧隙 $j_{tmin}$ 和 $j_{tmax}$ 来规定,也可用法向侧隙 $j_{nmin}$ 和 $j_{nmax}$ 。

(3) 对于中心距不可调的传动,最小法向侧隙 $j_{nmin}$ 由蜗杆齿厚的减薄量来保证,亦即控制蜗杆齿厚上偏差 $E_{s11}$ 和下偏差 $E_{s12}$ 来保证 $\ominus$ ;最大法向侧隙 $j_{nmax}$ 则由蜗杆、蜗轮相应齿厚公差 $T_{s1}$ 和 $T_{s2}$ 确定(参见表6.2-30)。

$$\text{蜗杆齿厚上偏差 } E_{s11} = - \left( \frac{j_{nmin}}{\cos \alpha_n} + E_{s\Delta} \right)$$

$$\text{下偏差 } E_{s12} = E_{s11} - T_{s1}$$

(2)  $F'_{10}$ 及 $f'_{10}$ 的值按下列关系式计算:

$$F'_{10} = F_p + f'_{10}$$

$$f'_{10} = 0.7(f_{s1} + f_{s2})$$

(3) 接触斑点的检验要求见表6.2-17。

$f_{s1}$ ,  $f_{s2}$ ,  $f_{s3}$ 的值查表6.2-18至6.2-20。

(4) 进行了 $F'_{10}$ ,  $f'_{10}$ 和接触斑点检验的蜗杆传动,允许相应的第I、II、III公差组的蜗杆、蜗轮检验组和 $f_{s1}$ ,  $f_{s2}$ 中任一项超差。

### 8.5 蜗杆传动的侧隙

(1) 蜗杆传动的侧隙以最小法向侧隙 $j_{nmin}$ 来保证。国标GB10089-88将侧隙种类分为八种:a、b、c、d、e、f、g和h,  $\alpha$ 为最大,依次递减,至h为零。侧隙的种类和精度等级无直接关系,根据工作条件和使用要求选择。无经验可循时,也可间接参照下列关系酌选(参考CT C3311-78经互会标准)。

(2) 对蜗杆蜗轮不要求互换的传动或中心距

$$\text{蜗轮齿厚上偏差 } E_{s22} = 0$$

$$\text{下偏差 } E_{s21} = -T_{s2}$$

式中  $E_{s\Delta}$ ——制造误差的补偿部分,见表6.2-24,  
 $j_{nmin}$ ——最小法向侧隙,见表6.2-21,  $T_{s1}$ 和  
 $T_{s2}$ 分别见表6.2-22及表6.2-25。传动中心距的极

$\odot$  所谓“蜗杆副”的 $F'_{10}$ 和 $f'_{10}$ 是指在检查仪上用配对的蜗杆替代精密测量蜗杆与被测蜗轮啮合后测出的蜗轮 $F'_{10}$ 和 $f'_{10}$ 。——作者注

$\ominus$  蜗杆用测薄测量时,跨棒距 $M_{d1}$ 见表6.2-4;跨棒距公差 $T_{M1} = T_{s1} / \tan \alpha_n$ ;跨棒距极限偏差 $E_{M11} = (E_{s1} / \tan \alpha_n) + 0.7f \cdot f$ ,见表6.2-9;  $E_{M11} = E_{M11} - T_{M1}$ 。——作者注

限偏差± $f$ 。见表6.2-18。

对中心距可调的传动或不要求互换的传动，蜗轮齿厚公差可不作规定，其蜗杆齿厚的上、下偏差由设计确定。

(4) 各类侧隙规范数值(表6.2-21)是以标准温度20℃为依据的，未计入传动发热和弹性变形等影响；确定侧隙时应适当考虑热胀等因素。侧隙是储存润滑油所必需，也为热胀留有余地，侧隙过小则会卡齿，两侧齿面会同时接触，出现噪声和发热，但侧隙过大，在反向传动时易产生冲击。因之选择合理的最小侧隙是保证蜗杆传动正常啮合的重要因素之一。图6.2-19是一般蜗杆传动的法向侧隙范围，按法向模数 $m_n$ 选择，可供设计时参考。

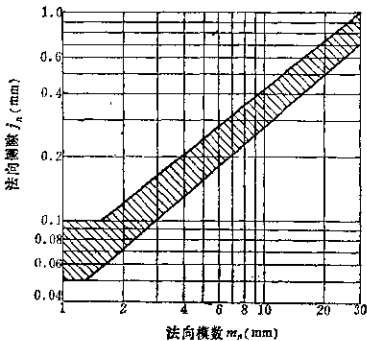
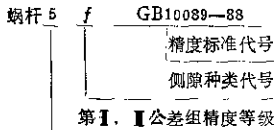


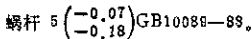
图6.2-19 蜗杆传动常用的法向侧隙范围<sup>[1]</sup>

### 8.6 图样标注

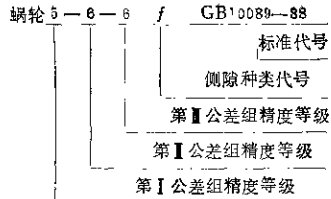
a. 在蜗杆工作图上 蜗杆第Ⅰ、Ⅱ公差组同为5级精度，齿厚极限偏差为标准值，相配的侧隙种类为 $f$ ，则标注为：



若蜗杆齿厚极限偏差取为非标准值，如 $E_{s11} = -0.07\text{mm}$   $E_{s12} = -0.18\text{mm}$ ，则标注为：



b. 在蜗轮工作图上 蜗轮第Ⅰ公差组精度为5级，第Ⅱ、Ⅲ公差组精度为6级，齿厚极限偏差为标准值，相配的侧隙种类为 $f$ ，则标注为：

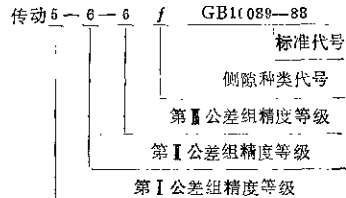


若蜗轮齿厚极限偏差取非标准值，如 $E_{s22} = +0.10\text{mm}$   $E_{s23} = -0.10\text{mm}$ ，则标注为：

蜗轮 6-6-6 ( $\pm 0.10$ ) GB10089-88若蜗轮齿厚无公差要求，则标注为：

蜗轮 5-6-6 GB10089-88

c. 在装配图上 传动的第Ⅰ公差组精度为5级，第Ⅱ、Ⅲ公差组精度同为6级，侧隙种类为 $f$ ，则标注为：



若侧隙取标准值，如取周向侧隙 $i_{1n0} = 0.03\text{mm}$ ， $i_{1n\max} = 0.06\text{mm}$ ，则标注为：

传动 5-5-6  $\begin{pmatrix} 0.06 \\ 0.03 \end{pmatrix}$  GB10089-88

若用法向侧隙 $j_{m2n}$ 表示，则标注为：

传动 5-5-6  $\begin{pmatrix} 0.06 \\ 0.03 \end{pmatrix}_n$  GB10089-88

### 8.7 其它说明

(1) 蜗杆、蜗轮作为蜗杆副，在检查仪上作配对检查时，其精度等级由蜗杆副的切向综合公差 $F'_{\alpha}$ 、相邻齿切向综合公差 $f'_{\alpha}$ 和接触斑点三项指标评定；接触斑点面积按传动接触斑点要求另增加5%。

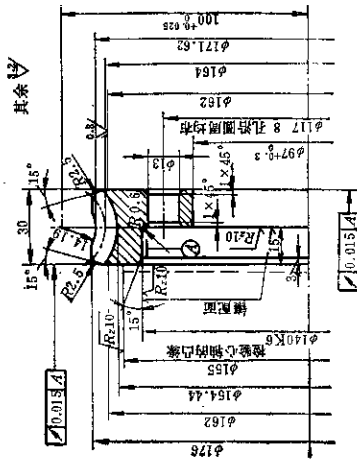
(2) 为保证蜗轮加工时刀具位置与传动中蜗杆位置的一致性，必要时，蜗轮加工时的中心距极限偏差± $f_{\alpha 0}$ ，中间平面极限偏差± $f_{\alpha 0}$ ，轴交角极限偏差± $f_{\alpha 0}$ ，可用传动相应极限偏差的75%确定。

(3) 蜗杆、蜗轮齿坯尺寸和形状公差见表6.2-26，齿坯基准面径向和端面跳动公差见表6.2-27。



b. 圆柱蜗轮工作图 (图8.2-21)

端面模数	$m$	4
齿数	$z_2$	41
螺旋线方向	—	右旋
分度圆螺旋角	$\gamma$	$12^{\circ}31'44''$
法向齿形角	$\alpha_n$	$20^{\circ}$
基本齿廓	—	GB10087-88
变位系数	$x_2$	0
分度圆直径	$d_2$	164
中心距	$a$	$100 \pm 0.027$
相啮蜗杆头数	—	ZK
相啮蜗杆头数	$z_1$	2
精度等级蜗轮	蜗轮 $\delta$ — $(\begin{smallmatrix} 0 \\ -0.08 \end{smallmatrix})$	GB10089-88
周节累积公差	$F_p$	0.045
周节极限偏差	$\pm f_w$	$\pm 0.014$
蜗轮齿形公差	$f_{\alpha}$	0.011
法向侧隙	$f_{\alpha n \pm 2}$	0.21 0.12



技术条件

1. 蜗轮材料: GZ-CuSn12 离心铸造
2. 与蜗心装配后加工齿部

图8.2-21 蜗轮工作图

表B.2-8 蜗杆的公差和极限偏差  $f_s$ 、 $f_{sL}$ 、 $f_{ps}$ 、 $f_{psL}$ 、 $f_{fn}$ 值

$\mu\text{m}$

代 号	模 数 $m$ (mm)	精 度 等 级					
		4	5	6	7	8	9
$f_s$	$\geq 1 \sim 3.5$	4.5	7.1	11	14	—	—
	$> 3.5 \sim 6.3$	5.6	9	14	20	—	—
	$> 6.3 \sim 10$	7.1	11	18	25	—	—
	$> 10 \sim 16$	9	15	24	32	—	—
	$> 16 \sim 25$	—	—	32	45	—	—
$f_{sL}$	$\geq 1 \sim 3.5$	9	14	22	32	—	—
	$> 3.5 \sim 6.3$	11	17	28	40	—	—
	$> 6.3 \sim 10$	14	22	36	50	—	—
	$> 10 \sim 16$	18	32	45	63	—	—
	$> 16 \sim 25$	—	—	63	90	—	—
$\pm f_{ps}$	$\geq 1 \sim 3.5$	3.0	4.8	7.5	11	14	20
	$> 3.5 \sim 6.3$	3.6	6.3	9	14	20	25
	$> 6.3 \sim 10$	4.8	7.5	12	17	25	32
	$> 10 \sim 16$	6.3	10	16	22	32	46
	$> 16 \sim 25$	—	—	22	32	45	63
$f_{psL}$	$\geq 1 \sim 3.5$	5.3	8.5	13	18	25	36
	$> 3.5 \sim 6.3$	6.7	10	16	24	34	48
	$> 6.3 \sim 10$	8.5	13	21	32	45	63
	$> 10 \sim 16$	11	17	28	40	56	80
	$> 16 \sim 25$	—	—	40	53	75	100
$f_{fn}$	$\geq 1 \sim 3.5$	4.5	7.1	11	16	22	32
	$> 3.5 \sim 6.3$	5.6	9	14	22	32	45
	$> 6.3 \sim 10$	7.5	12	19	28	40	56
	$> 10 \sim 16$	11	16	25	36	50	70
	$> 16 \sim 25$	—	—	36	50	70	100

表8.2-9 蜗杆齿槽径向跳动公差  $f$  值 $\mu\text{m}$ 

分度圆直径 $d_f$ (mm)	模数 $m$ (mm)	精 度 等 级					
		4	5	6	7	8	9
$\leq 10$	$\cong 1 \sim 3.5$	4.5	7.1	11	14	20	28
$> 10 \sim 18$	$\cong 1 \sim 3.5$	4.5	7.1	12	15	21	29
$> 18 \sim 31.5$	$\cong 1 \sim 6.3$	4.8	7.6	12	16	22	30
$> 31.5 \sim 50$	$\cong 1 \sim 10$	5.0	8.0	13	17	23	32
$> 50 \sim 80$	$\cong 1 \sim 16$	5.6	9.0	14	18	25	36
$> 80 \sim 125$	$\cong 1 \sim 16$	6.3	10	16	20	28	40
$> 125 \sim 180$	$\cong 1 \sim 25$	7.5	12	18	25	32	45
$> 180 \sim 250$	$\cong 1 \sim 25$	8.5	14	22	28	40	53
$> 250 \sim 315$	$\cong 1 \sim 25$	10	16	25	32	45	63
$> 315 \sim 400$	$\cong 1 \sim 25$	11.5	18	28	36	53	71

表8.2-10 蜗轮周节累积公差  $F_p$  及  $k$  个周节累积公差  $F_{pk}$  值 $\mu\text{m}$ 

分度圆弧长 $L$ (mm)	精 度 等 级					
	4	5	6	7	8	9
$\leq 11.2$	4.5	7	11	16	22	32
$> 11.2 \sim 20$	6	10	16	22	32	46
$> 20 \sim 32$	8	12	20	28	40	56
$> 32 \sim 50$	9	14	22	32	45	63
$> 50 \sim 80$	10	16	26	36	60	71
$> 80 \sim 160$	12	20	32	46	63	90
$> 160 \sim 315$	18	28	46	63	90	125
$> 315 \sim 630$	26	40	63	90	125	180
$> 630 \sim 1000$	32	50	80	112	160	224
$> 1000 \sim 1600$	40	63	100	140	200	280
$> 1600 \sim 2500$	46	71	112	160	224	315
$> 2500 \sim 3150$	56	90	140	200	280	400
$> 3150 \sim 4000$	63	100	160	224	315	450
$> 4000 \sim 5000$	71	112	180	260	365	500
$> 5000 \sim 6300$	80	125	200	280	400	560

注: 1.  $F_p$  和  $F_{pk}$  按分度圆弧长  $L$  查表;查  $F_p$  时, 取  $L = \frac{1}{2} \pi d_2 = \frac{1}{2} \pi m z_2$ ;查  $F_{pk}$  时, 取  $L = k \pi m$  ( $k$  为 2 到小于  $z_2/2$  的整数)2. 除特殊情况外, 对于  $F_{pk}$ ,  $k$  值规定取为小于  $z_2/6$  的最大整数。

表 6.2-11 蜗轮齿圈径向跳动公差 F<sub>r</sub> 值

μm

分度圆直径 d <sub>a</sub> (mm)	模 数 m (mm)	精 度 等 级											
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
≤125	≥1~3.5	3.0	4.5	7.0	11	18	28	40	50	63	80	100	125
	>3.5~6.3	3.6	5.5	9.0	14	22	36	50	63	80	100	125	160
	>6.3~10	4.0	6.3	10	16	25	40	56	71	90	112	140	180
>125~400	≥1~3.5	3.6	5.0	8	13	20	32	45	66	71	90	112	140
	>3.5~6.3	4.0	6.3	10	16	25	40	56	71	90	112	140	180
	>6.3~10	4.5	7.0	11	18	28	45	63	80	100	125	160	200
	>10~16	6.0	8	13	20	32	50	71	90	112	140	180	224
>400~800	≥1~3.5	4.5	7.0	11	18	28	45	63	80	100	125	160	200
	>3.5~6.3	5.0	8.0	13	20	32	50	71	90	112	140	180	224
	>6.3~10	6.5	9.0	14	22	36	56	80	100	125	160	200	250
	>10~16	7.0	11	18	28	45	71	100	125	160	200	250	315
	>16~25	9.0	14	22	36	56	90	125	160	200	250	315	400
>800~1600	≥1~3.5	6.0	8.0	13	20	32	50	71	90	112	140	180	224
	>3.5~6.3	6.5	9.0	14	22	36	56	80	100	125	160	200	250
	>6.3~10	6.0	10	16	26	40	63	90	112	140	180	224	280
	>10~16	7.0	11	18	28	45	71	100	125	160	200	250	315
	>16~25	9.0	14	22	36	56	90	125	160	200	250	315	400
>1600~2500	≥1~3.5	6.5	9.0	14	22	36	56	80	100	125	160	200	250
	>3.5~6.3	8.0	10	16	26	40	63	90	112	140	180	224	280
	>6.3~10	7.0	11	18	28	46	71	100	125	160	200	250	315
	>10~16	8.0	13	20	32	50	80	112	140	180	224	280	355
	>16~25	10	16	26	40	63	100	140	180	224	280	355	460

表6.2-12 蜗轮径向综合公差F<sub>r</sub>值

μm

分度圆直径d <sub>2</sub> (mm)	模数 m (mm)	精 度 等 级					
		4	5	6	7	8	9
≤125	≥1~3.5	—	—	—	56	71	90
	>3.5~6.3	—	—	—	71	90	112
	>6.3~10	—	—	—	80	100	125
>125~400	≥1~3.5	—	—	—	63	80	100
	>3.5~6.3	—	—	—	80	100	125
	>6.3~10	—	—	—	90	112	140
	>10~16	—	—	—	100	125	160
>400~800	≥1~3.5	—	—	—	90	112	140
	>3.5~6.3	—	—	—	100	125	160
	>6.3~10	—	—	—	112	140	180
	>10~16	—	—	—	140	180	224
	>16~25	—	—	—	180	224	280
>800~1600	≥1~3.5	—	—	—	100	125	160
	>3.5~6.3	—	—	—	112	140	180
	>6.3~10	—	—	—	125	160	200
	>10~16	—	—	—	140	180	224
	>16~25	—	—	—	180	224	280
>1600~2500	≥1~3.5	—	—	—	112	140	180
	>3.5~6.3	—	—	—	125	160	200
	>6.3~10	—	—	—	140	180	224
	>10~16	—	—	—	180	200	250
	>16~25	—	—	—	200	250	315



表B.2-13 蜗轮相邻齿径向综合公差  $f_{ri}^*$  值

 $\mu\text{m}$ 

分度圆直径 $d_2$ (mm)	模数 $m$ (mm)	精 度 等 级					
		4	5	6	7	8	9
$\leq 125$	$\geq 1 \sim 3.5$	—	—	—	20	28	36
	$> 3.5 \sim 6.3$	—	—	—	25	36	46
	$> 6.3 \sim 10$	—	—	—	28	40	50
$> 125 \sim 400$	$\geq 1 \sim 3.5$	—	—	—	22	32	40
	$> 3.5 \sim 6.3$	—	—	—	28	40	50
	$> 6.3 \sim 10$	—	—	—	32	45	56
	$> 10 \sim 16$	—	—	—	36	50	63
$> 400 \sim 800$	$\geq 1 \sim 3.5$	—	—	—	25	36	46
	$> 3.5 \sim 6.3$	—	—	—	28	40	50
	$> 6.3 \sim 10$	—	—	—	32	45	56
	$> 10 \sim 16$	—	—	—	40	56	71
	$> 16 \sim 25$	—	—	—	50	71	90
$> 800 \sim 1600$	$\geq 1 \sim 3.5$	—	—	—	28	40	50
	$> 3.5 \sim 6.3$	—	—	—	32	45	56
	$> 6.3 \sim 10$	—	—	—	36	50	63
	$> 10 \sim 16$	—	—	—	40	56	71
	$> 16 \sim 25$	—	—	—	50	71	90
$> 1600 \sim 2500$	$\geq 1 \sim 3.5$	—	—	—	32	45	56
	$> 3.5 \sim 6.3$	—	—	—	36	50	63
	$> 6.3 \sim 10$	—	—	—	40	56	71
	$> 10 \sim 16$	—	—	—	45	63	80
	$> 16 \sim 25$	—	—	—	56	80	100

表6.2-14 蜗轮周节极限偏差 ( $\pm f_{pt}$ ) 的  $f_{pt}$  值 $\mu\text{m}$ 

分度圆直径 $d_2$ (mm)	模数 $m$ (mm)	精 度 等 级					
		4	5	6	7	8	9
$\leq 125$	$\geq 1 \sim 3.5$	4.0	6	10	14	20	28
	$> 3.5 \sim 6.3$	5.0	8	13	18	25	36
	$> 6.3 \sim 10$	5.5	9	14	20	28	40
$> 125 \sim 400$	$\geq 1 \sim 3.5$	4.5	7	11	16	22	32
	$> 3.5 \sim 6.3$	5.5	9	14	20	28	40
	$> 6.3 \sim 10$	6.0	10	16	22	32	45
	$> 10 \sim 16$	7.0	11	18	25	36	50
$> 400 \sim 800$	$\geq 1 \sim 3.5$	5.0	8	13	18	25	36
	$> 3.5 \sim 6.3$	5.5	9	14	20	28	40
	$> 6.3 \sim 10$	7.0	11	18	26	36	60
	$> 10 \sim 16$	8.0	13	20	28	40	66
	$> 16 \sim 25$	10	16	25	36	60	71
$> 800 \sim 1600$	$\geq 1 \sim 3.5$	5.5	9	14	20	28	40
	$> 3.5 \sim 6.3$	6.0	10	16	22	32	45
	$> 6.3 \sim 10$	7.0	11	18	25	36	60
	$> 10 \sim 16$	8.0	13	20	28	40	56
	$> 16 \sim 25$	10	16	25	36	50	71
$> 1600 \sim 2500$	$\geq 1 \sim 3.5$	6.0	10	16	22	32	45
	$> 3.5 \sim 6.3$	7.0	11	18	25	36	60
	$> 6.3 \sim 10$	8.0	13	20	28	40	56
	$> 10 \sim 16$	9.0	14	22	32	45	63
	$> 16 \sim 25$	11	18	28	40	56	80

表 6.2-15 蜗轮齿形公差  $f_{f2}$  值

mm

分度圆直径 $d_2$ (mm)	模数 $m$ (mm)	精 度 等 级					
		4	5	6	7	8	9
≤125	≥1~3.5	4.5	6	8	11	14	22
	>3.5~6.3	5.3	7	10	14	20	32
	>6.3~10	6.0	8	12	17	22	36
>125~400	≥1~3.5	6.3	7	9	13	18	28
	>3.5~6.3	6.0	8	11	16	22	36
	>6.3~10	6.3	9	13	19	28	45
	>10~16	7.5	11	16	22	32	50
>400~800	≥1~3.5	6.5	9	12	17	25	40
	>3.5~6.3	7.0	10	14	20	28	45
	>6.3~10	7.5	11	16	24	36	56
	>10~16	9.0	13	18	26	40	63
	>16~25	10.5	16	24	36	56	90
>800~1600	≥1~3.5	8.0	11	17	24	36	56
	>3.5~6.3	9.0	13	18	28	40	63
	>6.3~10	9.5	14	20	30	45	71
	>10~16	10.5	15	22	34	50	80
	>16~25	12	19	28	42	63	100
>1600~2600	≥1~3.5	11	16	24	36	50	80
	>3.5~6.3	11.5	17	25	38	56	90
	>6.3~10	12	18	28	40	63	100
	>10~16	13	20	30	45	71	112
	>16~25	15	22	36	53	80	125

表6.2-16 蜗轮及传动的切向综合公差  $F'_{ti}$ ,  $F'_{t2}$  和相邻齿切向综合公差  $f'_{ti}$ ,  $f'_{t2}$   $\mu\text{m}$ 

项 目	蜗 轮	传 动
切向综合公差	$F'_{ti} = F_{D0} + f_{t2}$	$F'_{ti} = F_{D0} + f'_{ti}$
相邻齿切向综合公差	$f'_{ti} = 0.6(f_{D1} + f_{t2})$	$f'_{ti} = 0.7(f'_{ti} + f_{t2})$

表6.2-17 传动接触斑点的要求

精度等级	接触面积的百分比(%)		接 触 形 状	接 触 位 置
	沿齿高不小于	沿齿长不小于		
1和2	75	70	接触斑点在齿高方向无断裂, 不允许成带状条纹	接触斑点痕迹的分布位置趋近齿面中部, 允许略偏于啮入端。在齿顶和啮入、啮出端的棱边处不允许接触
3和4	70	65		
5和6	65	60		
7和8	55	50	不作要求	接触斑点痕迹应偏于啮出端, 但不允许在齿顶和啮入、啮出端的棱边接触
9和10	45	40		
11和12	30	30		

注: 1. 采用修形齿面的蜗杆传动, 接触斑点的要求可不受本标准规定的限制。

2. 配对蜗轮、蜗杆作为蜗杆副在检查仪上检验接触面积时, 应将表值增加 5%。

表6.2-18 传动中心距极限偏差 ( $\pm f_a$ ) 的  $f_a$  值 $\mu\text{m}$ 

传动中心距 $a$ (mm)	精 度 等 级					
	4	5	6	7	8	9
$\leq 30$	11		17		26	42
$> 30 \sim 50$	13		20		31	50
$> 50 \sim 80$	15		23		37	60
$> 80 \sim 120$	18		27		44	70
$> 120 \sim 180$	20		32		50	80
$> 180 \sim 250$	23		36		58	92
$> 250 \sim 315$	26		40		65	105
$> 315 \sim 400$	28		45		70	115
$> 400 \sim 500$	32		50		78	125
$> 500 \sim 630$	35		55		87	140
$> 630 \sim 800$	40		62		100	160
$> 800 \sim 1000$	45		70		115	180
$> 1000 \sim 1250$	52		82		130	210
$> 1250 \sim 1600$	62		97		155	250
$> 1600 \sim 2000$	75		115		185	300
$> 2000 \sim 2500$	87		140		220	350

表8.2-19 传动轴交角极限偏差 ( $\pm f_s$ ) 的  $f_s$  值

$\mu\text{m}$

蜗轮齿宽 $b_2$ (mm)	精 度 等 级					
	4	5	6	7	8	9
$\leq 30$	6	8	10	12	17	24
$> 30 \sim 50$	7.1	9	11	14	19	28
$> 50 \sim 80$	8	10	13	16	22	32
$> 80 \sim 120$	9	12	15	19	24	36
$> 120 \sim 180$	11	14	17	22	28	42
$> 180 \sim 250$	13	16	20	25	32	48
$> 250$	—	—	22	28	36	53

表8.2-20 传动中间平面极限偏移 ( $\pm f_s$ ) 的  $f_s$  值

$\mu\text{m}$

传动中心距 $a$ (mm)	精 度 等 级					
	4	5	6	7	8	9
$\leq 30$	9	14		21		34
$> 30 \sim 50$	10.5	16		25		40
$> 50 \sim 80$	12	18.5		30		48
$> 80 \sim 120$	14.5	22		36		56
$> 120 \sim 180$	16	27		40		64
$> 180 \sim 250$	18.5	29		47		74
$> 250 \sim 315$	21	32		52		85
$> 315 \sim 400$	23	36		56		92
$> 400 \sim 500$	26	40		63		100
$> 500 \sim 630$	28	44		70		112
$> 630 \sim 800$	32	50		80		130
$> 800 \sim 1000$	36	56		92		145
$> 1000 \sim 1250$	42	66		105		170
$> 1250 \sim 1600$	50	78		125		200
$> 1600 \sim 2000$	60	92		150		240
$> 2000 \sim 2500$	70	112		180		280

表6.2-21 传动的最小法向侧隙  $j_{\min n}$  值 $\mu\text{m}$ 

传动中心距 $a$ (mm)	侧 隙 种 类							
	$h$	$g$	$f$	$e$	$d$	$o$	$b$	$a$
$\leq 30$	0	9	13	21	33	52	84	130
$> 30 \sim 50$	0	11	16	25	39	62	100	160
$> 50 \sim 80$	0	13	19	30	46	74	120	190
$> 80 \sim 120$	0	15	22	35	54	87	140	220
$> 120 \sim 180$	0	18	25	40	63	100	160	250
$> 180 \sim 250$	0	20	29	46	72	115	185	290
$> 250 \sim 315$	0	23	32	52	81	130	210	320
$> 315 \sim 400$	0	25	35	57	89	140	230	360
$> 400 \sim 500$	0	27	40	63	97	155	250	400
$> 500 \sim 630$	0	30	44	70	110	175	280	440
$> 630 \sim 800$	0	35	50	80	125	200	320	600
$> 800 \sim 1000$	0	40	56	90	140	230	360	560
$> 1000 \sim 1250$	0	46	65	105	165	260	420	660
$> 1250 \sim 1600$	0	54	78	125	195	310	500	780
$> 1600 \sim 2000$	0	65	92	150	230	370	600	920
$> 2000 \sim 2500$	0	77	110	175	280	440	700	1100

- 注: 1. 传动的最小圆周侧隙  $j_{\min} \approx j_{\min n} / (\cos \gamma' \cdot \cos \alpha_n)$ , 式中  $\gamma'$  为蜗杆节圆柱导程角;  $\alpha_n$  为蜗杆法向齿形角。  
 2. 本表按标准温度 20°C 考虑, 如温度较高可适当考虑热膨胀因素。  
 3. 最大法向侧隙  $j_{\max n}$  见表 6.2-30。

表6.2-22 蜗杆齿厚公差  $T_{s1}$  值 $\mu\text{m}$ 

模 数 $m$ (mm)	精 度 等 级					
	4	5	6	7	8	9
$\geq 1 \sim 3.5$	25	30	36	45	53	67
$> 3.5 \sim 6.3$	32	38	45	56	71	90
$> 6.3 \sim 10$	40	48	60	71	90	110
$> 10 \sim 16$	50	60	80	95	120	150
$> 16 \sim 25$	—	85	110	130	160	200

- 注: 1. 精度等级按蜗杆第 I 公差组确定;  
 2. 对传动最大法向侧隙  $j_{\max n}$  无要求时, 允许蜗杆齿厚公差  $T_{s1}$  增大, 最大不超过两倍。

表6.2-23 蜗杆和蜗轮的齿厚极限偏差

 $\mu\text{m}$ 

	蜗 杆	蜗 轮
上 偏 差	$E_{s1} = - \left( \frac{j_{\min n}}{\cos \alpha_n} + E_{s\Delta} \right)$	$E_{s2} = 0$
下 偏 差	$E_{s1} = E_{s1} - T_{s1}$	$E_{s2} = -T_{s2}$

表 6.2-24 螺絲螺帽上螺絲 (E<sub>ss</sub>) 中的螺絲補修部分 E<sub>s,s</sub> 值

精度等級	標數 m (mm)	待修 中 心 距 a (mm)												μm								
		>30	>30~50	>50~80	>80	>120	>120~180	>180	>180	>250	>315	>400	>500		>600	>800	>1000	>1000	>1250	>1600	>2000	>3000
4	≥1~3.5	15	15	18	20	22	25	28	30	32	36	40	45	53	63	75	90					
	>3.5~6.3	16	18	19	22	24	26	30	32	35	38	42	48	56	63	75	90					
	>6.3~10	18	20	22	24	26	28	30	32	36	38	45	50	56	65	80	90					
	>10~16	—	—	—	—	—	—	32	36	38	40	45	50	56	65	80	90					
5	≥1~3.5	25	25	28	32	36	40	45	48	51	55	63	71	85	100	115	140					
	>3.5~6.3	28	28	30	36	38	40	45	50	53	58	65	75	85	100	120	140					
	>6.3~10	—	—	—	38	40	45	48	50	56	50	68	75	85	100	120	145					
	>10~16	—	—	—	—	—	45	48	50	56	60	65	71	80	90	105	120	145				
6	≥1~3.5	30	30	32	36	40	45	48	50	56	60	65	75	85	100	120	140					
	>3.5~6.3	32	36	38	40	45	48	50	56	60	63	70	75	90	100	120	140					
	>6.3~10	42	45	48	50	52	56	58	60	63	65	75	80	90	105	120	145					
	>10~16	—	—	—	58	60	63	66	68	71	75	80	85	95	110	125	150					
7	≥1~3.5	45	48	50	56	60	71	75	80	85	95	105	120	135	160	190	225					
	>3.5~6.3	50	56	58	60	68	75	80	85	90	100	110	125	140	160	190	225					
	>6.3~10	60	63	65	71	75	80	85	90	95	105	115	130	140	165	195	225					
	>10~16	—	—	—	80	85	90	95	100	105	110	125	135	150	170	200	230					
8	≥1~3.5	—	—	—	—	—	116	120	126	130	136	146	165	185	210	240						
	>3.5~6.3	60	68	88	63	68	75	80	85	90	100	110	126	140	160	190	225					
	>6.3~10	68	71	75	78	80	85	90	95	100	110	120	130	145	170	195	230					
	>10~16	—	—	—	90	95	100	105	110	120	130	140	155	185	210	240						
9	≥1~3.5	75	80	90	95	100	110	120	130	140	155	170	180	228	260	310	360					
	>3.5~6.3	80	95	100	106	110	120	130	140	150	160	180	200	225	260	310	360					
	>6.3~10	110	115	120	125	130	140	145	155	160	170	190	210	235	270	320	370					
	>10~16	—	—	—	160	165	170	180	185	190	200	220	230	255	290	335	380					
10	≥1~3.5	—	—	—	—	—	215	220	225	230	235	245	265	270	290	320	360	400				
	>3.5~6.3	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—				
	>6.3~10	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—				
	>10~16	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—				

注：精度等級螺絲螺帽 I 公差組確定。

表6.2-25 蜗轮齿厚公差  $T_{s2}$  值 $\mu\text{m}$ 

分度圆直径 $d_2$ (mm)	模数 $m$ (mm)	精 度 等 级					
		4	5	6	7	8	9
$\leq 125$	$\geq 1 \sim 3.5$	45	56	71	90	110	130
	$> 3.5 \sim 6.3$	48	63	85	110	130	160
	$> 6.3 \sim 10$	50	67	90	120	140	170
$> 125 \sim 400$	$\geq 1 \sim 3.5$	48	60	80	100	120	140
	$> 3.5 \sim 6.3$	50	67	90	120	140	170
	$> 6.3 \sim 10$	56	71	100	130	160	190
	$> 10 \sim 16$	—	80	110	140	170	210
	$> 16 \sim 25$	—	—	130	170	210	260
$> 400 \sim 800$	$\geq 1 \sim 3.5$	48	63	85	110	130	160
	$> 3.5 \sim 6.3$	50	67	90	120	140	170
	$> 6.3 \sim 10$	56	71	100	130	160	190
	$> 10 \sim 16$	—	85	120	160	190	230
	$> 16 \sim 25$	—	—	140	190	230	290
$> 800 \sim 1600$	$\geq 1 \sim 3.5$	50	67	90	120	140	170
	$> 3.5 \sim 6.3$	56	71	100	130	160	190
	$> 6.3 \sim 10$	60	80	110	140	170	210
	$> 10 \sim 16$	—	85	120	160	190	230
	$> 16 \sim 25$	—	—	140	190	230	290
$> 1600 \sim 2500$	$\geq 1 \sim 3.5$	56	71	100	130	160	190
	$> 3.5 \sim 6.3$	60	80	110	140	170	210
	$> 6.3 \sim 10$	63	85	120	160	190	230
	$> 10 \sim 16$	—	90	130	170	210	260
	$> 16 \sim 25$	—	—	160	210	260	320

注: 1 精度等级按蜗轮第 I 公差组确定。

2 在最小法向侧隙能保证的条件下,  $T_{s2}$  公差带允许采用对称分布。

表6.2-26 蜗杆、蜗轮齿坯尺寸和形状公差

精 度 等 级		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
孔	尺寸公差	IT <sub>4</sub>	IT <sub>4</sub>	IT <sub>4</sub>	IT <sub>5</sub>	IT <sub>6</sub>	IT <sub>7</sub>	IT <sub>7</sub>	IT <sub>8</sub>	IT <sub>8</sub>	IT <sub>8</sub>	IT <sub>8</sub>	IT <sub>8</sub>
	形状公差	IT <sub>1</sub>	IT <sub>2</sub>	IT <sub>3</sub>	IT <sub>4</sub>	IT <sub>5</sub>	IT <sub>6</sub>	IT <sub>6</sub>	IT <sub>7</sub>	IT <sub>7</sub>	IT <sub>7</sub>	IT <sub>7</sub>	IT <sub>7</sub>
轴	尺寸公差	IT <sub>4</sub>	IT <sub>4</sub>	IT <sub>4</sub>	IT <sub>5</sub>	IT <sub>6</sub>	IT <sub>7</sub>	IT <sub>7</sub>	IT <sub>8</sub>	IT <sub>8</sub>	IT <sub>8</sub>	IT <sub>8</sub>	IT <sub>8</sub>
	形状公差	IT <sub>1</sub>	IT <sub>2</sub>	IT <sub>3</sub>	IT <sub>4</sub>	IT <sub>5</sub>	IT <sub>6</sub>	IT <sub>6</sub>	IT <sub>7</sub>	IT <sub>7</sub>	IT <sub>7</sub>	IT <sub>7</sub>	IT <sub>7</sub>
齿顶圆直径公差		IT <sub>8</sub>	IT <sub>8</sub>	IT <sub>7</sub>	IT <sub>7</sub>	IT <sub>7</sub>	IT <sub>8</sub>	IT <sub>8</sub>	IT <sub>8</sub>	IT <sub>9</sub>	IT <sub>9</sub>	IT <sub>11</sub>	IT <sub>11</sub>

注: 1. 当三个公差组的精度等级不同时, 按最高精度等级确定公差。

2. 当齿顶圆不作测量与基准时, 尺寸公差按 IT<sub>11</sub> 确定, 但不得大于 0.1mm。

3. IT 为标准公差按 GB1800-79《公差与配合总论标准公差与基本偏差》的规定确定。



表6.2-27 蜗杆、蜗轮齿坯基准面径向和端面跳动公差  $\mu\text{m}$

基准面直径 $d$ (mm)	精 度 等 级					
	1~2	3~4	5~6	7~8	9~10	11~12
$\leq 31.5$	1.2	2.8	4	7	10	10
$> 31.5 \sim 63$	1.6	4	6	10	16	16
$> 63 \sim 125$	2.2	5.5	8.5	14	22	22
$> 125 \sim 400$	2.8	7	11	18	28	28
$> 400 \sim 800$	3.6	9	14	22	36	36
$> 800 \sim 1600$	6.0	12	20	32	50	50
$> 1600 \sim 2500$	7.0	18	28	46	71	71
$> 2500 \sim 4000$	10	26	40	63	100	100

注：1. 当三个公差组的精度等级不同时，按最高精度等级确定。  
 2. 当以齿顶圆作为测量基准时，也即为蜗杆、蜗轮的齿坯基准面。

表6.2-28 极限偏差和公差与蜗杆几何参数的关系式

精 度 等 级	$f_s$		$f_{sL}$		$\pm f_{pk}$		$f_{pL}$		$f_r$		$f_{f1}$		$T_{s1}$	
	$f_s = Am + C$		$f_{sL} = Am + C$		$f_{pk} = Am + C$		$f_{pL} = Am + C$		$f_r = Ad_1 + C$		$f_{f1} = Am + C$		$T_{s1} = Am + C$	
	A	C	A	C	A	C	A	C	A	C	A	C	A	C
1	0.110	0.8	0.22	1.64	0.08	0.56	0.132	1.02	0.005	1.0	0.13	0.80	1.23	8.9
2	0.180	1.32	0.364	2.62	0.12	0.92	0.212	1.63	0.007	1.52	0.21	1.33	1.5	11.1
3	0.284	2.09	0.575	4.15	0.19	1.45	0.335	2.55	0.011	2.4	0.34	2.1	1.9	13.9
4	0.45	3.3	0.91	6.56	0.3	2.28	0.53	4.03	0.018	3.8	0.53	3.3	2.4	17.3
5	0.72	5.2	1.44	10.4	0.48	3.6	0.84	6.38	0.028	6.0	0.84	6.2	3.0	21.6
6	1.14	8.2	2.28	16.5	0.76	5.7	1.33	10.1	0.044	9.5	1.33	8.2	3.8	27
7	1.6	11.6	3.2	23.1	1.08	8.2	1.88	14.3	0.063	13.4	1.88	11.8	4.7	33.8
8	—	—	—	—	1.51	11.4	2.64	20	0.088	18.8	2.64	16.3	5.9	42.2
9	—	—	—	—	2.10	16	3.8	28	0.124	26.4	3.69	22.8	7.3	52.8
10	—	—	—	—	3.0	22.4	—	—	0.172	36.9	5.2	32	10.2	73.8
11	—	—	—	—	4.2	31	—	—	0.24	52	7.24	44.8	14.4	103.4
12	—	—	—	—	5.8	44	—	—	0.34	72	10.2	63	20.1	144.7

注：采用代号  $m$ —蜗杆轴向模数，mm； $d_1$ —蜗杆分度圆直径，mm。

表 6.2-29 极限偏差和公差与蜗轮几何参数的关系式

精度等级	$F_p$ (或 $F_{pk}$ )		$F_r$		$F'_r$		$\pm f_{p1}$		$f'_r$		$f_{f2}$		$\pm f_z$	
	$F_p = B\sqrt{L} + C$		$F_r = Am + B\sqrt{d_2} + C$ $B = 0.25A$		$F'_r = Am + B\sqrt{d_2} + C$ $B = 0.25A$		$f_{p1} = Am + B\sqrt{d_2} + C$ $B = 0.25A$		$f'_r = Am + B\sqrt{d_2} + C$ $B = 0.25A$		$f_{f2} = Am + Bd_2 + C$ $B = 0.0125A$		$f_z = B\sqrt{d_2} + C$	
	B	C	A	C	A	C	A	C	A	C	A	C	B	C
1	0.25	0.63	0.224	2.8	—	—	0.063	0.8	—	—	0.063	2	—	—
2	0.40	1	0.355	4.5	—	—	0.10	1.25	—	—	0.10	2.5	—	—
3	0.63	1.6	0.56	7.1	—	—	0.16	2	—	—	0.16	3.15	0.50	2.5
4	1	2.5	0.90	11.2	—	—	0.25	3.15	—	—	0.25	4	0.63	3.2
5	1.6	4	1.40	18	—	—	0.40	5	—	—	0.40	6	0.8	4
6	2.5	6.3	2.24	28	—	—	0.63	8	—	—	0.63	8.3	1	5
7	3.55	9	3.15	40	4.6	56	0.90	11.2	1.25	16	1	8	1.25	6.3
8	5	12.5	4	50	5.6	71	1.26	16	1.8	22.4	1.6	10	1.8	8
9	7.1	18	5	63	7.1	90	1.8	22.4	2.24	28	2.5	16	2.5	11.2
10	10	25	6.3	80	9.0	112	2.5	31.5	2.8	35.5	4	20	3.55	16
11	14	35.5	8	100	11.2	140	3.55	46	3.55	45	6.3	40	5	22.4
12	20	50	10	125	14.0	180	5	63	4.5	56	10	63	7.1	31.5

注：采用代号： $m$ —模数，mm； $d_2$ —蜗轮分度圆直径，mm； $L$ —蜗轮分度圆弧长，mm； $b_2$ —蜗轮齿宽，mm； $d_2 \leq 400\text{mm}$ 的 $F_r$ 、 $F'_r$ 公差按表中所列关系式再乘以0.8确定。

表 6.2-30 极限偏差或公差间的相关关系式

代 号	精 度 等 级											
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
$f_0$	$\frac{1}{2}IT4$	$\frac{1}{2}IT5$	$\frac{1}{2}IT6$	$\frac{1}{2}IT7$	$\frac{1}{2}IT8$	$\frac{1}{2}IT9$	$\frac{1}{2}IT9$	$\frac{1}{2}IT9$	$\frac{1}{2}IT9$	$\frac{1}{2}IT9$	$\frac{1}{2}IT9$	$\frac{1}{2}IT9$
$f_z$	0.8 $f_1$											
$f_{\min}$	$b(0), a(IT5), c(IT6), d(IT7), e(IT8), f(IT9), g(IT10), h(IT11)$											
$f_{\max}$	$( E_{r1}  + T_{r1} + T_{r2} \cos \alpha') \cos \alpha_n + 2 \sin \alpha_n \sqrt{\frac{1}{4} F_r^2 + t^2}$											
$f_1$	$\approx f_0 (\cos \alpha' \cos \alpha_n)$											
$E_{r1}$	$-[(f_{\min} / \cos \alpha_n) + E_{\Delta}]$											
$E_{r2}$	$\sqrt{f_1^2 + 10^2 p_n}$											
$T_{r2}$	1.3 $F_r + 25$											

注：采用代号 $\alpha'$ —蜗杆节圆柱导程角； $\alpha_n$ —蜗杆法向齿形角； $IT$ —标准公差，按GB1800—79的规定。

表6.2-31 圆柱蜗杆传动公差(或偏差)应用示例  
 (ZN蜗杆传动,  $z_1=2, z_2=80, m=10\text{mm}, \alpha_n=20^\circ, d_1=90\text{mm}$   
 $d_2=800\text{mm}, a=450\text{mm}, x_2=+0.5, b_2=100\text{mm}$ 右旋, 精度等级, 传动7fGB10089-88)

对象	项目名称	代号	公差或极限偏差值	说明
蜗	螺旋线公差	$f_{HL}$	50 $\mu\text{m}$	按表6.2-8
	一齿螺旋线公差	$f_h$	25 $\mu\text{m}$	按表6.2-8
	轴向齿距极限偏差	$\pm f_{px}$	$\pm 15\mu\text{m}$	按表6.2-8
	轴向齿距累积公差	$f_{pxL}$	32 $\mu\text{m}$	按表6.2-8
	齿槽径向跳动公差	$f_r$	20 $\mu\text{m}$	按表6.2-9
杆	齿形公差	$f_f$	28 $\mu\text{m}$	按表6.2-8
	齿厚上偏差	$E_{s1}$	-138 $\mu\text{m}$	按表6.2-23及24
	齿厚公差	$T_{s1}$	71 $\mu\text{m}$	按表6.2-22
	齿厚下偏差	$E_{s11}$	-209 $\mu\text{m}$	按表6.2-23
蜗	切向综合公差	$F_i'$	164 $\mu\text{m}$	按表6.2-16
	径向综合公差	$F_r''$	112 $\mu\text{m}$	按表6.2-12
	周节累积公差	$F_p$	140 $\mu\text{m}$	按表6.2-10
	齿圈径向跳动公差	$F_r$	80 $\mu\text{m}$	按表6.2-11
轮	相邻齿切向综合公差	$f_i'$	29 $\mu\text{m}$	按表6.2-16
	相邻齿径向综合公差	$f_r''$	32 $\mu\text{m}$	按表6.2-13
	周节极限偏差	$\pm f_p$	$\pm 25\mu\text{m}$	按表6.2-14
轮	齿形公差	$f_f$	24 $\mu\text{m}$	按表6.2-15
	齿厚极限偏差	$E_{s2}$	-130 $\mu\text{m}$	按表6.2-23
	齿厚公差	$T_{s2}$	130 $\mu\text{m}$	按表6.2-25
传	传动切向综合公差	$F_i''$	178 $\mu\text{m}$	按表6.2-16
	传动相邻齿切向综合公差	$f_i''$	35 $\mu\text{m}$	按表6.2-16
	接触斑点	沿齿高	55%	按表6.2-17
		沿齿长	50%	
动	中心距极限偏差	$\pm f_c$	$\pm 78\mu\text{m}$	$a=450\text{mm}$ 按表6.2-18
	中间平面极限偏差	$\pm f_x$	$\pm 63\mu\text{m}$	按表6.2-20
	轴交角极限偏差	$\pm f_\Sigma$	$\pm 19\mu\text{m}$	$b_2=100\text{mm}$ 按表6.2-19
	最小法向侧隙	$j_{\text{min}}$	40 $\mu\text{m}$	按表6.2-21

## 9 圆柱蜗杆传动计算举例

## 例1 确定蜗杆传动的初步尺寸

已知:  $n_1=1460r/min$ ,  $n_2=71.2r/min$ ,  $u=20.5$ ,  $T_1=430N\cdot m$ ; 工作平稳;  $K_A=1$ ; 工作时数  $L_h=12000h$ ; 拟用ZA型蜗杆, 材料40Cr, 调质处理; 蜗轮用ZQSn10-1, 砂模浇铸。

[解] 初步设计采用式(6.2-56), 取  $S_{Hmin}=1.1$ , 由表6.2-5查得  $\sigma_{Hlim}=266N/mm^2$ ,  $Z_E=147\sqrt{N/mm^2}$ ; 现为调质蜗杆, 应将  $\sigma_{Hlim}$  乘以0.75 (见表6.2-5注①), 故得  $\sigma_{Hlim}=266 \times 0.75=199.75N/mm^2$ 。

由式(6.2-61), 当  $u=20.5$  时, 可取  $(d_1/a)=0.4$ ; 由图6.2-11, 查得  $Z_\beta \approx 2.76$ 。由式(6.2-31),  $Z_\beta = \sqrt{\frac{25000}{12000}} = 1.13$ , 由式(6.2-33), 转速不变,

$$Z_n = \sqrt{\frac{8}{(n_h/8)+1}} = \sqrt{\frac{8}{(71.2/8)+1}} = 0.75。由式(6.2-55)$$

$$\begin{aligned} a &= 10 \times \sqrt[3]{T_1 K_A \left( \frac{Z_\beta Z_E S_{Hmin}}{Z_1 Z_n \sigma_{Hlim}} \right)^2} \\ &= 10 \times \sqrt[3]{430 \times 1 \left( \frac{2.76 \times 147 \times 1.1}{1.13 \times 0.75 \times 199.75} \right)^2} \\ &= 144.45mm \end{aligned}$$

按表6.2-3圆整取标准中心距  $a=160mm$ 。由式(6.2-55),  $d_1=0.4 \times 160=64mm$ ; 查表6.2-2, 取标准系列值  $d_1=63mm$ 。

试取  $m=5mm$  (表6.2-1) 由式(6.2-12)  $q=d_1/m=63/5=12.6$ 。按第2.5节推荐的经验公式选  $z_1 \approx (7+2.4\sqrt{q})/u = (7+2.4\sqrt{160})/20.5=1.82$ , 取  $z_1=2$ ,  $z_2=uz_1=20.5 \times 2=41$ 。

重求  $a$  值, 由式(6.2-14) 及  $x_2=0$  时,  $a=0.5(q+z_2)+z_1 m=0.5(12.6+41) \times 5=134mm <$  概算值  $144.45mm$ , 应重选模数。

取  $m=6.3mm$  (表6.2-1标准值),  $q=63/6.3=10$ ;  $a=0.5(q+z_2)m=0.5(10+41) \times 6.3=160.65mm$ ,  $a$  值不符合表6.2-3标准系列值, 须进行变位使啮合中心距  $a'=160mm$ 。由式(6.2-15),  $x_2=(a'-a)/m = \frac{160-160.65}{6.3} = -0.10317$ 。由式(6.2-14), 变位后的中心距  $a'=0.5(q+z_2+2x_2)m=0.5(10+41-2 \times 0.10317) \times 6.3=160mm$ , 符合标准值。

由式(6.2-11), 蜗杆节圆柱导程角

$$\begin{aligned} \psi' &= \arctan \left( \frac{z_1}{q+2x_2} \right) \\ &= \arctan \frac{2}{10+2 \times (-0.10317)} \\ &= 11^\circ 32' 31'' \end{aligned}$$

蜗轮分度圆(节圆)直径  $d_2=mz_2=6.3 \times 41=258.30mm$ 。

蜗轮中圆直径, 由式(6.2-13),  $d_m=d_2+2mx_2=258.30-2 \times 6.3 \times 0.10317=257.00mm$ 。其他几何尺寸计算参见表6.2-4, 承载能力验算从略, 可参照例题3进行。

例2 同上例, 仍采用ZA蜗杆, 材料20MnCr, 渗碳淬硬HRC60±2, 并经磨削。蜗轮用ZQSn10-1离心铸。

[解] 由表6.2-5查得  $\sigma_{Hlim}=425N/mm^2$ ,  $Z_E=147\sqrt{N/mm^2}$ , 由式(6.2-55),

$$\begin{aligned} a &= 10 \times \sqrt[3]{430 \times 1 \times \left( \frac{2.76 \times 147 \times 1.1}{1.13 \times 0.75 \times 425} \right)^2} \\ &= 87.1mm \end{aligned}$$

查表6.2-3, 取  $a=100mm$  (标准值)。

$d_1=0.4a=0.4 \times 100=40mm$ , 符合表6.2-2标准值。试取  $m=4$ , 则  $q=d_1/m=40/4=10$

$$\begin{aligned} a &= 0.5(Z_1+q)m=0.5(4+10) \times 4 \\ &= 102mm \end{aligned}$$

$$x_2 = \frac{a'-a}{m} = \frac{100-102}{4} = -0.5$$

如不拟用负变位, 则可重取  $d_1=35.5mm$  (表6.2-2),  $d_1/a=35.5/100=0.355$ , 符合式(6.2-51)推荐比例范围。

$$q = \frac{35.5}{4} = 8.875$$

$$\begin{aligned} a &= 0.5m(z_1+q) = 0.5 \times 4(4+8.875) \\ &= 99.75mm \end{aligned}$$

安装中心距  $a'$  必须是标准值, 即  $a'=100mm$ 。

$$\text{变位系数 } x_2 = \frac{a'-a}{m} = \frac{100-99.75}{4} = 0.0625$$

由于采用渗碳淬火及磨削的蜗杆及蜗轮离心铸后, 传动尺寸  $a'$  比上例显著减小。

例3 蜗杆传动润滑方式和润滑油的选择以及承载能力验算。

已知: Z1蜗杆传动, 用于冶金设备, 双向传动, 载荷有冲击; 每日工作24小时, 持续率40%,

要求设计寿命5年,  $a' = 400\text{mm}$ ,  $u = 20.5$ ,  $\alpha_n = 20^\circ$ ,  $m = 16$ ,  $z_1 = 2$ ,  $z_2 = 41$ ,  $n_1 = 580\text{r/min}$ ,  $n_2 = 28.293\text{r/min}$ ,  $d_1 = 140\text{mm}$ ,  $d_1' = 144\text{mm}$ ,  $d_2 = d_2' = 656\text{mm}$ ,  $x_2 = +0.125$ ; 输入功率  $P_1 = 40\text{kW}$ 。材料: 蜗杆15CrMn, 渗碳淬硬 HRC60±2, 并经磨削; 蜗轮锡磷青铜 ZQSn10-0.3-1.5, 离心铸造。蜗杆要求下置, 有风扇冷却, 箱体有散热筋片。蜗杆轴支承间距  $l = 560\text{mm}$ 。

【解】

1) 润滑方式选择

由图6.1-3,  $n_1 = 580\text{r/min}$  和  $d_1 = 140\text{mm}$  时, 查得: 用浸油润滑。

2) 润滑油选择

$q = d_1/m = 140/16 = 8.75$ ,  $\gamma' = \arctan \frac{z_1}{q + 2x_2}$   
 $= \arctan \frac{2}{8.75 + 2 \times 0.125} = 12^\circ 31' 43''$ 。滑动速度

由式(6.1-4),  $v_s' = \pi d_1' n_1 / (60 \times 1000 \cos \gamma') =$   
 $\frac{\pi \times 144 \times 580}{60 \times 1000 \cos 12^\circ 31' 43''} = 4.48\text{m/s}$ 。由  $v_s'$  查表 6.1-3, 选  $\mu$  粘度  $\nu_{40} = 320\text{mm}^2/\text{s}$ ; 从表 6.1-2, 选用沈阳化工厂合成极压蜗杆蜗轮油 N320 号, 或兰炼重载复合蜗杆蜗轮油 HD-N320W。

3) 求传动效率

由表 6.1-1, 当  $v_s' = 4.48\text{m/s}$  时, 插值得  $\rho = 1^\circ 16' 48''$ ,

$$\text{啮合效率 } \eta = \frac{\tan \gamma'}{\tan(\gamma' + \rho)}$$

$$= \frac{\tan 12^\circ 31' 43''}{\tan(12^\circ 31' 43'' + 1^\circ 16' 48'')} = 0.904$$

取两对滚动轴承效率  $\eta_2 = 0.99^2 = 0.98$ 。取搅油效率  $\eta_3 = 0.98$ 。传动总效率  $\eta = \eta_1 \eta_2 \eta_3 = 0.904 \times 0.98 \times 0.98 = 0.8682$ 。[或用式(6.1-5) 概略计算,  $\eta =$

$$\left(100 - \frac{i}{2}\right)\% = 0.8975 \text{ 结果也十分相近}$$

4) 蜗杆减速器发热验算

由式(6.2-39) 损耗功率  $P_0 = P_1(1 - \eta) = 40(1 - 0.8682) = 5.272\text{kW}$ 。

由式(6.2-43), 散热面积  $A_{sa} \approx 9 \times 10^{-5} a^{1.85}$   
 $= 9 \times 10^{-5} \times 400^{1.85} = 5.862\text{m}^2$

由式(6.2-42), 箱外壁持久稳定温升  $\theta_{sa} =$   
 $\frac{\theta_{sa} - \theta_{sa1}}{1.03 + 0.1 \sqrt{n_1} \times 10^{-3}} - 1.5$  取油池最高油温  $\theta_{sa} = 30^\circ\text{C}$ , 箱外空气温度  $\theta_{sa1} = 30^\circ\text{C}$  (冶金设备),  $\theta_{sa} =$

$$= (30 - 30) / (1.03 + 0.1 \sqrt{580} \times 10^{-3}) - 1.5$$

$$= 43.70^\circ\text{K}$$

蜗杆下置有风扇时, 由式(6.2-44) 得, 传热系数  $k_{sa} \approx 6.6 \times 10^{-3} [1 + 0.4(n_1/60)^{0.75}] = 6.6 \times 10^{-3} \times$

$$\left[1 + 0.4 \left(\frac{580}{60}\right)^{0.75}\right] = 0.021\text{kW/m}^2\text{K}$$

由式(6.2-41), 油池润滑时的散热功率  $Q_{sa} =$   
 $= \theta_{sa} k_{sa} A_{sa} = 43.70 \times 5.862 \times 0.021 = 5.380\text{kW}$ 。

由式(6.2-38), 温升安全系数  $S_T = Q_{sa}/P_0 =$   
 $= \frac{5.380}{5.272} = 1.02 > 1$ 。基本通过, 但裕度不大。为可靠起见可以改用喷嘴压力润滑。

取润滑油的比热容  $c \approx 1.7\text{kJWs/kgK}$ 。油的密度  $\rho \approx 900\text{kg/m}^3$ 。设油流入油冷却器的温度  $\theta_{sa} = 30^\circ\text{C}$ , 流出油冷却器的温度  $\theta_{ou} = 35^\circ\text{C}$ ; 求维持油温不超过极限值  $80^\circ\text{C}$  时热平衡要求的最小喷油量, 由式(6.2-48)

$$Q_K \geq \frac{P_1(1 - \eta)}{c\rho(\theta_{sa} - \theta_{ou})} = \frac{5.272}{1.7 \times 900 \times (80 - 35)}$$

$$= 7.657 \times 10^{-5} \text{m}^3/\text{s} = 4.61/\text{min}$$

实际喷油量应取得大于此值, 使蜗杆减速器维持较低的油温。查表 6.1-4, 当中心距  $a' = 400\text{mm}$  时, 推荐的喷油量  $Q_K = 20\text{ l/min} = \frac{1}{3} \times 10^{-3} \text{m}^3/\text{s}$ 。此时减速器的油温亦即进入冷却器前的油温将为

$$\theta_{sa} = \frac{P_1(1 - \eta)}{c\rho Q_K} + \theta_{ou} = \frac{5.272}{1.7 \times 900 \times \frac{1}{3} \times 10^{-3}}$$

$$+ 35 = 10.34 + 35 = 45.34^\circ\text{C}$$

6) 齿面疲劳点蚀安全系数验算

由表 6.2-5,  $\sigma_{Hlim} = 520\text{N/mm}^2$ ,  $Z_H = 162.2 \sqrt{\text{N/mm}^2}$ 。取  $K_A = 1.3$  (有冲击); 与图 6.2-11, 按  $d_1/a = 140/400 = 0.35$ 。查得  $Z_E = 2.9$  (Z1蜗杆)。

工作小时数  $L_h = 300 \times 24 \times 5 \times 40\% = 14400\text{h}$ 。由式(6.2-31), 寿命系数  $Z_L = \sqrt[6]{\frac{25000}{L_h}} = \sqrt[6]{\frac{25000}{14400}}$   
 $= 1.1$ ; 由式(6.2-33), 转速对循环次数的影响系数  $Z_N = 1/[(n_2/8) + 1]^{1/6} = 1/\left[\frac{28.293}{8} + 1\right]^{1/6}$

$$= 0.828, T_2 = 9548 \frac{P_1}{n_2} = 9548 \frac{P_1 \eta}{n_2} = 9548$$

$\times \frac{40 \times 0.8682}{28.293} = 11720.84\text{N}\cdot\text{m}$ 。由式(6.2-35), 齿面疲劳点蚀安全系数

$$S_H = \frac{\sigma_{Hlim} Z_H Z_L Z_N}{Z_E Z_{\beta} \sqrt{1000 T_2 K_A K_{\beta}^2}}$$

$$= \frac{620 \times 1.1 \times 0.828}{152.2 \times 2.9 \sqrt{1000 \times 11720.84 \times 1.3/400^3}}$$

$$= 2.2 > S_{H \min} = 1 \sim 1.3$$

## 8) 蜗轮齿面弯曲强度验算

由式(6.2-13),  $d_{m2} = d_2 + 2m x_2 = 856 + 2 \times 16 \times 0.125 = 660 \text{ mm}$ ;  $F_{t2} = 2000 T_2 / d_{m2} = 2 \times 11720.84 \times 10^3 / 660 = 35517.70 \text{ N}$ ; 由表6.2-4,  $b_2 = 2m(0.5 + \sqrt{q+1}) = 2 \times 16 \times (0.5 + \sqrt{8.75+1}) = 116 \text{ mm}$ ; 由表6.2-5,  $U_{lim} = 220 \times 0.7 = 154 \text{ N/mm}^2$ , 弯曲强度安全系数, 由式(6.2-37),

$$S_F = \frac{U_{lim} m b_2}{F_{t2} K_A} = \frac{154 \times 16 \times 116}{35517.70 \times 1.3} = 6.19 > S_{F \min} = 1 \sim 1.7.$$

## 7) 蜗杆刚度验算

刚度验算不能省略, 可按式(6.2-50)进行,  $T_1 = 9549 P_1 / n_1 = 658.55 \text{ N}$ ;  $F_{t1} = 2T_1 / d_1 = 2 \times 658.55 \times 10^3 / 140 = 9407.86 \text{ N}$ ; 由表6.2-4,  $\gamma = \arctan(z_1/q) = \arctan \frac{2}{8.75} = 12^\circ 52' 30''$ ,  $\alpha_1 = \arctan(\tan \alpha_n / \cos \gamma) = \arctan(\tan 20^\circ / \cos 12^\circ 52' 30'') = 30^\circ 28' 25''$ .

由式(6.2-21),  $F_{r1} = F_{t1} \tan \alpha_1 = F_{t1} \tan \alpha_n = 35517.70 \times \tan 30^\circ 28' 25'' = 13260.88 \text{ N}$ ,  $f \approx \pi d_1^4 / 64 = \pi \times 140^4 / 64 = 18.8574 \times 10^6 \text{ mm}^4$ ,  $E_1 = 206000 \text{ N/mm}^2$ , 跨距  $l = 560 \text{ mm}$ , 由式(6.2-50), 蜗杆轴的最大挠度

$$\delta = \frac{(\sqrt{F_{r1}^2 + F_{t1}^2}) l^3}{48 E_1 f}$$

$$= \frac{(\sqrt{(9407.86)^2 + (13260.88)^2}) 560^3}{48 \times 2.06 \times 10^5 \times 18.8574 \times 10^6}$$

$$= 0.015 \text{ mm} < \delta_{lim} = 0.004 m = 0.004 \times 16 = 0.064 \text{ mm}.$$

本章所介绍的几何尺寸计算方法(表6.2-4)和承载能力计算方法, 同样可用于计算圆弧圆柱蜗杆传动(有关齿形的特点等将在第3章介绍), 故下章不再另行复述其承载能力计算方法。现顺便补充两个算例说明公式在这方面的应用。

**例4** 一圆弧圆柱蜗杆传动, 内形 ZC<sub>4</sub>, 传递额定转矩  $T_1 = 5200 \text{ N} \cdot \text{m}$ , 传动比  $i = 12.33$ , 蜗杆转速  $n_1 = 1000 \text{ r/min}$ , 蜗轮转速  $n_2 = 81.1$ ,  $z_1 = 3$ ,  $z_2 = 37$ , 工作载荷有中等波动, 使用系数  $K_A = 1.3$ ; 预期工作时数  $L_h = 25000 \text{ h}$ , 试确定传动的初步尺寸。

[解]

由式(6.2-31), 寿命系数

$$Z_n = \sqrt[6]{\frac{25000}{L_h}} = \sqrt[6]{\frac{25000}{25000}} = 1.$$

由式(6.2-33), 转速系数

$$Z_v = \left( \frac{1}{\frac{n_2}{8} + 1} \right)^{1/8} = \left( \frac{1}{\frac{81.1}{8} + 1} \right)^{1/8} = 0.74$$

由式(6.2-55), 中心距

$$a = 10 \sqrt[3]{T_2 K_A \left( \frac{Z_F Z_E S_{H \min}}{Z_v Z_n \sigma_{H \min}} \right)^2} \text{ mm}$$

由式(6.2-51), 取  $(d_1/a) = 0.4$ , 查图6.2-11, 按 ZC 蜗杆, 得接触系数  $Z_\rho = 2.46$ 。

由表6.2-5, 设蜗杆材料为 16MnCr5, 渗碳淬火并磨削, HRC60±2, 蜗轮材料为 GZ-CuSn12, 离心铸造, 查得  $\sigma_{H \min} = 42 \text{ N/mm}^2$ ,  $Z_E = 147 \cdot \sqrt{\text{N/mm}^2}$ ; 取安全系数  $S_{H \min} = 1.3$ , 则

$$a \geq 10 \sqrt[3]{5200 \times 1.3 \left( \frac{2.46 \times 147 \times 1.3}{0.74 \times 1 \times 42} \right)^2}$$

$$= 247.2 \text{ mm}$$

按表6.1-3, 取标准中心距  $a' = 250 \text{ mm}$ 。

查文献[3]CAVEX(ZC<sub>4</sub>蜗杆)产品目录, 或表6.3-5, 当名义传动比  $i_N = 12.5$ , 实际传动比  $i = 12.33$  时, 参数搭配表中相近的中心距为  $a' = 250 \text{ mm}$ ,  $m = 10.5 \text{ mm}$ ,  $z_1 = 3$ ,  $z_2 = 37$ ,  $d_{a1} = d_1 = 99 \text{ mm}$ ,  $b_1 = 160 \text{ mm}$ ,  $d_{a2} = 401 \text{ mm}$ ,  $b_2 = 73 \text{ mm}$ , 由表6.2-4,  $d_3 = d_2' = m z_2 = 388.50 \text{ mm}$ ,  $d_1' = 2a' - d_2' = 2 \times 250 - 388.50 = 111.50 \text{ mm}$ ;  $a = (d_1 + d_2) / 2 = (99 + 388.50) / 2 = 243.75 \text{ mm}$ ; 变位系数  $x_2 = \frac{a' - a}{m} = \frac{250 - 243.75}{10.5} = 0.5952$  [变位系数亦可

由式(6.2-13)中求得, 即  $x_2 = (d_{m2} - d_2) / 2m = (401 - 388.5) / (2 \times 10.5) = 0.5952$ 。

其它尺寸亦可按表6.2-4自行计算, 从略。

[讨论]

本题原始数据取自CAVEX实际产品, 目的是想验证一下有关的承载能力计算公式的计算结果, 能在多大程度上反映客观实际情况。在CAVEX产品目录中, 当  $i = 12.33$ ,  $T_1 = 5200 \text{ N} \cdot \text{m}$ ,  $n_1 = 1000 \text{ r/min}$  时, 此蜗杆传动的中心距为  $250 \text{ mm}$ , 而此例解算结果, 要求  $a \geq 247.2 \text{ mm} \approx 250 \text{ mm}$ , 与实际值为吻合, 说明第2章推导出的承载能力计算公式(6.2-55), 式(6.2-29至6.2-30)以及表6.2-5提供

的材料强度值等,能够很好地符合工程实际情况并具有较好的计算精度。

本例的蜗杆传动结构尺寸,可参见图6.2-13。

**例5** 已知一圆弧圆柱蜗杆传动(ZC<sub>1</sub>),传递转矩 $T_2=15500\text{N}\cdot\text{m}$ , $n_1=750\text{r}/\text{min}$ , $n_2=110\text{r}/\text{min}$ , $z_1=6$ , $z_2=41$ , $i=1.833$ , $m=20\text{mm}$ , $d_1=d_{m1}=165\text{mm}$ , $b_1=300\text{mm}$ , $d_{m2}=835\text{mm}$ , $d_2=820\text{mm}$ , $a'=500\text{mm}$ , $x_1=+0.375$ , $b_2=115\text{mm}$ , $\alpha_0\approx 24^\circ$ 。长期工作,持续率80%,每天工作16小时,要求寿命10年,双向传动,工作载荷有中等振动。蜗杆材料为16MnCr5,渗碳淬火并经磨削,HRc60±2,蜗轮为GZ-CuSn12,离心铸造。试验算此传动的承载能力。

**【解】**

由表6.2-5及其注①, $\sigma_{Hlim}=425\text{N}/\text{mm}^2$ , $Z_E=147\sqrt{\text{N}/\text{mm}^2}$ , $U_{lim}=190\times 0.7\times 1.18=156.9\text{N}/\text{mm}^2$ (双向传动, $\alpha_0\approx 24^\circ$ )。原动机为电动机,工作机有中等振动,取 $K_A=1.25$ 。工作时数 $L_h=10\times 300\times 16\times 80\%=38400\text{h}$ ,寿命系数,由式(6.2-31)

$$Z_b = \sqrt[3]{\frac{25000}{38400}} = 0.93$$

转速系数,由式(6.2-33)

$$Z_m = \left( \frac{1}{\frac{n_1}{8} + 1} \right)^{1/8} = \left( \frac{1}{\frac{110}{8} + 1} \right)^{1/8} = 0.71$$

$$\left( \frac{d_1}{a'} \right) = \frac{165}{500} = 0.33, \text{查图6.2-11, ZC蜗杆, 得}$$

接触系数 $Z_\epsilon=2.63$ 。将以上各式代入式(6.2-35),得按齿点蚀安全系数

$$\begin{aligned} S_H &= Z_E Z_\epsilon \sqrt{\frac{\sigma_{Hlim} Z_A Z_b}{1000 Z_i K_A' U_{lim}^2}} \\ &= \frac{425 \times 0.93 \times 0.71}{147 \times 2.63 \times \sqrt{1000 \times 15500 \times 1.25 / 500^3}} \\ &= 1.84 > S_{Hmin} = 1 \sim 1.3 \end{aligned}$$

由式(6.2-20),蜗轮圆周力

$$\begin{aligned} F_{t2} &= \frac{2T_2 \times 1000}{d_{m2}} = \frac{2 \times 15500 \times 1000}{835} \\ &= 37126\text{N} \end{aligned}$$

由式(6.2-37),轮齿弯曲折断安全系数

$$\begin{aligned} S_F &= \frac{U_{lim} m b_2}{F_{t2} K_A} = \frac{156.9 \times 20 \times 115}{37126 \times 1.25} \\ &= 7.78 > S_{Fmin} = 1 \sim 1.7 \end{aligned}$$

因此接触强度和弯曲强度均安全通过。发热验算及蜗杆刚度验算亦应进行,此处从略。

**【讨论】** 本题原始数据亦取自CAVEX实际出厂产品目录<sup>[3]</sup>,应用本章承载能力验算公式校核时,其结果与产品实际状况十分相符,具有合理的安全系数;亦间接验证了本章介绍的承载能力计算方法具有相当的可靠性和合理性。

## 第3章 圆弧圆柱蜗杆传动

### 1 概述

#### 1.1 分类

圆弧圆柱蜗杆是一种非直纹面圆柱蜗杆,其齿面一般为圆弧形凹面,由此命名,代号为ZC蜗杆。它和与其共轭的蜗轮组成的蜗杆副,是用来传递交错轴间的运动和动力的。

圆弧圆柱蜗杆(ZC蜗杆)传动可分为圆环面包络圆柱蜗杆传动和轴向圆弧齿圆柱蜗杆传动两种类型。

##### 1.1.1 圆环面包络圆柱蜗杆(ZC<sub>1</sub>及ZC<sub>2</sub>)传动

蜗杆齿面是圆环面砂轮(砂轮轴平面上刀具产

形线是圆环面母圆上的一段圆弧)与蜗杆作相对螺旋运动时,砂轮齿面族的包络面。

圆环面包络圆柱蜗杆传动又分为两种型式。

a. ZC<sub>1</sub>蜗杆传动 蜗杆齿面是由圆环面(砂轮)形成的,蜗杆轴线与砂轮轴线的轴交角等于蜗杆分度圆柱导程角,该二轴线的公垂线通过蜗杆齿槽的某一位置,砂轮与蜗杆齿面的瞬时接触线是一条固定的空间曲线。砂轮与蜗杆的相对位置如图6.3-1所示。

b. ZC<sub>2</sub>蜗杆传动 蜗杆齿面是由圆环面(砂轮)形成的,蜗杆轴线与砂轮轴线的轴交角为某一角度,该二轴线的公垂线通过砂轮齿廓曲率中心,砂轮与蜗杆齿面的瞬时接触线是一条与砂轮的轴向齿廓互相重合的固定的平面曲线。砂轮与蜗杆的相

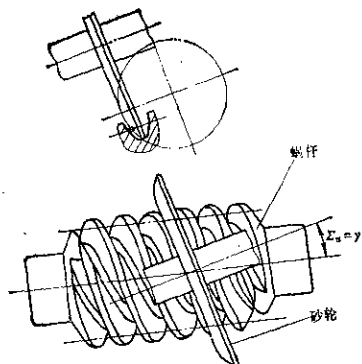


图6.3-1 ZC<sub>2</sub>蜗杆的加工

对位置如图 6.3-2 所示。

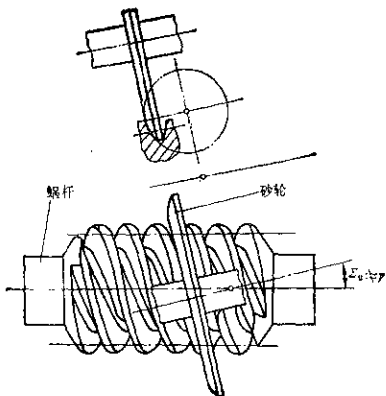


图6.3-2 ZC<sub>3</sub>蜗杆的加工

### 1.1.2 轴向圆弧圆柱蜗杆(ZC<sub>3</sub>)传动

蜗杆齿面是由蜗杆轴向平面内一段凹圆弧绕蜗杆轴线作螺旋运动时形成的,也就是将凸圆弧车刀前刃面置于蜗杆轴向平面内,车刀绕蜗杆轴线作相对螺旋运动时所形成的轨迹曲面。车刀与蜗杆的相对位置如图 6.3-3 所示。

### 1.2 特点

(1) 蜗杆和蜗轮两共轭齿面是凹凸啮合,当量曲率小,因而单位齿面压力(赫兹压力)减小,

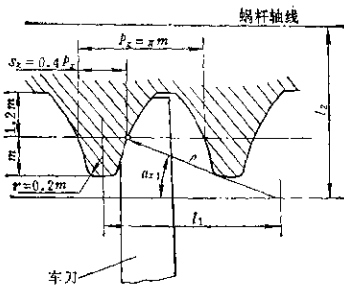


图6.3-3 ZC<sub>3</sub>蜗杆的加工

接触强度提高,见图 6.3-4。

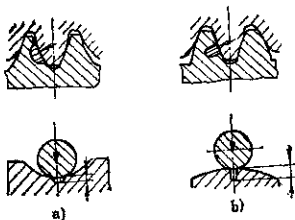


图6.3-4 蜗杆与蜗轮齿面接触示意图

a) ZC蜗杆 b) 普通蜗杆

(2) 蜗杆与蜗轮啮合时的瞬时接触线方向与相对滑动方向的夹角(润滑角)较大,易于形成和保持油膜,摩擦系数小,齿面磨损少,传动效率高,见图 6.3-5。

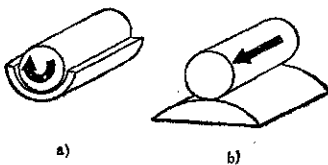
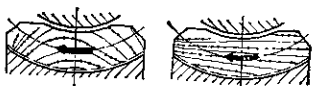


图6.3-5 蜗杆与蜗轮啮合时的瞬时接触线

a) ZC蜗杆 b) 普通蜗杆

(3) 在蜗杆齿强度不减弱的情况下,能够增大蜗轮的齿根厚度,使蜗轮齿的弯曲强度增大,见图 6.3-6。

(4) 蜗杆与蜗轮相啮合时,蜗轮为正变位,



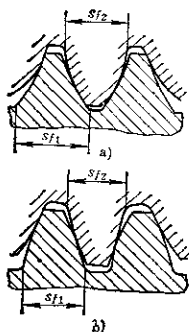
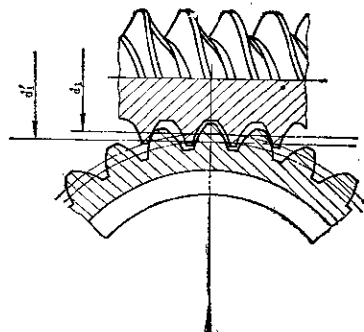

 图6.3-6 蜗杆与蜗轮的齿根厚度示意图  
a) ZC蜗杆 b) 普通蜗杆


图6.3-7 蜗杆与蜗轮啮合示意图

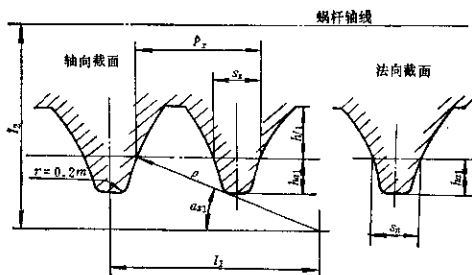


图6.3-8 ZC蜗杆基准齿形

啮合节线位于接近蜗杆齿顶的位置，啮合性能好，见图6.3-7。

(5) 制造工艺简单，承载能力大，传动效率高，结构紧凑，重量轻。

## 2 轴向圆弧圆柱蜗杆(ZC<sub>3</sub>)传动的几何及啮合计算

这是我国自己创制的一种圆弧圆柱蜗杆，多年来全国已有多家工厂进行大批量系列生产，并在1979年制订了标准JB/Z149—79及JB2318—79。

### 2.1 齿形计算

#### 2.1.1 基本齿廓

见图6.3-8。

#### 2.1.2 齿形几何参数

轴向圆弧圆柱蜗杆齿形的基本参数 $\rho$ 、 $x_2$ 和 $a_{s1}$

可按下述推荐范围选取

(1) 蜗杆轴向齿廓曲率半径 $\rho$

$\rho$ 值大小直接影响接触线形状，当量曲率半径的大小，啮合区大小和齿廓形状。考虑上述因素，推荐数值：

$$\rho = (5 \sim 5.5)m$$

$\rho$ 随头数 $z_1$ 的增加而增大。

(2) 变位系数 $x_2$

为了避免根切，应使 $x_{2min} \geq 0.5$ ，为了避免蜗轮齿顶变尖，应使 $x_{2max} \leq 1.5$ 。推荐 $x_2$ 值为：

$$x_2 = 0.5 \sim 1.5$$

通常， $z_1 > 2$ 时，取 $x_2 = 0.7 \sim 1.2$ ；

$z_1 \leq 2$ 时，取 $x_2 = 1 \sim 1.5$ 。

(3) 轴向齿形角 $a_{s1}$ 推荐取

$$a_{s1} = 23^\circ$$

⊕ JB标准原名“圆弧齿圆柱蜗杆”，现按GB名称术语统一为“圆弧圆柱蜗杆”。——高主编注

## 2.1.3 齿形几何尺寸计算公式

表6.5-1 齿形几何尺寸计算公式

序号	名称	代号	公式								
1	变位系数	$x_2$	$x_2=0.5\sim 1.5$ 通常 $x_2=0.7\sim 1.2$								
2	轴向齿形角	$\alpha_{x_1}$	$\alpha_{x_1}=23^\circ$								
3	蜗杆轴向齿廓曲率半径	$\rho$	<table border="1"> <tr> <td><math>z_1</math></td> <td>1, 2</td> <td>3</td> <td>4</td> </tr> <tr> <td><math>\rho</math></td> <td>5m</td> <td>5.3m</td> <td>5.6m</td> </tr> </table>	$z_1$	1, 2	3	4	$\rho$	5m	5.3m	5.6m
$z_1$	1, 2	3	4								
$\rho$	5m	5.3m	5.6m								
4	蜗杆轴向齿厚	$s_x$	$s_x=0.4\pi m$								
5	蜗杆法向齿厚	$s_n$	$s_n=s_x \cos \gamma$								
6	蜗杆轴向齿距	$p_x$	$p_x=\pi m$								
7	圆弧中心坐标值	$l_1$	$l_1=\rho \cos \alpha_{x_1} + \frac{1}{2} s_x$								
8	圆弧中心坐标值	$l_2$	$l_2=\rho \sin \alpha_{x_1} + \frac{1}{2} d_1$								
9	蜗杆轴向齿顶厚	$s_a$	$s_a=2[l_1 - \sqrt{\rho^2 - (l_1 - d_{a1}/2)^2}]$								
10	蜗杆轴向齿根厚	$s_f$	$s_f=2[l_1 - \sqrt{\rho^2 - (l_1 - d_{f1}/2)^2}]$								

## 2.2 几何参数和尺寸计算

## 2.2.1 基本几何尺寸计算公式

表6.5-2 基本几何尺寸计算公式

序号	名称	代号	公式
1	中心距	$a$	$a=\frac{1}{2}m(z_1+q+2x_2)$
2	传动比	$i$	$i=z_2/z_1$
3	蜗杆头数	$z_1$	$z_1=1, 2, 3, 4$
4	蜗轮齿数	$z_2$	$z_2=iz_1$
5	模数	$m$	$m=p_x/\pi$
6	蜗杆直径系数	$q$	$q=d_1/m$
7	蜗轮变位系数	$x_2$	$x_2=\frac{a}{m} - \frac{q+2x_1}{2}$
8	蜗杆轴向齿形角	$\alpha_{x_1}$	$\alpha_{x_1}=23^\circ$ (推荐值)
9	齿顶高系数	$h_a^*$	$h_a^*=1$
10	顶隙系数	$c^*$	$c^*=0.2$
11	蜗杆齿顶高	$h_{a1}$	$h_{a1}=h_a^*m$
12	蜗杆齿根高	$h_{f1}$	$h_{f1}=(h_a^*+c^*)m=1.2m$
13	顶隙	$c$	$c=c^*m=0.2m$
14	蜗杆分度圆直径	$d_1$	$d_1=qm$
15	蜗杆节圆直径	$d_1'$	$d_1'=d_1+2mx_2=m(q+2x_2)$
16	蜗杆齿顶圆直径	$d_{a1}$	$d_{a1}=d_1+2m$
17	蜗杆齿根圆直径	$d_{f1}$	$d_{f1}=d_1-2.4m$
18	蜗杆分度圆柱导程角	$\gamma$	$\gamma=\arctan \frac{mz_1}{d_1}=\arctan \frac{z_1}{q}$
19	蜗杆法向模数	$m_n$	$m_n=m \cos \gamma$
20	蜗杆导程	$p_x$	$p_x=z_1 p_x$
21	蜗杆轴向齿距	$p_x$	$p_x=\pi m$

(续)

序号	名称	代号	公式
22	蜗杆螺旋参数	$p$	$p = p_n/2n = m z_1/2$
23	蜗杆轴向齿厚	$s_x$	$s_x = 0.4 \pi m$
24	蜗杆法向齿厚	$s_n$	$s_n = s \cos \gamma$
25	蜗轮齿顶高	$h_{a2}$	$h_{a2} = m(h_a^* + x_2)$
26	蜗轮齿根高	$h_{f2}$	$h_{f2} = m(h_f^* + c^* - x_2)$
27	蜗轮分度圆直径	$d_2$	$d_2 = m z_2$
28	蜗轮节圆直径	$d_2'$	$d_2' = d_2 = m z_2$
29	蜗轮齿顶圆直径	$d_{a2}$	$d_{a2} = d_2 + 2h_{a2} = d_2 + 2m(h_a^* + x_2)$
30	蜗轮齿根圆直径	$d_{f2}$	$d_{f2} = d_2 - 2h_{f2} = d_2 - 2m(h_f^* + c^* - x_2)$
31	蜗轮外圆直径	$d_{e2}$	$d_{e2} \leq d_{a2} + (0.8 - 1)m$ (取整)
32	蜗轮齿宽	$b_2$	$b_2 = (0.67 - 0.7)d_{a2}$ (取整)
33	蜗杆齿宽	$b_1$ ①	$x_2 < 1$ 时, $b_1 > (12.5 + 0.1 z_2)m$ $x_2 > 1$ 时, $b_1 > (13 + 0.1 z_2)m$
			$x_2 < 1$ 时, $b_1 > (13.5 + 0.1 z_2)m$ $x_2 > 1$ 时, $b_1 > (14 + 0.1 z_2)m$

① 对磨削蜗杆 $b_1$ 的加长量  
 $m \leq 6$ 时加长20mm;  
 $m = 7 \sim 9$ 时加长30mm;  
 $m = 10 \sim 14$ 时加长40mm;  
 $m = 16 \sim 25$ 时加长60mm.

2.2.2 蜗杆蜗轮啮合参数搭配

表8.3-3 蜗杆蜗轮啮合参数搭配(JB/Z149-79)及(JB2318-79)

中心距 $a$ (mm)	传动比 代号	公称 传动比 $i$	模数 $m$ (mm)	蜗杆分度 圆直径 $d_1$ (mm)	蜗杆头数 $z_1$	齿廓圆 弧半径 $\rho$ (mm)	变位系数 $x_2$	蜗轮齿数 $z_2$	实际传 动比 $i_0$
80	1	9	3.5	44	4	20	1.071	31	7.75
	2	10			3	19			10.33
	4	16			2	18			15.5
	7	31.5	1				31		
	3	12.5	3	38	3	16	0.833	39	13
	5	20			2	15			19.5
	8	40			1				39
	5	25	2.5	32	2	13	0.60	50	25
	9				1				
100	1	9	4.5	52	4	26	0.844	31	7.75
	2	10			3	24			10.33
	4	16			2	23			15.5
	7	31.5			1				31



(续)

中心距 $a$ (mm)	传动比 代号	公称 传动比 $i$	模数 $m$ (mm)	蜗杆分度 圆直径 $d_f$ (mm)	蜗杆头数 $z_1$	齿廓圆 弧半径 $\rho$ (mm)	变位系数 $x_2$	蜗轮齿数 $z_2$	实际传 动比 $i_0$
250	5	25	8	80	2	40	0.75	51	25.5
	9	50			1				51
280	1	8	14	126	4	77	0.5	30	7.5
	2	10			3	74			10
	4	16			2	70			16
	7	31.5			1				30
	3	12.5	11	112	3	58	0.864	39	13
	5	20			2	55			19.5
	8	40			1				39
	6	25	9	90	2	65	0.611	51	25.5
	9	50			1				51
	320	1	8	18	128	4	88	0.5	31
2		10	3			85	10.33		
4		16	2			80	15.5		
7		31.5	1				31		
3		12.5	12	114	3	64	1.167	40	13.33
5		20			2	60	0.917	42	21
8		40			1		42		
6		25	10	98	2	50	1.1	52	26
9		50			1				52
360		1	8	18	144	4	99	0.5	31
	2	10	3			95	10.33		
	4	16	2			90	15.5		
	7	31.5	1				31		
	3	12.5	14	126	3	74	1.071	39	13
	5	20			2		20.5		
	8	40			1	70	0.714	41	41
	6	25	12	114	2	60	0.75	49	24.5
	9	50			1				49
	400	1	8	20	156	4	110	0.6	31
2		10	3			105	10.33		
4		16	2			100	15.5		
7		31.5	1				31		
3		12.5	16	144	3	85	1	19	13
6		20			2	80			19.5
8		40			1				39
6		25	14	126	2	70	0.571	47	23.5
9		50			1				47

(续)

中心距 $a$ (mm)	传动比 代号	公称 传动比 $i$	模数 $m$ (mm)	蜗杆分度 圆直径 $d_1$ (mm)	蜗杆头数 $z_1$	齿顶圆 半径 $\rho$ (mm)	变位系数 $x_2$	蜗轮齿数 $z_2$	实际传 动比 $i_0$
450	1	8	22	170	4	121	1.091	31	7.75
	2	10			3	117			10.33
	4	16			2	110			15.5
	7	31.5			1				31
	3	12.5	18	168	3	95	0.833	39	13
	5	20		2	90	0.5	41	20.5	
	8	40		1			41		
	6	25	14	144	2	70		52	16
9	60	1				52			
600	1	8	25	190	4	138	0.7	31	7.75
	2	10			3	133			10.33
	4	16			2	125			15.5
	7	31.5			1				31
	3	12.5	20	180	3	106	1	39	13
	5	20		2	100	0.6	41	20.5	
	8	40		1			41		
	6	25	16	144	2	80	0.75	52	26
	9	60		1			52		

### 2.3 蜗杆、蜗轮啮合性能分析计算

#### 2.3.1 计算项目

- (1) 瞬时接触线
- (2) 啮合区

#### 2.3.2 基本参数

$a$  蜗杆与蜗轮的中心距;  $r_1$  蜗杆分度圆半径;  $z_1$  蜗杆头数;  $x_2$  变位系数;  $\rho$  蜗杆轴向齿廓曲率半径;  $p$  螺旋参数;  $r_{a1}$  蜗杆齿顶圆半径;  $r_{e2}$  蜗轮外圆半径;  $\alpha_{e1}$  蜗杆轴向齿形角;  $\theta$  蜗杆轴向齿廓参数;  $r_a$  蜗杆端面齿廓半径;  $\varphi$  蜗杆刀具齿廓相对蜗杆轴的回转角;  $\varphi_1$  蜗杆与蜗轮啮合时, 蜗杆回转角;  $l_1$ 、 $l_2$  蜗杆轴向圆弧齿廓的圆心坐标值;  $\gamma$  蜗杆分度圆柱导程角;  $q$  蜗杆直径系数;  $m$  模数;  $z_2$  蜗轮齿数。

#### 2.3.3 计算公式

(1) 安装参数, 见图 6.3-3 和图 6.3-8。

- 1)  $\rho = 0.5mz_1$ ;
- 2)  $r_1 = 0.5mq = p/\tan\gamma$

$$3) l_1 = \rho \cos \alpha_{e1} + 0.2pm$$

$$4) l_2 = \rho \sin \alpha_{e1} + 0.5mq$$

$$5) a = 0.5m(q + z_2 + 2x_2)$$

$$6) r_1' = 0.5m(q + 2x_2) = a - \frac{\rho}{z_1/z_2}$$

(2) 瞬时接触线坐标

$$1) r_1' \cos \theta (\rho \sin \theta - l_1) - p \cos \theta \sin(\varphi_1 + \varphi_a) \\ \cdot (\rho \cos \theta - l_1 + p\varphi_a) - \sin \theta \cos(\varphi_1 + \varphi_a) \\ \cdot (\rho \sin \theta - l_1) (\rho \cos \theta - l_1 + p\varphi_a) \\ + \cos \theta \cos(\varphi_1 + \varphi_a) (\rho \sin \theta - l_1)^2 = 0$$

$$2) x = (\rho \sin \theta - l_1) \cos(\varphi_1 + \varphi_a)$$

$$3) y = (\rho \sin \theta - l_1) \sin(\varphi_1 + \varphi_a)$$

$$4) z = (\rho \cos \theta - l_1) + p\varphi_a$$

(3) 啮合区的  $(a-a)$  线坐标, 曲线  $a-a$  表示蜗杆齿顶圆柱上诸点进入啮合。

$$1) \theta = \arcsin \left( \frac{r_{a1} + l_1}{\rho} \right)$$

$$2) y = (\rho \sin \theta - l_1) \sin(\varphi_1 + \varphi_a)$$

$$3) z = \frac{\frac{r_{a1}}{\cos(\varphi_1 + \varphi_a)} + (\rho \sin \theta - l_1)}{\frac{p \tan(\varphi_1 + \varphi_a)}{\rho \sin \theta - l_1} + \tan \theta}$$

(4) 啮合区的  $(b-b)$  线坐标, 曲线  $b-b$  表

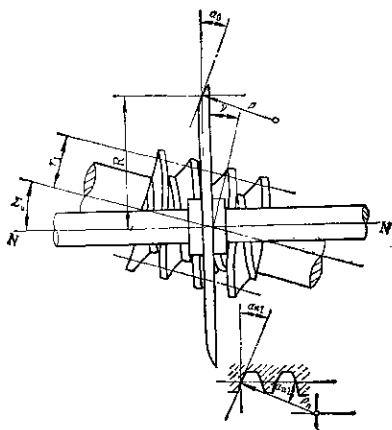


图6.3-9 基本齿廓

示蜗轮齿顶圆柱上诸点进入啮合。

$$1) \theta = \arcsin \frac{r_1^{(1)} + l_2}{\rho}$$

$$2) y = (\rho \sin \theta - l_2) \sin(\varphi_1 + \varphi_u)$$

$$3) x = (\rho \sin \theta - l_2) \cos(\varphi_1 + \varphi_u)$$

$$4) z = \frac{\frac{r_1'}{\cos(\varphi_1 + \varphi_u)} + (\rho \sin \theta - l_2)}{\frac{\rho \tan(\varphi_1 + \varphi_u)}{\rho \sin \theta - l_2} + \tan \theta}$$

$$5) \text{ 当 } |y| \leq \sqrt{(r_1 - m)^2 - (a - r_{e2})^2} \text{ 时,}$$

$$2ax + [r_1^{(1)}]^2 + x^2 + z^2 + 2a\sqrt{(r_1 - m)^2 - y^2} - (r_1 - m)^2 = 0$$

$$6) \text{ 当 } |y| \geq \sqrt{(r_1 - m)^2 - (a - r_{e2})^2} \text{ 时,}$$

$$(a + x)^2 + z^2 - r_{e2}^2 = 0$$

轴向圆弧圆柱蜗杆 (\$ZC\_3\$ 蜗杆) 由单刀轨迹成形, 精度不易保证。同规格减速器与西德 CAVEX 以圆环面包络成形的 \$ZC\_1\$ 蜗杆减速器相比, 其承载能力要低 30%, 效率低 4%, 啮合参数的搭配上也不如 CAVEX 的合理。现简要介绍 \$ZC\_1\$ 蜗杆传动的几何尺寸计算和啮合性能分析计算。在啮合计算中, 与刀具有关的坐标和参量按图内惯例用下角标 \$u\$ 表示。

### 3 圆环面包络圆柱蜗杆 (\$ZC\_1\$) 传动的几何及啮合计算

#### 3.1 齿形计算

##### 3.1.1 基本齿廓

圆环面包络圆柱蜗杆的基本齿廓系指通过蜗杆分度圆柱的法截面齿形, 见图 6.3-9。

##### 3.1.2 齿形几何参数

(1) 变位系数 \$x\_2\$ 的推荐范围

$$0 < x_2 \leq 1$$

通常, 取 \$x\_2 = 0.7 \sim 1\$

(2) 齿形角 \$\alpha\_{n1}\$ 的推荐范围

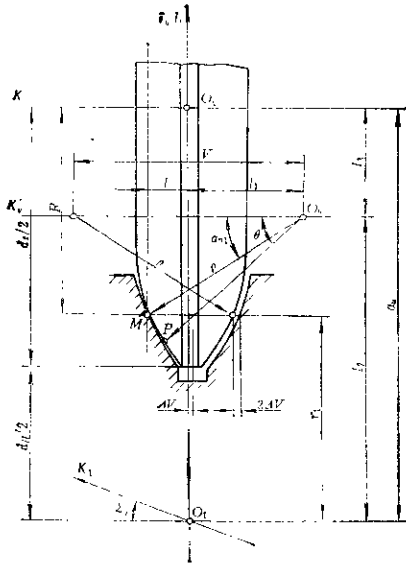
$$\alpha_{n1} = 21^\circ \sim 25^\circ$$

通常, 取 \$\alpha\_{n1} = 23^\circ\$ 或 \$24^\circ\$

(3) 齿廓曲率半径 \$\rho\_u\$

蜗杆分度圆柱上, 轮齿法截面齿廓的平均曲率半径, 即分圆点处的齿廓曲率半径 \$\rho\_u\$, 可按下式进行初步估算, 然后取整。

⊖ 根据西德专利 №1025163。——作者注

图6.3-10 ZC<sub>1</sub>蜗杆加工示意图

$$d_n = (0.72 \pm 0.1) h_{a1} \left( \frac{1}{\sin \alpha_{n1}} \right)^{2.2} \text{ mm}$$

式中  $h_{a1}$ ——蜗杆齿顶高；

$\alpha_{n1}$ ——蜗杆分度圆处的法向齿形角。

(4) 砂轮轴向齿廓圆弧半径  $\rho \ominus$

磨削 ZC<sub>1</sub> 蜗杆所用砂轮轴截面圆弧齿廓半径  $\rho$

可按下式估算

$$\frac{1}{\rho} \approx \frac{1}{\rho_n} + \frac{\sin^2 \gamma}{r \sin \alpha_{n1}} + \frac{\tan^2 \gamma}{R \sin \alpha_{n1}}$$

式中符号见图6.3-9。

当  $z_1 > 4$  时，可根据实际经验取

$$\rho = \rho_n$$

### 3.1.3 砂轮安装参数计算

磨削 ZC<sub>1</sub> 蜗杆时，砂轮安装位置见图6.3-10，图中各参数计算如下：

$$l_1 = \rho \cos \alpha_{n1} - l$$

$$l_2 = \rho \sin \alpha_{n1} + \frac{1}{2} d_1$$

$$l_3 = a_n - l_2$$

$$a_n = \frac{1}{2} (d_H + d_s)$$

$$d_H = \frac{1}{2} (d_{H1} + c)$$

式中  $l_1, l_2, l_3$ ——砂轮安装参数 mm；

$d_H$ ——砂轮对刀试棒直径 mm；

$d_s$ ——砂轮外径 mm；

$a_n$ ——砂轮安装中心距 mm。

一般，取  $d_s = 300 \sim 700$  mm，而且  $m$  大  $d_s$  取较大值； $m$  小  $d_s$  取较小值。

## 3.2 几何参数和尺寸计算

### 3.2.1 基本几何尺寸计算公式

⊖ 见文献[1]的老版[1985]第1卷，系 Niemann 著，  
——作者注



表 6.3-4 基本几何尺寸计算公式

序号	名 称	代 号	公 式	
1	中心距	$a$	$a = \frac{1}{2} m(q + z_1 + 2x_2)$	
2	蜗杆头数	$z_1$	$z_1 = 1, 2, 3, 4, 5, 6$	
3	蜗轮齿数	$z_2$	$z_2 = i z_1$	
4	模数	$m$	$m = p_s / \pi$	
5	蜗杆直径系数	$q$	$q = d_1 / m$	
6	蜗轮变位系数	$x_2$	$x_2 = a / m - (q + z_1) / 2$	
7	传动比	$i$	$i = z_2 / z_1$	
8	蜗杆法向齿形角	$\alpha_{n1}$	$\alpha_{n1} = 23^\circ$ 或 $24^\circ$	
9	蜗杆齿顶高	$h_{a1}$	$z_1 \leq 3$	$z_1 > 3$
			$h_{a1} = m$	$h_{a1} = 0.9m$
10	蜗杆齿根高	$h_{f1}$	$h_{f1} = 1.16m$	
11	顶 隙	$c$	$c = 0.16m$	
12	蜗杆分度圆直径	$d_1$	$d_1 = qm$	
13	蜗杆节圆直径	$d_1'$	$d_1' = d_1 + 2mx_2$	
14	蜗杆顶圆直径	$d_{a1}$	$d_{a1} = d_1 + 2h_{a1}$	
15	蜗杆根圆直径	$d_{f1}$	$d_{f1} = d_1 - 2h_{f1}$	
16	蜗杆分度圆柱导程角	$\gamma$	$\gamma = \arctan z_1 / q$	
17	蜗杆齿宽	$b_1$	$b_1 \approx 2.5m\sqrt{z_1 + 1}$	
18	蜗杆法向模数	$m_n$	$m_n = m \cos \gamma$	
19	蜗杆轴向齿距	$p_x$	$p_x = \pi m$	
20	蜗杆导程	$p_s$	$p_s = z_1 p_x$	
21	蜗杆螺旋参数	$\rho$	$\rho = p_s / 2\pi = mz_1 / 2$	
22	蜗杆轴向齿厚	$s_x$	$s_x = 0.4\pi m$	
23	蜗杆法向齿厚	$s_n$	$s_n = s_x \cos \gamma$	
24	蜗轮齿顶高	$h_{a2}$	$z_1 \leq 3$	$z_1 > 3$
			$h_{a2} = m + x_2 m$	$h_{a2} = 0.9m + x_2 m$
25	蜗轮齿根高	$h_{f2}$	$h_{f2} = 1.16m - x_2 m$	
26	蜗轮分度圆直径	$d_2$	$d_2 = mz_2$	
27	蜗轮节圆直径	$d_2'$	$d_2' = d_2 = mz_2$	
28	蜗轮齿顶圆直径	$d_{a2}$	$d_{a2} = d_2 + 2h_{a2}$	
29	蜗轮齿根圆直径	$d_{f2}$	$d_{f2} = d_2 - 2h_{f2}$	
30	蜗轮外圆直径	$d_{e2}$	$d_{e2} = d_{a2} + 2(0.3 \sim 0.5)m$	
31	蜗轮齿宽	$b_2$	$b_2 \approx 2m(0.5 + \sqrt{q + 1})$	

## 3.2.2 蜗杆蜗轮啮合参数搭配

表 6.3-5 蜗杆蜗轮啮合参数搭配

中心距 $a$ (mm)	公称传动比 $i$	模数 $m$ (mm)	蜗杆分度圆直径 $d_1$ (mm)	蜗杆头数 $z_1$	蜗轮齿数 $z_2$	蜗轮变位系数 $x_2$	实际传动比 $i_s$
63	5	3.8	35.4	5	24	0.683	4.8
	6.3	3.8	35.4	4	25	0.683	6.25
	8	3	30.4	4	31	0.433	7.75
	10	3	32	3	31	0.167	10.33
	12.5	2.5	30	3	38	0.2	12.67
	16	3	32	2	31	0.167	16.5
	20	2.5	28	2	39	0.5	19.5
	25	2	28	2	49	0.5	24.5
	31.5	3	32	1	31	0.167	31
	40	2.5	28	1	39	0.5	39
	50	2	28	1	49	0.5	49
80	5	4.5	43.6	5	24	0.933	4.8
	6.3	4.5	43.6	4	25	0.433	6.25
	8	3.6	35.4	4	33	0.806	8.25
	10	3.8	38.4	3	31	0.5	10.33
	12.5	3.2	36.6	3	37	0.781	12.33
	16	3.8	38.4	2	31	0.5	16.5
	20	3	32	2	41	0.833	20.5
	25	2.5	30	2	51	0.5	25.5
	31.5	3.8	38.4	1	31	0.6	31
	40	3	32	1	41	0.833	41
	50	2.5	30	1	51	0.6	51
63	2.25	28.6	1	59	0.167	59	
100	5	5.8	49.4	5	24	0.983	4.8
	6.3	5.8	49.4	4	25	0.483	6.25
	8	4.5	43.6	4	33	0.878	8.25
	10	4.8	46.4	3	31	0.5	10.33
	12.5	4	44	3	37	1	12.33
	16	4.8	46.4	2	31	0.5	16.5
	20	3.8	38.4	2	41	0.763	20.5
	25	3.2	36.6	2	49	1.031	24.5
	31.5	4.8	46.4	1	31	0.5	31
	40	3.8	38.4	1	41	0.763	41
	50	3.2	36.6	1	50	0.531	50
63	2.76	32.5	1	60	0.455	60	
125	5	7.3	61.8	5	24	0.890	4.8
	6.3	7.3	61.8	4	25	0.390	6.25
	8	5.8	49.4	4	33	0.798	8.25
	10	6.2	57.6	3	31	0.016	10.33
	12.5	5.2	54.6	3	37	0.288	12.33
	16	6.2	57.6	2	31	0.016	16.5
	20	4.8	46.4	2	41	0.708	20.5
	25	4	44	2	51	0.250	25.5

(续)

中心距 $a$ (mm)	公称传动比 $i$	模数 $m$ (mm)	蜗杆分度圆直径 $d_1$ (mm)	蜗杆头数	蜗轮齿数	蜗轮变位系数	实际传动比
				$z_1$	$z_2$	$x_2$	$i_1$
125	31.5	6.2	57.8	1	30	0.516	30
	40	4.8	46.4	1	41	0.708	41
	50	4	44	1	50	0.750	50
	63	3.5	39	1	59	0.643	59
140	6.3	7.3	61.8	5	29	0.445	5.8
	8	7.3	61.8	4	29	0.445	7.25
	10	6.5	67	3	31	0.885	10.33
	12.5	6.2	57.6	3	35	0.435	11.67
	16	6.5	67	2	31	0.885	15.5
	20	5.6	58.8	2	39	0.250	19.5
	25	4.4	47.2	2	51	0.955	25.5
	31.5	6.5	67	1	31	0.885	31
	40	5.6	58.8	1	39	0.250	39
	50	4.4	47.2	1	51	0.955	51
160	6	9.5	73	6	24	1	4.8
	6.3	9.5	73	4	25	0.5	6.25
	8	7.3	61.8	4	34	0.685	8.6
	10	7.8	69.4	3	31	0.564	10.33
	12.5	6.5	67	3	37	0.962	12.33
	16	7.8	69.4	2	31	0.564	15.5
	20	6.2	57.6	2	41	0.661	20.5
	25	5.2	54.6	2	49	1.019	24.5
	31.5	7.8	69.4	1	31	0.564	31
	40	6.2	57.6	1	41	0.661	41
180	6	9.5	73	5	29	0.605	5.8
	8	9.5	73	4	29	0.605	7.25
	10	9.2	80.6	3	29	0.685	9.67
	12.5	7.8	69.4	3	36	0.628	12
	16	8.2	78.6	2	33	0.659	15.5
	20	7.1	70.8	2	39	0.866	19.5
	25	5.6	58.8	2	52	0.893	26
	31.5	8.2	78.6	1	33	0.659	33
	40	7.1	70.8	1	40	0.366	40
	50	5.6	58.8	1	52	0.893	52
200	6	11.8	93.5	5	24	0.987	4.8
	6.3	11.8	93.5	4	25	0.487	6.25
	8	9.5	73	4	33	0.711	8.25
	10	10	82	3	31	0.4	10.33
	12.5	8.2	78.6	3	38	0.598	12.67
	16	10	82	2	31	0.4	15.6

(续)

中心距 $a$ (mm)	公称传动比 $i$	模数 $m$ (mm)	蜗杆分度圆直径 $d_1$ (mm)	蜗杆头数		蜗轮齿数 $z_2$	蜗轮变位系数 $x_2$	实际传动比 $i_0$
				$z_1$	$z_2$			
206	20	7.8	69.4	2	41	0.692	20.5	
	25	6.5	67	2	51	0.115	25.5	
	31.5	10	82	1	31	0.4	31	
	40	7.8	69.4	1	41	0.692	41	
	50	6.5	67	1	50	0.615	50	
	63	5.6	55.8	1	60	0.404	60	
225	6.3	11.8	93.5	6	29	0.606	5.8	
	8	11.8	93.5	4	29	0.606	7.25	
	10	10.5	99	3	32	0.714	10.67	
	12.5	10	82	3	36	0.4	12	
	16	10.5	99	2	32	0.714	16	
	20	9	84	2	39	0.833	19.5	
	25	7.1	70.8	2	62	0.704	25	
	31.5	10.5	99	1	32	0.714	32	
	40	9	84	1	40	0.333	40	
	60	7.1	70.8	1	52	0.704	52	
63	6.5	67	1	58	0.482	68		
250	5	15	111	5	24	0.987	4.8	
	6.3	15	111	4	25	0.467	6.25	
	8	11.8	93.5	4	33	0.724	8.25	
	10	12.5	105	3	31	0.3	10.33	
	12.5	10.5	99	3	37	0.595	12.33	
	16	12.5	105	2	31	0.3	15.5	
	20	10	82	2	41	0.4	20.5	
	25	8.2	78.6	2	51	0.195	25.5	
	31.5	12.5	105	1	31	0.3	31	
	40	10	82	1	41	0.4	41	
	50	8.2	78.6	1	50	0.695	50	
	63	7.1	70.8	1	58	0.725	58	
280	6.3	15	111	5	29	0.467	5.8	
	8	15	111	4	29	0.467	7.25	
	10	13	119	3	32	0.982	10.67	
	12.5	12.5	105	3	38	0.2	12	
	16	13	119	2	32	0.962	16	
	20	11.5	107	2	39	0.196	19.5	
	25	9	84	2	51	0.944	25.5	
	31.5	13	119	1	32	0.962	32	
	40	11.5	107	1	39	0.196	39	
	50	9	84	1	51	0.944	51	
	63	7.9	82.2	1	59	0.741	59	
	315	5	19	141	5	24	0.868	4.8
6.3		19	141	4	25	0.368	6.25	
8		15	111	4	33	0.8	8.25	
10		16	124	3	31	0.3125	10.33	

(续)

中心距 $a$ (mm)	公称传动比 $i$	模数 $m$ (mm)	蜗杆分度圆直径 $d_1$ (mm)	蜗杆头数 $z_1$	蜗轮齿数 $z_2$	蜗轮变位系数 $x_2$	实际传动比 $i_2$
315	12.5	13	119	3	38	0.654	12.67
	16	16	124	2	31	0.3125	15.5
	20	12.5	105	2	41	0.5	20.5
	25	10.5	99	2	49	0.786	24.5
	31.5	16	124	1	31	0.3125	31
	40	12.5	105	1	41	0.5	41
	50	10.5	99	1	50	0.286	50
	63	9.1	91.8	1	69	0.071	59
355	6.3	19	141	5	29	0.474	5.8
	8	19	141	4	29	0.474	7.25
	10	18	136	3	31	0.444	10.33
	12.5	16	124	3	35	0.8125	11.67
	16	18	136	2	31	0.444	15.5
	20	14.5	127	2	39	0.603	19.5
	25	11.5	107	2	51	0.717	25.5
	31.5	18	136	1	31	0.444	31
	40	14.5	127	1	39	0.603	39
	50	11.5	107	1	51	0.717	51
63	10.5	99	1	58	0.085	58	
400	5	20	165	6	31	0.375	5.17
	6.3	19	141	5	33	0.842	6.8
	8	19	141	4	33	0.842	8.25
	10	20	148	3	31	0.8	10.33
	12.5	18	136	3	35	0.944	11.67
	16	20	148	2	31	0.8	15.5
	20	16	124	2	41	0.625	20.5
	25	13	119	2	51	0.692	25.5
	31.5	20	148	1	31	0.8	31
	40	16	124	1	41	0.625	41
	50	13	119	1	51	0.692	51
	63	11.5	107	1	59	0.631	59
450	8	19	141	5	39	0.474	7.8
	10	19	141	4	39	0.474	9.75
	12.5	20	148	3	37	0.3	12.33
	16	18	124	3	47	0.75	15.67
	20	18	136	2	41	0.722	20.5
	25	14.5	127	2	52	0.655	26
	31.5	22	160	1	32	0.818	32
	40	18	136	1	41	0.722	41
	50	14.5	127	1	52	0.655	52
	63	13	119	1	59	0.538	59

(续)

中心距 $a$ (mm)	公称传动比	模数 $m$ (mm)	蜗杆分度圆直径 $d_f$ (mm)	蜗杆头数 $z_1$	蜗轮齿数 $z_2$	蜗轮变位系数 $x_2$	实际传动比 $i_a$
500	6.3	20	185	6	41	0.375	6.83
	10	20	165	4	41	0.375	10.25
	12.5	22	160	3	37	0.591	12.33
	16	18	135	3	47	0.5	15.67
	20	20	148	2	41	0.8	20.5
	25	18	165	2	51	0.594	25.5
	31.5	24	172	1	33	0.75	33
	40	20	148	1	41	0.8	41
	50	16	162	1	51	0.594	51
	63	14.5	127	1	59	0.604	59

## 3.2.3 蜗杆基本尺寸和参数

表8.3-6 蜗杆基本尺寸和参数

模数 $m$ (mm)	分度圆直径 $d_f$ (mm)	头数 $z_1$	轴向齿距 $p_x$ (mm)	直径系数 $q$	齿顶圆直径 $d_{a1}$ (mm)	齿根圆直径 $d_{f1}$ (mm)	分度圆柱导程角 $\gamma$
2	26	1	8.283	13	29.6	21.824	4°23'55"
		2					8°44'46"
2.25	26.5	1	7.063	11.778	30.6	21.744	4°51'11"
2.5	26	1	7.854	10.4	30.6	20.664	5°20'32"
		2					10°53'8"
	30	3		12	34.6	24.684	14°2'11"
		1					4°45'49"
		2					9°27'44"
2.75	32.5	1	8.639	11.618	37.6	26.584	4°50'12"
3	32	1	9.425	10.667	37.6	25.504	5°21'21"
		2					10°37'11"
		3					15°42'31"
	4	21°32'28"					
	30.4	4	9.425	10.133	36	23.904	4°59'48"
3.2	36.6	1	10.053	11.438	43	29.176	9°55'7"
		2					14°41'50"
		3					
3.5	39	1	10.998	11.143	46	30.880	5°7'41"
3.8	35.4	4	11.310	9.833	42	27.744	22°8'8"
		5					28°57'8"

(续)

模数 $m$ (mm)	分度圆直径 $d_1$ (mm)	头数 $z_1$	轴向齿距 $p_x$ (mm)	直径系数 $q$	齿顶圆直径 $d_{a1}$ (mm)	齿根圆直径 $d_{f1}$ (mm)	分度圆柱导程角 $\gamma$
3.8	38.4	1	11.936	10.105	46	29.584	5°39'6"
		2					11°11'43"
		3					16°32'5"
4	44	1	12.566	11	52	34.720	5°11'40"
		2					10°18'11"
		3					15°15'16"
4.4	47.2	1	13.823	10.727	56	36.992	5°19'33"
		2					10°33'40"
4.5	43.6	4	14.137	9.689	52	33.856	22°25'58"
		5					27°17'45"
4.8	46.4	1	15.080	9.687	58	35.264	5°54'21"
		2					11°41'22"
		3					17°14'29"
5	55	1	15.708	11	65	43.4	5°11'40"
5.2	54.6	1	16.336	10.5	65	42.536	5°26'25"
		2					10°47'4"
		3					15°56'43"
5.5	58.8	1	17.593	10.5	70	45.808	5°26'25"
		2					10°47'3"
5.8	49.4	4	18.221	8.517	60	37.104	25°9'23"
		5					30°24'53"
6.2	57.6	1	19.478	9.290	70	43.216	6°8'37"
		2					12°8'57"
		3					17°53'46"
6.5	67	1	20.420	10.308	80	51.920	5°32'28"
		2					10°58'50"
		3					16°13'38"
7.1	70.8	1	22.305	9.972	85	54.328	5°43'36"
		2					11°20'28"
7.3	61.8	4	22.934	8.466	75	46.486	25°17'26"
		5					30°34'0"

(续)

模数 $m$ (mm)	分度圆直径 $d_1$ (mm)	头数 $z_1$	轴向齿距 $p_x$ (mm)	直径系数 $q$	齿顶圆直径 $d_{a1}$ (mm)	齿根圆直径 $d_{f1}$ (mm)	分度圆柱导程角 $\gamma$
7.8	69.4	1	24.504	8.897	86	51.304	6°24'46"
		2					12°40'7"
		3					18°37'58"
7.9	82.2	1	24.819	10.405	98	63.872	5°29'23"
8.2	78.6	1	25.761	9.585	96	59.576	5°57'21"
		2					11°47'9"
		3					17°22'44"
9	84	1	26.274	9.333	102	63.120	6°6'56"
		2					12°6'41"
9.1	91.8	1	26.589	10.088	110	70.688	5°39'40"
9.2	80.6	3	28.902	8.761	99	59.256	18°54'10"
9.5	73	4	29.845	7.684	90	53.280	27°29'57"
		5					33°8'5"
10	82	1	31.416	8.2	102	58.8	6°57'11"
		2					13°42'25"
		3					20°5'43"
10.5	99	1	32.986	9.429	120	74.640	6°3'15"
		2					11°58'34"
		3					17°39'0"
11.5	107	1	36.128	9.304	130	80.320	6°8'4"
		2					12°7'53"
11.8	93.5	4	37.070	7.924	115	68.56	26°47'6"
		5					32°15'9"
12.5	105	1	39.270	8.4	130	76	6°47'20"
		2					13°23'33"
		3					19°39'14"
13	119	1	40.841	9.154	145	88.84	6°14'4"
		2					12°19'29"
		3					18°8'44"
14.5	127	1	45.553	8.759	156	93.36	6°30'48"
		2					12°51'46"



(续)

模数 $m$ (mm)	分度圆直径 $d_f$ (mm)	头数 $z_2$	轴向齿距 $p_a$ (mm)	直径系数 $q$	齿顶圆直径 $d_{a1}$ (mm)	齿根圆直径 $d_{f1}$ (mm)	分度圆柱导程角 $\gamma$
15	111	4	47.124	7.4	138	79.88	28°28'35"
		6					34°2'45"
16	124	1	50.286	7.76	156	86.86	7°21'9"
		2					14°28'13"
		3					21°9'41"
	165	1		10.319	197	127.88	5°32'19"
2					10°58'32"		
18	136	1	56.649	7.556	172	94.24	7°32'22"
		2					14°40'35"
		3					21°39'22"
19	141	4	60.69	7.421	175	101.56	28°19'30"
		5					33°58'14"
20	148	1	62.832	7.4	188	101.8	7°41'48"
		2					15°7'26"
		3					22°4'4"
	165	4		8.25	199	125.56	25°51'59"
6					36°1'39"		
22	160	1	69.116	7.273	204	108.96	7°49'44"
		3					22°24'58"
24	172	1	75.398	7.187	220	118.32	7°56'39"

### 3.3 蜗杆蜗轮啮合性能分析计算

#### 3.3.1 计算项目

- (1) 瞬时接触线
- (2) 诱导法曲率
- (3) 接触线方向与相对速度 $V^{(12)}$ 的夹角
- (4) 一界(根切)曲线
- (5) 二界(啮合)曲线
- (6) 啮合区

#### 3.3.2 基本参数

$z_1$  蜗杆头数,  $z_2$  蜗轮齿数,  $r_1$  蜗杆分度圆半

径,  $m$  蜗杆轴向模数,  $x_2$  变位系数,  $\rho$  砂轮轴截面齿廓半径,  $a_0$  砂轮轴与蜗杆轴间中心距,  $a_{a1}$  蜗杆法截面分度圆处的齿形角,  $\Sigma$  砂轮与蜗杆轴间交错角,  $u$  齿数比,  $q$  蜗杆直径系数,  $l_1, l_2, l_3$  砂轮安装参数,  $l$  蜗杆法截面内齿廓分度圆点到砂轮轴截面对称轴的距离,  $p$  螺旋参数,  $a$  蜗杆与蜗轮的轴间距,  $d_H$  砂轮对刀试棒直径,  $d_s$  砂轮外径,  $r_1'$  蜗杆节圆半径,  $r_{a1}$  蜗杆顶圆半径,  $r_{e2}$  蜗轮最大顶圆半径,  $e_s$  蜗杆轴向齿槽宽,  $\omega_1$  蜗杆转角,  $\beta$  砂轮转角。以下计算中下角标  $u$  表示涉及与刀具有关的参量。

#### 3.3.3 计算公式

(1) 安装参数, 见图6.3-10。

$$e_{v_1}^{(1)} = \sin(\psi - \xi) \cos\theta \cos\beta + \cos(\psi - \xi) (\cos\Sigma_u \cos\theta \sin\beta + \sin\Sigma_u \sin\theta);$$

$$e_{v_1}^{(2)} = \cos\theta \sin\beta \sin\Sigma_u - \sin\theta \cos\Sigma_u;$$

$$E = \frac{V_{z_1}^{(2)} e_{v_1}^{(1)} + V_{r_1}^{(2)} e_{v_1}^{(2)} + V_{x_1}^{(2)} e_{v_1}^{(3)}}{\sqrt{[V_{z_1}^{(2)}]^2 + [V_{r_1}^{(2)}]^2 + [V_{x_1}^{(2)}]^2}}$$

$$n_{v_1}^* = \frac{\rho \sin(\theta + \xi + \mu)}{\sqrt{\rho^2 + [r^{(1)}]^2 \cos^4 \mu}}$$

$$n_{r_1}^* = \frac{-\rho \cos(\theta + \xi + \mu)}{\sqrt{\rho^2 + [r^{(1)}]^2 \cos^2 \mu}}$$

$$n_{x_1}^* = \frac{r^{(1)} \cos\mu}{\sqrt{\rho^2 + [r^{(1)}]^2 \cos^2 \mu}}$$

$$\varphi_\nu = \arccos(E) \operatorname{sign}[e_{v_1}^{(1)} (V_{z_1}^{(2)} n_{r_1}^* - V_{r_1}^{(2)} n_{v_1}^*) - e_{v_1}^{(2)} (V_{z_1}^{(2)} n_{x_1}^* - V_{x_1}^{(2)} n_{r_1}^*) + e_{v_1}^{(3)} (V_{z_1}^{(2)} n_{v_1}^* - V_{r_1}^{(2)} n_{x_1}^*)];$$

$$K_V^{(W)} = K_1 \cos^2 \varphi_\nu + K_2 \sin^2 \varphi_\nu;$$

$$G_V^{(W)} = 0.5(K_2 - K_1) \sin(2\varphi_\nu);$$

$$K_V^{(Y)} = K_V^{(W)} - \frac{1}{y_V^{(a_{11})}} (A \cos \varphi_\nu + B \sin \varphi_\nu)^2;$$

$$G_V^{(Y)} = G_V^{(W)} - \frac{1}{y_V^{(a_{11})}} (A \cos \varphi_\nu + B \sin \varphi_\nu) (-A \sin \varphi_\nu + B \cos \varphi_\nu);$$

$$\Phi_i^{(12)} = n_{z_1}^* \frac{1}{u} z_1' \sin \varphi_1 + n_{r_1}^* \frac{1}{u} z_1' \cos \varphi_1 - n_{x_1}^* \frac{1}{u} (x_1' \sin \varphi_1 + y_1' \cos \varphi_1);$$

$$a_{z_1} = K_V^{(Y)} V_{z_1}^{(12)} + G_V^{(Y)} (n_{r_1}^* V_{z_1}^{(12)} - n_{x_1}^* V_{r_1}^{(12)}) - \left( \frac{1}{u} \cos \varphi_1 n_{z_1}^* + n_{r_1}^* \right);$$

$$a_{r_1} = K_V^{(Y)} V_{r_1}^{(12)} + G_V^{(Y)} (n_{z_1}^* V_{z_1}^{(12)} - n_{x_1}^* V_{r_1}^{(12)}) + \left( \frac{1}{u} \sin \varphi_1 n_{z_1}^* + n_{x_1}^* \right);$$

$$a_{x_1} = K_V^{(Y)} V_{x_1}^{(12)} + G_V^{(Y)} (n_{z_1}^* V_{z_1}^{(12)} - n_{r_1}^* V_{r_1}^{(12)}) - \left( \frac{1}{u} \sin \varphi_1 n_{r_1}^* - \frac{1}{u} \cos \varphi_1 n_{z_1}^* \right);$$

$$y_V^{(a_{12})} = \Phi_i^{(12)} + a_{z_1} V_{z_1}^{(12)} + a_{r_1} V_{r_1}^{(12)} + a_{x_1} V_{x_1}^{(12)};$$

$$K_G^{(12)} = \frac{1}{y_V^{(a_{12})}} (a_{z_1}^2 + a_{r_1}^2 + a_{x_1}^2);$$

$$F = \frac{a_{z_1} V_{z_1}^{(12)} + a_{r_1} V_{r_1}^{(12)} + a_{x_1} V_{x_1}^{(12)}}{\sqrt{a_{z_1}^2 + a_{r_1}^2 + a_{x_1}^2} \sqrt{[V_{z_1}^{(12)}]^2 + [V_{r_1}^{(12)}]^2 + [V_{x_1}^{(12)}]^2}};$$

$$\theta^* = \arcsin(F)$$

(5) 一界曲线坐标

$$\frac{d\theta}{d\beta} = \frac{\cos^2 \theta [(l_3 + l_1 \tan \theta) \sin \beta - \tan \theta (a_u \cot \Sigma_u + \rho) \cos \beta]}{l_1 \cos \beta + (a_u \cot \Sigma_u + \rho) \sin \beta};$$

$$\frac{d\psi}{d\beta} = \frac{1}{\mu} [\rho (\sin \Sigma_u \sin \beta \cos \theta - \cos \Sigma_u \sin \theta) \frac{d\theta}{d\beta} + \sin \Sigma_u (\rho \sin \theta + l_3) \cos \beta];$$

$$\frac{dx_1}{d\beta} = (\rho \sin \theta + l_3) (\sin \beta \cos \psi + \cos \Sigma_u \cos \beta \sin \psi)$$

$$\begin{aligned}
& + \rho (\cos \delta \sin \beta \sin \psi \cos \Sigma_u - \cos \delta \cos \beta \cos \psi + \sin \Sigma_u \sin \delta \sin \psi) \frac{d\delta}{d\beta} \\
& + [(\rho \sin \delta + l_3)(\cos \beta \sin \psi + \cos \Sigma_u \sin \beta \cos \psi) \\
& - (\rho \cos \delta - l_4) \sin \Sigma_u \cos \psi - a_u \sin \psi] \frac{d\psi}{d\beta};
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
\frac{dy_1}{d\beta} &= (\rho \sin \delta + l_3)(-\sin \beta \sin \psi + \cos \Sigma_u \cos \beta \cos \psi) \\
& + \rho (\cos \delta \sin \beta \cos \psi \cos \Sigma_u + \cos \delta \cos \beta \sin \psi + \sin \Sigma_u \sin \delta \cos \psi) \frac{d\delta}{d\beta} \\
& + [(\rho \sin \delta + l_3)(\cos \beta \cos \psi - \cos \Sigma_u \sin \beta \sin \psi) \\
& + (\rho \cos \delta - l_4) \sin \Sigma_u \sin \psi - a_u \cos \psi] \frac{d\psi}{d\beta};
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
\frac{dx_1}{d\beta} &= -\sin \delta (\sin \beta \cos \psi + \cos \Sigma_u \cos \beta \sin \psi) \\
& + (\cos \delta \cos \beta \cos \psi - \cos \delta \sin \beta \sin \psi \cos \Sigma_u - \sin \Sigma_u \sin \delta \sin \psi) \frac{d\delta}{d\beta} \\
& - (\sin \delta \cos \beta \sin \psi + \sin \delta \cos \Sigma_u \sin \beta \cos \psi - \sin \Sigma_u \cos \delta \cos \psi) \frac{d\psi}{d\beta};
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
\frac{dy_1}{d\beta} &= \sin \delta (\sin \beta \sin \psi - \cos \Sigma_u \cos \beta \cos \psi) \\
& - (\cos \delta \cos \beta \sin \psi + \cos \delta \sin \beta \cos \psi \cos \Sigma_u + \sin \Sigma_u \sin \delta \cos \psi) \frac{d\delta}{d\beta} \\
& + (\sin \delta \cos \Sigma_u \sin \beta \sin \psi - \sin \delta \cos \beta \cos \psi - \sin \Sigma_u \cos \delta \sin \psi) \frac{d\psi}{d\beta};
\end{aligned}$$

$$\frac{dr^{(\alpha)}}{d\beta} = \frac{1}{r^{(\alpha)}} \left( x_1 \frac{dx_1}{d\beta} + y_1 \frac{dy_1}{d\beta} \right);$$

$$\begin{aligned}
\frac{d\mu}{d\beta} &= \left( n_2 \frac{dn_2}{d\beta} - n_1 \frac{dn_1}{d\beta} \right) / [1 - (\sin \delta \sin \beta \sin \Sigma_u + \cos \delta \cos \Sigma_u)^2] \\
& - \left( x_1 \frac{dx_1}{d\beta} - y_1 \frac{dy_1}{d\beta} \right) / [r^{(\alpha)}]^2;
\end{aligned}$$

$$\frac{d\mu}{dr^{(\alpha)}} = \frac{d\mu}{d\beta} / \frac{dr^{(\alpha)}}{d\beta};$$

$$\begin{aligned}
r^{(\alpha)} & \left[ \cos(\theta + \zeta + \varphi_1) + \frac{r_1'}{r^{(\alpha)}} \right] \cos \mu \left\{ \left[ 2 \cos(\theta + \zeta + \varphi_1) + \frac{r_1'}{r^{(\alpha)}} \right] r^{(\alpha)} \cos \mu \sin(\theta + \zeta + \varphi_1 + \mu) \right. \\
& \cdot \cos(\theta + \zeta + \varphi_1) + \left[ \cos \mu + \frac{r_1'}{r^{(\alpha)}} \cos(\theta + \zeta + \varphi_1 + \mu) \right] r^{(\alpha)} \cos \mu \sin(\theta + \zeta + \varphi_1) \left. \right\} \\
& - [r^{(\alpha)}]^2 \left[ \cos(\theta + \zeta + \varphi_1) + \frac{r_1'}{r^{(\alpha)}} \right] \cos^2(\theta + \zeta + \varphi_1) \frac{d\mu}{dr^{(\alpha)}} \left. \right\} \\
& + p^2 \sin^2(\theta + \zeta + \varphi_1 + \mu) \left[ \cos(\theta + \zeta + \varphi_1) + \frac{a}{r^{(\alpha)}} \right] = 0;
\end{aligned}$$

$$x = r^{(\alpha)} \cos(\theta + \zeta + \varphi_1); \quad y = r^{(\alpha)} \sin(\theta + \zeta + \varphi_1);$$

$$z = \frac{r^{(\alpha)} [r^{(\alpha)} \cos(\theta + \zeta + \varphi_1) + a - p u] \cos \mu}{p \sin(\theta + \zeta + \varphi_1 + \mu)};$$

$$x_1' = r^{(\alpha)} \cos \left( \theta + \frac{z}{p} \right); \quad y_1' = r^{(\alpha)} \sin \left( \theta + \frac{z}{p} \right);$$

$$z_1' = z; \quad \varphi_1 = (\theta + \zeta + \varphi_1) - \theta - \frac{z}{p}; \quad \varphi_2 = \frac{1}{u} \varphi_1;$$

$$x_2 = x_1' \cos \varphi_1 \cos \varphi_2 - y_1' \sin \varphi_1 \cos \varphi_2 - z_1' \sin \varphi_2 + a \cos \varphi_2;$$

$$y_2 = -x_1' \cos \varphi_1 \sin \varphi_2 + y_1' \sin \varphi_1 \sin \varphi_2 - z_1' \cos \varphi_2 - a \sin \varphi_2;$$

$$z_2 = x_1' \sin \varphi_1 + y_1' \cos \varphi_1.$$

(6) 二界曲线坐标:

$$(\theta + \zeta + \varphi_1) = -\arccos \left( \frac{r^{(1)} \cos \mu}{pu - a} \right) - \mu;$$

$$x = r^{(1)} \cos(\theta + \zeta + \varphi_1); \quad y = r^{(1)} \sin(\theta + \zeta + \varphi_1);$$

$$z = \frac{r^{(1)} [r^{(1)} \cos(\theta + \zeta + \varphi_1) + a - pu] \cos \mu}{p \sin(\theta + \zeta + \varphi_1 + \mu)};$$

$$\zeta = \frac{z}{p}; \quad x_1' = r^{(1)} \cos(\theta + \zeta);$$

$$y_1' = r^{(1)} \sin(\theta + \zeta); \quad z_1' = p \zeta.$$

(7) 啮合区的(a-a)线坐标

$$\theta_e = \arctan \frac{a_u - p \cot \Sigma_u - l_3 \cos \beta_e}{l_1 \cos \beta_e + (a_u \cot \Sigma_u + p) \sin \beta_e};$$

$$[-(\rho \sin \theta_e + l_3) \cos \beta_e + a_u]^2 + [(\rho \sin \theta_e + l_3) \cos \Sigma_u \sin \beta_e - (\rho \cos \theta_e - l_1) \sin \Sigma_u]^2 - [r_{e1}]^2 = 0 \text{ 或 } r^{(1)} - r_{e1} = 0;$$

$$\psi_e = \frac{(\rho \sin \theta_e + l_3) \sin \beta_e \sin \Sigma_u + (\rho \cos \theta_e - l_1) \cos \Sigma_u}{p};$$

$$x_{1e} = (\rho \sin \theta_e + l_3) (-\cos \beta_e \cos \psi_e + \sin \beta_e \sin \psi_e \cos \Sigma_u) - (\rho \cos \theta_e - l_1) \sin \psi_e \sin \Sigma_u + a_u \cos \psi_e;$$

$$y_{1e} = (\rho \sin \theta_e + l_3) (\cos \beta_e \sin \psi_e + \sin \beta_e \cos \psi_e \cos \Sigma_u) - (\rho \cos \theta_e - l_1) \cos \psi_e \sin \Sigma_u - a_u \sin \psi_e;$$

$$n_{x_1} = \sin \theta_e (\cos \beta_e \cos \psi_e - \sin \beta_e \sin \psi_e \cos \Sigma_u) + \cos \theta_e \sin \psi_e \sin \Sigma_u;$$

$$n_{y_1} = -\sin \theta_e (\cos \beta_e \sin \psi_e + \sin \beta_e \cos \psi_e \cos \Sigma_u) + \cos \theta_e \cos \psi_e \sin \Sigma_u;$$

$$\theta_e = \arctan \left( \frac{y_{1e}}{x_{1e}} \right); \quad \mu_e = 90^\circ - \theta_e + \arctan \left( \frac{n_{y_1}}{n_{x_1}} \right);$$

$$(\theta_e + \zeta + \varphi_1) = \pi - \arcsin \left( \frac{y}{r_{e1}} \right); \quad x = r_{e1} \cos(\theta_e + \zeta + \varphi_1);$$

$$z = \frac{r^{(1)} [r^{(1)} \cos(\theta_e + \zeta + \varphi_1) + a - pu] \cos \mu_e}{p [\sin(\theta_e + \zeta + \varphi_1) \cos \mu_e + \cos(\theta_e + \zeta + \varphi_1) \sin \mu_e]}.$$

(8) 啮合区的(b-b)线坐标

$$(\theta + \zeta + \varphi_1) = \pi - \arcsin \left( \frac{y}{r^{(1)}} \right);$$

$$x = r^{(1)} \cos(\theta + \zeta + \varphi_1);$$

$$z = \frac{r^{(1)} [r^{(1)} \cos(\theta + \zeta + \varphi_1) + a - pu] \cos \mu}{p \sin(\theta + \zeta + \varphi_1 + \mu)};$$

$$\text{当 } |y| < \sqrt{(r_1 - m)^2 - (a - r_{e2})^2} \text{ 时,} \\ 2ax + [r^{(1)}]^2 + z^2 + 2a \sqrt{(r_1 - m)^2 - y^2} - (r_1 - m)^2 = 0;$$

$$\text{当 } |y| \geq \sqrt{(r_1 - m)^2 - (a - r_{e2})^2} \text{ 时,}$$

$$(a + x)^2 + z^2 - r_{e2}^2 = 0.$$



上机计算, 其计算结果如表 6.3-7 和图 6.3-11、图 6.3-12 所示。表 6.3-7 列出诱导法曲率  $K_0^{(12)}$ 、瞬时接触线方向与  $\vec{v}^{(12)}$  的夹角  $\theta^*$  的数值。图 6.3-11 示出瞬时接触线, 二界曲线  $L_{\omega_2}$  及一界曲线  $L_{\omega_1}$ 。图 6.3-12 示出确定啮合区的  $(a-a)$  线和  $(b-b)$  线。该二曲线所包围的部分为蜗杆单向回传的啮合区。若蜗杆双向回转, 则其啮合区为以  $j_k$  轴对称的两部分组成, 沿  $k_k$  确定蜗杆齿宽, 沿  $l_k$  确定蜗轮齿宽。

4 圆弧圆柱蜗杆传动的承载能力计算

圆弧圆柱蜗杆 (ZC) 传动的承载能力计算公式和方法同第 2 章第 4、5 节。

对于圆环面包络圆柱蜗杆 (ZC<sub>1</sub>) 传动, 由于齿

形不同, 其接触系数  $Z_p$  亦不同, 可查阅 6.2-11 中的 ZC 曲线得出。计算步骤可参见前章例题 1~4。

对于轴向圆弧圆柱蜗杆 [ZC<sub>3</sub>] 传动, 计算公式和方法也同前,  $Z_p$  也可参阅图 6.2-11, 但如前所述, 由于 ZC<sub>3</sub> 型蜗杆是由车刀轨迹成形, 精度不易保证, 其承载能力一般要比 ZC<sub>1</sub> 型低 30% 左右, 因此在计算 ZC<sub>3</sub> 型蜗杆时, 可将表 6.2-5 的接触强度极限值  $\sigma_{Hlim}$  乘以折算系数  $\sqrt{0.7}$  及  $U_{lim}$  乘以折算系数 0.7。

ZC<sub>1</sub> 蜗杆的啮合摩擦系数参见式 (6.1-6) 及图 6.1-6, 代入式 (6.1-2) 便可求得啮合效率。传动效率值亦可参考 [3][4]。润滑油选择及材料选择分别见表 6.1-2 及表 6.2-5。

表 6.3-7  $K_0^{(12)}$  和  $\theta^*$  的计算值

$\psi_1$	项目	$\beta$					
		1	2	3	4	5	6
		18°	15°	12°	8°	4°	0°
220°	$K_0^{(12)}$	-0.06697	-0.09412	-0.09407	-0.09414	-0.01294	0.02511
	$\theta^*$	30°10'55"	15°7'12"	16°21'48"	33°39'52"	69°49'32"	87°0'37"
0°	$K_0^{(12)}$	-0.00474	-0.00479	-0.00469	-0.00445	-0.00771	0.07417
	$\theta^*$	24°31'28"	24°32'16"	26°58'46"	39°6'20"	71°28'1"	79°57'51"
150°	$K_0^{(12)}$	-0.00834	-0.00826	-0.00787	-0.00644	-0.00997	-0.00155
	$\theta^*$	31°1'6"	29°45'41"	39°26'58"	31°43'25"	39°30'39"	51°46'42"

第 4 章 直廓环面蜗杆传动

1 概述

分度曲面为圆环面的蜗杆, 称为环面蜗杆。一个环面蜗杆, 当其轴向齿廓为直线时, 就称为直廓环面蜗杆 (俗称球面蜗杆), 和相应的蜗轮组成的传动称为直廓环面蜗杆传动 (见图 6.4-1)。

这种传动有两种类型: “原始型”和“修整型”。

“原始型”直廓环面蜗杆的螺旋齿面形成原理 (图 6.4-2) 如下: 一条与成形圆相切、与蜗杆轴线相交的直线 (蜗杆齿面发生线也即刀具母线), 在

围绕成形圆的圆心作等角速 ( $\omega_2$ ) 旋转运动的同时, 又与成形圆一起围绕蜗杆轴线在空间作等角速 ( $\omega_1$ ) 的旋转运动, 于是, 该直线在空间所作出的运动轨迹曲面, 就是直廓环面蜗杆的螺旋齿面。由于此螺旋面是由轨迹曲面构成而不是由包络过程产生, 因此它属不可展的轨迹曲面环面蜗杆传动。这是此型环面蜗杆传动和其他型式的包络环面蜗杆传动的本质区别。

“修整型”直廓环面蜗杆的螺旋齿面形成原理, 基本与“原始型”相同, 只是  $\omega_2$  为不等角速度, 其变化规律由修形曲线确定。

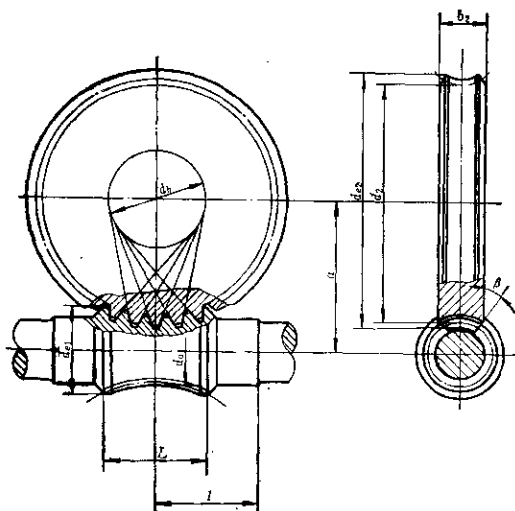


图 6.4-1 直廓环面蜗杆传动图

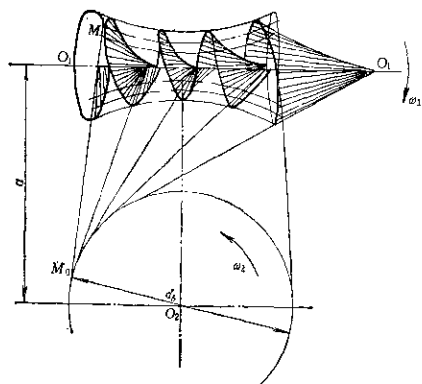


图 6.4-2 “原始型”直廓环面蜗杆螺旋齿面的形成原理图

图 6.4-3 所示为实际生产中直廓环面蜗杆的加工成形原理图。其蜗杆外形是一个由凹圆弧为母线形成的回转面（环面）。蜗杆轴线与刀具回转中心  $O_2$  的距离，等于蜗杆的中心距  $a$ 。当以与成形圆相切的直线为刀具母线，并使蜗杆毛坯与刀座分别以  $\omega_1$ 、 $\omega_2$  绕各自的轴线回转，则刀具在凹圆弧回

转体上，加工出直廓环面蜗杆的螺旋齿面。当  $\omega_1/\omega_2$  等于蜗杆副的齿数比  $u$  且  $a$  为常量时，加工出的齿面是“原始型”的，如  $\omega_1/\omega_2$  为不等于  $u$  而为变量时，加工出的齿面是“修整型”的。一般  $\omega_1$  为定值， $\omega_2$  可为定值也可为变量，通常可采取变化  $\omega_2$  值来实现修形。

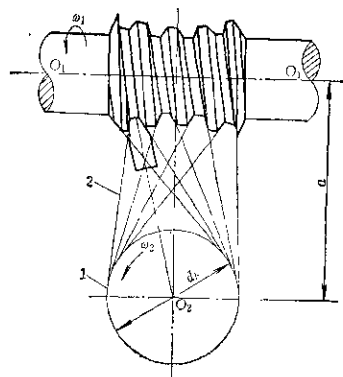


图 6.4-3 直廓环面蜗杆的加工成形原理图  
1—成形圆 2—刀具母线

由于“原始型”承载能力低，目前工业生产中已很少采用，广泛采用的是“修整型”。“修整型”环面蜗杆是将“原始型”环面蜗杆从中部向两端逐渐削薄而成。“修整型”又分为倒坡“修整型”和“全修整型”两种，推荐采用“全修整型”。“全修整型”比“原始型”接触区扩大，能达到较高的承载能力和传动效率，与普通圆柱蜗杆相比，同时包容的齿数较多，形成油膜好，诱导法曲率半径大等，因此，在相同尺寸下，其承载能力可高达1.6~3倍（小值适合于小中心距，大值适合于大中心距）；若传递同样的功率，中心距可减小20~40%；在批量生产时，不仅成本可大量降低，还可大大减轻工人的劳动强度。因此，这种蜗杆传动已被美、苏等国作为动力蜗杆传动的主要型式在生产中使用，特别是美国，在当今环面蜗杆生产方面处于领先地位<sup>①</sup>，其最大功率达3000hp，最小齿数比为3，蜗杆头数最多达13，最高效率达97%<sup>②</sup>；系列速比范围5~343000；中心距范围0.606~52in(15~1320mm)。还制定了几十种型号、数百种规格，上千种尺寸参数的系列产品，并有经过几次修订的几何计算标准(AGMA342.02)和承载能力计算标准(AGMA441.04)。它的缺点是制造比较复杂，不可展齿面难以实现磨削，所以不易获得精度很高的传动。因此，单件小批生产时，成本高，周期长且质量不易保证。只有实现集中生产，才能充分发挥其优越性。

我国从五十年代起就广泛开始采用这种传动，在制造和使用上积累了较丰富的经验，使用范围遍及各机械行业，最大中心距达1200mm；最小速比达5；蜗杆头数达6；效率达92%。目前较广泛采用的“全修整型”传动为近似抛物线修形的变参数修形传动，而抛物线修形和高次方修形的“全修整型”传动也正在逐步推广中。

## 2 啮合性能分析

为了寻找最佳设计方案，以达到更好的油膜形成条件和最大的诱导法曲率半径，只有通过对比选定的不同几何尺寸及修形曲线进行啮合分析对比后才能实现。其计算结果应是润滑角 $\Omega$ 值越大越好，诱导法曲率 $K_{\alpha 21}$ 值越小越好。

### 2.1 刀具母线矢量方程

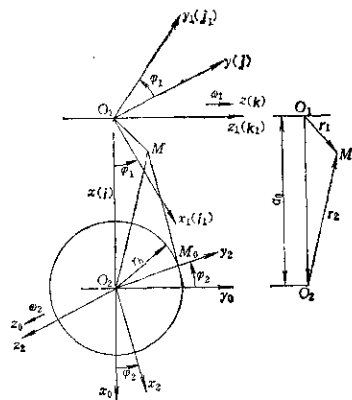


图 6.4-4 直廓环面蜗杆加工成形坐标系  
 $\overline{M_nM}$ —刀具母线以参数  $u$  表示

$$r_2 = \begin{bmatrix} x_2 \\ y_2 \\ z_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} u \\ r_b \\ 0 \end{bmatrix} \quad (6.4-1)$$

### 2.2 蜗杆齿面矢量方程

$$r_1 = \begin{bmatrix} x_1 \\ y_1 \\ z_1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} B \cos \varphi_1 \\ -B \sin \varphi_1 \\ M \end{bmatrix} \quad (6.4-2)$$

式中  $B = u \cos \varphi_2 - r_2 \sin \varphi_2 + a_0$   
 $M = u \sin \varphi_2 + r_2 \cos \varphi_2$

### 2.3 蜗杆齿面单位法矢方程

$$n_1 = \begin{bmatrix} n_{11} \\ n_{12} \\ n_{13} \end{bmatrix} = \frac{1}{D} \begin{bmatrix} B \cos \varphi_1 \sin \varphi_1 - i_{21} u \sin \varphi_1 \\ -B \sin \varphi_1 \sin \varphi_1 - i_{21} u \cos \varphi_1 \\ -B \cos \varphi_2 \end{bmatrix} \quad (6.4-3)$$

式中  $i_{21} = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{d\varphi_2}{d\varphi_1} = f'(\varphi_1)$   
 $D = \sqrt{i_{21}^2 u^2 + B^2}$

### 2.4 蜗杆副工作时齿面相对运动速度矢量方程

$$v_{12} = \begin{bmatrix} v_{12x1} \\ v_{12y1} \\ v_{12z1} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} i_{21} M \cos \varphi_1 + B \sin \varphi_1 \\ -i_{21} M \sin \varphi_1 + B \cos \varphi_1 \\ -i_{21} (B \cos \varphi_2 - a) \end{bmatrix} \quad (6.4-4)$$

<sup>①</sup> 如 Ex-Cell-O Corp.的CONE DRIVE。——作者注  
<sup>②</sup> 见本章6-87页尾注。——作者注



式中  $\theta = \varphi_1 - \varphi_2$

$$i'_{21} = \frac{z_1}{z_2}$$

2.5 啮合方程

$$\begin{aligned} \Phi &= n_1 v_{12} \\ &= n_{z_1} v_{12z_1} + n_{y_1} v'_{12y_1} + n_{x_1} v'_{12x_1} \\ &= (P \cos \theta + Q \sin \theta - W) \frac{i'_{21}}{D} \end{aligned} \quad (6.4-5)$$

式中  $P = B(u + a_0 \cos \varphi_2)$

$$C = -i_{21} u M$$

$$W = B(u \cdot \frac{i_{21}}{i'_{21}} + a \cos \varphi_2)$$

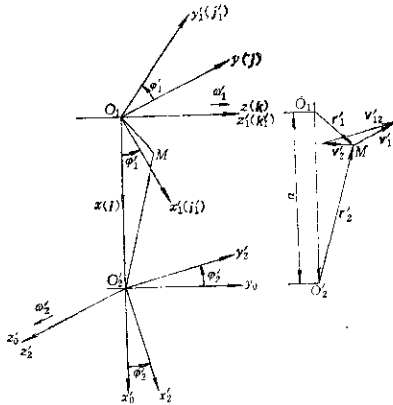


图 6.4-5 直廓环面蜗杆副共轭运动坐标系

2.6 蜗轮齿面矢量方程

$$\left. \begin{aligned} r'_2 &= (x'_2, y'_2, z'_2) \\ \Phi &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (6.4-6)$$

式中

$$r'_2 = \begin{bmatrix} x'_2 \\ y'_2 \\ z'_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} (B \cos \theta - a) \cos \varphi'_2 + M \sin \varphi'_2 \\ -(B \cos \theta - a) \sin \varphi'_2 + M \cos \varphi'_2 \\ B \sin \theta \end{bmatrix}$$

$$\Phi = P \cos \theta + Q \sin \theta - W = 0$$

2.7 共轭齿面的诱导法曲率

文献[14]导出了共轭齿面接触点处沿任意方向

诱导法曲率的一般公式:

$$\begin{aligned} K_{n_{12}} &= K_{n_1} - K_{n_2} \\ &= \frac{(a \cdot N)^4}{\Psi} \end{aligned} \quad (6.4-7)$$

式中  $K_{n_{12}}$ ——诱导法曲率;

$K_{n_1}$ —— $M$ 点处蜗杆齿面法曲率;

$K_{n_2}$ —— $M$ 点处蜗轮齿面法曲率;

$a$ —— $M$ 点处任意方向的单位切矢

$$\left( \frac{dr_1}{ds} \right);$$

$N$ —— $M$ 点处公切面上与接触线切线方向垂直的切矢;

$\Psi$ ——界线函数;

$$\Psi = \Phi_{\varphi_1} + \Gamma \quad (6.4-8)$$

式中  $\Phi_{\varphi_1}$ ——界线函数;

$\Gamma$ ——界线函数 ( $\Gamma = N \cdot v'_{12}$ ).

根据文献[28]切矢  $N$  表达如下:

$$N = \frac{1}{D^3} \begin{vmatrix} r_{1u} & r_{1\varphi_1} & 0 \\ E & F & \Phi_u \\ F & G & \Phi_{\varphi_1} \end{vmatrix} \quad (6.4-9)$$

式中  $r_{1u} = \cos \varphi_2 \cos \varphi_1 i_1 - \cos \varphi_2 \sin \varphi_1 j_1 + \sin \varphi_2 k_1$

$$\begin{aligned} r_{1\varphi_1} &= -(i_{21} M \cos \varphi_1 + B \sin \varphi_1) i_1 \\ &\quad + (i_{21} M \sin \varphi_1 - B \cos \varphi_1) j_1 \\ &\quad + i_{21} (B - a_0) k_1 \end{aligned}$$

$$E = 1 \quad F = -i_{21} r_0 \quad G = i_{21}^2 (u^2 + r_0^2) + B^2$$

$$\Phi_u = (P_u \cos \theta + Q_u \sin \theta - W_u) \frac{i'_{21}}{D}$$

$$\Phi_{\varphi_1} = (P_{\varphi_1} \cos \theta + Q_{\varphi_1} \sin \theta - W_{\varphi_1}) \frac{i_{21}}{D} - \Phi_{\varphi_1}'$$

$$P_u = B + (u + a_0 \cos \varphi_2) \cos \varphi_2$$

$$Q_u = -i_{21} (M + u \sin \varphi_2)$$

$$W_u = (B + u \cos \varphi_2) \frac{i_{21}}{i'_{21}} + a \cos^2 \varphi_2$$

$$P_{\varphi_1} = -i_{21} [B a_0 \sin \varphi_2 + (u + a_0 \cos \varphi_2) M]$$

$$Q_{\varphi_1} = -u \left[ M \frac{di_{21}}{d\varphi_1} + i_{21}^2 (B - a_0) \right]$$

$$W_{\varphi_1} = B \left( \frac{di_{21}}{d\varphi_1} \cdot \frac{u}{i'_{21}} - i_{21} a \sin \varphi_2 \right)$$

$$- \left( u \frac{i_{21}}{i'_{21}} + a \cos \varphi_2 \right) i_{21} M$$

$$\Phi_{\varphi_1}' = (P \sin \theta - Q \cos \theta) \frac{i'_{21}}{D}$$

$$\frac{di_{21}}{d\varphi_1} \text{——见公式(6.4-26)}$$

解出  $N$  的行列式得:

$$N = \begin{bmatrix} N_{z1} \\ N_{y1} \\ N_{x1} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \lambda_1 \cos \varphi_2 \cos \varphi_1 - \lambda_2 (i_{21} M \cos \varphi_1 + B \sin \varphi_1) \\ -\lambda_1 \cos \varphi_2 \sin \varphi_1 + \lambda_2 (i_{21} M \sin \varphi_1 - B \cos \varphi_1) \\ \lambda_1 \sin \varphi_1 + \lambda_2 i_{21} (B - a_0) \end{bmatrix} \quad (6.4-10)$$

式中  $\lambda_1 = (\Phi_{y1} F - \Phi_z G) \frac{1}{D^2}$

$\lambda_2 = (\Phi_u F - \Phi_v E) \frac{1}{D^2}$

以  $t$  表示瞬时接触线的切线方向,  $t \perp N$ ,  $K_{\alpha_{12}} = 0$ . 在  $N$  方向, 即通常进行诱导法曲率对比的方向, 其值可按下式求得:

$K_{\alpha_{12}} = \frac{|N|^2}{\Psi}$

即

$$K_{\alpha_{12}} = \frac{N_{z1}^2 + N_{y1}^2 + N_{x1}^2}{\Phi_{y1}^2 + N_{y1}^2 v'_{12y1} + N_{z1}^2 v'_{12z1} + N_{x1}^2 v'_{12x1} + N_{z1}^2 v'_{12z2}} \quad (6.4-11)$$

2.8 瞬时接触线的切线方向与相对运动速度方向的夹角  $\Omega$

当  $N \neq 0$  时,  $\Omega$  值可按下式求得:

$$\Omega = \arcsin \left( \frac{v'_{12} \cdot N}{|v'_{12}| \cdot |N|} \right) \quad (6.4-12)$$

2.9 齿面上的界线

2.9.1  $\Psi$  界线——一类界限曲线

$\Psi$  界线存在的条件是:  $\Phi = 0$ ;  $\Psi = 0$  ( $\Phi_{y1} \neq 0$ ;  $\Gamma \neq 0$ ). 即

$$\begin{cases} P \cos \theta + Q \sin \theta - W = 0 \\ \Phi_{y1} + \Gamma = 0 \end{cases} \quad (6.4-13)$$

由上述第一式中可求得:

$$\varphi_1' = \varphi_1 \pm \arcsin \left( \frac{W}{\sqrt{P^2 + Q^2}} \right) - \arctan \left( \frac{Q}{P} \right) \quad (6.4-14)$$

将  $\varphi_1'$  代入式(6.4-13)中的第二分式, 可消去  $\Psi$  中的  $\varphi_1'$ , 而得到所要求的解. 这条蜗轮齿面上第一接触面和第二接触面的交线, 最好相切并处于蜗轮有效齿面内.

2.9.2  $\Phi_{y1}$  界线——二类界限曲线

$\Phi_{y1}$  界线存在的条件是:  $\Phi = 0$ ;  $\Phi_{y1} = 0$  ( $\Gamma \neq 0$ ).

即

$$\begin{cases} P \cos \theta + Q \sin \theta = W \\ P \sin \theta - Q \cos \theta = 0 \end{cases} \quad (6.4-15)$$

把上面两式平方相加, 消去参数  $\theta$ , 得

$$P^2 + Q^2 = W^2 \quad (6.4-16)$$

式(6.4-16)中只含  $u$  和  $\varphi_1$  参数, 当“原始型”时,  $P = W$ , 则  $Q = 0$ , 也即  $u = 0$ , 则其二类界限曲线为远离蜗杆齿面的成形圆内环面上的一条空间曲线, 蜗杆齿面内无干涉区, 修形后变化甚微, 因此一般可不作计算.

2.9.3  $\Gamma$  界线—— $\Omega = 0$  的曲线

$\Gamma$  界线存在的条件是:  $\Phi = 0$ ;  $\Gamma = 0$  ( $N \neq 0$ ,  $\Phi_{y1} \neq 0$ ).

即

$$\begin{cases} P \cos \theta + Q \sin \theta = W \\ N \cdot v'_{12} = 0 \end{cases} \quad (6.4-17)$$

用求  $\Psi$  界线的计算方法, 同样可求得  $\Gamma$  界线. 由  $N \cdot v'_{12} = 0$  得知,  $v'_{12}$  与接触线的切线重合, 因此  $\Omega = 0$ , 齿面间难以形成油膜, 经过计算发现, 这种蜗杆传动不存在  $\Omega = 0$  的界线.

为便于计算, 将计算程序给出如下:

2.9.4 直廓环面蜗杆副啮合性能分析计算程序

```

00010      C
00020      REAL I1,I2,N,NFA1,NFA1W,NX1,NY1,
1 NZ1,LAMTA1,LAMTA2,K12,M,KT
00030      INTEGER T1,T3,T4
00040      COMMON /CC/ A,D1,FAW,RE,ALFA
00050      COMMON /AA/ FA1,C7,C9,FA2,I2,B
00060      COMMON /BB/ M,V1,V2,V3
00070      WRITE(5,2)
00080

```

```

00090      2      FORMAT(1X,1HA,2X,2HZ1,2X,2HZ2,2X,
00100      1 2HD1,2X,3HFX0,2X,2HDB,2X,2HKT)
00110      READ(5,10) A,Z1,Z2,D1,FA0,DB,KT
00120      10      FORMAT(6F5.0,F3.1)
00130      I1=Z1/Z2.
00140      FAW=0.5*KT*2*3.1415926/Z2
00150      RB=DB/2
00160      X=DB/(2*A-D1)
00170      ALFA=ATAN(X/SQRT(1-X**2))
00180      WRITE(2,12)
00190      12      FORMAT(2X,1HA,9X,2HZ1,9X,2HZ2,9X,
00200      1 2HD1,9X,2HDB,9X,3HFAW/)
00210      WRITE(2,15) A,Z1,Z2,D1,DB,FAW
00220      15      FORMAT(2X,5(F5.0,5X),F7.4/)
00230      WRITE(2,20)
00240      20      FORMAT(3X,1HQ,9X,2HX2,9X,2HY2,9X,
00250      1 2HZ2,9X,4HBATA,15X,3HK12/)
00260      C
00270      DO 50 I=0,5,1
00280      FA2W=(FA0+FLOAT(I))*360/Z2
00285      1 *.01745329
00290      T=FA2W
00300      CALL SUB1(T,T1,T3,T4)
00310      WRITE(2,25) T1,T3,T4
00320      25      FORMAT(20X,5HFA2W=,3(I8,1X)/)
00330      DO 50 J=0,5,1
00340      U=-(.8-0.03*FLOAT(J))*A
00350      DO 50 K=0,20,1
00360      X1=FLOAT(K)*0.1-1
00370      CALL SUB2(X1,U,I1,FA2W,C6,D)
00380      IF (C6.EQ.0) GOTO 28
00390      C3=C6
00400      X1=(FLOAT(K)+1)*0.1-1
00410      CALL SUB2(X1,U,I1,FA2W,C6,D)
00420      IF (C6.EQ.0) GOTO 28
00430      IF (.((C3*C6).GT.0) GOTO 50
00440      A1=1.0
00450      Z=SIGN(A1,C3)
00460      H=0.1
00470      6      H=H/2
00480      X1=X1+Z*SIGN(A1,C6)*H
00490      CALL SUB2(X1,U,I1,FA2W,C6,D)
00500      IF ((ABS(C6)).LE.0.00001)
00505      GOTO 28
00510      IF (H.GE.0.00001) GOTO 6
00520      28      X2W=(B*COS(X1)-A)*COS(FA2W)+M
00525      1 *SIN(FA2W)
00530      Y2W=- (B*COS(X1)-A)*SIN(FA2W)+M
00535      1 *COS(FA2W)
00540      Z2W=B*SIN(X1).
00550      E=1
00560      FH=-I2*RB

```

```

00570      G=B*B+I2*I2*(U*U+R*B*R)
00580      W1=-2*C7*C9**2
00600      P=B*(U+A*COS(FA2))
00610      Q=-I2*U*M
00620      W=B*(U*I2/I1+A*COS(FA2))
00630      PU=B+(U+A*COS(FA2))*COS(FA2)
00640      QU=-I2*(M+U*SIN(FA2))
00650      WU=I2*(B+U*COS(FA2))/I1+A
00655      1 *COS(FA2)**2
00660      PFA1=-I2*(B*A*SIN(FA2)+M*(U+A
00665      1 *COS(FA2)))
00680      QAF1=-U*(W1*M+(B-A)*I2**2)
00700      WFA1=B*(W1*U/I1-I2*A*SIN(FA2))
00710      1 -(I2*U/I1+A*COS(FA2))*I2*M
00730      FFA1W=(P*SIN(X)-Q*COS(X))*I1/D
00740      FU=(PU*COS(X)+QU*SIN(X)-WU)*I1/D
00750      FFA1=(PFA1*COS(X)+QFA1*SIN(X)-
00760      1 WFA1)*I1/D-FFA1W
00770      LAMTA1=(-FU*G+FFA1*FH)/D**2
00780      LAMTA2=(-FFA1*E+FU*FH)/D**2
00790      X1U=COS(FA2)*COS(FA1)
00800      Y1U=-COS(FA2)*SIN(FA1)
00810      Z1U=SIN(FA2)
00820      X1FA1=-I2*M*COS(FA1)-B*SIN(FA1)
00830      Y1FA1=I2*M*SIN(FA1)-B*COS(FA1)
00840      Z1FA1=I2*(B-A)
00850      NX1=LAMTA1*X1U+LAMTA2*X1FA1
00860      NY1=LAMTA1*Y1U+LAMTA2*Y1FA1
00870      NZ1=LAMTA1*Z1U+LAMTA2*Z1FA1
00880      X=NX1*V1+NY1*V2+NZ1*V3
00890      X=ABS(X/(SQRT(NX1**2+NY1**2+NZ1
00900      1 **2)*SQRT(V1**2+V2**2+V3**2)))
00910      IF (ABS(X).GE.0.996) GOTO 5
00920      BETA=ATAN(X/SQRT(1-X**2))
00930      CALL SUB1(BETA,T1,T3,T4)
00940      GOTO8
00950      5 BETA=3.1415926/2
00960      CALL SUB1(BETA,T1,T3,T4)
00970      8 K12=(NX1**2+NY1**2+NZ1**2)/(
00980      1 FFA1W+NX1*V1+NY1*V2+NZ1*V3)
00990      WRITE(2,30)'X1,X2W,Y2W,Z2W,
00995      1 T1,T3,T4,K12
01000      30 FORMAT(1X,F7.5,4X,3(F7.1,3X),3X,
01010      1 3(I3,1X),3X,F7.5/)'
01020      50 CONTINUE
01030      END
01040      C
01050      SUBROUTINE SUB1(T,T1,T3,T4)
01060      INTEGER T1,T3,T4
01070      T=t*180/3.1415926
01080      T1=INT(T)
01090      T2=(T-FLOAT(T1))*60
01100      T3=INT(T2)
01110      T2=(T2-FLOAT(T3))*60+0.5

```

```

01120      T4=INT(T2)
01130      RETURN
01140      END
01170      SUBROUTINE=SUB2(X,U,I1,FA2W,C6,D)
01175      REAL I1,I2,M,N1,N2,N3
01180      COMMON /CC/ A,D1,FAW,RB,ALFA
01190      COMMON /AA/ FA1,C7,C9,FA2,I2,B
01200      COMMON /BB/ M,V1,V2,V3
01210      FA1W=FA2W/I1
01220      FA1=FA1W*X
01230      C7=2*(0.0003+0.000034/I1)*A/((2*A-
01240      1 D1)*FAW**2)
01250      C8=0.3*FAW+0.7*ALFA
01260      C9=0.7*I1
01270      FA2=I1*FA1-C7*(C8-C9*FA1)**2
01280      I2=I1+2*C7*C9*(C8-C9*FA1)
01300      B=U*COS(FA2)-RB*SIN(FA2)+A
01310      M=U*SIN(FA2)+RB*COS(FA2)
01320      D=SQRT((B*B+(I2*U)**2))
01330      N1=(B*SIN(FA2)*COS(FA1)-I2*U*
01335      1 SIN(FA1))/D
01340      N2=(-B*SIN(FA2)*SIN(FA1)-I2*U*
01345      1 COS(FA1))/D
01350      N3=(-B*COS(FA2))/D
01360      V1=I1*M*COS(FA1W)+B*SIN(FA1)
01370      V2=B*COS(FA1)-I1*M*SIN(FA1W)
01380      V3=-I1*(B*COS(X)-A)
01390      C6=N1*V1+N2*V2+N3*V3
01400      RETURN
01410      END

```

### 3 原始参数

原始参数一般由用户提出，它是合理设计的依据，不论它以何种形式提出，均须参照本文推荐的表6.4-7及表6.4-17合理选定并换算成统一的形式，即齿数比 $u$ 、蜗杆转速 $n_1$ (r/min)、蜗杆计算功率 $P_{\text{calc}}$ (kW)，然后由表6.4-17粗选中心距 $a$ ( $P_{\text{calc}} \leq [P_{\text{st}}]$ )，并按公式(6.4-31)精确验算，通过之后才能进行蜗杆副几何尺寸计算及啮合性能分析。然后经全面综合考虑，予以合理选取后才能得到最佳的设计。凡按本文推荐的系列标准选取和计算的蜗杆副尺寸，可不必再进行啮合性能分析。

#### 3.1 齿数比 $u$

齿数比 $u$ 应优先按系列表6.4-7选取，重点推荐10、20、40，如有出入，可与用户协商，尽可能与系列表的实用值相符，对于齿数比为整数的多头蜗杆传动，蜗杆的各个头应与蜗轮齿对号装配跑合，然后投入使用。无法实现整齿数比的多头蜗杆传

动，其制造精度应提高等级。

#### 3.2 蜗杆计算功率 $P_{\text{calc}}$

(1) 已知蜗杆轴输入功率 $P_1$ (kW)

$$\text{则 } P_{\text{calc}} = \frac{P_1 K_A}{K_F K_{MP}} \quad \text{kW} \quad (6.4-18)$$

式中  $K_A$ ——使用场合系数 (见表6.4-2)；

$K_F$ ——制造精度系数 (见表6.4-3)；

$K_{MP}$ ——材料配对系数 (见表6.4-4)。

(2) 已知蜗轮轴输出功率 $P_2$ (kW)

$$\text{则 } P_{\text{calc}} = \frac{P_2 K_A}{K_F K_{MP} \eta} \quad \text{kW} \quad (6.4-19)$$

式中  $\eta$ ——传动效率 (见表6.4-1)。

(3) 已知蜗杆轴输入转矩 $T_1$ (N·m)

$$\text{则 } P_{\text{calc}} = \frac{n_1 K_A T_1}{9549 K_F K_{MP}} \quad \text{kW} \quad (6.4-20)$$

(4) 已知蜗轮轴输出转矩 $T_2$ (N·m)

$$\text{则 } P_{\text{calc}} = \frac{n_2 T_2 K_A}{9549 K_F K_{MP} \eta} \quad (6.4-21)$$

表6.4-1 单级直廓环面蜗杆减速器的效率

中心距 $a$ (mm)	蜗杆转速 $n_1$ (r/min)	齿 数 比 $u$									
		5	10	15	20	25	30	40	50	60	70
50~80	1500	90	88	86	83	82	78	74	71	68	67
	1000	90	88	86	82	82	78	74	71	68	67
	760	89	87	84	81	80	76	72	70	66	65
	600	89	85	83	81	79	73	70	68	64	63
	300	89	84	80	76	75	70	65	62	59	58
	200	88	83	79	75	73	68	61	58	57	56
100	87	81	77	73	69	66	59	52	51	50	
100~200	1500	92	90	88	85	84	80	76	73	70	69
	1000	92	90	88	84	84	80	76	73	70	69
	750	91	89	86	83	82	78	74	72	68	67
	600	91	87	85	83	81	75	72	70	66	65
	300	91	86	82	78	77	72	67	64	61	60
	200	90	85	81	77	75	70	63	60	59	58
100	89	83	79	75	71	68	61	54	53	52	
250~400	1500	94	92	90	87	86	82	78	75	72	71
	1000	94	92	90	86	86	82	78	75	72	71
	760	93	91	88	85	84	80	76	74	70	69
	600	93	89	87	85	83	77	74	72	68	67
	300	93	88	84	80	79	74	69	66	63	62
	200	92	87	83	79	77	72	65	62	61	60
100	91	85	81	77	73	70	63	56	55	54	
450~630	1500	96	94	92	89	88	84	80	77	74	73
	1000	96	94	92	88	88	84	80	77	74	73
	750	95	93	90	87	86	82	78	76	72	71
	600	95	91	89	87	85	79	76	74	70	69
	300	95	90	86	82	81	76	71	68	65	64
	200	94	89	85	81	79	74	67	64	63	62
100	93	87	83	79	75	72	65	58	57	56	

注：本表是参考 AGMA 441.04 (1978年) 制订的，对照美国 CONE DRIVE 1984年资料，当 $a > 50 \sim 80$ mm时，其效率值比表值要普遍提高2%；当 $a > 100 \sim 400$ mm时，其效率值则普遍提高1.3%，最高效率达 97%<sup>①</sup>；而当 $a > 450 \sim 630$ mm时，其效率值也普遍提高1%，最高值也可达 97%<sup>①</sup>，上述效率的最高值也仅在蜗杆高转速和齿数比小至5时才存在

①此效率值来自厂样样本，容或带有商业宣传性质，似值得斟酌分析，故应保持保留态度而以 AGMA 为依据。根据 Ex-Cell-O 公司 Cone Drive 总工程师 W. G. Loves 1984年10月在美国《齿轮技术》杂志发表的论文，认为：“根据试验，在相同中心距和相同传动比条件下圆柱蜗杆传动和环面蜗杆传动的基本效率值相同，在传动比20/1时蜗杆减速箱总效率约为85~87%，传动比30/1时约为83~84%”。这是比较客观的技术评价。Dudley<sup>[9]</sup>认为“所有蜗杆传动效率要达90%就相当费劲”。国内同行对环面蜗杆传动的效率方面评价往往有偏高倾向，值得进一步研究和重视。——编者注

表 6.4-2 使用场合系数  $K_A$ 

每天工作时数	平 稳	轻度震动	重型震动	极度震动
0.5	0.6	0.8	0.9	1.1
1.0	0.7	0.9	1.0	1.2
2.0	0.9	1.0	1.2	1.3
10.0	1.0	1.2	1.3	1.5
24.0	1.2	1.3	1.5	1.75

表 6.4-3 制造精度系数  $K_F$ 

精度等级	6	7	8
制造精度系数 $K_F$	1	0.9	0.8

表 6.4-4 材料配对系数  $K_{MP}$ 

蜗杆硬度	蜗轮材料 <sup>①</sup>	适用齿面滑动速度(m/s)	$K_{MP}$ <sup>②</sup>	
HRC $\geq$ 53	ZQSn 10-0.3-1.5 (锡磷镍) ZQSn 10-1 ZQSn 10-2-1.5 (锡锌镍) ZQSn 6-6-3	<30	1.00	
	HRC=32~38	ZQAl 10-3-1.5 (铝铁镍) ZQAl 9-4	<3	0.80
		HT 15-33	<3	0.40
	HB $\leq$ 280	ZQSn 10-0.3-1.5 ZQSn 10-1 ZQSn 10-2-1.5 ZQSn 6-6-3	<10	0.85
ZQAl 10-3-1.5 ZQAl 9-4			<4	0.75
		HT 15-33	<2	0.30

① 锡青铜系美国推荐的优质青铜,并推荐蜗杆材料采用高碳钢,如60CrMnMo。

② 对于铝青铜或热处理过的铝青铜,在低速重载时, $K_{MP}$ 值可略高于表中值。

## 4 几何参数和尺寸计算

### 4.1 参数选取原则

设计参数的选取,主要根据传动功率的大小、转速高低和产品结构设计要求而定。其中最重要的基本参数是中心距  $a$ ,它由第5节承载能力计算求得。其次是齿数比  $u$  和蜗杆齿顶圆直径  $d_{a1}$  等。具体参数选取应符合标准化、系列化和通用化的原则,而且应力求与有关国际标准一致。对于直廓环面蜗杆传动,ISO 还没有制订出标准,但美国、苏联都有经过几次修订的国家标准或行业标准,如AGMA

342.02、AGMA441.04、ГОСТ9369—77、ГОСТ16502—70、ГОСТ17896—72等。下面的几何参数计算,是在对上述各个标准进行了分析和比较之后确定的。特别是中心距  $a$  的系列标准,国际上已趋于统一,有利于各种类型蜗杆副的互换。

直廓环面蜗杆传动,除  $a$  和  $u$  应按推荐的系列标准选取外,第三个主要的参数则是蜗杆齿顶圆直径  $d_{a1}$ 。由于不受加工机床限制,不存在端面模数  $m$ 、标准系列化问题,因此  $d_{a1}$  的选取,主要受蜗杆强度的限制,在满足强度要求和保持啮合性能优良的前提下,对应于某一个中心距尺寸选定一个  $d_{a1}$  尺寸,这是最有利于标准化的,它比以前采用过的以

表6.4-5 直廓环面蜗杆传动几何参数搭配推荐值①

$a$	$d_{a1}$	$b_2$	$d_{e1}$	$L$	$b_1$	$R_{a1}$	$d_b$
50	24	14	28.34	29	26	40	32
63	30	18	35.49	37	33	51	40
80	36	22	42.97	47	42	65	52
100	45	28	53.80	59	53	82	65
125	56	36	66.97	73	66	102	82
160	71	45	85.17	93	85	131	105
200	80	56	98.17	117	109	168	135
250	100	70	122.63	146	136	210	170
315	125	85	153.80	184	172	264	214
400	155	100	191.92	236	220	337	273
500	185	110	231.63	298	278	428	344
630	230	130	289.21	378	352	538	436
800	260	160	338.32	482	460	695	566
1000	300	200	398.31	606	580	880	718
1250	375	250	498.24	756	726	1100	900
1600	480	315	638.96	970	930	1400	1150

① 参见图6.4-6。

表6.4-6 美国CONE DRIVE 有关图纸尺寸①

$a$	$d_{a1}$	$b_1$	$d_{e1}$	$L$	$d_{f1 \text{ min}}$	AGMA 342.02 $d_{f1}$	$\Delta d_{f1} \text{ ②} / d_{f1}$
50.80	28.88	14.27	29.36	31.75	14.73	15.63	-5%
63.50	30.73	19.05	38.18	41.15	18.80	19.88	-0.4%
76.20	34.80	22.23	43.18	50.80	22.61	22.14	2.1%
101.60	46.74	28.58	57.66	83.50	30.48	29.48	7%
127.00	57.66	34.93	73.29	82.55	37.34	34.82	7.9%
152.40	69.85	44.45	87.30	95.25	44.46	40.61	9.5%
203.20	82.80	57.15	104.78	127.00	56.90	52.23	8.9%
254.00	103.12	69.85	128.67	155.45	74.68	63.49	17.6%
304.80	122.94	82.55	157.15	190.05	84.84	74.47	13.0%
381.00	146.81	95.25	185.93	234.95	102.62	90.53	13.4%
457.20	165.10	101.60	214.30	285.75	114.30	106.19	7.6%
609.80	226.06	127.00	292.10	406.40	145.80	136.58	6.8%
812.80	273.05	—	361.95	—	185.18	175.68	5%
1066.80	322.58	—	393.70	—	226.06	222.87	1.4%
1117.60	334.26	—	423.16	—	212.34	232.13	-8.5%
1270.00	379.48	—	463.55	—	269.75	259.60	3.9%

① 原为英制，现改成米制列出（图6.4-6）。 ②  $\Delta d_{f1} = d_{f1 \text{ min}} - d_{f1}$

蜗轮齿顶圆直径 $d_{a2}$ 或蜗杆分度圆直径 $d_1$ 为基础的原则好。这样不仅可以使蜗杆毛坯的尺寸规格减至最少，而在配之以尽可能少的蜗轮齿数规格时（以满足齿数比系列要求为限），可使蜗杆加工装大大简化并通用化，有利于降低制造成本和缩短制造周期，彻底改变了以往一个产品参数，一套专用工装的情况。表6.4-5中 $d_{a1}$ 的数值，主要是参考美国Ex-Cell-O公司CONE DRIVE标准图纸（表6.4-6）制订的。通过对选定的各种搭配参数

的全面计算，蜗杆齿顶圆直径 $d_{a1}$ 尺寸，大部分与上述公司的标准图纸尺寸相当（仅将中心距和蜗轮齿顶圆直径由英制系列改成了米制系列），上下偏差在2%左右。美国AGMA342.02标准推荐，蜗杆齿根圆直径 $d_{f1} = a^{1.875}$ ③ 就已满足蜗杆强度要

③ 此式虽网已换为米制，中心距 $a$ 用mm代入。

——篇主稿注



求, 只有当 $u=2\sim 3$ 时, 才需按比例增大 $d_{f1}$ 值, 其增大比例为 $0\sim 15\%$ 。表6.4-5中推荐的 $d_{a1}$ 系列值, 其相应的 $d_{f1}$ 最小值, 均比规定要求的大 $2\sim 8\%$ 。因此, 对于蜗杆强度, 已作了充分考虑, 可供设计时推荐采用。

此外, 当齿数比 $u$ 小于6.3甚至到3时(通常中心距小于830mm), 推荐 $d_{a1}=0.5a$ (圆整至优先系数), 过分地增大 $d_{a1}$ 值是不合适的, 对制造成本、承载能力和传动效率也都是不利的。对于一般非标准设计, 可参照表6.4-5、6.4-6。对比后, 尽量按表6.4-5中推荐的 $d_{a1}$ 值偏大选取(如 $a=180\text{mm}$ ,  $u\geq 8$ 时, 可取 $d_{a1}=80\text{mm}$ )。为了实现一种中心距只用一个蜗杆毛坯规格的目的, 则蜗杆齿顶圆最大直径 $d_{a1}$ , 蜗杆螺纹长度 $L$ 、蜗杆齿宽 $b_1$ 以及蜗杆齿顶圆弧半径 $R_{a1}$ ( $R_{a1}=a-0.5d_{a1}+\Delta a$ 有利于减少干涉)也要相应地搭配好, 经过各种方法计算比较, 选定的推荐值列于表6.4-5, 其中的代号意义见表6.4-8。表6.4-7列出了齿数比搭配推荐值, 建议尽量采用推荐的蜗轮齿数与蜗杆头数, 以利简化工艺。当采用的蜗轮齿数少于表6.4-7中相应的最少齿数时, 表6.4-5中的 $d_{a1}$ 值要适当加大, 以满足 $d_{f1}$ 的强度要求。对于一些特殊结构要求的设计(如蜗杆轴承支点间的距离与 $a$ 之比大于2.5或 $u>100$ 传递运动的蜗杆副等),  $d_{a1}$ 值应相应增大或缩小, 一般增大时不应超过 $0.5a$ , 缩小时: 当 $a<400\text{mm}$ 者,  $d_{a1}$ 不得小于 $0.2a$ ;  $a>400\text{mm}$ 者, 其值不得小于 $1.15a$ 。无论 $d_{a1}$ 值增大或缩小, 其所能传递的功率均相应降低。

## 4.2 直廓环面蜗杆副的几何参数和尺寸计算

### 4.3 直廓环面蜗杆的修形

直廓环面蜗杆传动分“原始型”和“修整型”两种。“原始型”传动, 由于在蜗轮齿宽中央有棱线接触(见图6.4-10), 承载能力大为降低, 因此生产中已很少采用。只是在大中心距的传动中, 还保留采用两端倒坡修形的“原始型”传动, 其承载能力应取得低一些。目前较广泛采用的“修整型”传动为: 近似抛物线修形的变参数修形传动以及正在研制的抛物线修形和高次方数修形传动。下面分别进行介绍。

#### 4.3.1 倒坡修形

倒坡修形是指将“原始型”的环面蜗杆的螺旋齿面的两端逐渐减薄而成, 其修形形状见图6.4-7, 修形量见表6.4-9, 小齿数比时用小数, 大齿数比时用大值。

由于中小型直廓环面蜗杆传动已广泛采用变参数修形, 倒坡修形主要采用于大尺寸的蜗杆加工中, 此时靠跑合来改善其啮合性能是比较困难的, 因此倒坡的目的, 主要在于预防装配时发生干涉, 并适当改善其润滑条件。倒坡修形后, 蜗杆螺旋齿面的不完善部分应倒圆。

#### 4.3.2 抛物线修形

这是一种变速比全齿修形, 变速比 $i_{21}$ 表示如下:

$$i_{21} = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{d\varphi_2}{d\varphi_1} = f'(\varphi_1)$$

在通常的蜗杆齿部加工过程中,  $\omega_1$ 为蜗杆旋转角速度, 是定值,  $\omega_2$ 为刀台旋转角速度, 是变化值, 它随修形曲线的要求相应地变化。抛物线修形(图6.4-8)公式为

$$\Delta_p = \Delta \left( 0.3 + 0.7 \frac{\varphi_p}{\varphi_w} \right)^2 \quad (6.4-22)$$

式中  $\varphi_p$ ——用来确定修正量 $\Delta_p$ 的角度值。

$$\varphi_p = \alpha - \frac{\varphi_t}{u} \quad (6.4-23)$$

$$\varphi_t = i'_{21} \varphi_1 - \frac{2\Delta_f}{d_2} \quad (6.4-24)$$

经过推导, 求得变速比 $i_{21}$ 的计算公式如下:

$$i_{21} = \frac{1}{u} + 2c_1c_3(c_2 - c_3\varphi_1) \quad (6.4-25)$$

式中  $c_1 = \frac{2\Delta_f}{d_2\varphi_w^2}$

$$c_2 = 0.3\varphi_w + 0.7\alpha$$

$$c_3 = 0.7 \frac{1}{u}$$

$$\frac{d i_{21}}{d \varphi_1} = -2c_1c_3^2 \quad (6.4-26)$$

$\varphi_1$ ——蜗杆转动角度。

#### 4.3.3 变参数修形

抛物线修形, 在一般设备上需添专门机构才能实现, 不便推广, 因此引出了近似抛物线修形的变参数修形, 它们二者之间的差异, 只是在抛物线顶

表6.4-7 齿数比搭配推荐值

名义齿数比 $u_n$	实用齿数比 $u$	中心距 $a$ (mm)		
		60~180	>180~630	>630~1600
		$z_2/z_1$		
8.0	8	32/4	48/6	—
10.0	10	40/4	40/4	80/8
12.5	12	48/4	48/4	72/6
16.0	16	32/2	48/3	64/4
20.0	20	40/2	40/2	80/4
25.0	24	48/2	48/2	72/3
31.5	32	32/1	64/2	64/2
40.0	40	40/1	40/1	80/2
50.0	48	48/1	48/1	96/2
63.0	64	64/1	64/1	64/1
80.0	80	—	80/1	80/1

- 注：1. 齿数比10、20及40为重点推荐值；  
 2.  $a > 630\text{mm}$ 时， $z_2/z_1$ 为参考值；  
 3. 限于生产条件， $u$ 不能采用整数时，可用31、41、49、63、78、79、87代替32、40、48、64、72、80、96。

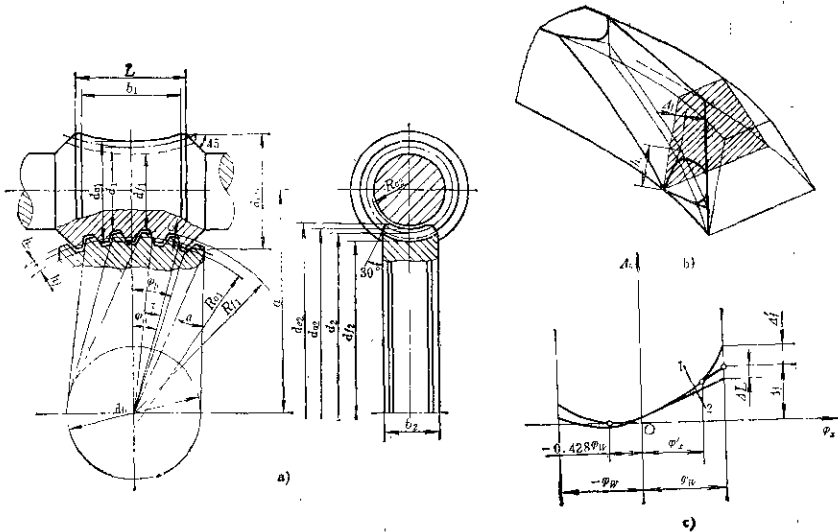


图6.4-6 直廓环面蜗杆副的几何参数和尺寸  
 a)几何参数和尺寸示意图 b)入口修缘图 c)修形曲线图  
 1—蜗杆抛物线修形曲线 2—产形蜗杆修形曲线

表6.4-8 几何参数和尺寸计算

序号	名称	代号	公式或说明	例题
1	中心距	$a$	按第5节承载能力计算确定	160mm
2	齿数比	$u$	$u = z_2/z_1$	40
3	蜗轮齿数	$z_2$	参考第3.1节齿数比要求,	40
4	蜗杆头数	$z_1$	按表6.4-1选取	1
5	蜗杆齿顶圆直径	$d_{a1}$	中心距为系列值时, 序号	71mm
6	蜗轮齿顶圆直径	$d_{a2}$	5~11按表6.4-5选取	45mm
7	蜗杆齿顶圆最大直径	$d_{a1}$	中心距为非标准时, 可按插	65.19mm
8	蜗杆螺纹部分长度	$L$	入法选取 $d_{a1}$ 值, 在保持 $\alpha - \varphi_w$	93mm
9	蜗杆齿宽	$b_1$	$\approx 5^\circ$ 的原则下, 选取和计算 $\theta \sim$	85mm
10	蜗杆齿顶圆弧半径	$R_{a1}$	11项各值	131mm
11	成形圆直径	$d_b$		105mm
12	蜗轮端面模数	$m_t$	$m_t = \frac{2a - d_{a1}}{z_2 - 2h_a^*}$	6.45mm
13	径向间隙、圆角半径	$c = r$	$c = r = 0.16m_t$	1mm
14	齿顶高	$h_a$	$h_a = h_a^* m_t$	4.5mm
15	齿根高	$h_f$	$h_f = h_a + c$	5.5mm
16	蜗杆分度圆直径	$d_1$	$d_1 = d_{a1} - 2h_a$	62mm
17	蜗杆齿根圆直径	$d_{f1}$	$d_{f1} = d_1 - 2h_f$	51mm
18	蜗轮分度圆直径	$d_2$	$d_2 = 2a - d_1$	258mm
19	蜗轮喉圆直径	$d_{a2}$	$d_{a2} = d_2 + 2h_a$	267mm
20	蜗轮齿根圆直径	$d_{f2}$	$d_{f2} = d_2 - 2h_f$	247mm
21	蜗杆齿根圆弧半径	$R_{f1}$	$R_{f1} = a - 0.5d_{f1}$	134.5mm
22	蜗杆螺纹包角之半	$\varphi_\beta$	$\varphi_\beta = \arctan \left( \frac{0.5L}{a - 0.5d_{a1}} \right)$	21.605°
23	蜗轮咽喉圆半径	$r_{a2}$	$r_{a2} = \frac{a - 0.5d_{a2} \cos \varphi_\beta}{\cos \varphi_\beta}$	99mm
24	蜗轮外圆直径	$d_{e2}$	由作图决定 ( $d_{e2} \geq d_{a2}$ )	
25	齿距角	$\tau$	$\tau = \frac{380^\circ}{z_2}$	9°
26	蜗杆分度圆导程角	$\gamma_m$	$\gamma_m = \arctan \left( \frac{d_2}{a d_1} \right)$	5.839°
27	蜗杆平均导程角	$\gamma_w$	$\gamma_w = \arctan \left( \frac{d_2}{K_v a d_1} \right)$	5.169°
28	蜗杆齿宽包角之半	$\varphi_w$	$\varphi_w = \arcsin \left( \frac{b_1}{d_2} \right)$	19.236°
29	蜗杆螺母入口修形量	$\Delta_f$	$\Delta_f = (0.0003 + 0.000034u)a$	0.27mm
30	蜗轮喉部齿厚减薄量	$\Delta F_{a1}$	$\Delta F_{a1} = 2\Delta_f \left( 0.3 - \frac{56.7^\circ}{2\varphi_w} \right)^2 \cos \gamma_m$	0.03mm
31	蜗轮喉部法向弦齿厚	$F_{a1}$	$F_{a1} = d_2 \sin(0.225\tau \cos \gamma_m) - \Delta F_{a1}$	9.04mm
32	蜗轮法向弦齿厚测齿高	$\bar{h}_{a1}$	$\bar{h}_{a1} = h_a - d_2 \sin^2 \left( \frac{\tau}{8} \right)$	4.4mm
33	蜗轮喉部法向弦齿厚	$F_{a2}$	$F_{a2} = d_2 \sin(0.275\tau) \cos \gamma_{a2}$	11.08mm
34	蜗轮法向弦齿厚测齿高	$\bar{h}_{a2}$	$\bar{h}_{a2} = h_a + d_2 \sin^2 \left( \frac{\tau}{8} \right)$	4.6mm
35	蜗杆螺母入口修缘深度	$\Delta_k$	$\Delta_k = 0.06h_a$	0.27mm
36	蜗杆螺母入口修缘高度	$h_i$	$h_i = h_a$	4.5mm
37	产形蜗杆螺母入口偏离量	$\Delta_L$	$\Delta_L = (0.0005 \sim 0.001)L$	0.07mm

(续)

序号	名称	代号	公式或说明	例题
38	产形蜗杆齿形上凹量	$H$	$H = (0.01 \sim 0.02)d_2$	0.07mm
39	分度圆压力角	$\alpha$	$\alpha = \arcsin\left(\frac{d_2}{d_3}\right)$	24.015°
40	齿侧间隙圆角半径	$\alpha_1$	$\alpha_1 = \arcsin\left(\frac{E_{s21}}{d_2}\right)$	0.081°
41	中间平面上蜗杆齿形半角	$\alpha_2$	$\alpha_2 = \alpha + (0.2 \text{ 或 } 0.225)r - \alpha_1$	28.009°

- 注：1. 当  $u \leq 16$  时，齿顶高系数  $h_a^*$  取 0.87，其余均按 0.7 选取。  
 2. 平均导程角系数  $K$ ，按下述原则选取：  
 a)  $160 \text{ mm} \leq a \leq 1260 \text{ mm}$ ， $u = 8 \sim 60$  时， $K_s = 1.16$ ；  
 b)  $200 \text{ mm} \leq a \leq 1800 \text{ mm}$ ， $u = 8 \sim 60$  时， $K_s = 1.19$ ；  
 c)  $u < 8$  或  $u > 60$  时， $K_s = 1.14$ 。  
 3.  $c > 400 \text{ mm}$  时，蜗杆齿厚角可取为 0.2r，则 56.7° 改成 50.4°。  
 4. 蜗杆齿厚选取 0.2r 时，则蜗轮齿厚角为 0.3r。  
 5. 齿侧间隙  $E_{s2}$  见表 6.4-20。

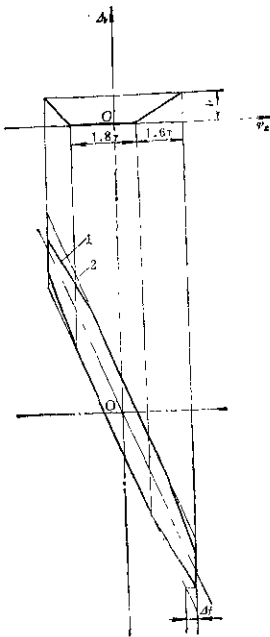


图 6.4-7 倒坡修形示意图

1—倒坡修形后蜗杆螺旋线 2—“原始型”蜗杆螺旋线

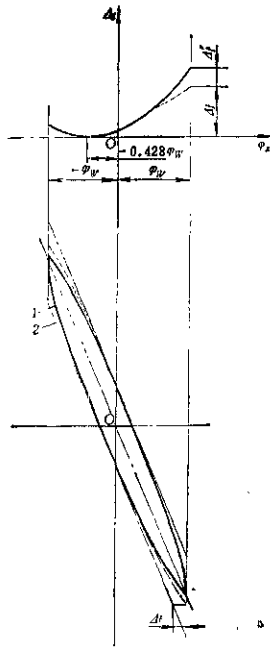


图 6.4-8 抛物线修形示意图

1—抛物线修形后蜗杆螺旋线 2—“原始型”蜗杆螺旋线

表6.4-9 倒坡修形量

mm

中心距 $a$	80	100	125	160	200	250	315
倒坡量 $\Delta_f$	0.15~0.25	0.17~0.28	0.19~0.32	0.24~0.40	0.30~0.50	0.32~0.56	0.36~0.63
中心距 $a$	400	500	630	800	1000	1250	1600
倒坡量 $\Delta_f$	0.40~0.71	0.45~0.80	0.56~0.90	0.63~1.00	0.80~1.25	1.00~1.60	1.26~2.00

点之后, 变参数修形的量稍微大一点, 直至螺旋齿面出口为止。另外变参数修形时, 轴向齿形角  $\alpha_1$  从入口至出口一直是变化的, 与飞刀加工的蜗轮跑合时, 齿高接触稍差, 如果采用与蜗杆形线基本一致的滚刀或剃刀加工蜗轮时, 齿高接触就好了。

变参数修形是将设计参数  $a$ 、 $u$ 、 $d_b$  改变成  $a_0$ 、 $u_0$ 、 $d_{b0}$  的情况下加工出“原始型”蜗杆, 用飞刀或滚刀在传动参数为  $a$ 、 $u$  的情况下加工出蜗轮, 这样加工配对的蜗杆副, 可以接近于抛物线修形的良

好啮合性能。这种修形方法简便, 在一般加工环面蜗杆的机床上, 不需增添任何机构就能实现, 因此颇受生产厂家欢迎。变参数修形的参数计算见表 6.4-10。

#### 4.3.4 高次方修形

上面介绍的抛物线修形和已广泛采用的变参数修形, 由于只是二次方程曲线, 因此曲变能力较差。而蜗杆副传动特性, 不仅要考虑理论的啮合性

表 6.4-10 直廓环面蜗杆变参数修形计算

序号	名称	代号	公式	例题 <sup>①</sup>
1	蜗杆螺牙入口修形量	$\Delta_f$	$\Delta_f = (0.0003 + 0.000034u)a$	0.27mm
2	变参数修形齿数比	$u_0$	$u_0 = \frac{ud_2}{d_2 - 50\Delta_f} = \frac{z_2 r}{z_1}$	取 $\frac{42}{1}$
3	齿数比增量系数	$K_{u0}$	$K_{u0} = \frac{u_0 - u}{u_0}$	0.0476
4	变参数修形中心距	$a_0$	$a_0 = a + \frac{K_{u0} d_2}{1.9 - 2K_{u0}}$	166.81mm
5	变参数修形形成圆直径	$d_{b0}$ <sup>②</sup>	$d_{b0} = d_b$ $d_{b0} = d_b + 2(a_0 - a)\sin\alpha$	105mm 108.3mm
6	蜗杆螺牙入口修缘量	$\Delta_f$ <sup>③</sup>	$\Delta_f = 0.6\Delta_f$	0.16mm
7	修缘长度相应角度值	$\varphi_x^a$	$\varphi_x^a = \varphi_w - 0.6r$	18.836°
8	入口修缘时中心距增量	$\Delta_{a0}$	$\Delta_{a0} = \frac{\Delta_f}{\tan(\alpha - \varphi_w) - \tan(\alpha - \varphi_w)}$	1.67mm
9	入口修缘时, 被加工面朝出口的轴向偏移量	$\Delta_{a0}$	$\Delta_{a0} = \Delta_{a0} \tan(\alpha - \varphi_w)$	0.30mm
10	蜗杆齿根圆半径	$R_{f_{b0}}$	$R_{f_{b0}} = a_0 - 0.5d_{f1}$	141.31mm
11	蜗杆齿顶圆半径	$R_{a_{b0}}$	$R_{a_{b0}} = a_0 - 0.5d_{a1}$	131.31mm

①  $a=160\text{mm}$ ,  $u = \frac{40}{1}$ ,  $d_b=105\text{mm}$ ,  $d_2=250\text{mm}$ ,

② 采用与蜗杆形线基本一致的滚刀加工蜗轮时, 取  $d_{b0}=d_b$ 。而采用双飞刀加工蜗轮时, 飞刀的基圆取  $d_b$ , 而蜗杆加工基圆应取增大值。

③ 蜗杆入口修缘采取图 6.4-6b 的形式或表中  $\Delta_f$  和  $\varphi_x^a$  的形式(图 6.4-6c)均可。

能要求, 还要考虑其弹性变形和热变形的影响。此外各项加工误差和装配误差也会影响其最后的使用性能。因此探讨曲变能力强的七次方曲线就成为必要了。经过分析、试验研究已求得一个七次方修形方程, 它能适应各种修形曲线要求, 局部微调也很方便, 精确度可达几个微米以内。配以微机数控装置, 便能实现任何修形曲线的加工和检测。高次方修形方程如下:

$$\Delta_s = f(\varphi_s) = -A_0 + A_1\varphi_s + A_2\varphi_s^2 + A_3\varphi_s^3 + A_4\varphi_s^4 + A_5\varphi_s^5 + A_6\varphi_s^6 + A_7\varphi_s^7 \quad (6.4-27)$$

$$i_{21} = \frac{1}{u} (1 + A_1 + 2A_2\varphi_s + 3A_3\varphi_s^2 + 4A_4\varphi_s^3 + 5A_5\varphi_s^4 + 6A_6\varphi_s^5 + 7A_7\varphi_s^6) \quad (6.4-28)$$

$$\frac{di_{21}}{d\varphi_1} = -\frac{1}{u^2} (2A_1 + 6A_2\varphi_s + 12A_3\varphi_s^2 + 20A_4\varphi_s^3 + 30A_5\varphi_s^4 + 42A_6\varphi_s^5) \quad (6.4-29)$$

例如  $a=500\text{mm}$ ,  $u=\frac{48}{6}$  的产形蜗杆修形曲线, 其七次方的修形方程求得如下:

$$\Delta_s = 1.020674 \times 10^{-10}\varphi_s^7 + 7.31404 \times 10^{-10}\varphi_s^6 - 8.20637 \times 10^{-8}\varphi_s^5 - 9.05603 \times 10^{-7}\varphi_s^4 + 7.86608 \times 10^{-6}\varphi_s^3 + 4.94643 \times 10^{-4}\varphi_s^2 + 7.46933 \times 10^{-3}\varphi_s + 0.02503 \quad (6.4-30)$$

式(6.4-30)的详细计算结果见表6.4-11, 曲线见图6.4-9, 其中任意点的误差在  $3\mu\text{m}$  以内。

表6.4-12是多项式用最小二乘法解矛盾方程组的计算程序, 该程序根据一系列测绘数据求理论分析, 试验研究给出的一系列值  $f_i$ , 求得  $A_0$  至  $A_7$  八个系数, 这一系数  $f_i$  值中的任何区间, 还可根据设计者的要求任意改变, 也能很方便地求得符合指定曲线要求的八个系数。但任意改变中突变的跳跃点是不能起作用的。

表 6.4-11 产形蜗杆高次方修形曲线计算值

序号	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
$\varphi_s^\circ$	17	16	15	14	13	12	11	10	9	8	7	6
$f_i$ (mm)	0.200	0.196	0.191	0.185	0.178	0.168	0.154	0.142	0.128	0.114	0.098	0.086
$f(\varphi_s)$ (mm)	0.200	0.187	0.192	0.185	0.176	0.166	0.154	0.141	0.128	0.114	0.101	0.088
序号	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
$\varphi_s^\circ$	5	4	3	2	1	0	-1	-2	-3	-4	-5	-6
$f_i$ (mm)	0.074	0.062	0.052	0.042	0.034	0.026	0.020	0.012	0.006	0	-0.004	-0.006
$f(\varphi_s)$ (mm)	0.075	0.063	0.052	0.042	0.033	0.025	0.018	0.012	0.007	0.002	-0.001	-0.004
序号	25	26	27	28	29	30	31	32	33	34	35	36
$\varphi_s^\circ$	-7	-8	-9	-10	-11	-12	-13	-14	-15	-16	-17	-
$f_i$ (mm)	-0.008	-0.003	-0.009	-0.009	-0.008	-0.007	-0.004	0	0.005	0.012	0.020	-
$f(\varphi_s)$ (mm)	-0.006	-0.003	-0.009	-0.009	-0.008	-0.007	-0.004	0.001	0.006	0.012	0.020	-

表 6.4-12

```

Pase 1
00100 REAL M,N,W,MM,E1,E2,E,MC
00110 READ(5,5) N,M,E,E1,E2,MM
00120 5 FORMAT(3I2,2F10.7,I2)
00130 DIMENSION X(M),Y(M+N),YC(M)
00140 1 ,AN(N),A(M,N),R(N*(N-1)/2),
00150 2 MX(E),YG(M+N)
00160 READ(5,10) X,Y,MX
00170 10 FORMAT(40F10.7,40F10.7,9F10.7)
00180 YG=Y
00190 15 DO 20 I=1,M
00200 DO 20 K=1,N
00210 A(I,K)=X(I)**(N-K)
00220 YG(I)=-YG(I)
00230 20 CONTINUE
00240 CALL TRW(A,YG,R,M,N)
00250 DO 25 I,M
00260 YC(I)=0
00270 DO 25 K=1,N
00280 W=YG(M+K)*X(I)**(N-K)
00290 YC(I)=YC(I)+W
00300 25 CONTINUE
00310 YG=YC
00320 IF (ABS(YG(MM)-Y(MM))-E1)
00325 1 35,35,30
00330 30 C5=0
00340 YG(mm)=Y(MM)
00350 GOTO 40
00360 35 C6=1
00370 40 DO 50 P=1,E
00380 MC=MX(P)
00390 IF (ABS(YC(MC)-Y(MC))-E2)
00400 1 50,50,45
00410 45 C6=C6*0
00420 YG(MC)=Y(MC)
00430 50 CONTINUE
00440 IF C6=0 GOTO 15
00450 DO 55 K=1,N
00460 AN(K)=Y(M+K)
00470 55 CONTINUE
00480 WRITE(2,60) AN
00490 60 FORMAT(6HRESULT/10(F10.7,3X)/)
00500 WRITE(2,65)
00510 65 FORMAT(3HNO=,10X,5HX(I)=,15X,
00520 1 SHY(I)=,15X,6HYC(I)=)
00530 DO 75 I=1,M
00540 WRITE(2,70) I,X(I),Y(I),YC(I)
00550 70 FORMAT(I2:,10X,F10.7,2(15X,
00560 1 F10.7)/)
00570 75 CONTINUE
00580 END

```

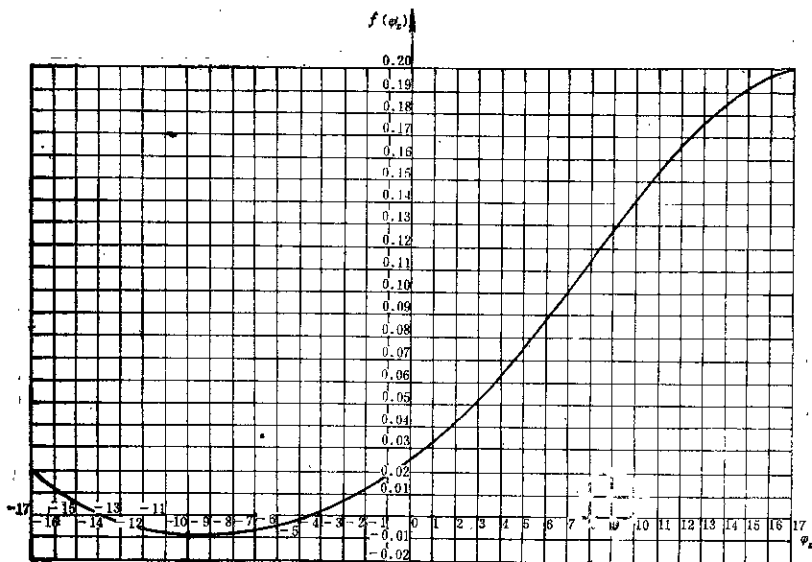
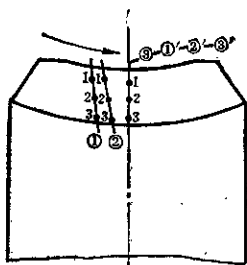


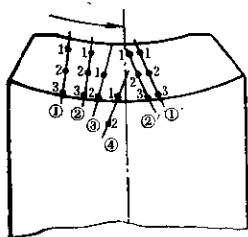
图 6.4-9 高次方产形端杆修形曲线

4.3.5 各种修形曲线的啮合线分布图



		$K_{H12}^N, \Omega$		
接触线	接触点	①	②	③-②
				③-①
1		-0.0075 64°	-0.0038 74°	89°
2		-0.0065 67°	-0.0035 77°	89°
3		-0.0058 70°	-0.0033 78°	89°

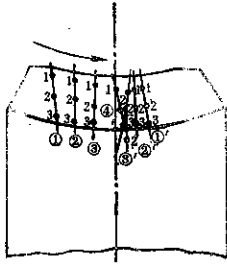
图 6.4-10 原始型 ( $\sigma=160\text{mm}, u=40/1$ )



		$K_{H12}^N, \Omega$					
接触线	接触点	①	②	③	④	⑤	⑥
		1	-0.0120 67°	-0.0076 83°	-0.0048 72°	-0.0018 63°	-0.0700 74°
2		-0.0125 78°	-0.0115 87°	-0.0092 80°	-0.0020 67°	-0.0567 75°	-0.1425 76°
3		-0.0141 82°	-0.0153 88°	-	-	-0.0464 77°	-0.1176 78°

图 6.4-11 变参数修形 ( $\sigma_0=166.8\text{mm}, u_0=42/1$ )





		$K_{H\alpha}^2, \Omega$						
接触点	接触线	①	②	③	④	⑤	⑥	⑦
1		-0.0122 84°	-0.0112 73°	-0.0050 85°	-0.0031 83°	-0.0291 87°	-0.0907 89°	-0.0132 85°
2		-0.0114 87°	-0.0108 75°	-0.0049 8°	-0.0012 79°	-0.0252 88°	-0.0560 89°	-0.0298 85°
3		-0.0109 89°	-0.0105 76°	-0.0048 84°	—	-0.0222 89°	-0.0466 89°	—

图 6.4-12 抛物线修形 ( $\sigma=160\text{mm}, u=40/1$ )

### 5 承载能力计算

$$[P_{H1}] = \sqrt[3]{\frac{n_1}{3.4} u} K_a K_b K_c K_n K_{H\alpha} \geq P_{caH1} \quad \text{KW} \quad (6.4-31)$$

#### 5.1 中心距 $a$ 的确定

根据第 3 节原始参数的选取和换算, 已得到合理的齿数比  $u$ , 蜗杆计算功率  $P_{caH1}$  (kW) 以及蜗杆转速  $n_1$  (r/min), 如系标准设计, 则可直接从表 6.4-17 查得所需的中心距  $a$  值。表中蜗杆许用功率  $[P_{H1}]$  (kW) 是在  $K_a$ 、 $K_F$  和  $K_{MP}$  均等于 1 的情况下, 每日平稳连续工作 10 小时下试验得出的 (AGMA441.04)。当  $a > 1000\text{mm}$  时参考使用。如为非标准设计, 则可按表 6.4-17 粗选中心距  $a$  值, 然后按下述公式精确核算其许用功率, 以等于或略大于蜗杆计算功率  $P_{caH1}$  为合理中心距选用值。蜗杆许用功率的计算公式 [AGMA441.04] 如下:

式中  $K_a$ ——中心距系数;  
 $K_b$ ——齿宽和材料系数;  
 $K_c$ ——齿数比系数;  
 $K_n$ ——齿面平均滑动速度系数。  
 $n_1 = 100\text{r/min}$  所求得的蜗杆许用功率  $[P_{H1}]$  以及换算得到的相应转矩  $T_1$  (N·m), 即为最大许用转矩, 当  $n_1 < 100\text{r/min}$  时, 转矩不得再增大, 只能以  $n_1 = 100\text{r/min}$  的  $T_1$  值为极限。标准系列设计时, 其  $K_a$ 、 $K_b$ 、 $K_c$  及  $K_n$  均可由表 6.4-13 表 6.4-14 以及表 6.4-15 查得。如为非标准设计, 其  $K_a$ 、 $K_b$ 、 $K_c$  以及  $K_n$  可分别按各自的计算公式精确求取, 也可按各自的线图作粗略的确定 (图 6.4-13~6.4-16)。

表 6.4-13 中心距系数  $K_a$  和齿宽及材料系数  $K_b$  [AGMA441.04]

$a$ (mm)	$K_a$	$K_b$	$K_a$ 和 $K_b$ 的计算公式及说明
50	0.0794719	9.634167	当 $50\text{mm} \leq a \leq 125\text{mm}$ 时 $K_a = 1.081853 \times 10^{-6} a^{2.56495}$ 当 $125\text{mm} < a \leq 1000\text{mm}$ 时, $K_a = 1.97707 \times 10^{-6} a^{2.71511}$ 当 $50\text{mm} \leq a \leq 1000\text{mm}$ 时 $K_b = 0.377945 + 5.748350 \times 10^{-3} a$ $- 1.3153 \times 10^{-3} a^2 + 1.37558 \times 10^{-6} a^3$ $- 5.253 \times 10^{-7} a^4$
63	0.154056	0.691244	
80	0.305373	0.760461	
100	0.578616	0.834481	
125	1.086350	0.918558	
160	1.90803	1.01386	
200	3.49714	1.10314	
250	6.40977	1.18738	
315	12.0050	1.26180	
400	22.9847	1.31871	
500	42.0309	1.35505	
680	78.8334	1.39110	
800	150.802	1.45010	
1000	276.398	1.47620	
1250	463.300	1.51100	
1600	1062.80	1.55700	

表 6.4-14 齿数比系数  $K_u$  [AGMA441.04]

$u$	8	10	12	16	20	24	32	40	48	64	80
$K_u$	0.685	0.690	0.706	0.727	0.737	0.741	0.746	0.748	0.750	0.752	0.753

表 6.4-15 齿面平均滑动速度系数  $K_v$  [AGMA441.04]

齿面平均滑动速度 $v$ (m/s)	0.10	0.20	0.40	0.60	0.80	1.00	2	3	4	5
$K_v$	0.701	0.666	0.612	0.569	0.554	0.536	0.424	0.355	0.308	0.273
齿面平均滑动速度 $v$ (m/s)	6	7	8	9	10	12	16	20	24	30
$K_v$	0.246	0.224	0.206	0.191	0.178	0.158	0.129	0.107	0.094	0.079

对于非标准设计, 齿数比系数  $K_u$  可按下列公式计算求得。

当  $8 \leq u \leq 16$  时

$$K_u = 0.806 \frac{u}{u+1.7} \quad (6.4-32)$$

当  $16 < u \leq 80$  时

$$K_u = 0.7581 \frac{u}{u+0.54} \quad (6.4-33)$$

$u > 80$  者一律取  $K_u = 0.753$ 。

齿面平均滑动速度系数  $K_v$  见表 6.4-15, 精确值可由公式(6.4-34)算出。

$$K_v = \frac{2C}{2 + C \cdot 9832v^{0.5}} \quad (6.4-34)$$

$$v = \frac{\pi d_1 n_1}{6 \times 10^3 \cos \gamma_w} \quad (6.4-35)$$

式中  $\gamma_w$  ——蜗杆平均导程角;

当  $v = 0 \sim 0.6$  m/s 时, 取  $C = 0.75$ ;

当  $v = 1 \sim 18$  m/s 时, 取  $C = 0.80$ ;

当  $v$  值不在上述范围时, 一律取  $C = 0.78$ 。

按齿面耐用度 $\odot$ 确定直廓环面蜗杆减速器的许用功率 $[P_{r1}]$ , 它应略大于或等于蜗杆轴上的计算

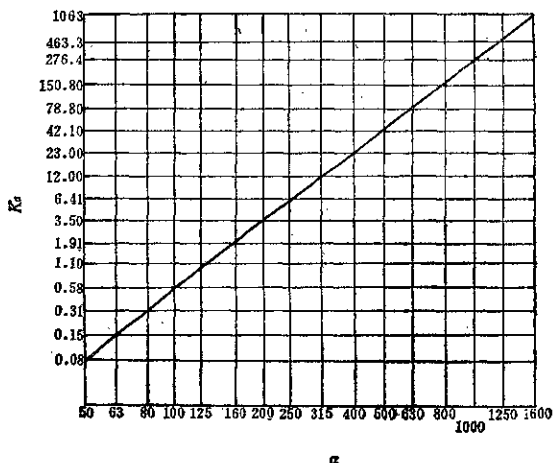


图 6.4-13 中心距系数  $K_a$  线图

$\odot$  或称齿面耐久性亦即指齿面接触疲劳强度。——摘自编注

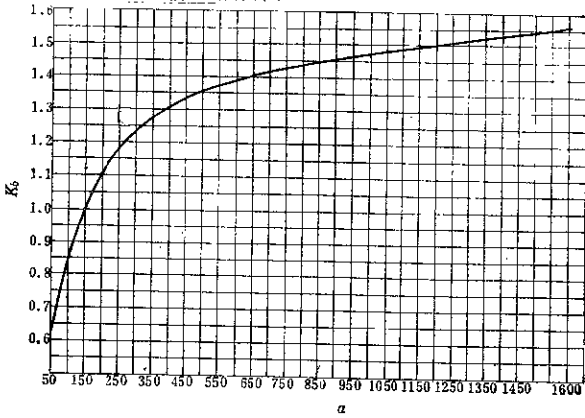


图 6.4-14 齿宽和材料系数  $K_\sigma$  线图

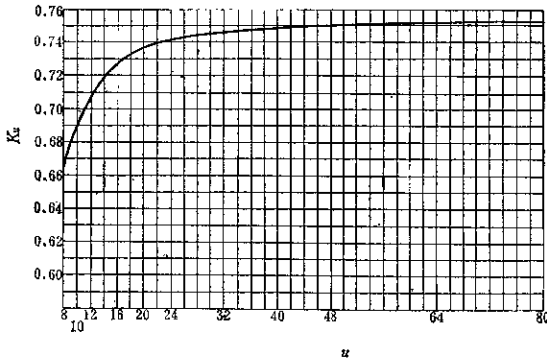


图 6.4-15 齿数比系数  $K_\epsilon$  线图

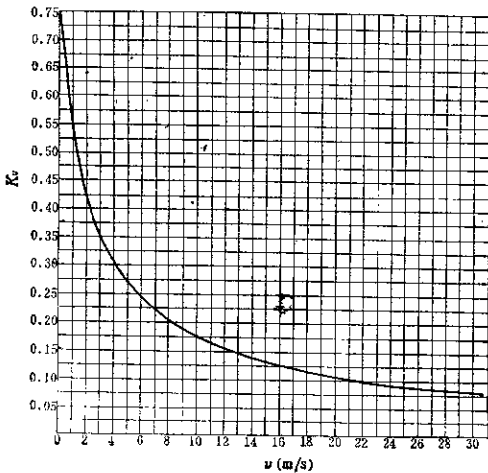


图 6.4-16 齿面平均滑动速度系数  $K_v$  线图

功率  $P_{ca11}$ ，就算验算通过。

关系数均可从表中直接查得，从而计算出  $[P_{p1}]$ 。也

为了方便，计算举例选用了标准设计参数，有

可从表 6.4-17 中直接查得。表 6.4-16 中的计算步

表 6.4-16 直廓环面蜗杆轴上许用功率  $[P_{p1}]$  计算 [AGMA 441.04]

已知蜗杆传动副参数										
$a$ (mm)	$z_1$	$z_2$	$d_{a1}$ (mm)	$\gamma_w$	$n_1$ (r/min)	蜗杆硬度	蜗轮材料	工作类型	制造精度	蜗杆轴上输入 功率 $P_1$ (kW)
160	1	40	T1	5.169°	1000	HRC63	ZQSn10-1	每天平均工 作 8 小时	8 级	6
序号	名称	代号	公式或说明							数值
1	使用场合系数	$K_A$	按表 6.4-2 选取							1
2	制造精度系数	$K_P$	按表 6.4-3 选取							0.8
3	材料配对系数	$K_{MP}$	按表 6.4-4 选取							1
4	蜗杆轴上计算功率	$P_{ca11}$	见公式(6.4-18)							7.5kW
5	中心距系数	$K_a$	按表 6.4-13 选取或按表中公式计算 $K_a = 1.97707 \times 10^{-0.02 \cdot 11917}$							1.90802
6	齿宽和材料系数	$K_b$	按表 6.4-13 选取或按表中公式计算 $K_b = 0.377045 + 5.74835 \times 10^{-3} a - 1.3153 \times 10^{-3} \times a^2 + 1.97669 \times 10^{-6} a^3 - 5.253 \times 10^{-12} a^4$							1.01387
7	齿数比系数	$K_u$	当 $8 \leq u \leq 16$ 时, $K_u = 0.808 \frac{u}{u+1.7}$ 当 $16 < u \leq 80$ 时, $K_u = 0.7681 \frac{u}{u+0.54}$							0.748
8	齿面平均滑动速度	$v$	$v = \frac{\pi d_1 n_1}{6 \times 10^3 \cos \gamma_w}$ [见公式(6.4-35)]							3.733m/s
9	齿面滑动速度系数	$K_v$	$K_v = C \frac{2}{2 + 0.9838 v^{0.88}}$ ( $C = 0.8$ )							0.3191
10	蜗杆轴上许用功率	$[P_{p1}]$	$[P_{p1}] = \frac{P_1}{1.341 u} K_A K_b K_u K_{MP} \geq P_{ca11}$							8.61kW

① 系数  $C$  的选取原则见公式(6.4-34)中的说明。

表 6.4-17 直廓环面蜗杆许用功率  $[P_{p1}]$

中心距 $a$ (mm)	齿数比 $u$	蜗杆转速 $n_1$ (r/min)								
		100	200	300	400	500	600	750	1000	1500
蜗杆许用功率 $[P_{p1}]$ (kW)										
80	8	0.21	0.4	0.67	0.76	0.9	1.03	1.25	1.52	1.97
	10	0.18	0.34	0.48	0.63	0.76	0.86	1.02	1.28	1.65
	12	0.15	0.29	0.41	0.54	0.64	0.74	0.87	1.1	1.42
	16	0.12	0.22	0.32	0.42	0.5	0.67	0.68	0.85	1.1
	20	0.1	0.18	0.26	0.34	0.41	0.47	0.55	0.69	0.9
	24	0.08	0.16	0.21	0.28	0.34	0.39	0.46	0.58	0.75
	32	0.06	0.11	0.16	0.21	0.26	0.3	0.35	0.44	0.57
	40	0.05	0.09	0.13	0.17	0.21	0.24	0.28	0.35	0.46
	48	0.04	0.08	0.11	0.14	0.17	0.2	0.23	0.29	0.38
	64	0.03	0.06	0.08	0.11	0.13	0.15	0.18	0.22	0.29

(续)

中心距 $a$ (mm)	齿数比 $u$	蜗杆转速 $n_1$ (r/min)								
		100	200	300	400	500	600	750	1000	1500
		蜗杆许用功率 $[P_{v1}]$ (kW)								
63	8	0.45	0.83	1.21	1.52	1.8	2.11	2.46	2.97	3.78
	10	0.37	0.69	0.97	1.27	1.5	1.72	2.06	2.5	3.18
	12	0.32	0.59	0.83	1.09	1.29	1.48	1.77	2.14	2.74
	16	0.25	0.46	0.64	0.84	1	1.15	1.38	1.67	2.13
	20	0.2	0.37	0.52	0.68	0.81	0.93	1.12	1.36	1.73
	24	0.17	0.31	0.44	0.57	0.68	0.78	0.94	1.14	1.46
	32	0.13	0.23	0.33	0.43	0.51	0.59	0.71	0.86	1.1
	40	0.1	0.19	0.27	0.35	0.41	0.47	0.57	0.69	0.88
	48	0.08	0.16	0.22	0.29	0.35	0.4	0.48	0.58	0.74
	64	0.06	0.12	0.17	0.22	0.26	0.3	0.36	0.43	0.55
80	8	0.96	1.75	2.63	3.16	3.81	4.33	5.02	6	7.52
	10	0.8	1.46	2.12	2.65	3.2	3.64	4.22	5.06	6.36
	12	0.68	1.25	1.82	2.27	2.68	3.13	3.63	4.35	5.48
	16	0.53	0.97	1.41	1.76	2.08	2.43	2.82	3.39	4.27
	20	0.43	0.79	1.14	1.43	1.69	1.98	2.3	2.76	3.48
	24	0.36	0.66	0.96	1.2	1.42	1.66	1.93	2.31	2.92
	32	0.27	0.5	0.72	0.91	1.07	1.25	1.45	1.75	2.2
	40	0.22	0.4	0.58	0.73	0.86	1	1.17	1.4	1.77
	48	0.18	0.33	0.49	0.61	0.72	0.84	0.98	1.17	1.48
	64	0.14	0.25	0.37	0.46	0.54	0.63	0.73	0.88	1.11
100	8	1.94	3.64	5.01	6.34	7.41	8.36	9.61	11.3	14
	10	1.62	3.04	4.19	5.32	6.22	7.03	8.09	9.66	11.8
	12	1.38	2.51	3.6	4.45	5.36	6.04	6.96	8.25	10.2
	16	1.07	1.94	2.79	3.46	4.16	4.7	5.42	6.42	7.96
	20	0.87	1.58	2.27	2.81	3.38	3.82	4.41	5.23	6.49
	24	0.73	1.32	1.9	2.36	2.83	3.2	3.7	4.39	5.45
	32	0.55	1	1.43	1.78	2.14	2.42	2.79	3.31	4.11
	40	0.44	0.8	1.15	1.43	1.72	1.94	2.24	2.66	3.31
	48	0.37	0.67	0.96	1.19	1.44	1.62	1.87	2.23	2.76
	64	0.28	0.5	0.72	0.9	1.08	1.22	1.41	1.67	2.08
125	8	3.93	7.25	9.84	12.3	14.3	16	18.3	21.3	25.9
	10	3.27	6.06	8.25	10.4	12	13.5	15.4	18	21.9
	12	2.8	5.2	7.08	8.91	10.3	11.6	13.3	15.5	18.9
	16	2.17	4.03	5.6	6.93	8.06	9.03	10.3	12.1	14.8
	20	1.76	3.28	4.47	5.63	6.55	7.35	8.41	9.89	12
	24	1.48	2.76	3.75	4.72	5.49	6.17	7.06	8.27	10.1
	32	1.11	2.07	2.83	3.57	4.14	4.66	5.33	6.25	7.64
	40	0.9	1.66	2.27	2.86	3.33	3.74	4.28	5.02	6.14
	48	0.75	1.39	1.9	2.39	2.78	3.13	3.58	4.2	5.13
	64	0.56	1.05	1.43	1.8	2.09	2.35	2.69	3.13	3.86
160	8	7.3	13.2	18.1	21.9	25.1	27.9	31.5	36.3	43.4
	10	6.09	11.1	15.2	18.4	21.2	23.6	26.6	30.8	36.9
	12	5.22	9.48	13.1	15.8	18.2	20.3	23	26.6	31.9

(续)

中心距 $a$ (mm)	齿数比 $u$	端杆转速 $n_1$ (r/min)								
		100	200	300	400	500	600	750	1000	1500
端杆许用功率 $[P_{pr}]$ (kW)										
160	16	4.05	7.37	10.2	12.3	14.2	15.8	17.9	20.7	24.9
	20	3.29	5.99	8.26	10	11.5	12.9	14.6	16.9	20.3
	24	2.75	5.02	6.92	8.41	9.69	10.8	12.2	14.2	17
	32	2.08	3.79	5.23	6.35	7.31	8.15	9.24	10.7	12.9
	40	1.67	3.04	4.2	5.1	5.88	6.55	7.42	8.61	10.4
	48	1.39	2.54	3.51	4.26	4.91	5.48	6.2	7.19	8.65
	64	1.05	1.91	2.64	3.21	3.7	4.12	4.67	5.41	6.51
200	8	14.2	25.4	34.6	41.5	47.4	52.4	58.8	67.4	79.9
	10	11.9	21.3	29	35	39.9	44.3	49.8	57.1	67.9
	12	10.2	18.3	25	30.1	34.5	38.2	43	49.5	58.9
	16	7.92	14.3	19.5	23.5	26.9	29.9	33.7	38.8	46.2
	20	6.43	11.6	15.8	19.1	21.9	24.3	27.4	31.6	37.6
	24	5.39	9.71	13.3	16.1	18.4	20.4	23	26.5	31.8
	32	4.07	7.33	10	12.1	13.9	15.4	17.4	20.1	23.9
	40	3.26	5.89	8.07	9.75	11.2	12.4	14	16.1	19.2
	48	2.73	4.92	6.74	8.15	9.34	10.4	11.7	13.5	16.1
	64	2.05	3.7	5.07	6.13	7.03	7.8	8.8	10.1	12.1
80	1.64	2.97	4.07	4.91	5.63	6.26	7.06	8.13	9.7	
250	8	28	46.2	63	74.8	84.5	92.9	103	117	137
	10	23.4	40.5	53	63	71.4	78.5	87.5	99.5	116
	12	20.1	34.8	45.7	54.4	61.7	67.9	75.8	86.2	101
	16	15.6	27.1	35.6	42.5	48.2	53.1	59.3	67.6	79.4
	20	12.7	22	29	34.6	39.3	43.3	48.3	55	64.7
	24	10.6	18.5	24.3	29	33	36.3	40.6	46.3	54.4
	32	8.02	14	18.4	22	24.9	27.5	30.7	35	41.2
	40	6.44	11.2	14.8	17.6	20	22.1	24.7	28.1	33.1
	48	5.38	9.37	12.3	14.7	16.7	18.5	20.6	23.5	27.7
	64	4.05	7.05	9.28	11.1	12.6	13.9	15.5	17.7	20.8
80	3.24	5.55	7.44	8.89	10.1	11.1	12.4	14.2	16.7	
315	8	53.1	89.1	115	134	151	164	181	204	235
	10	44.4	74.9	96.6	114	128	139	154	173	200
	12	38.1	64.6	83.4	98.2	110	121	133	150	174
	16	29.7	50.4	65.1	76.8	86.4	94.4	105	118	137
	20	24.1	40.9	53	62.5	70.3	76.9	85.2	96	111
	24	20.2	34.3	44.5	52.5	59.1	64.9	71.6	80.7	93.7
	32	15.3	26	33.8	39.7	44.7	48.9	54.2	61.1	71
	40	12.3	20.8	27	31.9	35.9	39.3	43.5	49.1	57
	48	10.2	17.4	22.6	26.7	30	32.8	36.4	41.1	47.7
	64	7.7	13.1	17	20.1	22.6	24.7	27.4	30.9	35.9
80	6.17	10.5	13.6	16.1	18.1	19.8	22	24.8	28.8	
400	8	100	164	208	241	268	290	318	353	403
	10	84.1	138	176	204	227	247	270	301	344
	12	72.4	120	152	177	197	214	235	262	300
	16	56.3	93.3	119	139	154	168	184	206	236

(续)

中心距 a	齿数比 u	蜗杆转速 $n_1$ (r/min)								
		100	200	300	400	500	600	750	1000	1500
(mm)	u	蜗杆许用功率 [ $P_{P1}$ ] (kW)								
400	20	25.8	75.9	98.7	113	126	137	150	168	192
	24	38.4	63.7	81.2	94.8	106	115	126	141	162
	32	29	48.2	61.4	71.7	80.1	87	95.7	107	123
	40	23.3	38.7	49.4	57.8	64.3	69.9	76.9	85.9	98.6
	48	19.6	32.3	41.3	48.2	53.8	58.5	64.3	71.9	82.5
	64	14.6	24.3	31.1	36.3	40.5	44	48.4	54.1	62.1
	80	11.7	19.5	24.9	29.1	32.5	35.3	38.8	43.4	49.8
500	8	193	285	367	410	453	488	530	586	662
	10	154	242	303	349	386	416	453	501	568
	12	133	209	263	303	335	362	395	437	496
	16	104	164	206	238	263	285	311	344	391
	20	82.2	133	168	194	215	232	254	281	320
	24	69	112	141	163	181	195	213	237	269
	32	52.1	84.6	107	123	137	148	162	179	204
	40	41.9	68.1	86.8	99.2	110	119	130	144	164
	48	35	55.9	71.7	83	92	99.6	109	121	137
	64	26.3	42.8	54	62.4	69.3	74.9	81.9	90.9	103
80	21.1	34.3	43.3	50.1	55.5	60.1	65.6	72.9	82.9	
630	8	329	499	612	696	762	816	882	966	1056
	10	277	423	521	593	651	696	755	829	907
	12	239	367	452	515	567	608	659	724	794
	16	187	287	355	406	446	479	519	571	627
	20	152	234	290	331	364	391	424	466	512
	24	127	197	243	279	306	329	367	393	432
	32	98.3	149	184	217	232	249	271	296	327
	40	77.4	120	148	170	187	200	218	240	263
	48	64.7	99.9	124	142	156	168	182	200	220
	64	48.7	75.2	93.3	107	117	126	137	151	166
80	39	60.3	74.8	86.6	94.2	101	110	121	133	
800	10	527	798	987	1095	1198	1278	1378	1505	1640
	12	455	686	839	951	1039	1111	1199	1311	1430
	16	365	539	660	749	820	877	946	1037	1133
	20	290	440	540	614	672	719	777	852	930
	24	243	370	454	516	565	605	654	717	783
	32	184	280	344	391	428	459	496	544	594
	40	148	225	277	315	345	369	399	438	479
	48	124	188	231	263	288	309	334	365	401
	64	93.1	142	174	199	217	233	252	276	302
80	74.6	114	140	159	174	187	202	221	242	
1000	10	923	1359	1639	1843	2001	2130	2287	2486	2694
	12	798	1180	1427	1606	1746	1860	1998	2175	2359
	16	628	930	1128	1271	1384	1475	1587	1729	1877
	20	512	762	925	1044	1137	1213	1306	1424	1547
	24	430	641	779	879	958	1022	1100	1200	1304

(续)

中心距 <i>a</i> (mm)	齿数比 <i>u</i>	蜗杆转速 $n_1$ (r/min)								
		100	200	300	400	500	800	750	1000	1500
		蜗杆许用功率 [ $P_{P1}$ ] (kW)								
1000	32	325	486	691	687	727	776	836	912	991
	40	282	391	476	538	586	625	674	735	799
	48	219	327	398	450	490	523	564	615	669
	64	165	246	300	339	359	394	424	463	504
	80	132	197	240	272	296	316	341	372	404
1250	10	1463	2081	2472	2752	2968	3143	3366	3536	3901
	12	1260	1811	2156	2404	2595	2750	2939	3099	3422
	16	991	1431	1709	1908	2062	2187	2339	2489	2730
	20	811	1175	1404	1570	1698	1802	1928	2037	2253
	24	681	989	1183	1323	1431	1519	1626	1718	1901
	32	519	750	898	1004	1087	1154	1236	1306	1446
	40	415	604	723	809	876	930	986	1053	1166
	48	347	505	605	677	733	779	834	882	976
	64	261	380	456	510	552	587	628	664	736
80	210	305	366	409	443	471	504	533	590	
1600	10	3080	4280	5008	5523	5919	6239	6461	6941	7609
	12	2673	3730	4374	4830	5180	5464	5662	6088	6679
	16	2106	2963	3471	3838	4121	4350	4511	4855	5331
	20	1726	2428	2856	3181	3395	3585	3720	4006	4401
	24	1461	2043	2406	2664	2862	3023	3138	3379	3714
	32	1100	1560	1827	2024	2176	2296	2385	2570	2825
	40	886	1249	1472	1631	1754	1853	1924	2072	2279
	48	740	1045	1232	1365	1468	1551	1610	1735	1908
	64	567	787	928	1028	1106	1168	1213	1307	1438
80	447	631	744	825	887	937	973	1049	1154	

骤，仍按非标设计进行，以便参考。

$v_{aw}$ ——正常磨损期间蜗轮分度圆法向齿厚

磨损速度  $\mu\text{m}/\text{h}$ 。

蜗轮齿面磨损速度可按下列经验公式<sup>[13]</sup>求得

$$v_{aw} = 1.7 \times 10^{-3} a^{-1.8} T_2^{1.4} n_1^{0.6} u^{0.05} \quad \mu\text{m}/\text{h} \quad (6.4-37)$$

式中  $T_2$ ——蜗轮输出转矩 N·m。

$T_2$ 可按下列公式求得

$$T_2 = 9549 \frac{P_2 u \eta}{n_1} \quad (6.4-38)$$

如果蜗杆副不是以额定的  $T_2$  工作，而是变转矩工作，则计算磨损寿命时，应以当量转矩代替额定转矩。蜗杆转速  $n_1$  可按同样原则处理。

若蜗杆减速器在跑合期磨损急剧，或跑合期磨损现象持续时间很长，而不出现稳定磨损期，这时，常常随之有过份发热、效率低等现象出现，说明减速器的设计和制造欠佳，应检查安装质量并重

## 5.2 蜗杆传动的寿命计算

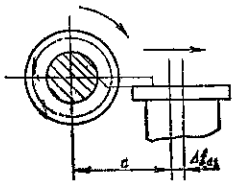
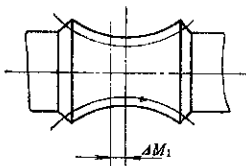
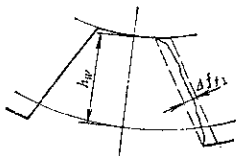
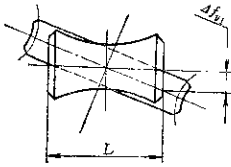
蜗杆传动的寿命，决定于正常磨损期持续的时间。对于有一定侧隙要求的传动，当磨损达到允许的最大侧隙时，蜗杆副就不能再使用了。对于不要控制侧隙的传动——如单向动力传动，磨损到蜗轮齿的强度被削弱到不能承受额定负荷时，始认为蜗杆副失效。按本文推荐的蜗轮参数，蜗轮齿允许的磨损量为设计齿厚的35%，若再进一步磨损，轮齿就会发生折断或塑性变形。根据这一实际使用经验，传动装置的寿命<sup>[13]</sup>为：

$$L_h = \frac{0.66 s_{ax}}{v_{aw}} h \quad (6.4-36)$$

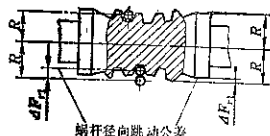
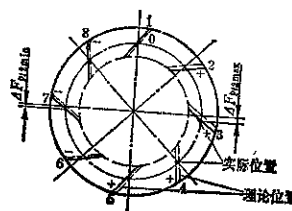
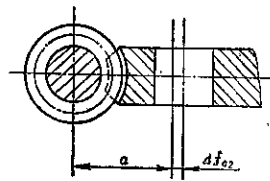
式中  $L_h$ ——传动副寿命； $h$ ； $s_{ax}$ ——蜗轮分度圆法向齿厚  $\mu\text{m}$ ；



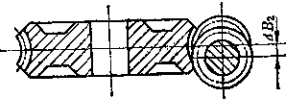
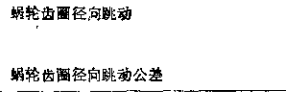
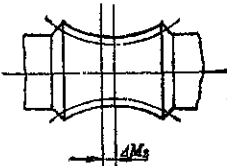
(续)

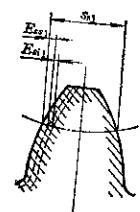
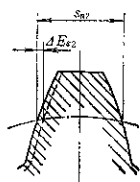
类别	名称	代号	定义
蜗杆	蜗杆加工中中心距误差 	$\Delta f_{a1}$	在蜗杆展成加工时, 蜗杆和刀具(回转头)轴线间实际距离和公称距离之差
	蜗杆加工中中心距极限偏差: 上偏差 下偏差	$f_{a1s}$ $f_{a1i}$	
精度	加工中蜗杆中间平面偏移 	$\Delta M_1$	在加工中, 蜗杆中间平面的实际位置和公称位置之差
	加工中蜗杆中间平面极限偏差: 上偏差 下偏差	$M_{1s}$ $M_{1i}$	
	蜗杆齿形误差 	$\Delta f_{f1}$	在齿的工作高度 $h$ 范围内螺旋面上容纳实际齿形的两条理论齿形线间的法向距离在规定的公称齿形剖面内测量
	蜗杆齿形误差公差 蜗杆加工中轴心线的歪斜度 	$f_{f1}$ $\Delta f_{\beta 1}$	在加工蜗杆时蜗杆轴心线和刀具回转头轴心线的相交角度误差数值。在蜗杆工作长度一半的长度上以长度单位测量
	蜗杆加工中轴心线歪斜度误差	$f_{\beta 1}$	

(续)

类别	名称	代号	定义
蜗 杆 精 度	蜗杆的径向跳动	$\Delta F_{r1}$	蜗杆转动一转范围内, 由蜗杆旋转轴线到齿槽的宽度(或螺纹的厚度)的固定表面间距离的最大变动量(见图的左边) 对单件生产的单头蜗杆和大量生产的多头蜗杆——在加工和检查时采用检查齿顶表面的径向跳动(见图的右边)
	 <p>蜗杆径向跳动公差</p> <p>蜗杆径向跳动公差</p>	$F_{r1}$	
蜗 轮 精 度	蜗轮齿距累积误差	$\Delta F_{p12}$	在与蜗轮轴线同心, 而在接近齿高中部的圆周上 任意两个同名齿面相互位置的最大误差
	 <p><math>\Delta F_{p12} = \Delta F_{f12} +  \Delta F_{f'12} </math> 实线表示齿面的实际位置, 虚线表示齿面的理论位置蜗轮齿距累积误差的公差</p>	$F_{p12}$	
度	蜗轮加工运动误差	$\Delta F_{12}$	由加工蜗轮齿面运动过程所引起的蜗轮运动误差, 要消除掉蜗轮齿面的径向跳动。
	蜗轮加工运动误差的公差	$F_{12}$	按角度秒测量在蜗轮与精密蜗杆单面啮合时, 蜗轮转动一转的范围内最大的回转角度误差即蜗轮的运动误差
	蜗轮加工中心距误差	$\Delta f_{a2}$	在蜗轮最后加工时, 蜗轮和刀具(滚刀)轴心线间实际距离和公称距离之差
	 <p>蜗轮加工中的中心距极限偏差: 上偏差 下偏差</p>	$f_{a2}$ $f_{a2}$	

(续)

类别	名称	代号	定义
蜗 轮	蜗轮加工中的中间平面偏移 	$\Delta B_1$	在机床上精加工蜗轮齿形时蜗轮中间平面和刀具公称轴线间的最小距离
	蜗轮加工中的中间平面极限偏差: 上偏差 下偏差	$B_{2s}$ $B_{2i}$	
精	蜗轮齿圈径向跳动 	$\Delta F_{r2}$	与蜗杆喉部法向截面相应的齿槽, 相对蜗轮旋转轴线距离的最大变动量 在蜗轮中间平面内测量
	蜗轮齿圈径向跳动公差	$F_{r2}$	
度	蜗轮齿形误差 蜗轮齿形公差	$\Delta f_{12}$ $f_{12}$	在齿的工作高度内, 容纳实际齿形的两理论齿形间法向距离 在垂直于旋转轴线的中间平面内测量
	加工蜗轮时刀具(滚刀)中间平面偏移 	$\Delta M_2$	在加工蜗轮时刀具(滚刀)中间平面的实际位置和公称位置之差
	加工蜗轮时刀具(滚刀)中间平面极限偏移: 上偏差 下偏差	$M_{2s}$ $M_{2i}$	
安 装	传动中心距偏差 传动中心距极限偏差: 上偏差 下偏差	$\Delta f_a$ $f_{a0}$ $f_{a1}$	在装配好的传动中, 蜗轮和蜗杆轴线间实际距离和公称距离之差
	传动中的蜗杆中间平面偏移 传动中的蜗杆中间平面极限偏移: 上偏差、 下偏差	$\Delta M$ $M_s$ $M_i$	在装配好的传动中, 蜗杆中间平面的实际位置和公称位置之差
精 度	传动中的蜗轮中间平面偏移 传动中的蜗轮中间平面极限偏移 上偏差 下偏差	$\Delta B$ $B_s$ $B_i$	在装配好的传动中, 蜗轮中间平面的实际位置 and 蜗杆公称轴线间的最小距离
	传动中蜗杆轴心线的歪斜度 轴心线歪斜度误差	$\Delta f_1$ $f_1$	在装配好的传动中, 蜗杆和蜗轮轴心线的相交角度误差数值 在蜗杆工作长度一半的长度上以长度单位测量

类别	名称	代号	定义
安装精度	接触斑点		<p>成对的传动元件，在加载跑合后蜗杆螺旋面和蜗轮齿侧面分布的接触痕迹</p> <p>接触斑点按百分比来决定</p> <p>蜗杆螺旋面——接触痕迹极限点间距离<math>a</math>，减去圆周齿距方向断开部分长度<math>c</math>，所得值与螺旋工作长度<math>L</math>之比</p> $\frac{a-c}{L} \cdot 100\%$ <p>蜗轮齿面： 宽度——接触痕迹极限点间距离与理论啮合面宽度<math>b_{1a}</math>之比：</p> $\frac{l}{b_{1a}} \cdot 100\%$ <p>高度——接触部分在其齿全宽上的平均高度<math>h_{c,m}</math>与蜗轮齿的工作高度<math>h_m</math>之比：</p> $\frac{h_{c,m}}{h_m} \cdot 100\%$ <p>在计算蜗杆螺旋面工作长度时，必须考虑到蜗杆螺旋齿侧面的不完整部分和倒坡修形长度，应将这部分除去。</p>
	齿厚偏差	蜗杆齿厚偏差	$\Delta E_d$
侧	蜗杆齿厚极限偏差： 上偏差 下偏差		$E_{d1}$ $E_{i1}$
限	蜗轮齿厚偏差		$\Delta E_d$
	蜗轮齿厚极限偏差： 上偏差 下偏差		$E_{d2}$ $E_{i2}$

内

齿

差按表6.4-19选取。精度的检验组合指标选择可参照ГОСТ16602—70。

6.3 精度规范

7、8级精度的环面蜗杆、蜗轮和传动的各项公

表6.4-19 直廓环面蜗杆传动公差

精度等级	中心距 $a(\text{mm})$	蜗杆精度规范								蜗轮精度规范			
		$f_f$	$f_{p11}$ $f_{p11}$	$F_{p11}$ $F_{p11}$	$F_{r1}$	$F_{r1}$	$f_{f1}$	$F_{a1}$ $F_{a1}$	$M_{11}$ $M_{11}$	$f_{r2}$	$F_{r2}$	$F_{t2}$	$F_{r2}$
7	80~160	50	±15	±30	55	18	20	40 0	±20	20	120	200	30
	160~315	70	±20	±40	45	20	25	70 0	±35	30	180	150	50
	315~630	100	±30	±60	35	25	35	100 0	±50	45	250	110	80
	630~1250	150	±40	±90	28	35	40	150 0	±65	60	350	90	100
8	80~160	70	±20	±40	85	33	35	80 0	±35	30	180	300	50
	160~315	90	±25	±50	52	35	45	120 0	±60	45	270	220	80
	315~630	120	±35	±70	40	40	60	180 0	±90	65	350	160	130
	630~1250	170	±45	±100	32	55	70	250 0	±130	80	500	130	160

精度等级	蜗轮精度规范				传动安装精度规范					蜗轮接触斑点	蜗杆接触斑点
	$f_{t2}$	$f_{a2}$ $f_{a2}$	$B_{22}$ $B_{21}$	$M_{21}$ $M_{21}$	$f_{a1}$ $f_{a1}$	$M_2$ $M_1$	$B_2$ $B_1$	$f_r$			
7	30	60 0	±25	±40	±25	±25	±25	20	按高度不	按长度不	
	40	100 0	±50	±70	±50	±50	±50	30	小于80%	小于60%	
	50	150 0	±75	±100	±75	±75	±75	45	按宽度不		
	60	200 0	±100	±130	±100	±100	±100	60	小于45%		
8	40	90 0	±45	±100	±45	±30	±50	30	按高度不	按长度不	
	50	170 0	±85	±170	±85	±60	±100	45	小于70%	小于40%	
	65	250 0	±130	±220	±130	±90	±150	65	按宽度不		
	80	350 0	±170	±270	±150	±120	±200	80	小于25%		

6.4 蜗杆副侧隙

蜗杆副侧隙应按工作条件决定。在验算蜗杆副最小保证侧隙时，应考虑中心距偏差，齿厚偏差和

补偿蜗杆副安装与加工误差而引起的侧隙减小量。

齿厚极限偏差列于表6.4-20，蜗杆副极限偏差给出两组值：一组为一般侧隙，适用于双向工作的传动；另一组为加大侧隙，适用于单向工作。

表0.4-20 蜗杆蜗轮齿厚极限偏差

 $\mu\text{m}$ 

精度等级	中心距 $a(\text{mm})$	一般侧隙		加大侧隙	
		蜗杆	蜗轮	蜗杆	蜗轮
		$E_{s21}$ $E_{s11}$	$E_{s22}$ $E_{s12}$	$E_{s21}$ $E_{s11}$	$E_{s22}$ $E_{s12}$
7	80~160	-140 -180	0 -100	-340 -440	0 -100
	160~315	-180 -240	0 -150	-480 -600	0 -150
	315~630	-240 -320	0 -300	-670 -810	0 -300
	630~1250	-320 -420	0 -350	-900 -1050	0 -350
8	80~160	-180 -280	0 -150	-400 -560	0 -150
	160~315	-220 -340	0 -200	-580 -760	0 -200
	315~630	-280 -420	0 -350	-710 -910	0 -350
	630~1250	-350 -540	0 -440	-950 -1170	0 -440

## 6.5 蜗杆副毛坯精度规范

环面蜗杆和蜗轮毛坯公差的推荐值列于表0.4-21。

表0.4-21 毛坯公差

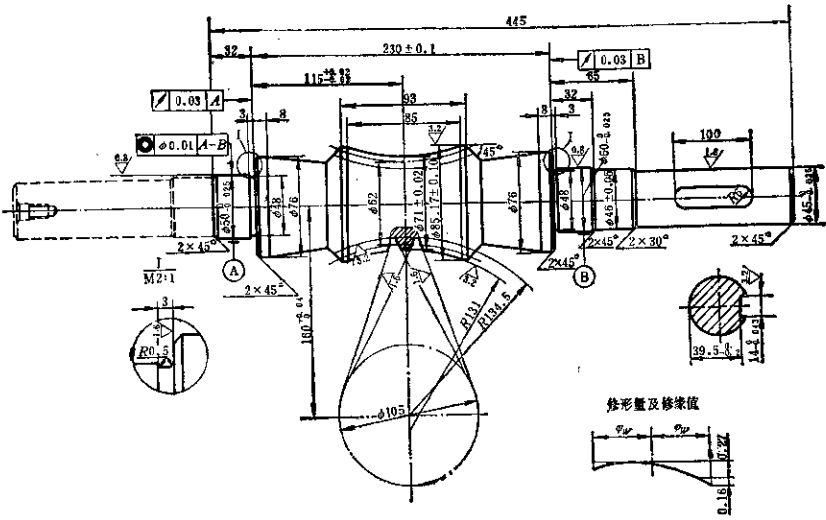
 $\mu\text{m}$ 

精度等级	中心距 $a(\text{mm})$	蜗杆				蜗轮			
		检查轴颈的端面跳动	检查轴颈的径向跳动	轴尺寸公差	顶圆直径公差	端面跳动	径向跳动	孔尺寸公差	顶圆直径公差
7	80~160	10	17	19	46	30	30	19	80
	160~315	16	20	25	63	40	35	25	110
	315~630	20	25	29	72	60	45	29	165
	630~1250	25	30	40	97	80	65	40	280
8	80~160	16	17	19	46	40	40	19	80
	160~315	20	20	25	63	50	55	25	110
	315~630	25	25	29	72	75	80	29	165
	630~1250	40	30	40	97	100	100	40	280

7 蜗杆副零件工作图

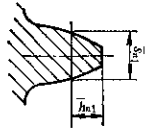
7.1 直廓环面蜗杆工作图

其余按 GB



- 技术要求**
1. 材料36CrMo.
  2. 调质, 硬度320~350HB.
  3. 未注切削圆角 $R=2.6\text{mm}$ .

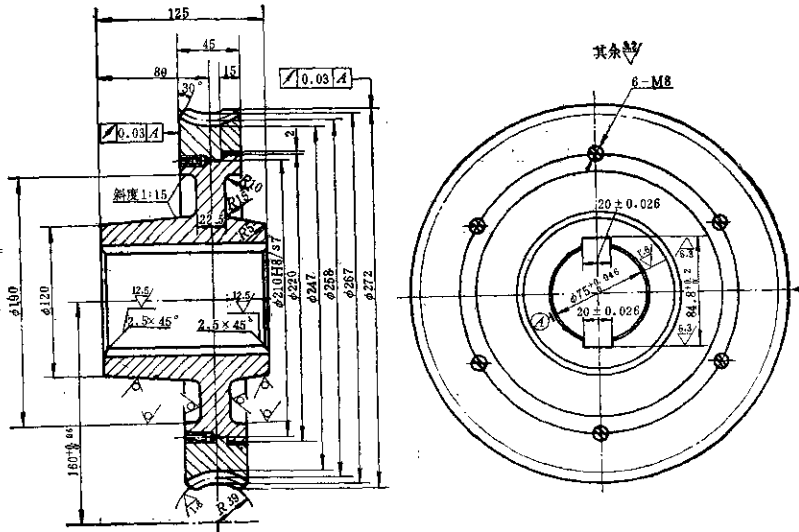
蜗杆头数	$z_1$	1
蜗轮齿数	$z_2$	40
端面模数	$m$	6.45
蜗杆分度圆导程角	$\gamma_m$	$5.939^\circ$
分度圆压力角	$\alpha$	$24.015^\circ$
蜗杆齿宽包角之半	$\varphi_w$	$19.236^\circ$
蜗杆螺旋方向		右旋
精度等级		8
蜗杆螺旋线偏差	$f_f$	0.07
蜗杆齿形误差公差	$f_{fv}$	0.035
配对蜗轮图号		



$\varepsilon_{n1}$	$9.04 \begin{matrix} -0.18 \\ -0.28 \end{matrix}$
$\bar{b}_{n1}$	4.4

图6.4-17 直廓环面蜗杆工作图

7.2 直廓环面蜗轮工作图



技术要求

1. 材料: ZQSn10-1, 离心铸造。
2. 轮缘和轮芯装配后再精车和切齿。
3. 加工蜗轮时滚刀中间平面极限偏移为  $\pm 0.025$ 。

蜗轮齿数	$z_2$	40
蜗杆头数	$z_1$	1
蜗轮端面模数	$m_t$	6.45
蜗杆分度圆导程角	$\gamma_m$	$5.939^\circ$
分度圆压力角	$\alpha$	$24.015'$
蜗杆齿宽包角之半	$\varphi_w$	$19.236^\circ$
蜗杆螺旋方向		右旋
精度等级		8
蜗轮齿距累积误差的公差	$F_{D12}$	0.12
蜗轮齿圈径向跳动公差	$F_{r2}$	0.06
蜗轮加工中的中间平面极限偏移	$M_{2z}$ $M_{2f}$	$+0.1$ $-0.1$
配对蜗杆的图号		



$M_{2f}$  11.08  $\begin{smallmatrix} 0 \\ -0.15 \end{smallmatrix}$

$\delta$  4.6

图6.4-18 直廓环面蜗轮工作图



## 第5章 包络环面蜗杆传动

包络环面蜗杆传动近年来在我国发展十分迅速,其中尤以平面一次包络环面蜗杆传动和平面二次包络环面蜗杆传动最为突出。60年代初我国开始引进,研制平面一次包络环面蜗杆传动,成功地应用于冶金、机床行业。机械部门在多年前即已能自行制造蜗轮直径为2160mm的精密分度平面蜗轮副,用于天文望远镜,其一齿运动误差小于 $1''$ 。1971年我国冶金等部门又研制成功平面二次包络环面蜗杆传动。该传动具有承载能力大,传动效率较高和蜗杆可以磨削等优点,因此,很快地在全国各行业中被推广开来。现已大量应用于冶金设备,并在造船、采矿、机械、建筑等各个行业中使用,受到普遍欢迎。1981年我国又制造成功中心距达1200mm供大型轧机压下机构用的平面二次包络环面蜗杆传动装置,经多年运转,经受了考验,至今运转正常。表明我国的蜗杆制造水平已达到了一个新的阶段。

上述两种传动形式中,平面一次包络环面蜗杆传动多用于精密分度装置和单件生产的动力传动装置;而平面二次包络环面蜗杆传动则多用于重载的动力传动。

### 1 包络环面蜗杆的成形原理

以一个具有特定齿面的齿轮为产形轮绕其轴线 $i_1$ 旋转(见图6.5-1),同时令一环面蜗杆坯件绕另一轴线 $i_2$ 旋转( $i_1$ 与 $i_2$ 在空间垂直交错),此时所展成的蜗杆称包络环面蜗杆。特定齿轮齿面可以是平

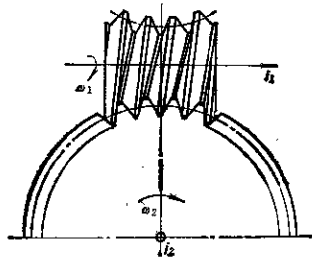


图6.5-1 包络环面蜗杆成形

面、渐开面、锥面等等,所展成的环面蜗杆也分别称之为平面包络环面蜗杆,渐开面包络环面蜗杆,锥面包络环面蜗杆等等。

这些具有特定齿面的齿轮可以和它们各自的包络环面蜗杆组成传动副,称为一次包络环面蜗杆传动。

由特定齿面的齿轮作为产形齿,进行包络展成包络环面蜗杆的成形过程,称为第一次包络。如果以此包络环面蜗杆为产形轮,再展成一个蜗轮,其过程则称为第二次包络。包络环面蜗杆与由它展成的蜗轮构成的传动称为二次包络环面蜗杆传动。它可以是平面、渐开面或锥面二次包络环面蜗杆传动等等。

第二次包络中展成的蜗轮或第一次包络时的产形齿轮都可以在相同的安装位置与同一个包络环面蜗杆进行正常啮合,但由二次包络形成的蜗轮与制造蜗杆的产形齿轮却具有截然不同的齿面。由于篇幅限制本章将重点以平面包络环面蜗杆传动为例揭示其本质,介绍其设计方法。其它型式的包络环面蜗杆传动仅作简单介绍。

### 1.1 平面一次包络环面蜗杆传动

直齿平面蜗轮如图6.5-2所示。齿平面 $\Sigma^1$ 平行于蜗轮轴线 $i_2$ ,与基圆柱相切。如果用砂轮代替齿面 $\Sigma^2$ ,与蜗杆毛坯做相对转动,则在相对运动中可把环面蜗杆 $\Sigma^1$ 包络出来(图6.5-3)。

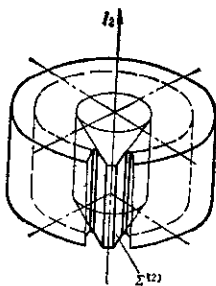


图6.5-2 直齿平面蜗轮

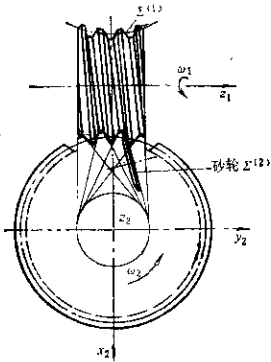


图6.5-3 直齿平面一次包络环面蜗杆传动

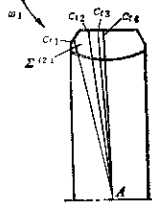


图6.5-4 直齿平面一次包络环面蜗杆传动的接触线

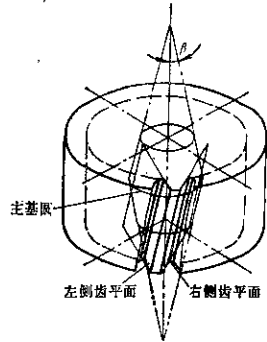


图6.5-5 斜齿平面蜗轮

直齿平面蜗轮与平面包络环面蜗杆呈多齿接触。每对齿都沿一条直线接触。按图6.5-3 $\omega_1$ 方向计，各对齿的接触线顺序为 $c_{11}, c_{12}, c_{13}, \dots$ ，在齿轮齿面上接触线的分布如图6.5-4所示，都汇交于齿面与基圆柱的切线中点A处。由直齿平面蜗轮组成的一次包络环面蜗杆传动齿面强度高，接触线的分布有利于润滑油膜的形成，容易保证制造精度。适宜做为分度蜗轮副选用。但由于传动比较小时蜗杆将出现根切和齿顶变尖，一般仅用于传动比

$\geq 40$ 的场合。

在传动比较小的场合，为避免蜗杆根切和齿顶变尖，可将平面蜗轮的齿面斜置。如图6.5-5所示，使左侧及右侧齿面分别与上下基圆锥相切，两基圆锥相交，相交迹线为主基圆。

用砂轮平面 $\Sigma^{(2)}$ 代替斜齿平面，使之与基圆锥相切，相对于蜗轮轴线 $k_2$ 的倾角为 $\beta$  (图6.5-6)。当砂轮平面做为产形面，按图6.5-6所示，与蜗杆做相对运动时，便可将相应的包络环面蜗杆展成。

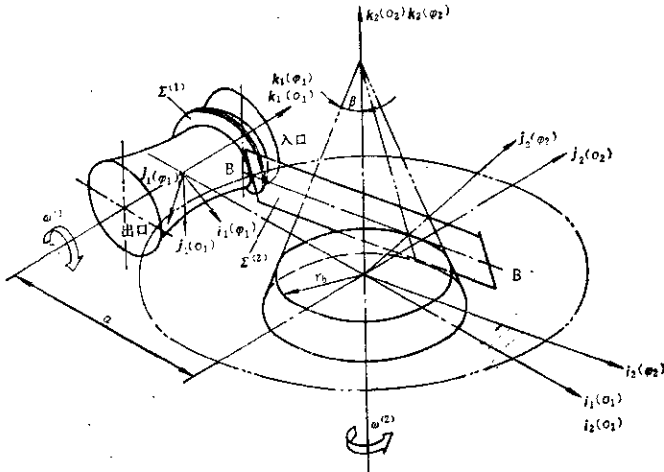


图6.5-6 斜齿平面包络环面蜗杆的成形

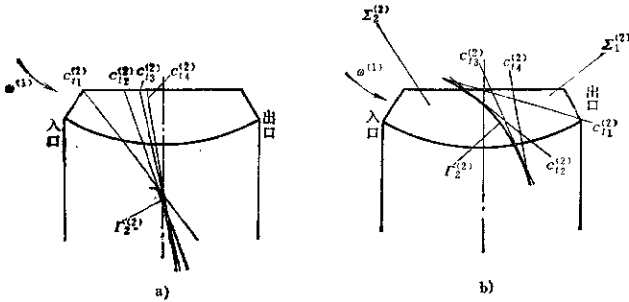


图6.5-7 斜齿平面一次包络环面蜗杆传动的接触线  
a)  $\beta$ 角较小 b)  $\beta$ 角较大

它与斜齿平面蜗轮可构成斜齿平面一次包络环面蜗杆传动。这种传动接触线如图6.5-7所示。对于定传动比来说，平面倾角 $\beta$ 可以选取不同数值。当 $\beta$ 值较小时，接触线呈现出图6.5-7a的分布情况，当 $\beta$ 角较大时则如图6.5-7b所示。这些接触线在蜗轮齿面 $\Sigma^{(2)}$ 上都存在一条包络线 $\Gamma_2^{(2)}$ ，称二类界限曲线（简称二界曲线）。二界曲线是斜齿平面蜗轮上啮合区的边界。与这些接触线相对应的在蜗杆齿面上的接触线也存在一条包络线 $\Gamma_1^{(1)}$ ，称一类界限曲线（简称一界曲线）。它是蜗杆齿面的根切界限线（图6.5-8）。一界曲线通常卷曲在蜗杆齿根圆环面以内。当几何参数选择不当时，比如平面倾角 $\beta$ 选取较小值时，一界曲线将伸进齿面，导致齿面根切。

### 1.2 平面二次包络环面蜗杆传动

按照图6.5-9成形的平面包络环面蜗杆，若使之在同一相对运动条件下，在产形轮位置换成蜗轮毛坯，重新做展成运动，即第二次包络。则无疑在蜗轮毛坯上应当把斜齿平面齿轮的齿面再现出来。然而我们注意到，在第一次包络中原齿面 $\Sigma^{(2)}$ 上，二界曲线 $\Gamma_2^{(2)}$ （图6.5-7b）的一侧不参加啮合，令之为 $\Sigma_2^{(2)}$ 。二界曲线的另一侧参加啮合的部分用 $\Sigma_1^{(2)}$ 表示。既然 $\Sigma_2^{(2)}$ 不参加啮合，所以也就不能再现。在第二次包络中 $\Sigma_2^{(2)}$ 被另一曲面 $\Sigma_2^{(2)'}$ 所代替（图6.5-9）称二次接触面。新的蜗轮齿面由原接触面 $\Sigma_1^{(2)}$ 和二次接触面 $\Sigma_2^{(2)'}$ 组成。两接触面同时都与蜗杆齿面 $\Sigma^{(1)}$ 可进行正常啮合，其瞬时接触线如图6.5-10所示。

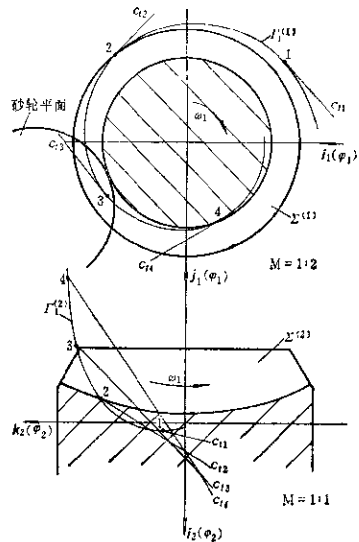


图6.5-8 蜗杆齿面上的一界曲线

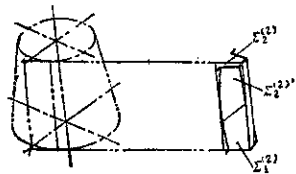


图6.5-9 平面二次包络环面蜗杆传动的蜗轮齿面

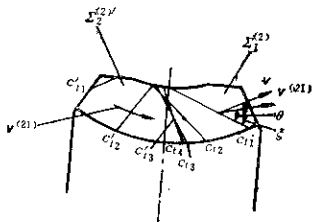


图6.5-10 平面二次包络环面蜗杆传动的接触线

对比图6.5-7(b)与图6.5-10可知,平面二次包络环面蜗杆传动要比一次包络环面蜗杆传动多一组接触线,且这些接触线分布方向有利于润滑油膜形成,接触线与相对运动速度方向的夹角都接近90°,齿面间呈凹凸啮合。图6.5-11给出了二次包络环面蜗杆传动蜗杆与蜗轮齿面啮合状态下的截面形状,同一瞬间有两条接触线,构成两个油楔I和II。蜗杆齿面沿 $v^{(2)}$ 方向滑入蜗轮齿面,把润滑油带入两

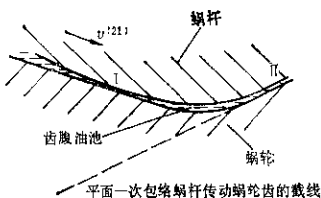


图6.5-11 啮合齿面截面形状与齿根油池

齿面间被双接触线隔开的空腔,形成齿根油池。这样在后续的啮合中,使油楔I和II都能得到充分的供油。

平面一次包络环面蜗杆传动蜗轮齿面为平面,如图6.5-11中虚线所示,啮合中只有一个油楔。显然油膜的承载能力不如平面二次包络环面蜗杆传动。

齿面间优异的润滑特性,使这种蜗杆传动即使在低速运转条件下,只要润滑油的粘度适当,也能形成良好的油膜,相对滚动速度愈高,齿面间液体动压润滑油膜形成的条件也愈好。

### 1.3 二次接触原理

一对相互啮合的共轭齿面 $\Sigma^{(1)}$ 和 $\Sigma^{(2)}$ ,分别绕两轴线做定速转动,且 $\Sigma^{(1)}$ 和 $\Sigma^{(2)}$ 沿各自自转轴无轴向移动。在接触点处相对速度 $v^{(1,2)}$ 与公法线 $n$ 互相垂直,则啮合方程可表示为

$$\Phi = n \cdot v^{(1,2)} = 0 \quad (6.5-1)$$

如果令 $\Sigma^{(2)}$ 绕轴线的转角为 $\varphi_2$ ,则公式(6.5-1)可化成如下形式

$$\Phi = M \sin \varphi_2 + N \cos \varphi_2 + Q = 0 \quad (6.5-2)$$

其中 $M, N, Q$ 三个系数与 $\varphi_2$ 无关,是产形面 $\Sigma^{(2)}$ 的参数 $u \cdot v$ 的函数,即接触点的位置函数。

解三角方程式(6.5-2),得

$$\tan \delta = \frac{M}{N} \quad (6.5-3)$$

则啮合方程式(6.5-2)可以解得

$$\tan(\varphi_2 - \delta) = \pm \frac{\sqrt{M^2 + N^2} - Q^2}{Q} \quad (6.5-4)$$

由式(6.5-4)可知,在产形面 $\Sigma^{(2)}$ 上会出现下

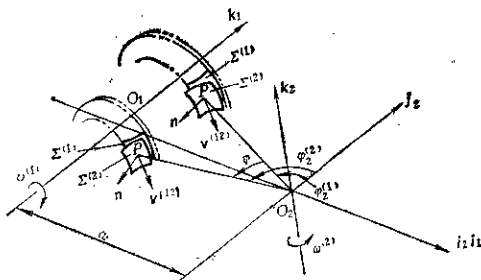


图6.5-12 二次接触原理

述三种情况,如图6.5-13所示。

(1) 在 $\Sigma^{(2)}$ 上某个区域 $M^2 + N^2 - Q^2 < 0$ ,此时式(6.5-4)无解。说明这个区域上的点不能满足啮合条件,是 $\Sigma^{(2)}$ 上的非工作区(图6.5-13)。

(2) 在 $\Sigma^{(2)}$ 上的另一个区域 $M^2 + N^2 - Q^2 > 0$ ,式(6.5-4)有两解。该区域上的点在一转中能够在两个不同的位置(转角) $\varphi_{2a}$ 和 $\varphi_{2b}$ 满足啮合条件,显然

○ 二次接触原理泛指两共轭齿面的啮合规律,两齿面其一为产形面,另一为展形齿面。——作者注

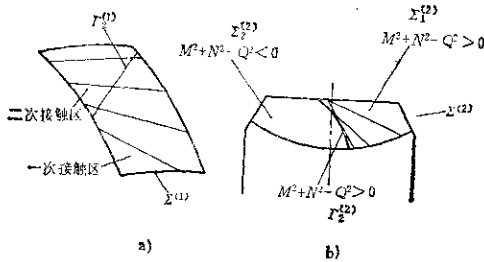


图5-13 二次接触在产形面与被产面上的表现  
a) 被展曲面 b) 产形面

$$\varphi_{2a} = \arctan \left( \frac{\sqrt{M^2 + N^2 - Q^2}}{Q} \right) + \delta$$

$$\varphi_{2b} = \arctan \left( -\frac{\sqrt{M^2 + N^2 - Q^2}}{Q} \right) + \delta$$

在每一个点都有两条不同时刻的接触线交叉通过，构成  $\Sigma^{(2)}$  上的啮合区。

(3) 在  $\Sigma^{(2)}$  上  $M^2 + N^2 - Q^2 = 0$  的点，使式(3.5-4)只有一个解。即在一转中只满足一次啮合条件，只有一条接触线通过，将这些点为二类界点，显然这些点构成了接触线的包络线  $\Gamma_2^{(2)}$ ，即二界曲线。

在绕定轴旋转的两共轭曲面的展成运动中，产形面上接触区的二类界点只能满足啮合条件一次，其余的每一点若能满足一次就必能满足二次，这就

是二次接触原理。

在被展曲面上有两个接触区分居于二界曲线的两侧（被展曲面上的二界曲线就是与产形面二界曲线共轭的曲线  $\Gamma_2^{(1)}$ ），称为一次接触区和二次接触区。一次接触区与产形面的接触区在第一次接触中相共轭，二次接触区则与产形面的接触区在第二次接触中相共轭。即一次和二次接触区都是产形面接触区的共轭曲面。

平面二次包络环面蜗杆传动在第二次包络中如果采用与第一次包络相同的中心距，传动比，即具有相同的相对运动。那么蜗轮齿面作为被展面也存在着两个与之对应的共轭曲面。其一就是第一次包络的产形面——平面  $\Sigma_1^{(2)}$ ，其二则是沿二界曲线相毗邻的二次接触面  $\Sigma_2^{(2)}$ ，它们形成了平面二次包络

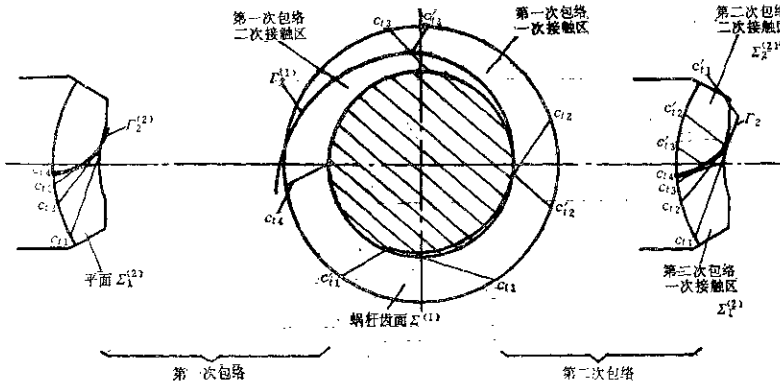


图5-14 平面二次包络环面蜗杆传动齿面形成过程

环面蜗杆传动的蜗轮齿面 (见图6.5-14)。

### 1.4 平面二次包络环面蜗杆的基本型传动与变型传动

在上述讨论中总假定平面二次包络环面蜗杆传动的第一次包络与第二次包络具有相同的中心距, 传动比和相对位置, 亦即完全相同的相对运动, 称这样获得的平面二次包络环面蜗杆传动为基本型传动。但常常由于加工中存在误差, 难于保证两次包络运动绝对一致。或者为了改善齿面间的啮合状态, 有时也故意使两次包络的相对运动参数取不同数值。这种第一次包络与第二次包络相对运动存在差异的平面二次包络环面蜗杆传动称为变型传动。影响两次包络相对运动的参数很多。主要有中心距、传动比、蜗杆轴相对蜗轮轴向安装位置等。本节仅讨论中心距, 传动比, 蜗杆轴向安装位置变化三种最常用的变型情况, 见图6.5-15。蜗杆轴相对产形轮轴安装角变化的情况将在本章第7节中讨论。

#### 1.4.1 变加工中心距型

设第一次包络蜗杆与产形轮的中心距为  $a$ , 第二次包络蜗杆与蜗轮的中心距为  $a'$ 。且  $a \neq a'$ , 则中心距变动量

$$\Delta a = a' - a = y \cdot m_1$$

式中  $y$ ——蜗杆加工中心距变动系数,  
 $m_1$ ——蜗杆端面模数。

#### 1.4.2 变加工轴向位置型

以第二次包络时蜗轮与蜗杆相对位置为基准,

使第一次包络的产形轮沿蜗杆轴向平移一段距离  $b_2$ 。称  $b_2$  为蜗杆加工轴向变动量。令

$$b_2 = e_2 \cdot m_1$$

式中  $e_2$ ——蜗杆加工轴向变动系数, 产形轮移向蜗轮齿面啮入端,  $e_2$  为正值; 反之, 为负值。

#### 1.4.3 变加工传动比型

令第一次包络的传动比为  $i$ , 第二次包络的传动比为  $i'$ , 则蜗杆加工传动比增量

$$\Delta i = i' - i$$

如果蜗杆头数为  $z_1$ , 蜗轮齿数为  $z_2'$ , 那么第一次包络产形轮齿数

$$z_2 = z_1 i = z_1 (i' + \Delta i)$$

齿数增量  $\Delta z = \Delta i \cdot z_1$

## 2 平面包络环面蜗杆传动的啮合几何计算

平面一次包络环面蜗杆传动与平面二次包络环面蜗杆传动的第一次包络过程完全相同, 也具有相同的啮合计算公式。本节拟按照平面二次包络环面蜗杆传动第一次包络, 第二次包络的系统把主要啮合计算公式列出(表6.5-1~6.5-2), 供读者计算使用。

### 2.1 第一次包络

a. 坐标系

$\sigma_1(O_1)$ :  $\{O_1, i_1(O_1), f_1(O_1), k_1(O_1)\}$  固定坐标系1

$\sigma_2(O_2)$ :  $\{O_2, i_2(O_2), f_2(O_2), R_2(O_2)\}$  固定坐标系2

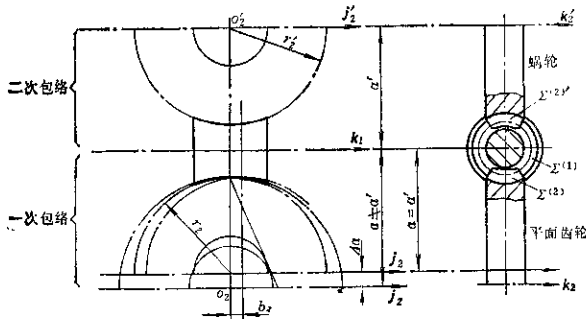


图6.5-15 平面二次包络环面蜗杆的基本型传动与变型传动

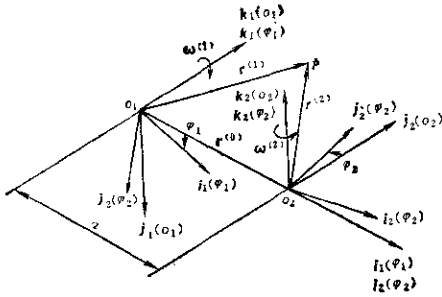


图6.5-16 第一次包络坐标系

$\sigma_1(\varphi_1)$ :  $\{O_{11}, i_1(\varphi_1), j_1(\varphi_1), k_1(\varphi_1)\}$ 与蜗杆齿面 $\Sigma^{(1)}$ 固连的动坐标系;

$\sigma_2(\varphi_2)$ :  $\{O_{21}, i_2(\varphi_2), j_2(\varphi_2), k_2(\varphi_2)\}$ 与平面

蜗轮(蜗杆的产形轮) $\Sigma^{(2)}$ 固连的两系

- $\omega^{(1)}$  蜗杆齿面回转轴矢
- $\omega^{(2)}$  蜗杆的产形面回转轴矢
- $\omega^{(2)}$  蜗杆的产形面回转角速度
- $\varphi_1$  动坐标 $\sigma_1(\varphi_1)$ 回转角
- $\varphi_2$  动坐标 $\sigma_2(\varphi_2)$ 回转角
- $a$  中心距
- $i$  时间参数
- $u, v$  蜗杆的产形面参数
- $\beta$  蜗杆的产形面倾角
- $r_0$  主基圆半径
- $i_{11}$  蜗杆到产形轮的传动比
- $i_{21}$  产形轮到蜗杆的传动比
- $r_0 \quad r_0 = o_1 o_2$

b. 啮合计算公式 第一次包络啮合计算公式

见表6.5-1.

表6.5-1 第一次包络啮合计算公式

名称	通用方程	平面一次包络环面蜗杆传动及平面二次包络环面蜗杆传动的第一次包络计算公式	公式序号
产形面方程	$r_2 = r_2(u, v) = X_2 i_2(\varphi_2) + Y_2 j_2(\varphi_2) + Z_2 k_2(\varphi_2)$	$X_2 = -u, Y_2 = r_0 - v \sin \beta, Z_2 = v \cos \beta$	(6.5-5)
法矢	$n_2 = \frac{r_{20} \times \dot{r}_{20}}{ r_{20} \times \dot{r}_{20} }$	$n_2 = \cos \beta \cdot j_2(\varphi_2) + \sin \beta \cdot k_2(\varphi_2)$	(6.5-6)
相对速度	$v^{(21)} = (\omega^{(2)} - \omega^{(1)}) \times r_2 - v^{(1)} \times r_0$	$v^{(21)} = [-v \cos \beta \cdot \cos \varphi_2 - i_{21}(r_0 - v \sin \beta)] \cdot j_2(\varphi_2) + (-i_{21}u + v \cos \beta \cdot \sin \varphi_2) \cdot k_2(\varphi_2) + [-(r_0 - v \sin \beta) \sin \varphi_2 - u \cos \varphi_2 + a] k_2(\varphi_2)$	(6.5-7)
啮合方程	$\Phi = n_2 \cdot v^{(21)} = 0$	$\Phi = v \sin \varphi_2 - u(i_{21} \cos \beta + \sin \beta \cos \varphi_2) + (a - r_0 \sin \varphi_2) \sin \beta = 0$	(6.5-8)
		或 $u = u(i_{21} \cos \beta + \sin \beta \cos \varphi_2) - (a - r_0 \sin \varphi_2) \sin \beta / \sin \varphi_2$	(6.5-9)
由 $\sigma_2(\varphi_2) \rightarrow \sigma_1(\varphi_1)$ 坐标变换		$x_1 = x_2 \cos \varphi_2 \cos \varphi_1 - y_2 \cos \varphi_1 \sin \varphi_2 - z_2 \sin \varphi_1 + a \cos \varphi_1$ $y_1 = -x_2 \sin \varphi_1 \cos \varphi_2 + y_2 \sin \varphi_1 \sin \varphi_2 - z_2 \cos \varphi_1 - a \sin \varphi_1$ $z_1 = x_2 \sin \varphi_2 + y_2 \cos \varphi_2$	(6.5-10)
接触线		(6.5-5), (6.5-9)联立	(6.5-11)
蜗杆齿面方程		(6.5-11), (6.5-10)联立	(6.5-12)
二界函数	$\Phi_1 = \frac{d\Phi}{dt}$	$\Phi_1 = i_{21}[(v - r_0 \sin \beta) \cos \varphi_2 + u \sin \beta \sin \varphi_2]$	(6.5-13)
二界曲线方程	$\Phi_1 = 0$ 与(6.5-11)联立	$u = \frac{a \sin \beta \cos \varphi_2}{i_{21} \cos \beta \cos \varphi_2 + \sin \beta}$ 与(6.5-5)联立	(6.5-14)
相对角速度矢界函数	$w^{(21)} = w^{(2)} - \omega^{(1)}$ $\Psi = \Phi_1 + (w^{(21)})_T v^{(21)} + v^{(21)} \cdot k_2^{(2)}$ $k_2^{(2)}$ ——工具齿面沿 $v^{(21)}$ 方向的法曲率	$w^{(21)} = -\sin \varphi_2 \cdot k_2(\varphi_2) - \cos \varphi_2 \cdot j_2(\varphi_2) + i_2 k_2(\varphi_2)$ $k_2^{(2)} = 0$ $\Psi = u \cos \beta \sin \varphi_2 \cos \varphi_2 + v \cos \beta [\sin \beta \cos \varphi_2 + 2i_{21} \cos \beta \cos \varphi_2 - i_{21}^2 \sin \beta] + \cos \beta [\sin \varphi_2 \cdot (r_0 \sin \varphi_2 - a) + i_{21}^2 r_0]$	(6.5-15)

(续)

名称	通用方程	平面一次包络环面蜗杆传动及平面二次包络环面蜗杆传动的第一次包络计算公式	公式序号
一界曲线方程	$\Phi=0, \Psi=0$ 与式(6.5-5)联立	$u = \frac{CE-BF}{BD-AE}$ 其中: $A = \cos\beta \sin\varphi_2 \cos\varphi_2$ $B = \cos\beta (\sin\beta \cos^2\varphi_2 + 2i_{12} \cos\beta \cos\varphi_2 - i_{12}^2 \sin\beta)$ $C = \cos\beta [ \sin\varphi_2 (r_0 \sin\varphi_2 - a) + i_{12}^2 r_0 ]$ $D = -i_{12} \cos\beta - \sin\beta \cos\varphi_2$ $E = \sin\varphi_2$ $F = (a - r_0 \sin\varphi_2) \sin\beta$ 与方程(6.5-5)联立	(6.5-16)
平均滚动速度	$v = \frac{v^{(1)} + v^{(2)}}{2}$	$v = (z_2 \cos\varphi_2 - i_{21} v_2) i_1 \omega(\varphi_2) + (i_{21} z_2 - z_1 \sin\varphi_2) i_2 \omega(\varphi_2) + (y_2 \sin\varphi_2 - z_2 \cos\varphi_2 - a) k_2(\varphi_2)$	(6.5-17)
接触线法向矢量	$A = \omega^{(2)} \times n -  v^{(2)}  \left( \frac{d_2 n}{ds} \right)_v$ 其中: $\left( \frac{d_2 n}{ds} \right)_v$ —— $\sigma_2(\varphi_2)$ 中, 曲面 $\Sigma^{(2)}$ 上的法矢 $n$ 沿 $v^{(2)}$ 方向, 对弧长的导矢	$\left( \frac{d_2 n}{ds} \right)_v = 0$ $A = (-\cos\varphi_2 \sin\beta - i_{21} \cos\beta) i_1 \omega(\varphi_2) + \sin\beta \sin\varphi_2 i_2 \omega(\varphi_2) - \cos\beta \sin\varphi_2 k_2(\varphi_2)$	(6.5-18)
$v^{(2)}$ 与接触线方向夹角①	$\theta = \arcsin \left( \frac{ v^{(2)} }{ v^{(1)} } \frac{ A }{ A } \right)$	同左	(6.5-19)
$v$ 与接触线方向夹角②	$\xi = \arcsin \left( \frac{ v }{ v } \frac{ A }{ A } \right)$	同左	(6.5-20)
诱导法曲率	$K_v^{(2)} = \frac{ A ^2}{ v ^2}$	同左	(6.5-21)

①②见图6.6-10。

## 2.2 第二次包络

第二次包络的啮合计算公式均按变型传动形式给出。对基本型传动可令 $y=0, e_2=0, \Delta i=0$ 。即下述公式中 $a=a', b_2=0, i_{12}=i_{12}'$ 。第二次包络的参数符号选用得与第一次包络相同, 只是在右上角上加“'”以示区别。

a. 坐标系

$$\sigma_1(o_1)'; \{o_1'; i_1(o_1'), j_1(o_1'), k_1(o_1')\}$$

固定坐标系 1

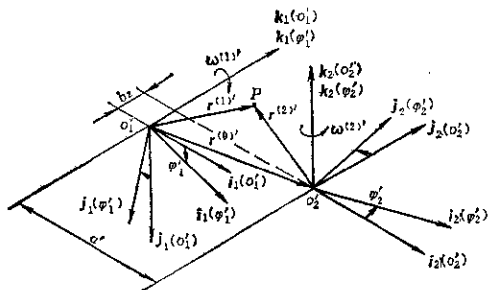


图6.5-17 第二次包络坐标系

$$\sigma_2(o_2)'; \{o_2'; i_2(o_2'), j_2(o_2'), k_2(o_2')\}$$

固定坐标系 2

$$\sigma_1(\varphi_1)'; \{o_1'; i_1(\varphi_1'), j_1(\varphi_1'), k_1(\varphi_1')\}$$

与蜗杆齿面 $\Sigma^{(1)}$ 固连的动坐标系

$$\sigma_2(\varphi_2)'; \{o_2'; i_2(\varphi_2'), j_2(\varphi_2'), k_2(\varphi_2')\}$$

与蜗轮齿面 $\hat{\Sigma}^{(2)}$ 固连的动坐标系

$\omega^{(1)'}$  蜗杆齿面回转轴矢

$\omega^{(1)'}$  蜗杆回转角速度

$\omega^{(2)'}$  蜗轮齿面回转轴矢

$\omega^{(2)'}$  蜗轮回转角速度

$\varphi_1'$  动坐标  $\sigma_1(\varphi_1')$  回转角

$\varphi_2'$  动坐标  $\sigma_2(\varphi_2')$  回转角

$t'$  时间参数

$a'$  中心距

$b_2$  蜗杆轴向变动量

$i_{12}'$  蜗杆到蜗轮的传动比

$i_{21}'$  蜗轮到蜗杆的传动比

$r_0' \quad r_0'' = o_1' o_2'$

b. 啮合计算公式 第二次包络啮合计算公式见表6.5-2。



表6.5-2 第二次包络啮合计算公式

名称	通用公式	平面二次包络环面蜗杆传动的第二次包络计算公式	公式序号
蜗杆齿面方程蜗杆齿面法矢	$r_1' = r_1'(u, \varphi_2)$ 式(6.5-8)经 $\sigma_1(\varphi_2) \rightarrow \sigma_1$ ( $\varphi_1$ )变换	公式(6.5-12) $a_1 = -(\cos\beta\cos\varphi_1\sin\varphi_2 + \sin\beta\sin\varphi_1)l_1(\varphi_1')$ $+ (\cos\beta\sin\varphi_1\sin\varphi_2 - \sin\beta\cos\varphi_1)h_1(\varphi_1')$ $+ \cos\beta\cos\varphi_1k_1(\varphi_1')$	(6.5-22)
相对速度	$v^{(12)'} = (\omega^{(1)'} - \omega^{(2)'}) \times r_1$ $+ \omega^{(2)'} \times r_1'$	$v^{(12)'} = (x_1\cos\varphi_1' - y_1i_{12} - b_2\cos\varphi_1')i_1'(\varphi_1')$ $+ (x_1i_{12}' - z_1\sin\varphi_1' + b_2\sin\varphi_1')j_1(\varphi_1')$ $+ (y_2\sin\varphi_1' - x_2\cos\varphi_1' + a')k_1(\varphi_1')$	(6.5-23)
啮合方程	$\Phi' = n_1 \cdot v^{(12)'} = 0$ $\Phi = n_2 \cdot v^{(21)'} = 0$	$\Phi' = G\sin(\varphi_1' - \varphi_2) + H\cos(\varphi_1' - \varphi_2) + I = 0$ 式中 $G = [-u_1i_2\cos\beta\cos\varphi_2 - \sin\beta(u - a\cos\varphi_2 + b_2\sin\varphi_2)]/\sin\varphi_1$ $H = \cos\beta(u - a\cos\varphi_1 + b_2\sin\varphi_2)$ $I = \cos\beta(-u'_{12}i_{11} + a'\cos\varphi_2)$	(6.5-24)
由 $\sigma_1(\varphi_1') \rightarrow \sigma_2(\varphi_2')$ 坐标变换		$x_2' = x_1\cos\varphi_1'\cos\varphi_1' - y_1\cos\varphi_1'\sin\varphi_1' + z_1\sin\varphi_1'$ $- a'\cos\varphi_1' - b_2\sin\varphi_1'$ $y_2' = -x_1\sin\varphi_1'\cos\varphi_1' + y_1\sin\varphi_1'\sin\varphi_1' + z_1\cos\varphi_1'$ $+ a'\sin\varphi_1' - b_2\cos\varphi_1'$ $z_2' = -x_1\sin\varphi_1' - y_2\cos\varphi_1'$	(6.5-25)
接触线方程		公式(6.5-12), (6.5-24), (6.5-25)联立	(6.5-26)
二界函数	$\Phi_1' = \frac{d\Phi'}{d\varphi_1'}$	$\Phi_1' = J\sin(\varphi_1' - \varphi_2) + K\cos(\varphi_1' - \varphi_2)$ 式中 $J = i_{12}'\cos\beta(a\cos\varphi_2 - u - b_2\sin\varphi_2)$ $K = i_{12}' \left[ \sin\beta \left( \frac{a\cos\varphi_2 - u}{\sin\varphi_2} - b_2 \right) - u'_{12}\cos\beta\cot\varphi_2 \right]$	(6.5-27)
二界曲线方程	$\Phi_1' = 0$ 与式(6.5-26)联立	$M\sin(\varphi_1' - \varphi_2) + N\cos(\varphi_1' - \varphi_2) + Q = 0$ 式中 $M = \left( \frac{i'_{12}}{i_{12}} - \frac{a'}{a} - \frac{b_2}{a} \cdot \frac{i'_{12}}{i_{12}} \tan\varphi_2 \right) \sin\varphi_2$ $N = \left( \frac{i'_{12}}{i_{12}} - \frac{a'}{a} - \frac{b_2}{a} \cdot \frac{i'_{12}}{i_{12}} \tan\varphi_2 \right) \cdot \tan\beta - \frac{a'}{i_{2a3}} \cos\varphi_2$ $Q = i_{2a} \left( \cos\varphi_2 - \frac{b_2}{a} \sin\varphi_2 \right)$ 与式(6.5-25), (6.5-12)联立	(6.5-28)
接触线的法矢	$A' = \omega^{(12)'} \times n_1 - \frac{A}{\Psi}$ ( $v^{(12)'} \cdot A$ ) 式中 $\omega^{(12)'} = \omega^{(1)'} - \omega^{(2)'}$	$\omega^{(12)'} = \sin\varphi_1' i_1(\varphi_1') + \cos\varphi_1' \cdot k_1(\varphi_1') + i_{12}' \cdot k_2(\varphi_1')$ $n_1, A, \Psi, v^{(12)'}$ 表达式分别为式(6.5-22), (6.5-18), (6.5-15), (6.5-23)	(6.5-29)

(续)

名 称	通 用 公 式	平面二次包络环面蜗杆传动的第二次包络计算公式	公式序号
一界函数	$\Psi' = \varphi'_1 + A' \cdot v^{(12)'} $	同左	(6.5-30)
一界曲线方程	$\Psi' = 0$ 与式(6.5-26)联立	同左	(6.5-31)
平均滚动速度	$v' = \frac{v^{(1)'} + v^{(2)'}}{2}$	$v' = \frac{1}{2} [-i'_{12} y_1 - (x_1 - b_x) \cos \varphi'_1] v_1(\varphi'_1)$ $+ \frac{1}{2} [i'_{12} x_2 + (x_2 - b_x) \sin \varphi'_1] v_2(\varphi'_1)$ $+ \frac{1}{2} [x_2 \cos \varphi'_1 - y_2 \sin \varphi'_1 - a'] k_1(\varphi'_1)$	(6.5-32)
$v^{(12)'} $ 与接触线方向的夹角	$\xi' = \arcsin \left( \frac{v^{(12)'}}{ v^{(12)'} } \right)$ $\frac{A'}{ A' }$	同左	(6.5-33)
$v'$ 与接触线方向的夹角	$\xi' = \arcsin \left( \frac{v'}{ v' } \right)$ $\frac{A'}{ A' }$	同左	(6.5-34)
诱导法曲率	$K'_G = \frac{ A' ^2}{\Psi'}$	同左	(6.5-35)

### 3 平面包络环面蜗杆传动的几何计算

平面一次包络和平面二次包络环面蜗杆传动几何参数较多,相互制约,推荐按下列各表顺序计算,可减少反复,节省时间。设计平面一次包络环面蜗杆传动可按表6.5-3和表6.5-4计算。表中简称平面蜗轮为蜗轮,称平面包络环面蜗杆为蜗杆,推荐了三种蜗轮齿厚测量计算方法和两种蜗杆测量计算方法供读者选用。设计平面二次包络环面蜗杆传动首先使用表6.5-5计算蜗轮和工具齿轮参数然后再用表6.5-4计算蜗杆参数。表6.5-6中亦称平面二次包络蜗轮为蜗轮。表6.5-5适用于平面二次包络环面蜗杆基本型传动和变型传动两种情况,就基本传动而言,平面二次包络蜗轮与第一次包络的产形

轮(工具齿轮)具有相同的几何参数。两者在同一位置可以与同一个平面包络环面蜗杆啮合。它们的分度圆直径  $d'_2 = d_2$ , 端面模数  $m'_1 = m_1$ , 主基圆直径  $d'_s = d_s$ , 分度圆压力角  $\alpha' = \alpha$ , 齿距中心角  $\tau' = \tau$  等等。

对于变型传动的参数,只改变的是工具齿轮的几何参数,而变型蜗杆的分度圆直径  $d_1$ , 齿顶高  $h_a$ , 齿根高  $h_f$ , 工具平面倾角  $\beta$ , 蜗杆头数  $z_1$ , 包容齿数  $z'$ , 工作长度  $L_w$  等则与基本型传动蜗杆均相同。蜗轮的几何参数与基本型传动亦相同。应指出,由于蜗杆采用磨削成形,加工时不需要工具齿轮做整周期回转,齿数增量  $\Delta z$  可以是小数。

表6.5-3,表6.5-4和表6.5-5中各种代号的含义可参考图6.5-18。由于代号较多图中未一一注出。表6.5-6可供选择传动比和齿数比时参考。

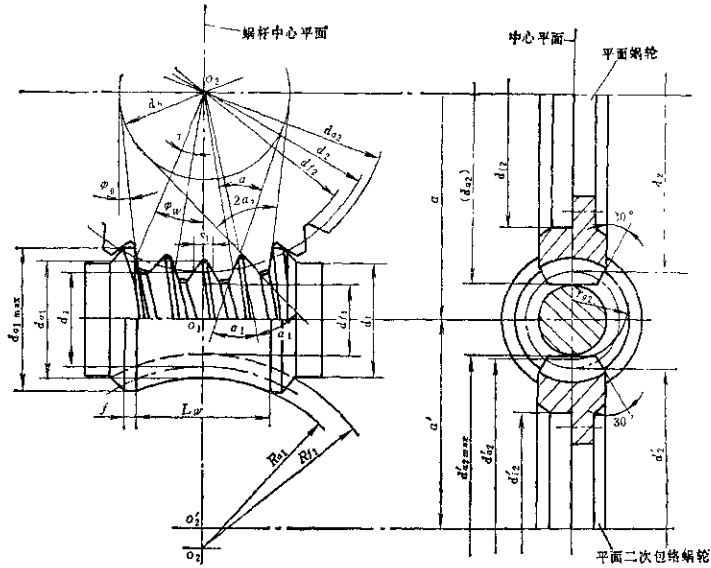


图6.5-18 平面一次包络和平面二次包络环面蜗杆传动啮合要素

表6.5-3 平面蜗轮几何计算卡

序号	名称	代号	公式及说明		示例	
			直齿平面蜗轮	斜齿平面蜗轮	直齿	斜齿
1	中心距	$a$	按照第4章强度计算确定中心距		200	100
2	齿数比	$u$	根据传动要求, 按齿数比系列选取(表6.5-6), 推荐取整数, 传动精度7级以上方可取小数。直齿平面蜗轮齿数比应大于或等于40, 斜齿平面蜗轮齿数比大于或等于10		50	40
3	蜗轮齿数	$z_2$	按表6.5-6选取		50	40
4	蜗杆分度圆直径	$d_2$	当 $u > 20$ , $d_2 = (0.33 \sim 0.36)a$	圆整	64	36
5	蜗轮分度圆直径	$d_1$	$d_1 = 2a - d_2$		336	164
6	蜗轮端面模数	$m_n$	$m_n = d_2 / z_2$		6.72	4.1
7	齿顶隙	$c$	$c = 0.2m_n$ 圆整到小数一位		1.3	0.8
8	齿根圆角半径	$\rho_f$	$\rho_f = 0.2m_n$ 圆整到小数一位		1.3	0.8

(续)

序号	名称	代号	公式及说明		示例	
			直齿平面蜗轮	斜齿平面蜗轮	直齿	斜齿
9	蜗轮齿顶圆直径	$d_{a2}$	$d_{a2} = d_2 + 1.4m$ 圆整		345	170
10	齿顶高	$h_a$	$h_a = 0.5(d_{a2} - d_2) \approx 0.1m$		4.5	3
11	齿根高	$h_f$	$h_f = h_a + c \approx 0.9m$		5.8	3.8
12	蜗轮齿根圆直径	$d_{f2}$	$d_{f2} = d_2 - 2h_f$		324.4	156.4
13	蜗轮齿宽	$B_2$	$B_2 = (0.9 \sim 1)d_{f2}$ $d_{f2}$ 在表 6.5-4 中计算		62	28
14	轮缘内径	$d_{i2}$	$d_{i2}$ 应满足齿根下部金属最薄处 $\geq \frac{1}{4} \sim 1 \frac{1}{2}$ 全齿高		278	108
15	蜗轮齿距中心角	$\tau$	$\tau = 360^\circ / z_2$		7.200	9.000
16	蜗轮分度圆齿距	$p_t$	$p_t = \pi m$		21.112	12.881
17	蜗轮分度圆齿厚	$s_2$	$s_2 = 0.55p_t$		11.611	7.084
18	蜗轮分度圆压力角	$\alpha$	(1) 用公法线长度测量齿厚时, 先设 $\alpha'' = 22^\circ$ , 计算跨测齿数 $x'' = 2\alpha'' / \tau + 0.45$ 。圆整, 再计算 $\alpha = 0.5(x'' - 0.45)\tau$		23.580° (公法线长度测量齿厚)	22.591°
19	跨测齿数	$x''$	(2) 用分度圆法向弦齿厚或圆柱测量齿厚时, 应先计算主基圆直径 $d_b$ , 然后得 $\alpha = \arcsin(d_b / d_2)$		7	—
20	主基圆直径	$d_b$	$d_b = d_2 \sin \alpha$ 用分度圆齿厚或圆柱法测量齿厚时, 先设 $\alpha = 20^\circ \sim 22^\circ$ , ( $u \geq 16, \alpha = 22^\circ$ ; $u < 16, \alpha = 20^\circ$ ) 再用上式计算 $d_b$		134.410	63
21	蜗轮齿槽半角 (蜗杆齿形角)	$\alpha_1$	$\alpha_1 = \alpha + 0.225\tau$		25.200	24.616
22	齿面倾角	$\beta$	$\tan \beta = \frac{d_{f2} \cos \alpha_1 \cdot \sin \tau}{2a - d_{f2} \cos \alpha_1}$ , $\sin \alpha_1 = \frac{d_b}{d_{f2}}$ 直齿平面蜗轮 $\beta = 0^\circ$		0°	8.925°
23	蜗轮齿形角	$\alpha_2$	$\alpha_2 = \alpha - 0.275\tau$		21.600	20.116°
24	蜗轮公法线长度	$W$	$W = d_b \cos \beta$		134.410	
25	蜗轮分度圆法向弦齿厚	$s_{n2}$	$s_{n2} = d_2 \sin(0.275\tau)$	$s_{n2} = d_2 \sin(0.275\tau) \cos \beta$	11.609	7.068
26	测量齿顶高	$\bar{h}_{a2}$	$\bar{h}_{a2} = h_a + 0.5d_2[1 - \cos(0.275\tau)]$		4.600	3.076
27	测量圆柱直径	$d_n^*$	$d_n^* = \frac{d_2 \sin(0.275\tau)}{\cos \alpha_1}$	$d_n^* = \frac{d_2 \sin(0.225\tau)}{\cos \alpha_{n1}}$ 式中 $\alpha_{n1} = \arctan(\tan \alpha_1 \cos \beta)$	10.488	6.361
28	测量圆柱中心和蜗轮中心间的距离	$K_2$	$K_2 = \frac{d_b + d_n^*}{2 \sin \alpha_1}$	$K_2 = \frac{d_b}{2 \sin \alpha_1} + \frac{d_2^*}{2 \sin \alpha_{n1}}$	170.168	83.337

注: 计算精度除表中说明者之外, 一律计算到小数四位, 圆整到三位。

表 6.5-4 平面包络环面蜗杆几何计算卡

序号	名称	代号	公式及说明	示 例				
				直齿 <sup>①</sup>	斜齿 <sup>②</sup>	平面二次包络 <sup>③</sup>		
1	蜗杆头数	$z_1$	$z_1 = z_2 / u$	1	1	2		
2	蜗杆分度圆直径	$d_1$	$d_1 = 2a - d_2$	64	36	66		
3	蜗杆齿顶圆直径	$d_{a1}$	$d_{a1} = d_1 + 2h_a$	73	42	88		
4	蜗杆齿根圆直径	$d_{f1}$	$d_{f1} = d_1 - 2h_f$	52.4	28.4	43.4		
5	蜗杆齿顶圆弧半径	$R_{a1}$	$R_{a1} = a - 0.5d_1$ (平面一次包络传动) $R_{a1} = a' - 0.5d_1$ (平面二次包络传动)	163.5	79	127		
6	蜗杆齿根圆弧半径	$R_{f1}$	$R_{f1} = R_{a1} + h_a + h_f$	173.8	85.8	138.3		
7	蜗杆包容齿数		$z' = z_2 / 10$ , $z_2 \leq 60$ 圆整; $z_2 > 60$ 取整数部分	6	4	4		
8	蜗杆工作半角	$\varphi_w$	$\varphi_w = 0.5(z - 0.45)\tau$ (平面一次包络传动) $\varphi_w = 0.5(z' - 0.45)\tau'$ (平面二次包络传动)	16.380°	15.976°	16.976°		
9	啮合起始角	$\varphi_0$	$\varphi_0 = a - \varphi_w$ (平面一次包络传动) $\varphi_0 = a' - \varphi_w$ (平面二次包络传动)	7.2°	6.616°	6.284°		
10	蜗杆工作部分长度	$L_w$	$L_w = 2R_{a1} \sin \varphi_w$ 圆整	95	46	78		
11	蜗杆齿带部分宽度	$f$	$f = 1.1m_n$ 圆整	7	5	7		
12	蜗杆台肩直径	$d_t$	$d_t = 2(a - R_{f1} \cos \varphi_w)$ 取整数部分	68	35	55		
13	蜗杆最大外圆直径	$d_{1max}$	$d_{1max} = 2[a - \sqrt{R_{a1}^2 - (0.5L_w)^2}]$ 取整	87	48	77		
14	蜗杆喉部分度圆导程角	$\gamma$	$\gamma = \arctan(d_2 / ud_1)$	5.994°	6.497°	9.321°		
15	蜗杆分度圆名义齿隙	$s_1$	$s_1 = f_1 - s_2$	9.501	5.797	9.321		
16	蜗杆分度圆法向弦齿厚	$\bar{s}_{n1}$	$\bar{s}_{n1} = s_1 \cos \gamma_1$	9.446	5.760	9.073		
17	法向弦齿高	$\bar{h}_{n1}$	$\bar{h}_{n1} = h_a - 0.5d_1[1 - \cos(s_1/d_2)]$	4.500	3.000	5.000		
18	测量圆柱直径	$d_1^*$	$d_1^* = d_2 \sin \delta / \cos \alpha_{n2}$ 式中 $\delta = 180(s_2 + \Delta_m s_1) / \pi d_2$ $\alpha_{n2} = \arctan(\tan \alpha \cos \delta)$ $\Delta_m s_1$ —— 蜗杆喉部齿厚最小减薄量 (见表 6.6-7)	12.351	7.788	12.299		
19	测量圆柱中心到蜗轮中心线间距离	$K_1$	$K_1 = \frac{d_6}{2 \sin \alpha_2} - \frac{d_1^*}{2 \sin \alpha_{n2}}$	165.106	80.148	129.418		
20	蜗杆倒披	入口	倒披量	$l_f$	$l_f = (1.8 + 0.2u)a \cdot 10^{-4}$	0.238	0.098	0.093
		出口	倒披量	$l_o$	$l_o = 0.7l_f$	0.166	0.069	0.065
		入口	倒披长度	$l_f$	$l_f = \pi d_2 / (3z_2)$ 圆整	67	38	38
		出口	倒披长度	$l_o$	$l_o = 0.7l_f$	67	38	30

① 直齿平面包络蜗杆。  
② 斜齿平面包络蜗杆。  
③ 平面二次包络蜗杆传动之蜗杆。

4  
0

化子封包

表6.5-5 平面二次包络环面蜗杆传动蜗轮及工具齿轮(环面蜗杆之产形轮)几何计算卡

序号	名称	代号	公式及说明	示例
蜗 轮 几 何 计 算				
1	中心距	$a'$	可参照本篇第4章第5.1节方法确定中心距	160
2	齿数比	$u'$	根据传动要求,按齿数比系列选取(表6.5-6),推荐取整数,传动精度7级,以上者方可取小数,一般 $u' \geq 10$	20
3	蜗轮齿数	$z_2'$	按表6.5-6选取	40
4	蜗杆分度圆直径	$d_1$	当 $i > 20$ , $d_1 = (0.38 \sim 0.36)a'$ 圆整 当 $i = 10 \sim 20$ , $d_1 = (0.36 \sim 0.4)a'$	56
5	蜗轮分度圆直径	$d_2'$	$d_2' = 2a' - d_1$	204
6	蜗轮端面模数	$m_1'$	$m_1' = d_1'/z_1'$	6.6
7	齿顶隙	$c$	$c = 0.2 m_1'$ 圆整到小数一位	1.3
8	齿根圆角半径	$\rho_f$	$\rho_f = 0.2 m_1'$ 圆整到小数一位	1.3
9	蜗轮齿顶圆直径	$d_{a2}'$	$d_{a2}' = d_2' + 1.4 m_1'$ 圆整	274
10	齿顶高	$h_a$	$h_a = 0.5 (d_{a2}' - d_2') \approx 0.7 m_1'$	5
11	齿根高	$h_f$	$h_f = h_a + c \approx 0.9 m_1'$	6.3
12	蜗轮齿根圆直径	$d_{f2}'$	$d_{f2}' = d_2' - 2h_f$	251.4
13	蜗轮齿宽	$B_2$	$B_2 = (0.9 \sim 1)d_{f1}$ , $d_{f1}$ 在表6.5-4中计算	42
14	轮缘内径	$d_{i2}'$	$d_{i2}'$ 应满足齿根下部金属最薄弱处大于 $1\frac{1}{4}$ 全齿高	220
15	蜗轮最大外径	$d_{e2}'$	$d_{e2}' = d_{a2}' + 0.5 m_1'$ 圆整	277
16	蜗轮咽喉母圆半径	$r_{f2}'$	$r_{f2}' = \frac{a'}{\cos \varphi_w} - 0.5 d_1'$ 取整数部分加1 式中 $\varphi_w$ —蜗杆工作半角(表6.5-4)	30
17	蜗轮齿距中心角	$\tau'$	$\tau' = 360'/z_2'$	9'
18	蜗轮分度圆齿距	$p_1'$	$p_1' = \pi m_1'$	20.735
19	蜗轮分度圆齿厚	$s_1'$	蜗轮分度圆齿厚不做计算,加工中以蜗杆齿厚为准,用齿侧隙控制。	
20	齿侧隙	$c_n$	见冶金部标准YJB101-84	0.240~0.540
21	蜗轮主基圆直径	$d_b'$	$d_b' = d_2' \sin \alpha'$ , $\alpha' \geq 16^\circ$ $\alpha = 22^\circ$ $\alpha' < 16^\circ$ $\alpha = 20^\circ$ 圆整	100
22	蜗轮分度圆压力角	$\alpha'$	$\alpha' = \arcsin \left( \frac{d_{b1}'}{d_1'} \right)$	22.259
工 具 齿 轮 几 何 计 算				
23	齿数增量	$\Delta z$	$\Delta z = 0 \sim 1$	0.2
24	蜗杆加工中心距变动系数	$y$	$y = -0.05 \sim 0$	-0.02
25	蜗杆加工轴向变动系数	$e_x$	$e_x = 0 \sim 0.05$	0.015

(续)

序号	名称	代号	公式及说明	示例
工 具 齿 轮 几 何 计 算				
26	中心距	$a$	$a = a' + (y + 0.5\Delta x) m'_1$	160.528
27	齿数比	$u$	$u = u' + \Delta x / z_1$	20.1
28	蜗杆轴向变位量	$b_2$	$b_2 = e_2 m'_1$	0.089
29	工具齿轮直径增量	$\Delta d$	$\Delta d = (2x + \Delta x) m'_1$	1.058
30	工具齿轮分度圆直径	$d_2$	$d_2 = d'_2 + \Delta d$	255.058
31	工具齿轮主基圆直径	$d_b$	$d_b = d_2 \sin \alpha'$ 圆整	100
32	工具齿轮外圆直径	$d_{a2}$	$d_{a2} = d_2 + \Delta d$	275.058
33	工具齿轮齿数	$z_2$	$z_2 = z'_2 + \Delta x$	40.2
34	工具齿轮分度圆压力角	$\alpha$	$\alpha = \arcsin \frac{d_b}{d_2}$	22.165°
35	工具齿轮齿距中心角	$r$	$r = 360^\circ / z_2$	8.955°
36	工具齿轮齿形角	$\alpha_2$	$\alpha_2 = \alpha - 0.275r$	19.702°
37	工具齿轮分度圆齿距	$p_1$	$p_1 = \frac{\pi d_2}{z_2}$	20.714
38	工具齿轮分度圆齿厚	$s_2$	$s_2 = 0.55p_2$	11.393
39	工具齿面倾角	$\beta$	$\tan \beta = \frac{\frac{d_2'}{2a'} \cos \alpha' \cos(\alpha' + \Delta)}{u' \left[ \cos(\alpha' + \Delta) - \frac{d_2'}{2a'} \cos \alpha' \right]}$ $u' \geq 30 \quad \Delta = 8^\circ$ $10 < u' < 30 \quad \Delta = 6^\circ$	15.997

表6.6-6 名义传动比与齿数比

名义传动比	中 心 距 $a$ (mm)							
	80~200		>200~630		>630~1000		>1000~1600	
	$u = z_1/z_2$							
$i_{12}$	A	B	A	B	A	B	A	B
8	31/2	32/4	41/5	40/5	49/6	48/6	—	—
10	31/3	30/3	41/4	40/4	49/5	50/5	—	—
12.5	37/3	36/3	49/4	48/4	49/4	48/4	73/6	72/6
(14)	41/3	42/3	41/3	42/3	56/4	56/4	71/5	70/5
16	31/2	32/2	49/3	48/3	49/3	48/3	79/5	80/5
(18)	35/2	36/2	55/3	54/3	55/3	54/3	71/4	72/4
20	41/2	40/2	41/2	40/2	61/3	60/3	79/4	80/4
(22.5)	45/2	46/2	46/2	46/2	87/3	89/3	91/4	92/4
25	49/2	50/2	49/2	50/2	49/2	50/2	73/3	75/3
(28)	55/2	56/2	55/2	55/2或64/2	55/2	56/2	83/3	84/3
31.5	31/1	32/1	63/2	62/2	61/2	62/2	91/3	93/3

(续)

名义 传动比	中 心 距 $a$ (mm)							
	80~200		>200~630		>630~1000		>1000~1600	
	$u = z_2/z_1$							
$i_{23}$	A	B	A	B	A	B	A	B
(35.5)	35/1	36/1	71/2	70/2	71/2	70/2	71/2	72/2
40	41/1	40/1	41/1	40/1	81/2	80/2	79/2	80/2
(45)	45/1	46/1	45/1	46/1	89/2	90/2	91/2	90/2
50	49/1	50/1	49/1	50/1	49/1	50/1	99/2	100/2
(56)	56/1	56/1	55/1	56/1或54/1	55/1	56/1	111/2	112/3
63	63/1	63/1	63/1	62/1	61/1	62/1	63/1	63/1
(71)	—	—	71/1	70/1	71/1	70/1	71/1	72/1
80	—	—	—	—	81/1	80/1	79/1	80/1

注: 1. 加括号的 $i_{23}$ 和 $z_2/z_1$ 值尽可能不用。

2. 表中A组的 $z_2/z_1$ 值以非整数给出, 用于要求传动平稳性较高的场合, 此时制造精度提高到六级, 方可用本书推荐的强度计算方法。

3. B组的 $z_2/z_1$ 值以整数给出, 用于一般动力传动场合。

4. 在同一中心距, 不同传动比的蜗杆副之间应尽量减少 $z_2$ 的规格, 可使系列化生产中工具、量具的品种随之减少, 对于单件生产的传动副, 齿数不受此种限制。

#### 4 平面包络环面蜗杆传动的承载能力计算

平面二次包络环面蜗杆减速器生产历史不长, 曾测试了一些规格的减速器的啮合性能、润滑、效率和耐磨性能参数。但系统的疲劳寿命实验进行得尚少, 积累的统计数据还不够充分。因此目前还难以系统地提出可供工程设计应用的强度计算方法和极限强度值。可是这种传动装置在我国必竟已经成功地经受了许多重载的工业应用的考验。迄今为止我国已制造了中心距80~1200mm的各种规格减速器数千台。用于轧钢、冶炼、采矿、建筑各行业的苛刻工况条件下, 表现了优良的特性。大量的工业实践证明, 在相同的尺寸和工况下, 平面二次包络蜗杆的传动至少可和AGMA441.04直廓环面蜗杆传动所具有的承载能力相当<sup>①</sup>。因此建议目前可按照AGMA441.04推荐功率计算方法进行设计(见本篇第4章), 传动效率等亦可参照第4章直廓环面蜗杆传动推荐的数值。

平面一次包络环面蜗杆传动, 蜗杆轴计算功率同样可按照第4章第3.2节计算, 得到 $P_{0.015}$ 。蜗杆轴许用输入功率 $[P_{n1}]$ 可由图6.5-19查得, 并使

$$[P_{n1}] \geq P_{0.015}$$

在选取中心距时, 应尽量选取表6.4-17中所列的中心距, 专用减速器可例外。

也可根据图6.5-19, 由许用功率、齿数比、蜗杆轴转速查得中心距, 查找方法如图中箭头所示。反之, 按箭头所指相反方向, 可由中心距、蜗杆转速、齿数比查得许用功率。

#### 5 精度规范<sup>②</sup>和零件工作图

冶金部冶金机械部门企业标准YJB101-84《平面二次包络环面蜗杆传动精度及公差标准》规定精度等级共三个: 6.7、8级, 有关公差可参照该标准查取。现补充蜗杆喉部齿厚最小减薄量 $\Delta m_s$ , 于表6.5-7。

有关公差亦可查用本篇第4章第6节表6.4-18~6.4-21的值作为参考, 资料缺少时亦可直接参照苏

① 蜗杆传动最终共轭齿形的形成, 全赖于装配后的精心磨合: 如制造条件、精度、润滑条件(包括润滑油大小)等相同, 磨合得好的不同类型的蜗杆传动, 其承载能力上的差别则不甚显著。直廓环面蜗杆难以磨削, 而平面二次包络环面蜗杆和蜗轮滚刀可以磨削, 齿面啮合条件较好, 因之在承载能力及效率方面不会逊于直廓型的。

② 我国目前尚未制订环面蜗杆传动公差的国标, YJB101-84及表6.4-18~6.4-21的公差值, 基本上都是以苏联70年制订的ГОСТ18502-70为基础制订的, 有关公差代号及内容等也未统一, 某些指标内容尚待进一步商讨, 仅供参考。

— 篇主编注



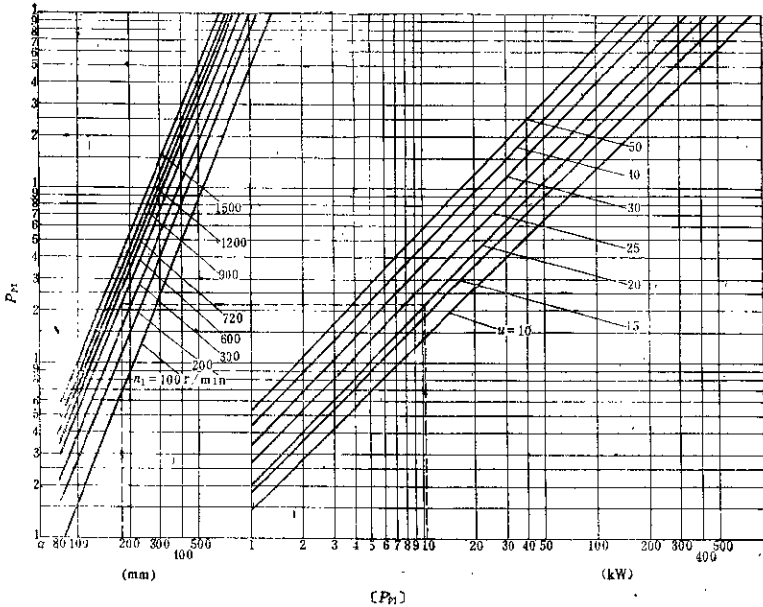


图6.5-19 平面一次包络环面蜗杆传动作用功率 $[P_{r1}]$

表6.5-7 平面包络环面蜗轮喉部齿厚最小减薄量 $\Delta_m S_2$   $\mu\text{m}$

名称	中心距 (mm)			
	80~160	>160~320	>320~630	>630~1250
$\Delta_m S_2$	160	350	600	800

联《环面蜗杆传动公差》(ГОСТ10502—70)酌定。

平面二次包络环面蜗杆及蜗轮的零件工作图示例见图6.5-20和图6.2-21, 图上公差数值取自标准YJB101-84。

### 6 变轴交角型平面二次包络环面蜗杆传动

这是平面二次包络环面蜗杆传动的一种特殊变型, 蜗杆齿面是由平面刀具加工成的可展曲面, 而且平面刀具回转轴与蜗杆轴之间的相错角不等于 $90^\circ$ , 而是附加了一个修正角 $\sigma$ , 亦即等于 $90^\circ + \sigma$ 。然后再在正交状态下, 用与蜗杆相同几何参数的滚

刀加工出蜗轮。因此称为变轴交角型平面二次包络环面蜗杆传动。也曾称为角修正型可展环面蜗杆传动。

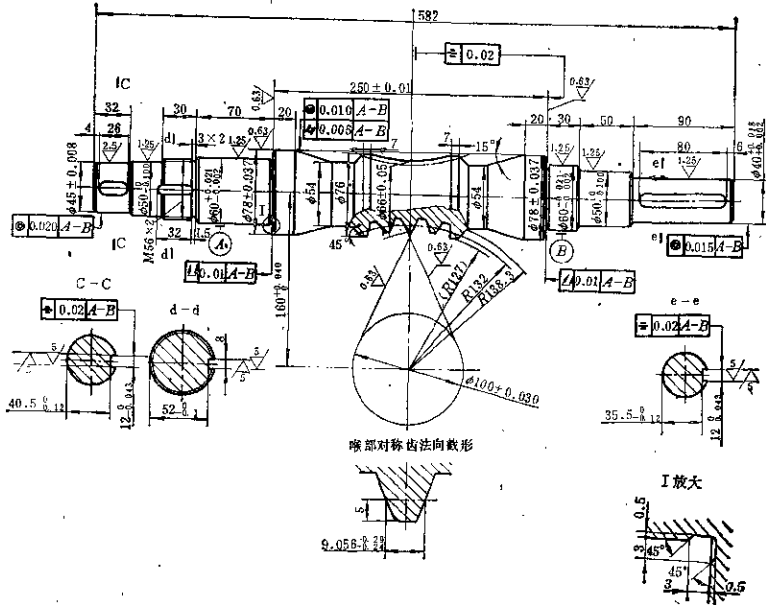
这种传动是由日本酒井高男首先提出的。我国在多年研究平面齿蜗轮—环面蜗杆传动(即平面一次包络环面蜗杆传动)的基础上<sup>①</sup>, 从1978年开始, 也对变轴交角型平面二次包络环面蜗杆传动展开了研究, 并获得成功<sup>②③</sup>。

① 在1965年一机部机械科学研究所的平面齿蜗轮副实验室试验总结中, 王靖中首次提出了采用变轴交角修正的建议。——作者注

② 张希康编写: “可展弧面蜗杆传动(最佳啮合制的探索)”, 郑州机械研究所(内部资料), 1977.12。——作者注

③ 郑州机械研究所、焦作矿业学院实习工厂: “设计参数选择依据——JH-5矿山绞车角修正可展环面蜗杆传动研制报告之一”, 郑州所印(内部资料)1983。

焦作矿业学院、郑州机械研究所: “可展弧面蜗杆传动试验报告” 郑州所印(内部资料)1977。——作者注



技术要求

1. 材料: 38CrMoAl.
2. 表面辉光氮化处理, 深度0.3~0.4.HV $\geq$ 850.
3. 两端不完整螺牙倒钝最小厚度 $\geq$ 4.
4. 其余粗糙度 $R_a$ 为10 $\mu$ m, 未注倒角 $i \times 45^\circ$ .

名称	符号	数值	名称	符号	数值
几何参数			几何参数		
蜗杆头数	$z_1$	2	入口修缘长度	$L_f$	30
工具齿轮齿数	$z_2$	40	出口修缘值	$f_s$	0.065
端面模数	$m$	6.8	出口修缘长度	$L_s$	30
蜗杆喉部分度圆直径	$d_1$	56	蜗杆螺旋方向		右旋
喉部分度圆螺旋升角	$\gamma_m$	13-263'	传动公差		
主基圆直径	$d_b$	100	蜗杆周齿距极限偏差	$\delta_{z1}$	$\pm 0.015$
包容齿数	$z'$	4	蜗杆(齿面)径向跳动公差	$\delta_{r1}$	0.015
工作半包角	$\varphi_w$	15-975'	轴线歪斜度公差	$\delta_{s1}$	0.020
工具平面倾角	$\beta$	14'	工具平面倾角偏差的公差	$\delta_{\beta 1}$	$\pm 7.5'$
入口修缘值	$f_i$	0.093'			

图8.5-20 平面二次包络环面蜗杆工作图



## 6.1 基本原理

### 6.1.1 间接展成法原理的应用

原始型平面二次包络环面蜗杆传动,在一次包络和二次包络运动中、坐标系之间几何关系、运动关系都不改变,属于直接展成法。

各种变型的平面二次包络蜗杆传动,都属于间接展成法,其特点就在于在两个包络运动中,坐标关系、运动关系都作了修正。

变轴交角型传动与其他变型传动相比,增加了轴交角变量这一因素,也就是说,要求刀具平面回转轴与蜗杆轴线相错角成 $90^\circ + \sigma$ ,虽然在滚齿机上满足这一要求并不难,毕竟还是增加了一种约束,也增加了一项误差来源。但是在变轴交角型传动中各项参数的修正彼此明确相关,是各种变型中唯一的一种特殊变型,而且相对诱导曲率半径显著地大、设计计算和工艺上都还比较方便,所以是较有前途的。

### 6.1.2 啮合特点

由图6.5-22,第一次包络展成蜗杆时,刀具回转轴是 $I_0$ 、蜗杆回转轴是 $I_1$ , $I_0$ 与 $I_1$ 轴的空间夹角为 $90^\circ + \sigma$ ,中心距 $OO_1 = a_0$ ,传动比 $i_0 = \omega_0/\omega_1$  ( $\omega_0, \omega_1, \omega_2$ 为相应回转轴的角速度),第二次包络展成蜗轮时,蜗杆回转轴 $I_1$ 和蜗轮回转轴 $I_2$ 正交,中心距 $O_1O_2 = a$ ,传动比为 $i = \omega_1/\omega_2$ ,这是用一个基本元件展成一对蜗杆副的方法,属于间接展成法。

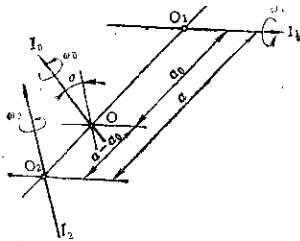


图6.5-22 三根回转轴之间的关系

a. 接触线分布的特点 在变轴交角型平面二次包络环面蜗杆传动的二次包络过程中,如果 $a, i, \omega_0, i_0, \sigma$ 等参数的选取使得交错轴齿轮传动第二次作用的条件得到满足,那么在蜗轮齿面上就会有双接触线(见图6.5-23),其中有一簇是直线,其方程

恰好与展成蜗杆时的工艺接触线方程完全相同,这就是说,刀具齿面重现于蜗轮齿面上了,这是第一齿面。另一簇接触线是曲线,它们是第二次包络(第二次作用)产生的,这簇曲线构成了一个曲面——蜗轮的第二齿面。

同时满足上述两簇接触线方程的接触点,就构成了蜗轮齿面上第一齿面和第二齿面的分界线,称为二类界限曲线。第一齿面和第二齿面沿二类界限曲线相切,并且在各个方向上都是密切的。这样,蜗轮齿面是一个完整的、光滑的曲面。经过分析计算得到如图6.5-23所示的接触线分布形状,接触线呈人字状,且逐渐向齿根收拢。整个齿面都参加工作,接触线分布比较均匀。

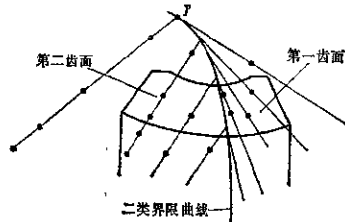


图6.5-23 蜗轮齿面上的接触线分布状况

b. 诱导法曲率以及接触线与相对速度之间的夹角 从降低接触应力和有利于形成润滑油膜的观点出发,希望诱导法曲率的值小些;希望接触线与相对速度之间的夹角接近 $90^\circ$ 。国内已编制出变轴交角型平面二次包络环面蜗杆传动的啮合分析程序 $\ominus$ ,可以计算接触线,诱导法曲率和夹角,此外还可用数值计算的办法来判别是否发生曲率干涉现象。

大量计算结果表明,该传动的诱导曲率半径很大,夹角也接近 $90^\circ$ 。

## 6.2 参数选择

### 6.2.1 工艺参数与名义参数的基本关系

既然是利用间接展成法来得到变轴交角型平面二次包络环面蜗杆传动,那么第一次包络和第二次包络要通过参数 $a_0, i_0, \sigma$ 建立起联系(见图6.5-22),使第二次作用的条件得到满足以获得双接触线和其

$\ominus$  郑州机械研究所齿轮一室:可展环面蜗杆啮合分析计算程序,1978。——作者注。

它良好的啮合特性。这种基本关系由以下三个关系式规定：

$$i_0 = i_0 \cos \sigma - \sin \sigma \quad (6.5-36)$$

$$\sigma = \arccos \left( \frac{i_0}{\sqrt{1+i^2}} \right) - \arctan \left( \frac{1}{i} \right) \quad (6.5-37)$$

$$a_0 = a \cos^2 \sigma \quad (6.5-38)$$

其中  $i_0$ 、 $a_0$  分别是展成蜗杆时的传动比和中心距； $\sigma$  是修正角度或称为工艺安装角， $i$ 、 $a$  分别是名义传动比和中心距。

以上三式中，式(6.5-36)和(6.5-37)是等价的。名义传动比和中心距给定之后，就可以由这三个关系式来确定参数  $i_0$ 、 $\sigma$  和  $a_0$ 。下面简要介绍一下选择参数的步骤。

可以假想一个刀具蜗轮，其齿数为  $z_0$  (平面刀具相当于其中的一个齿)，且

$$i_0 = z_0 / z_1 \quad (6.5-39)$$

( $z_1$  为蜗杆的头数)。所选的  $i_0$  值应使得  $z_0$  为整数，由于  $i_0 < [i]$  [见式(6.5-36)]，设计者可以给定  $z_0$  为稍小于蜗轮齿数  $z_2$  的整数，由式(6.5-39)获得  $i_0$ ，然后再由式(6.5-37)、(6.5-38)计算  $\sigma$  和  $a_0$ 。

### 6.2.2 工艺参数的辅助选定方法

二类界限曲线的位置影响到接触线的分布状况。记中截面(由蜗杆轴线与蜗轮中心所决定的平面)与二类界限曲线的交点为J点。从图(6.6-23)可以看出，在J点以上二类界限曲线变平，瞬时接触线有较大变化，分布状况和夹角数值都变得对啮合不利，而在J点以下，二类界限曲线渐趋向与中

间平面接近平行，接触线分布均匀，夹角也比较大。因此，J点处于蜗杆喉部齿根以内是对传动性能有利的，蜗杆喉部截面上J点所在半径  $r_j$ ，可由下式计算：

$$r_j = \frac{a}{1 + i \tan \sigma} \quad (6.5-40)$$

将算出的  $r_j$  与蜗杆喉部根圆半径  $r_f$  相比较，如果  $r_j$  大于  $r_f$  很多，则要重新选参数  $a_0$ 、 $i_0$  和  $\sigma$ 。如果  $r_j \approx r_f$ ，则参数的选择是比较合适的。

随后，利用啮合分析程序，进行接触线分析、诱导法曲率和夹角的数值计算，可以对不同参数选择方案进行比较，最后确定工艺参数。需要说明的是，参数选择的基本根据是式(6.5-36)、(6.5-37)和(6.5-38)，其余办法都是辅助性的。

## 6.3 设计加工要点

### 6.3.1 基本步骤

- (1) 确定工艺参数 (见表6.5-8)。
- (2) 几何尺寸计算 (见表6.5-9)。
- (3) 蜗杆齿形的加工。

可在滚齿机(或类似的机床)上加工。蜗杆置于刀架上，其轴线相对于水平线倾斜一个安装角  $\sigma$ ，平面刀具安装于工作台上，该平面垂直于工作台面，与回转轴的距离等于主基圆半径  $r_b$ 。工作台回转轴与蜗杆轴线的垂直距离为  $a$ ，传动比为  $i_0$  (参见图6.5-22)。

#### (4) 滚刀的制造

这里只介绍一种简易滚刀，即先将刀齿后面磨出(留出切削后角)，然后按加工蜗杆齿形的方法磨

表6.5-8 变轴交角型平面二次包络环面蜗杆传动工艺参数计算卡

序号	参数名称	代号	公式及说明	实例计算结果
1	工艺传动比	$i_0$	$i_0 = \frac{z_0}{z_1}$ ( $z_0$ 取稍小于 $z_2$ 的整数)	$\frac{36}{1}$
2	工艺安装角	$\sigma$	$\sigma = \arccos \left( \frac{i_0}{\sqrt{1+i^2}} \right) - \arctan \left( \frac{1}{i} \right)$	$11^\circ 53' 27''$
3	工艺中心距	$a_0$	$a_0 = a \cos^2 \sigma$	149.63
4	二类界限曲线上J点的位置	$r_j$	$r_j = \frac{a}{1 + i \tan \sigma}$ $r_j$ 应在数值上约等于蜗杆喉部根圆半径，否则减小 $\sigma$ 重新计算。	16.05 ( $< r_f$ )
5	主基圆半径	$r_b$		96

表 6.5-9 变轴交角型平面二次包络环面蜗杆传动的几何计算卡

序号	名称	代号	公式及说明	实例计算结果
1	中心距	$a$	给定、或按本篇第4章第5.1节方法选估	150
2	传动比	$i$	由传动要求确定	37/1
3	蜗杆头数	$z_1$		1
4	蜗轮齿数	$z_2$	$z_2 = i z_1$	37
6	蜗杆喉部分圆直径	$d_1$		59.5
6	蜗轮宽度	$b$		35
7	主基圆直径	$d_b$		96
8	蜗轮分圆直径	$d_2$	$d_2 = 2a - d_1$	240.5
9	顶隙及齿根圆角半径	$c = r$	$c = r \approx 0.2 \frac{d_2}{z_2}$	1.5
10	齿顶高	$h_a$	$h_a = 0.16 \frac{d_2}{z_2}$	5
11	齿根高	$h_f$	$h_f = h_a + c$	6.5
12	蜗轮喉部齿顶圆直径	$d_{a2}$	$d_{a2} = d_2 + 2h_a$	250.5
13	蜗轮喉部齿根圆直径	$d_{f2}$	$d_{f2} = d_2 - 2h_f$	227.5
14	蜗轮最大外径	$d_{e2}$	$d_{e2} = d_{a2} + 0.4 \frac{d_2}{z_2}$	258
15	蜗轮喉部母圆半径	$r_{a2}$	$r_{a2} \geq 0.5 d_{f2 \max}$ , 圆整	40
18	蜗轮齿厚	测量齿高	按实测数据确定	
	测量尺寸	测量齿厚		
17	蜗杆喉部齿根圆直径	$d_{f1}$	$d_{f1} = d_1 - 2h_f - (2 \sim 3)$	42
18	蜗杆喉部齿顶圆直径	$d_{a1}$	$d_{a1} = d_1 + 2h_a$	89.5
19	蜗杆齿顶所在圆弧半径	$R_{a1}$	$R_{a1} = a - 0.5 d_{a1}$	116.25
20	蜗杆齿根所在圆弧半径	$R_{f1}$	$R_{f1} = a - 0.5 d_{f1}$	129
21	齿距角	$\tau$	$\tau = 360^\circ / z_2$	$9.62^\circ$
22	包容齿数	$z$	$z = \frac{z_2}{10}$ ; 当 $z_2 > 60$ , 取整 当 $z_2 < 60$ 按四舍五入化整	4
23	蜗杆包容半角	$\varphi_w$	$\varphi_w = 0.5 (z - 0.45) \tau$	$17^\circ$
24	蜗杆齿部长度	$L_w$	$L_w = 2 R_{a1} \sin \varphi_w$ , 圆整	88
25	蜗杆齿带宽度	$L_o$	$L_o = 0.5 \frac{d_1}{z_1}$ , 圆整	4
26	蜗杆喉部螺旋导程角	$\gamma$	$\gamma = \arctan \left( \frac{d_2}{i d_1} \right)$	$5^\circ 42' 38''$
27	蜗杆最大外径	$d_{s1 \max}$	$d_{s1 \max} = 2(a - R_{a1} \cos \varphi_w)$	80
28	蜗杆最大根径	$d_{f1 \max}$	$d_{f1 \max} = 2[a - \sqrt{R_{f1}^2 - (0.5 L_w + L_o)^2}]$	64

(续)

序号	名称	代号	公式及说明	实例计算结果
29	啮合起始角	$\varphi_a$	$\varphi_a = \arcsin\left(\frac{d_b}{d_1}\right) - \arcsin\left(\frac{L_{av}}{d_1}\right)$	$1^\circ$
30	啮合终止角	$\varphi_e$	$\varphi_e = \arcsin\left(\frac{d_b}{d_2}\right) + \arcsin\left(\frac{L_{av}}{d_2}\right)$	$40^\circ$
31	蜗杆喉部 测量齿高	$h_{n,1}$	按实测数据确定	
	测量尺寸 测量齿厚	$s_{n,1}$		

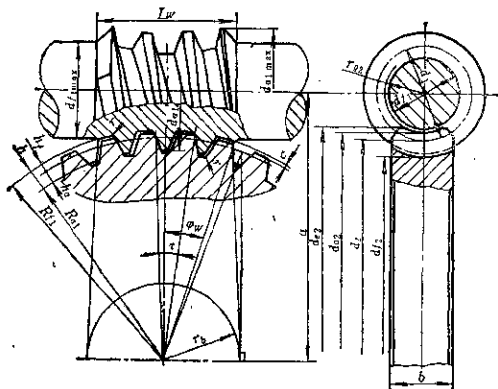


图6.5-24 变轴交角型平面二次包络环面蜗杆传动设计实例

出刀带。用这种滚刀切出的蜗轮，略经跑合便可得到光滑的共轭齿面。但简易滚刀的重磨性差，目前可铲背、可重磨的滚刀尚在研究阶段。

#### (5) 滚切蜗轮

用滚刀滚切蜗轮，二者的轴线正交，中心距为  $a$ ，传动比为  $i$ 。

#### (6) 测量

##### 1) 蜗杆喉部齿厚测量尺寸

测量齿高为  $h_{n,1}$ ，测量齿厚为  $s_{n,1}$ 。

##### 2) 蜗轮齿厚测量尺寸

测量齿高为  $h_{n,2}$ ，测量齿厚为  $s_{n,2}$ 。

### 6.3.2 计算卡及例题

JH<sub>2</sub>-5改型矿山回柱绞车上的变轴交角平面二次包络环面蜗杆传动，名义参数  $a=160\text{mm}$ ，传动比  $i=37$ ， $z_1=1$ 。表6.5-8和表6.5-9中列出了设计计算数值，接触线分布如图6.5-23所示，由啮合

分析程序算出的接触线和滑动方向的夹角基本上在  $80^\circ$  到  $85^\circ$  之间，相对曲率半径与中心距的比值在  $0.9\sim 2.2$  的范围内。这些值不低于，多数还大于直线齿廓环面蜗杆传动和直齿平面一次包络环面蜗杆传动的数值。

变轴交角型平面二次包络环面蜗杆传动设计实例见图6.5-24。

### 7 渐开线圆柱齿轮-环面包络蜗杆传动

这是一种由渐开线圆柱齿轮和由它配制的环面蜗杆所组成的交错轴传动。它和平齿蜗轮-环面包络蜗杆传动一样，同属于以蜗轮作为基本件的一次包络环面蜗杆传动。

在这种传动中，作为基本件的蜗轮就是普通的渐开线圆柱齿轮（一般为斜齿轮），可以方便而精确地制造，不必另外准备专用的蜗轮滚刀。加工蜗杆所用刀具就是与蜗轮参数一致的斜齿插齿刀或者仅

有若干刀齿的刀盘,工艺准备并不困难<sup>①</sup>。蜗杆淬硬后的磨齿,理论上可以获得精确齿形<sup>②</sup>,目前国内在砂轮架及修整器结构上尚存在一定困难还未过关。但采用磨齿并不难实现,除可获得细密粗糙度的光亮齿面外,由于多齿工作的平均作用,也使热处理变形误差多少有所改善。

这种传动在装配时,蜗杆的轴向位置有严格要求,必须依靠垫片进行调整对中,但蜗轮的轴向位置却是自由的,这种情况正好和普通圆柱蜗杆传动相反。当然,如果将蜗轮齿厚做成带一定锥度的话,也可以靠调整蜗轮轴向位置来改变传动侧隙。

从啮合特性来看,在参数合理选择下,这种传动的瞬时接触线,其形状和分布位置处于有利于建立滑动油膜的状态,因而其传动效率比普通圆柱蜗杆传动有明显提高,从而其承载能力亦有较大提高<sup>③</sup>,但试验数据还很不充分<sup>④</sup>。

由于这种传动以齿轮为基本体,所以有人主

张,在载荷较轻或精密传动中,将蜗杆改用青铜镶套结构,与淬硬并精磨的渐开线齿轮相配,既可保证跑合后有很高的传动精度而且精度保持性好,而且还可大大节约昂贵的青铜材料。

淬硬蜗杆与青铜蜗轮相配,经跑合和长期磨损后,蜗轮齿面上也会出现注壳,经过分析,这是在蜗杆入口端出现的二次接触现象。所以这种传动也还可以进一步发展成渐开面二次包络环面蜗杆传动,预计可能在承载能力方面有很大潜力。但因滚刀的研制比蜗杆的磨削更为困难,所以至今尚未能在产品上试用。

对于交错角 $\Sigma=90^\circ$ 正交的渐开线齿轮-环面蜗杆传动,在参数选择中,最重要的是合理选择齿轮的分度圆螺旋角 $\beta$ ,最优的螺旋角 $\beta$ 值应满足式(6.5-41)或(6.5-42), $\beta$ 角过大过小时瞬时接触线的变化趋势见图6.5-25。

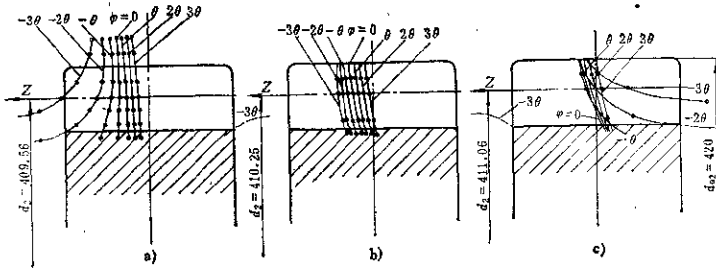


图6.5-25 瞬时接触线的分布情况  
a)  $\beta=6^\circ$ 时 b)  $\beta=6^\circ$ 时 c)  $\beta=7^\circ$ 时

$$\cot \beta = u \left[ -\frac{2a}{m_n z_2} \cos \beta - \cos \left( \arctan \frac{\tan 20^\circ}{\cos \beta} \right) \right] \quad (6.5-41)$$

或者

$$\tan \beta_b = \frac{1}{u \left( \frac{a}{r_b} - 1 \right)} \quad (6.5-42)$$

式中  $u$ ——齿数比  $u = \frac{z_2}{z_1}$ ;  
 $z_2$ ——蜗轮齿数,  $z_1$ ——蜗杆头数;  
 $a$ ——中心距(轴间距);  
 $\beta$ ——蜗轮(齿轮)分度圆螺旋角;  
 $\beta_b$ ——蜗轮(齿轮)基圆螺旋角;

$r_b$ ——蜗轮(齿轮)基圆半径。

- ① 郑州机械研究所、开封机床厂：〈用于Y3150E进给机构的〉〈渐开线齿轮-弧面蜗杆传动研制小结〉，1977。此外还有秦川机床厂、重庆机床厂均先后研制成功。——作者注
- ② 太原钢铁公司机动处、太原工学院齿轮研究室：〈渐开线齿面弧面蜗杆传动的研制〉，1981。——作者注
- ③ 一种无修正且可精确磨削的新型球面蜗杆传动〉德累斯登工业大学博士论文摘要，1968。郑州机械所译，1974。——作者注
- ④ 朱景梓等〈渐开线齿面包络弧面蜗杆传动的试验研究〉太原工学院，1982.6。——作者注
- ⑤ 根据Eliot K. Buckingham意见，此型蜗杆传动不推荐用于大功率传动。——编主编注



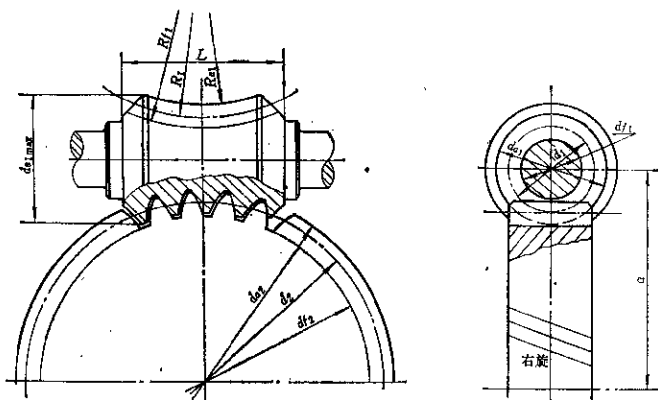


图6.5-26 渐开线圆柱齿轮-环面蜗杆传动几何尺寸

式(6.5-41)的解法:先取环面蜗杆喉部螺旋线导程角 $\gamma$ (亦即相当的圆柱蜗杆的螺旋线导程角)作为 $\beta$ 的初值(或 $\beta_0$ 的初值)代入,再将所得结果反复叠代,一般,叠代5~6次即可收效至叠代前后相差在 $1''(0.0002^\circ)$ 左右,实际计算中只需叠代2~3次,计算精度至分( $0.01^\circ$ )即可。

啮合区的位置还可用齿轮(蜗轮)的变位系数 $x_2$ 来稍加调整, $x_2$ 值一般在 $0.6\sim 0.75$ 以内,若取 $x_2 > 1$ 应验算齿顶变尖和径向力是否过大。

蜗轮(齿轮)的几何计算与普通渐开线齿轮相同,蜗杆的其余几何参数可按本篇第4章直廓环面蜗杆传动中表6.4-5~6.4-8选取。正交的渐开线圆柱齿轮-环面蜗杆几何计算见表6.5-10。

正交传动( $\Sigma=90^\circ$ )中,对于蜗轮(齿轮)的某一转角位置 $\varphi$ ( $\varphi=0$ 时中截面渐开线齿形基圆起始点位于轴间最短距离线上),瞬时接触线流动点的坐标( $\alpha, z$ )可由下述啮合方程确定:

$$\theta = \frac{\tan^2 \beta_b}{\sin \Phi} \left( \cos \Phi - \frac{a}{r_b} + \frac{1}{\tan \beta_b} \right) + \tan \alpha \tan^2 \beta_b \quad (6.5-43)$$

当所选用的螺旋角 $\beta$ 符合式(6.5-41)条件时,则

$$\theta = \frac{\tan^2 \beta_b}{\sin \Phi} (\cos \Phi - 1) + \tan \alpha \tan^2 \beta_b \quad (6.5-44)$$

$$\Phi = \theta + \varphi + \tan \alpha \quad (6.5-45)$$

$$z = p\theta = \frac{d_2}{2 \tan \beta} \cdot \theta \quad (6.5-46)$$

式中 $\theta$ ——流动点所在端面齿形离中截面原始位置转过的角度。

计算时 $\varphi, \alpha, \theta, \Phi$ 均需以弧度为单位,对于给定的 $\varphi$ 角位置(相隔一个齿距角给定一个值),从齿根到齿顶选择若干个点(给出端面压力角 $\alpha$ 值),先假设初值 $\theta=0$ 代入式(6.5-45)算出 $\Phi$ ,再按式(6.5-43)或(6.5-44)计算 $\theta$ 值;将所得 $\theta$ 重新代入式(6.5-45)重算 $\Phi$ ,再代入(6.5-44)计算 $\theta$ ,如此反复叠代3~4次, $\theta$ 值即可得到计算精确至 $0.0001^\circ$ 。表6.5-11是几何计算表6.5-10中例题的计算结果,图示见图6.5-25b。

由计算结果及图6.5-25b可见,当螺旋角 $\beta$ 值满足式(6.5-41)时,蜗轮(齿轮)齿面上瞬时接触线是彼此接近平行的一族相当平坦的曲线。当所选用螺旋角偏小时,每一瞬时接触线实质上呈双曲线状两叶,在渐近线附近的齿面不参加工作(图6.5-25a),当所选用螺旋角 $\beta$ 值偏大时,每一瞬时接触线也成双曲线状两叶,但其分布方向正好相反,而且在不同瞬时的接触线之间成交叉现象(图6.5-25c)。因此螺旋角 $\beta$ 值在不能满足式(6.5-41)时,宁可略为偏小。

渐开面二次包络环面蜗杆传动,如能解决蜗杆及滚刀的磨削工艺,那末这种传动是极有希望的。采取间接展成法有可能使工具蜗轮(砂轮)与蜗杆的瞬时接触线位于接近某一截面的话(这时蜗杆齿面

表8.5-10 渐开线圆柱齿轮-环面包络蜗杆传动几何计算卡 (图6.5-26)

序号	项 目	代号	公 式 及 说 明	例 题	备 注
1	中心距	$a$	因试验数据不充分, 目前暂只能按普通圆柱蜗杆传动考虑, 只是载荷系数取 $K=1$	250	初步试验表明, 中心距在 $a=120\text{mm}$ 时, 其承载能力已显著地高于普通圆柱蜗杆传动 <sup>①</sup>
2	齿数比	$u$	$u = \frac{z_2}{z_1}$	34	
3	蜗杆头数	$z_1$	$u \geq 40$ 时取 $z_1=1$	2	
4	蜗轮(齿轮)齿数	$z_2$	$z_1$ 一般应大于 $30 \sim 35$	68	
5	蜗杆喉部中径(初选值)	$d_1$	按直廓环面蜗杆表6.4-5中 $d_{s1}$ (减去2倍齿顶高) 初选较小值	$d_{s1}=100$ 取 $d_1=85$	$d_{s1}$ 为蜗杆喉部齿顶圆直径
6	蜗轮(齿轮)端面模数(初算值)	$m_t$	$m_t = \frac{2a - d_1}{z_2}$	6.103	
7	蜗杆喉部螺旋升角(初算值)	$\gamma$	$\gamma = \arctan \frac{\tan \alpha_1 z_1}{d_1}$	$8.1718^\circ$	
蜗轮(齿轮)的几何计算					
8	法向模数	$m_n$	根据 $m_t$ 取整数	6	
9	分度圆螺旋角	$\beta$	用 $\beta = \gamma$ 作为初值, 反复迭代: $\cos \beta = u \left[ \frac{2a}{m_n z_2} \cos \beta - \cos \left( \arctan \frac{\tan 20^\circ}{\cos \beta} \right) \right]$ 计算至叠代前后相差在 $0.005^\circ$ 以内即可, 允许取偏小值。	$6^\circ$ (叠代二次) 精确值 $6^\circ 0' 1.3''$ (叠代三次)	蜗轮和蜗杆一般取相同旋向, 根据传动要求决定左、右旋。 一般 $\gamma > \beta > \gamma$ 大端
10	端面模数	$m_t$	$m_t = \frac{m_n}{\cos \beta}$	6.033	
11	分度圆直径	$d_2$	$d_2 = m_t z_2$	410.247	
12	端面压力角	$\alpha_t$	$\tan \alpha_t = \frac{\tan 20^\circ}{\cos \beta}$	$20.1014^\circ$	
13	基圆直径	$d_b$	$d_b = d_2 \cos \alpha_t$	385.257	
14	齿顶高	$h_a$	$h_a = m_n$	6	
15	齿根高	$h_f$	$h_f = 1.25 m_n$	7.5	
16	径向间隙	$c$	$c = 0.25 m_n$	1.5	
17	变位系数	$x_2$	一般可取 $x_2=0$ , 当 $\beta$ 不符合(6.5-41)式时, 需先画出啮合接触线图然后选取适当的 $x_2$ 值, 但当 $x_2 > 1$ 时应核算齿顶变尖及传动的径向分力	0	$x_2 > 0$
18	齿顶圆直径	$d_{a2}$	$d_{a2} = d_2 + 2x_2 m_n + 2h_a$	422.247	
19	齿根圆直径	$d_{f2}$	$d_{f2} = d_2 + 2x_2 m_n - 2h_f$	395.247	
20	齿宽	$b$	参考表6.4-5取较小值	70	

(续)

序号	项 目	代号	公 式 及 说 明	例 题	备 注
21	传动侧隙	$j_n$	$j_n = (0.04 \sim 0.06)m_n$	0.24~0.36	
22	公法线 测量尺寸	跨齿数	$k = \frac{z_1}{9} \frac{\text{inv}\alpha_1}{\text{inv}20^\circ} + \frac{2x_2}{\pi \tan 20^\circ} + 0.5$ 取圆整值	8	
		公法线长度	$W_k = m_n \cos 20^\circ [(k-0.5)\pi + z_1 \text{inv}\alpha_1 + 2x_2 \tan 20^\circ]$	138.65 <sup>-0.36</sup> <sub>-0.24</sub>	
蜗杆的几何计算					
24	喉部中径	$d_1$	$d_1 = 2a - (d_2 + 2x_2 m_n)$	89.763	
25	喉部齿顶圆直径	$d_{a1}$	$d_{a1} = d_2 - 2h_a$	77.76	
26	喉部齿根圆直径	$d_{f1}$	$d_{f1} = d_2 + 2h_f$	104.76	
27	中环面半径	$R_2$	$R_2 = \frac{1}{2}d_2$	205.125	
28	齿顶环面半径	$R_{a1}$	$R_{a1} = R_2 - h_a$	199.125	
29	齿根环面半径	$R_{f1}$	$R_{f1} = R_2 + h_f$	212.626	
30	蜗杆包容蜗轮的工作齿数	$z'$	$z' = \frac{z_2}{(9 \sim 10)}$ 取整数	7	
31	工作部份长度	$L_w$	$L_w = 2R_{f1} \sin \left[ \frac{180(z' - 0.5)}{z_2} \right]$	125.8	
32	螺攻部份总长	$L$	$L = L_w + \frac{\pi}{2} m_n$ 取圆整值	135	
33	大端最大外径	$d_{a1 \max}$	$d_{a1 \max} = 2 \left[ a - R_{a1} \cos \left( \frac{180(z' - 0.5)}{z_2} \right) \right]$ 取圆整值	119	
34	喉部最小齿法向齿厚	$F_n$	$F_n = (1.387 - 0.843x_2)m_n$	8.32	
35	厚尺寸 测量齿高	$\bar{h}_a$	$\bar{h}_a = h_a - 0.18z' F$	4.485	

① 见第6-139页注⑥。

表 6.5-11 瞬时接触线的坐标 ( $Z = p\theta$ )

蜗轮齿面上考察点所在直径		$\phi 420$	$\phi 416$	$\phi 410$	$\phi 400$	$\phi 396$
		23.4684°	21.8238°	20.0067°	15.8040°	12.7517°
蜗轮 (齿 轮) 转角 位置 $\varphi$	(入口)					
	$\varphi = -3\theta = -15.882^\circ$	5.744	6.432	6.098	5.834	4.704
	$\varphi = -2\theta = -10.588^\circ$	5.854	5.542	5.204	4.419	3.956
	$\varphi = -\theta = -5.294^\circ$	4.957	4.648	4.313	3.526	3.035
	$\varphi = 0^\circ$	4.047	3.744	3.413	2.635	2.144
	(中截面齿形起点位于中心线上)					
	$\varphi = \theta = 5.294^\circ$	3.119	2.823	2.499	1.734	1.250
	$\varphi = 2\theta = 10.588^\circ$	2.188	1.881	1.567	0.819	0.344
	$\varphi = 3\theta = 15.882^\circ$	1.189	0.913	0.609	-0.115	-0.679
	(出口)					

注:  $\frac{360}{z_2} = 6.294^\circ$  (齿距角)。

接近轨迹曲面),就可采用适当的成形砂轮径向磨出正确的尖齿滚刀,这可能是解决问题的一条途径。

## 第6章 锥蜗杆传动

### 1 概述

#### 1.1 传动特点

锥蜗杆传动适用于传动比  $i_{12} \geq 10$  的交错轴传动,通常轴交角  $\Sigma = 90^\circ$ 。锥蜗杆置于锥蜗轮的一侧(见图6.6-1)。锥蜗杆齿面为阿基米德螺旋面,沿分度锥母线导程相等,可用车、铣、滚压等方法加工。要求精度高、齿面粗糙度数值较小的硬齿面锥蜗杆还需磨齿。锥蜗轮外观像一个曲线齿锥齿

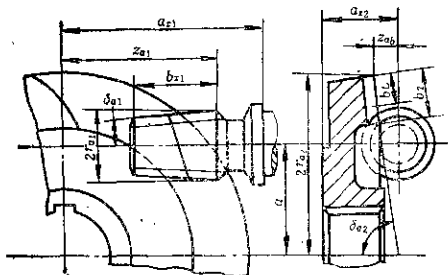


图6.6-1 锥蜗杆传动示意图

轮,用与锥蜗杆基本参数一致的锥形滚刀,在普通滚齿机上用范成法加工成。要求精度较高、齿面粗糙度数值较小的锥蜗轮,精滚之后再行滚压或研磨。批量较大而精度要求不高时,可用压铸、烧结和模锻等方法加工成。

锥蜗杆传动保留着阿基米德圆柱蜗杆传动的易于制造和装配、受力后引起蜗杆的轴向移动不致破坏齿面共轭等优点。与此同时,由于锥蜗杆偏置,使它的啮合性能完全不同于阿基米德圆柱蜗杆传动。锥蜗杆传动具有以下主要特点:

1) 重合度大。锥蜗轮的齿在端面内,与锥蜗杆螺旋形成多齿接触,同时接触齿数一般为锥蜗轮向齿数的10%,若增加齿宽,同时接触齿数还可增多。图6.6-2和图6.6-3所示,实线*i*为锥蜗杆螺旋论着小端内侧*i*面(又称低边)与锥蜗轮凸面的理论啮合区边界线;虚线*e*为锥蜗杆螺旋向着大端外侧*e*面(又称高边)与锥蜗轮凹面的理论啮合区边界线。*i*面传动时由大端啮入,1<sub>1</sub>、2<sub>1</sub>……为瞬时接触线;*e*面传动时由小端啮入,1<sub>e</sub>、2<sub>e</sub>……为瞬时接触线。图示锥蜗轮有51齿,每瞬时有5个齿接触。

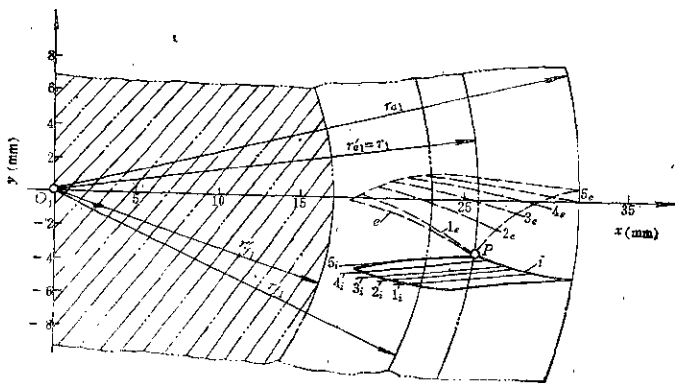


图6.6-2 啮合面工作区内的瞬时接触线

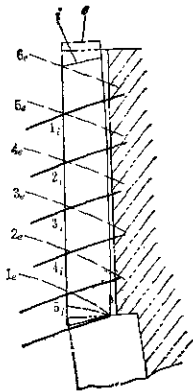


图 6-6-3 瞬时接触线沿锥蜗轮径向分布位置

2) 齿面润滑条件好。锥蜗轮齿面上不存在油膜理论厚度为零的“弱点”；合速度 $v_x$ 与瞬时接触线法线所夹锐角 $\tau$ 较小，有利于齿面间形成弹性流体动力润滑。

图 6-6-4 为锥蜗轮齿面接触点  $M$  处  $\tau$  角示意图。 $v_1$  和  $v_2$  分别为锥蜗杆和锥蜗轮齿面接触点  $M$  处的速度，它们在  $T$  平面上确定相对滑动速度  $v_{12}$  和合速度  $v_x$ 。 $Q$  为齿面在接触点  $M$  处的切平面，瞬时接触线的切向量  $t$ 、法向量  $N$  和相对速度  $v_{12}$  都在  $Q$  平面上。合速度  $v_x$  与瞬时接触线法线方向的夹角  $\tau$  越小，则它在接触线法线方向的分量越大，也就是卷吸速度越大，有利于齿面间弹性流体动力润滑油膜的形成。

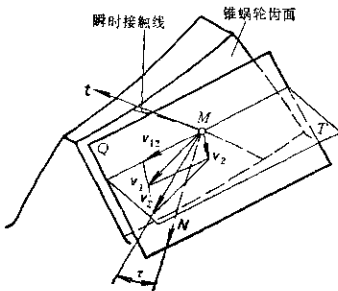


图 6-6-4 锥蜗轮齿面接触点  $M$  处  $\tau$  角示意图

图 6-6-5 中，以齿面接触点处锥蜗杆的半径  $R_1$  为横坐标，合速度  $v_x$  与瞬时接触线法线所夹锐角  $\tau$  为

纵坐标。图中实线为锥蜗杆齿的  $i$  面啮合边界各点处的  $\tau$  值，虚线为锥蜗杆  $e$  面啮合边界各点处的  $\tau$  值。从图可看出，在内面啮合区内， $\tau$  值一般小于  $20^\circ$ 。锥蜗杆  $e$  面小端齿顶最差， $\tau \approx 38^\circ$ 。 $\tau$  角的平均值比普通圆柱蜗杆传动小得多，因此润滑条件较好。

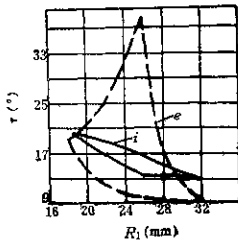


图 6-6-5  $i$  面和  $e$  面传动，啮合边界各点处的  $\tau$  角

3) 轴向移动锥蜗杆，可以调节齿侧间隙而不破坏齿面共轭。

4) 可以兼作离合器使用，结合和脱开都十分灵活，脱开时中心距保持不变。

与圆柱蜗杆传动比较，锥蜗杆传动平稳、承载能力大、效率高、传动比大时结构也很紧凑。当齿面粗糙度数值较小，齿面接触良好，并采用极压润滑油时，还可以用渗碳淬火钢或氮化钢代替青铜作锥蜗轮材料，节约有色金属。由于锥蜗杆带有锥度，制造方面比阿基米德圆柱蜗杆略为复杂一些。

与环面蜗杆传动比较，锥蜗杆传动制造和装配都较简单；锥蜗杆和锥蜗轮对轴向位置误差 sensitiv 不敏感，在轴向力作用下锥蜗杆略有移动时，齿面仍能保持良好的接触。但每瞬时锥蜗轮齿面上只有一条接触线。

能调节齿侧间隙和作离合器使用，则是锥蜗杆传动独具的优点。

由于锥蜗杆偏置，使齿的两侧啮合不对称。正转和反转时传动的受力情况不同，设计不当时，某一方转动的承载能力较低。为使齿两侧面啮合质量接近，设计计算就十分繁杂，这是锥蜗杆传动的一个缺点。

锥蜗杆传动目前在国内尚未在工业中得到广泛的应用，有待进一步开发。

### 1.2 锥蜗杆和锥蜗轮的相对位置和最佳旋转方向

当锥蜗杆螺旋角大于锥蜗轮螺旋角( $\beta_1 > \beta_2$ ), 而两者螺旋方向相反时, 啮合效率较高。为此, 左旋锥蜗杆传动(锥蜗轮右旋), 蜗杆必须置于图6.6-6中1或3位置, 右旋锥蜗杆传动(锥蜗轮左旋), 蜗杆必须置于2或4位置。

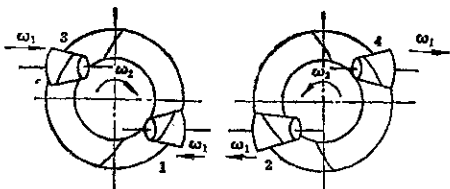


图6.6-6 锥蜗杆与锥蜗轮的相对位置和最佳旋转方向

锥蜗杆具有较大的轴向力, 当它的螺旋内侧*i*面与锥蜗轮齿的凸面啮合时, 由大端啮入, 轴向力把锥蜗杆推向右端, 齿侧间隙增大, 比较安全。当锥蜗杆螺旋的外侧*e*面与锥蜗轮凹面啮合时, 由小端啮入, 使齿的小端受力较大, 且轴向力把锥蜗杆向着小端方向拉, 齿侧间隙减小, 有时甚至会卡死而断齿。因此, 当锥蜗杆传动正反转负荷不相同, 应以锥蜗杆螺旋内侧*i*面和锥蜗轮的凸面作为承受较大负荷的工作面。当锥蜗杆为主动件、*i*面与锥蜗轮凸面啮合时, 锥蜗杆与锥蜗轮应按图6.6-6中箭头所示方向回转(锥蜗杆的旋转方向, 根据 $\omega_1$

的指向按右手定则确定)。

### 1.3 锥蜗杆的齿面和几何参数

采用阿基米德螺旋面为锥蜗杆齿面, 轴截面内齿廓为直线, 便于制造和检验, 可达到较高精度, 调节齿侧间隙时, 改变锥蜗杆轴向位置并不破坏齿面共轭条件; 瞬时接触线的形状和位置也有利于齿面间形成弹性流体动力润滑。

图6.6-7所示为锥蜗杆和锥蜗轮的分度锥面, 它们的几何参数是确定锥蜗杆传动几何参数和轮坯尺寸的依据。锥蜗杆传动的中心距为 $a$ , 传动比为 $i_1$ , 轴交角为 $\Sigma$ (图中未示出)。两分度锥面的公切点*P*称为分度锥面参考点。 $r_1$ 和 $r_2$ 分别为锥蜗杆和锥蜗轮的分度圆半径,  $\delta_1$ 和 $\delta_2$ 为分度锥角。在*P*点锥蜗杆齿线与锥蜗轮齿线相切, 其公切线的方向与该点处相对滑动速度 $v_{12}$ 的方向重合。公切线与分度锥母线所夹锐角 $\beta_1$ 和 $\beta_2$ , 分别为锥蜗杆和锥蜗轮的螺旋角。

锥蜗轮由基本参数与锥蜗杆一致的锥形滚刀范成, 锥蜗杆是两传动构件中的基本原件。进行几何参数计算时, 把参考点*P*选在锥蜗杆小端齿顶相对应的位置, 使锥蜗杆分度圆与小端齿顶圆重合, 分度锥与顶锥重合, 便于合理选择参数。把锥蜗杆的分度锥角 $\delta_1$ 、沿分度锥母线齿数 $m_3$ 、直径系数 $q$ (锥蜗杆分度圆直径与 $m_3$ 之比)和轴截面内齿廓参数标准化, 可以减少锥形滚刀的品种。

a. 分度锥角 $\delta_1$  取 $\delta_1 = 6^\circ$ 为标准值, 增大 $\delta_1$ 可扩大齿侧间隙微调范围, 但沿分度锥母线各点处螺旋角变化太大, 难于制造。

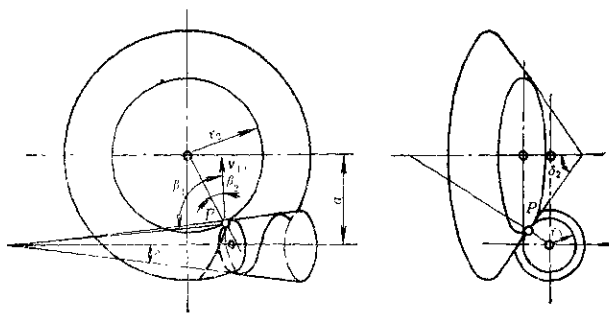


图6.6-7 锥蜗杆传动的分度锥面

表 6.6-1 锥蜗杆沿分度锥母线模数  $m_s$  和直径系数  $q$  推荐值

$m_s(\text{mm})$	1	1.5	2	2.5	3	(3.5)	4	(4.5)	5	6
$q$	16		15		14		13		12	11
$m_s(\text{mm})$	(7)	8	(9)	10	12	14	16	20	25	(30)
$q$	11					10				

b. 沿分度锥母线模数  $m_s$  采用与圆柱蜗杆相同的标准模数系列 (见表 6.6-1), 这样可将加工模数螺纹的通用机床略加改装或增添辅具, 即可用于加工锥蜗杆。

c. 锥蜗杆直径系数  $q$   $q$  值应使锥蜗杆的刚度足够而直径不过大, 直径加大, 结构尺寸增大, 效率降低。一般可根据  $m_s$  值取  $q$  值 (详见表 6.6-1)。小模数锥蜗杆传动和刚性较差的锥蜗杆传动, 不受表 6.6-1 推荐值的限制。

d. 锥蜗杆轴截面内齿廓参数 如图 6.6-8,  $p_a$  为锥蜗杆沿分度锥母线齿距;  $h$  为锥蜗杆全齿高;  $h_a$  为锥蜗杆测量部位的齿顶高;  $s_1$  为锥蜗杆测量部位齿厚。与阿基米德圆柱蜗杆比较, 其主要特点是: 1) 齿廓的齿顶线与分度锥母线重合; 2) 轴截面齿形角不相等, 根据啮合分析电算结果, 建议锥蜗杆螺旋内侧  $i$  面取  $\alpha_{xi} = 15^\circ$ ; 外侧  $e$  面, 单头锥蜗杆取  $\alpha_{xe} = 25^\circ$ , 多头锥蜗杆取  $\alpha_{xe} = 30^\circ$ ; 3) 取较小的齿根圆角半径  $\rho_f = 0.2m_s$ , 锥蜗杆向小端方向调时, 不致产生齿根干涉。

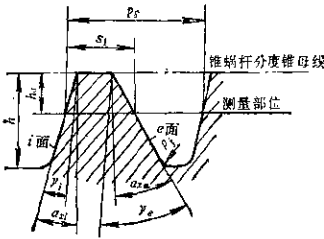


图 6.6-8 锥蜗杆轴截面齿廓

$$p_a = \pi m_s; \quad s_1 = \frac{p_a}{2}; \quad h = 2.25m_s; \quad h_a = 1.0m_s; \\ \rho_f = 0.2m_s; \quad \alpha_{xi} = 15^\circ; \quad \alpha_{xe} = 25^\circ (\text{或 } 30^\circ); \quad \gamma_e = 10^\circ; \\ \nu_e = -30^\circ (\text{或 } -35^\circ)$$

e. 分度锥面上的螺旋角  $\beta_1$  和导程角  $\gamma$  如图 6.6-9, 锥蜗杆由小端到大端, 随着直径增大, 螺旋角也逐渐增大, 与参考点 P 相对应的分度锥螺旋角  $\beta_1$  和导程角  $\gamma$  可由下面两式求得:

$$\tan \beta_1 = \frac{q}{z_1} \\ \gamma = 90^\circ - \beta_1$$

式中  $z_1$ —锥蜗杆头数。

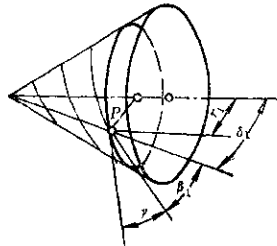


图 6.6-9 锥蜗杆分度锥面上的螺旋角和导程角

f. 齿形倾角  $\nu$  锥蜗杆轴截面内齿廓直线与锥蜗杆端面之间所夹锐角 (见图 6.6-8)。锥蜗杆螺旋内侧  $i$  面取正值, 外侧  $e$  面取负值。

$$\nu_i = \alpha_{xi} - \delta_1 \\ \nu_e = -(\alpha_{xe} + \delta_1)$$

g. 锥蜗杆的轴向螺旋参数

锥蜗杆沿分度锥母线导程  $p_{s0}$

$$p_{s0} = p_a z_1 = \pi m_s z_1$$

锥蜗杆轴向导程  $p_{ax}$  (见图 6.6-10,  $z_1 = 1$ )

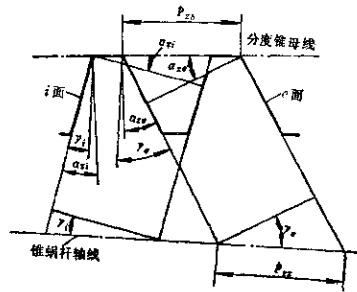


图 6.6-10 锥蜗杆沿分度锥母线导程和轴向导程

$$p_{s2} = p_{s1} \frac{\cos \alpha_s}{\cos \nu} = \frac{\pi m_s z_1 \cos \alpha_s}{\cos \nu}$$

锥蜗杆轴向螺旋参数  $p$

$$p = \frac{p_{s2}}{2\pi} = \frac{m_s z_1 \cos \alpha_s}{2 \cos \nu}$$

同一锥蜗杆，由于齿的两侧轴截面齿形角  $\alpha_s$  不同，因而轴向导程和轴向螺旋参数亦不相同。

### 1.4 当量圆柱蜗杆传动

为了能直观地对阿基米德锥蜗杆传动和阿基米德圆柱蜗杆传动进行比较，可将锥蜗杆传动转换成当量阿基米德圆柱蜗杆传动。当量圆柱蜗杆的分度圆半径为

$$r_w = \frac{p}{2 \sin \Sigma} \left[ \frac{a}{p} \sin \Sigma - \cos \Sigma - i_{12} + \sqrt{\left( \frac{a}{p} \sin \Sigma - \cos \Sigma - i_{12} \right)^2 + \frac{2a}{p} \sin^2 \Sigma} \right]$$

式中  $a$ ——锥蜗杆传动的中心距。

对于垂直交错轴蜗杆传动 ( $\Sigma = 90^\circ$ )

$$r_w = a - p i_{12}$$

锥蜗杆螺旋两侧面的  $p$  值不相同，因而当量圆柱蜗杆分度圆半径也不相同，当  $r_w$  为负值时，当量圆柱蜗杆传动为“内啮合”。

### 2 锥蜗杆传动原始参数的选择

设计锥蜗杆传动时，先计算分度锥面几何参数，再根据分度锥面几何参数和锥蜗杆轴向计算齿宽  $b'_{e1}$  (通常可取  $b'_{e1} = 0.7a$ ) 确定轮坯尺寸。

计算分度锥面几何参数时，一般以  $i_{12}$ 、 $z_1$ 、 $\Sigma$ 、 $a$ 、 $m_s$ 、 $q$ 、 $\nu_1$  和  $\nu_e$  为原始参数。根据设计要求给定  $i_{12}$  和  $\Sigma$ ，由齿面强度计算或结构要求确定  $a$  值。为了减少锥形滚刀的品种，锥蜗杆的参数必须标准化，取锥蜗杆顶锥角  $\delta_{e1} = \delta_1 = 5^\circ$ ， $z_1$ 、 $q$ 、 $\nu_1$  和  $\nu_e$  值只能在一定范围内选取。确定  $m_s$  值时应考虑到，使轮齿避免根切，具有足够的弯曲强度和较好的啮合质量。这三个因素都要求  $m_s$  与中心距  $a$  之间有一定的关系，取  $a$  与  $m_s$  之比为中心距系数，以  $a^*$  表

表6-6-2  $\nu_e = -35^\circ$  时锥蜗杆传动无根切最大中心距系数  $a^*_{max}$

$i_{12}$	$z_1$	$q$							
		10	11	12	13	14	15	16	
10	4	17.6854	17.7603	17.8177	17.8625	17.8983	17.9272	17.9510	
	3	13.4065	13.4367	13.4632	13.4824	13.4976	13.5099	13.5200	
20	4	35.4160	36.4760	37.3608	38.1730	38.6880	38.7625	38.8236	
	3	28.8131	29.0545	29.1177	29.1670	29.2063	29.2379	29.2636	
30	2	19.4919	19.5167	19.5356	19.5502	19.5619	19.5713	19.5789	
	3	42.5222	43.3995	44.1669	44.7982	44.8692	44.9265	44.9734	
40	2	29.9510	29.9958	30.0298	30.0563	30.0772	30.0941	30.1078	
	1	15.0718	15.0773	15.0815	15.0848	15.0873	15.0894	15.0911	
50	2	40.3127	40.4502	40.5039	40.5455	40.5783	40.6047	40.6262	
	1	20.3410	20.3495	20.3560	20.3610	20.3649	20.3681	20.3707	
60	1	25.6067	25.6189	25.6281	25.6353	25.6409	25.6454	25.6491	
80	1	30.8686	30.8852	30.8976	30.9076	30.9152	30.9213	30.9263	
70	1	36.1259	36.1481	36.1648	36.1775	36.1878	36.1956	36.2021	
80	1	41.3783	41.4072	41.4287	41.4451	41.4579	41.4681	41.4764	
90	1	46.6248	46.6618	46.6891	46.7099	46.7261	46.7389	46.7492	
100	1	51.8645	51.9113	51.9457	51.9716	51.9917	52.0075	52.0203	
110	1	57.0960	57.1548	57.1977	57.2298	57.2545	57.2739	57.2895	
120	1	62.3180	62.3913	62.4444	62.4840	62.5142	62.5378	62.5566	
130	1	67.5367	67.6195	67.6850	67.7335	67.7702	67.7987	67.8213	
140	1	72.7524	72.8379	72.9184	72.9775	73.0221	73.0564	73.0834	
150	1	77.9600	77.9985	78.1432	78.2152	78.2691	78.3104	78.3426	



示:  $a^* = a/m_s$

若用电子计算机计算锥蜗杆传动的几何参数, 以  $i_{12}$ 、 $\Sigma$ 、 $a$  和  $\nu_i$  为固定的原始参数。  $\nu_i$  值在不大会范围内变动时, 对啮合质量和结构尺寸影响不大, 建议取  $\nu_i = 10^\circ$ 。根据评价啮合质量和结构尺寸的有关参数和图形, 通过人机交互选定其余原始参数  $z_1$ 、 $\nu_e$ 、 $q$  和  $a^*(m_s)$  值。

不用电算时, 所有的原始参数都必须事先给定。锥蜗杆传动的优劣, 很大程度上取决于  $z_1$ 、 $\nu_e$ 、 $q$  和  $a^*(m_s)$  等参数的选择。通常根据  $i_{12}$  值给出  $z_1$  值, 当  $i_{12} \geq 30$  时, 取  $z_1 = 1$ , 当  $i_{12} \leq 10$  时, 取  $z_1 = 4$ ; 其余情况可取  $z_1 = 2 \sim 3$ 。根据对啮合质量和结构尺寸进行分析 and 比较得到的结论, 多头锥蜗杆宜取  $\nu_e = -35^\circ$  ( $\alpha_{se} = 30^\circ$ ), 单头锥蜗杆宜取  $\nu_e = -30^\circ$  ( $\alpha_{se} = 25^\circ$ )。若对多头和单头锥蜗杆传动采用统一的齿形倾角  $\nu_i = 10^\circ$ ,  $\nu_e = -35^\circ$ , 则单头锥蜗杆传动齿面接触点沿瞬时接触线法向的诱导曲率半径最小值  $\rho_{\min}$ , 较  $\nu_e = -30^\circ$  时小一些, 但不会引起严重后果。一般情况下,  $q$  值可按表 6.6-1 选取, 在此之

先必须确定  $m_s$  值, 也就是要先给出中心距系数  $a^*$  值。给定  $a^*$  值时, 则必须考虑到使  $m_s$  为标准值。

$a$  为定值时, 可在较大范围内选择中心距系数  $a^*$  值,  $a^*$  值小 ( $m_s$  值大), 结构不紧凑,  $a^*$  值大 ( $m_s$  值小), 可能出现以下情况: (1) 锥蜗轮齿的凹面小端出现根切; (2) 锥蜗轮齿面上啮合区的位置较差; (3) 锥蜗杆传动的啮合质量较差。由此可知,  $a^*$  值的正确选择, 是锥蜗杆传动几何参数选择的关键。

通过对锥蜗轮齿面根切的研究, 文献 [25] 指出: 锥蜗轮齿的凹面产生根切的原因是与与其相啮合的锥蜗杆。面存在啮合界线, 最易出现根切的部位是锥蜗轮凹面小端齿根; 中心距系数  $a^*$  小于许用最大值  $a^*_{\max}$  时, 可以避免根切。同时还指出, 按图 6.6-6 确定锥蜗杆和锥蜗轮的相对位置, 如果  $a^*$  选择不当, 仍会出现锥蜗杆和锥蜗轮螺旋方向相同的情况, 使啮合效率降低。因此选择  $a^*$  值时, 还须保证  $\beta_2 \geq 0$ 。

表 6.6-2 和表 6.6-3 根据  $\nu_e$ 、 $i_{12}$ 、 $z_1$  和  $q$  值, 列出  $\Sigma = 90^\circ$  时, 锥蜗轮齿的凹面无根切且  $\beta_2 \geq 0$  的许

表 6.6-3  $\nu_e = -30^\circ$  时锥蜗杆传动无根切最大中心距系数  $a^*_{\max}$

$i_{12}$	$z_1$	$q$							
		10	11	12	13	14	15	16	
10	4	16.8293	16.9101	16.9721	17.0206	17.0593	17.0906	17.1163	
	3	12.7758	12.8106	12.8372	12.8580	12.8745	12.8879	12.8988	
20	4	35.4160	36.4760	37.3808	37.5356	37.6220	37.7002	37.7644	
	3	28.1701	28.2569	28.3293	28.3752	28.4185	28.4499	28.4772	
30	2	18.9668	18.9927	19.0126	19.0281	19.0405	19.0504	19.0585	
	3	42.5222	43.3995	43.7618	43.8619	43.9236	43.9816	44.0292	
40	2	29.3211	29.3665	29.4011	29.4281	29.4494	29.4667	29.4808	
	1	14.7583	14.7645	14.7688	14.7721	14.7748	14.7769	14.7787	
50	2	39.6534	39.7222	39.7746	39.8153	39.8476	39.8737	39.8949	
	1	19.9752	19.9837	19.9902	19.9952	19.9992	20.0024	20.0050	
60	1	25.1889	25.2008	25.2098	25.2167	25.2223	25.2267	25.2304	
70	1	30.3988	30.4156	30.4275	30.4368	30.4441	30.4499	30.4547	
80	1	35.6077	35.6280	35.6433	35.6551	35.6645	35.6720	35.6781	
90	1	40.8121	40.8317	40.8469	40.8577	40.8634	40.8672	40.8703	
100	1	46.0128	46.0444	46.0682	46.0864	46.1007	46.1122	46.1216	
110	1	51.2093	51.2480	51.2769	51.2990	51.3164	51.3302	51.3414	
120	1	56.4011	56.4480	56.4828	56.5094	56.5302	56.5467	56.5600	
130	1	61.5877	61.6439	61.6856	61.7173	61.7420	61.7615	61.7772	
140	1	66.7684	66.8354	66.8860	66.9225	66.9516	66.9745	66.9930	
150	1	71.9424	72.0219	72.0805	72.1259	72.1588	72.1856	72.2071	
160	1	77.1090	77.2028	77.2717	77.3235	77.3634	77.3946	77.4196	

用最大中心距系数  $a^*_{max}$  值。对于表中所列范围内其他传动比, 可用插入法求得  $a^*_{max}$  的近似值。

选定的中心距系数  $a^* \leq a^*_{max}$  时, 锥蜗轮齿的凹面无根切, 可不再进行根切校核。图 6.6-11 为  $a^* = a^*_{max}$  时锥蜗轮齿的凹面上啮合界面对应曲线(图中实线  $\Phi_e$ ) 和曲率干涉界线(图中虚线  $\Psi$ )。两类界线都在锥蜗轮齿面之外, 不会引起根切。两类界线中, 啮合界线比曲率干涉界线更易引起根切。

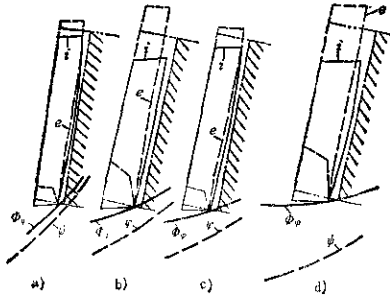


图 6.6-11 锥蜗轮齿面的理论啮合区和齿的凹面上啮合界面对应曲线 ( $\Phi_e$  曲线) 以及曲率干涉界线 ( $\Psi$  曲线) ( $m_3=1, q=13, b_2^*z_2=17.5, v_s=10$ )

- a)  $i_{12}=10, z_1=1, v_s=-25^\circ, a^*_{max}=19.5946$
- b)  $i_{12}=40, z_1=2, v_s=-26^\circ, a^*_{max}=39.0067$
- c)  $i_{12}=40, z_1=1, v_s=-35^\circ, a^*_{max}=20.3609$
- d)  $i_{12}=110, z_1=1, v_s=-25^\circ, a^*_{max}=55.7821$

图 6.6-11 中, 实线  $i$  为锥蜗杆  $i$  面和锥蜗轮凸面啮合时, 锥蜗轮齿凸面的理论啮合区边界线; 虚线  $e$  为  $e$  面与凹面啮合时, 齿凹面理论啮合区边界线。齿大端和小端的边界线, 按锥蜗杆大端和小端可能参加啮合的齿面宽计算。

选用的中心距系数  $a^*$  接近  $a^*_{max}$  时, 虽然可以使齿面避免根切和得到最紧凑的结构尺寸, 但是对于传动比较大的多头锥蜗杆传动(图 6.6-12 a 和图 6.6-11b) 和传动比较大的单头锥蜗杆传动(图 6.6-11d), 齿面接触区位置较差。锥蜗轮凸面大端相当一部分齿面不能参加工作, 凹面小端进入啮合时只有齿根一小部分接触, 齿面很容易损坏。此外, 只有从锥蜗杆两端大幅度地增加齿宽设计成的锥形滚刀, 才能完整地铣成锥蜗轮的齿面。上述缺点无论对锥蜗杆传动的制造和使用都是非常不利的。在这种情况下, 只有减小  $a^*$  值, 以增大结构尺寸为代价, 得到合理的啮合区位置(图 6.6-12b)。

当  $a^*$  值接近  $a^*_{max}$  值时, 锥蜗杆  $e$  面小端齿顶处, 合速度与瞬时接触线的法线所夹锐角很大, 不利于齿面向形成弹性流体动力润滑, 限制了锥蜗杆传动承载能力的增加。适当地减小  $a^*$  值, 可以改善  $e$  面传动的啮合质量。

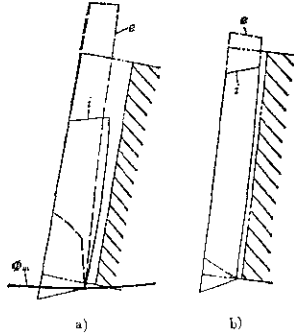


图 6.6-12 不同  $a^*$  值时锥蜗轮齿面的啮合区 ( $i_{12}=20, z_1=4, m_3=1, q=13, b^*z_2=17.5, v_s=10^\circ, v_r=-35^\circ$ )

- a)  $a^*=a^*_{max}=38.5861$  b)  $a^*=33$

总之, 减小  $a^*$  值, 可以得到合理的啮合区位置, 有利于齿面间形成弹性流体动力润滑;  $a^*$  的减小使  $m_3$  增大, 从而使齿轮的弯曲强度也增加。但是, 减小  $a^*$  值使锥蜗杆传动的结构尺寸增大。因此, 选择  $a^*$  值时, 必须考虑到既可保证啮合质量, 又可得到比较紧凑的结构。对于传递动力的锥蜗杆传动, 建议把锥蜗杆  $e$  面小端齿顶处合速度与瞬时接触线的法线之间所夹锐角  $|\tau_e|$  控制在一定数值, 按  $|\tau_e|$  值来选定  $a^*$  值。

表 6.6-4 和表 6.6-5 分别为  $|\tau_e| \approx 45^\circ$  和  $|\tau_e| \approx 60^\circ$  时, 在  $\Sigma=90^\circ, \delta_1=5^\circ$  和  $v_s=-35^\circ$  的条件下, 根据  $i_{12}$ 、 $z_1$  和  $q$  值不同搭配计算出的  $a^*$  值。表 6.6-6 为  $\Sigma=90^\circ, \delta_1=5^\circ, v_s=-30^\circ$  和  $|\tau_e| \approx 45^\circ$  时的  $a^*$  值。

对于  $z_1 \geq 3$  的锥蜗杆传动, 建议把  $|\tau_e|$  值控制在  $60^\circ$  左右, 参考表 6.6-5 选取  $a^*$  值。当  $z_1 \leq 2$  时, 把  $|\tau_e|$  值控制在  $45^\circ$  左右, 根据  $v_s$  值, 参考表 6.6-4 和表 6.6-6 选  $a^*$  值。表所列范围内的其他传动比, 可用插入法求得近似的  $a^*$  值。

按中心距  $a$  标准值系列化的锥蜗杆减速器, 要求所选的  $z_1$ 、 $q$  和  $a^*$  值能使传动比不同而中心距恒

表6.6-4  $v_e = -35^\circ$ ,  $|\tau_e| \approx 45^\circ$  时的  $\alpha^*$  值

$i_{12}$	$z_1$	$q$						
		10	11	12	13	14	15	16
10	3	9.614	10.093	10.522	10.855	11.121	11.338	11.519
	4	8.672	10.407	11.590	12.449	13.102	13.615	14.030
20	2	17.547	17.767	17.941	18.084	18.203	18.304	18.391
	3	24.076	24.780	25.307	25.718	26.048	26.320	26.549
	4	27.281	29.356	30.778	31.815	32.607	33.234	33.743
30	1	14.431	14.469	14.536	14.577	14.612	14.642	14.669
	2	27.527	27.780	27.998	28.171	28.315	28.439	28.546
	3	38.660	39.480	40.096	40.579	40.968	41.280	41.562
40	1	19.530	19.599	19.657	19.706	19.749	19.786	19.819
	2	37.500	37.801	38.043	38.244	38.412	38.557	38.683
50	1	24.620	24.700	24.768	24.826	24.876	24.921	24.960
60	1	29.703	29.794	29.871	29.937	29.996	30.047	30.093
70	1	34.779	34.881	34.967	35.042	35.108	35.166	35.218
80	1	39.851	39.961	40.058	40.141	40.214	40.279	40.337
90	1	44.917	45.039	45.148	45.234	45.314	45.386	45.450
100	1	49.979	50.111	50.224	50.323	50.410	50.487	50.557
110	1	55.037	55.178	55.300	55.408	55.501	55.586	55.661
120	1	60.092	60.242	60.372	60.486	60.587	60.677	60.759
130	1	65.143	65.303	65.441	65.562	65.670	65.766	65.854
140	1	70.192	70.360	70.508	70.634	70.749	70.851	70.944
150	1	75.237	75.414	75.568	75.703	75.824	75.933	76.031

表6.6-5  $v_e = -35^\circ$ ,  $|\tau_e| \approx 60^\circ$  时的  $\alpha^*$  值

$i_{12}$	$z_1$	$q$						
		10	11	12	13	14	15	16
10	3	11.361	11.630	11.842	12.012	12.153	12.270	12.370
	4	13.609	14.213	14.677	15.043	15.339	15.583	15.789
20	3	26.247	26.607	26.892	27.124	27.315	27.478	27.617
	4	32.964	33.759	34.370	34.856	35.251	35.679	36.036

同的锥蜗杆传动，采用相同的箱体。

如果用不加工任何改装的普通滚齿机加工锥蜗轮，给定原始参数时还需要注意到，所设计的锥蜗轮是否会与滚刀架相碰？滚刀架是否允许锥形滚刀偏置到所要求的位置？

### 3 失效形式和设计步骤

锥蜗杆传动齿面间相对滑动速度较大，失效的主要形式仍然是齿面破坏，如齿面磨损、胶合和发

展性点蚀等。只有在较大过载的情况下才会引起断齿。锥蜗杆传动的强度计算归结为齿面耐久性计算。

齿面耐久性，在很大程度上取决于锥蜗杆和锥蜗轮的材料、热处理、采用的润滑油以及齿面加工质量。根据试验和生产使用结果，文献[28]中综合地给出了齿面磨损系数曲线，作为齿面耐久性计算的依据。

工艺水平不高的情况下，应优先采用钢制锥蜗

表6.6-7 锥蜗杆传动( $\Sigma=90^\circ$ )中心距计算

序号	名称	符号	计算公式或说明	举例
一、原始参数和工作条件				
1	传动比	$i_{12}$		51
2	轴交角	$\Sigma$		$90^\circ$
3	锥蜗杆转速(r/min)	$n_1$		1500
4	输出功率(kW)	$P_2$		5.219
5	材料		带蜗轮、锥蜗杆均为齐火钢, 齿面硬度 HRC60-62	
6	润滑油		极压润滑油	
7	工作条件		1.双向传递动力 2.每日工作8~10小时, 不受反复冲击载荷	
二、确定中心距a和沿分度锥母线模数 $m_a$				
8	材料系数	$K_a$	根据材料和润滑油选定	0.002
9	速度系数	$K_v$	$K_v = n_1^{0.546-7}$	47.218
10	传动比系数	$K_i$	$K_i = m_a \frac{36}{(i_{12})^{0.54}-1}$	1.907
11	中心距近似值(mm)	$\bar{a}$	$\bar{a} = 28.34 \left( \frac{P_2}{K_a K_v K_i} \right)^{0.373}$	99.496
12	中心距系数	$a^*$	取 $\nu_a = -30^\circ$ , $q=13$ 由表6.6-6用插入法求得	24.936
13	锥蜗杆沿分度锥母线模数(mm)	$m_a$	由 $\bar{a}$ 值和 $a^*$ 值算出 $m_a$ 值, 按表6.8-1取相近的标准值	4
14	中心距(mm)	$a$	根据 $m_a$ 和 $a^*$ 值算出 $a$ 值并加以圆整	100

作如下说明:

- 1) "1"和"4":  $i_{12}$ 和 $\Sigma$ 值按设计要求给定, 应使 $90^\circ - \nu_1 < \Sigma < 90^\circ - \nu_2$ 。
- 2) "8": 利用套模板加工锥蜗杆时, 为了便于配换挂轮, 取工艺模数 $m_0$ 为标准值, 由于 $m_0 = m_a \cos \delta_1 = 0.99619m_a$ ,  $m_0$ 与 $m_a$ 相差甚微, 除表6.6-8中第40栏应代人 $m_0 = 1.00382m_a$ 之外, 其余各栏均以 $m_0$ 代替 $m_a$ 。
- 3) "7": 小模数锥蜗杆传动或锥蜗杆刚度较差时,  $q$ 值可不受表6.8-1的限制。
- 4) "13": 取 $\alpha_{a2} = 15^\circ$ ; 当 $z_1 = 1$ 时, 取 $\alpha_{a2} = 26^\circ$ , 当 $z_1 > 1$ 时, 取 $\alpha_{a2} = 30^\circ$ 。
- 5) "23"~"27": 用迭代法求 $x$ 值, 第1次计算时, "23"~"27"中的 $x$ 和 $b$ 值, 应以"27"和"28"中第1次计算所得 $x$ 和 $b$ 值代入。
- 6) "34": "34"中的 $a$ 值与"5"中原始参数 $a$ 值比较。

允许计算误差为 $\pm 0.001$ mm。若超差, 则须继续进行迭代, 直到 $a$ 值的误差在允许范围内。

7) "35"~"37": 若 $\nu_a$ 为 $-30^\circ$ 或 $-35^\circ$ , 由表6.6-2或表6.6-3可求得 $a^*_{max}$ 值, 当 $a^* \leq a^*_{max}$ 值, 可不进行"35"~"37"各栏计算, 若 $a^*$ 不按推荐值选取, 须对上述各栏进行计算, 得到的 $a^*$ 为负值时, 锥蜗轮齿的凹面将产生根切, 必须减小 $a^*$ 值重新计算。

8) "43": 取锥蜗杆轴向计算齿宽 $b'_{a1} = 0.7a$ , 经齿面耐久性校核(见表6.8-11), 若不足或过分富余, 可酌情增减。

9) "47"和"68": 考虑到使"48"和"70"中的 $a_{a1}$ 和 $a_{a2}$ 值得到圆整,  $a_{a1}$ 和 $a_{a2}$ 由结构图确定。

10) "61":  $\nu_M$ 为磨锥蜗杆螺旋或在万能工具显微镜上检验锥蜗杆时, 砂轮轴或万能工具显微镜管倾斜的角度。

6-151

表 6-6-8 锥蜗杆传动几何参数计算卡

序号	名称	符号	计算公式或说明	备注	例
一、原始参数					
1	传动比	$i_d$			51
2	锥蜗杆头数	$z_1$	根据 $i_d$ 按表 6-6-8 选取		1
3	锥蜗轮齿数	$z_2$	$z_2 = i_d z_1$		51
4	轴交角	$\Sigma$			$90^\circ$
5	中心距	$a$	由经验公式估算 (见表 6-6-7)		100
6	锥蜗杆分度圆齿数	$m_n$	由 $a$ 值和 $\sigma^*$ 值确定 (见表 6-6-7)		4
7	锥蜗杆直径系数	$q$	按表 6-6-1 选取		13
8	锥蜗杆分度圆角	$\delta_1$	采用标准值		$5^\circ$
9	螺旋方向	锥蜗杆 锥蜗轮	左旋锥蜗杆传动, 锥蜗杆左旋, 锥蜗轮右旋; 蜗杆传动则相反	右旋 左旋	
	全齿高	$h$	$h = 2.25m_n$		9
10	工作齿宽	$h_{add}$	$h_{add} = 2.25m_n$		9
		$h_w$	$h_w = 2.0m_n$		8
12	齿根圆角半径	$\rho_f$	$\rho_f = 0.2m_n$		0.8
13	锥蜗杆轴线的齿面齿形角	$\alpha_{ax}$	采用标准值		$16^\circ$
	$\sigma$ 面	$\alpha_{\sigma}$			$25^\circ$

(续)

序号	名称	符号	计算公式或说明	单位
14	锥蜗杆齿形角	$\gamma_1$	$\gamma_1 = \alpha_n - \delta_1$	10°
	e 面	$\gamma_e$	$\gamma_e = -(\alpha_x + \delta_1)$	-30°
二、分度锥面几何参数计算				
15	锥蜗杆分度圆半径	$r_1$	$r_1 = \frac{m_0 z_1}{2}$	26.00000000
16	锥蜗杆参考点螺旋角	$\beta_1$	$\beta_1 = \arctan\left(\frac{q}{z_1}\right)$	86.60129465
17		$a_p$	$a_p = \frac{\tan\beta_1}{\cos\delta_1} - \frac{a}{r_1} \cot\Sigma$	13.04965790
18		$e_p$	$e_p = r_1 \left( \frac{f_1}{\sin\Sigma} + \cot\Sigma \right) - \frac{a \tan\beta_1}{\cos\delta_1}$	21.0420972
19		$b_p$	$b_p = e_p + r_1 \tan\delta_1$	23.30891497
20		$\bar{c}_p$	$\bar{c}_p = a r_1 (\tan\delta_1 + \cot\Sigma)$	227.4705252
21	参考点 v 坐标近似值	$\bar{y}$	$\bar{y} = \frac{1}{2a_p} (\sqrt{b_p^2 + 4e_p \bar{c}_p} - b_p)$	3.87642872
22	参考点 x 坐标近似值	$\bar{x}$	$\bar{x} = \sqrt{r_1^2 - \bar{y}^2}$	25.77083183
23		$b_p$	$b_p = e_p + \bar{x} \tan\delta_1$	$\bar{y}$ 23.28986276
24		$c_p$	$c_p = \cos\Sigma \left( \tan\delta_1 + \frac{\bar{x}}{r_1} \cot\Sigma \right)$	226.5443033
25		$\Delta f$	$\Delta f = a_p \bar{y}^2 + b_p \bar{y} - c_p$	1.86118456
26		$\Delta x$	$\Delta x = \frac{\Delta f}{\bar{x} \left( 2a_p + \frac{b_p}{\bar{y}} + \frac{2c_p}{r_1} \cot\Sigma \right) + (a_p - \bar{y}) \tan\delta_1}$	0.00216641

(续)

序号	名称	符号	计算公式或说明	举 例
27	参考点的 $x$ 坐标值	$x$	$x = z + \Delta x$	25-78199824 25-78199704
28	参考点的 $y$ 坐标值	$y$	$y = \sqrt{r_1^2 - x^2}$	3-35984624 3-35985646
29	参考点的 $z$ 坐标值	$z$	$z = \frac{1}{y} [r_1(\sigma - y)\tan\delta_1 + x\cos\Delta]$	65-4276847
30	蜗轮分度圆半径	$r_2$	$r_2 = \sqrt{(x\cos\Delta - z\sin\Delta)^2 + (\sigma - y)^2}$	118-7052288
31	蜗轮分度螺旋角	$\delta_2$	$\delta_2 = \arctan \left\{ \frac{1}{r_2} \left[ x \left( \frac{\sigma}{y\sin\Delta} - \sin\Delta \right) - z\cos\Delta \right] \right\}$	81-05640903
32	蜗轮轮齿顶圆螺旋角	$\beta_2$	$\beta_2 = \arctan \left\{ \frac{\cos\delta_2}{r_2 y} \left[ xz - (r_1 - \sigma y)\cos\Delta - \frac{r_1}{y\sin\Delta} \right] \right\}$	29-37583851
33	蜗杆、蜗轮轮齿顶圆螺旋角之差	$\beta_2$	$\beta_2 = \beta_1 - \beta_2$	56-22585814
34	中心距	$a$	$a = \frac{\sin\beta_2}{\sin\Delta} (r_2\cos\delta_2 + r_1\cos\delta_1)$	100-00000000
35	蜗轮压力角	$\alpha_2$	$\alpha_2 = \arctan \left[ \frac{r_1\sin\beta_2\sin\delta_2 - r_2\sin\beta_1\sin\delta_1}{\cos\beta_2(r_2\cos\delta_2 + r_1\cos\delta_1)} \right]$	17-13442246
36	蜗轮杆、面传动的啮合角	$\alpha_n$	$\alpha_n = \arctan(\tan\alpha_2 \sin\beta_2)$	24-93625206
37	蜗轮杆、面传动的啮合角	$\alpha_1$	$\alpha_1 = \alpha_n - \alpha_2$	1-80090259
38	两轴心距为至蜗轮分度圆所在平面间的距离	$z_0$	$z_0 = x\sin\Delta + z\cos\Delta$	25-78199704
三、蜗轮杆几何参数计算				
39	测量部位齿顶高	$h_n$	$h_n = 1.0m_n$	4-00000000
40	沿分度蜗母轮齿距	$p_n$	$p_n = \pi m_n$	12-56837081
41	测量部位平行于分度蜗母轮方向的齿厚	$s_n$	$s_n = \frac{p_n}{2}$	8-28318531

(续)

序号	名称	符号	计算公式或说明	举例
42	顶锥角	$\delta_{a1}$	$\delta_{a1} = \delta_1$	5.00000000
43	轴向计算齿宽	$b'_{s1}$	取 $b'_{s1} = 0.7a$	70.00000000
44	轴向实际齿宽	$b_{s1}$	$b_{s1} = b'_{s1} + m$	74.00000000
45	大端顶圆半径	$r_{a1}$	$r_{a1} = r_1 + b_{s1} \tan \delta_1$	32.47416110
46	顶锥定位尺寸	$z_{a1}$	$z_{a1} = z + b_{s1}$	139.42776860
47	轴定位基面至大端顶圆所在平面的距离	$a_{a1}$	按表因确定	30.57231150
48	安装距	$a_{s1}$	$a_{s1} = z_{a1} + a_{a1}$	170.00000000
49	参考点导程角	$\gamma$	$\gamma = 90^\circ - \beta_1$	4.39870535
60	齿面中点参考圆半径	$r_{M1}$	$r_{M1} = r_1 + \frac{b'_{s1}}{2} \tan \delta_1 - \frac{r_{a0}}{\cos \delta_1}$	25.04632387
61	齿面中点导程角	$\gamma_M$	$\gamma_M = \arccos \tan \left( \frac{m \gamma_1}{2r_{M1}} \right)$	4.56540871
四、锥蜗轮几何参数计算				
52	大端顶圆半径近似值	$r_{a2}$	$r_{a2} = \sqrt{a^2 + (z + b'_{s2})^2}$	195.34690510
53		$r'_{s2}$	$r'_{s2} = r_2 + r_{a2} \cos \delta_2$	117.94832470
54		$A_1$	$A_1 = \tan \delta_2 + \frac{\tan \delta_2}{\cos \delta_2}$	132.8618084
55		$B_1$	$B_1 = 2r'_{s2} \tan \delta_2$	1495.950132
56		$C_1$	$C_1 = r'_{s2} - r'_{s1}$	-14426.73182



(续)

序号	名称	符号	计算公式或说明	举 例
57		$z_L$	$z_L = \frac{1}{2} A_1 (-B_1 + \sqrt{B_1^2 - 4A_1 C_1})$	6.20866112
58	顶 斜 角	$\delta_{a3}$	$\delta_{a3} = \arctan \left[ \frac{1}{z_L} (F_{a3} - F'_{a3}) \right]$	82.9798622°
59		$A_1$	$A_1 = A_1 \left( \frac{A_1}{\tan^2 \delta_{a3}} - 1 \right)$	135.0971564
60		$B_2$	$B_2 = B_1 \left( \frac{A_1}{\tan^2 \delta_{a3}} - 1 \right)$	1523.940030
61		$C_2$	$C_2 = \frac{B_2}{4 \tan^2 \delta_{a3}} - F'_{a3}$	-6387.151710
62		$z_L$	$z_L = \frac{1}{2} A_2 (-B_2 + \sqrt{B_2^2 - 4A_2 C_2})$	2.82668808
63	齿高测量部位顶圆半径	$r_L$	$r_L = \frac{z_L}{\tan \delta_{a3}} \left( A_1 z_L + \frac{1}{2} B_1 \right)$	138.6028898
64	大端齿高降低值	$\Delta h$	$\Delta h = (z_L \tan \delta_{a3} + F'_{a3} - r_L) \cos \delta_{a3}$	0.28016336
65	大端顶圆半径	$r_{a3}$	$r_{a3} = F'_{a3} - \Delta h \cos \delta_{a3}$	168.3126512
66	齿面宽	$b_3$	$b_3 = \frac{z_L a}{\cos \delta_{a3}}$	60.77897103
67	齿高测量部位至大端边缘的距离	$b_L$	$b_L = \frac{z_L a}{\sin \delta_{a3}} - (r_{a3} - r_L)$	29.83436654
68	顶锥齿尺寸	$z_{a3}$	$z_{a3} = z_L + z_L' + \Delta h \sin \delta_{a3} - h_3 \sin \delta_{a3}$	24.36597485
69	轴固定基面至大端顶圆所在平面的距离	$a_{a3}$	按装配图确定	46.63402644
70	安装距	$a_{a3} + a_{a3}'$	$a_{a3} + a_{a3}' + a_{a3}$	70.00000000

表中线值量纲为 mm, 角值量纲为度。

根据锥蜗轮的位置, 第 8 栏中  $x_M$  取计算结果的正值。

当  $\delta_{M1}$  为负值时, 锥蜗杆的参考锥面为倒锥 (锥顶与两轴公垂线在锥蜗杆轴线上的垂足在锥蜗杆的两端),  $90^\circ < \delta_{M2} < 180^\circ$  时, 锥蜗轮的参考锥面为内锥面。

第 14 栏中算出  $a$  值是为了与原始参数  $a$  值比较, 检查计算是否有错。

### 6 齿面中点参考锥面几何参数计算

传递动力的锥蜗杆传动, 须以齿面中点为计算点, 进行受力分析、强度计算和啮合效率计算。引入齿面中点参考锥面几何参数, 可使上述各项计算简化。

表 6.6-9 列出齿面中点参考锥面几何参数计算步骤。计算实例中所用的原始参数由表 6.6-8 求得。

表 6.6-9 锥蜗杆传动齿面中点参考锥面几何参数计算卡

序号	名称	符号	计算公式	举 例	
				i 面	e 面
1	齿面中点啮合位置的 $z_M$ 坐标	$z_M$	$z_M = z + \frac{b' z_1}{2}$	100.42776847	
2	锥蜗杆轴向螺旋参数	$p$	$p = \frac{m z_1}{2} \cdot \frac{\cos \alpha}{\cos \nu}$	1.98165365	2.093026179
3		$a_M$	$a_M = z_M p + a r_{M1} \tan \nu \cot \Sigma$	197.0044914	210.1981494
4		$b_M$	$b_M = r_{M1}^2 + z_M r_{M1} \tan \nu - a p \cot \Sigma$	1070.875679	-824.9215351
5		$c_M$	$c_M = r_{M1}^2 \left[ a - p \left( \frac{z_1}{\sin \Sigma} + \cot \Sigma \right) \right]$	-27.81168688	-4231.078025
6	齿面中点啮合位置的 $x_M$ 坐标	$x_M$	$x_M = \frac{\pm b_M \sqrt{(a^2_M + b^2_M) r_{M1}^2 - c^2_M} - a_M c_M}{a^2_M + b^2_M}$	24.63806076	26.01585131
7	齿面中点啮合位置的 $y_M$ 坐标	$y_M$	$y_M = \frac{a_M x_M + c_M}{b_M}$	4.50658936	-1.245218584
8	锥蜗杆中点参考锥角	$\delta_{M1}$	$\delta_{M1} = \arctan \left[ \frac{y_M x_M - x_M a \cot \Sigma}{r_{M1} (a - y_M)} \right]$	10.71503890	-2.823209928
9	锥蜗杆中点参考螺旋角	$\beta_{M1}$	$\beta_{M1} = \arctan \left[ \frac{r_{M1} (1 - \tan \nu \tan \delta_{M1})}{\cos \delta_{M1}} \right]$	85.28602206	85.07794132
10	锥蜗轮中点参考圆半径	$r_{M2}$	$r_{M2} = \sqrt{(x_M \cos \Sigma - z_M \sin \Sigma)^2 + (a - y_M)^2}$	138.5811248	142.6056082
11	锥蜗轮中点参考锥角	$\delta_{M2}$	$\delta_{M2} = \arctan \left\{ \frac{1}{\sin \Sigma} \left[ x_M \left( \frac{a}{y_M \sin \Sigma} - \sin \Sigma \right) - z_M \cos \Sigma \right] \right\}$	75.13403070	94.01056823
12	锥蜗轮中点参考螺旋角	$\beta_{M2}$	$\beta_{M2} = \arccos \left( \frac{r_{M1}}{r_{M2}} \sin \beta_{M1} \cos \delta_{M1} \right)$	40.75402600	39.77546658
13	锥蜗杆与锥蜗轮参考螺旋角之差	$\beta_{M\Sigma}$	$\beta_{M\Sigma} = \beta_{M1} - \beta_{M2}$	44.53199605	45.30247474
14	中心距	$a$	$a = \frac{\sin \beta_{M\Sigma}}{\sin \Sigma} (r_{M1} \cos \delta_{M1} + r_{M2} \cos \delta_{M2})$	99.89998998	100.0000001
15	锥蜗杆中点参考齿形角	$\alpha_{M1}$	$\alpha_{M1i} = \nu_1 + \delta_{M1}, \quad \alpha_{M1e} = -(\nu_1 + \delta_{M1e})$	20.71503890	32.82320893
16	锥蜗杆中点参考压力角	$\alpha_{M1}$	$\alpha_{M1} = \arctan (\sin \beta_{M1} \tan \alpha_{M1e})$	20.65088702	32.72686226

## 7 啮合效率计算

锥蜗杆传动的啮合效率  $\eta$  与锥蜗杆和锥蜗轮的螺旋方向相异或相同有关, 还与螺旋角、压力角和摩擦系数  $f$  有关。取齿面中点  $M$  为计算点, 当螺旋方向相反, 且  $\beta_{M1} > \beta_{M2}$  时, 平均啮合效率可由下式求得:

$$\eta = \frac{\cos \alpha_{M2} + f \tan \beta_{M1}}{\cos \alpha_{M2} + f \tan \beta_{M1}} \quad (6.6-4)$$

齿面中点参考螺旋角  $\beta_{M1}$ 、 $\beta_{M2}$  和压力角  $\alpha_M$ ,

由表 6.6-9 求得。摩擦系数  $f$  由试验确定, 它与齿轮材料、热处理、选用的润滑油和两齿面间的滑动速度有关。齿面中点的相对滑动速度由下式求得:

$$v_{12} = \frac{\pi r_{M1} z_1 \sin \beta_{M2}}{30000 \cos \beta_{M2}} \text{ m/s} \quad (6.6-5)$$

$r_{M1}$  由表 6.6-8 第 50 栏求得,  $\beta_{M2}$  和  $\beta_{M2}$  分别由表 6.6-9 中第 12 栏和第 13 栏求得。

锥蜗杆和锥蜗轮均由淬火钢制成, 采用极压润滑油 (如汽车用准双曲面齿轮油),  $i$  面传动, 且  $v_1 = 10^4$  时, 摩擦系数  $f$  值可由图 6.6-13 确定。

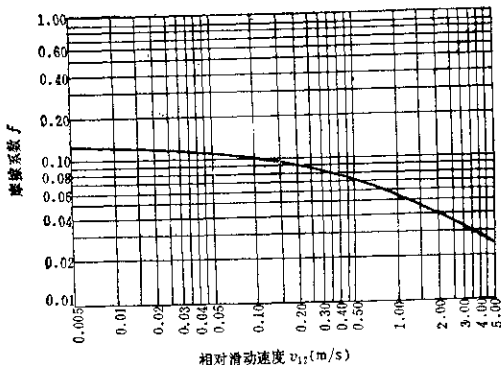


图 6.6-13 锥蜗杆传动齿面的摩擦系数

**例:** 已知锥蜗杆传动几何参数 (见表 6.6-8 和表 6.6-9), 锥蜗杆转速为 1500r/min, 锥蜗杆和锥蜗轮均由淬火钢制成, 采用极压润滑油。求  $i$  面传动的啮合效率。

**解:** 由表 6.6-8 和表 6.6-9 已求得:  $r_{M1} = 25.047$  mm,  $\beta_{M21} = 40.754^\circ$ ,  $\beta_{M22} = 44.532^\circ$ 。代入式 (6.6-5) 得到齿面中点相对滑动速度  $v_{12} = 3.642$  m/s。

根据  $v_{12}$  值, 由图 6.6-13 得到  $f = 0.029$ 。

由表 6.6-9 已求得  $\beta_{M21} = 85.286^\circ$ ,  $\beta_{M22} = 40.754^\circ$ ,  $\alpha_{M21} = 20.651^\circ$ 。代入式 (6.6-4) 得到  $\eta = 0.748$ 。

## 8 轮齿上作用力的计算

进行锥蜗杆传动和轴的强度计算, 滚动轴承寿命计算, 锥蜗杆的刚度校核, 都需要知道作用在锥

蜗杆和锥蜗轮齿面上的力。为使问题简化, 假定作用力集中在齿面中点  $M$ , 可分解为圆周力  $F_t$ 、径向力  $F_r$  和轴向力  $F_a$ 。(图 6.6-14)。当锥蜗杆为主动件, 已知锥蜗轮的输出功率  $P_2$  时, 各分力可由表 6.6-10 求得。

表 6.6-10 的计算公式中,  $\delta_M$  和  $\beta_M$  值, 对于锥蜗杆应代入  $\delta_{M1}$  和  $\beta_{M1}$ , 对于锥蜗轮应代入  $\delta_{M2}$  和  $\beta_{M2}$ ;  $\alpha_{M2}$  值, 对于锥蜗杆螺旋的  $e$  面和锥蜗轮凹面应代入  $\alpha_{M2e}$ , 对于  $i$  面和凸面应代入  $\alpha_{M2i}$ 。

按圆周力产生的力矩与主动件角速度方向相反, 与从动件角速度方向相同, 分别确定锥蜗杆和锥蜗轮圆周力  $F_{t1}$  和  $F_{t2}$  的方向 (图 6.6-14)。

计算结果径向力系数  $C_r$  和轴向力系数  $C_a$  若为正值, 则径向力向心, 轴向力离开两轴垂线;  $C_r$  和  $C_a$  若为负值, 则径向力离心, 轴向力向着两轴垂线。

表 6.6-10 蜗杆和蜗轮轮齿上作用力的计算

序号	名称	符号	计算公式或说明	举 例		
				蜗 杆	蜗 轮	蜗 轮
1	啮合效率	$\eta$	由式(6.6-4)求得近似值	0.746		
2	中点参考压力角	$\alpha'_{Mn}$	见表6.6-9第16栏	20.851°	32.727°	20.851°
3	中点参考圆半径(mm)	$r'_{M1}, r'_{M2}$	见表6.6-9第50栏和表6.6-9第10栏	25.047		138.581
4	中点参考锥角	$\delta'_{M1}, \delta'_{M2}$	见表6.6-9第8栏和第11栏	10.715°	-2.823°	75.134°
5	中点参考螺旋角	$\beta'_{M1}, \beta'_{M2}$	见表6.6-9第9栏和第12栏	85.286°	85.078°	40.754°
6	径向力系数	$C_r$	$C_r = \frac{\tan \alpha_n \cos \delta'_{M1}}{\cos \beta'_{M1}} \pm \sin \delta'_{M1} \tan \delta'_{M1}$	第 二 项 的 符 号		
				-	+	+
7	轴向力系数	$C_x$	$C_x = \frac{\tan \alpha_n \sin \delta'_{M1}}{\cos \beta'_{M1}} \pm \cos \delta'_{M1} \tan \delta'_{M1}$	第 二 项 的 符 号		
				+	-	+
8	蜗轮输出扭矩(N·m)	$T_2$	$T_2 = 9549 \frac{P_2}{n_2}$	12.768	-11.967	0.280
9	圆周力(N)	$F_t$	$F_t = \frac{1000 T_2}{r'_{M2}}$	1776.113		1094.432
10	径向力(N)	$F_r$	$F_r = C_r F_t$	4002.63	12286.0	11760.2
11	轴向力(N)	$F_x$	$F_x = C_x F_t$	22702.9	-21278.7	3179.02

注:蜗轮齿面凸凹面,蜗轮凸面取“+”,凹面取“-”。

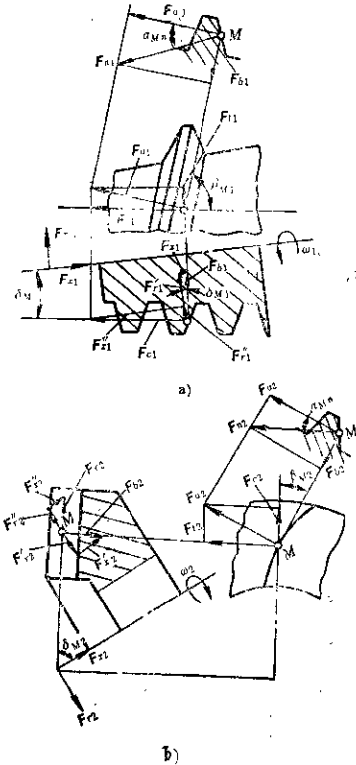


图6.6-14 锥蜗杆e面和锥蜗轮凹面受力分析  
a) 锥蜗杆e面受力分析 b) 锥蜗轮凹面受力分析

锥蜗杆e面:

$$|F_{r1}| = |F_{t1}'| + |F_{r1}'|$$

$$= F_{t1} \left( \frac{\tan \alpha_{M2} \cos \delta_{M1}}{\cos \beta_{M1}} + \sin \delta_{M1} \tan \beta_{M1} \right)$$

$$|F_{a1}| = |F_{t1}'| - |F_{r1}'|$$

$$= F_{t1} \left( \frac{\tan \alpha_{M2} \sin \delta_{M1}}{\cos \beta_{M1}} - \cos \delta_{M1} \tan \beta_{M1} \right)$$

锥蜗轮凹面:

$$|F_{r2}| = |F_{t2}'| - |F_{r2}'|$$

$$= F_{t2} \left( \frac{\tan \alpha_{M1} \cos \delta_{M2}}{\cos \beta_{M2}} - \sin \delta_{M2} \tan \beta_{M2} \right)$$

$$|F_{a2}| = |F_{t2}'| + |F_{r2}'|$$

$$= F_{t2} \left( \frac{\tan \alpha_{M1} \sin \delta_{M2}}{\cos \beta_{M2}} + \cos \delta_{M2} \tan \beta_{M2} \right)$$

### 9 许用输出功率核算

估算中心距的经验公式有一定局限性，初步确定锥蜗杆传动的几何参数之后，还需按齿面耐久性核算许用输出功率。通常选用锥蜗杆螺旋面为主要工作面，只对i面传动的许用输出功率进行核算。

取齿面中点M为计算点，该点的yM坐标的绝对值较小，为简化计算，把齿面中点啮合位置的坐标值近似地取为M(r\_{M1}, 0, x\_M) (见图6.6-15)。

表6.6-11为垂直交错轴锥蜗杆传动(\Sigma=90^\circ)的许用输出功率计算步骤，下面对表中某些参数作简要说明：

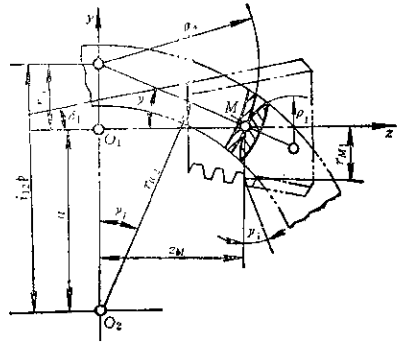


图6.6-15 锥蜗杆传动简化后计算点M的位置

#### 1) 许用磨损系数 K\_m

$$K_m = 0.00689 k_m \frac{N/mm}{mm}$$

k\_m 与材料、润滑油和齿面相对滑动速度有关，可由图6.6-16确定。

#### 2) 工作条件系数 K\_w

每日工作8~10小时，不受反复冲击载荷，油池温度低于90℃。取 K\_w = 1.0。

每日工作8~10小时，受反复冲击载荷，或工作24小时，不受反复冲击载荷，油池温度低于90℃。取 K\_w = 1.2。

24小时工作，受反复冲击载荷，油池温度低于90℃。取 K\_w = 1.3。

间断工作，锥蜗杆转速 n\_2 \ge 100 r/min, K\_w

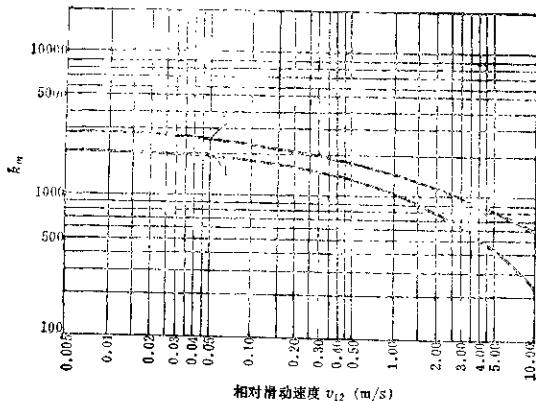


图 6.6-16 许用应力系数曲线  
 1. HRC60, 钢制锥蜗杆; 锡磷青铜锥蜗轮; 标准蜗轮润滑油 2. HRC60, 钢制锥蜗杆和锥蜗轮; 极压润滑油

值按下表取,

每小时工作总分钟数	5	10	15	20	25
$K_H$	0.6	0.7	0.8	0.9	1.0

3)  $\rho_i$  为锥蜗杆 i 面轴向螺旋参数, 由表 6.6-9 第 2 栏求得,  $\gamma_i$  角见图 6.6-15。

4) 把锥蜗杆的螺旋面视为圆锥面, 锥蜗轮纵向齿线视为延长渐开线, 求得锥蜗杆和锥蜗轮齿面曲率半径近似值  $\rho_1$  和  $\rho_2$ 。

5) 锥蜗轮的工作半径  $r_{e2}$  见图 6.6-15。

6) 求重合度  $\epsilon$  和接触线总长  $L_x$  时, 假定瞬时接触线沿锥蜗杆齿高分布。锥蜗杆工作齿高  $h_a$  和计算齿宽  $b_1$ , 分别由表 6.6-8 第 11 栏和第 43 栏求得。

校核结果, 若许用输出功率  $[P_2]$  不能满足要求或富余太多, 应适当地增加或减少锥蜗杆的轴向计算齿宽  $b_1$  值。此时各表中与  $b_1$  直接或间接有关的各参数应全部重算。

一般情况下, 对锥蜗杆传动可以不进行齿根弯曲强度校核。因为, 受到锥蜗轮齿的凹面根切的限制, 中心距系数  $a^*$  必须小于许用最大值  $a_{max}^*$ 。在中心距为定值的情况下, 对于中小传动比的锥蜗杆传动,  $a_{max}^*$  值较小, 也就是  $m_s$  值取得较大 ( $m_s = a/a^*$ ), 弯曲强度有富余, 故弯曲强度得到的许用

输出功率, 比按齿面耐久性得到的许用输出功率大得多。只有在传动比较大时,  $a_{max}^*$  可以取得大一些, 也就是可以取较小的  $m_s$  值, 但是, 传动比大, 效率低, 一般只用于传递运动, 而不用作传递动力。

### 10 锥蜗杆的刚度校核

受力时锥蜗杆变形破坏了齿面共轭, 导致载荷集中, 使承载能力降低。因此, 过锥蜗杆齿面中点, 垂直于锥蜗杆轴线的截面的最大挠度  $v$  值不能超过许用值  $[v]$ , 即

$$v \leq [v] = (0.005 \sim 0.01) m_s \text{ mm}$$

$v$  值与锥蜗杆传动的结构和尺寸有关。图 6.6-17a 为双支承锥蜗杆传动, 可视为双支梁; 图 6.6-17b 为外伸锥蜗杆传动, 可视为外伸梁。图中以实线表示锥蜗杆 i 面传动时轴向力产生的力矩, 虚线表示锥蜗杆 e 面传动时轴向力产生的力矩。

过锥蜗杆齿面中点, 垂直于轴线的截面的挠度按下面公式计算:

(1) 双支承锥蜗杆传动

$$v_s = \frac{1}{EJ} \cdot \frac{l_1 l_2}{3l} \cdot \sqrt{[F_{r1} l_1 l_2 + F_{r2} r_{m1} (l_2 - l_1)]^2 + (F_{t1} l_1 l_2)^2}$$

(2) 外伸锥蜗杆传动

表 8.6-11 锥蜗杆传动 ( $\Sigma=90^\circ$ ) 许用输出功率校核

序号	名称	符号	计算公式或说明	举例
1	相对滑动速度(m/s)	$v_{12}$	由式(6.6-5)确定	3.642
2		$k_m$	由图6.6-16查得	970
3	许用磨损系数 ( $\frac{N/mm^2}{mm}$ )	$K_m$	$K_m=0.00689k_m$	6.683
4	工作条件系数	$K_w$	根据每日工作时间, 载荷性质和油池允许温度确定	1.0
5	当量圆柱蜗杆: 面的分度圆半径 (mm)	$r_{01}$	$r_{01}=a-i_{12}p_1$	-0.0443
6		$\gamma_1$	$\gamma_1=\arctan n \left( \frac{ r_{01} }{2M} \right)$	0.0253
7	锥蜗杆齿面的曲率半径 (mm)	$\rho_1$	$\rho_1=\frac{r_{01}}{\tan \alpha_1 \cos^2 \gamma_1}$	142.048
8	锥蜗轮齿面的曲率半径 (mm)	$\rho_2$	$\rho_2=\frac{2M}{\cos \gamma_2}$	100.428
9	齿面的诱导曲率半径 (mm)	$\rho$	$\rho=\frac{\rho_1 \rho_2}{\rho_1 + \rho_2}$	58.833
10	重合度	$e$	$e=\frac{b'_{12}}{\pi m_0 \cos \alpha_1}$	5.592
11	接触线总长 (mm)	$L_Z$	$L_Z=\frac{eh_m}{\cos \alpha_n}$	46.312
12	锥蜗轮工作半径 (mm)	$r_{w2}$	$r_{w2}=i_{12}p_1 \cos \gamma_1$	100.044
13	许用输出扭矩(N·m)	$[T_2]$	$[T_2]=\frac{K_m \rho L_Z^2 e^2}{1000 K_w}$	1821.771
14	锥蜗轮转速(r/min)	$n_2$	$n_2=\frac{n_1}{i_{12}}$	29.412
15	许用输出功率(LW)	$[P_2]$	$[P_2]=\frac{[T_2]n_2}{9549}$	5.811

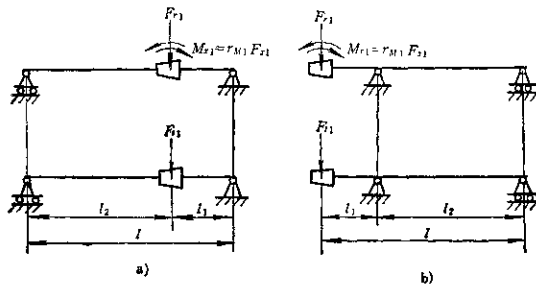


图6.5-17 锥蜗杆支承结构示意图

- a) 双支承锥蜗杆传动  
b) 外伸锥蜗杆传动

$$u_w = \frac{1}{EJ}$$

$$\times \sqrt{\left[ \frac{F_{x1} l_2 l_1}{3} \mp \frac{F_{x1} r_{M1} l_1 \left( l_1 + \frac{2}{\sigma} l_2 \right)}{2} \right]^2 + \left( \frac{F_{y1} l_2 l_1}{3} \right)^2}$$

式中  $E$ ——材料的弹性模数, 对钢制锥蜗杆,  
 $E=2.06 \times 10^8 \text{ N/mm}^2$ ;

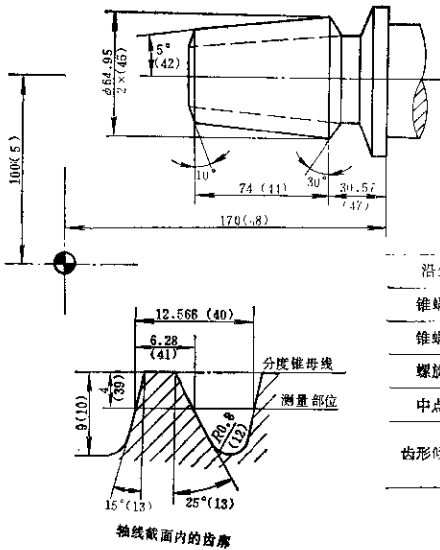
$J$ ——过锥蜗杆齿面中点  $M$ , 垂直于轴线的截面的惯性矩, 即

$$J = \frac{\pi r^4 M_1}{4} \text{ mm}^4$$

双符号项,  $i$  面传动取负号,  $e$  面传动取正号。  
 校核结果,  $u_x$  或  $u_w$  应不超过许用值  $[u]$ 。

### 11 锥蜗杆和锥蜗轮的结构图和主要尺寸

根据表 6.6-8 计算结果, 图 6.6-18 和图 6.6-19 绘出锥蜗杆螺旋和锥蜗轮齿部的结构图, 并标注出主要尺寸。为了便于将图中尺寸与表 6.6-8 各栏对照, 在尺寸后面的括号里注明表 6.6-8 中对应的序号。



### 12 锥蜗杆传动的精度

目前我国尚无锥蜗杆传动的公差标准, 美国伊利诺斯工具公司 (Illinois Tool Works) 把锥蜗杆传动分成三个精度等级:

**A 级:** 精密优质锥蜗杆传动。锥蜗杆精磨齿, 锥蜗轮精滚齿或研齿。用于飞行器的优质传动, 但不包括某些仪器或导弹导航系统的高精度传动。

**B 级:** 高级工业锥蜗杆传动。锥蜗杆磨齿或精切齿, 锥蜗轮精滚齿。

**C 级:** 工业用锥蜗杆传动。锥蜗杆经过切齿或滚轧成, 锥蜗轮可经过滚齿或由压铸、烧结等方法制造成。

对锥蜗杆应检验其导程、齿形、齿距、齿厚和安装距; 对锥蜗轮应检验其齿圈跳动量、节圆和安装距; 锥蜗杆与锥蜗轮啮合传动时, 则应检验其接触印痕和齿侧间隙。

不同中心距各精度等级锥蜗杆传动的公差列于表 6.6-12。

对于锥蜗杆传动, 保证箱体座孔使锥蜗杆轴线与锥蜗轮轴线相垂直是很重要的, 两轴线垂直度允

沿分度锥母线数	$m_0$	4	
锥蜗杆头数	$z_1$	1	
锥蜗杆类型		阿基米德	
螺旋方向		右旋	
中点导程角	$\gamma_M$	$4^\circ 33' 55''$	
齿形倾角	$i$ 面	$\gamma_i$	$10^\circ$
	$e$ 面	$\gamma_e$	$-30^\circ$

图 6.6-18 锥蜗杆螺旋的结构和主要尺寸



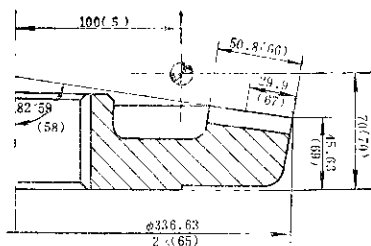


图 6-13 锥蜗轮齿部的结构和主要尺寸

中心距	$a$	100		
轴交角	$\Sigma$	90		
锥蜗轮齿数	$z_2$	51		
螺旋方向		左旋		
齿高测量部位到大端距离	$b_1$	29.9		
全齿高	$h_{max}$	9		
配对锥蜗杆参数	沿分度锥母线模数	$m_t$	4	
	锥蜗杆头数	$z_1$	1	
	锥蜗杆类型		阿基米德	
	螺旋方向		右旋	
	齿形倾角	内面	$\nu_1$	10°
		外面	$\nu_2$	-30°
	分度圆半径	$r_1$	26	
	分度锥角	$\delta_1$	5°	

表 6.6-12 锥蜗杆传动的公差①

中心距 $a$ (mm)	精度等级	锥蜗杆安装距 偏差②(mm)	中心距偏差② (mm)	锥蜗轮齿圈跳 动量(mm)	平均齿侧间隙 (mm)
12.5	A	0.15	0.025	0.013	0.05
	B	0.30	0.038	0.025	0.08
	C	0.45	0.051	0.051	0.10
25.0	A	0.18	0.025	0.025	0.08
	B	0.36	0.038	0.064	0.10
	C	0.53	0.051	0.114	0.13
50.0	A	0.23	0.038	0.051	0.10
	B	0.46	0.051	0.102	0.13
	C	0.69	0.102	0.203	0.18
75.0	A	0.28	0.038	0.076	0.13
	B	0.56	0.051	0.152	0.15
	C	0.84	0.102	0.279	0.23
100	A	0.36	0.051	0.089	0.15
	B	0.72	0.076	0.178	0.20
	C	1.08	0.127	0.356	0.31
125	A	0.38	0.051	0.102	0.18
	B	0.76	0.076	0.203	0.25
	C	1.14	0.127	0.406	0.38

① 该表的数据是伊利诺斯工具公司推荐的。

② 锥蜗杆安装距偏差和中心距偏差可取正值或负值。

许偏差应控制在下列范围内：A级精度，每100mm允许误差为0.03mm；B级精度，每100mm允许

误差为0.10mm；C级精度，每100mm允许误差为0.20mm。

表 6.6-12 中未列出的公差项目, 建议参考普通圆柱蜗杆传动的公差标准选取。

锥蜗杆传动支承系统的结构与普通圆柱蜗杆传动有许多相似之处, 但锥蜗杆传动的特点之一, 是通过改变锥蜗杆和锥蜗轮的轴向位置来调节齿侧间隙, 设计时应注意到, 便于调整锥蜗杆和锥蜗轮的安装距。

### 参 考 文 献

- [1] Nienmann/Winter: Maschinenelemente. Band III. Zweite Auflage. Springer-Verlag, 1963.
- [2] Wilkesmann, H.: Berechnung von Schneckengetrieben mit unterschiedlichen Zahnprofilform. Dissertation TU MÜNCHEN, 1974.
- [3] CAVEX Couples a denture concaves pour la construction de machines. Flender & Co., 1974 (CAVEX Redtsatz mit Hohlflankenschnecke für der Einbau in Maschinen. Flender & Co., 1972)
- [4] CAVEX Schneckengetriebe nach dem Backsteinprinzip. Flender & Co., 1984.
- [5] 余俊等主编: 机械设计(2版), 第九章蜗杆传动(孟惠荣编), 高等教育出版社, 1986.
- [6] 孟惠荣: 论证代蜗杆传动的类型、形成原理、特性及其方向, 煤矿机械, No. 1.2.3.6, 1981.
- [7] Henriot, G.: Traite théorique et pratique des engrénages. tome 1 & 2. Dunod 1979. Bordas 1978.
- [8] Shell International Petroleum Co.: The lubrication of industrial gears. John Wright & Sons. Reprinted 1970.
- [9] Dudley, D. W.: Handbook of Practical Gear Design. McGraw-Hill, 1984.
- [10] 王树人, 刘平娟: 圆柱蜗杆传动啮合原理, 天津科技出版社, 1982.
- [11] 王树人, 封增祺, 刘平娟: 圆弧圆柱蜗杆传动啮合原理的数值计算, 天津大学学报, No. 4, 1983.
- [12] Журавлев В. И.: Технологический и конструкторский

- ия глобоидных передач. М., Машиностроение, 1966.
- [13] Зах П. С.: Глобоидная передача. Машгиз, 1962.
- [14] 吴大任, 骆家舜著: 齿轮啮合原理, 科学出版社, 1985.
- [15] 日本国特许庁《特许公报》昭50—19688, 鼓形ウォームギヤ, 发明者石川昌一, 出願昭44(1969)年2月13日.
- [16] 英国专利(1932年) No. 384024.
- [17] 酒井高男: 可展齿面鼓形ウォームギヤ仁吳寸る研究, 日本机械学会论文集 41卷 361号, 昭50年11月.
- [18] 吴晓铃: 角形正可展弧面蜗杆传动的啮合分析, 齿轮, No. 4, 1978.
- [19] Buckingham, E.: Analytical Mechanics of Gears. 1949. P289—292.
- [20] 张希康: IT型渐开面蜗轮传动螺旋角的合理选择, 机械工程学报, V. 18, No. 3, 1982. 9.
- [21] Buckingham, Eliot: Guide to Worm gear types see chironis: Gear design and application. McGraw-Hill, 1967. PP.69—77.
- [22] 董学朱: 两轴交叉齿轮传动的几个特殊问题, 中国机械工程学会第一届全国机械传动年会论文集, 第一分册, 机械工业出版社, 1965.
- [23] 第三机械工业部三〇三研究所: 锥形蜗杆蜗轮传动的设计和制造, 科学实验, No. 4, 1971.
- [24] 董学朱: 交错轴齿轮啮合原理的研究及锥蜗杆传动几何参数计算的理论基础, 教学与科研, No. 2, 1979.
- [25] 董学朱: 锥蜗杆传动的最大中心距系数, 齿轮, No. 8, 1984.
- [26] 董学朱: 锥蜗杆传动几何参数的计算机辅助设计, 北京农业机械化学院学报, No.1, 1985.
- [27] Illinois Tool Works: Spiroid Gears Chicago, Illinois, 1959.
- [28] Nelson, W. D: Spiroid Gearing. Machine Design, V. 33, No. 4.5.6, 1961.
- [29] Dudley, D. W.: Gear Handbook. McGraw-Hill Co, 1982.
- [30] FLENDER Taschenbuch, 4 Auflage, 1980



# 第七篇 小模数齿轮及小模数蜗杆传动

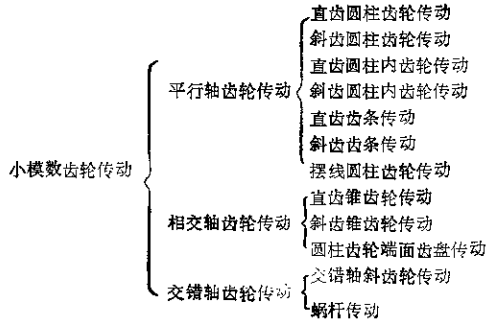
主编 孙麟治 (上海科技大学)

章次	编写人	审稿人
第1章	赵明晶(长春光机所)	孙麟治
第2章	沈潜德(长春光机所) 赵明晶	孙麟治
第3章	赵明晶	刘镇湖(北京手表厂)
第4章	沈潜德 孙麟治	孙麟治
第5章	沈潜德 孙麟治	孙麟治
第6章	孙麟治	赵明晶



# 第1章 小模数齿轮传动的分类及特点

## 1 小模数齿轮传动的分类



## 2 各类小模数齿轮传动的特点和适用范围

表7.1-1 各类小模数齿轮传动的特点和适用范围

名称	特点	适用范围
直齿圆柱齿轮传动	可高速传动，线速度可达150m/s，传动效率高，一对齿轮可达98~99%，对中心距变化敏感性小，制造装配简便，可借变位切削和修形，修缘来改善啮合性能，提高传动质量，获得高精度	广泛用于精密仪器和伺服机械的传动系统中 例如：照相机、显微镜、天文望远镜、计量仪器、光学仪器、航海仪器、雷达和火炮的解算装置、自动驾驶仪表和导弹的控制系统以及机器人的执行机构等
斜齿圆柱齿轮传动	重合度大，传动平稳，承载能力大，轴向力随螺旋角增大而增大	
直齿与斜齿圆柱内齿轮传动	传动平稳，承载能力大，结构紧凑，能实现大传动比，内齿轮易产生顶切，内啮合时易产生过渡曲线干涉，加工方法受限制，不易获得高精度	主要用于大传动比的行星齿轮传动和谐波齿轮传动
直齿和斜齿齿条传动	直齿齿条和斜齿内条可同直齿轮、斜齿轮和蜗杆啮合，齿条和齿轮啮合时，两者可任意为主动或从动，齿条同蜗杆啮合时，齿条只能从动	可变速转动为直线移动，也可把直线移动变为旋转运动，主要用于各种往复运动机构

(续)

名称	特点	应用范围
摆线圆柱齿轮传动	齿轮副多是单向增速传动, 模数较小, 一段摆线范围为 $m=0.04\sim 1$ , 齿数可以很少, 小齿轮齿数可为 $8\sim 12$ , 通常转速低, 力矩小, 传动比大, 最高可达 $i=16$ , 侧隙较大, 通常为齿厚的 $0.2\sim 0.3$ 倍, 齿厚磨损均匀, 对中心距变化敏感, 中心距改变时, 传动比不能保持恒定, 齿根强度较弱	主要用于机械手表的传动系统中, 也用于压力表、水电计量装置等精密仪表的传动装置中
直齿与斜齿锥齿轮传动	传动比小, $i=1\sim 8$ , 不宜实现高速传动, 承载能力小, 比曲线锥齿轮容易制造, 有轴向力	用于仪表机床、测量仪器和各种机械传动装置中的相交轴传动
圆柱齿轮端面齿盘传动	可用直齿或斜齿圆柱齿轮实现相交轴传动, 端面齿盘为点接触承载能力小, 齿长受切齿干涉限制, 加工困难	用于一般精度的轻载相交轴或交错轴传动, 只做运动传动
交错轴斜齿轮传动	能实现任意方位的交错轴传动, 传动平稳, 有轴向力	用于交错轴为任意方位的传动装置, 可代替锥齿轮和蜗杆副实现交错轴传动
蜗杆传动	工作平稳, 无噪声, 可实现大传动比和高精度传动, 承载能力大, 能自锁, 适用于低速传动, 传动效率较低	用于精密仪器的大传动比高精度的传动机构, 各种机床和测量仪器的分度机构以及高精度的分度头和刻划机等

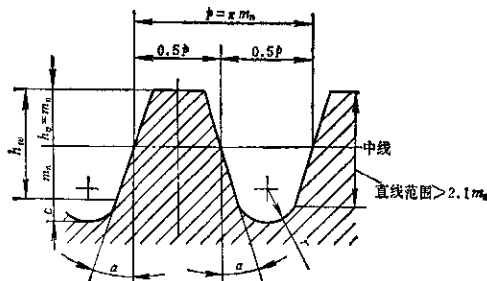
## 第2章 小模数渐开线圆柱齿轮传动

### 1 基准齿形和模数系列

#### 1.1 小模数渐开线圆柱齿轮基准齿形

模数  $m < 1\text{mm}$  的基准齿形列于表 7.2-1 中, 模数  $m \geq 1\text{mm}$  的基准齿形见 GB1356—78 (见第二篇)。

表 7.2-1 小模数渐开线圆柱齿轮基准齿形 (GB2362—80)



(续)

参数名称	代号	数值	说 明	参数名称	代号	数值	说 明
齿 形 角	$\alpha$	$20^\circ$	中线上的齿厚和 齿槽宽度相等	齿 距	$p$	$\pi m_n$	中线上的齿厚和 齿槽宽度相等
齿 顶 高	$h_a$	$m_n$		齿 向 间 隙	$c$	$\geq 0.35 m_n$	
工 作 齿 高	$h_n$	$2m_n$		齿 根 圆 角 半 径	$r$	$\geq 0.4 m_n$	

注：1. 基准齿形是指基准齿条切齿法所切齿形，其参数仅适用于模数  $0.1 \leq m_n < 1\text{mm}$  的精密机械用渐开线圆柱齿轮及齿条。  
2. 允许齿根圆角和齿廓的直线部分不相切。  
3. 允许齿根圆角做成双圆弧，此时  $r \leq 0.2 m_n$ 。

1.2 小模数渐开线齿轮模数系列

按国标GB2363—80规定，小模数渐开线齿轮的模数范围为  $m_n = 0.1 \sim 1.5$ 。

2 小模数圆柱齿轮传动几何尺寸的计算

2.1 直齿圆柱齿轮传动的几何尺寸计算

表7.2-2 标准圆柱齿轮传动的几何尺寸计算公式

序号	名 称	代 号	公 式	例
1	模 数	$m$	$m = \frac{p}{\pi} = \frac{d}{z}$ (按标准)	$m=0.5$
2	齿 数	$z$	$Z = \frac{d}{m}$	$z_1=16, z_2=135$ (外齿轮副)
3	齿 形 角	$\alpha$	$\alpha=20^\circ$	$\alpha=20^\circ$
4	齿顶高系数	$h_a^*$	$h_a^* = 1$	$h_a^* = 1$
6	顶隙系数	$c^*$	$m < 1, c^* = 0.35$ $m \geq 1, c^* = 0.25$	$c^* = 0.35$
6	顶 隙	$c$	$c = c^* m$	$c = 0.175$
7	分度圆直径	$d$	$d = mz$	$d_1 = 9, d_2 = 67.5$
8	基圆直径	$d_b$	$d_b = d \cos \alpha$	$d_{b1} = 8.457,$ $d_{b2} = 63.429$
9	齿 距	$p$	$p = \pi m$	$p = 1.571$
10	基圆齿距	$p_b$	$p_b = p \cos \alpha$	$p_b = 1.476$
11	齿 顶 高	$h_a$	$h_a = h_a^* m = m$	$h_a = 0.5$
12	齿 根 高	$h_f$	$h_f = (h_a^* + c^*) m$	$h_f = 0.875$
13	齿 高	$h$	$h = (2h_a^* + c^*) m$	$h = 1.175$
14	齿 宽	$b$	$b = (3 \sim 10) m$	$b = 4$
15	齿顶圆直径	$d_a$	$d_a = d + 2h_a^* m$	$d_{a1} = 10, d_{a2} = 68.5$
16	齿根圆直径	$d_f$	$d_f = d - 2(h_a^* + c^*) m$	$d_{f1} = 7.65, d_{f2} = 66.15$
17	标准中心距	$a$	$a = \frac{z_1 d_1 + z_2 d_2}{2} = m \left( \frac{z_1 + z_2}{2} \right)$	$a = 38.25$
18	齿 数 比	$u$	$u = \frac{z_2}{z_1}$	$u = 7.5$

测 量 尺 寸 (仅选一种)

19	公 法 线	跨齿数, 跨 齿槽数 (用于内 齿轮)	$h = \frac{\alpha}{180} z + 0.5$ $\alpha = 20^\circ$ 时, $h$ 值按表7.2-3	$k_1 = 3$ $k_2 = 16$
----	-------	---------------------------	---	-------------------------



(续)

序号	名称	代号	公 式	例	
19	公法线长度	$W$	$W = m \cos \alpha [z(k-0.5) + z \operatorname{inv} \alpha]$ $\alpha = 20^\circ$ 时, $W$ 值按 $z$ 查表 7.2-3	$W_1 = 3.816$ $W_2 = 23.824$	
	量柱直径	$d_f$	$d_f = (1.88 \sim 1.9)m$ (外齿轮) $d_f = (1.4 \sim 1.7)m$ (内齿轮) 按表 7.2-4 选取	$d_f = 0.866$	
20	量柱中心所在圆压力角	$\alpha_M$	$\operatorname{inv} \alpha_M = \operatorname{inv} \alpha \pm \frac{d_f}{d \cos \alpha} \mp \frac{\pi}{2z}$	$\alpha_{M1} = 25^\circ 0' 56''$ $\alpha_{M2} = 20^\circ 50' 03''$	
	量柱测量距	$M$	齿数为偶数 $M = \frac{d \cos \alpha}{\cos \alpha_M} \pm d_f$ $\alpha = 20^\circ$ 时, $M$ 值按 $z$ 查表 7.2-4 齿数为奇数 $M = \frac{d \cos \alpha}{\cos \alpha_M} - \cos \frac{90^\circ}{z} \pm d_f$ $\alpha = 20^\circ$ 时, $M$ 值按 $z$ 查表 7.2-4	外齿轮 应满足 $M > d_a$ 内齿轮 应满足 $M < d_a$	$M_1 = 10.199$ $M_2 = 68.728$
	固定弦齿高	$\bar{h}$	$\bar{h} = (h^* - \frac{\pi}{8} \sin 2\alpha) m$ $h^* = 1, \alpha = 20^\circ$ 时, $\bar{h} = 0.7476m$ 或查表 7.2-5	$\bar{h} = 0.374$	
21	固定弦齿厚	$\bar{s}_c$	$\bar{s}_c = \frac{\pi m}{2} \cos^2 \alpha$ $\alpha = 20^\circ$ 时, $\bar{s}_c = 1.3870m$ 或查表 7.2-5	$\bar{s}_c = 0.694$	

注: 所列各表中, 凡有上和下符号者, 上面符号用于外齿轮副, 下面符号用于内齿轮副。

表 7.2-3 圆柱齿轮公法线长度

$z$	$k$	$W$ (mm)					
		0.50	0.80	0.80	1.00	1.25	1.50
9	2	2.277	2.733	3.845	4.554	5.893	6.831
10	2	2.284	2.741	3.855	4.668	5.710	6.862
20	2	2.291	2.749	3.866	4.582	5.728	6.873
12	2	2.298	2.758	3.877	4.696	5.746	6.894
13	2	2.305	2.766	3.888	4.610	5.763	6.915
14	2	2.312	2.775	3.899	4.624	5.780	6.936
15	2	2.319	2.783	3.711	4.638	5.798	6.957
16	2	2.326	2.791	3.722	4.652	5.815	6.978
17	2	2.333	2.800	3.733	4.666	5.833	6.999
18	3	3.816	4.679	6.108	7.832	9.541	11.449
19	3	3.828	4.688	6.117	7.646	9.558	11.470
20	3	3.839	4.696	6.128	7.660	9.576	11.491
21	3	3.837	4.686	6.140	7.674	9.592	11.512
22	3	3.844	4.613	6.151	7.688	9.611	11.533
23	3	3.851	4.621	6.162	7.702	9.628	11.554
24	3	3.858	4.630	6.173	7.716	9.646	11.575
25	3	3.865	4.638	6.184	7.730	9.663	11.596
26	3	3.872	4.647	6.196	7.744	9.681	11.617

(续)

z	k	m					
		0.50	0.60	0.80	1.00	1.25	1.50
W (mm)							
27	4	5.355	6.426	8.568	10.711	13.888	16.066
28	4	5.362	6.435	8.580	10.725	13.496	16.087
29	4	5.369	6.443	8.591	10.739	13.423	16.108
30	4	5.376	6.452	8.602	10.753	13.441	16.129
31	4	5.383	6.460	8.613	10.767	13.458	16.150
32	4	5.390	6.468	8.625	10.781	13.476	16.171
33	4	5.397	6.477	8.636	10.795	13.493	16.192
34	4	5.404	6.485	8.647	10.809	13.511	16.213
35	4	5.411	6.494	8.658	10.823	13.528	16.234
36	5	6.891	8.273	11.031	13.789	17.236	20.683
37	5	6.901	8.282	11.042	13.803	17.253	20.704
38	5	6.908	8.290	11.053	13.817	17.271	20.725
39	5	6.915	8.298	11.065	13.831	17.289	20.746
40	5	6.922	8.307	11.076	13.845	17.306	20.767
41	5	6.929	8.315	11.087	13.859	17.324	20.788
42	5	6.936	8.324	11.098	13.873	17.341	20.809
43	5	6.943	8.332	11.109	13.887	17.359	20.830
44	5	6.950	8.341	11.121	13.901	17.376	20.851
45	6	8.433	10.120	13.494	16.867	21.084	25.309
46	6	8.440	10.129	13.505	16.881	21.101	25.321
47	6	8.447	10.137	13.516	16.895	21.119	25.342
48	6	8.454	10.145	13.527	16.909	21.136	25.363
49	6	8.461	10.154	13.538	16.923	21.154	25.384
50	6	8.468	10.162	13.550	16.937	21.171	25.405
51	6	8.476	10.171	13.561	16.951	21.189	25.427
52	6	8.483	10.179	13.572	16.965	21.206	25.448
53	6	8.490	10.187	13.583	16.979	21.224	25.469
54	7	9.973	11.967	15.956	19.945	24.931	29.913
55	7	9.980	11.975	15.967	19.959	24.949	29.934
56	7	9.987	11.984	15.979	19.973	24.966	29.960
57	7	9.994	11.992	15.990	19.987	24.984	29.981
58	7	10.001	12.001	16.001	20.001	25.001	30.002
59	7	10.008	12.009	16.012	20.015	25.019	30.023
60	7	10.015	12.018	16.023	20.029	25.036	30.044
61	7	10.022	12.026	16.035	20.043	25.054	30.065
62	7	10.029	12.034	16.046	20.057	25.071	30.086
63	8	11.512	13.814	18.419	23.023	28.779	34.535
64	8	11.519	13.822	18.430	23.037	28.797	34.556
65	8	11.526	13.831	18.441	23.051	28.814	34.577
66	8	11.533	13.839	18.452	23.065	28.832	34.598
67	8	11.540	13.848	18.463	23.079	28.849	34.619
68	8	11.547	13.856	18.475	23.093	28.867	34.640
69	8	11.554	13.864	18.486	23.107	28.884	34.661
70	8	11.561	13.873	18.497	23.121	28.902	34.682
71	8	11.568	13.881	18.508	23.135	28.919	34.703
72	9	13.051	15.681	20.881	26.102	32.627	39.152
73	9	13.058	15.689	20.892	26.116	32.644	39.173
74	9	13.065	15.698	20.904	26.130	32.662	39.194
75	9	13.072	15.696	20.915	26.144	32.679	39.215
76	9	13.079	15.695	20.926	26.158	32.697	39.236
77	9	13.086	15.703	20.937	26.172	32.714	39.257
78	9	13.093	15.711	20.948	26.186	32.732	39.278
79	9	13.100	15.720	20.960	26.200	32.749	39.299
80	9	13.107	15.728	20.971	26.214	32.767	39.320

(续)

z	k	m					
		0.50	0.60	0.80	1.00	1.25	1.60
		W (mm)					
81	10	14.590	17.508	23.344	29.180	36.475	43.770
82	10	14.597	17.516	23.355	29.194	36.492	43.791
83	10	14.604	17.525	23.366	29.208	36.510	43.812
84	10	14.611	17.533	23.377	29.222	36.527	43.833
85	10	14.618	17.541	23.389	29.236	36.545	43.854
86	10	14.625	17.550	23.400	29.250	36.562	43.875
87	10	14.632	17.558	23.411	29.264	36.580	43.896
88	10	14.639	17.567	23.422	29.278	36.597	43.917
89	10	14.646	17.575	23.433	29.292	36.615	43.938
90	11	16.129	19.355	25.806	32.258	40.322	48.387
91	11	16.136	19.363	25.818	32.272	40.340	48.408
92	11	16.143	19.372	25.829	32.286	40.357	48.429
93	11	16.150	19.380	25.840	32.300	40.375	48.450
94	11	16.157	19.388	25.851	32.314	40.392	48.471
95	11	16.164	19.397	25.862	32.328	40.410	48.492
96	11	16.171	19.405	25.874	32.342	40.427	48.513
97	11	16.178	19.414	25.885	32.356	40.445	48.534
98	11	16.185	19.422	25.896	32.370	40.462	48.555
99	12	17.668	21.202	28.269	35.336	44.170	53.004
100	12	17.675	21.210	28.280	35.350	44.188	53.025
101	12	17.682	21.218	28.291	35.364	44.205	53.046
102	12	17.689	21.227	28.302	35.378	44.223	53.067
103	12	17.696	21.235	28.314	35.392	44.240	53.088
104	12	17.703	21.244	28.325	35.406	44.258	53.109
105	12	17.710	21.252	28.336	35.420	44.275	53.130
106	12	17.717	21.260	28.347	35.434	44.293	53.151
107	12	17.724	21.269	28.358	35.448	44.310	53.172
108	13	19.207	23.049	30.731	38.414	48.015	57.621
109	13	19.214	23.057	30.743	38.428	48.033	57.642
110	13	19.221	23.065	30.754	38.442	48.053	57.663
111	13	19.228	23.074	30.765	38.456	48.070	57.684
112	13	19.235	23.082	30.776	38.470	48.088	57.705
113	13	19.242	23.091	30.787	38.484	48.105	57.726
114	13	19.249	23.099	30.799	38.498	48.123	57.747
115	13	19.256	23.107	30.810	38.512	48.140	57.768
116	13	19.263	23.116	30.821	38.526	48.158	57.789
117	14	20.746	24.895	33.194	41.492	51.865	62.239
118	14	20.753	24.904	33.205	41.506	51.883	62.260
119	14	20.760	24.912	33.216	41.520	51.901	62.281
120	14	20.767	24.921	33.228	41.534	51.916	62.302
121	14	20.774	24.929	33.239	41.548	51.936	62.323
122	14	20.781	24.937	33.250	41.562	51.953	62.344
123	14	20.788	24.946	33.261	41.576	51.971	62.365
124	14	20.795	24.954	33.272	41.590	51.988	62.386
125	14	20.802	24.963	33.284	41.604	52.006	62.407
126	15	22.285	26.742	35.658	44.571	55.713	65.856
127	15	22.292	26.751	35.668	44.585	55.731	65.877
128	15	22.299	26.759	35.679	44.599	55.748	65.898
129	15	22.306	26.768	35.690	44.613	55.765	65.919
130	15	22.313	26.776	35.701	44.627	55.783	65.940
131	15	22.320	26.784	35.713	44.641	55.801	65.961
132	15	22.327	26.793	35.724	44.655	55.818	65.982
133	15	22.334	26.801	35.735	44.669	55.836	66.003
134	15	22.341	26.810	35.746	44.683	55.853	66.024

内 2

齿 轮 手 册

(续)

z	k	m					
		0.50	0.60	0.80	1.00	1.25	1.50
		W (mm)					
135	16	23.824	28.589	38.119	47.849	59.561	71.473
136	16	23.831	28.598	38.130	47.863	59.578	71.494
137	16	23.838	28.608	38.141	47.877	59.586	71.515
138	16	23.845	28.614	38.153	47.891	59.594	71.536
139	16	23.852	28.623	38.164	47.905	59.601	71.557
140	16	23.859	28.631	38.175	47.919	59.609	71.578
141	16	23.868	28.640	38.186	47.933	59.616	71.599
142	16	23.873	28.648	38.197	47.947	59.624	71.620
143	16	23.880	28.656	38.208	47.961	59.701	71.641
144	17	25.383	30.436	40.582	50.727	63.409	76.090
145	17	25.370	30.446	40.593	50.741	63.426	76.111
146	17	25.377	30.453	40.604	50.755	63.444	76.132
147	17	25.384	30.461	40.615	50.769	63.461	76.153
148	17	25.391	30.470	40.626	50.783	63.479	76.174
149	17	25.398	30.478	40.638	50.797	63.496	76.195
150	17	25.405	30.487	40.649	50.811	63.514	76.216
151	17	25.413	30.495	40.660	50.825	63.531	76.238
152	17	25.420	30.503	40.671	50.839	63.549	76.259
153	18	26.903	32.283	43.044	53.805	67.256	80.708
154	18	26.910	32.291	43.055	53.819	67.274	80.729
155	18	26.917	32.300	43.067	53.833	67.291	80.750
156	18	26.924	32.308	43.078	53.847	67.309	80.771
157	18	26.931	32.317	43.089	53.861	67.326	80.792
158	18	26.938	32.325	43.100	53.875	67.344	80.813
159	18	26.945	32.334	43.111	53.889	67.361	80.834
160	18	26.952	32.342	43.123	53.903	67.379	80.855
161	18	26.959	32.350	43.134	53.917	67.396	80.876
162	19	28.442	34.130	45.507	56.883	71.104	85.325
163	19	28.449	34.138	45.518	56.897	71.122	85.346
164	19	28.456	34.147	45.529	56.911	71.139	85.367
165	19	28.463	34.155	45.540	56.925	71.157	85.388
166	19	28.470	34.164	45.551	56.939	71.174	85.409
167	19	28.477	34.172	45.563	56.953	71.192	85.430
168	19	28.484	34.180	45.574	56.967	71.209	85.451
169	19	28.491	34.189	45.585	56.981	71.227	85.472
170	19	28.498	34.197	45.596	56.995	71.244	85.493
171	20	29.981	35.977	47.989	59.962	74.952	89.942
172	20	29.988	35.985	47.990	59.976	74.969	89.963
173	20	29.995	35.994	47.992	59.990	74.987	89.984
174	20	30.002	36.002	48.003	60.004	75.004	90.005
175	20	30.009	36.011	48.014	60.018	75.022	90.026
176	20	30.016	36.019	48.025	60.032	75.039	90.047
177	20	30.023	36.027	48.036	60.046	75.057	90.068
178	20	30.030	36.036	48.048	60.060	75.074	90.089
179	20	30.037	36.044	48.059	60.074	75.092	90.110
180	21	31.520	37.824	50.432	63.040	78.800	94.860
181	21	31.527	37.832	50.443	63.054	78.817	94.881
182	21	31.534	37.841	50.454	63.068	78.835	94.902
183	21	31.541	37.849	50.465	63.082	78.852	94.923
184	21	31.548	37.857	50.477	63.096	78.870	94.944
185	21	31.555	37.866	50.488	63.110	78.887	94.965
186	21	31.562	37.874	50.499	63.124	78.905	94.986
187	21	31.569	37.883	50.510	63.138	78.922	94.997
188	21	31.576	37.891	50.521	63.152	78.940	94.928

(续)

#	k	m					
		0.50	0.60	0.80	1.00	1.25	1.50
		W(mm)					
189	22	33.059	39.871	52.894	66.118	82.647	99.177
190	22	33.066	39.879	52.906	66.132	82.665	99.188
191	22	33.073	39.888	52.917	66.146	82.682	99.219
192	22	33.080	39.896	52.928	66.160	82.700	99.240
193	22	33.087	39.704	52.939	66.174	82.717	99.261
194	22	33.094	39.713	52.950	66.188	82.735	99.282
195	22	33.101	39.721	52.962	66.202	82.752	99.303
196	22	33.108	39.730	52.973	66.216	82.770	99.324
197	22	33.115	39.738	52.984	66.230	82.787	99.345
198	23	34.598	41.518	55.357	69.196	86.495	103.794
199	23	34.605	41.526	55.368	69.210	86.513	103.815
200	23	34.612	41.534	55.379	69.224	86.530	103.836
201	23	34.619	41.543	55.390	69.238	86.548	103.857
202	23	34.626	41.551	55.402	69.252	86.565	103.878
203	23	34.633	41.560	55.413	69.266	86.583	103.899
204	23	34.640	41.568	55.424	69.280	86.600	103.920
205	23	34.647	41.576	55.435	69.294	86.618	103.941
206	23	34.654	41.585	55.446	69.308	86.635	103.962
207	24	36.137	43.365	57.819	72.274	90.343	108.411
208	24	36.144	43.373	57.831	72.288	90.360	108.432
209	24	36.151	43.381	57.842	72.302	90.378	108.453
210	24	36.158	43.390	57.853	72.316	90.395	108.474
211	24	36.165	43.398	57.864	72.330	90.413	108.495
212	24	36.172	43.407	57.875	72.344	90.430	108.516
213	24	36.179	43.415	57.887	72.358	90.448	108.537
214	24	36.186	43.423	57.898	72.372	90.465	108.558
215	24	36.193	43.432	57.909	72.386	90.483	108.579
216	25	37.676	45.211	60.282	75.352	94.191	113.029
217	25	37.683	45.220	60.298	75.366	94.208	113.050
218	25	37.690	45.228	60.304	75.380	94.226	113.071
219	25	37.697	45.237	60.316	75.394	94.243	113.092
220	25	37.704	45.245	60.327	75.408	94.261	113.113
221	25	37.711	45.253	60.338	75.422	94.278	113.134
222	25	37.718	45.262	60.349	75.436	94.296	113.156
223	25	37.725	45.270	60.360	75.450	94.313	113.176
224	25	37.732	45.279	60.372	75.464	94.331	113.197
225	26	39.215	47.058	62.744	78.431	98.038	117.646
226	26	39.222	47.067	62.756	78.445	98.055	117.667
227	26	39.229	47.075	62.767	78.459	98.073	117.688
228	26	39.236	47.084	62.778	78.473	98.091	117.709
229	26	39.243	47.092	62.789	78.487	98.108	117.730
230	26	39.250	47.100	62.800	78.501	98.126	117.751
231	26	39.257	47.109	62.812	78.515	98.143	117.772
232	26	39.264	47.117	62.823	78.529	98.161	117.793
233	26	39.271	47.126	62.834	78.543	98.178	117.814
234	27	40.754	48.905	65.207	81.509	101.886	122.263
235	27	40.761	48.914	65.218	81.523	101.903	122.284
236	27	40.768	48.922	65.229	81.537	101.921	122.305
237	27	40.775	48.930	65.241	81.551	101.938	122.326
238	27	40.782	48.939	65.252	81.565	101.956	122.347
239	27	40.789	48.947	65.263	81.579	101.974	122.368
240	27	40.796	48.956	65.274	81.593	101.991	122.389
241	27	40.803	48.964	65.285	81.607	102.009	122.410
242	27	40.810	48.972	65.297	81.621	102.026	122.431

(续)

z	A	m					
		0.50	0.60	0.80	1.00	1.25	1.50
		W (mm)					
243	28	42.283	50.762	67.670	84.587	105.734	126.880
244	28	42.300	50.761	67.681	84.601	105.751	126.901
246	28	42.307	50.769	67.692	84.615	105.769	126.922
246	28	42.314	50.777	67.703	84.629	105.786	126.943
247	28	42.321	50.786	67.714	84.643	105.804	126.964
248	28	42.328	50.794	67.726	84.657	105.821	126.985
249	28	42.335	50.803	67.737	84.671	105.839	127.006
250	28	42.342	50.811	67.748	84.685	105.856	127.027
251	28	42.350	50.819	67.759	84.699	105.874	127.049
252	29	43.833	52.589	70.132	87.665	109.581	131.498
253	29	43.840	52.607	70.143	87.679	109.599	131.519
254	29	43.847	52.616	70.155	87.693	109.616	131.540
255	29	43.854	52.624	70.166	87.707	109.634	131.561
256	29	43.861	52.633	70.177	87.721	109.651	131.582
257	29	43.868	52.641	70.188	87.735	109.669	131.603
258	29	43.875	52.650	70.199	87.749	109.686	131.624
259	29	43.882	52.658	70.211	87.763	109.704	131.645
260	29	43.889	52.666	70.222	87.777	109.721	131.666
261	30	45.372	54.446	72.595	90.743	113.429	138.115
262	30	45.379	54.454	72.606	90.757	113.447	138.136
263	30	45.386	54.463	72.617	90.771	113.464	138.157
264	30	45.393	54.471	72.628	90.785	113.482	138.178
265	30	45.400	54.480	72.639	90.799	113.499	138.199
266	30	45.407	54.488	72.651	90.813	113.517	138.220
267	30	45.414	54.496	72.662	90.827	113.534	138.241
268	30	45.421	54.505	72.673	90.841	113.552	138.262
269	30	45.428	54.513	72.684	90.855	113.569	138.283
270	31	46.911	56.293	75.057	93.822	117.277	140.732
271	31	46.918	56.301	75.069	93.836	117.294	140.753
272	31	46.925	56.310	75.080	93.850	117.312	140.774
273	31	46.932	56.318	75.091	93.864	117.329	140.795
274	31	46.939	56.327	75.102	93.878	117.347	140.816
275	31	46.946	56.335	75.113	93.892	117.364	140.837
276	31	46.953	56.343	75.124	93.906	117.382	140.858
277	31	46.960	56.352	75.136	93.920	117.399	140.879
278	31	46.967	56.360	75.147	93.934	117.417	140.900
279	32	48.450	58.149	77.620	96.909	121.125	145.350
280	32	48.457	58.148	77.631	96.914	121.142	145.371
281	32	48.464	58.157	77.642	96.928	121.160	145.392
282	32	48.471	58.165	77.653	96.942	121.177	145.413
283	32	48.478	58.173	77.665	96.956	121.195	145.434
284	32	48.485	58.182	77.676	96.970	121.212	145.455
285	32	48.492	58.190	77.687	96.984	121.230	145.476
286	32	48.499	58.199	77.698	96.998	121.247	145.497
287	32	48.506	58.207	77.709	97.012	121.265	145.518
288	33	49.989	59.987	79.982	99.975	124.972	149.967
289	33	49.996	59.995	79.993	99.989	124.990	149.988
290	33	50.003	60.004	80.005	100.006	125.007	150.009
291	33	50.010	60.012	80.016	100.020	125.025	150.030
292	33	50.017	60.020	80.027	100.034	125.042	150.051
293	33	50.024	60.029	80.038	100.048	125.060	150.072
294	33	50.031	60.037	80.050	100.062	125.077	150.093
295	33	50.038	60.046	80.061	100.076	125.095	150.114
296	33	50.045	60.054	80.072	100.090	125.112	150.135
297	34	51.523	61.834	82.445	103.056	128.820	154.584
298	34	51.535	61.842	82.456	103.070	128.838	154.605
299	34	51.542	61.850	82.467	103.084	128.855	154.626
300	34	51.549	61.859	82.478	103.098	128.873	154.647

表 7-2-4 圆柱齿轮量柱测量距

$m$	0.25	0.3	0.4	0.5	0.6	0.8	1.0	1.25	1.5
$d_p$	0.433	0.572	0.724	0.866	1.008	1.441	1.732	2.311	2.595
$z$	$M$ (mm)								
6	2.079	2.643	3.416	4.158	4.896	6.812	8.315	10.811	12.464
7	2.284	2.890	3.745	4.569	5.389	7.471	9.138	11.841	13.698
8	2.686	3.266	4.229	5.170	6.107	8.438	10.339	13.368	15.600
9	2.801	3.516	4.575	5.601	6.625	9.129	11.203	14.440	16.795
10	3.089	3.866	5.039	6.178	7.315	10.057	12.357	15.893	18.226
11	3.311	4.133	5.395	6.623	7.848	10.769	13.246	17.007	19.859
12	3.593	4.474	5.847	7.185	8.521	11.672	14.371	18.421	21.546
13	3.819	4.746	6.210	7.638	9.084	12.388	15.277	19.556	22.906
14	4.086	5.080	6.453	8.191	9.725	13.284	16.381	20.943	24.562
15	4.325	5.357	7.021	8.650	10.276	14.020	17.300	22.094	25.940
16	4.598	5.688	7.458	9.195	10.929	14.894	18.350	23.462	27.576
17	4.890	6.065	7.830	9.659	11.486	15.637	19.319	24.624	28.968
18	5.099	6.280	8.262	10.199	12.132	16.502	20.397	25.977	30.586
19	5.333	6.572	8.637	10.667	12.694	17.251	21.333	27.140	31.990
20	5.601	6.894	9.066	11.202	13.335	18.109	22.404	28.491	33.595
21	5.836	7.177	9.443	11.673	13.900	18.863	23.346	29.670	35.006
22	6.102	7.497	9.869	12.204	14.537	19.715	24.409	31.002	36.603
23	6.399	7.782	10.248	12.678	15.105	20.473	25.356	32.188	38.024
24	6.603	8.100	10.672	13.207	15.739	21.320	26.414	33.513	39.010
25	6.841	8.386	11.053	13.682	16.310	22.082	27.365	34.703	41.037
26	7.101	8.703	11.474	14.209	16.911	22.925	28.418	36.021	42.616
27	7.343	8.990	11.857	14.688	17.514	23.889	29.373	37.216	44.048
28	7.606	9.305	12.277	15.211	18.142	24.829	30.421	38.530	45.621
29	7.845	9.583	12.660	15.680	18.717	25.296	31.379	39.728	47.058
30	8.106	9.908	13.078	16.212	19.344	26.183	32.424	41.037	48.626
31	8.346	10.196	13.463	16.693	19.920	26.902	33.386	42.239	60.067
32	8.607	10.510	13.860	17.214	20.615	27.758	34.427	43.543	61.830
33	8.848	10.799	14.206	17.695	21.122	28.507	35.390	44.748	53.075
34	9.107	11.111	14.662	18.215	21.746	29.339	36.436	46.004	64.634
35	9.349	11.401	15.068	18.697	22.325	30.112	37.395	47.256	56.082
36	9.606	11.713	15.463	19.216	22.947	30.942	38.432	48.554	67.637
37	9.860	12.003	15.870	19.700	23.627	31.718	39.390	49.764	69.088
38	10.109	12.314	16.285	20.217	24.148	32.545	40.481	51.059	60.640
39	10.351	12.605	16.672	20.701	24.729	33.320	41.403	52.271	62.094
40	10.609	12.916	17.086	21.218	25.348	34.147	42.436	53.664	63.643
41	10.862	13.207	17.474	21.703	25.930	34.923	43.406	54.777	65.099
42	11.109	13.517	17.887	22.219	26.549	35.749	44.438	56.068	66.540
43	11.362	13.809	18.276	22.705	27.132	36.627	45.410	57.283	68.104
44	11.610	14.118	18.688	23.220	27.760	37.361	46.440	58.572	69.548
45	11.863	14.410	19.077	23.706	28.333	38.130	47.412	69.769	71.108
46	12.110	14.719	19.489	24.221	28.950	38.953	48.441	61.076	72.651
47	12.364	15.012	19.879	24.708	29.635	39.732	49.416	62.294	74.112
48	12.611	15.320	20.290	25.221	30.151	40.554	50.442	63.579	75.653
49	12.864	15.633	20.880	25.709	30.736	41.335	51.418	64.198	77.115
50	13.111	15.921	21.091	26.222	31.351	42.156	52.444	68.082	78.655
51	13.355	16.214	21.481	26.710	31.937	42.937	53.420	67.303	80.119
52	13.611	16.522	21.891	27.223	32.562	43.758	54.445	68.585	81.657
63	13.866	16.815	22.282	27.711	33.138	44.639	55.422	69.807	83.122
64	14.112	17.123	22.692	28.225	33.762	45.369	56.446	71.058	84.668
65	14.366	17.416	23.083	28.712	34.339	46.141	57.424	72.310	86.125
66	14.612	17.724	23.493	29.224	34.953	46.960	58.447	73.590	87.660
67	14.858	18.017	23.884	29.713	35.540	47.743	59.426	74.814	89.138
68	15.112	18.324	24.293	30.224	36.153	48.661	60.448	76.092	90.681
69	15.357	18.618	24.686	30.714	36.741	49.346	61.428	77.317	92.130
60	15.612	18.926	25.094	31.225	37.354	50.163	62.449	78.595	93.683

(续)

$m$	0.25	0.3	0.4	0.5	0.6	0.8	1.0	1.25	1.6
$d_p$	0.433	0.572	0.724	0.866	1.008	1.441	1.732	2.311	2.996
$z$	$M$ (mm)								
61	15.857	19.219	25.466	31.715	37.942	50.947	63.429	79.820	95.133
62	16.113	19.526	25.895	32.225	38.554	51.704	64.450	81.987	98.664
63	16.368	19.820	26.287	32.715	39.142	52.548	65.431	82.923	99.135
64	16.613	20.126	26.695	33.225	39.754	53.366	66.461	83.999	99.865
65	16.858	20.421	27.088	33.716	40.343	54.150	67.432	84.828	101.137
66	17.113	20.727	27.496	34.226	40.955	54.966	68.452	86.101	102.696
67	17.358	21.022	27.888	34.717	41.544	55.751	69.433	87.328	104.139
68	17.613	21.328	28.286	35.226	42.155	56.587	70.452	88.603	105.668
69	17.869	21.622	28.689	35.717	42.744	57.353	71.435	89.831	107.141
70	18.113	21.928	29.097	36.227	43.355	58.167	72.453	91.104	108.669
71	18.359	22.223	29.490	36.718	43.945	58.854	73.436	92.333	110.143
72	18.613	22.529	29.897	37.227	44.555	59.769	74.454	93.606	111.870
73	18.859	22.834	30.290	37.719	45.145	60.555	75.437	94.835	113.144
74	19.114	23.129	30.697	38.227	45.756	61.369	76.494	96.108	114.971
75	19.360	23.424	31.091	38.719	46.346	62.156	77.498	97.338	116.143
76	19.614	23.730	31.498	39.228	46.956	62.970	78.455	98.609	117.671
77	19.860	24.025	31.892	39.720	47.546	63.757	79.439	99.840	119.148
78	20.114	24.330	32.288	40.228	48.156	64.571	80.456	101.111	120.672
79	20.360	24.625	32.692	40.720	48.747	65.358	81.444	102.342	122.419
80	20.614	24.930	33.099	41.228	49.356	66.171	82.456	103.612	123.873
81	20.860	25.226	33.493	41.721	49.947	66.959	83.441	104.843	125.150
82	21.114	25.531	33.899	42.228	50.557	67.772	84.457	106.113	126.974
83	21.361	25.827	34.293	42.721	51.148	68.560	85.442	107.345	128.152
84	21.614	26.131	34.699	43.229	51.757	69.373	86.457	108.615	129.975
85	21.861	26.427	35.094	43.721	52.346	70.161	87.433	109.847	131.675
86	22.114	26.732	35.500	44.229	52.955	70.973	88.458	111.116	133.075
87	22.361	27.027	35.894	44.722	53.549	71.752	89.444	112.348	134.154
88	22.615	27.332	36.300	45.229	54.157	72.574	90.458	113.617	135.878
89	22.861	27.628	36.694	45.722	54.749	73.363	91.444	114.850	137.155
90	23.115	27.932	37.100	46.229	55.357	74.174	92.459	116.118	138.679
91	23.361	28.228	37.495	46.723	55.949	74.964	93.445	117.351	140.157
92	23.615	28.533	37.900	47.229	56.558	75.775	94.459	118.619	141.677
93	23.861	28.829	38.295	47.722	57.190	76.564	95.446	119.853	143.158
94	24.115	29.133	38.701	48.230	57.758	77.375	96.460	121.120	144.678
95	24.362	29.429	39.096	48.723	58.350	78.155	97.447	122.354	146.159
96	24.615	29.733	39.501	49.230	58.958	78.975	98.450	123.621	147.679
97	24.862	30.030	39.896	49.724	59.550	79.756	99.447	124.855	149.160
98	25.115	30.334	40.301	50.230	60.158	80.576	100.460	126.122	150.679
99	25.362	30.630	40.696	50.724	60.751	81.366	101.445	127.357	152.161
100	25.615	30.934	41.101	51.230	61.358	82.177	102.461	128.623	153.680
101	25.862	31.230	41.497	51.724	61.951	82.967	103.449	129.858	155.161
102	26.115	31.534	41.892	52.231	62.555	83.777	104.451	131.124	156.880
103	26.362	31.831	42.297	52.726	63.161	84.583	105.449	132.359	158.162
104	26.615	32.134	42.702	53.231	63.759	85.378	106.451	133.625	159.681
105	26.862	32.431	43.097	53.725	64.351	86.158	107.450	134.860	161.163
106	27.115	32.735	43.502	54.231	64.959	86.978	108.452	136.125	162.681
107	27.363	33.031	43.898	54.725	65.552	87.759	109.450	137.361	164.164
108	27.616	33.335	44.302	55.231	66.159	88.573	110.452	138.626	165.682
109	27.863	33.632	44.698	55.725	66.752	89.369	111.451	139.862	167.185
110	28.116	33.935	45.103	56.231	67.359	90.179	112.462	141.127	168.682
111	28.363	34.232	45.498	56.726	67.962	90.970	113.451	142.353	170.166
112	28.616	34.535	45.903	57.231	68.559	91.779	114.463	143.628	171.883
113	28.863	34.832	46.298	57.726	69.152	92.571	115.452	144.864	173.155
114	29.116	35.136	46.703	58.231	69.759	93.380	116.463	146.129	174.683
115	29.363	35.432	47.099	58.726	70.353	94.171	117.452	147.355	176.167



(续)

$m$	0.25	0.3	0.4	0.5	0.6	0.8	1.0	1.25	1.5
$d_s$	0.433	0.572	0.724	0.886	1.008	1.441	1.732	2.311	2.696
$z$	$M$ (mm)								
116	29.816	35.736	47.609	59.232	70.969	94.989	118.463	148.629	177.693
117	28.869	38.033	47.889	59.126	71.563	95.772	119.453	149.886	179.168
118	30.116	36.326	49.303	60.232	72.159	96.586	120.463	151.130	180.684
119	30.363	36.633	48.699	60.727	72.755	97.372	121.453	152.387	182.168
120	30.616	36.936	49.103	61.232	73.359	98.181	122.464	153.631	183.694
121	30.863	37.233	49.499	61.727	73.953	98.972	123.454	154.868	185.169
122	31.116	37.536	49.904	62.232	74.559	99.781	124.464	156.131	186.685
123	31.363	37.833	50.300	62.727	75.159	100.573	125.464	157.369	188.170
124	31.616	38.137	50.704	63.232	75.760	101.381	126.464	158.632	189.695
125	31.864	38.434	51.100	63.727	76.354	102.173	127.454	159.870	191.170
126	32.116	38.737	51.504	64.232	76.980	102.981	128.464	161.132	192.685
127	32.364	39.034	51.900	64.727	77.554	103.774	129.454	162.370	194.171
128	32.616	39.337	52.304	65.232	78.160	104.582	130.465	163.633	195.686
129	32.864	39.634	52.700	65.728	78.754	105.374	131.455	164.871	197.171
130	33.116	39.937	53.104	66.232	79.380	106.182	132.465	166.134	198.686
131	33.364	40.234	53.501	66.728	79.954	106.975	133.456	167.372	200.172
132	33.616	40.537	53.904	67.233	80.560	107.782	134.466	168.634	201.686
133	33.864	40.835	54.301	67.728	81.154	108.575	135.466	169.873	203.172
134	34.116	41.137	54.705	68.233	81.780	109.383	136.466	171.135	204.687
135	34.364	41.435	55.101	68.728	82.355	110.175	137.456	172.373	206.173
136	34.616	41.738	55.505	69.233	82.960	110.983	138.466	173.635	207.687
137	34.864	42.035	55.901	69.728	83.555	111.776	139.456	174.874	209.173
138	35.116	42.338	56.305	70.233	84.160	112.583	140.466	176.136	210.687
139	35.364	42.635	56.701	70.728	84.755	113.376	141.457	177.375	212.174
140	35.616	42.938	57.105	71.233	85.360	114.183	142.466	178.638	213.681
141	35.864	43.235	57.501	71.729	85.955	114.976	143.457	179.875	215.174
142	36.117	43.538	57.905	72.233	86.560	115.784	144.466	181.137	216.688
143	36.364	43.836	58.302	72.729	87.155	116.577	145.456	182.376	218.173
144	36.617	44.138	58.705	73.233	87.760	117.384	146.466	183.631	219.689
145	36.864	44.436	59.102	73.729	88.355	118.177	147.456	184.871	221.175
146	37.117	44.738	59.505	74.233	88.960	118.984	148.466	186.138	222.688
147	37.365	45.036	59.902	74.729	89.555	119.777	149.466	187.377	224.176
148	37.617	45.339	60.305	75.233	90.160	120.584	150.467	188.636	225.689
149	37.865	45.636	60.702	75.729	90.766	121.378	151.458	189.878	227.176
150	38.117	45.939	61.106	76.233	91.361	122.184	152.467	191.138	228.689
151	38.365	46.236	61.502	76.729	91.956	122.978	153.459	192.378	230.177
152	38.617	46.539	61.908	77.233	92.561	123.785	154.467	193.639	231.689
153	38.865	46.836	62.302	77.729	93.156	124.578	155.459	194.879	233.177
154	39.117	47.139	62.706	78.234	93.761	125.366	156.467	196.139	234.689
155	39.365	47.437	63.103	78.730	94.356	126.179	157.459	197.379	236.177
156	39.617	47.739	63.506	79.234	94.961	126.985	158.467	198.640	237.689
157	39.865	48.037	63.909	79.730	95.566	127.779	159.469	199.880	239.178
158	40.117	48.339	64.309	80.234	96.161	128.585	160.467	201.140	240.690
159	40.365	48.637	64.703	80.730	96.756	129.379	161.460	202.360	242.178
160	40.617	48.939	65.106	81.234	97.361	130.185	162.468	203.640	243.690
161	40.866	49.237	65.503	81.730	97.966	130.979	163.460	204.881	245.179
162	41.117	49.539	65.906	82.234	98.561	131.786	164.468	206.141	246.690
163	41.365	49.837	66.303	82.730	99.156	132.580	165.460	207.381	248.179
164	41.617	50.140	66.706	83.234	99.761	133.386	166.468	208.641	249.690
165	41.865	50.437	67.103	83.730	100.366	134.180	167.460	209.882	251.179
166	42.117	50.740	67.506	84.234	100.961	134.966	168.468	211.141	252.691
167	42.365	51.037	67.903	84.730	101.557	135.760	169.461	212.352	254.180
168	42.617	51.340	68.306	85.234	102.161	136.568	170.468	213.622	255.691
169	42.865	51.638	68.704	85.730	102.757	137.350	171.461	214.884	257.180
170	43.117	51.940	69.107	86.234	103.361	138.166	172.468	216.142	258.691

(续)

m	0.25	0.3	0.4	0.5	0.6	0.8	1.0	1.25	1.5
$d_p$	0.433	0.572	0.724	0.866	1.008	1.441	1.732	2.311	2.595
$z$	M (mm)								
171	43.365	52.238	69.504	86.731	103.957	138.981	173.461	217.383	260.180
172	43.617	52.540	69.907	87.234	104.561	139.786	174.468	218.642	261.691
173	43.866	52.838	70.304	87.731	105.167	140.581	175.461	219.884	263.181
174	44.117	53.140	70.707	88.234	105.761	141.387	176.469	221.143	264.691
175	44.365	53.438	71.104	88.731	106.367	142.181	177.462	222.384	266.181
176	44.617	53.740	71.507	89.234	106.961	142.987	178.469	223.643	267.692
177	44.865	54.038	71.904	89.731	107.557	143.781	179.462	224.885	269.181
178	45.117	54.340	72.307	90.234	108.161	144.587	180.469	226.143	270.692
179	45.365	54.638	72.704	90.731	108.757	145.381	181.462	227.385	272.181
180	45.617	54.940	73.107	91.234	109.361	146.187	182.469	228.644	273.692
181	46.866	55.238	73.504	91.731	109.957	146.982	183.462	229.886	275.182
182	46.117	55.540	73.907	92.235	110.561	147.787	184.469	231.144	276.692
183	46.365	55.838	74.304	92.731	111.167	148.582	185.462	232.386	278.182
184	46.617	56.141	74.707	93.235	111.761	149.387	186.469	233.644	279.692
185	46.866	56.439	75.104	93.731	112.357	150.182	187.463	234.886	281.182
186	47.117	56.741	75.507	94.235	112.961	150.988	188.469	236.145	282.692
187	47.366	57.039	75.905	94.731	113.558	151.782	189.463	237.386	284.183
188	47.617	57.341	76.307	95.235	114.162	152.588	190.469	238.645	285.693
189	47.866	57.639	76.705	95.731	114.758	153.382	191.463	239.887	287.183
190	48.117	57.941	77.107	96.235	115.362	154.188	192.469	241.145	288.693
191	48.365	58.239	77.505	96.732	115.958	154.983	193.463	242.387	290.183
192	48.617	58.541	77.907	97.235	116.562	155.788	194.470	243.645	291.693
193	48.866	58.839	78.305	97.732	117.168	156.583	195.463	244.888	293.183
194	49.117	59.141	78.707	98.235	117.762	157.388	196.470	246.146	294.693
195	49.366	59.439	79.105	98.732	118.356	158.183	197.463	247.388	296.184
196	49.617	59.741	79.508	99.236	118.962	158.988	198.470	248.640	297.694
197	49.866	60.039	79.905	99.732	119.558	159.783	199.464	249.889	299.184
198	50.117	60.341	80.308	100.235	120.162	160.588	200.470	251.146	300.693
199	50.366	60.639	80.705	100.732	120.766	161.383	201.464	252.389	302.184
200	50.618	60.941	81.108	101.235	121.362	162.188	202.470	253.646	303.693
201	50.866	61.239	81.505	101.732	121.958	162.984	203.464	254.889	305.184
202	51.118	61.541	81.908	102.235	122.562	163.789	204.470	256.147	306.694
203	51.366	61.840	82.305	102.732	123.168	164.584	205.464	257.389	308.185
204	51.618	62.141	82.708	103.235	123.762	165.389	206.470	258.647	309.694
205	51.866	62.440	83.105	103.732	124.358	166.184	207.464	259.890	311.185
206	52.118	62.741	83.508	104.235	124.962	166.989	208.470	261.147	312.694
207	52.366	63.040	83.905	104.732	125.558	167.784	209.464	262.390	314.185
208	52.618	63.342	84.308	105.235	126.162	168.589	210.470	263.647	315.694
209	52.866	63.640	84.706	105.732	126.758	169.384	211.464	264.890	317.185
210	53.118	63.942	85.108	106.235	127.362	170.189	212.470	266.148	318.694
211	53.365	64.240	85.506	106.732	127.958	170.984	213.465	267.390	320.185
212	53.618	64.542	85.908	107.235	128.562	171.789	214.471	268.648	321.694
213	53.865	64.840	86.306	107.732	129.158	172.585	215.465	269.891	323.186
214	54.118	65.142	86.708	108.235	129.762	173.389	216.471	271.148	324.694
215	54.365	65.440	87.106	108.732	130.359	174.185	217.465	272.391	326.186
216	54.618	65.742	87.508	109.235	130.982	174.989	218.471	273.648	327.695
217	54.865	66.040	87.906	109.733	131.559	175.785	219.465	274.891	329.186
218	55.118	66.342	88.308	110.235	132.162	176.589	220.471	276.149	330.695
219	55.365	66.640	88.706	110.733	132.759	177.385	221.465	277.392	332.186
220	55.618	66.942	89.108	111.235	133.362	178.180	222.471	278.649	333.695
221	55.865	67.240	89.506	111.733	133.959	178.985	223.465	279.892	335.188
222	56.118	67.542	89.908	112.235	134.562	179.789	224.471	281.149	336.695
223	56.365	67.840	90.308	112.733	135.159	180.585	225.465	282.392	338.187
224	56.618	68.142	90.708	113.236	135.762	181.390	226.471	283.649	339.695
225	56.866	68.440	91.106	113.733	136.369	182.185	227.466	284.892	341.187

(续)

$m$	0.25	0.3	0.4	0.5	0.6	0.8	1.0	1.25	1.5
$d_p$	0.433	0.572	0.724	0.866	1.008	1.441	1.732	2.311	2.585
$z$	$M$ (mm)								
226	57.118	68.742	91.508	114.236	136.962	182.990	228.471	286.149	342.696
227	57.366	69.041	91.906	114.733	137.559	183.786	229.466	287.393	344.187
228	57.618	69.342	92.308	115.236	138.162	184.590	230.471	288.660	345.695
229	57.866	69.641	92.706	115.733	138.759	185.386	231.466	289.893	347.187
230	58.118	69.942	93.108	116.236	139.362	186.190	232.471	291.150	348.695
231	58.366	70.241	93.506	116.733	139.959	186.986	233.466	292.393	350.187
232	58.618	70.542	93.909	117.236	140.552	187.780	234.471	293.650	351.695
233	58.867	70.841	94.308	117.733	141.159	188.586	235.466	294.893	353.188
234	59.118	71.142	94.709	118.236	141.762	189.390	236.471	296.150	354.696
235	59.367	71.441	95.107	118.733	142.359	190.186	237.466	297.394	356.188
236	59.618	71.742	95.509	119.236	142.962	190.990	238.471	298.650	357.696
237	59.867	72.041	95.907	119.733	143.559	191.786	239.466	299.894	359.188
238	60.118	72.342	96.309	120.236	144.162	192.590	240.471	301.150	360.696
239	60.367	72.641	96.707	120.733	144.759	193.386	241.466	302.394	362.188
240	60.618	72.943	97.109	121.236	145.362	194.190	242.472	303.651	363.696
241	60.867	73.241	97.507	121.733	145.959	194.986	243.467	304.894	365.188
242	61.118	73.543	97.909	122.236	146.562	195.791	244.472	306.151	366.696
243	61.367	73.841	98.307	122.733	147.159	196.587	245.467	307.394	368.188
244	61.618	74.143	98.709	123.236	147.762	197.391	246.472	308.651	369.696
245	61.867	74.441	99.107	123.733	148.359	198.187	247.467	309.895	371.188
246	62.118	74.743	99.509	124.236	148.962	198.991	248.472	311.151	372.696
247	62.367	75.041	99.907	124.733	149.559	199.787	249.467	312.395	374.188
248	62.618	75.343	100.309	125.236	150.162	200.591	250.472	313.651	375.696
249	62.867	75.641	100.707	125.733	150.760	201.387	251.467	314.895	377.188
250	63.118	75.943	101.109	126.236	151.363	202.191	252.472	316.151	378.686
251	63.367	76.241	101.507	126.734	151.960	202.987	253.467	317.395	380.189
252	63.618	76.543	101.909	127.236	152.563	203.791	254.472	318.652	381.696
253	63.867	76.841	102.307	127.734	153.160	204.587	255.467	319.896	383.189
254	64.118	77.143	102.709	128.236	153.763	205.391	256.472	321.152	384.696
255	64.367	77.441	103.107	128.734	154.360	206.187	257.467	322.396	386.189
256	64.618	77.743	103.509	129.236	154.963	206.991	258.472	323.652	387.697
257	64.867	78.042	103.907	129.734	155.560	207.787	259.467	324.896	389.189
258	65.118	78.343	104.309	130.236	156.163	208.591	260.472	326.152	390.697
259	65.367	78.642	104.707	130.734	156.760	209.387	261.467	327.396	392.190
260	65.618	78.943	105.109	131.236	157.363	210.191	262.472	328.652	393.697
261	65.867	79.242	105.507	131.734	157.969	210.987	263.468	329.896	395.190
262	66.118	79.543	105.909	132.236	158.563	211.791	264.472	331.152	396.697
263	66.367	79.842	106.307	132.734	159.160	212.588	265.468	332.397	398.190
264	66.618	80.143	106.709	133.236	159.763	213.391	266.472	333.653	399.697
265	66.867	80.442	107.107	133.734	160.369	214.188	267.468	334.897	401.190
266	67.118	80.743	107.509	134.236	160.963	214.991	268.472	336.153	402.697
267	67.367	81.042	107.907	134.734	161.560	215.788	269.468	337.397	404.190
268	67.618	81.343	108.309	135.236	162.163	216.592	270.472	338.653	405.697
269	67.867	81.642	108.707	135.734	162.760	217.388	271.468	339.897	407.190
270	68.118	81.943	109.109	136.236	163.363	218.192	272.473	341.153	408.697
271	68.367	82.242	109.508	136.734	163.960	218.988	273.468	342.397	410.190
272	68.618	82.543	109.909	137.236	164.563	219.792	274.473	343.653	411.697
273	68.867	82.842	110.308	137.734	165.160	220.588	275.468	344.897	413.190
274	69.118	83.143	110.709	138.236	165.763	221.392	276.473	346.153	414.697
275	69.367	83.442	111.108	138.734	166.360	222.188	277.468	347.398	416.191
276	69.618	83.743	111.509	139.236	166.963	222.992	278.473	348.653	417.697
277	69.867	84.042	111.908	139.734	167.560	223.788	279.468	349.898	419.191
278	70.118	84.343	112.309	140.236	168.163	224.592	280.473	351.153	420.697
279	70.367	84.642	112.708	140.734	168.760	225.388	281.468	352.398	422.191
280	70.618	84.943	113.110	141.236	169.363	226.192	282.473	353.654	423.696

(续)

$m$	0.25	0.3	0.4	0.5	0.6	0.8	1.0	1.25	1.5
$d_p$	0.433	0.572	0.724	0.865	1.008	1.441	1.732	2.311	2.595
$z$	$M$ (mm)								
281	70.867	85.242	113.508	141.734	169.960	226.988	283.468	354.898	425.191
282	71.119	85.544	113.919	142.236	170.563	227.792	284.473	356.154	426.698
283	71.367	85.842	114.308	142.734	171.160	228.589	285.468	357.398	428.191
284	71.618	86.144	114.710	143.236	171.763	229.392	286.473	358.654	429.698
285	71.867	86.442	115.108	143.734	172.360	230.199	287.469	359.888	431.191
286	72.118	86.744	115.510	144.236	172.963	230.992	288.473	361.164	432.698
287	72.367	87.042	115.908	144.734	173.560	231.789	289.469	362.399	434.191
288	72.619	87.344	116.310	145.236	174.163	232.592	290.473	363.654	435.698
289	72.867	87.642	116.708	145.734	174.760	233.389	291.469	364.899	437.191
290	73.118	87.944	117.110	146.236	175.363	234.192	292.473	366.154	438.698
291	73.367	88.242	117.508	146.734	175.960	234.989	293.469	367.399	440.192
292	73.618	88.544	117.910	147.237	176.563	235.792	294.473	368.654	441.698
293	73.867	88.842	118.308	147.734	177.160	236.589	295.469	369.899	443.192
294	74.118	89.144	118.710	148.237	177.763	237.392	296.473	371.154	444.698
295	74.367	89.443	119.108	148.734	178.360	238.189	297.469	372.399	446.192
296	74.618	89.747	119.510	149.237	178.963	238.992	298.473	373.655	447.698
297	74.867	90.043	119.908	149.734	179.560	239.789	299.469	374.899	449.192
298	75.118	90.344	120.310	150.237	180.163	240.592	300.473	376.155	450.698
299	75.367	90.643	120.708	150.735	180.761	241.389	301.469	377.400	452.192
300	75.618	90.944	121.110	151.237	181.363	242.193	302.473	378.655	453.698

表 7.2-5  $m=1$   $\alpha=20^\circ$   $h_a^*=1$  齿轮的固定弦齿厚

$x_a$	$s_c$	$\bar{s}$	$x_a$	$s_c$	$\bar{s}$
	(mm)			(mm)	
-0.50	1.0657	0.3061	-0.35	1.1621	0.4385
-0.49	1.0721	0.3149	-0.34	1.1685	0.4474
-0.48	1.0785	0.3237	-0.33	1.1749	0.4563
-0.47	1.0850	0.3325	-0.32	1.1814	0.4650
-0.46	1.0914	0.3414	-0.31	1.1878	0.4738
-0.45	1.0978	0.3502	-0.30	1.1942	0.4827
-0.44	1.1042	0.3591	-0.29	1.2006	0.4915
-0.43	1.1107	0.3679	-0.28	1.2071	0.5003
-0.42	1.1171	0.3767	-0.27	1.2135	0.5091
-0.41	1.1235	0.3855	-0.26	1.2199	0.5180
-0.40	1.1299	0.3944	-0.25	1.2264	0.5268
-0.39	1.1364	0.4032	-0.24	1.2328	0.5357
-0.38	1.1428	0.4120	-0.23	1.2392	0.5445
-0.37	1.1492	0.4208	-0.22	1.2456	0.5533
-0.36	1.1557	0.4297	-0.21	1.2521	0.5621

(续)

$x_n$	$F$	$\bar{h}$	$x_n$	$F$	$\bar{h}$
	(mm)			(mm)	
-0.20	1.2585	0.5710	0.26	1.5542	0.9772
-0.19	1.2649	0.5798	0.27	1.5606	0.9860
-0.18	1.2714	0.5886	0.28	1.5670	0.9948
-0.17	1.2778	0.5974	0.29	1.5735	1.0036
-0.16	1.2842	0.6063	0.30	1.5799	1.0125
-0.15	1.2906	0.6151	0.31	1.5863	1.0213
-0.14	1.2971	0.6240	0.32	1.5928	1.0301
-0.13	1.3035	0.6328	0.33	1.5992	1.0390
-0.12	1.3099	0.6416	0.34	1.6056	1.0478
-0.11	1.3164	0.6504	0.35	1.6120	1.0566
-0.10	1.3228	0.6593	0.36	1.6185	1.0655
-0.09	1.3292	0.6681	0.37	1.6249	1.0743
-0.08	1.3356	0.6769	0.38	1.6313	1.0831
-0.07	1.3421	0.6857	0.39	1.6377	1.0919
-0.06	1.3485	0.6946	0.40	1.6442	1.1008
-0.05	1.3549	0.7034	0.41	1.6506	1.1096
-0.04	1.3613	0.7123	0.42	1.6570	1.1184
-0.03	1.3678	0.7210	0.43	1.6635	1.1273
-0.02	1.3742	0.7299	0.44	1.6699	1.1361
-0.01	1.3806	0.7387	0.45	1.6763	1.1449
0.00	1.3871	0.7476	0.46	1.6827	1.1537
0.01	1.3935	0.7564	0.47	1.6892	1.1626
0.02	1.3999	0.7652	0.48	1.6956	1.1714
0.03	1.4063	0.7741	0.49	1.7020	1.1802
0.04	1.4128	0.7829	0.50	1.7085	1.1891
0.05	1.4192	0.7917	0.51	1.7149	1.1979
0.06	1.4256	0.8006	0.52	1.7213	1.2067
0.07	1.4300	0.8094	0.53	1.7277	1.2156
0.08	1.4385	0.8182	0.54	1.7342	1.2244
0.09	1.4449	0.8270	0.55	1.7406	1.2332
0.10	1.4513	0.8359	0.56	1.7470	1.2421
0.11	1.4577	0.8447	0.57	1.7534	1.2509
0.12	1.4642	0.8535	0.58	1.7599	1.2597
0.13	1.4706	0.8624	0.59	1.7663	1.2685
0.14	1.4771	0.8712	0.60	1.7727	1.2774
0.15	1.4835	0.8800	0.61	1.7792	1.2862
0.16	1.4899	0.8888	0.62	1.7856	1.2950
0.17	1.4963	0.8977	0.63	1.7920	1.3039
0.18	1.5028	0.9065	0.64	1.7984	1.3127
0.19	1.5092	0.9153	0.65	1.8049	1.3215
0.20	1.5156	0.9242	0.66	1.8113	1.3304
0.21	1.5220	0.9330	0.67	1.8177	1.3392
0.22	1.5285	0.9418	0.68	1.8242	1.3480
0.23	1.5349	0.9507	0.69	1.8306	1.3568
0.24	1.5413	0.9595	0.70	1.8370	1.3656
0.25	1.5477	0.9683			

现代精密机械仪器设计制造中,广泛采用变位齿轮。采用变位齿轮,具有如下特点:

1)用范成法切制标准齿轮时,齿轮的齿数必须大于或等于最小齿数 $z_{\min}$ ,否则产生根切现象。采用变位能够切制出小于最少齿数又无根切现象的齿轮。

2)能配凑中心距。

3)可改善齿轮的啮合性能(提高齿面的接触强度,提高齿根的弯曲强度,提高齿面的抗胶合和耐磨损能力)。

齿轮的变位以改善齿轮刀具中线相对齿轮坯分度圆的位置来达到。切制标准齿轮时,切齿刀具的中线与齿轮坯的分度圆相切,变位系数 $x$ 为零;切

齿刀具由齿轮坯中心移远时称为正变位, $x$ 为正值;刀具移近齿轮坯中心时,称为负变位, $x$ 为负值。

根据两齿轮变位系数之记,一对齿轮的传动可分为下列三种类型:

1)标准齿轮传动 $x_1+x_2=0$ ,且 $x_1=0$ , $x_2=0$ ;

2)高变位齿轮传动 $x_1+x_2=0$ ,且 $x_1=-x_2$ ;

3)角变位齿轮传动 $x_1+x_2\neq 0$ 。

高变位圆柱齿轮传动的几何尺寸计算公式见表7.2-6。

角变位圆柱齿轮传动的几何尺寸计算公式见表7.2-7。

变位的概念,不仅用于直齿圆柱齿轮,还用于斜齿圆柱齿轮、锥齿轮和蜗杆传动。

表7.2-6 高变位圆柱齿轮传动的几何尺寸计算公式

序号	名称	代号	公 式	例
1	径向变位系数	$x$	$x_1 = -x_2$	$x_1 = 0.30, x_2 = -0.30$
2	总变位系数	$x_\Sigma$	$x_\Sigma = x_1 + x_2 = 0$	$x_\Sigma = 0$
3	模数	$m$	$m = \frac{d}{z}$ (按标准)	$m = 0.5$
4	齿数	$z$	$z = \frac{d}{m}$	$z_1 = 12, z_2 = 150$ (外齿轮副)
5	齿形角	$\alpha$	$\alpha = 20^\circ$	$\alpha = 20^\circ$
6	齿顶高系数	$h_a^*$	$h_a^* = 1$	$h_a^* = 1$
7	顶隙系数	$c^*$	$m < 1, c^* = 0.35; m \geq 1, c^* = 0.25$	$c^* = 0.35$
8	顶隙	$c$	$= c^* m$	$= 0.175$
9	分度圆直径	$d$	$d = mz$	$d_1 = 6, d_2 = 75$
10	基圆直径	$d_b$	$d_b = d \cos \alpha$	$d_{b1} = 5.638, d_{b2} = 70.477$
11	齿距	$p$	$p = \pi m$	$p = 1.571$
12	基圆齿距	$p_b$	$p_b = p \cos \alpha$	$p_b = 1.476$
13	齿顶高	$h_a$	$h_a = m(h_a^* + x_1)$	$h_{a1} = 0.85, h_{a2} = 0.35$
14	齿根高	$h_f$	$h_f = m(h_f^* + c^* - x_1)$	$h_{f1} = 0.625, h_{f2} = 0.825$
15	齿高	$h$	$h = h_a + h_f = m(2h_a^* + c^*)$	$h = 1.176$

(续)

序号	名称	代号	公 式	例
16	齿顶圆直径	$d_a$	$d_a = d \pm 2m(h_a^* \pm x_2)$	$d_{a1} = 7.3, d_{a2} = 76.7$
17	齿根圆直径	$d_f$	$d_f = d \mp 2m(h_a^* + c^* \mp x_2)$	$d_{f1} = 4.95, d_{f2} = 73.35$
18	中心距	$a$	$a = \frac{d_1 + d_2}{2} = m \left( \frac{z_1 + z_2}{2} \right)$	$a = 40.5$

测量尺寸 (仅选一种)

19	公法线	跨越齿数, 跨越槽数 (用于内齿轮)	$k$	$k = \frac{\alpha}{180} z + 0.5 - \frac{2x \tan \alpha}{\pi}$ (取整数)	$k_1 = 2$ $k_2 = 11$
		长度	$W$	$W = m \cos \alpha [\pi(k - 0.5) + z \operatorname{inv} \alpha + 2x \tan \alpha]$	$W_1 = 2.401, W_2 = 25.303$
20	量柱测量距	量柱直径	$d_p$	$d_p = (1.68 \sim 1.9)m$ (外齿轮) $d_p = (1.4 \sim 1.7)m$ (内齿轮) 按表 7.2-4 选取	$d_p = 0.866$
		量柱中心所在四压刀角	$\alpha_M$	$\operatorname{inv} \alpha_M = \operatorname{inv} \alpha \pm \frac{d_p}{d \cos \alpha} \mp \frac{\pi}{2z} + \frac{2x \tan \alpha}{z}$	$\alpha_{M1} = 30^\circ 20' 49''$ $\alpha_{M2} = 20^\circ 09' 17''$
		量柱测量距	$M$	齿数为偶数: $M = \frac{d \cos \alpha}{\cos \alpha_M} \pm d_1$ 齿数为奇数: $M = \frac{d \cos \alpha}{\cos \alpha_M} \cos \frac{90^\circ}{z} \pm d_p < d_a$	外齿轮应满足 $M > d_a$ , 内齿轮应满足 $M < d_a$ $M_1 = 7.399$ $M_2 = 73.940$
21	固定弦	固定弦齿厚	$\bar{s}$	$\bar{s} = m \cos^2 \alpha \left( \frac{\pi}{2} + 2x \tan \alpha \right)$ $\alpha = 20^\circ$ 时, $\bar{s} = (1.3870 \pm 0.6428x)m$ 或查表 7.2-5	$\bar{s}_1 = 0.780$ $\bar{s}_2 = 0.587$
		固定弦齿高	$\bar{h}$	$\bar{h}_c = \frac{1}{2}(d_a - d - \bar{s} \tan \alpha)$ $\alpha = 20^\circ$ 时, $\bar{h}_c = \frac{1}{2}(d_a - d - 0.36 \bar{s})$ 或查表 7.2-5	$\bar{h}_{c1} = 0.506$ $\bar{h}_{c2} = 0.241$

注: 小模数高变位圆柱齿轮传动主要用于避免小齿轮的轮齿根切。

表 7.2-7 外啮合角变位圆柱齿轮传动的几何尺寸计算公式

序号	名称	代号	公 式	例
			1. 已知条件: $a', z_1, z_2, m, a$	$a' = 38.5, z_1 = 18, z_2 = 135, m = 0.5, \alpha = 20^\circ, h_a^* = 1, c^* = 0.35$
1	分度圆直径	$d$	$d_1 = mz_1; d_2 = mz_2$	$d_1 = 9, d_2 = 67.5$
2	未变位时的中心距	$a$	$a = \frac{d_1 + d_2}{2} = m \left( \frac{z_1 + z_2}{2} \right)$	$a = 38.25$
3	中心距变动系数	$y$	$y = \frac{a' - a}{m}$	$y = 0.5$

(续)

序号	名称	代号	公 式	例
4	啮合角	$\alpha'$	$\cos\alpha' = \frac{a}{a'} \cos\alpha$	$\alpha' = 20^\circ 59' 54''$
5	总变位系数	$x_{\Sigma}$	$x_{\Sigma} = \frac{(z_1 + z_2)(\operatorname{inv}\alpha' - \operatorname{inv}\alpha)}{2\tan\alpha}$	$x_{\Sigma} = 0.612$
6	变位系数的分配	$x$	按设计要求 选择 $x_{\Sigma} = x_1 + x_2$	$x_1 = 0.612, x_2 = 0$
7	齿高变动系数	$\Delta y$	$\Delta y = x_{\Sigma} - y$	$\Delta y = 0.012$
8	齿顶圆直径	$d_a$	$d_{a1} = d_1 + 2m(h_a^* + x_1 - \Delta y)$ $d_{a2} = d_2 + 2m(h_a^* + x_2 - \Delta y)$	$d_{a1} = 10.5$ $d_{a2} = 68.488$
9	齿根圆直径	$d_f$	$d_{f1} = d_1 - 2m(h_a^* + c^* - x_1)$ $d_{f2} = d_2 - 2m(h_a^* + c^* - x_2)$	$d_{f1} = 8.162$ $d_{f2} = 66.16$
10	节圆直径	$d'$	$d'_1 = \frac{2a'}{(z_2/z_1) + 1} = \frac{2a'z_1}{z_1 + z_2}$ $d'_2 = 2a' - d'_1 = \frac{2a'z_2}{z_1 + z_2}$	$d'_1 = 9.059$ $d'_2 = 67.941$
11	基圆直径	$d_b$	$d_b = d \cos\alpha$	$d_{b1} = 8.457, d_{b2} = 63.429$
12	齿距	$p$	$p = \pi m$	$p = 1.571$
13	基圆齿距	$p_b$	$p_b = p \cos\alpha$	$p_b = 1.476$
14	齿顶高	$h_a$	$h_{a1} = m(h_a^* + x_1 - \Delta y)$ $h_{a2} = m(h_a^* + x_2 - \Delta y)$	$h_{a1} = 0.75$ $h_{a2} = 0.494$
15	齿根高	$h_f$	$h_{f1} = m(h_a^* + c^* - x_1)$ $h_{f2} = m(h_a^* + c^* - x_2)$	$h_{f1} = 0.419$ $h_{f2} = 0.676$
16	齿高	$h$	$h = m(2h_a^* + c^* - \Delta y)$	$h = 1.169$
17	顶隙	$c$	$c = c^* m$	$c = 0.175$

测量尺寸 (仅选一种)

18	公法	跨越齿数	$k$	$k = \frac{\alpha}{180^\circ} z + 0.5 - \frac{2x \tan\alpha}{\pi}$ (取整数)	$k_1 = 3, k_2 = 16$
	线	长度	$W$	$W = m \cos\alpha [\pi(k - 0.5) + z \operatorname{inv}\alpha + 2x \tan\alpha]$	$W_1 = 3.991, W_2 = 23.824$



(续)

序号	名称	代号	公 式	例
19	量柱直径	$d_p$	$d_p = (1.65 \sim 1.9)m$ 按表7.2-4 选取	$d_p = 0.866$
	量柱中心所在圆压力角	$\alpha_M$	$\text{inv} \alpha_M = \text{inv} \alpha + \frac{d_p}{d \cos \alpha} - \frac{\pi}{2z} + \frac{2x \tan \alpha}{z}$	$\alpha_{M1} = 28^\circ 28' 17''$ $\alpha_{M2} = 20^\circ 50' 08''$
	量柱测量距	$M$	齿数为偶数 $M = \frac{d \cos \alpha}{\cos \alpha_M} + d_p$ 应满足 $M > d_a$ 齿数为奇数 $M = \frac{d \cos \alpha}{\cos \alpha_M} \cos 90^\circ \frac{z}{2} + d_p$	$M_1 = 10.580$ $M_2 = 69.728$
20	固定弦齿厚	$\bar{s}_e$	$\bar{s}_e = m \cos^3 \alpha \left( \frac{\pi}{2} + 2x \tan \alpha \right)$ $\alpha = 20^\circ$ 时, $\bar{s}_e = (1.3870 + 0.6428x)m$	$\bar{s}_{e1} = 0.858$ $\bar{s}_{e2} = 0.694$
	固定弦齿高	$\bar{h}_e$	$\bar{h}_e = \frac{1}{2}(d_a - d - \bar{s}_e \tan \alpha)$ $\alpha = 20^\circ$ 时, $\bar{h}_e = \frac{1}{2}(d_a - d - 0.36\bar{s}_e)$	$\bar{h}_{e1} = 0.594$ $\bar{h}_{e2} = 0.368$
			I. 已知条件: $x_1, x_2, z_1, z_2, m, \alpha$	
1	总变位系数	$x_\Sigma$	$x_\Sigma = x_1 + x_2$	
2	啮合角	$\alpha'$	$\text{inv} \alpha' = \text{inv} \alpha + \frac{2 \tan \alpha (x_1 + x_2)}{z_1 + z_2}$	
3	中心距变动系数	$y$	$y = \frac{z_1 + z_2}{2} \left( \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha'} - 1 \right)$	
4	中心距	$a'$	$a' = m \left( \frac{z_1 + z_2}{2} + y \right) = m \left( \frac{z_1 + z_2}{2} \right) \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha'}$	

注: 1. 小模数角变位圆柱齿轮传动用于凑合中心距和改善啮合性能。

2. 有关内啮合小模数角变位圆柱齿轮传动的几何尺寸计算参考第二章第2章。

## 2.2 斜齿圆柱齿轮传动的几何尺寸计算

表7.2-8 斜齿圆柱齿轮传动的几何尺寸计算公式

序号	名称	代号	公 式	例
				$m_n = 0.5, z_1 = 24, z_2 = 60, \alpha_n = 20^\circ, \Sigma = 90^\circ, \beta_1 = \beta_2 = 45^\circ$
1	法向模数	$m_n$	$m_n = \frac{d_p}{z} = m_t \cos \beta$ (按标准)	
2	端面模数	$m_t$	$m_t = \frac{m_n}{\cos \beta} = \frac{d}{z}$	$m_t = 0.7071$
3	齿数	$z$	$z = \frac{d \cos \beta}{m_n}$	

(续)

序号	名 称	代号	公 式	值
4	法向压力角	$\alpha_n$	$\tan \alpha_n = \tan \alpha \cos \beta, \alpha_n = 20^\circ,$ $\cos \alpha_n = \cos \alpha \frac{\cos \beta_0}{\cos \beta}$	
5	端面压力角	$\alpha_t$	$\tan \alpha_t = \frac{\tan \alpha_n}{\cos \beta}$	$\alpha_t = 27^\circ 14' 11''$
6	分度圆螺旋角	$\beta$	$\cos \beta = \frac{m_n z}{d}$	
7	基圆螺旋角	$\beta_b$	$\tan \beta_b = \tan \beta \cos \alpha_t$ $\sin \beta_b = \sin \beta \cos \alpha_n$	$\beta_b = 41^\circ 38' 28''$
8	法向齿顶高系数	$h_n^*$	$h_n^* = 1$	$h_n^* = 1$
9	法向顶隙系数	$c_n^*$	$m_n < 1 \quad c_n^* = 0.35$ $m_n \geq 1 \quad c_n^* = 0.25$	$c_n^* = 0.35$
10	顶隙	$c$	$c = c_n^* m_n$	$c = 0.115$
11	分度圆直径	$d$	$d = \frac{m_n z}{\cos \beta}$	$d_1 = 16.971, d_2 = 42.428$
12	基圆直径	$d_b$	$d_b = d \cos \alpha_t$	$d_{b1} = 15.080, d_{b2} = 37.722$
13	法向基圆齿距	$p_{bn}$	$p_{bn} = \pi m_n \cos \alpha_n$	$p_{bn} = 1.476$
14	端面基圆齿距	$p_{bt}$	$p_{bt} = \pi m_t \cos \alpha$	$p_{bt} = 1.976$
15	法向齿距	$p_n$	$p_n = \pi m_n$	$p_n = 1.571$
16	端面齿距	$p_t$	$p_t = \frac{p_n}{\cos \beta}$	$p_t = 2.221$
17	轴向齿距	$p_x$	$p_x = \frac{\pi m_t}{\tan \beta} = \frac{\pi m_n}{\sin \beta}$	$p_x = 2.221$
18	导程	$p_z$	$p_z = z \frac{\pi m_t}{\tan \beta} = z \frac{\pi m_n}{\sin \beta}$	$p_{z1} = 53.315, p_{z2} = 133.387$
19	齿顶高	$h_a$	$h_a = m_n h_n^*$	$h_a = 0.5$
20	齿根高	$h_f$	$h_f = m_n (h_n^* + c_n^*)$	$h_f = 0.675$
21	齿高	$h$	$h = m_n (2h_n^* + c_n^*)$	$h = 1.175$
22	齿顶圆直径	$d_a$	$d_a = d + 2m_n h_n^*$	$d_{a1} = 17.971, d_{a2} = 43.428$
23	齿根圆直径	$d_f$	$d_f = d - 2m_n (h_n^* + c_n^*)$	$d_{f1} = 15.621, d_{f2} = 41.078$
24	中心距	$a$	$a = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{m_n}{2} \left( \frac{z_1}{\cos \beta_1} + \frac{z_2}{\cos \beta_2} \right)$	$a = 29.6985$

(续)

序号	名称	代号	公 式	例	
25	当量齿数	$z_v$	$z_v = \frac{z}{\cos^3 \beta}$	$z_{v1} = 67.882, z_{v2} = 169.705$	
26	齿数比	$u$	$u = \frac{z_2}{z_1}$	$u = 2.5$	
测 量 尺 寸 (仅 选 一 种)					
27	跨越齿数	$k$	$k = \frac{a_1}{180^\circ \cos^2 \beta} z + 0.5$	$k_1 = 8, k_2 = 19$	
	公法线长度	$W$	$W = m_n \cos \alpha_n [\pi(k-0.5) + z \operatorname{inv} \alpha_n]$	$W_1 = 11.614$ $W_2 = 28.417$	
28	量柱测量距	量柱直径	$d_p = (1.68 \sim 1.9) m_n$ 按表7.2-4选取	$d_p = 0.866$	
		量柱中心所在圆压力角	$\operatorname{inv} \alpha_M = \operatorname{inv} \alpha_n + \frac{d_p}{m_n z \cos \alpha_n} - \frac{\pi}{2z}$	$\alpha_{M1} = 29^\circ 28' 01''$ $\alpha_{M2} = 28^\circ 10' 44''$	
		量柱测量距	齿数为偶数	$M = \frac{d \cos \alpha_1}{\cos \alpha_M} + d_1$	应满足 $M_1 = 18.197$
			齿数为奇数	$M = \frac{d \cos \alpha_1}{\cos \alpha_M} \cos \frac{90^\circ}{z} + d_p$	$M_2 = 43.660$
29	固定弦齿高	$\bar{h}_c$	$\bar{h}_c = \left( h_{c_n}^2 - \frac{\pi}{8} \sin 2\alpha_n \right) m_n$ $h_{c_n} = 1, \alpha_n = 20^\circ \text{时}, \bar{h}_c = 0.7476 m_n$	$\bar{h}_c = 0.3738$	
	固定弦齿厚	$\bar{s}_c$	$\bar{s}_c = \frac{\pi m_n^2 \cos^2 \alpha_n}{2}$ $\alpha = 20^\circ \text{时}, \bar{s}_c = 1.3811 m_n$	$\bar{s}_c = 0.6936$	

注: 有关内啮合小模数斜齿圆柱齿轮传动的几何尺寸计算参考第二篇第2章。

表7.2-9 高变位斜齿圆柱齿轮传动的几何尺寸计算公式

序号	名称	代号	公 式	例
			1. 已知条件: $m_n, z_1, z_2, \alpha_n, \beta, x_{n1}, x_{n2}$	$m_n = 0.8, z_1 = 12, z_2 = 48, \alpha_n = 20^\circ$ 平行轴, $\beta_1 = \beta_2 = 10^\circ, x_{n1} = 0.4, x_{n2} = -0.4$
1	径向变位系数	$x_1$	$x_{n1} = -x_{n2}, x_1 = x_{n1} \cos \beta$	$x_{n1} = 0.406, x_{n2} = -0.406$
2	总变位系数	$x_\Sigma$	$x_\Sigma = x_{n1} + x_{n2} = 0$	$x_\Sigma = 0$
3	法向模数	$m_n$	$m_n = \frac{d_n}{z} = m_t \cos \beta$ (按标准)	
4	端面模数	$m_t$	$m_t = \frac{m_n}{\cos \beta} = \frac{d_n}{z}$	$m_t = 0.81234$
5	齿数	$z$	$z = \frac{d \cos \beta}{m_n}$	

(续)

序号	名称	代号	公 式	例
6	法向压力角	$\alpha_n$	$\tan \alpha_n = \tan \alpha_t \cos \beta, \alpha_n = 20^\circ$	
7	端面压力角	$\alpha_t$	$\tan \alpha_t = \frac{\tan \alpha_n}{\cos \beta}$	$\alpha_t = 20^\circ 17' 01''$
8	分度圆螺旋角	$\beta$	$\cos \beta = \frac{m_n z}{d}$	
9	基圆螺旋角	$\beta_b$	$\tan \beta_b = \tan \beta \cos \alpha$	$\beta_b = 9^\circ 23' 20''$
10	法向齿顶高系数	$h_a^*$	$h_a^* = 1$	$h_a^* = 1$
11	法向顶隙系数	$c^*$	$m_n < 1, c^* = 0.35; m_n \geq 1, c^* = 0.25$	$c^* = 0.35$
12	分度圆直径	$d$	$d = \frac{m_n z}{\cos \beta}$	$d_1 = 9.748, d_2 = 38.992$
13	基圆直径	$d_b$	$d_b = d \cos \alpha$	$d_{b1} = 9.144, d_{b2} = 36.574$
14	法向基圆齿距	$p_{bn}$	$p_{bn} = \pi m_n \cos \alpha_n$	$p_{bn} = 2.362$
15	端面基圆齿距	$p_{bt}$	$p_{bt} = \pi m_t \cos \alpha_t$	$p_{bt} = 2.394$
16	法向齿距	$p_n$	$p_n = \pi m_n$	$p_n = 2.613$
17	端面齿距	$p_t$	$p_t = \frac{p_n}{\cos \beta}$	$p_t = 2.552$
18	轴向齿距	$p_x$	$p_x = \frac{\pi m_t}{\tan \beta} = \frac{\pi m_n}{\sin \beta}$	$p_x = 14.473$
19	导程	$p_z$	$p_z = z \frac{\pi m_t}{\tan \beta} = z \frac{\pi m_n}{\sin \beta}$	$p_{z1} = 173.680, p_{z2} = 694.122$

(续)

序号	名称	代号	公 式	例
20	齿顶高	$h_a$	$h_a = m_a(h_a^* + x_a)$	$h_{a1} = 1.125, h_{a2} = 0.475$
21	齿根高	$h_f$	$h_f = m_a(h_f^* + c^* - x_a)$	$h_{f1} = 0.755, h_{f2} = 1.405$
22	齿高	$h$	$h = m_a(2h_a^* + c^*)$	$h = 1.88$
23	齿顶圆直径	$d_a$	$d_a = d + 2m_a(h_a^* + x_a)$	$d_{a1} = 11.988, d_{a2} = 39.942$
24	齿根圆直径	$d_f$	$d_f = d - 2m_a(h_f^* + c^* - x_a)$	$d_{f1} = 8.238, d_{f2} = 36.182$
25	中心距	$a$	$a = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{m_a}{2} \left( \frac{z_1}{\cos\beta_1} + \frac{z_2}{\cos\beta_2} \right)$	$a = 48.74$
26	当量齿数	$z_v$	$z_v = \frac{z}{\cos^2\beta \cos\beta} \approx \frac{z}{\cos^3\beta}$	$z_{v1} = 12.564, z_{v2} = 50.286$
27	齿数比	$u$	$u = \frac{z_2}{z_1}$	$u = 4$

测量尺寸 (仅选一种)

28	公法线	跨越齿数	$k$	$k = \frac{a_f}{180^\circ \cos^2\beta} z + 0.5 - \frac{2x_n \tan\alpha_n}{\pi}$	$k_1 = 2, k_2 = 6$			
		公法线长度	$W$	$W = m_a \cos\alpha_n [\pi(k - 0.5) + z \text{inv}\alpha_n + 2x_n \tan\alpha_n]$	$W_1 = 3.905$ $W_2 = 13.329$			
29	量柱测量距	量柱直径	$d_p$	$d_p = (1.88 \sim 1.9)m_a$ 按表7.2-4选取	$d_p = 1.441$			
		量柱中心所在圆压力角	$\alpha_M$	$\text{inv}\alpha_M = \text{inv}\alpha_n + \frac{d_p}{m_a z \cos\alpha_n} - \frac{\pi}{2z} + \frac{2x_n \tan\alpha_n}{z}$	$\alpha_{M1} = 32^\circ 23' 12''$ $\alpha_{M2} = 20^\circ 42' 54''$			
		量柱测量距	$M$	<table border="1" style="display: inline-table; vertical-align: middle;"> <tr> <td>齿数为偶数</td> <td><math>M = \frac{d \cos\alpha_n}{\cos\alpha_M} + d_p</math></td> <td rowspan="2">应满足 <math>M &gt; d_a</math></td> </tr> <tr> <td>齿数为奇数</td> <td><math>M = \frac{d \cos\alpha_n}{\cos\alpha_M} \cos \frac{90^\circ}{z} + d_p</math></td> </tr> </table>	齿数为偶数	$M = \frac{d \cos\alpha_n}{\cos\alpha_M} + d_p$	应满足 $M > d_a$	齿数为奇数
齿数为偶数	$M = \frac{d \cos\alpha_n}{\cos\alpha_M} + d_p$	应满足 $M > d_a$						
齿数为奇数	$M = \frac{d \cos\alpha_n}{\cos\alpha_M} \cos \frac{90^\circ}{z} + d_p$							
30	固定弦	固定弦齿厚	$\bar{s}_c$	$\bar{s}_c = m_a \cos^2\alpha_n \left( \frac{\pi}{2} + 2x_n \tan\alpha_n \right)$ $\alpha_n = 20^\circ$ 时, $\bar{s}_c = m_a (1.3871 + 0.6428x_n)$	$\bar{s}_{c1} = 1.319$ $\bar{s}_{c2} = 0.901$			
		固定弦齿高	$\bar{h}_c$	$\bar{h}_c = \frac{1}{2}(d_a - d - \bar{s}_c \tan\alpha_n)$ $\alpha_n = 20^\circ$ 时, $\bar{h}_c = \frac{1}{2}(d_a - d - 0.3640\bar{s}_c)$	$\bar{h}_{c1} = 0.885$ $\bar{h}_{c2} = 0.311$			

表 7.2-10 角变位斜齿圆柱齿轮传动的几何尺寸计算公式

序号	名 称	代 号	公 式	例
			1. 已知条件: $a', z_1, z_2, m_n, a_n, \beta$	$a' = 18.46, z_1 = 24, z_2 = 43, m_n = 0.5$ , 平行轴, $a_n = 20^\circ$ , $\beta_1 = \beta_2 = 10^\circ$
1	端面模数	$m_t$	$m_t = \frac{m_n}{\cos \beta}$ ( $m_n$ 按标准)	$m_t = 0.6077$
2	分度圆直径	$d$	$d_1 = m_t z_1, d_2 = m_t z_2$	$d_1 = 12.185, d_2 = 24.370$
3	未变位时的中心距	$a$	$a = \frac{d_1 + d_2}{2} = m_t \left( \frac{z_1 + z_2}{2} \right)$	$a = 18.277$
4	端面中心距变动系数	$y_t$	$y_t = \frac{a' - a}{m_t} = \frac{a' - a}{m_n} \cdot \frac{z_1 + z_2}{2}$	$y_t = 0.3408$
5	端面压力角	$\alpha_t$	$\tan \alpha_t = \frac{\tan \alpha_n}{\cos \beta}$ ( $\alpha_n$ 按标准)	$\alpha_t = 20^\circ 17' 01''$
6	端面啮合角	$\alpha'_t$	$\cos \alpha'_t = \frac{a}{a'} \cos \alpha$	$\alpha'_t = 21^\circ 41' 26''$
7	总变位系数	$x_{\Sigma}$	$x_{\Sigma} = \frac{z_1' + z_2'}{2 \tan \alpha_t}$ ( $\text{inv} \alpha_n, \text{inv} \alpha_t$ ) $x_{n\Sigma} = \frac{x_{\Sigma}}{\cos \beta}$	$x_{n\Sigma} = 0.352$ $x_{n2} = 0.3574$
8	变位系数的分配	$x_{n1}, x_{n2}$	根据传动的具体要求, 按当量齿数 $z_n = \frac{z}{\cos^3 \beta}$ , 由“封闭图”或图 2.3-4 分配得 $x_{n1}$ 和 $x_{n2}$ . $x_{n1} = x_{n1} \cos \beta; x_{n2} = x_{n2} \cos \beta; x_{\Sigma} = x_{n1} + x_{n2}$	$x_{n1} = 0.352, x_{n2} = 0$ $x_{n1} = 0.3574, x_{n2} = 0$
9	端面齿高变动系数	$\Delta y_t$	$\Delta y_t = x_{\Sigma} - y_t$	$\Delta y_t = 0.0112$
10	法向齿高变动系数	$\Delta y_n$	$\Delta y_n = \frac{\Delta y_t}{\cos \beta}$	$\Delta y_n = 0.0114$
11	基圆螺旋角	$\beta_b$	$\tan \beta_b = \tan \beta \cos \alpha$	
12	法向齿顶高系数	$h_{an}^*$	$h_{an}^* = 1$	$h_{an}^* = 1$
13	法向顶隙系数	$c_n^*$	$m_n < 1, c_n^* = 0.35; m_n \geq 1, c_n^* = 0.25$	$c_n^* = 0.35$
14	基圆直径	$d_b$	$d_b = d \cos \alpha_t$	$d_{b1} = 11.429, d_{b2} = 22.859$
15	法向基圆齿距	$p_{bn}$	$p_{bn} = \pi m_n \cos \alpha_n$	$p_{bn} = 1.476$
16	端面基圆齿距	$p_{bt}$	$p_{bt} = \pi m_t \cos \alpha_t$	$p_{bt} = 1.496$
17	法向齿距	$p_n$	$p_n = \pi m_n$	$p_n = 1.571$
18	端面齿距	$p_t$	$p_t = \frac{p_n}{\cos \beta}$	$p_t = 1.596$

(续)

序号	名 称	代号	公 式	例
19	轴向齿距	$p_x$	$p_x = \frac{\pi m_f}{\tan \beta} = \frac{\pi m_n}{\sin \beta}$	$p_x = 9.046$
20	导程	$p_z$	$p_z = z \frac{\pi m_f}{\tan \beta} = z \frac{\pi m_n}{\sin \beta}$	$p_{z1} = 217.10, p_{z2} = 34.20$
21	齿顶高	$h_a$	$h_a = m_n (h_a^* + x_n - \Delta y_n)$	$h_{a1} = 0.673, h_{a2} = 0.494$
22	齿根高	$h_f$	$h_f = m_n (h_f^* + c^* - x_n)$	$h_{f1} = 0.496, h_{f2} = 0.675$
23	齿高	$h$	$h = m_n (2h_a^* + c^* - \Delta y_n)$	$h = 1.169$
24	齿顶圆直径	$d_a$	$d_a = d + 2m_n (h_a^* + x_n - \Delta y_n)$	$d_{a1} = 13.531, d_{a2} = 25.359$
25	齿根圆直径	$d_f$	$d_f = d - 2m_n (h_f^* + c^* - x_n)$	$d_{f1} = 11.192, d_{f2} = 23.02$
26	节圆直径	$d'$	$d'_1 = \frac{2a'}{u+1} = \frac{2a'z_1}{z_1+z_2}, d'_2 = 2a' - d'_1 = \frac{2a'z_2}{z_1+z_2}$	$d'_1 = 12.30, d'_2 = 24.6$
27	当量齿数	$z_e$	$z_e = \frac{z}{\cos^3 \beta}$	$z_{e1} = 25.128, z_{e2} = 50.256$
28	齿数比	$u$	$u = \frac{z_2}{z_1}$	$u = 2$
			I. 已知条件: $z_1, z_2, m_n, \alpha_n, \beta$	
1	端面模数	$m_t$	$m_t = \frac{m_n}{\cos \beta}$	
2	确定总变位系数 $x_{a\Sigma}$ 并分配得 $x_{a1}, x_{a2}$		根据传动要求, 按当量齿数 $z_e = \frac{z}{\cos^3 \beta}$ , 由“封闭图”或图 2.3-4 确定 $x_{a\Sigma}$ 并分配得 $x_{a1}$ 和 $x_{a2}$	
3	端面压力角	$\alpha_t$	$\tan \alpha_t = \frac{\tan \alpha_n}{\cos \beta}$	
4	端面啮合角	$\alpha'_t$	$\operatorname{inv} \alpha'_t = \operatorname{inv} \alpha_t + \frac{2(x_{a1} + x_{a2})}{z_1 + z_2} \tan \alpha_n$	
5	端面中心距变动系数	$y_t$	$y_t = \frac{z_1 + z_2}{2} \left( \frac{\cos \alpha_t}{\cos \alpha'_t} - 1 \right)$	
6	中心距	$a'$	$a' = m_t \frac{z_1 + z_2}{2} + m_t y_t = m_t \left( \frac{z_1 + z_2}{2} \right) \frac{\cos \alpha_t}{\cos \alpha'_t}$	

注: 测量尺寸的计算与表 7.2-9 的高变位斜齿圆柱齿轮传动的计算相同, 并且仅选一项。

## 第2章 齿轮啮合原理

### 1 齿轮啮合原理的数学基础

#### 1.1 坐标变换与变换矩阵

##### 1.1.1 点的坐标变换

如图1.2-1所示, 已知点 $P$ 在旧坐标系 $\sigma_1(O_1; x_1, y_1, z_1)$ 中的坐标为 $(x_1, y_1, z_1)$ ,  $\sigma_1$ 的原点 $O_1$ 在新坐标系 $\sigma_2(O_2, x_2, y_2, z_2)$ 中的坐标为 $(x_{20}, y_{20}, z_{20})$ , 则点 $P$ 在 $\sigma_2$ 中的坐标 $(x_2, y_2, z_2)$ 由下式确定:

$$\begin{bmatrix} x_2 \\ y_2 \\ z_2 \\ 1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} & a_{13} & x_{20} \\ a_{21} & a_{22} & a_{23} & y_{20} \\ a_{31} & a_{32} & a_{33} & z_{20} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1 \\ y_1 \\ z_1 \\ 1 \end{bmatrix} \quad (1.2-1)$$

式中矩阵

$$\begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} & a_{13} & x_{20} \\ a_{21} & a_{22} & a_{23} & y_{20} \\ a_{31} & a_{32} & a_{33} & z_{20} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (1.2-2)$$

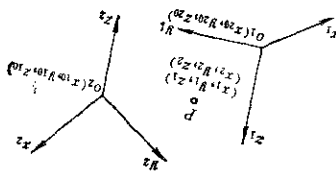


图 1.2-1

称为由旧坐标系 $\sigma_1$ 到新坐标系 $\sigma_2$ 的点的坐标变换矩阵, 记为 $M_{21}$ 。这个4阶变换矩阵的组成原则是:

第一行的前三个元素 $a_{11}$ ,  $a_{12}$ ,  $a_{13}$ 依次是新坐标系的第一根轴( $x_2$ 轴)与旧坐标系的三根轴( $x_1, y_1, z_1$ )夹角的余弦; 第二行的前三个元素 $a_{21}$ ,  $a_{22}$ ,  $a_{23}$ 依次是新坐标系的第二根轴( $y_2$ 轴)与旧坐标系的三根轴( $x_1, y_1, z_1$ )夹角的余弦; 第三行的前三个元素 $a_{31}$ ,  $a_{32}$ ,  $a_{33}$ 依次是新坐标系的第三根轴( $z_2$ 轴)与旧坐标系的三根轴( $x_1, y_1, z_1$ )夹角的余弦; 第四列的前三个元素依次是旧坐标系 $\sigma_1$ 的原

点 $O_1$ 在新坐标系 $\sigma_2$ 中的坐标, 第四行的元素总是0, 0, 0, 1。

依据上述原则, 若把 $\sigma_2$ 看成是旧坐标系, 并且其原点 $O_2$ 在新坐标系 $\sigma_1$ 中的坐标为 $(x_{10}, y_{10}, z_{10})$ , 则由 $\sigma_2$ 到 $\sigma_1$ 的变换矩阵为

$$M_{12} = \begin{bmatrix} a_{11} & a_{21} & a_{31} & x_{10} \\ a_{12} & a_{22} & a_{32} & y_{10} \\ a_{13} & a_{23} & a_{33} & z_{10} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (1.2-3)$$

即

$$\begin{bmatrix} x_1 \\ y_1 \\ z_1 \\ 1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} a_{11} & a_{21} & a_{31} & x_{10} \\ a_{12} & a_{22} & a_{32} & y_{10} \\ a_{13} & a_{23} & a_{33} & z_{10} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_2 \\ y_2 \\ z_2 \\ 1 \end{bmatrix} \quad (1.2-4)$$

两个坐标系的原点 $O_1$ 与 $O_2$ 重合时, 则有

$$\begin{bmatrix} x_2 \\ y_2 \\ z_2 \\ 1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} & a_{13} \\ a_{21} & a_{22} & a_{23} \\ a_{31} & a_{32} & a_{33} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1 \\ y_1 \\ z_1 \\ 1 \end{bmatrix} \quad (1.2-5)$$

$$\begin{bmatrix} x_1 \\ y_1 \\ z_1 \\ 1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} a_{11} & a_{21} & a_{31} \\ a_{12} & a_{22} & a_{32} \\ a_{13} & a_{23} & a_{33} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_2 \\ y_2 \\ z_2 \\ 1 \end{bmatrix} \quad (1.2-6)$$

以上两式中的 $a_{ij}$ 仍由上述原则确定。

##### 1.1.2 空间坐标系中矢量的分量变换

因为矢量可以平移, 因此其分量变换与坐标系统原点的位置无关。设矢量 $r$ 在 $\sigma_1$ 中的分量为 $x_1, y_1, z_1$ , 在 $\sigma_2$ 中的分量为 $x_2, y_2, z_2$ , 则其变换公式与式(1.2-5)、(1.2-6)相同。

上述的空间变换矩阵的组成原则也适用于平面坐标变换。在平面坐标系中, 由于 $a_{13}=a_{23}=a_{33}=a_{31}=a_{32}=z_{10}=z_{20}=0$ , 故点的变换矩阵简化为三阶方阵, 即

$$\begin{bmatrix} x_2 \\ y_2 \\ 1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} & x_{20} \\ a_{21} & a_{22} & y_{20} \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1 \\ y_1 \\ 1 \end{bmatrix} \quad (1.2-7)$$

$$\begin{bmatrix} x_1 \\ y_1 \\ 1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} a_{11} & a_{21} & x_{10} \\ a_{12} & a_{22} & y_{10} \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_2 \\ y_2 \\ 1 \end{bmatrix} \quad (1.2-8)$$

矢量分量的变换矩阵简化为2阶方阵, 即有



$$\begin{bmatrix} x_2 \\ y_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} \\ a_{21} & a_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1 \\ y_1 \end{bmatrix} \quad (1.2-9)$$

$$\begin{bmatrix} x_1 \\ y_1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} \\ a_{21} & a_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_2 \\ y_2 \end{bmatrix} \quad (1.2-10)$$

【例1】如图1.2-2所示，有三个平面坐标系  $\sigma[o; x, y]$ ,  $\sigma_1[o_1; x_1, y_1]$ ,  $\sigma_2[o_2; x_2, y_2]$ ，试写出  $\sigma_2$  到  $\sigma_1$  点的坐标变换公式。

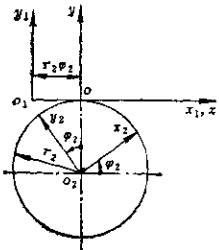


图 1.2-2

【解】根据前面所述的变换矩阵组成原则，则有

$$\begin{bmatrix} x_1 \\ y_1 \\ 1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & -r_2\phi_1 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x \\ y \\ 1 \end{bmatrix} \quad (1.2-11)$$

$$\begin{bmatrix} x \\ y \\ 1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos\phi_2 & -\sin\phi_2 & 0 \\ \sin\phi_2 & \cos\phi_2 & -r_2 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_2 \\ y_2 \\ 1 \end{bmatrix} \quad (1.2-12)$$

综合以上两式，则有

$$\begin{bmatrix} x_1 \\ y_1 \\ 1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & -r_2\phi_1 & \cos\phi_2 & -\sin\phi_2 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & \sin\phi_2 & \cos\phi_2 & -r_2 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_2 \\ y_2 \\ 1 \end{bmatrix} \quad (1.2-13)$$

【例2】图1.2-3所示的是研究蜗杆传动时经常采用的坐标系，其中  $\sigma[o; x, y, z]$  和  $\sigma_p[o_p; x_p, y_p, z_p]$

根据以上三式，则  $\sigma_1$  到  $\sigma_2$  的变换矩阵为

$$M_{21} = M_{2p} M_{p0} M_{01} = \begin{bmatrix} \cos\phi_1 \cos\phi_2 & -\sin\phi_1 \cos\phi_2 & -\sin\phi_1 & a \cos\phi_2 \\ -\cos\phi_1 \sin\phi_2 & \sin\phi_1 \sin\phi_2 & -\cos\phi_2 & -a \sin\phi_2 \\ \sin\phi_1 & \cos\phi_1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (1.2-14)$$

最后得到

$y_p, z_p]$  是固定坐标系， $\sigma_1 [o_1; x_1, y_1, z_1]$  与  $\sigma_2 [o_2; x_2, y_2, z_2]$  分别是和蜗杆与蜗轮相固连的坐标系，试写出  $\sigma_1$  到  $\sigma_2$  的点的坐标变换公式。

【解】依照前面所述的变换矩阵组成原则，可知  $\sigma_1$  到  $\sigma$  的变换矩阵为

$$M_{01} = \begin{bmatrix} \cos\phi_1 & -\sin\phi_1 & 0 & 0 \\ \sin\phi_1 & \cos\phi_1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

$\sigma$  到  $\sigma_p$  的变换矩阵为

$$M_{p0} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & a \\ 0 & 0 & -1 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

$\sigma_p$  到  $\sigma_2$  的变换矩阵为

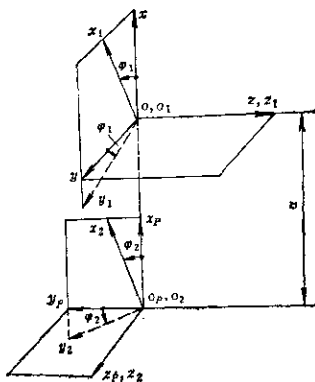


图 1.2-3

$$M_{2p} = \begin{bmatrix} \cos\phi_2 & \sin\phi_2 & 0 & 0 \\ -\sin\phi_2 & \cos\phi_2 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

$$\begin{pmatrix} x_2 \\ y_2 \\ z_2 \\ 1 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \cos\varphi_1 \cos\varphi_2 & -\sin\varphi_1 \cos\varphi_2 & -\sin\varphi_2 & a \cos\varphi_2 \\ -\cos\varphi_1 \sin\varphi_2 & \sin\varphi_1 \sin\varphi_2 & -\cos\varphi_2 & -a \sin\varphi_2 \\ \sin\varphi_1 & \cos\varphi_1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} x_1 \\ y_1 \\ z_1 \\ 1 \end{pmatrix} \quad (1.2-15)$$

1.2 有关微分几何的简明知识

1.2.1 向量代数

在空间直角坐标系内, 若  $i, j, k$  为三个坐标轴正向的么矢 (单位矢量), 则向量  $r$  可写成它们的线性组合, 即

$$r = xi + yj + zk = \{x, y, z\} \quad (1.2-16)$$

式中  $x, y, z$  是  $r$  的分量.  $r$  的长为

$$|r| = \sqrt{x^2 + y^2 + z^2} \quad (1.2-17)$$

若  $r \neq 0$ , 则  $\frac{r}{|r|}$  是和  $r$  同向的么矢.

若矢量  $r_1 = \{x_1, y_1, z_1\}, r_2 = \{x_2, y_2, z_2\}$ , 则它们可以进行如下运算:

1) 矢量和

$$r_1 + r_2 = \{x_1 + x_2, y_1 + y_2, z_1 + z_2\} \quad (1.2-18)$$

2) 矢量差

$$r_1 - r_2 = \{x_1 - x_2, y_1 - y_2, z_1 - z_2\} \quad (1.2-19)$$

3) 纯量乘矢量

$$\lambda r_1 = \{\lambda x_1, \lambda y_1, \lambda z_1\} \quad (1.2-20)$$

式中的  $\lambda$  为一纯量.

4) 矢量的数积

$$r_1 r_2 = |r_1| |r_2| \cos\theta = x_1 x_2 + y_1 y_2 + z_1 z_2 \quad (1.2-21)$$

式中  $\theta$  —  $r_1$  与  $r_2$  之间的夹角 ( $0 \leq \theta \leq \pi$ )

显然,  $r_1$  与  $r_2$  垂直的充要条件是  $r_1 r_2 = 0$ .

5) 矢量的矢积

$$r_1 \times r_2 = \begin{vmatrix} i & j & k \\ x_1 & y_1 & z_1 \\ x_2 & y_2 & z_2 \end{vmatrix} = \left\{ \begin{vmatrix} y_1 & z_1 \\ y_2 & z_2 \end{vmatrix}, \begin{vmatrix} z_1 & x_1 \\ z_2 & x_2 \end{vmatrix}, \begin{vmatrix} x_1 & y_1 \\ x_2 & y_2 \end{vmatrix} \right\} \quad (1.2-22)$$

$r_1$  与  $r_2$  平行的充要条件是  $r_1 \times r_2 = 0$ .

6) 混合积

若还有一个矢量  $r_3 = \{x_3, y_3, z_3\}$ , 则  $r_1, r_2, r_3$  可作混合积运算:

$$\begin{aligned} (r_1 \times r_2) \cdot r_3 &= (r_1 r_2 r_3) = (r_2 r_3 r_1) = (r_3 r_1 r_2) \\ &= -(r_3 r_1 r_2) = -(r_1 r_3 r_2) = -(r_2 r_3 r_1) \end{aligned}$$

$$= \begin{vmatrix} x_1 & y_1 & z_1 \\ x_2 & y_2 & z_2 \\ x_3 & y_3 & z_3 \end{vmatrix} \quad (1.2-23)$$

7) 二重矢积

$$(r_1 \times r_2) \times r_3 = (r_1 \cdot r_3) r_2 - (r_2 \cdot r_3) r_1 \quad (1.2-24)$$

8) 拉格朗日恒等式

$$(r_1 \times r_2)(r_3 \times r_4) = (r_1 r_3)(r_2 r_4) - (r_1 r_4)(r_2 r_3) \quad (1.2-25)$$

9) 矢量的回转

如图 1.2-4 所示, 若  $oa$  轴的正向么矢为  $\theta$ , 矢量  $r$  绕  $oa$  轴转过  $\varphi$  角后, 得一新的矢量  $r^*$ , 则

$$r^* = r \cos\varphi + (1 - \cos\varphi)(r\theta) + \sin\varphi(\theta \times r) \quad (1.2-26)$$

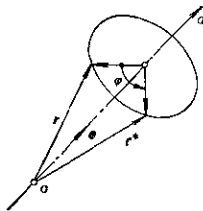


图 1.2-4

1.2.2 曲线

a. 矢函数与曲线的参数方程 空间曲线  $\Gamma$  (见图 1.2-5) 可用矢函数

$$r(t) = \{x(t), y(t), z(t)\} (t_1 \leq t \leq t_2)$$
 表示,

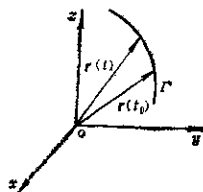


图 1.2-5

式中  $t$  为参数. 例如, 圆的方程 (见图 1.2-6) 可以写成:

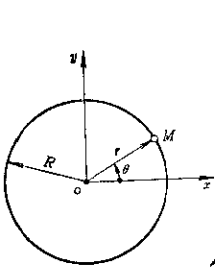


图 1.2-6

$$\begin{aligned} \mathbf{r} &= R\cos\theta\mathbf{i} + R\sin\theta\mathbf{j} \\ &= \{R\cos\theta, R\sin\theta, 0\} \\ (0 \leq \theta < 2\pi) \end{aligned} \quad (1.2-27)$$

圆柱螺线的方程 (见图1.2-7) 为

$$\begin{aligned} \mathbf{r} &= R\cos\theta\mathbf{i} + R\sin\theta\mathbf{j} + p\theta\mathbf{k} \\ &= \{R\cos\theta, R\sin\theta, p\theta\} \\ (-\infty < \theta < +\infty) \end{aligned} \quad (1.2-28)$$

式中  $p = \frac{h}{2\pi}$  ——螺旋参数,  
 $h$  ——螺旋线的导程。

引进弧长  $s$  为曲线的参数 (称其为曲线的自然参数) 时, 曲线  $\Gamma$  的方程为

$$\mathbf{r}(s) = \{x(s), y(s), z(s)\} (s_1 \leq s \leq s_2)$$

b. 矢函数的微分

(1) 矢函数的导矢 极限 (见图1.2-8)

$$\begin{aligned} \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{\Delta \mathbf{r}}{\Delta t} &= \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{\mathbf{r}(t + \Delta t) - \mathbf{r}(t)}{\Delta t} \\ &= \frac{d\mathbf{r}}{dt} = \mathbf{r}'(t) \end{aligned}$$

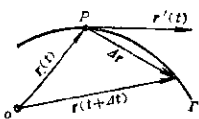


图 1.2-8

称为矢函数  $\mathbf{r}(t)$  在  $P$  点的导矢, 其几何意义是, 当  $\mathbf{r}(t) \rightarrow 0$  时,  $\mathbf{r}'(t)$  为曲线  $\Gamma$  在  $P$  点的切线上的一个矢量, 简称切矢。

当以弧长为参数时,

$$\frac{d\mathbf{r}(s)}{ds} = \mathbf{r}' = \boldsymbol{\alpha} \quad (1.2-29)$$

为么切矢<sup>⊙</sup>。

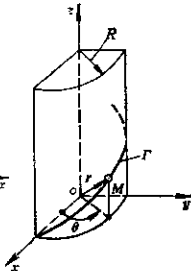


图 1.2-7

(2) 矢函数的微分公式

$$\frac{d\mathbf{r}}{dt} = \mathbf{r}' = \{x'(t), y'(t), z'(t)\} \quad (1.2-30)$$

$$d\mathbf{r} = \mathbf{r}'(t)dt = \{dx, dy, dz\} \quad (1.2-31)$$

$$(\lambda \mathbf{r})' = \lambda' \mathbf{r} + \lambda \mathbf{r}' \quad (1.2-32)$$

$$(\mathbf{r}_1 + \mathbf{r}_2)' = \mathbf{r}_1' + \mathbf{r}_2' \quad (1.2-33)$$

$$(\mathbf{r}_1 \mathbf{r}_2)' = \mathbf{r}_1' \mathbf{r}_2 + \mathbf{r}_1 \mathbf{r}_2' \quad (1.2-34)$$

$$(\mathbf{r}_1 \times \mathbf{r}_2)' = \mathbf{r}_1' \times \mathbf{r}_2 + \mathbf{r}_1 \times \mathbf{r}_2' \quad (1.2-35)$$

$$(\mathbf{r}_1 \mathbf{r}_2 \mathbf{r}_3)' = (\mathbf{r}_1' \mathbf{r}_2 \mathbf{r}_3) + (\mathbf{r}_1 \mathbf{r}_2' \mathbf{r}_3) + (\mathbf{r}_1 \mathbf{r}_2 \mathbf{r}_3') \quad (1.2-36)$$

$$\frac{d^2 \mathbf{r}}{dt^2} = 2\mathbf{r}r'$$

$$\frac{d\mathbf{r}}{ds} = \mathbf{r}'(t) \frac{dt}{ds} \quad (1.2-38)$$

$$\frac{d\mathbf{r}}{ds} = \mathbf{r}'(t) \frac{dt}{ds} \quad (1.2-38)$$

$$\frac{d\mathbf{r}}{ds} = \mathbf{r}'(t) \frac{dt}{ds} \quad (1.2-38)$$

(3) 几个重要结论

1) 变矢  $\mathbf{r}(t)$  具有固定长的充要条件是  $\mathbf{r}r' = 0$ 。

2) 非零变矢  $\mathbf{r}(t)$  具有固定方向的充要条件是  $\mathbf{r} \times \mathbf{r}' = 0$ 。

3) 变矢  $\mathbf{r}(t)$  平行于固定平面的充要条件是  $(\mathbf{r}r' \cdot \mathbf{r}') = 0$ 。

(4) 曲线的基本三棱形 如图1.2-9所示,  $\boldsymbol{\alpha}$ ,  $\boldsymbol{\beta}$ ,  $\boldsymbol{\tau}$  是曲线  $\Gamma$  在  $P$  点的基本(么)矢, 依次称为么切矢、主法矢、副法矢。它们之间的关系为

$$\begin{cases} \boldsymbol{\alpha} = \boldsymbol{\beta} \times \mathbf{Y} \\ \boldsymbol{\beta} = \mathbf{Y} \times \boldsymbol{\alpha} \\ \mathbf{Y} = \boldsymbol{\alpha} \times \boldsymbol{\beta} \end{cases} \quad (1.2-39)$$

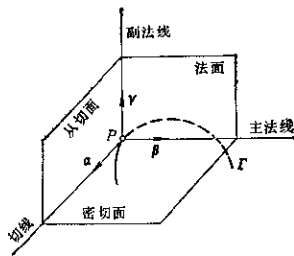


图 1.2-9

并且, 主法矢  $\boldsymbol{\beta}$  总是指向曲线弯曲的一侧。

当曲线以变矢  $\mathbf{r}(t)$  给出时, 密切面的方程为

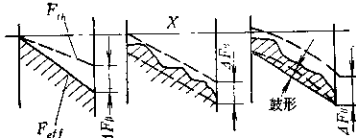
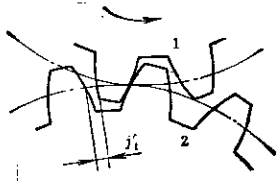
$$[\boldsymbol{\rho} - \mathbf{r}(t), \mathbf{r}'(t), \mathbf{r}''(t)] = 0 \quad (1.2-40)$$

式中  $\boldsymbol{\rho}$  ——密切面上点的径矢。

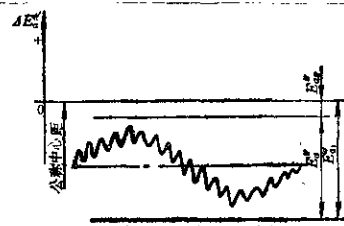
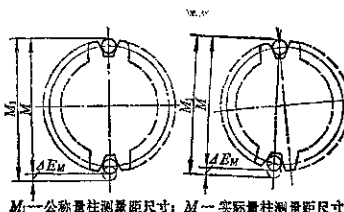
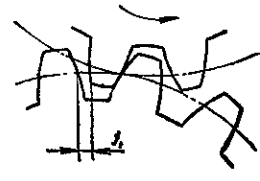
(5) 曲线的基本公式

⊙ 本章中用“ $\frac{d}{ds}$ ”表示对一般参数(如  $t$ )求导, 用“ $\frac{d}{ds}$ ”表示对弧长求导。

表 7.2-14 小模数渐开线圆柱齿轮的误差定义及代号 (GB2363—80)

序号	误差术语及定义	代 号	图 示
1	切向综合误差 切向综合误差的公差	$\Delta F'$ $F'_i$	定义和图示同 JB179—83
2	切向相等齿综合误差 切向相等齿综合误差的公差	$\Delta f'_i$ $f'_i$	
3	径向综合误差 径向综合误差的公差	$\Delta F''$ $F''_i$	定义和图示同 JB179—83
4	径向相等齿综合误差 径向相等齿综合误差的公差	$\Delta f''_i$ $f''_i$	
5	周节累积误差 周节累积误差的公差	$\Delta F_p$ $F_p$	定义和图示同 JB179—83
6	周节偏差 周节的极限偏差 上偏差 下偏差	$\Delta f_p$ $+f_p$ $-f_p$	定义和图示同 JB179—83
7	基节的偏差 基节的极限偏差 上偏差 下偏差	$\Delta f_{pb}$ $+f_{pb}$ $-f_{pb}$	定义和图示同 JB179—83
8	齿圈径向跳动 齿圈径向跳动的公差	$\Delta F_r$ $F_r$	定义和图示同 JB179—83
9	齿形误差 齿形误差的公差	$\Delta f_f$ $f_f$	定义和图示同 JB179—83
10	齿向误差 在分度圆柱面上全齿宽范围内, 包含实际齿向线的两条最近设计齿向线间的端面距离 齿向误差的公差	$\Delta F_\theta$ $F_\theta$	 <p><math>F_{th}</math>—理论齿侧齿向线; <math>F_{af}</math>—实际齿侧齿向线</p>
11	公法线长度变动 公法线长度变动的公差	$\Delta F_w$ $F_w$	定义和图示同 JB179—83
12	齿轮圆周侧隙 (齿轮侧隙) 被测齿轮与理想精确的测量齿轮在公称中心距安装时, 固定一个齿轮, 另一个齿轮能转过的分度圆弧长 齿轮圆周侧隙的极限偏差 上偏差 下偏差	$j'_i$ $j''_i$ $j''_i$	 <p>1—测量齿轮; 2—被测齿轮</p>

(续)

序号	误差术语及定义	代号	图 示
13	<p>双啮中心距偏差 被测齿轮与理想精确的测量齿轮双面啮合时, 双啮中心距的实际值与公称值之差</p> <p>双啮中心距的极限偏差 上偏差 下偏差</p>	$\Delta E_c$  $E_{cs}$ $E_{ci}$	
14	<p>量柱测量距偏差 量柱测量距的实际值与公称值之差</p> <p>量柱测量距的极限偏差 上偏差 下偏差</p>	$\Delta E_M$  $E_{Ms}$ $E_{Mi}$	 <p><math>M'</math>—公称量柱测量距尺寸; <math>M</math>—实际量柱测量距尺寸</p>
15	<p>公法线平均长度偏差 公法线平均长度的极限偏差 上偏差 下偏差</p>	$\Delta E_w$  $E_{ws}$ $E_{wi}$	定义和图示同JB179—83
16	<p>齿厚偏差 齿厚的极限偏差 上偏差 下偏差</p>	$\Delta E_s$  $E_{ss}$ $E_{si}$	定义和图示同JB179—83
17	<p>齿轮副圆周侧隙 齿轮副在转动中, 固定其中一个齿轮, 另一个齿轮能转过的分度圆弧长</p> <p>最大统计侧隙 最小统计侧隙 按本标准加工的齿轮, 随机装配所达到的最大, 最小可能侧隙 最小侧隙 同一规格的齿轮组成之齿轮副的最小统计侧隙标准化后的值</p>	$j$  $j_{max}$ $j_{min}$  $j_n$	
18	<p>中心距偏差 在齿宽的中间平面内, 实际中心距与公称中心距之差</p> <p>中心距极限偏差 上偏差 下偏差</p>	$\Delta f_o$  $+f_o$ $-f_o$	

(续)

序号	误差术语及定义	代号	图 示
19	<p>轴线平行度</p> <p>(1) <math>x</math>方向轴心线的平行度误差 一对齿轮的轴心线在其基准平面上投影的平行度误差 在全齿宽的投影长度上测量</p> <p>(2) <math>y</math>方向轴心线的平行度误差 一对齿轮的轴心线在垂直于基准平面并通过基准轴心线的平面上投影的平行度误差, 在全齿宽的投影长度上测量</p> <p><math>x</math>方向轴心线平行度公差 <math>y</math>方向轴心线平行度公差</p>	<p><math>\Delta f_x</math></p> <p><math>\Delta f_y</math></p> <p><math>f_x</math></p> <p><math>f_y</math></p>	

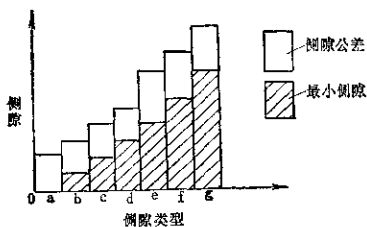


图7.2-4 最小侧隙及侧隙公差示意图

$\Delta E_g$ 、 $\Delta E_M$ 、 $\Delta E_W$ 、 $\Delta E_S$

(3) 齿轮的最小侧隙与齿轮的精度无关。侧隙公差( $\Delta E_g$ )的等级与Ⅰ组精度指标中径向综合误差  $\Delta F_r$  的精度等级相同。

允许两种侧隙类型组合, 以扩大侧隙公差, 此时用表示侧隙类型的两个字母表示。

允许单独提高双啮中心距偏差  $\Delta E_g$  的精度等级, 以缩小侧隙公差, 此时用  $\Delta E_g$  的精度等级及侧隙类型表示。

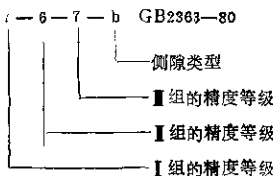
### 3.4 图样标注

(1) 产品工作图上应标注齿轮的精度等级、侧隙类型。

(2) 标注方式

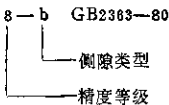
齿轮的三组精度指标采用不同的精度等级时,

标注示例为:

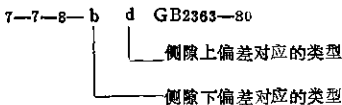


齿轮的三组精度指标采用相同的精度等级时,

标注示例为:



齿轮侧隙采用组合类型时, 标注示例为:



单独提高  $\Delta E_g$  的精度等级以缩小侧隙公差时,

标注示例为:

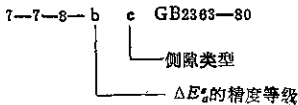


表7.2-15 5级精度公差

μm

代号	分度圆直径 $d$ (mm)										
		≤8	>8 ~12	>12 ~20	20 ~32	>32 ~50	>50 ~80	>80 ~125	>125 ~200	>200 ~315	>315 ~500
$F_f$	0.1~0.3	6	7	7	8	8	9	10	—	—	—
	>0.3~0.6	6	7	8	8	9	10	10	11	12	—
	>0.6~1.0	7	8	8	8	9	10	10	11	12	14
	>1.0~1.5	—	8	8	9	9	10	11	12	13	16
$f_f$	0.1~0.3	3	3	2.5	2.5	2.5	2.5	2.5	—	—	—
	>0.3~0.6	4	4	4	3	3	3	3	3	3	—
	>0.6~1.0	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4
	>1.0~1.5	—	5	5	5	4	4	4	4	4	4
$F_f'$	0.1~0.3	6	5	5	6	7	7	8	—	—	—
	>0.3~0.6	6	5	5	7	7	8	8	9	10	—
	>0.6~1.0	6	6	7	7	8	8	8	9	10	11
	>1.0~1.5	—	7	8	8	9	9	10	10	11	12
$f_f'$	0.1~0.3	2									
	>0.3~0.6	2									
	>0.6~1.0	3									
	>1.0~1.5	4									
$F_s$	0.1~1.5	4	4	5	6	7	8	8	9	11	13
$f_s$	0.1~1.5	1	1	1	1.5	2	2	3	3	4	4
$F_s'$	0.1~0.3	3	4	4	4	5	5	6	—	—	—
	>0.3~0.6	4	4	4	4	5	6	6	7	8	—
	>0.6~1.0	4	4	4	5	5	6	6	7	8	9
	>1.0~1.5	—	4	4	5	6	6	7	8	9	9
$f_s'$	0.1~0.3	2	2	2	2	2	2	2	—	—	—
	>0.3~0.6	3	3	3	2	2	2	2	2	—	—
	>0.6~1.0	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3
	>1.0~1.5	—	4	4	3	3	3	3	3	3	3
$f_s''$	0.1~0.3	1.5									
	>0.3~0.6	1.5									
	>0.6~1.0	2									
	>1.0~1.5	3									
$F_B$	齿宽 $B$ (mm)	≤10			>10~20			>20~10			
	公差 (μm)	2			3			4			

表 7.2-15 4 级精度公差

μm

代号	分度圆直径 $d$ (mm)										
		≤6	>6 ~12	>12 ~20	>20 ~32	>32 ~50	>50 ~80	>80 ~125	>125 ~200	>200 ~315	>315 ~500
$F_f'$	0.1~0.3	10	11	11	12	13	14	16	—	—	—
	>0.3~0.6	10	11	12	13	14	16	18	17	19	—
	>0.6~1.0	11	12	13	13	14	16	16	18	20	23
	>1.0~1.5	—	12	13	14	15	16	17	19	21	24
$f_f'$	0.1~0.3	5	5	4	4	4	4	4	—	—	—
	>0.3~0.6	6	6	6	5	5	5	5	5	5	—
	>0.6~1.0	7	7	7	6	6	6	6	6	6	6
	>1.0~1.5	—	6	8	8	7	7	7	7	7	7
$F_f''$	0.1~0.3	9	9	10	10	11	11	12	—	—	—
	>0.3~0.6	9	10	10	11	11	12	13	14	15	—
	>0.6~1.0	10	11	12	12	13	13	14	15	16	18
	>1.0~1.5	—	13	13	13	14	14	15	16	18	20
$f_f''$	0.1~0.3	4									
	>0.3~0.6	4									
	>0.6~1.0	6									
	>1.0~1.5	7									
$F_p$	0.1~1.5	7	7	8	9	11	12	13	15	17	20
$f_{p1}$	0.1~1.5	2.5	2.5	2.5	3	4	4	6	5	8	8
$F_r$	0.1~0.3	5	6	6	7	7	8	9	—	—	—
	>0.3~0.6	6	6	6	7	8	9	10	11	12	—
	>0.6~1.0	6	6	7	7	8	9	10	11	13	14
	>1.0~1.5	—	7	7	8	9	10	11	12	13	15
$f_r$	0.1~0.3	4	4	3	3	3	3	3	—	—	—
	>0.3~0.6	4	4	4	4	4	4	4	4	4	—
	>0.6~1.0	5	5	5	4	4	4	4	4	4	4
	>1.0~1.5	—	6	6	6	5	5	5	5	5	5
$f_{pb}$	0.1~0.3	3									
	>0.3~0.6	3									
	>0.6~1.0	4									
	>1.0~1.5	5									
$F_{\beta}$	齿宽 $B$ (mm)	≤10			>10~20			>20~40			
	公差 (μm)	3			4			5			



表7.2-17 5级精度公差

 $\mu\text{m}$ 

代号	分度圆直径 $d$ (mm) 法面模数 $m_n$ (mm)	$\leq 6$	$> 6$		$> 12$		$> 20$		$> 32$		$> 50$		$> 80$		$> 125$		$> 200$		$> 315$		
			$\sim 12$	$\sim 20$	$\sim 32$	$\sim 50$	$\sim 80$	$\sim 125$	$\sim 200$	$\sim 315$	$\sim 500$										
$F'_1$	0.1~0.3	15	17	18	19	20	22	24	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	>0.3~0.6	17	18	19	20	21	23	25	27	30	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	>0.6~1.0	18	19	20	21	22	24	26	29	32	36	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	>1.0~1.5	—	20	21	22	24	26	28	31	34	38	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
$f'_1$	0.1~0.3	3	8	8	7	7	7	7	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	>0.3~0.6	9	9	9	8	8	8	8	8	8	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	>0.6~1.0	11	11	11	10	10	10	10	10	10	10	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	>1.0~1.5	—	12	12	12	11	11	11	11	11	11	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
$F'_2$	0.1~0.3	14	15	16	16	17	18	19	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	>0.3~0.6	15	16	17	17	18	19	20	22	24	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	>0.6~1.0	17	18	19	19	20	21	22	24	26	28	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	>1.0~1.5	—	20	21	21	22	23	24	25	26	29	31	—	—	—	—	—	—	—	—	—
$f'_2$	0.1~0.3	6										—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	>0.3~0.6	7										—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	>0.6~1.0	9										—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	>1.0~1.5	11										—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
$F_s$	0.1~1.5	11	12	13	15	17	19	21	24	27	32	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
$f_{11}$	0.1~1.5	4	4	4	5	6	6	7	8	9	9	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
$F_r$	0.1~0.3	9	9	10	11	12	13	14	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	>0.3~0.6	9	10	10	11	12	13	15	17	19	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	>0.6~1.0	10	10	11	12	13	14	16	18	20	23	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	>1.0~1.5	—	11	11	12	13	15	17	19	21	24	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
$F_w$	0.1~1.5	4	4	5	6	7	8	10	12	15	18	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
$f_f$	0.1~0.3	6	6	5	5	5	5	5	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	>0.3~0.6	7	7	7	6	6	6	6	6	6	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	>0.6~1.0	8	8	8	7	7	7	7	7	7	7	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	>1.0~1.5	—	9	9	9	8	8	8	8	8	8	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
$f_{pb}$	0.1~0.3	5										—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	>0.3~0.6	5										—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	>0.6~1.0	6										—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	>1.0~1.5	7										—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
$F_\beta$	齿宽 $B$ (mm)	$\leq 10$				$> 10 \sim 20$				$> 20 \sim 40$											
	公差 ( $\mu\text{m}$ )	5				6				8											

表7.2-18 6级精度公差

μm

代号	分度圆直径 $d$ (mm)	$k_6$	>6	>12	>20	>32	>50	>80	>125	>200	>315	>500	
			~12	~20	~32	~50	~80	~125	~200	~315	~500		
$F_1$	0.1~0.3	22	23	24	26	28	30	33	—	—	—	—	
	>0.3~0.6	23	24	26	28	30	32	35	38	42	—	—	
	>0.6~1.0	25	26	28	30	32	34	37	41	45	50	—	
	>1.0~1.5	—	28	30	32	34	36	39	43	47	53	—	
$f_1$	0.1~0.3	11	11	10	10	10	10	10	—	—	—	—	
	>0.3~0.6	13	13	13	12	12	12	12	12	12	—	—	
	>0.6~1.0	15	15	15	14	14	14	14	14	14	14	14	
	>1.0~1.5	—	17	17	17	16	16	16	16	16	16	16	
$F_2$	0.1~0.3	20	21	22	23	24	26	28	—	—	—	—	
	>0.3~0.6	21	22	23	24	25	27	29	31	34	—	—	
	>0.6~1.0	24	25	26	27	28	30	32	34	37	40	—	
	>1.0~1.5	—	28	29	30	31	33	35	37	40	43	—	
$f_2$	0.1~0.3	9											
	>0.3~0.6	11											
	>0.6~1.0	13											
	>1.0~1.5	16											
$F_3$	0.1~1.5	16	17	19	21	23	26	29	33	38	45	—	
$f_3$	0.1~1.5	6	6	8	7	8	9	10	11	12	13	—	
$F_4$	0.1~0.3	12	13	14	16	16	18	20	—	—	—	—	
	>0.3~0.6	13	14	15	16	17	19	21	24	27	—	—	
	>0.6~1.0	14	14	15	16	18	20	23	26	29	32	—	
	>1.0~1.5	—	15	16	17	19	21	24	27	30	34	—	
$F_5$	0.1~1.5	6	6	7	8	10	12	14	17	21	25	—	
$f_4$	0.1~0.3	8	8	8	7	7	7	7	—	—	—	—	
	>0.3~0.6	9	9	9	8	8	8	8	8	8	—	—	
	>0.6~1.0	11	11	11	10	10	10	10	10	10	10	10	
	>1.0~1.5	—	12	12	12	11	11	11	11	11	11	11	
$f_{pb}$	0.1~0.3	7											
	>0.3~0.6	7											
	>0.6~1.0	8											
	>1.0~1.5	9											
$F_B$	齿宽 $B$ (mm)	≤10				>10~20				>20~40			
	公差 (μm)	6				8				10			

表7.2-19 7级精度公差

μm

代号	分度圆直径 <i>d</i> (mm)	公差										
		≤6	>6 ~12	>12 ~20	>20 ~32	>32 ~50	>50 ~80	>80 ~125	>125 ~200	>200 ~315	>315 ~500	
<i>F<sub>i</sub></i>	0.1~0.3	30	32	34	36	39	42	46	—	—	—	
	>0.3~0.6	32	34	36	38	41	44	48	53	59	—	
	>0.6~1.0	35	37	39	41	44	47	51	56	62	70	
	>1.0~1.5	—	40	42	45	48	51	55	60	66	76	
<i>f<sub>i</sub></i>	0.1~0.3	15	15	14	14	14	14	14	—	—	—	
	>0.3~0.6	18	18	18	17	17	17	17	17	17	—	
	>0.6~1.0	21	21	21	20	20	20	20	20	20	20	
	>1.0~1.5	—	24	24	24	23	23	23	23	23	23	
<i>F<sub>f</sub></i>	0.1~0.3	28	29	30	32	34	36	38	—	—	—	
	>0.3~0.6	30	31	33	35	37	39	41	44	48	—	
	>0.6~1.0	33	34	36	38	40	42	44	47	51	55	
	>1.0~1.5	—	38	40	42	44	46	48	51	55	59	
<i>f<sub>f</sub></i>	0.1~0.3	13										
	>0.3~0.6	16										
	>0.6~1.0	19										
	>1.0~1.5	22										
<i>F<sub>p</sub></i>	0.1~1.5	22	24	26	29	32	36	40	45	53	53	
<i>f<sub>p</sub></i>	0.1~1.5	9	9	9	10	11	12	13	14	16	16	
<i>F<sub>s</sub></i>	0.1~0.3	17	18	19	21	23	25	28	—	—	—	
	>0.3~0.6	18	19	20	22	24	27	30	34	38	—	
	>0.6~1.0	19	20	21	23	25	28	32	36	40	45	
	>1.0~1.5	—	21	22	24	27	30	34	38	42	48	
<i>F<sub>v</sub></i>	0.1~1.5	8	9	10	12	14	17	20	24	29	34	
<i>f<sub>s</sub></i>	0.1~0.3	11	11	11	10	10	10	10	—	—	—	
	>0.3~0.6	13	13	13	12	12	12	12	12	12	—	
	>0.6~1.0	15	15	15	14	14	14	14	14	14	14	
	>1.0~1.5	—	17	17	17	16	16	16	16	16	16	
<i>f<sub>v</sub></i>	0.1~0.3	10										
	>0.3~0.6	10										
	>0.6~1.0	11										
	>1.0~1.5	12										
<i>F<sub>β</sub></i>	齿宽 <i>B</i> (mm)	≤10			>10~20				>20~40			
	公差 (μm)	9			12				15			

2

齿 轮 制 造 工 艺 学

表7.2-20 8级精度公差

$\mu\text{m}$

代号	分度圆直径 $d$ (mm)	$\leq 6$	$> 6$	$> 12$	$> 20$	$> 32$	$> 50$	$> 80$	$> 125$	$> 200$	$> 315$	
		法面模数 $m_n$ (mm)	$\sim 12$	$\sim 20$	$\sim 32$	$\sim 50$	$\sim 80$	$\sim 125$	$\sim 200$	$\sim 315$	$\sim 500$	
$F_d$	0.1~0.3	39	40	42	44	47	50	53	—	—	—	
	>0.3~0.6	42	43	45	48	51	54	57	61	66	—	
	>0.6~1.0	46	47	50	53	56	59	62	66	71	77	
	>1.0~1.5	—	53	56	59	62	66	68	72	77	83	
$f_f$	0.1~0.3	18										
	>0.3~0.6	22										
	>0.6~1.0	26										
	>1.0~1.5	31										
$F_g$	0.1~1.5	32	34	36	40	45	50	56	63	74	86	
$f_{gt}$	0.1~1.5	12	12	13	14	15	16	18	20	22	25	
$F_h$	0.1~0.3	24	25	27	29	32	35	39	—	—	—	
	>0.3~0.6	25	26	28	31	34	38	42	47	53	—	
	>0.6~1.0	27	28	29	32	35	39	44	50	56	63	
	>1.0~1.5	—	29	31	34	38	42	48	54	60	67	
$F_h$	0.1~1.5	11	12	14	17	20	24	28	34	40	48	
$f_l$	0.1~0.3	15	16	15	14	14	14	14	—	—	—	
	>0.3~0.6	18	18	18	17	17	17	17	17	17	—	
	>0.6~1.0	21	21	21	20	20	20	20	20	20	20	
	>1.0~1.5	—	24	24	24	23	23	23	23	23	23	
$f_{pb}$	0.1~0.3	14										
	>0.3~0.6	14										
	>0.6~1.0	15										
	>1.0~1.5	17										
$F_B$	齿宽 $B$ (mm)	$\leq 10$			$> 10 \sim 20$				$> 20 \sim 40$			
	公差 ( $\mu\text{m}$ )	11			15				18			

表7.2-21 3级精度公差

μm

代号	分度圆直径 $d$ (mm)										
		≤6	>6	>12	>20	>32	>50	>80	>125	>200	>315
号	法面模数 $m_n$ (mm)										
		~12	~20	~32	~50	~80	~125	~200	~315	~500	
$F_f^*$	0.1~0.3	55	56	59	62	66	70	74	—	—	—
	>0.3~0.6	59	60	63	67	71	75	80	85	95	—
	>0.6~1.0	64	66	70	74	78	82	87	92	100	140
	>1.0~1.5	—	74	78	83	87	91	96	100	105	115
$f_f^*$	0.1~0.3										25
	>0.3~0.6										30
	>0.6~1.0										36
	>1.0~1.5										44
$F_B$	0.1~1.5	45	47	50	55	63	70	78	88	103	122
$f_{B1}$	0.1~1.5	17	17	18	19	20	22	25	28	31	35
$F_v$	0.1~0.3	33	34	37	41	45	49	55	—	—	—
	>0.3~0.6	34	36	39	43	47	52	59	67	75	—
	>0.6~1.0	37	39	41	45	49	55	62	70	78	88
	>1.0~1.5	—	41	43	47	52	58	66	74	82	94
$F_{\alpha}$	0.1~1.5	15	17	20	24	28	33	39	47	56	67
$f_f$	0.1~0.3	22	22	20	20	20	20	20	—	—	—
	>0.3~0.6	25	25	25	23	23	23	23	23	23	—
	>0.6~1.0	30	30	30	28	28	28	28	28	28	28
	>1.0~1.5	—	34	34	34	32	32	32	32	32	32
$F_B$	齿宽 $B$ (mm)	≤10			>10~20			>20~40			
	公差 (μm)	14			20			24			

注 1 扇形角 $\gamma < 180^\circ$ 的扇形齿轮, 各项指标的公差值均按当量齿轮的分度圆直径 $d_s$ 查取, 当量齿轮分度圆直径按下表计算

$$d_s = \frac{r-R}{90}$$

式中  $\gamma$ —扇形齿轮的扇形角 ( $^\circ$ );  $R$ —扇形齿轮的分度圆半径 mm.

2. 扇形角 $\gamma \geq 180^\circ$ 的扇形齿轮, 各项指标的公差值直接由表7.2-15~表7.2-21查取.  
齿条的精度指标可参照表7.2-29中的C组选用, 其公差数值按当量齿轮的分度圆直径 $d_s$ 查取.  
当量齿轮分度圆直径按下式计算  $d_s = 0.64L$   
式中  $L$ —齿条的有效长度 mm.

### 3.5 公差与检验

(1) 标准规定齿轮的工作轴心线为检验基准。  
凡与齿轮工作轴心线有关的质量指标应考虑由于基准不准确而带来的误差。

(2) 常用的3~9级精度齿轮的各项指标的公差数值列于表7.2-15~表7.2-21。

(3) 常用的3~9级精度齿轮的侧隙指标的上、下偏差的数值列于表7.2-22~表7.2-28。

(4) 齿轮的验收可选用表7.2-29中的任一检验组。

(5) 齿轮副的各项误差的公差及极限偏差见表7.2-30~表7.2-31。

(6) 齿轮副的最小侧隙为7种, 它与齿轮的精度无关。7种最小侧隙 $j_{n0}$ 分别用齿轮的侧隙类型代号a, b, c, d, e, f, g表示, 其数值为齿轮最小侧隙的2倍。见表7.2-32。



(续)

分度圆直径 $d$ (mm)	法面模数 $m_n$ (mm)	双啮中心距上偏差 $\Delta a_{\Sigma}^{+}$ 下偏差 $\Delta a_{\Sigma}^{-}$										单啮中心距上偏差 $\Delta a_{\Sigma}^{+}$ 下偏差 $\Delta a_{\Sigma}^{-}$										公法线平均长度上偏差 $\Delta W_b^{+}$ 下偏差 $\Delta W_b^{-}$									
		侧					啮					型					侧					啮					型				
		a	b	c	d	e	f	g	a	b	c	d	e	f	g	a	b	c	d	e	f	g	a	b	c	d	e	f	g		
0.1~0.3		-1	-6	-10	-14	-21	-32	-61	-5	-15	-22	-30	-42	-63	-100	-2	-5	-8	-11	-15	-22	-30	-44	-16	-16	-13	-16	-23	-30	-44	
>0.3~0.6		-11	-16	-20	-24	-35	-46	-65	-19	-29	-39	-44	-65	-86	-123	-2	-10	-10	-13	-15	-23	-33	-45	-10	-13	-15	-23	-33	-45	-65	
>0.6~1.0		-12	-17	-21	-25	-35	-46	-65	-19	-29	-38	-44	-65	-86	-123	-2	-7	-7	-9	-11	-23	-31	-44	-15	-15	-13	-15	-23	-31	-44	
>1.0~1.5		-12	-17	-21	-25	-36	-47	-66	-19	-28	-35	-49	-68	-88	-119	-2	-6	-6	-8	-10	-23	-31	-44	-11	-11	-9	-11	-15	-23	-36	
>1.5~2.0		-13	-18	-22	-26	-36	-47	-66	-18	-27	-33	-41	-60	-79	-113	-2	-6	-6	-8	-10	-23	-31	-44	-11	-12	-11	-12	-16	-23	-36	
>2.0~2.5		-12	-19	-23	-27	-37	-47	-67	-18	-25	-31	-35	-50	-75	-110	-2	-6	-6	-8	-10	-23	-31	-44	-12	-12	-11	-12	-16	-23	-36	
>2.5~3.0		-13	-20	-24	-28	-38	-48	-68	-18	-24	-29	-35	-51	-75	-114	-2	-7	-7	-9	-11	-23	-31	-44	-12	-12	-11	-12	-16	-23	-36	
>3.0~3.5		-13	-20	-24	-28	-38	-48	-68	-18	-24	-29	-35	-51	-75	-114	-2	-7	-7	-9	-11	-23	-31	-44	-12	-12	-11	-12	-16	-23	-36	
>3.5~4.0		-13	-20	-24	-28	-38	-48	-68	-18	-24	-29	-35	-51	-75	-114	-2	-7	-7	-9	-11	-23	-31	-44	-12	-12	-11	-12	-16	-23	-36	
>4.0~4.5		-14	-21	-25	-29	-40	-50	-70	-21	-30	-36	-44	-63	-82	-116	-2	-8	-8	-10	-12	-23	-31	-44	-13	-13	-11	-13	-17	-23	-36	
>4.5~5.0		-14	-21	-25	-29	-40	-50	-70	-21	-30	-36	-44	-63	-82	-116	-2	-8	-8	-10	-12	-23	-31	-44	-13	-13	-11	-13	-17	-23	-36	
>5.0~5.5		-14	-21	-25	-29	-40	-50	-70	-21	-30	-36	-44	-63	-82	-116	-2	-8	-8	-10	-12	-23	-31	-44	-13	-13	-11	-13	-17	-23	-36	
>5.5~6.0		-14	-21	-25	-29	-40	-50	-70	-21	-30	-36	-44	-63	-82	-116	-2	-8	-8	-10	-12	-23	-31	-44	-13	-13	-11	-13	-17	-23	-36	
>6.0~6.5		-14	-21	-25	-29	-40	-50	-70	-21	-30	-36	-44	-63	-82	-116	-2	-8	-8	-10	-12	-23	-31	-44	-13	-13	-11	-13	-17	-23	-36	
>6.5~7.0		-14	-21	-25	-29	-40	-50	-70	-21	-30	-36	-44	-63	-82	-116	-2	-8	-8	-10	-12	-23	-31	-44	-13	-13	-11	-13	-17	-23	-36	
>7.0~7.5		-14	-21	-25	-29	-40	-50	-70	-21	-30	-36	-44	-63	-82	-116	-2	-8	-8	-10	-12	-23	-31	-44	-13	-13	-11	-13	-17	-23	-36	
>7.5~8.0		-14	-21	-25	-29	-40	-50	-70	-21	-30	-36	-44	-63	-82	-116	-2	-8	-8	-10	-12	-23	-31	-44	-13	-13	-11	-13	-17	-23	-36	
>8.0~8.5		-14	-21	-25	-29	-40	-50	-70	-21	-30	-36	-44	-63	-82	-116	-2	-8	-8	-10	-12	-23	-31	-44	-13	-13	-11	-13	-17	-23	-36	
>8.5~9.0		-14	-21	-25	-29	-40	-50	-70	-21	-30	-36	-44	-63	-82	-116	-2	-8	-8	-10	-12	-23	-31	-44	-13	-13	-11	-13	-17	-23	-36	
>9.0~9.5		-14	-21	-25	-29	-40	-50	-70	-21	-30	-36	-44	-63	-82	-116	-2	-8	-8	-10	-12	-23	-31	-44	-13	-13	-11	-13	-17	-23	-36	
>9.5~10.0		-14	-21	-25	-29	-40	-50	-70	-21	-30	-36	-44	-63	-82	-116	-2	-8	-8	-10	-12	-23	-31	-44	-13	-13	-11	-13	-17	-23	-36	
>10.0~10.5		-14	-21	-25	-29	-40	-50	-70	-21	-30	-36	-44	-63	-82	-116	-2	-8	-8	-10	-12	-23	-31	-44	-13	-13	-11	-13	-17	-23	-36	
>10.5~11.0		-14	-21	-25	-29	-40	-50	-70	-21	-30	-36	-44	-63	-82	-116	-2	-8	-8	-10	-12	-23	-31	-44	-13	-13	-11	-13	-17	-23	-36	
>11.0~11.5		-14	-21	-25	-29	-40	-50	-70	-21	-30	-36	-44	-63	-82	-116	-2	-8	-8	-10	-12	-23	-31	-44	-13	-13	-11	-13	-17	-23	-36	
>11.5~12.0		-14	-21	-25	-29	-40	-50	-70	-21	-30	-36	-44	-63	-82	-116	-2	-8	-8	-10	-12	-23	-31	-44	-13	-13	-11	-13	-17	-23	-36	
>12.0~12.5		-14	-21	-25	-29	-40	-50	-70	-21	-30	-36	-44	-63	-82	-116	-2	-8	-8	-10	-12	-23	-31	-44	-13	-13	-11	-13	-17	-23	-36	
>12.5~13.0		-14	-21	-25	-29	-40	-50	-70	-21	-30	-36	-44	-63	-82	-116	-2	-8	-8	-10	-12	-23	-31	-44	-13	-13	-11	-13	-17	-23	-36	
>13.0~13.5		-14	-21	-25	-29	-40	-50	-70	-21	-30	-36	-44	-63	-82	-116	-2	-8	-8	-10	-12	-23	-31	-44	-13	-13	-11	-13	-17	-23	-36	
>13.5~14.0		-14	-21	-25	-29	-40	-50	-70	-21	-30	-36	-44	-63	-82	-116	-2	-8	-8	-10	-12	-23	-31	-44	-13	-13	-11	-13	-17	-23	-36	
>14.0~14.5		-14	-21	-25	-29	-40	-50	-70	-21	-30	-36	-44	-63	-82	-116	-2	-8	-8	-10	-12	-23	-31	-44	-13	-13	-11	-13	-17	-23	-36	
>14.5~15.0		-14	-21	-25	-29	-40	-50	-70	-21	-30	-36	-44	-63	-82	-116	-2	-8	-8	-10	-12	-23	-31	-44	-13	-13	-11	-13	-17	-23	-36	
>15.0~15.5		-14	-21	-25	-29	-40	-50	-70	-21	-30	-36	-44	-63	-82	-116	-2	-8	-8	-10	-12	-23	-31	-44	-13	-13	-11	-13	-17	-23	-36	
>15.5~16.0		-14	-21	-25	-29	-40	-50	-70	-21	-30	-36	-44	-63	-82	-116	-2	-8	-8	-10	-12	-23	-31	-44	-13	-13	-11	-13	-17	-23	-36	
>16.0~16.5		-14	-21	-25	-29	-40	-50	-70	-21	-30	-36	-44	-63	-82	-116	-2	-8	-8	-10	-12	-23	-31	-44	-13	-13	-11	-13	-17	-23	-36	
>16.5~17.0		-14	-21	-25	-29	-40	-50	-70	-21	-30	-36	-44	-63	-82	-116	-2	-8	-8	-10	-12	-23	-31	-44	-13	-13	-11	-13	-17	-23	-36	
>17.0~17.5		-14	-21	-25	-29	-40	-50	-70	-21	-30	-36	-44	-63	-82	-116	-2	-8	-8	-10	-12	-23	-31	-44	-13	-13	-11	-13	-17	-23	-36	
>17.5~18.0		-14	-21	-25	-29	-40	-50	-70	-21	-30	-36	-44	-63	-82	-116	-2	-8	-8	-10	-12	-23	-31	-44	-13	-13	-11	-13	-17	-23	-36	
>18.0~18.5		-14	-21	-25	-29	-40	-50	-70	-21	-30	-36	-44	-63	-82	-116	-2	-8	-8	-10	-12	-23	-31	-44	-13	-13	-11	-13	-17	-23	-36	
>18.5~19.0		-14	-21	-25	-29	-40	-50	-70	-21	-30	-36	-44	-63	-82	-116	-2	-8	-8	-10	-12	-23	-31	-44	-13	-13	-11	-13	-17	-23	-36	
>19.0~19.5		-14	-21	-25	-29	-40	-50	-70	-21	-30	-36	-44	-63	-82	-116	-2	-8	-8	-10	-12	-23	-31	-44	-13	-13	-11	-13	-17	-23	-36	
>19.5~20.0		-14	-21	-25	-29	-40	-50	-70	-21	-30	-36	-44	-63	-82	-116	-2	-8	-8	-10	-12	-23	-31	-44	-13	-13	-11	-13	-17	-23	-36	
>20.0~20.5		-14	-21	-25	-29	-40	-50	-70	-21	-30	-36	-44	-63	-82	-116	-2	-8	-8	-10	-12	-23	-31	-44	-13	-13	-11	-13	-17	-23	-36	
>20.5~21.0		-14	-21	-25	-29	-40	-50	-70	-21	-30	-36	-44	-63	-82	-116	-2	-8	-8	-10	-12	-23	-31	-44	-13	-13	-11	-13	-17	-23	-36	
>21.0~21.5		-14	-21	-25	-29	-40	-50	-70	-21	-30	-36	-44	-63	-82	-116	-2	-8	-8	-10	-12	-23	-31	-44	-13	-13	-11	-13	-17	-23	-36	
>21.5~22.0		-14	-21	-25	-29	-40	-50	-70	-21	-30	-36	-44	-63	-82	-116	-2	-8	-8	-10	-12	-23	-31	-44	-13	-13	-11	-13	-17	-23	-36	
>22.0~22.5		-14	-21	-25	-29	-40	-50	-70	-21	-30	-36	-44	-63	-82	-116	-2	-8	-8	-10	-12	-23	-31	-44	-13	-13	-11	-13	-17	-23	-36	
>22.5~23.0		-14	-21	-25	-29	-40	-50	-70	-21	-30	-36	-44	-63	-82	-116	-2	-8	-8	-10	-12	-23	-31	-44	-13	-13	-11	-13	-17	-23	-36	
>23.0~23.5		-14	-21	-25	-29	-40	-50	-70	-21	-30	-36	-44	-63	-82	-116	-2	-8	-8	-10	-12	-23	-31	-44	-13	-13	-11	-13	-17	-23	-36	
>23.5~24.0		-14	-21	-25	-29	-40	-50	-70	-21	-30	-36	-44	-63	-82	-116	-2	-8	-8	-10	-12	-23	-31	-44	-13	-13	-11	-13	-17	-23	-36	
>24.0~24.5		-14	-21	-25	-29	-40	-50	-70	-21	-30	-36	-44	-63	-82	-116	-2	-8	-8	-10	-12	-23	-31	-44	-13	-13	-11	-13	-17	-23	-36	

表 7.2-23 4 级精度测隙指标的极限偏差

分度圆直径 $d$ (mm)	法面圆数 $z_n$ (mm)	侧隙												公差											
		a	b	c	d	e	f	g	a	b	c	d	e	f	g	a	b	c	d	e	f	g			
0.1~0.3	0	-11	-13	-9	-14	-5	-8	-12	-21	-34	-6	-8	-10	-14	-19	-26	-33	-45	-31	-6	-9	-5	-7	-9	-15
>0.3~0.6	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
>0.6~1.0	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
>1.0~1.5	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
0.1~0.3	0	-3	-4	-4	-6	-10	-16	-25	-4	-8	-11	-14	-20	-28	-43	-2	-3	-5	-6	-8	-10	-11	-12	-18	
>0.3~0.6	0	-12	-15	-16	-18	-25	-39	-40	-16	-20	-23	-26	-39	-47	-62	-7	-8	-10	-11	-16	-20	-21	-22	-26	
>0.6~1.0	0	-3	-4	-4	-6	-10	-16	-26	-4	-8	-11	-14	-20	-27	-43	-2	-3	-4	-6	-8	-10	-11	-12	-18	
>0.6~1.0	0	-13	-16	-17	-19	-25	-39	-40	-16	-21	-23	-26	-38	-45	-61	-7	-9	-10	-11	-16	-20	-21	-22	-26	
>1.0~1.5	0	-3	-4	-4	-6	-10	-16	-26	-5	-8	-10	-13	-18	-25	-39	-2	-4	-5	-6	-9	-12	-13	-14	-19	
>1.0~1.5	0	-14	-17	-18	-20	-26	-41	-41	-15	-18	-20	-23	-34	-41	-55	-7	-9	-10	-11	-17	-20	-21	-22	-27	
0.1~0.3	0	-3	-5	-6	-8	-12	-18	-30	-4	-10	-14	-18	-25	-35	-55	-2	-4	-6	-7	-10	-14	-15	-17	-21	
>0.3~0.6	0	-13	-16	-18	-21	-28	-46	-48	-18	-24	-28	-32	-47	-68	-77	-7	-9	-11	-12	-18	-22	-23	-24	-29	
>0.6~1.0	0	-3	-5	-6	-8	-12	-19	-30	-5	-11	-15	-18	-25	-36	-55	-2	-4	-6	-7	-10	-14	-15	-17	-22	
>1.0~1.5	0	-17	-19	-22	-23	-29	-47	-48	-18	-24	-28	-31	-46	-67	-78	-7	-9	-11	-12	-18	-22	-23	-24	-30	
0.1~0.3	0	-3	-6	-8	-12	-19	-30	-47	-5	-11	-14	-17	-23	-33	-50	-2	-4	-6	-8	-10	-14	-15	-17	-22	
>0.3~0.6	0	-9	-6	-8	-12	-19	-30	-47	-17	-23	-26	-29	-42	-62	-68	-7	-9	-11	-13	-18	-22	-23	-24	-30	
>0.6~1.0	0	-3	-6	-8	-12	-19	-30	-47	-48	-16	-21	-24	-37	-59	-63	-8	-10	-11	-13	-18	-22	-23	-24	-30	
>1.0~1.5	0	-18	-21	-23	-30	-37	-48	-48	-16	-21	-24	-27	-39	-47	-63	-8	-10	-11	-13	-18	-22	-23	-24	-30	
0.1~0.3	0	-13	-17	-19	-22	-31	-40	-53	-5	-12	-16	-21	-30	-45	-69	-2	-5	-6	-8	-10	-15	-16	-17	-22	
>0.3~0.6	0	-14	-18	-20	-23	-31	-40	-53	-6	-13	-17	-22	-30	-45	-69	-2	-5	-6	-8	-10	-15	-16	-17	-22	
>0.6~1.0	0	-15	-19	-21	-24	-32	-41	-54	-20	-27	-30	-35	-51	-65	-87	-8	-11	-13	-14	-21	-26	-27	-35		
>1.0~1.5	0	-16	-20	-22	-25	-33	-42	-55	-19	-25	-29	-33	-47	-60	-80	-8	-11	-13	-14	-21	-27	-27	-35		
0.1~0.3	0	-2	-2	-2	-2	-4	-6	-10	-5	-11	-15	-19	-26	-36	-54	-5	-7	-9	-10	-13	-18	-19	-23	-28	
>0.3~0.6	0	-8	-8	-8	-8	-11	-17	-27	-43	-5	-11	-15	-20	-27	-43	-5	-7	-9	-10	-13	-18	-19	-23	-28	
>0.6~1.0	0	-5	-5	-5	-5	-7	-11	-17	-27	-43	-5	-11	-15	-20	-27	-43	-5	-7	-9	-10	-13	-18	-19	-23	
>1.0~1.5	0	-10	-10	-10	-10	-13	-20	-31	-47	-22	-28	-34	-45	-62	-80	-10	-13	-15	-16	-23	-30	-30	-40	-48	
0.1~0.3	0	-2	-2	-2	-2	-4	-6	-10	-5	-11	-15	-19	-26	-36	-54	-5	-7	-9	-10	-13	-18	-19	-23	-28	
>0.3~0.6	0	-8	-8	-8	-8	-11	-17	-27	-43	-5	-11	-15	-20	-27	-43	-5	-7	-9	-10	-13	-18	-19	-23	-28	
>0.6~1.0	0	-5	-5	-5	-5	-7	-11	-17	-27	-43	-5	-11	-15	-20	-27	-43	-5	-7	-9	-10	-13	-18	-19	-23	
>1.0~1.5	0	-10	-10	-10	-10	-13	-20	-31	-47	-22	-28	-34	-45	-62	-80	-10	-13	-15	-16	-23	-30	-30	-40	-48	
0.1~0.3	0	-2	-2	-2	-2	-4	-6	-10	-5	-11	-15	-19	-26	-36	-54	-5	-7	-9	-10	-13	-18	-19	-23	-28	
>0.3~0.6	0	-8	-8	-8	-8	-11	-17	-27	-43	-5	-11	-15	-20	-27	-43	-5	-7	-9	-10	-13	-18	-19	-23	-28	
>0.6~1.0	0	-5	-5	-5	-5	-7	-11	-17	-27	-43	-5	-11	-15	-20	-27	-43	-5	-7	-9	-10	-13	-18	-19	-23	
>1.0~1.5	0	-10	-10	-10	-10	-13	-20	-31	-47	-22	-28	-34	-45	-62	-80	-10	-13	-15	-16	-23	-30	-30	-40	-48	
0.1~0.3	0	-2	-2	-2	-2	-4	-6	-10	-5	-11	-15	-19	-26	-36	-54	-5	-7	-9	-10	-13	-18	-19	-23	-28	
>0.3~0.6	0	-8	-8	-8	-8	-11	-17	-27	-43	-5	-11	-15	-20	-27	-43	-5	-7	-9	-10	-13	-18	-19	-23	-28	
>0.6~1.0	0	-5	-5	-5	-5	-7	-11	-17	-27	-43	-5	-11	-15	-20	-27	-43	-5	-7	-9	-10	-13	-18	-19	-23	
>1.0~1.5	0	-10	-10	-10	-10	-13	-20	-31	-47	-22	-28	-34	-45	-62	-80	-10	-13	-15	-16	-23	-30	-30	-40	-48	
0.1~0.3	0	-2	-2	-2	-2	-4	-6	-10	-5	-11	-15	-19	-26	-36	-54	-5	-7	-9	-10	-13	-18	-19	-23	-28	
>0.3~0.6	0	-8	-8	-8	-8	-11	-17	-27	-43	-5	-11	-15	-20	-27	-43	-5	-7	-9	-10	-13	-18	-19	-23	-28	
>0.6~1.0	0	-5	-5	-5	-5	-7	-11	-17	-27	-43	-5	-11	-15	-20	-27	-43	-5	-7	-9	-10	-13	-18	-19	-23	
>1.0~1.5	0	-10	-10	-10	-10	-13	-20	-31	-47	-22	-28	-34	-45	-62	-80	-10	-13	-15	-16	-23	-30	-30	-40	-48	
0.1~0.3	0	-2	-2	-2	-2	-4	-6	-10	-5	-11	-15	-19	-26	-36	-54	-5	-7	-9	-10	-13	-18	-19	-23	-28	
>0.3~0.6	0	-8	-8	-8	-8	-11	-17	-27	-43	-5	-11	-15	-20	-27	-43	-5	-7	-9	-10	-13	-18	-19	-23	-28	
>0.6~1.0	0	-5	-5	-5	-5	-7	-11	-17	-27	-43	-5	-11	-15	-20	-27	-43	-5	-7	-9	-10	-13	-18	-19	-23	
>1.0~1.5	0	-10	-10	-10	-10	-13	-20	-31	-47	-22	-28	-34	-45	-62	-80	-10	-13	-15	-16	-23	-30	-30	-40	-48	
0.1~0.3	0	-2	-2	-2	-2	-4	-6	-10	-5	-11	-15	-19	-26	-36	-54	-5	-7	-9	-10	-13	-18	-19	-23	-28	
>0.3~0.6	0	-8	-8	-8	-8	-11	-17	-27	-43	-5	-11	-15	-20	-27	-43	-5	-7	-9	-10	-13	-18	-19	-23	-28	
>0.6~1.0	0	-5	-5	-5	-5	-7	-11	-17	-27	-43	-5	-11	-15	-20	-27	-43	-5	-7	-9	-10	-13	-18	-19	-23	
>1.0~1.5	0	-10	-10	-10	-10	-13	-20	-31	-47	-22	-28	-34	-45	-62	-80	-10	-13	-15	-16	-23	-30	-30	-40	-48	
0.1~0.3	0	-2	-2	-2	-2	-4	-6	-10	-5	-11	-15	-19	-26	-36	-54	-5	-7	-9	-10	-13	-18	-19	-23	-28	
>0.3~0.6	0	-8	-8	-8	-8	-11	-17	-27	-43	-5	-11	-15	-20	-27	-43	-5	-7	-9	-10	-13	-18	-19	-23	-28	
>0.6~1.0	0	-5	-5	-5	-5	-7	-11	-17	-27	-43	-5	-11	-15	-20	-27	-43	-5	-7	-9	-10	-13	-18	-19	-23	
>1.0~1.5	0	-10	-10	-10	-10	-13	-20	-31	-47	-22	-28	-34	-45	-62	-80	-10	-13	-15	-16	-23	-30	-30	-40	-48	
0.1~0.3	0	-2	-2	-2	-2	-4	-6	-10	-5	-11	-15	-19	-26	-36	-54	-5	-7	-9	-10	-13	-18	-19	-23	-28	
>0.3~0.6	0	-8	-8	-8	-8	-11	-17	-27	-43	-5	-11	-15	-20	-27	-43	-5	-7	-9	-10	-13	-18	-19	-23	-28	
>0.6~1.0	0	-5	-5	-5	-5	-7	-11	-17	-27	-43	-5	-11	-15	-20	-27	-43	-5	-7	-9	-10	-13	-18	-19	-23	
>1.0~1.5	0	-10	-10	-10	-10	-13	-20	-31	-47	-22	-28	-34	-45	-62	-80	-10	-13	-15	-16	-23	-30	-30	-40	-48	
0.1~0.3	0	-2	-2	-2	-2	-4	-6	-10	-5	-11	-15	-19	-26	-36	-54	-5	-7	-9	-10	-13	-18	-19	-23	-28	
>0.3~0.6	0	-8	-8	-8	-8	-11	-17	-27	-43	-5	-11	-15	-20	-27	-43	-5	-7	-9	-10	-13	-18	-19	-23	-28	
>0.6~1.0	0	-5	-5	-5	-5	-7	-11	-17	-27	-43	-5	-11	-15	-20	-27	-43	-5	-7	-9	-10	-13	-18	-19	-23	
>1.0~1.5	0	-10	-10	-10	-10	-13	-20	-31	-47	-22	-28	-34	-45	-62	-80	-10	-13	-15	-16	-23	-30	-30	-40	-48	
0.1~0.3	0	-2	-2	-2	-2	-4	-6	-10	-5	-11	-15	-19	-26	-36	-54	-5	-7	-9	-10	-13	-18	-19	-23	-28	
>0.3~0.6	0	-8	-8	-8	-8	-11	-17	-27	-43	-5	-11	-15	-20	-27	-43	-5	-7	-9	-10	-13	-18	-19	-23	-28	
>0.6~1.0	0	-5	-5	-5	-5	-7	-11	-17	-27	-43	-5	-11	-15	-20	-27	-43	-5	-7	-9	-10	-13	-18	-19	-23	
>1.0~1.5	0	-10	-10	-10	-10	-13	-20	-31	-47	-22	-28	-34	-45												





表7.2-24 5级精度测隙指标的极限偏差

分度圆直径 $d$ (mm)	双面中心距下偏差 $\Delta a_w$										柱状测量距下偏差 $\Delta a_w$										公法式平均长度下偏差 $\Delta a_w$																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																															
	$m_n$					型					型					型					型																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																															
	a	b	c	d	e	f	g	h	i	j	k	l	m	n	o	p	q	r	s	t	u	v	w	x	y	z	aa	ab	ac	ad	ae	af	ag																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																			
0.1~0.3	0	-2	3	-5	8	-12	-21	-5	-8	-10	-12	-16	-21	-33	3	-4	5	-6	-8	-10	-12	-13	-14	-15	-16	-17	-18	-19	-20	-21	-22	-23	-24	-25	-26	-27	-28	-29	-30	-31	-32	-33	-34	-35	-36	-37	-38	-39	-40	-41	-42	-43	-44	-45	-46	-47	-48	-49	-50	-51	-52	-53	-54	-55	-56	-57	-58	-59	-60	-61	-62	-63	-64	-65	-66	-67	-68	-69	-70	-71	-72	-73	-74	-75	-76	-77	-78	-79	-80	-81	-82	-83	-84	-85	-86	-87	-88	-89	-90	-91	-92	-93	-94	-95	-96	-97	-98	-99	-100	-101	-102	-103	-104	-105	-106	-107	-108	-109	-110	-111	-112	-113	-114	-115	-116	-117	-118	-119	-120	-121	-122	-123	-124	-125	-126	-127	-128	-129	-130	-131	-132	-133	-134	-135	-136	-137	-138	-139	-140	-141	-142	-143	-144	-145	-146	-147	-148	-149	-150	-151	-152	-153	-154	-155	-156	-157	-158	-159	-160	-161	-162	-163	-164	-165	-166	-167	-168	-169	-170	-171	-172	-173	-174	-175	-176	-177	-178	-179	-180	-181	-182	-183	-184	-185	-186	-187	-188	-189	-190	-191	-192	-193	-194	-195	-196	-197	-198	-199	-200	-201	-202	-203	-204	-205	-206	-207	-208	-209	-210	-211	-212	-213	-214	-215	-216	-217	-218	-219	-220	-221	-222	-223	-224	-225	-226	-227	-228	-229	-230	-231	-232	-233	-234	-235	-236	-237	-238	-239	-240	-241	-242	-243	-244	-245	-246	-247	-248	-249	-250	-251	-252	-253	-254	-255	-256	-257	-258	-259	-260	-261	-262	-263	-264	-265	-266	-267	-268	-269	-270	-271	-272	-273	-274	-275	-276	-277	-278	-279	-280	-281	-282	-283	-284	-285	-286	-287	-288	-289	-290	-291	-292	-293	-294	-295	-296	-297	-298	-299	-300	-301	-302	-303	-304	-305	-306	-307	-308	-309	-310	-311	-312	-313	-314	-315	-316	-317	-318	-319	-320	-321	-322	-323	-324	-325	-326	-327	-328	-329	-330	-331	-332	-333	-334	-335	-336	-337	-338	-339	-340	-341	-342	-343	-344	-345	-346	-347	-348	-349	-350	-351	-352	-353	-354	-355	-356	-357	-358	-359	-360	-361	-362	-363	-364	-365	-366	-367	-368	-369	-370	-371	-372	-373	-374	-375	-376	-377	-378	-379	-380	-381	-382	-383	-384	-385	-386	-387	-388	-389	-390	-391	-392	-393	-394	-395	-396	-397	-398	-399	-400	-401	-402	-403	-404	-405	-406	-407	-408	-409	-410	-411	-412	-413	-414	-415	-416	-417	-418	-419	-420	-421	-422	-423	-424	-425	-426	-427	-428	-429	-430	-431	-432	-433	-434	-435	-436	-437	-438	-439	-440	-441	-442	-443	-444	-445	-446	-447	-448	-449	-450	-451	-452	-453	-454	-455	-456	-457	-458	-459	-460	-461	-462	-463	-464	-465	-466	-467	-468	-469	-470	-471	-472	-473	-474	-475	-476	-477	-478	-479	-480	-481	-482	-483	-484	-485	-486	-487	-488	-489	-490	-491	-492	-493	-494	-495	-496	-497	-498	-499	-500	-501	-502	-503	-504	-505	-506	-507	-508	-509	-510	-511	-512	-513	-514	-515	-516	-517	-518	-519	-520	-521	-522	-523	-524	-525	-526	-527	-528	-529	-530	-531	-532	-533	-534	-535	-536	-537	-538	-539	-540	-541	-542	-543	-544	-545	-546	-547	-548	-549	-550	-551	-552	-553	-554	-555	-556	-557	-558	-559	-560	-561	-562	-563	-564	-565	-566	-567	-568	-569	-570	-571	-572	-573	-574	-575	-576	-577	-578	-579	-580	-581	-582	-583	-584	-585	-586	-587	-588	-589	-590	-591	-592	-593	-594	-595	-596	-597	-598	-599	-600	-601	-602	-603	-604	-605	-606	-607	-608	-609	-610	-611	-612	-613	-614	-615	-616	-617	-618	-619	-620	-621	-622	-623	-624	-625	-626	-627	-628	-629	-630	-631	-632	-633	-634	-635	-636	-637	-638	-639	-640	-641	-642	-643	-644	-645	-646	-647	-648	-649	-650	-651	-652	-653	-654	-655	-656	-657	-658	-659	-660	-661	-662	-663	-664	-665	-666	-667	-668	-669	-670	-671	-672	-673	-674	-675	-676	-677	-678	-679	-680	-681	-682	-683	-684	-685	-686	-687	-688	-689	-690	-691	-692	-693	-694	-695	-696	-697	-698	-699	-700	-701	-702	-703	-704	-705	-706	-707	-708	-709	-710	-711	-712	-713	-714	-715	-716	-717	-718	-719	-720	-721	-722	-723	-724	-725	-726	-727	-728	-729	-730	-731	-732	-733	-734	-735	-736	-737	-738	-739	-740	-741	-742	-743	-744	-745	-746	-747	-748	-749	-750	-751	-752	-753	-754	-755	-756	-757	-758	-759	-760	-761	-762	-763	-764	-765	-766	-767	-768	-769	-770	-771	-772	-773	-774	-775	-776	-777	-778	-779	-780	-781	-782	-783	-784	-785	-786	-787	-788	-789	-790	-791	-792	-793	-794	-795	-796	-797	-798	-799	-800	-801	-802	-803	-804	-805	-806	-807	-808	-809	-810	-811	-812	-813	-814	-815	-816	-817	-818	-819	-820	-821	-822	-823	-824	-825	-826	-827	-828	-829	-830	-831	-832	-833	-834	-835	-836	-837	-838	-839	-840	-841	-842	-843	-844	-845	-846	-847	-848	-849	-850	-851	-852	-853	-854	-855	-856	-857	-858	-859	-860	-861	-862	-863	-864	-865	-866	-867	-868	-869	-870	-871	-872	-873	-874	-875	-876	-877	-878	-879	-880	-881	-882	-883	-884	-885	-886	-887	-888	-889	-890	-891	-892	-893	-894	-895	-896	-897	-898	-899	-900	-901	-902	-903	-904	-905	-906	-907	-908	-909	-910	-911	-912	-913	-914	-915	-916	-917	-918	-919	-920	-921	-922	-923	-924	-925	-926	-927	-928	-929	-930	-931	-932	-933	-934	-935	-936	-937	-938	-939	-940	-941	-942	-943	-944	-945	-946	-947	-948	-949	-950	-951	-952	-953	-954	-955	-956	-957	-958	-959	-960	-961	-962	-963	-964	-965	-966	-967	-968	-969	-970	-971	-972	-973	-974	-975	-976	-977	-978	-979	-980	-981	-982	-983	-984	-985	-986	-987	-988	-989	-990	-991	-992	-993	-994	-995	-996	-997	-998	-999	-1000	-1001	-1002	-1003	-1004	-1005	-1006	-1007	-1008	-1009	-1010	-1011	-1012	-1013	-1014	-1015	-1016	-1017	-1018	-1019	-1020	-1021	-1022	-1023	-1024	-1025	-1026	-1027	-1028	-1029	-1030	-1031	-1032	-1033	-1034	-1035	-1036	-1037	-1038	-1039	-1040	-1041	-1042	-1043	-1044	-1045	-1046	-1047	-1048	-1049	-1050	-1051	-1052	-1053	-1054	-1055	-1056	-1057	-1058	-1059	-1060	-1061	-1062	-1063	-1064	-1065	-1066	-1067	-1068	-1069	-1070	-1071	-1072	-1073	-1074	-1075	-1076	-1077	-1078	-1079	-1080	-1081	-1082	-1083	-1084	-1085	-1086	-1087	-1088	-1089	-1090	-1091	-1092	-1093	-1094	-1095	-1096	-1097	-1098	-1099	-1100	-1101	-1102	-1103	-1104	-1105	-1106	-1107	-1108	-1109	-1110	-1111	-1112	-1113	-1114	-1115	-1116	-1117	-1118	-1119	-1120	-1121	-1122	-1123	-1124	-1125	-1126	-1127	-1128	-1129	-1130	-1131	-1132	-1133	-1134	-1135	-1136	-1137	-1138	-1139	-1140	-1141	-1142	-1143	-1144	-1145	-1146	-1147	-1148	-1149	-1150	-1151	-1152	-1153	-1154	-1155	-1156	-1157	-1158	-1159	-1160	-1161	-1162	-1163	-1164	-1165	-1166	-1167	-1168	-1169	-1170	-1171	-1172	-1173	-1174	-1175	-1176	-1177	-1178	-1179	-1180	-1181	-1182	-1183	-1184	-1185	-1186	-1187	-1188	-1189	-1190	-1191	-1192	-1193	-1194	-1195	-1196	-1197	-1198	-1199	-1200	-1201	-1202	-1203	-1204	-1205	-1206	-1207	-1208	-1209	-1210	-1211	-1212	-1213	-1214	-1215	-1216	-1217	-1218	-1219	-1220	-1221	-1222	-1223	-1224	-1225	-1226	-1227	-1228	-1229	-1230	-1231	-1232	-1233	-1234	-1235	-1236	-1237	-1238	-1239	-1240	-1241	-1242	-1243	-1244	-1245	-1246	-1247	-1248	-1249	-1250	-1251	-1252	-1253	-1254	-1255	-1256	-1257	-1258	-1259	-1260	-1261	-1262	-1263	-1264	-1265	-1266	-1267	-1268	-1269	-1270	-1271	-1272	-1273	-1274	-1275	-1276	-1277	-1278	-1279	-1280	-1281	-1282	-1283	-1284	-1285	-1286	-1287	-1288	-1289	-1290	-1291	-1292	-1293	-1294	-1295	-1296	-1297	-1298	-1299	-1300	-1301	-1302	-1303	-1304	-1305	-1306	-1307	-1308	-1309	-1310	-1311	-1312	-1313	-1314	-1315	-1316	-1317	-1318	-1319	-1320	-1321	-1322	-1323	-1324	-1325	-1326	-1327	-1328	-1329	-1330	-1331	-1332	-1333	-1334	-1335	-1336	-1337	-1338	-1339	-1340	-1341	-1342	-1343	-1344	-1345	-1346	-1347	-1348	-1349	-1350	-1351	-1352	-1353	-1354	-1355	-1356	-1357	-1358	-1359	-1360	-1361	-1362	-1363	-1364	-1365	-1366	-1367	-1368	-1369	-1370	-1371	-1372	-1373	-1374	-1375	-1376	-1377	-1378	-1379	-1380	-1381	-1382	-1383	-1384	-1385	-1386	-1387	-1388	-1389	-1390	-1391	-1392	-1393	-1394	-1395	-1396	-1397	-1398	-1399	-1400	-1401	-1402	-1403	-1404	-1405	-1406	-1407	-1408	-1409	-1410	-1411	-1412	-1413	-1414	-1415	-1416	-1417	-1418	-1419	-1420	-1421	-1422	-1423	-1424	-1425	-1426	-1427	-1428	-1429	-1430	-1431	-1432	-1433	-1434	-







表 7.2-26 级精度圆锥齿轮的极限偏差

分度圆直径 $d$ (mm)	法面模数 $m_n$ (mm)	圆锥齿坯公差 $\mu m$										圆柱齿坯公差 $\mu m$										圆锥齿坯公差 $\mu m$																
		双啮中心距下偏差 $f_{a1}^+$					侧隙 $f_{a2}^+$					齿距测量距下偏差 $f_{a3}^+$					齿距测量距下偏差 $f_{a4}^+$					齿距测量距下偏差 $f_{a5}^+$					齿距测量距下偏差 $f_{a6}^+$											
		a	b	c	d	e	f	g	h	i	j	k	l	m	n	o	p	q	r	s	t	u	v	w	x	y	z	aa	ab	ac	ad	ae	af	ag	ah	ai	aj	
≤6	0.1~0.3	0	-2	-3	-5	-6	-10	-15	-21	-28	-17	-19	-21	-26	-33	-41	-46	-54	-64	-80	-100	-15	-16	-17	-19	-21	-24	-28	-33	-41	-54	-66	-80	-100	-120	-150	-190	-250
	>0.3~0.6	-30	-32	-33	-35	-41	-52	-62	-80	-100	-120	-140	-160	-190	-230	-280	-33	-35	-40	-44	-50	-55	-60	-65	-70	-75	-80	-85	-90	-95	-100	-110	-120	-130	-140	-150	-160	-170
>6	0.1~0.3	0	-3	-4	-6	-10	-15	-22	-30	-40	-50	-60	-75	-90	-110	-140	-16	-17	-19	-21	-24	-28	-30	-32	-35	-38	-40	-45	-50	-55	-60	-65	-70	-75	-80	-85	-90	-95
	>0.3~0.6	-32	-35	-36	-38	-47	-58	-72	-90	-110	-130	-150	-180	-210	-250	-300	-33	-35	-40	-44	-48	-52	-55	-58	-62	-65	-68	-72	-75	-80	-85	-90	-95	-100	-105	-110	-115	-120
~12	0.1~0.3	0	-3	-4	-6	-10	-15	-22	-30	-40	-50	-60	-75	-90	-110	-140	-16	-17	-19	-21	-24	-28	-30	-32	-35	-38	-40	-45	-50	-55	-60	-65	-70	-75	-80	-85	-90	-95
	>0.3~0.6	-32	-35	-36	-38	-47	-58	-72	-90	-110	-130	-150	-180	-210	-250	-300	-33	-35	-40	-44	-48	-52	-55	-58	-62	-65	-68	-72	-75	-80	-85	-90	-95	-100	-105	-110	-115	-120
>12	0.1~0.3	0	-3	-4	-6	-10	-15	-22	-30	-40	-50	-60	-75	-90	-110	-140	-16	-17	-19	-21	-24	-28	-30	-32	-35	-38	-40	-45	-50	-55	-60	-65	-70	-75	-80	-85	-90	-95
	>0.3~0.6	-32	-35	-36	-38	-47	-58	-72	-90	-110	-130	-150	-180	-210	-250	-300	-33	-35	-40	-44	-48	-52	-55	-58	-62	-65	-68	-72	-75	-80	-85	-90	-95	-100	-105	-110	-115	-120
~20	0.1~0.3	0	-3	-4	-6	-10	-15	-22	-30	-40	-50	-60	-75	-90	-110	-140	-16	-17	-19	-21	-24	-28	-30	-32	-35	-38	-40	-45	-50	-55	-60	-65	-70	-75	-80	-85	-90	-95
	>0.3~0.6	-32	-35	-36	-38	-47	-58	-72	-90	-110	-130	-150	-180	-210	-250	-300	-33	-35	-40	-44	-48	-52	-55	-58	-62	-65	-68	-72	-75	-80	-85	-90	-95	-100	-105	-110	-115	-120
>20	0.1~0.3	0	-3	-4	-6	-10	-15	-22	-30	-40	-50	-60	-75	-90	-110	-140	-16	-17	-19	-21	-24	-28	-30	-32	-35	-38	-40	-45	-50	-55	-60	-65	-70	-75	-80	-85	-90	-95
	>0.3~0.6	-32	-35	-36	-38	-47	-58	-72	-90	-110	-130	-150	-180	-210	-250	-300	-33	-35	-40	-44	-48	-52	-55	-58	-62	-65	-68	-72	-75	-80	-85	-90	-95	-100	-105	-110	-115	-120
~32	0.1~0.3	0	-3	-4	-6	-10	-15	-22	-30	-40	-50	-60	-75	-90	-110	-140	-16	-17	-19	-21	-24	-28	-30	-32	-35	-38	-40	-45	-50	-55	-60	-65	-70	-75	-80	-85	-90	-95
	>0.3~0.6	-32	-35	-36	-38	-47	-58	-72	-90	-110	-130	-150	-180	-210	-250	-300	-33	-35	-40	-44	-48	-52	-55	-58	-62	-65	-68	-72	-75	-80	-85	-90	-95	-100	-105	-110	-115	-120
>32	0.1~0.3	0	-3	-4	-6	-10	-15	-22	-30	-40	-50	-60	-75	-90	-110	-140	-16	-17	-19	-21	-24	-28	-30	-32	-35	-38	-40	-45	-50	-55	-60	-65	-70	-75	-80	-85	-90	-95
	>0.3~0.6	-32	-35	-36	-38	-47	-58	-72	-90	-110	-130	-150	-180	-210	-250	-300	-33	-35	-40	-44	-48	-52	-55	-58	-62	-65	-68	-72	-75	-80	-85	-90	-95	-100	-105	-110	-115	-120
~60	0.1~0.3	0	-3	-4	-6	-10	-15	-22	-30	-40	-50	-60	-75	-90	-110	-140	-16	-17	-19	-21	-24	-28	-30	-32	-35	-38	-40	-45	-50	-55	-60	-65	-70	-75	-80	-85	-90	-95
	>0.3~0.6	-32	-35	-36	-38	-47	-58	-72	-90	-110	-130	-150	-180	-210	-250	-300	-33	-35	-40	-44	-48	-52	-55	-58	-62	-65	-68	-72	-75	-80	-85	-90	-95	-100	-105	-110	-115	-120
>60	0.1~0.3	0	-3	-4	-6	-10	-15	-22	-30	-40	-50	-60	-75	-90	-110	-140	-16	-17	-19	-21	-24	-28	-30	-32	-35	-38	-40	-45	-50	-55	-60	-65	-70	-75	-80	-85	-90	-95
	>0.3~0.6	-32	-35	-36	-38	-47	-58	-72	-90	-110	-130	-150	-180	-210	-250	-300	-33	-35	-40	-44	-48	-52	-55	-58	-62	-65	-68	-72	-75	-80	-85	-90	-95	-100	-105	-110	-115	-120



表7.2-27 8级精度渐开线圆柱齿轮的极限偏差

分度圆直径 $d$ (mm)	法向圆跳动 $f_m$ (mm)	双啮合中心距下偏差 $E_{s1}^{*u}$ / 公差 $E_{s1}^{*u}$										单啮合中心距下偏差 $E_{s1}^{*u}$ / 公差 $E_{s1}^{*u}$										公法线平均长度下偏差 $E_{s1}^{*u}$ / 公差 $E_{s1}^{*u}$																																																								
		a	b	c	d	e	f	g	h	i	j	a	b	c	d	e	f	g	h	i	j	a	b	c	d	e	f	g	h	i	j																																															
$\leq 6$	0.1~0.3	0	-2	-3	-5	-8	-12	-21	-17	-20	-22	-24	-26	-31	-43	6	-10	-11	-12	-12	-15	-21	0	-1	-2	-4	-7	-11	-16	-23	-30	-42	8	-13	-14	-15	-16	-17	-18	-20	-23	-28	-39	-52	-68	0	-1	-2	-4	-7	-11	-16	-23	-30	-42	8	-13	-14	-15	-16	-17	-18	-20	-23	-28	-39	-52	-68										
	>0.3~0.6	0	-4	-6	-10	-16	-25	-38	-57	-40	-45	-46	-47	-51	-66	10	-15	-16	-17	-18	-19	-21	0	-2	-3	-5	-8	-12	-18	-25	-33	-44	12	-18	-19	-20	-21	-22	-23	-24	-25	-26	-28	-33	-41	-53	-70	0	-2	-3	-5	-8	-12	-18	-25	-33	-44	12	-18	-19	-20	-21	-22	-23	-24	-25	-26	-28	-33	-41	-53	-70						
>6	>0.3~0.6	0	-3	-4	-6	-10	-15	-22	-17	-20	-22	-24	-26	-31	-43	6	-10	-11	-12	-12	-13	-15	0	-1	-2	-3	-5	-8	-12	-18	-24	-31	10	-15	-16	-17	-18	-19	-20	-21	-22	-23	-24	-25	-26	-28	-33	-41	-53	-70	0	-1	-2	-3	-5	-8	-12	-18	-24	-31	10	-15	-16	-17	-18	-19	-20	-21	-22	-23	-24	-25	-26	-28	-33	-41	-53	-70
	>0.6~1.0	0	-3	-4	-6	-10	-15	-22	-17	-20	-22	-24	-26	-31	-43	6	-10	-11	-12	-12	-13	-15	0	-1	-2	-3	-5	-8	-12	-18	-24	-31	10	-15	-16	-17	-18	-19	-20	-21	-22	-23	-24	-25	-26	-28	-33	-41	-53	-70	0	-1	-2	-3	-5	-8	-12	-18	-24	-31	10	-15	-16	-17	-18	-19	-20	-21	-22	-23	-24	-25	-26	-28	-33	-41	-53	-70
~12	>0.3~0.6	0	-3	-4	-6	-10	-15	-22	-17	-20	-22	-24	-26	-31	-43	6	-10	-11	-12	-12	-13	-15	0	-1	-2	-3	-5	-8	-12	-18	-24	-31	10	-15	-16	-17	-18	-19	-20	-21	-22	-23	-24	-25	-26	-28	-33	-41	-53	-70	0	-1	-2	-3	-5	-8	-12	-18	-24	-31	10	-15	-16	-17	-18	-19	-20	-21	-22	-23	-24	-25	-26	-28	-33	-41	-53	-70
	>0.6~1.0	0	-3	-4	-6	-10	-15	-22	-17	-20	-22	-24	-26	-31	-43	6	-10	-11	-12	-12	-13	-15	0	-1	-2	-3	-5	-8	-12	-18	-24	-31	10	-15	-16	-17	-18	-19	-20	-21	-22	-23	-24	-25	-26	-28	-33	-41	-53	-70	0	-1	-2	-3	-5	-8	-12	-18	-24	-31	10	-15	-16	-17	-18	-19	-20	-21	-22	-23	-24	-25	-26	-28	-33	-41	-53	-70
>20	>0.3~0.6	0	-3	-4	-6	-10	-15	-22	-17	-20	-22	-24	-26	-31	-43	6	-10	-11	-12	-12	-13	-15	0	-1	-2	-3	-5	-8	-12	-18	-24	-31	10	-15	-16	-17	-18	-19	-20	-21	-22	-23	-24	-25	-26	-28	-33	-41	-53	-70	0	-1	-2	-3	-5	-8	-12	-18	-24	-31	10	-15	-16	-17	-18	-19	-20	-21	-22	-23	-24	-25	-26	-28	-33	-41	-53	-70
	>0.6~1.0	0	-3	-4	-6	-10	-15	-22	-17	-20	-22	-24	-26	-31	-43	6	-10	-11	-12	-12	-13	-15	0	-1	-2	-3	-5	-8	-12	-18	-24	-31	10	-15	-16	-17	-18	-19	-20	-21	-22	-23	-24	-25	-26	-28	-33	-41	-53	-70	0	-1	-2	-3	-5	-8	-12	-18	-24	-31	10	-15	-16	-17	-18	-19	-20	-21	-22	-23	-24	-25	-26	-28	-33	-41	-53	-70
~32	>0.3~0.6	0	-3	-4	-6	-10	-15	-22	-17	-20	-22	-24	-26	-31	-43	6	-10	-11	-12	-12	-13	-15	0	-1	-2	-3	-5	-8	-12	-18	-24	-31	10	-15	-16	-17	-18	-19	-20	-21	-22	-23	-24	-25	-26	-28	-33	-41	-53	-70	0	-1	-2	-3	-5	-8	-12	-18	-24	-31	10	-15	-16	-17	-18	-19	-20	-21	-22	-23	-24	-25	-26	-28	-33	-41	-53	-70
	>0.6~1.0	0	-3	-4	-6	-10	-15	-22	-17	-20	-22	-24	-26	-31	-43	6	-10	-11	-12	-12	-13	-15	0	-1	-2	-3	-5	-8	-12	-18	-24	-31	10	-15	-16	-17	-18	-19	-20	-21	-22	-23	-24	-25	-26	-28	-33	-41	-53	-70	0	-1	-2	-3	-5	-8	-12	-18	-24	-31	10	-15	-16	-17	-18	-19	-20	-21	-22	-23	-24	-25	-26	-28	-33	-41	-53	-70
>32	>0.3~0.6	0	-3	-4	-6	-10	-15	-22	-17	-20	-22	-24	-26	-31	-43	6	-10	-11	-12	-12	-13	-15	0	-1	-2	-3	-5	-8	-12	-18	-24	-31	10	-15	-16	-17	-18	-19	-20	-21	-22	-23	-24	-25	-26	-28	-33	-41	-53	-70	0	-1	-2	-3	-5	-8	-12	-18	-24	-31	10	-15	-16	-17	-18	-19	-20	-21	-22	-23	-24	-25	-26	-28	-33	-41	-53	-70
	>0.6~1.0	0	-3	-4	-6	-10	-15	-22	-17	-20	-22	-24	-26	-31	-43	6	-10	-11	-12	-12	-13	-15	0	-1	-2	-3	-5	-8	-12	-18	-24	-31	10	-15	-16	-17	-18	-19	-20	-21	-22	-23	-24	-25	-26	-28	-33	-41	-53	-70	0	-1	-2	-3	-5	-8	-12	-18	-24	-31	10	-15	-16	-17	-18	-19	-20	-21	-22	-23	-24	-25	-26	-28	-33	-41	-53	-70
~60	>0.3~0.6	0	-3	-4	-6	-10	-15	-22	-17	-20	-22	-24	-26	-31	-43	6	-10	-11	-12	-12	-13	-15	0	-1	-2	-3	-5	-8	-12	-18	-24	-31	10	-15	-16	-17	-18	-19	-20	-21	-22	-23	-24	-25	-26	-28	-33	-41	-53	-70	0	-1	-2	-3	-5	-8	-12	-18	-24	-31	10	-15	-16	-17	-18	-19	-20	-21	-22	-23	-24	-25	-26	-28	-33	-41	-53	-70
	>0.6~1.0	0	-3	-4	-6	-10	-15	-22	-17	-20	-22	-24	-26	-31	-43	6	-10	-11	-12	-12	-13	-15	0	-1	-2	-3	-5	-8	-12	-18	-24	-31	10	-15	-16	-17	-18	-19	-20	-21	-22	-23	-24	-25	-26	-28	-33	-41	-53	-70	0	-1	-2	-3	-5	-8	-12	-18	-24	-31	10	-15	-16	-17	-18	-19	-20	-21	-22	-23	-24	-25	-26	-28	-33	-41	-53	-70
>60	>0.3~0.6	0	-3	-4	-6	-10	-15	-22	-17	-20	-22	-24	-26	-31	-43	6	-10	-11	-12	-12	-13	-15	0	-1	-2	-3	-5	-8	-12	-18	-24	-31	10	-15	-16	-17	-18	-19	-20	-21	-22	-23	-24	-25	-26	-28	-33	-41	-53	-70	0	-1	-2	-3	-5	-8	-12	-18	-24	-31	10	-15	-16	-17	-18	-19	-20	-21	-22	-23	-24	-25	-26	-28	-33	-41	-53	-70
	>0.6~1.0	0	-3	-4	-6	-10	-15	-22	-17	-20	-22	-24	-26	-31	-43	6	-10	-11	-12	-12	-13	-15	0	-1	-2	-3	-5	-8	-12	-18	-24	-31	10	-15	-16	-17	-18	-19	-20	-21	-22	-23	-24	-25	-26	-28	-33	-41	-53	-70	0	-1	-2	-3	-5	-8	-12	-18	-24	-31	10	-15	-16	-17	-18	-19	-20	-21	-22	-23	-24	-25	-26	-28	-33	-41	-53	-70





(续)

分度圆直径 $d$ (mm)	法面齿数 $m$ (mm)	双啮中心距上偏差 $E_{sa}^{+}$ 下偏差 $E_{sa}^{-}$										重合侧隙距上偏差 $E_{s\gamma}^{+}$ 下偏差 $E_{s\gamma}^{-}$										公法线平均长度上偏差 $E_{f\gamma}^{+}$ 下偏差 $E_{f\gamma}^{-}$									
		a	b	c	d	e	f	g	a	b	c	d	e	f	g	a	b	c	d	e	f	g									
0.1~0.3	0	-6	-9	-13	-21	-32	-51	-47	-58	-64	-72	-78	-89	-136	17	-20	-23	-26	-26	-35	-48										
>0.3~0.5	0	-8	-8	-9	-10	-106	-117	-136	-101	-118	-126	-165	-186	-223	36	-39	-42	-45	-59	-68	-79										
>0.5~1.0	0	-8	-9	-9	-13	-21	-32	-51	-64	-71	-78	-83	-105	-141	19	-23	-25	-28	-30	-37	-50										
>1.0~1.5	0	-8	-9	-9	-13	-21	-32	-51	-66	-68	-73	-80	-85	-105	14	-21	-25	-27	-30	-31	-52										
>1.5~2.0	0	-8	-9	-9	-13	-21	-32	-51	-69	-75	-82	-86	-105	-130	23	-27	-29	-32	-33	-41	-54										
>2.0~3.0	0	-7	-10	-15	-24	-37	-60	-63	-70	-79	-88	-98	-113	-157	17	-22	-24	-28	-31	-40	-55										
>3.0~4.0	0	-8	-9	-9	-14	-27	-50	-56	-70	-76	-84	-94	-119	-163	20	-27	-30	-33	-42	-57	-77										
>4.0~5.0	0	-7	-10	-15	-24	-37	-60	-73	-79	-88	-96	-108	-120	-163	22	-28	-29	-32	-35	-49	-59										
>5.0~6.0	0	-8	-10	-15	-24	-37	-60	-83	-83	-96	-108	-121	-138	-147	-188	21	-26	-31	-35	-45	-61										
>6.0~8.0	0	-10	-10	-15	-24	-37	-60	-83	-96	-108	-121	-138	-147	-188	21	-26	-31	-35	-45	-61	-84										
>8.0~10.0	0	-10	-10	-15	-24	-37	-60	-83	-96	-108	-121	-138	-147	-188	21	-26	-31	-35	-45	-61	-84										
>10.0~15.0	0	-10	-10	-15	-24	-37	-60	-83	-96	-108	-121	-138	-147	-188	21	-26	-31	-35	-45	-61	-84										
>15.0~20.0	0	-10	-10	-15	-24	-37	-60	-83	-96	-108	-121	-138	-147	-188	21	-26	-31	-35	-45	-61	-84										
>20.0~30.0	0	-8	-12	-17	-28	-43	-69	-60	-76	-85	-94	-104	-118	-166	21	-28	-31	-36	-41	-54	-75										
>30.0~40.0	0	-8	-12	-17	-28	-43	-69	-60	-76	-85	-94	-104	-118	-166	21	-28	-31	-36	-41	-54	-75										
>40.0~50.0	0	-8	-12	-17	-28	-43	-69	-60	-76	-85	-94	-104	-118	-166	21	-28	-31	-36	-41	-54	-75										
>50.0~60.0	0	-8	-12	-17	-28	-43	-69	-60	-76	-85	-94	-104	-118	-166	21	-28	-31	-36	-41	-54	-75										
>60.0~80.0	0	-10	-15	-21	-34	-53	-84	-66	-83	-95	-109	-121	-138	-147	-188	21	-28	-31	-36	-45	-66										
>80.0~100.0	0	-10	-15	-21	-34	-53	-84	-66	-83	-95	-109	-121	-138	-147	-188	21	-28	-31	-36	-45	-66										
>100.0~150.0	0	-10	-15	-21	-34	-53	-84	-66	-83	-95	-109	-121	-138	-147	-188	21	-28	-31	-36	-45	-66										
>150.0~200.0	0	-10	-15	-21	-34	-53	-84	-66	-83	-95	-109	-121	-138	-147	-188	21	-28	-31	-36	-45	-66										
>200.0~300.0	0	-10	-15	-21	-34	-53	-84	-66	-83	-95	-109	-121	-138	-147	-188	21	-28	-31	-36	-45	-66										
>300.0~400.0	0	-10	-15	-21	-34	-53	-84	-66	-83	-95	-109	-121	-138	-147	-188	21	-28	-31	-36	-45	-66										
>400.0~500.0	0	-10	-15	-21	-34	-53	-84	-66	-83	-95	-109	-121	-138	-147	-188	21	-28	-31	-36	-45	-66										
>500.0~600.0	0	-10	-15	-21	-34	-53	-84	-66	-83	-95	-109	-121	-138	-147	-188	21	-28	-31	-36	-45	-66										
>600.0~800.0	0	-10	-15	-21	-34	-53	-84	-66	-83	-95	-109	-121	-138	-147	-188	21	-28	-31	-36	-45	-66										
>800.0~1000.0	0	-10	-15	-21	-34	-53	-84	-66	-83	-95	-109	-121	-138	-147	-188	21	-28	-31	-36	-45	-66										

注: 1. 表中未给出齿厚的上、下偏差, 需要时按下式计算:

$$E_{sa} = 1.05 E_{sa}$$

$$E_{s\gamma} = 1.05 E_{s\gamma}$$

2. 对内齿轮, 表中的上、下偏差数值对换, 并取正值。

表 7.2-29

检验项目 指 标	位 置 组 别				D
	A	B	C	D	
精 度	$\Delta F_w, \Delta F_w'$	$\Delta F'$	$\Delta F$	$\Delta F_w, \Delta F_w'$	
	$\Delta f'$	$\Delta f$	$\Delta f, \Delta f_m$	$\Delta f, \Delta f_m$	
			$\Delta F_g$		
例				$\Delta E$ 或 $\Delta E_w$ 或 $\Delta E_r$	

注：对  $m_n \leq 1$ 、齿宽  $B \leq 2m_n$  的直齿轮允许不检验  $\Delta F_g$ 。

表 7.2-30 中心距极限偏差

精度等级	中 心 距 (mm)									
	$\leq 6$	$> 6 \sim 12$	$> 12 \sim 20$	$> 20 \sim 32$	$> 32 \sim 60$	$> 60 \sim 80$	$> 80 \sim 125$	$> 125 \sim 200$	$> 200 \sim 315$	$> 315 \sim 500$
中心距 极限偏差	$\mu\text{m}$									
3.4	$\pm 4$	$\pm 6$	$\pm 7$	$\pm 8$	$\pm 9$	$\pm 11$	$\pm 13$	$\pm 16$	$\pm 20$	$\pm 25$
5.6	$\pm 7$	$\pm 9$	$\pm 11$	$\pm 13$	$\pm 15$	$\pm 18$	$\pm 22$	$\pm 28$	$\pm 32$	$\pm 40$
7.8	$\pm 9$	$\pm 11$	$\pm 14$	$\pm 17$	$\pm 23$	$\pm 27$	$\pm 34$	$\pm 41$	$\pm 50$	$\pm 60$
9	$\pm 15$	$\pm 18$	$\pm 22$	$\pm 26$	$\pm 31$	$\pm 37$	$\pm 44$	$\pm 52$	$\pm 65$	$\pm 80$

表7.2-31 蜗心线平行度公差

蜗心线 不平行度	齿宽 B (mm)	精 度 等 级								
		3	4	5	6	7	8	9	10	11
f <sub>1</sub>	≤10	2	3	5	8	9	11	14		
	>10~20	3	4	6	10	12	15	19		
	>20~40	4	5	8	10	15	19	24		
f <sub>2</sub>	≤10	1	2	3	3	5	8	7		
	>10~20	2	2	3	4	6	8	10		
	>20~40	2	3	4	5	8	10	12		

表7.2-32 蜗轮副的最小侧隙

侧隙 类型	中 心 距 (mm)									
	≤6	>6~12	>12~20	>20~32	>32~60	>50~80	>80~125	>125~200	>200~315	>315~500
a	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
b	3	4	5	6	7	8	10	12	15	19
c	5	6	8	9	11	13	15	18	22	26
d	7	9	11	13	15	19	22	28	32	40
e	12	15	18	21	25	30	35	42	50	52
f	18	22	27	33	39	46	54	64	78	85
g	30	35	43	52	62	74	88	106	128	154

## 第3章 小模数摆线圆柱齿轮传动

### 1 摆线齿轮的形成及特点

摆线齿轮的齿形是由外摆线和内摆线组成的, 齿顶部分为外摆线, 齿根部分为内摆线。

外摆线是一滚圆沿固定圆的外圆周做纯滚动时, 滚圆上一点的运动轨迹; 内摆线是一滚圆沿固

定圆的内圆周做纯滚动时, 滚圆上一点的运动轨迹 (见图7.3-1)。内摆线可以是曲线, 也可以是直线。当滚圆直径等于固定圆半径时, 内摆线即成为一条径向直线。在形成摆线过程中的滚圆 $G$ 称为生成圆, 固定圆 $Q_1$ 和 $Q_2$ 称为基圆 (也可称“母圆”)。基圆既是摆线齿轮的分度圆, 也是摆线齿轮的节圆。

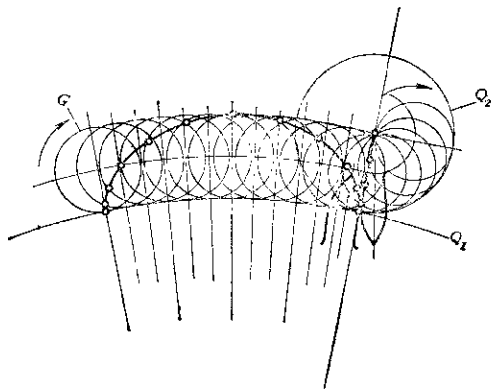


图7.3-1 理论摆线  
G—滚圆(生成圆)  $Q_1$ 、 $Q_2$ —固定圆

在摆线啮合中, 为了保证传动比恒定, 一个齿轮的齿顶外摆线生成圆直径必须等于另一个齿轮的齿根内摆线生成圆直径 (图7.3-1)。对单个齿轮来说, 构成其齿形的内外摆线的生成圆直径可以是任意值。

摆线齿轮传动具有如下特点:

- 1) 齿轮模数较小, 模数范围为  $m=0.04\sim 1\text{mm}$ 。
- 2) 能实现定传动比的传动。
- 3) 啮合齿廓为内外摆线凸凹接触, 故接触面积大, 接触应力小, 传动效率高。
- 4) 齿面磨损小, 磨损比较均匀。
- 6) 啮合线为一弧线, 故啮合线长, 重合度大, 传动平稳。

6) 摆线齿轮的最少齿数小 (可到8齿), 可实现较大传动比。

7) 摆线齿轮传动无可分性, 即中心距不能改变。如果改变中心距, 则会使传动比发生改变。

8) 摆线齿轮的齿根强度较弱。

### 2 修正摆线齿轮的分类及用途

摆线齿轮虽然具有许多优点, 但是, 由于摆线齿轮的刀具制造比较困难, 因此在实际应用中很少采用纯摆线齿轮, 而大都采用修正摆线齿轮, 它可以减小齿轮的进啮角, 使齿轮的传动效率提高。

修正摆线齿轮是指以圆弧和直线或圆弧和圆弧来代替内外摆线的齿轮。在仪器仪表传动机构中常用的修正摆线齿轮有钟表齿轮、双圆弧修正摆线齿

轮和摆线销轮。

## 2.1 钟表齿轮

钟表齿轮的齿形如图7.3-2所示。齿轮内顶部部分是一近似外摆线的圆弧；齿根部分是一径向直线（特殊内摆线）。加工这种齿轮时，对模数相同齿数不同的齿轮需要不同的刀具，因此所需刀具的数量较多。

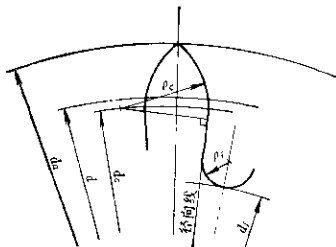


图7.3-2 钟表齿轮的齿形

钟表齿轮传动具有如下特点：

- 1) 在传动中传动比保持恒定，但是瞬时传动比不是常数。
- 2) 在传动中只能一对齿工作，重合度等于1。
- 3) 能减小进啮角，可使传动力矩平稳，传动效率提高。
- 4) 齿侧间隙较大，传动灵活。

钟表齿轮主要用于钟表计时机构、压力表、照像机以及继电器的时控机构中。

## 2.2 双圆弧修正摆线齿轮

双圆弧修正摆线齿轮是用两个半径相等的圆弧来近似地代替摆线基准齿条的齿根和齿顶的内外摆线（见图7.3-3），并按这种齿形制成滚刀来加工的齿轮。对这种齿轮来说，可用一把滚刀加工模数相同齿数不同的齿轮，因此，同钟表齿轮相比，所需的刀具数量少，宜用于小批量生产。

双圆弧修正摆线齿轮传动具有如下特点：

- 1) 所需刀具数量少且制造容易。
- 2) 在传动中传动比保持恒定而且瞬时传动比也是恒定的，因此，传动平稳可靠。
- 3) 侧隙和顶隙较大，传动灵活。
- 4) 齿顶高和齿根高较小，可以避免卡滞现象。

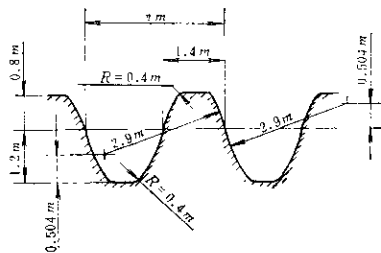


图7.3-3 双圆弧修正摆线基准齿形

5) 齿根强度较高。

双圆弧修正摆线齿轮主要用于钟表计时机构中。

## 2.3 摆线销轮

摆线销轮是摆线齿轮转化的一种特殊形式。摆线销轮传动是用圆销代替摆线齿轮同修正摆线齿轮进行啮合的一种齿轮传动。如图7.3-4所示，设 $Q_1$ 和 $Q_2$ 为节圆（基圆）， $G_1$ 为形成齿轮2齿顶外摆线和齿轮1齿根内摆线的生成圆， $G_2$ 为形成齿轮1齿顶外摆线和齿轮2齿根内摆线的生成圆。令 $G_1 = Q_1$ ，则 $G_1$ 形成齿轮2的齿顶为 $\widehat{PE}$ ，形成齿轮1的齿根为一点P。令 $G_2 = 0$ ，则 $G_2$ 形成齿轮1的齿顶和齿轮2的齿根均为一点P，即齿轮1的齿顶和齿轮2的齿根已不复存在，此时即形成只有齿轮1的P点同齿轮2的齿顶进行啮合的摆线销轮传动。但是，对齿轮传动而言，必须具备一定的强度，因此，需将P点扩大成圆销，而将齿轮2的齿根取为 $\widehat{PE}$ 的等距线。这样即形成摆线销轮传动。此后，沿节圆 $Q_1$ ，以节距取M、N……等点，并在这些点上安装圆销，即形成销轮。对于大齿轮，为了制造方便，实际上仍取圆弧来代替上述的等距线，因此，大齿轮即是齿顶为圆弧、齿根为径向直线的钟表齿轮。

摆线销轮传动具有如下特点：

- 1) 销轮制造容易，成本低。
- 2) 啮合间隙大，传动灵活。
- 3) 齿面相对滑动较大，故磨损较快。

摆线销轮传动主要用于尺寸较大价格低廉的挂钟或闹表的传动机构中。



(续)

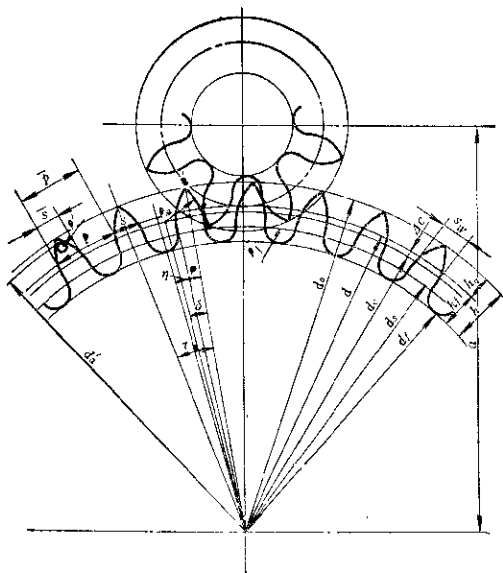
第1系列		0.2500					0.3000
第2系列	0.2400		0.2600	0.2700	0.2800	0.2900	0.3200
第1系列				0.4000			0.4800
第2系列	0.3400	0.3500	0.3800		0.4200	0.4400	0.4600
第1系列	0.5000		0.6000				0.8000
第2系列		0.5500		0.6500	0.7000	0.7500	0.8500
第1系列			1.0000				
第2系列	0.9000	0.9500					

- 注: 1. 优先采用第1系列。  
 2. 本系列也适用于钟表机构的渐开线齿形。  
 ① 参见轻工业部钟表齿形标准小组资料。

#### 4 修正摆线齿轮传动的几何尺寸计算

##### 4.1 钟表齿轮传动的几何尺寸计算

表 7.3-2 钟表齿轮传动的几何尺寸计算公式





(续)

序号	名称	代号	公 式	例
1	模 数	$m$	$m = \frac{p}{\pi} = \frac{d}{z}$	$m = 0.1600$
2	齿 数	$z$	$z = \frac{d}{m}$	$z_1 = 8$ $z_2 = 80$
3	中 心 距	$a$	$a = \frac{(z_1 + z_2)m}{2}$	$a = 5.4400$
4	分度圆直径	$d$	$d = zm$	$d_1 = 1.2800$ $d_2 = 9.6000$
5	齿 距	$p$	$p = \pi m$	$p = 0.5027$
6	弦 齿 距	$\bar{p}$	$\bar{p} = d \sin \frac{180^\circ}{z}$	$\bar{p}_1 = 0.4898$ $\bar{p}_2 = 0.5024$
7	齿 距 角	$\tau$	$\tau = \frac{360^\circ}{z}$	$\tau_1 = 45^\circ$ $\tau_2 = 8^\circ$
8	齿顶圆弧半径	$\rho_a$	$\rho_a = K_a m$ $K_a$ —查表7.3-3~表7.3-6	$\rho_{a1} = 0.1120$ $\rho_{a2} = 0.3440$
9	齿顶圆弧中心位移	$\Delta c$	$\Delta c = K_c m$ $K_c$ —查表7.3-3~表7.3-6	$\Delta c_1 = 0$ $\Delta c_2 = 0.0336$
10	齿顶圆弧中心圆直径	$d_a$	$d_a = d + 2\Delta c$	$d_{a1} = 1.2800$ $d_{a2} = 9.5328$
11	齿顶圆直径	$d_s$	$d_s = d_a \cos \delta + \sqrt{4\rho_a^2 - d_a^2 \sin^2 \delta}$ $\delta = \arccos \frac{d^2 + d_s^2 - 4\rho_a^2}{2d d_s} - \frac{180^\circ}{z} K$ $K$ —查表7.3-7	$d_{s1} = 1.4949$ $d_{s2} = 10.0578$
12	齿顶修缘时齿顶圆直径	$d_s$	$d_s = d_a \cos \delta + 2\rho' + \sqrt{4(\rho_a - \rho')^2 - d_a^2 \sin^2 \delta}$	$d_{s2} = 10.0230$
13	齿顶修缘半径	$\rho'$	$\rho' = K'_a m$ $K'_a$ —查表7.3-8	$\rho' = 0.0480$
14	齿 顶 高	$h_a$	$h_a = \frac{d_a - d}{2}$	$h_{a1} = 0.1075$ $h_{a2} = 0.2289$
15	齿 根 高	$h_f$	$h_f = K_f m$ $K_f$ —查表7.3-8~表7.3-9	$h_{f1} = 0.3040$ $h_{f2} = 0.2512$
16	齿 高	$h$	$h = h_a + h_f$	$h_1 = 0.4115$ $h_2 = 0.4816$
17	齿根圆直径	$d_f$	$d_f = d - 2h_f$	$d_{f1} = 0.6720$ $d_{f2} = 9.0976$
18	齿根齿形		径向直线	
19	齿厚半角	$\varphi$	$\varphi = \arcsin \frac{2\rho_a - \delta}{d_s}$	$\varphi_1 = 7^\circ 27' 51''$ $\varphi_2 = 1^\circ 32' 4''$

(续)

序号	名称	代号	公 式	例
20	齿槽半角	$\eta$	$\eta = \frac{180^\circ}{z} - \varphi$	$\eta_1 = 15^\circ 2' 9''$ $\eta_2 = 1^\circ 27' 56''$
21	齿槽圆弧半径	$\rho_f$	$\rho_f = \frac{d_f \sin \eta}{2(1 - \sin \eta)}$	$\rho_{f1} = 0.1177$ $\rho_{f2} = 0.1194$
22	齿槽圆弧中心圆直径	$d_s$	$d_s = d_f + 2\rho_f$	$d_{s1} = 0.9074$ $d_{s2} = 0.3384$
23	分度圆齿厚	$s$	$s = K_{s, \text{齿}}$ $K_s$ —查表 7.3-7	$s_1 = 0.1859$ $s_2 = 0.25133$
24	分度圆弦齿厚	$f$	$f = d \sin \frac{180^\circ}{z} K_s$	$f_1 = 0.1654$ $f_2 = 0.2513$
25	公法线齿厚 (最大齿厚)	$s_w$	$s_w = 2\rho_0 - d_s \sin \theta$	$s_{w1} = 0.1656$ $s_{w2} = 0.2549$

注：当齿轮齿顶修缘时，在齿顶高  $h_a$  的计算公式中应将  $d_s$  改为  $d'_s$ 。

表 7.3-3 升速传动时小齿轮的系数  $K_c$  和  $K_o$ 

名 称	代号	小 齿 轮 齿 数 $z_1$	
		6~10	11~20
齿顶圆中心位移系数	$K_c$	0	0
齿顶圆半径系数	$K_o$	0.70	0.33

表 7.3-4 升速传动时大齿轮的系数  $K_c$  和  $K_o$ 

小齿轮齿数 $z_1$	代号	大 齿 轮 齿 数 $z_2$		
		20~40	41~70	71~100
6	$K_c$	0.29	0.30	0.31
	$K_o$	1.90	1.95	2.00
7	$K_c$	0.20	0.22	0.25
	$K_o$	2.00	2.05	2.10
8	$K_c$	0.20	0.21	0.22
	$K_o$	2.10	2.15	2.20
9	$K_c$	0.20	0.21	0.22
	$K_o$	2.15	2.20	2.25
10	$K_c$	0.20	0.21	0.22
	$K_o$	2.25	2.30	2.35
11	$K_c$	0.20	0.21	0.22
	$K_o$	2.35	2.40	2.45
12	$K_c$	0.18	0.19	0.20
	$K_o$	2.45	2.50	2.55

(续)

小齿轮齿数 $z_1$	代号	大 齿 轮 齿 数 $z_2$		
		20~40	41~70	71~100
14	$K_c$	0.18	0.16	0.16
	$K_d$	2.55	2.60	2.85
15	$K_c$	0.15	0.15	0.15
	$K_d$	2.60	2.65	2.70
16	$K_c$	—	0.14	0.14
	$K_d$	—	2.70	2.80
18	$K_c$	—	0.12	0.12
	$K_d$	—	2.80	2.90
20	$K_c$	—	0.12	0.12
	$K_d$	—	2.90	3.00

表 7.3-5 可能升速传动也可能减速传动时齿轮的系数 $K_c$ 和 $K_d$ 

代号	齿 轮 齿 数 $z$			
	8~12	13~20	21~50	> 50
$K_c$	0.16	0.18	0.21	0.24
$K_d$	1.90	1.95	2.00	2.10

注：当小齿轮齿数从8到12时，系数 $K_d$ 值应比表中数值减小0.2。表 7.3-6 大齿轮齿顶修缘半径系数 $K'_d$ 

小齿轮齿数 $z_1$	齿 顶 修 缘 半 径 系 数 $K'_d$	
	升速传动	可能升速传动也可能减速传动
6	0.35	0.40
7	0.35	0.30
8~10	0.30	0.30
11~12	0.30	0.30
> 12	0.30	0.30

注：一般小齿轮的齿顶不修缘。

表 7.3-7 齿 厚 系 数  $K$ 

齿轮齿数 $z$	齿 厚 系 数 $K$	
	升速传动	可能升速传动也可能减速传动
6~10	0.33	0.40
11~20	0.40	0.42
> 20	0.50	0.42

表 7.3-8 升速传动时小齿轮齿根高系数  $K_f$

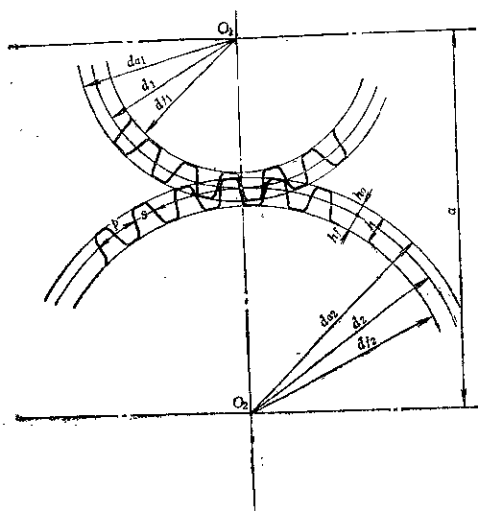
小齿轮齿数 $z_1$	齿根高系数 $K_f$	小齿轮齿数 $z_1$	齿根高系数 $K_f$
6	1.72	12	2.14
7	1.82	14	2.24
8	1.90	15	2.28
9	1.96	16	2.32
10	2.02	18	2.37
11	2.08	20	2.41

表 7.3-9 齿根高系数  $K_f$

齿轮齿数 $z$	齿 根 高 系 数 $K_f$	
	升速传动的大齿轮	可能升速传动也可能减速传动的齿轮
8	—	1.49
9	—	1.60
> 9	1.57	1.70

4.2 双圆弧修正摆线齿轮传动的几何尺寸计算

表 7.3-10 双圆弧修正摆线齿轮传动的几何尺寸计算公式

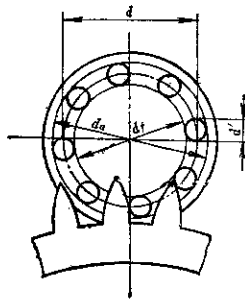


(续)

序号	名称	代号	公 式	例
1	模 数	$m$	$m = \frac{p}{\pi} = \frac{d}{z}$	$m = 0.18$
2	齿 数	$z$	$z = \frac{d}{m}$	$z_1 = 8$ $z_2 = 60$
3	中心距	$a$	$a = \frac{(z_1 + z_2)m}{2}$	$a = 5.4400$
4	分度圆直径	$d$	$d = zm$	$d_1 = 1.4880$ $d_2 = 9.8000$
5	齿 距	$p$	$p = \pi m$	$p = 0.6027$
6	齿顶高	$h_a$	$h_a = 0.8m$	$h_a = 0.1280$
7	齿根高	$h_f$	$h_f = 1.2m$	$h_f = 0.1920$
8	齿 高	$h$	$h = 2m$	$h = 0.3200$
9	齿顶圆直径	$d_a$	$d_a = (z + 1.8)m$	$d_{a1} = 1.6380$ $d_{a2} = 9.9580$
10	齿根圆直径	$d_f$	$d_f = (z - 2.4)m$	$d_{f1} = 0.8960$ $d_{f2} = 9.2160$
11	分度圆齿厚	$s$	$s = 1.41m$	$s = 0.2256$
12	齿侧间隙	$f_i$	$f_i = 0.322m$	$f_i = 0.0516$

4.3 摆线销轮传动的几何尺寸计算

表 7.3-11 摆线销轮传动的几何计算公式



(续)

序号	名称	代号	公 式	例
1	模 数	$m$	$m = \frac{p}{\pi} = \frac{d}{z}$	$m = 0.4000$
2	齿 数	$z$	$z = \frac{d}{m}$	$z_1 = 8$ $z_2 = 68$
3	中 心 距	$a$	$a = \frac{(z_1 + z_2)m}{2}$	$a = 13.6000$
4	分度圆直径	$d$	$d = zm$	$d_1 = 3.2000$
5	齿 距	$p$	$p = \pi m$	$p = 1.2566$
6	圆销直径	$d'$	$d' = (1.047 \sim 1.351)m$	$d' = 0.5400$
7	齿 顶 高	$h_a$	$h_a = \frac{d'}{2}$	$h_{a1} = 0.2700$
8	齿 根 高	$h_f$	$h_f = \frac{d'}{2}$	$h_{f1} = 0.2700$
9	齿顶圆直径	$d_{a1}$	$d_{a1} = d_1 + d'$	$d_{a1} = 3.7400$
10	齿根圆直径	$d_{f1}$	$d_{f1} = d_1 - d'$	$d_{f1} = 2.9300$
11	齿 厚	$s$	$s_1 = d'$	$s_1 = 0.5400$
12	齿侧间隙	$f'_i$	$f'_i = (0.6237 \sim 0.2197)m$	$f'_i = 0.0878$

注：大齿轮的几何尺寸计算公式见表7.3-2钟表齿轮传动的几何尺寸计算公式。

### 5 小模数修正摆线齿轮精度制

小模数修正摆线齿轮及齿轮传动共分为6个精度等级<sup>⊖</sup>，精度由高到低依次用数字1、2、3、4、

5、6来表示。1级精度的公差尚未制定。各项误差的公差及极限偏差分别列于表7.3-12~表7.3-19。

表 7.3-12 周节极限偏差  $\pm f_p$   $\mu\text{m}$

精度等级	$f_p$
2	4
3	5
4	6
5	7
6	9

⊖ 参见苏联ГОСТ13678-73小模数钟表齿形圆柱齿轮标准。——作者注

表 7.3-13 齿形误差的公差  $f_f$   $\mu\text{m}$

精度等级	模 数 $m$ (mm)				
	0.04~0.1	>0.1~0.16	>0.16~0.3	>0.3~0.6	>0.6~1
2	2	3	4	6	8
3	3	4	6	8	11
4	4	6	8	11	14
5	5	7	10	14	18
6	—	—	—	18	24

表 7.3-14 小齿轮齿顶圆径向跳动公差  $F_{da1}$   $\mu\text{m}$

精度等级	模 数 $m$ (mm)				
	0.04~0.1	>0.1~0.2	>0.2~0.4	>0.4~0.6	>0.6~1
2	7	10	15	20	30
3	10	15	20	30	40
4	15	20	30	40	60
5	—	—	40	60	80
6	—	—	60	80	120

表 7.3-15 大齿轮齿顶圆径向跳动公差  $F_{da2}$   $\mu\text{m}$

精度等级	模 数 $m$ (mm)	齿 顶 圆 直 径 (mm)		
		$\leq 5$	>5~30	>30
2	0.04~0.1	8	10	—
	>0.1~0.16	10	12	—
	>0.16~0.3	12	15	20
	>0.3~0.6	—	17	25
	>0.6~1	—	20	35
3	0.04~0.1	10	12	—
	>0.1~0.16	12	15	—
	>0.16~0.3	15	17	25
	>0.3~0.6	—	20	30
	>0.6~1	—	25	40
4	0.04~0.1	15	20	—
	>0.1~0.16	20	25	—
	>0.16~0.3	25	30	—
	>0.3~0.6	—	40	50
	>0.6~1	—	50	65
5	0.04~0.1	25	30	—
	>0.1~0.16	30	35	—
	>0.16~0.3	35	45	—
	>0.3~0.6	—	55	—
	>0.6~1	—	70	35
6	0.3~0.6	—	90	—
	>0.6~1	—	100	120

表 7.3-16 齿轮齿顶圆直径极限偏差— $A_{da}$

$\mu\text{m}$

精度等级	齿 轮 类 别	模 数 $m$ (mm)				
		0.04~0.1	> 0.1~0.15	> 0.15~0.3	> 0.3~0.6	> 0.6~1
2	大齿轮、小齿轮、轴齿轮	10	12	17	20	24
		12	15	—	—	—
3	大齿轮、小齿轮、轴齿轮	12	15	20	24	30
		14	18	—	—	—
4	大齿轮、小齿轮、轴齿轮	15	20	28	35	45
		18	22	—	—	—
5	大齿轮、小齿轮、轴齿轮	20	25	40	50	60
		22	28	—	—	—
6	大齿轮、小齿轮、轴齿轮	—	—	—	60	75

表 7.3-17 齿轮齿根圆直径极限偏差— $A_{df}$

$\mu\text{m}$

精度等级	齿 轮 类 别	模 数 $m$ (mm)				
		0.04~0.1	> 0.1~0.15	> 0.15~0.3	> 0.3~0.6	> 0.6~1
2	大齿轮、小齿轮、轴齿轮	14	18	25	30	35
		16	20	—	—	—
3	大齿轮、小齿轮、轴齿轮	22	28	35	45	55
		25	30	—	—	—
4	大齿轮、小齿轮、轴齿轮	30	35	50	60	75
		35	40	—	—	—
5	大齿轮、小齿轮、轴齿轮	35	45	65	75	100
		—	—	—	—	—
6	大齿轮、小齿轮、轴齿轮	—	—	—	100	120

表 7.3-18 分度圆齿厚极限偏差— $E$

$\mu\text{m}$

精度等级	模 数 $m$ (mm)	模 数 $m$ (mm)				
		0.04~0.1	> 0.1~0.15	> 0.15~0.3	> 0.3~0.6	> 0.6~1
2	7	10	12	15	20	
3	10	12	16	20	25	
4	12	15	20	25	30	
5	15	20	25	30	35	
6	—	—	—	35	45	

表 7.3-19 中心距极限偏差 $\pm f$

$\mu\text{m}$

精度等级	中 心 距 (mm)							
	$\leq 3$	> 3~6	> 6~10	> 10~15	> 15~30	> 30~50	> 50~70	> 70
2	7	8	10	12	14	17	20	24
3	10	12	14	17	20	24	28	35
4	14	17	20	24	28	35	42	50
5	20	24	28	35	42	50	60	72
6	28	35	42	50	60	72	85	100



## 第4章 小模数锥齿轮传动

锥齿轮用于传递相交轴的运动。锥齿轮的轮齿有直齿、斜齿和曲齿等形式，由于直齿锥齿轮在设计、制造和安装等方面都比较容易，故在小模数齿轮传动中应用最广泛。

我国目前尚未制订出专门的小模数锥齿轮的基准齿形国家标准，一般均沿用圆柱齿轮标准（见表7.2-1）。锥齿轮的基准齿形是指冠轮轮齿大端齿形的展开形。

小模数锥齿轮的模数以大端模数作为标准，可按国标GB1357-78选取。

### 1 直齿锥齿轮传动的几何尺寸计算

常用的小模数直齿锥齿轮传动，轴交角 $\Sigma=90^\circ$ （图7.4-1）。其几何尺寸计算公式列于表7.4-1。

高变位锥齿轮传动的几何尺寸计算公式列于表7.4-2。

直齿锥齿轮的几何尺寸计算以大端为标准。

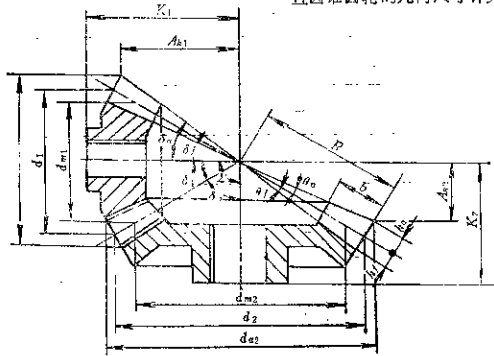


图7.4-1 锥齿轮传动

对于轴交角 $\Sigma \neq 90^\circ$ 的锥齿轮传动，先按下列公式计算两个齿轮的分锥角，其他尺寸的几何计算与轴交角 $\Sigma = 90^\circ$ 的锥齿轮相同。

$$\text{当 } \Sigma \neq 90^\circ \text{ 时: } \tan \delta_1 = \frac{\sin \Sigma}{u + \cos \Sigma}$$

$$\delta_2 = \Sigma - \delta_1 \text{ 或 } \tan \delta_2 = \frac{u \sin \Sigma}{1 + u \cos \Sigma}$$

式中  $u$ —齿数比， $u = \frac{z_2}{z_1}$ ；

$\delta_1$ 、 $\delta_2$ —两齿轮的分锥角。

小模数锥齿轮的变位，只在避免根切时采用高变位，很少采用角变位。图7.4-2为锥齿轮传动的可能型式。

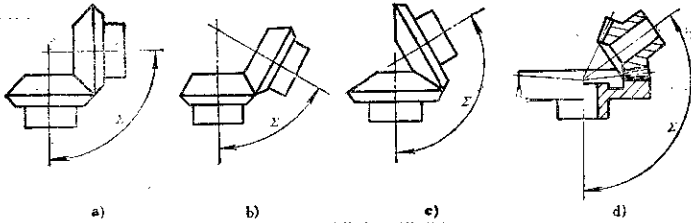


图7.4-2 锥齿轮传动的可能型式

a)  $\Sigma = 90^\circ$  b)  $\Sigma < 90^\circ$  c)  $\Sigma > 90^\circ$  d)  $\Sigma > 90^\circ$ ，很少采用

表7.4-1  $\Sigma=90^\circ$ 直齿锥齿轮传动的几何尺寸计算公式

序号	名称	代号	公 式	例
				$m=0.8, z_1=24, z_2=48, \Sigma=90^\circ$
1	模数	$m$	$m = \frac{d}{z}$ (指大端模数)	
2	齿数	$z$	$z = \frac{d}{m}$	
3	齿数比	$u$	$u = \frac{z_2}{z_1}$	$u=2$
4	轴交角	$\Sigma$	$\Sigma = \delta_1 + \delta_2$	
5	齿距	$p$	$p = \pi m$	$p=2.513$
6	齿顶高系数	$h_a^*$	$h_a^* = 1$	$h_a^* = 1$
7	顶隙系数	$c^*$	$m < 1, c^* = 0.25; m \geq 1, c^* = 0.2$	$c^* = 0.25$
8	顶隙	$c$	$c = c^* m$	$c = 0.2$
9	分度圆直径	$d$	$d = mz$	$d_1 = 19.2, d_2 = 38.4$
10	齿顶圆直径	$d_a$	$d_a = d + 2mh_a^* \cos \delta$	$d_{a1} = 20.631, d_{a2} = 39.116$
11	齿根圆直径	$d_f$	$d_f = d - 2m(h_a^* + c^*) \cos \delta$	$d_{f1} = 17.411, d_{f2} = 37.606$
12	锥距	$R$	$R = \frac{d_1}{2 \sin \delta_1} = \frac{d_2}{2 \sin \delta_2}$	$R = 21.466$
13	齿宽	$b$	$b \leq \frac{R}{3}; b \approx 6 \sim 8$	$b = 6$
14	齿顶高	$h_a$	$h_a = mh_a^*$	$h_a = 0.8$
15	齿根高	$h_f$	$h_f = m(h_a^* + c^*)$	$h_f = 1$
16	齿高	$h$	$h = m(2h_a^* + c^*)$	$h = 1.8$
17	齿顶角	$\theta_a$	$\tan \theta_a = \frac{h_a}{R}$	$\theta_a = 2^\circ 08' 04''$
18	齿根角	$\theta_f$	$\tan \theta_f = \frac{h_f}{R}$	$\theta_f = 2^\circ 40' 02''$
19	分锥角	$\delta$	$\tan \delta_1 = \frac{z_2}{z_1} = \frac{1}{u}, \delta_2 = \Sigma - \delta_1$	$\delta_1 = 26^\circ 33' 54'', \delta_2 = 63^\circ 06' 06''$
20	顶锥角	$\delta_a$	$\delta_a = \delta + \theta_a$	$\delta_{a1} = 28^\circ 41' 58'', \delta_{a2} = 65^\circ 34' 10''$
21	根锥角	$\delta_f$	$\delta_f = \delta - \theta_f$	$\delta_{f1} = 23^\circ 53' 52'', \delta_{f2} = 60^\circ 46' 04''$
22	背锥角	$\delta_b$	$\delta_b = 90^\circ - \delta$	$\delta_{b1} = 63^\circ 26' 06'', \delta_{b2} = 26^\circ 33' 54''$

(续)

序号	名称	代号	公 式	例
23	冠顶距	$A_K$	$\Sigma = 90^\circ, A_{K1} = \frac{d_2}{2} - h_{a1} \sin \delta_1$ $A_{K2} = \frac{d_1}{2} - h_{a2} \sin \delta_2$ $\Sigma \neq 90^\circ, A_{K1} = R \cos \delta_1 - h_{a1} \sin \delta_1$ $A_{K2} = R \cos \delta_2 - h_{a2} \sin \delta_2$	$A_{K1} = 18.842$ $A_{K2} = 6.885$
24	安装距	$K$	根据齿轮结构定	
25	当量齿数	$z_v$	$z_v = \frac{z}{\cos \delta}$	$z_{v1} = 26.833, z_{v2} = 107.332$
26	弦齿厚	$f$	$f = m z_v \sin \frac{90^\circ}{z_v}$	$f_1 = 1.256, f_2 = 1.267$
27	弦齿高	$h_o$	$h_o = h_u + \frac{m z_v}{2} \left( 1 - \cos \frac{90^\circ}{z_v} \right)$	$h_{o1} = 0.818, h_{o2} = 0.806$
28	固定弦齿厚	$f_o$	$f_o = \frac{\pi m}{2} \cos^2 \alpha$	$f_o = 1.110$
29	固定弦齿高	$h_o$	$h_o = \left( h_a^* - \frac{\pi}{8} \sin 2\alpha \right) m$	$h_o = 0.588$

表7.4-2  $\Sigma = 90^\circ$  高变位直齿锥齿轮传动的几何尺寸计算公式

序号	名称	代号	公 式	例
				$m = 0.8, z_1 = 12, z_2 = 48, \Sigma = 90^\circ$ $x_1 = 0.38, x_2 = -0.38$
1	模数	$m$	$m = \frac{d}{z}$ (指大端模数)	
2	齿数	$z$	$z = \frac{d}{m}$	
3	齿数比	$u$	$u = \frac{z_2}{z_1}$	$u = 4$
4	轴交角	$\Sigma$	$\Sigma = \delta_1 + \delta_2$	
5	齿距	$p$	$p = \pi m$	$p = 2.513$
6	齿顶高系数	$h_a^*$	$h_a^* = 1$	$h_a^* = 1$
7	顶隙系数	$c^*$	$m < 1, c^* = 0.25; m \geq 1, c^* = 0.2$	$c^* = 0.25$
8	顶隙	$c$	$c = c^* m$	$c = 0.2$
9	分度圆直径	$d$	$d = m z$	$d_1 = 9.6, d_2 = 38.4$
10	齿顶圆直径	$d_a$	$d_a = d + 2m(h_a^* + x) \cos \delta$	$d_{a1} = 11.742, d_{a2} = 38.641$
11	齿根圆直径	$d_f$	$d_f = d - 2m(h_a^* + c^* - x) \cos \delta$	$d_{f1} = 8.250, d_{f2} = 37.707$

(续)

序号	名称	代号	公 式	例
12	锥距	$R$	$R = \frac{d_1}{2\sin\delta_1} = \frac{d_2}{2\sin\delta_2}$	$R=19.791$
13	齿宽	$b$	$b \leq \frac{R}{3}$ ; $b \approx 5 \sim 6$	$b=6$
14	齿顶高	$h_a$	$h_a = m(h_a^* + x)$	$h_{a1}=1.104$ , $h_{a2}=0.496$
15	齿根高	$h_f$	$h_f = m(h_f^* + c^* - x)$	$h_{f1}=0.606$ , $h_{f2}=1.304$
16	齿高	$h$	$h = m(2h_a^* + c^*)$	$h=1.8$
17	齿顶角	$\theta_a$	$\tan\theta_a = \frac{m(h_a^* + x)}{R} = \frac{2(h_a^* + x)\sin\delta}{z}$	$\theta_{a1}=3^\circ 11' 34''$ , $\theta_{a2}=1^\circ 26' 08''$
18	齿根角	$\theta_f$	$\tan\theta_f = \frac{m(h_a^* + c^* - x)}{R} = \frac{2(h_a^* + c^* - x)\sin\delta}{z}$	$\theta_{f1}=2^\circ 00' 51''$ , $\theta_{f2}=3^\circ 46' 11''$
19	分锥角	$\delta$	$\tan\delta_1 = \frac{z_2}{z_1} = \frac{1}{u}$ ; $\delta_1 = \Sigma - \delta_2$	$\delta_1=14^\circ 02' 10''$ , $\delta_2=75^\circ 57' 50''$
20	顶锥角	$\delta_a$	$\delta_a = \delta + \theta_a$	$\delta_{a1}=17^\circ 13' 44''$ , $\delta_{a2}=77^\circ 23' 58''$
21	根锥角	$\delta_f$	$\delta_f = \delta - \theta_f$	$\delta_{f1}=12^\circ 01' 19''$ , $\delta_{f2}=72^\circ 11' 39''$
22	背锥角	$\delta_b$	$\delta_b = 90^\circ - \delta$	$\delta_{b1}=75^\circ 57' 50''$ , $\delta_{b2}=14^\circ 02' 10''$
23	冠顶距	$A_K$	$\Sigma=90^\circ$ , $A_{K1} = \frac{d_2}{2} - m(h_a^* + x_1)\sin\delta_1$ $A_{K2} = \frac{d_1}{2} - m(h_a^* + x_2)\sin\delta_2$ $\Sigma \approx 90^\circ$ , $A_{K1} = R\cos\delta_1 - m(h_a^* + x_1)\sin\delta_1$ $A_{K2} = R\cos\delta_2 - m(h_a^* + x_2)\sin\delta_2$	$A_{K1}=19.932$ $A_{K2}=4.319$
24	安装距	$K$	根据齿轮结构定	
25	当量齿数	$z_v$	$z_v = \frac{z_1}{\cos\delta}$	$z_{v1}=12.369$ , $z_{v2}=197.911$
26	弦齿厚	$\bar{s}$	$\bar{s} = m_z \sin\left(\frac{90^\circ}{z_v} + \frac{2x\tan\alpha}{z_v}\right)$	$\bar{s}_1=1.257$ , $\bar{s}_2=1.253$
27	弦齿高	$\bar{h}_a$	$\bar{h}_a = \frac{mz}{2} + h_a - \frac{mz}{2} \cos\left(\frac{90^\circ}{z_v} + \frac{2x\tan\alpha}{z_v}\right)$	$\bar{h}_{a1}=1.144$ , $\bar{h}_{a2}=0.498$
28	固定弦齿厚	$\bar{s}_c$	$\bar{s}_c = m\cos^2\alpha\left(\frac{\pi}{2} + 2x\tan\alpha\right)$	$\bar{s}_{c1}=1.305$ , $\bar{s}_{c2}=0.914$
29	固定弦齿高	$\bar{h}_c$	$\bar{h}_c = \frac{d_a - d}{2\cos\delta} - \frac{\bar{s}_c \tan\alpha}{2}$	$\bar{h}_{c1}=0.867$ , $\bar{h}_{c2}=0.331$

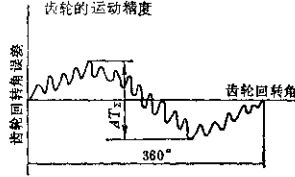
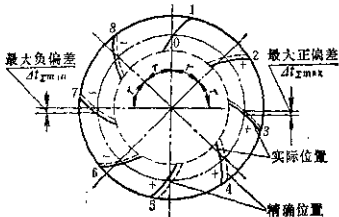
该标准适用于模数从0.1~1mm、分度圆直径320mm以下的直齿或斜齿锥齿轮。

## 2 小模数锥齿轮精度制

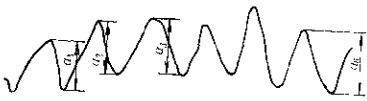
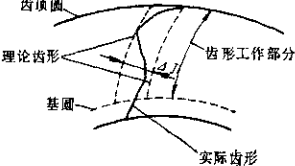
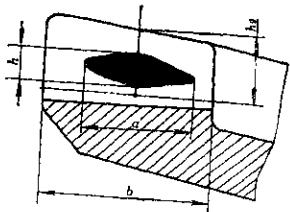
我国尚未制订出新的小模数锥齿轮精度制，目前仍沿用旧的小模数锥齿轮传动公差(JB306—62)。

### 2.1 小模数锥齿轮的误差术语定义及代号

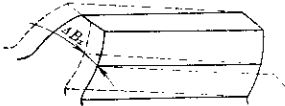
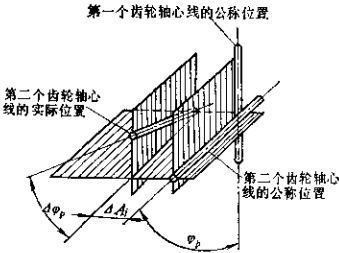
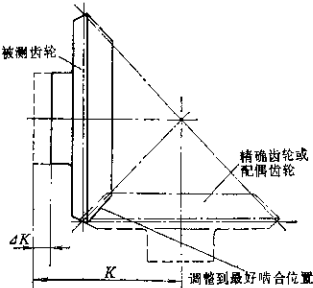
表7.4-3 小模数锥齿轮的误差术语定义及代号

序号	偏差和公差	代号	定义
1	<p>齿轮的运动精度</p>  <p>齿面回转角</p> <p>齿轮回转角</p> <p>360°</p> <p>ΔTΣ</p> <p>齿轮运动误差的公差</p>	<p>ΔTΣ</p>	<p>与精确齿轮单面啮合时，齿轮在一转范围内回转角的最大误差</p> <p>在分度圆锥大端以齿轮旋转轴线为圆心的分度圆上测定</p>
2	<p>周节累积误差</p>  <p>最大负偏差 ΔTgmax-</p> <p>最大正偏差 ΔTgmax+</p> <p>实际位置</p> <p>精确位置</p> <p>周节累积误差的公差</p>	<p>ΔTg</p>	<p>在通过齿的中部（按齿宽和齿高）以齿轮旋转轴线为圆心的圆弧上，任意两个同名齿形相互位置的最大误差</p>
3	<p>齿圈跳动</p> <p>齿圈跳动的公差</p>	<p>Δe<sub>f</sub></p>	<p>与原齿形相应的测量头，对齿轮旋转轴线距离的最大变动</p> <p>在距分度圆锥顶点任意固定距离上垂直于分度圆锥母线的方向内测定</p>
4	<p>范成误差</p>	<p>Δα<sub>v</sub></p>	<p>在除去齿圈径向跳动的条件下，测定齿轮运动误差部分</p> <p>误差以秒计量</p>
5	<p>公称度量轴线夹角</p> <p>度量轴线夹角的极限偏差</p> <p>上偏差</p> <p>下偏差</p> <p>度量轴线夹角的变动</p> <p>齿轮转动一转</p> <p>齿轮转动一齿</p> <p>度量轴线夹角变动的公差</p> <p>齿轮转动一转</p> <p>齿轮转动一齿</p>	<p>φ<sub>v</sub></p> <p>Δφ<sub>v</sub></p> <p>Δ<sub>v</sub>φ</p> <p>Δ<sub>s</sub>φ</p> <p>Δ<sub>c</sub>φ</p> <p>δ<sub>s</sub>φ</p> <p>δ<sub>c</sub>φ</p>	<p>精确齿轮与被测齿轮紧密结合下的轴线夹角，这时被测齿轮应有齿的最小变薄量</p> <p>公称度量轴线夹角等于齿轮传动在下列条件下的公称轴线夹角，即精确齿轮按被测齿轮的配偶齿轮之公称尺寸制造，但其齿厚需增大，精确齿轮齿厚增大量应等于被测齿轮齿的最小变薄量</p> <p>在等于分度圆锥母线的长度上极限轴线夹角与公称轴线夹角之差。偏差以长度单位计量</p> <p>被测齿轮转动一转间，或相应地转动一个节距的角度间，度量轴线夹角的最大值与最小值之差</p>

(续)

序号	偏差和公差	代号	定义
6	<p>周期误差</p>  $\Delta T = \frac{a_1 + a_2 + a_3 + \dots + a_n}{n}$ <p>周期误差的公差</p>	<p><math>\Delta T</math></p> <p><math>\delta T</math></p>	<p>齿轮在转动一转内定基线各次重复的齿轮运动误差部分</p> <p>在分度圆锥大端以齿轮旋转轴线为圆心的分度圆上,按齿轮转动一转间所有周期的齿轮运动误差变动范围平均值测定</p> <p>允许规定对一转内误差重复次数的限制,但周期误差与这一限制无关</p>
7	<p>周节的偏差</p> <p>周节的极限偏差 上偏差 下偏差</p>	<p><math>\Delta f_t</math></p> <p><math>\Delta_{uf_t}</math></p> <p><math>\Delta_{lf_t}</math></p>	<p>在通过齿宽与齿高中部以齿轮旋转轴线为圆心的圆质上,周节的实际值与平均值之差</p>
8	<p>周节差</p> <p>周节差的公差</p>	<p><math>\Delta f</math></p> <p><math>\delta f</math></p>	<p>在通过齿宽与齿高中部以齿轮旋转轴线为圆心的圆质上,任意两个周节之差</p>
9	<p>齿形误差</p>  <p>齿形误差的公差</p>	<p><math>\Delta f</math></p> <p><math>\delta f</math></p>	<p>在轮齿工作部分内,容纳实际齿形的两理论齿形间的法向距离。靠近分度圆锥大端测定</p> <p>齿顶和齿根处的齿形偏差只许偏向体内</p>
10	<p>接触斑点</p> 		<p>装配好的齿轮传动在轻微制动下,运转后齿侧面上分布的接触痕迹</p> <p>接触斑点由比例大小(百分数)来决定:</p> <p>齿宽上系接触痕迹极点间距离与齿全宽之比:</p> $\left(\frac{a}{b} \times 100\%\right)$ <p>齿高上系在齿宽上接触痕迹中部的高度与相应的有效齿高之比:</p> $\left(\frac{h}{h_a} \times 100\%\right)$

(续)

序号	偏差和公差	代号	定义
11	齿向误差    齿向公差	ΔB <sub>s</sub>	在齿全宽上形成齿侧面实际方向与公称方向最大偏差，以长度单位度量
12	轴心线不相交性    轴心线不相交性的公差	ΔA <sub>s</sub>	传动中配偶齿轮旋转轴心线间的最短距离
13	分度圆锥顶点的偏移    分度圆锥顶点极限位移 上偏差 下偏差	ΔK	分度圆锥顶点沿其轴心线对传动中齿轮轴心线交点的偏移数值 在传动装配时齿轮的轴向位移，是在滚动检查机上，齿轮与配偶齿轮啮合的最好条件下相当的位置测定
14	均线夹角的偏差	Δφ	在等于分度圆锥母线的长度 R 上，齿轮传动中实际轴线夹角与公称轴线夹角之差。偏差以长度单位度量

(续)

序号	值 差 和 公 差	代 号	定 义
14	轴线夹角的极限偏差 上偏差 下偏差	$\Delta\varphi_s$ $\Delta\varphi_p$	
15	公称齿厚  齿的变薄量 齿的最小减薄量  齿厚公差	$s$  $\Delta s$ $\Delta_{\min} s$  $\delta s$	在一对齿轮具有公称齿厚和公称位置的条件 下, 保证传动中紧密(无间隙)啮合的计算 齿厚 在分度圆锥大端, 以齿轮旋转轴心线为圆 心的分度圆上测定 在法向剖面上的齿轮公称齿厚的减小量 为保证传动中的规定侧隙而存在的最小规 定变薄量 最小和最大允许变薄量之差
16	侧隙  最小侧隙	—  $c_a$	传动中啮合齿侧间的间隙, 它保证一个齿 轮在第二个齿轮不动的条件下能自由转动 在分度圆锥大端沿齿面法向测定

## 2.2 精度

(1) 标准规定齿轮的精度为12个等级, 精度由高到低依次用数字1、2、3、4、5、6、7、8、9、10、11、12表示, 标准中仅对5~10级规定了公差值。

(2) 标准对每个精度等级规定下列规范:

- 齿轮运动精度;
- 齿轮工作平稳性;
- 齿的接触。

运动精度规范决定: 轮在一转内回转角的全部误差数值。

齿轮工作平稳性规范决定: 齿轮在一转内齿轮回转角的全部误差中多次重复的数值。

齿的接触规范决定: 传动中齿轮啮合齿接触斑点的比例大小。

(3) 齿轮运动精度指标是:

$$\Delta T_s \text{ 或 } \Delta T_p$$

或下列各组中之一组:

$$\Delta e_f \text{ 和 } \Delta \varphi_p$$

$$\Delta_2 \varphi_p \text{ 和 } \Delta \varphi_p \text{ (用于直齿)}$$

$$\Delta_2 \varphi_p \text{ (用于9、10级直齿)}$$

$$\Delta e_f \text{ (用于9、10级齿轮)}$$

运动精度规范中, 除  $\Delta e_f$  和  $\Delta_2 \varphi_p$  外, 根据左右齿形工作条件, 允许按不同精度等级规定。

(4) 齿轮工作平稳性指标是:

$$\Delta T$$

或下列各组中之一组:

$$\Delta i_p \text{ 和 } \Delta j$$

$$\Delta i \text{ 和 } \Delta j$$

$$\Delta i \varphi_p \text{ (仅对直齿)}$$

工作平稳性规范中, 除  $\delta_0 \varphi_p$  外, 根据左右齿形的工作条件, 允许按不同的精度等级规定。

(5) 决定齿接触的指标是:

对齿轮  $\Delta B_s$ 。

对不可调整的传动 接触斑点、 $\Delta K$  和  $\Delta A_s$ 。

对可调整的传动 接触斑点、 $\Delta A_s$ 。

传动中接触斑点的规范, 根据左右齿形的工作条件, 允许按不同的精度等级规定。

(6) 各种精度等级的齿轮运动精度、工作平稳性和齿的接触规范允许互相组合。组合时, 齿轮工作平稳性规范, 可以高于或低于运动精度规范1级。

## 2.3 侧隙

(1) 标准规定锥齿轮传动的结合形式为:

$D$ ——零侧隙

$$\left. \begin{array}{l} D_s \\ D_p \\ D_n \end{array} \right\} \text{——最小侧隙}$$

(2) 表示侧隙的指标是:



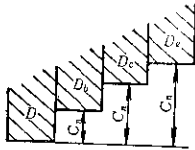


图7-4-3 小模数锥齿轮侧隙公差带位域图

对齿轮  $\Delta S$  或  $\Delta \varphi_e$  (用于直齿)

对传动  $\Delta \varphi_e$  (用于不可调整的传动)

(3) 在不必具有互换性的情况下, 允许一对齿轮中, 对一个齿轮采用下列要素作为公称值:

- 1) 实际的齿侧表面
- 2) 齿的实际厚度

这时, 第二个齿轮的齿厚由第一个齿轮的实际齿厚和传动中所选择的结合形式(侧隙)来决定, 并以测量全齿面齿厚所确定的算术平均值作为齿厚的实际值。

#### 2.4 图样标注

(1) 在各种精度等级规范组合时, 齿轮和齿轮传动精度代号, 依次将等级号码写成三位数字和字母, 字母表示侧隙的结合形式。

(2) 标注示例

运动精度规范为7级, 工作平稳性规范为8级,

齿的接触规范为8级, 结合形式为D;

级7-8-B-D JB306-62

运动精度规范为7级, 工作平稳性规范为7级,

齿的接触规范为7级, 结合形式为D<sub>s</sub>;

级7-D, JB306-62

可调整的传动, 其运动精度规范为7级, 工作平稳性规范为7级, 齿的接触精度规范为7级和齿厚公差按结合形式D<sub>s</sub>;

级7-KD, JB306-62

对最小侧隙数值不符合上述结合形式之一的传动, 不必注出结合形式字母。

#### 2.5 公差与检验

(1) 5~10级精度等级的运动精度规范、工作平稳性规范和齿的接触规范的公差和偏差, 根据分度圆锥大端的端面模数和分度圆直径的不同, 列于表7.4-4~7.4-8中。

(2) 各种组合形式的侧隙规范的偏差和公差列于表7.4-9和表7.4-10中。

齿的最小减薄量  $\Delta_{m,s}$  见表7.4-11。在制造由各种精度等级组合的齿轮时, 齿的最小减薄量  $\Delta_{m,s}$  根据结合形式和齿轮运动精度规范的精度等级来规定。表7.4-12列出了可调整传动的最大可能侧隙。

表7.4-4 齿轮运动精度规范

精度等级	公差代号	端面模数 $m_t$ (mm)	单位	齿 轮 直 径 (mm)							
				~12	>12 ~20	>20 ~30	>30 ~50	>50 ~80	>80 ~120	>120 ~200	>200 ~300
8	$\delta T_x$	~0.5	μm	12	13	15	17	19	22	28	34
		>0.5~1		14	16	18	19	22	25	30	38
	$\delta f_x$	~0.5	9	10	11	12	15	19	25	32	
		>0.5~1	10	11	12	14	17	20	26	32	
$\delta e_f$	~0.5	7	8	9	10	11	13	16	20		
	>0.5~1	9	9	10	11	13	16	19	22		
$\delta \varphi_2$	~1	秒	115	70	55	45	36	32	28	25	
6	$\delta T_x$	~0.5	μm	20	22	24	28	30	36	45	55
		>0.5~1		22	25	28	30	34	40	48	60
	$\delta f_x$	~0.5	14	15	17	20	24	30	40	50	
		>0.5~1	16	18	20	23	26	32	42	52	
$\delta e_f$	~0.5	11	12	14	16	18	21	26	32		
	>0.5~1	14	15	16	18	21	25	30	36		
$\delta \varphi_2$	~1	秒	190	110	90	70	55	50	45	40	

(续)

精度等级	公差代号	端面模数 $m_s$ (mm)	单位	齿 轮 直 径 (mm)							
				~12	>12 ~20	>20 ~30	>30 ~50	>50 ~80	>80 ~120	>120 ~200	>200 ~300
7	$\delta T_z$	~0.5	$\mu\text{m}$	30	34	38	42	48	58	72	90
		>0.5~1		36	40	44	48	55	65	78	95
	$\delta f_x$	~0.5	22	24	28	32	38	48	62	80	
		>0.5~1	25	28	32	36	42	52	66	85	
	$\delta e_f$	~0.5	18	20	22	25	28	34	42	50	
>0.5~1		22	24	26	28	34	40	46	55		
$\delta_z \varphi_c$	~0.5	30	38	40	42	46	62	62	72		
	>0.5~1	38	40	44	46	52	58	65	75		
$\delta \varphi_z$	~1	秒	300	180	140	110	90	80	70	60	
8	$\delta T_z$	~0.5	$\mu\text{m}$	50	52	58	65	75	95	115	140
		>0.5~1		55	60	65	75	90	100	130	150
	$\delta f_x$	~0.5	34	38	45	50	58	75	100	130	
		>0.5~1	38	45	52	58	65	85	105	140	
	$\delta e_f$	~0.5	28	32	36	40	45	55	65	80	
>0.5~1		36	38	42	45	65	65	75	90		
$\delta_z \varphi$	~0.5	55	60	65	67	75	85	100	115		
	>0.5~1	60	65	70	75	85	95	105	120		
$\delta \varphi_z$	~1	秒	480	280	220	180	140	120	110	100	
9	$\delta T_z$	~0.5	$\mu\text{m}$	55	60	70	80	95	120	160	200
		>0.5~1		60	70	80	90	105	130	170	210
	$\delta e_f$	~0.5	45	50	55	60	70	85	105	130	
		>0.5~1	55	60	65	70	85	105	120	140	
	$\delta_z \varphi_c$	~0.5	90	95	100	110	120	140	160	180	
>0.5~1		95	100	110	120	135	150	170	190		
$\delta \varphi_z$	~1	秒	750	450	360	280	220	200	180	160	
10	$\delta e_f$	>0.5~1	$\mu\text{m}$	90	95	105	110	130	160	190	220
		>0.5~1		150	160	170	190	210	240	270	300
	$\delta \varphi_z$	~1	秒	1180	710	560	450	360	320	280	250

- 注：1. 在1/6圆周上(或相当于向较大方向化整齿数的圆弧上)，周节累积误差不应超过周节累积误差公差的一半；  
2. 度量轴线夹角变动的数值，允许按紧密啮合的一个齿轮轴向移动的相应数值确定。

表7.4-5 齿轮工作平稳性规范

精度等级	偏差和公差代号	齿 轮 直 径 (mm)							
		~12	>12 ~20	>12 ~30	>30 ~50	>50 ~80	>80 ~120	>120 ~200	>200 ~320
μm									
5	$\delta T$	3	3	4	4	4	5	5	5
	$\Delta f_p, \Delta_x f_p$	±3	±3	±3	±3	±3	±4	±4	±4
	$\delta f$	5	5	6	6	6	6	6	7
	$\delta J$	6	6	6	6	6	6	7	8
6	$\delta T$	5	5	6	6	6	7	7	8
	$\Delta f_p, \Delta_x f_p$	±5	±5	±5	±5	±5	±6	±6	±7
	$\delta f$	8	8	9	9	9	10	10	11
	$\delta J$	9	9	10	10	10	10	11	12
7	$\delta T$	8	8	9	9	10	11	11	12
	$\Delta f_p, \Delta_x f_p$	±7	±7	±8	±8	±8	±9	±10	±11
	$\delta f$	12	12	14	14	14	16	16	18
	$\delta J$	14	14	15	15	16	16	18	20
8	$\delta_c \varphi$	17	17	18	18	19	19	21	22
	$\delta f$	20	20	22	22	22	25	25	28
	$\delta J$	22	22	24	24	24	25	28	32
9	$\delta_c \varphi$	26	26	28	28	30	30	34	38
	$\delta f$	32	32	36	36	36	40	40	45
	$\delta J$	36	36	38	38	38	40	45	50
10	$\delta_c \varphi$	42	42	45	45	48	48	52	55
	$\delta f$	50	50	55	55	55	60	60	70
	$\delta_c \varphi$	65	65	70	70	75	75	85	90

表7.4-8 传动中齿的接触规范

精度等级	偏差和公差代号	齿 宽 (mm)		
		~5	>5~10	>10
5	$\delta B_z$	4	6	10
6		5	8	12
7		6	10	16
8		8	12	20
9		10	16	25
10		12	20	32
5,6	接触斑点	按高度不小于70% 按宽度不小于70%		
7,8		按高度不小于60% 按宽度不小于50%		
9,10		按高度不小于30% 按宽度不小于30%		

- 注: 1.  $\delta B_z$ ——齿向公差;  
 2. 允许对模数小于0.5mm的齿轮, 按齿的高度和宽度不规定接触斑点; 对模数大于0.5mm的齿轮, 按高度不规定接触斑点, 同时在对于接触斑点的尺寸、形状、分布位置或定义有特殊要求的情况下, 允许改变接触斑点的规范;  
 3. 对接触斑点规范有规定的齿轮, 允许不规定齿形和齿向误差。

表7.4-7 传动中齿的接触规范

精度等级	公差代号	端面模数 $m_n$ (mm)	分 度 距 (mm)						
			~12	>12~20	>20~30	>30~50	>50~30	>80~120	>120~200
$\mu\text{m}$									
5	$\Delta A_1$	~1	9	9	10	10	10	11	12
6		~1	11	11	12	12	12	14	15
7		~1	14	14	15	16	16	18	20
8		~1	18	18	20	20	20	22	25
9		~1	22	22	25	25	25	28	32
10		~1	28	28	32	32	32	35	40

表7.4-8 传动中齿的接触规范

精度等级	偏差代号	端面模数 $m_n$ (mm)	分 度 圆 锥 角		
			~30°	>30°~60°	>60°
$\mu\text{m}$					
5	$\Delta_{\alpha}K$ $\Delta_{\alpha}K$	~0.5	0~25	0~12	0~10
		>0.5~1	0~32	0~16	0~12
6		~0.5	0~22	0~16	0~12
		>0.5~1	0~40	0~20	0~16
7		~0.5	0~40	0~20	0~15
		>0.5~1	0~50	0~25	0~20
8	~0.5	0~50	0~25	0~19	
	>0.5~1	0~60	0~32	0~25	
9	~0.5	0~60	0~32	0~24	
	>0.5~1	0~80	0~40	0~32	
10	~0.5	0~80	0~40	0~30	
	>0.5~1	0~100	0~50	0~40	

表7.4-9 最小侧隙和轴夹角偏差

结合形式	偏差和公差代号	分 度 距 (mm)						
		~12	>12~20	>20~30	>30~50	>50~80	>80~120	>120~200
$\mu\text{m}$								
$D$	$C_n$	0	0	0	0	0	0	0
$D_b$		5	5	6	7	8	10	12
$D_s$		9	10	12	15	17	20	24
$D_e$		18	22	25	30	34	40	48
$D$	$\Delta_{\alpha}\varphi_s$	±9	±11	±12	±15	±17	±20	±24
$D_b$		±14	±16	±18	±22	±26	±30	±36
$D_s$		±22	±26	±30	±36	±42	±48	±58
$D_e$		±38	±42	±48	±58	±70	±80	±95
$D$	$\Delta_{\alpha}\varphi_c$	$\Delta_{\alpha}\varphi_c = \delta_{\alpha}\varphi$ 按表7.4-5带正号						
$D_b$		$\Delta_{\alpha}\varphi_c = \frac{\delta_s}{2 \tan 20^\circ} \delta_s$ 按表7.4-10带负号						
$D_s$		$\Delta_{\alpha}\varphi_c = \frac{\delta_s}{2 \tan 20^\circ} \delta_s$ 按表7.4-10带负号						
$D_e$		$\Delta_{\alpha}\varphi_c = \frac{\delta_s}{2 \tan 20^\circ} \delta_s$ 按表7.4-10带负号						

表 7.4-10 齿厚公差

结合公差		齿 圆 跳 动 公 差 ( $\mu\text{m}$ )													
		$\sim 12$	$> 12 \sim 16$	$> 16 \sim 20$	$> 20 \sim 25$	$> 25 \sim 32$	$> 32 \sim 40$	$> 40 \sim 50$	$> 50 \sim 60$	$> 60 \sim 80$	$> 80 \sim 100$	$> 100 \sim 120$	$> 120 \sim 160$	$> 160 \sim 200$	$> 200$
形式代号		$\mu\text{m}$													
$D$	$\delta_s$	13	16	19	22	28	34	40	48	60	75	90	115	140	180
$D_b$		18	19	22	26	32	38	45	55	70	85	100	130	170	210
$D_e$		19	22	26	30	36	45	52	60	80	100	115	150	190	240
$D_r$		22	28	30	34	42	50	60	70	90	110	130	170	210	260

表 7.4-11 齿的最小减薄量

精度等级	结合等级	偏差代号	齿面模数 $m$ (mm)	齿 轮 齿 径 ( $\text{mm}$ )							
				$\sim 12$	$> 12 \sim 20$	$> 20 \sim 30$	$> 30 \sim 50$	$> 50 \sim 80$	$> 80 \sim 120$	$> 120 \sim 200$	$> 200 \sim 300$
5, 6	$D$	$\Delta_{ms}$	$\sim 1$	8	8	9	9	10	11	13	15
	$D_b$			12	13	14	15	18	21	24	28
	$D_e$			17	18	21	24	28	32	38	45
	$D_r$			28	30	34	40	48	55	65	75
7	$D$			12	12	13	13	15	16	18	21
	$D_b$			16	17	18	20	22	25	28	32
	$D_e$			21	22	25	28	32	38	40	48
	$D_r$			32	34	36	45	50	60	70	80
8	$D$			19	19	20	21	22	24	23	28
	$D_b$			22	23	24	26	28	30	34	40
	$D_e$			28	28	30	34	38	42	48	55
	$D_r$			34	38	42	46	52	60	70	80
9	$D_b$	34	36	38	40	42	45	48	52		
	$D_e$	36	38	42	45	48	52	58	65		
	$D_r$	45	48	52	55	62	70	80	90		
10	$D_e$	$> 0.5 \sim 1$	62	64	66	68	69	75	75	85	
	$D_r$		60	62	65	70	75	80	95	110	

注：在可调整的传动中，允许 $\Delta_{ms}$ 采用等于零。

表7.4-12 可调整传动的最大可能侧隙

运动精度	结 合	模 数	侧 隙 (mm)						
			~12	>12~20	>20~30	>30~60	>50~80	>80~120	>120~200
规范等级	形 式	(mm)	um						
5	$D$	~1	24	24	25	26	26	30	32
	$D_b$		34	34	38	36	40	45	52
	$D_c$		45	48	48	50	55	60	75
	$D_s$		60	65	65	70	80	90	105
6	$D$	~1	26	28	30	36	40	45	52
	$D_b$		38	40	42	48	55	60	70
	$D_c$		50	52	55	60	70	75	95
	$D_s$		60	65	75	85	86	105	130
7	$D$	~1	38	40	45	52	55	65	75
	$D_b$		48	50	55	60	70	80	100
	$D_c$		60	65	75	85	95	105	120
	$D_s$		80	85	95	105	120	130	160
8	$D$	~1	55	58	65	70	80	95	110
	$D_b$		65	70	75	85	100	120	140
	$D_c$		80	85	95	105	120	140	170
	$D_s$		100	105	120	130	160	190	220
9	$D_b$	~1	90	95	110	120	140	170	200
	$D_c$		110	120	130	150	170	200	240
	$D_s$		130	140	160	180	210	250	300
10	$D_c$	>0.5	170	180	200	220	250	300	380
	$D_s$	~1	190	200	220	250	300	360	450

### 3 圆柱齿轮端面齿盘传动的几何尺寸计算

端面齿盘是在齿轮的端面上切出齿形,其顶锥角和根锥角均为 $90^\circ$ 的锥齿轮。与其配对的小齿轮为普通的直齿圆柱齿轮或斜齿圆柱齿轮,轴交角呈 $90^\circ$ 相交(或交错)。端面齿盘的啮合角是变化的,靠近里端较小,随着外径增大而加大,但齿高保持不变,齿面基本上是直的。有效齿宽在里端是受齿面的切齿干涉和在外端受齿顶变尖所限制。

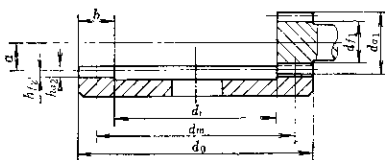
圆柱齿轮端面齿盘副比普通的锥齿轮传动具有一定的优点:小齿轮在装配时可沿其轴向调整而不

影响接触和间隙,只有一个装配尺寸要求精确。在小齿轮轴上没有轴向推力。可用圆锥或球检查端面齿盘的齿厚,不用试配调整就可得到配对的齿廓。

与普通锥齿轮传动相比较,其缺点是:在设计时端面齿盘的齿宽受齿面的切齿干涉和齿顶变尖所限制。端面齿盘的切齿刀具比锥齿轮的切齿刀片其通用性较差,加工端面齿盘用的插齿刀齿数应该与工作的小齿轮齿数相同或稍多3~5个齿,并要选用标准的插齿刀。

圆柱齿轮端面齿盘传动的几何尺寸计算公式列于表7.4-13。

表 7.4-13 圆柱齿轮端面齿盘传动的几何尺寸计算公式



序号	名称	代号	公 式	例
				$m=0.5, z_1=44, z_2=176, \alpha=20^\circ$
1	齿数比	$u$	$u = \frac{z_2}{z_1}$	$u=4$
2	模数	$m$		
3	插齿刀齿数	$z_0$	按标准选	$z_0=48$
4	齿数	$z$	$z_2 = z_0 - (1 \sim 5), z_1 = u z_2$	
5	插齿刀齿顶高系数	$h_{a0}^*$	$m < 1, h_{a0}^* = 1.35; m \geq 1, h_{a0}^* = 1.25$	$h_{a0}^* = 1.35$
6	端面齿盘齿顶高系数	$h_{a2}^*$	$h_{a2}^* = 1$	$h_{a2}^* = 1$
7	理论啮合点直径	$d_m$	$d_m = \frac{1}{2}(d_1 + d_0)$	$d_m = 92$
8	端面齿盘内径	$d_1$	$d_1 \geq m z_2 \cos \alpha \sqrt{1 + \frac{z_0^2}{4z_1^2} \left[ \left( \frac{z_0 + 2h_{a0}^*}{z_0 \cos \alpha} \right)^2 - 1 \right]}$ $d_1 \geq 85.8T$ 取 $d_1 = 86$	
9	端面齿盘外径	$d_0$	$d_0 \leq m z_2 \cos \alpha - \frac{\sin \alpha_1 - r \cos \alpha_1}{\sin \varphi}$ $\cos \alpha_1 = \frac{z_0}{z_0 + 2h_{a0}^*} \cos \alpha$ $r = \frac{1}{\sin \alpha_1} \left( \frac{z_0 - 2h_{a0}^*}{z_0 \cos \alpha} - \cos \alpha_1 \right)$ $w = \sin \alpha + \alpha_1 - r - \frac{\pi}{2z_0}$	$d_0 \leq 98.4T$ 取 $d_0 = 98$ $\alpha_2 = 27^\circ 10' 15''$ , $r = 0.2850$ $\varphi = 0.1714$ (弧度)

(续)

序号	名称	代号	公式	例
10	端面齿盘齿宽	$b$	$b = \frac{1}{2}(d_0 - d_i)$	$b = 8$
11	齿形角	$\alpha$	$\alpha = 20^\circ$	
12	啮合角	$\alpha'$	$\cos \alpha' = \frac{m z_2}{d_m} \cos \alpha$	$\alpha' = 25^\circ 45' 40''$
13	变位系数	$x_1$	$x_1 = \frac{z_1 - z_1'}{2 \tan \alpha} (\operatorname{inv} \alpha - \operatorname{inv} \alpha')$	$x_1 = -0.19$
14	安装尺寸	$a$	对不变位齿轮 $a = \frac{m z_2}{2}$ 对变位齿轮 $a = \frac{m}{2} [z_0 - (z_0 - z_1) \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha'}]$	$a = 10.955$
15	齿轮齿顶高系数	$h_a^*$	对不变位齿轮 $h_a^* = 1$ 对变位齿轮 $h_a^* = 1 - \frac{z_0 - z_1}{2} \left( \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha'} - 1 \right)$	$h_a^* = 0.90$
16	齿轮齿根高	$h_f$	$h_f = m(h_a^* - x_1)$	$h_f = 0.726$
17	端面齿盘齿根高	$h_{f2}$	$h_{f2} = m h_a^*$	$h_{f2} = 0.975$
18	齿轮齿顶圆直径	$d_{a1}$	$d_{a1} = m z_1 + 2 m h_a^*$	$d_{a1} = 22.91$
19	齿轮齿根圆直径	$d_{f1}$	$d_{f1} = m z_1 - 2 h_{f1}$	$d_{f1} = 20.65$

## 第 5 章 小模数蜗杆传动

蜗杆传动用来传递两相交错轴之间的运动，两轴间的交错角通常为  $90^\circ$ 。

小模数蜗杆制造中最常用的是阿基米德圆柱蜗杆。

### 1 基准齿形和模数系列

按我国国标规定，小模数蜗杆传动的模数范围为  $m = 0.1 \sim 1.5 \text{ mm}$ 。模数  $m < 1 \text{ mm}$  的阿基米德圆柱蜗杆的基准齿形列于表 7.5-1 中。基准齿形是指基准蜗杆在轴向截面上的齿形。基准齿形中线是平行于轴线的一条直线，在该线上齿厚和齿槽的宽度相等。

齿形角对阿基米德蜗杆，齿形角在蜗杆轴向截面上，即  $\alpha_n = 20^\circ$ ；对渐开线蜗杆，齿形角在与其

相啮合的基准齿形的法向截面上，即  $\alpha_n = 20^\circ$ ；对法向直廓蜗杆，齿形角在蜗杆法向截面上，即  $\alpha_n = 20^\circ$ 。

小模数圆柱蜗杆传动的模数系列与小模数圆柱齿轮相同，按国标 GB1357—78 规定（见表 2.2-1）。

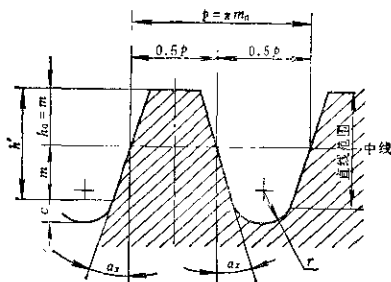
### 2 小模数蜗杆传动的几何尺寸计算

蜗杆的分度圆直径可按表 7.5-2 选取。蜗杆头数通常为  $z_1 = 1 \sim 4$ 。若要得到大传动比时，可取  $z_1 = 1$ ，但传动效率较低。与单头蜗杆相啮合的蜗轮齿数可取任何值（不少于 28），但若  $z_2$  过大，蜗杆长度也随之增加，致使蜗杆刚度不足，影响传动质量。

普通圆柱蜗杆传动的几何尺寸计算见表 7.5-3。



表 7.5-1 小模数圆柱蜗杆基准齿形

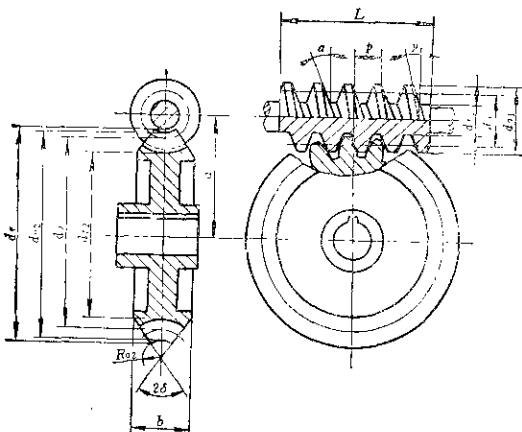


参数名称	代 号	数 值	说 明
齿 顶 高	$h'$	$m$	
工 作 齿 高	$h'$	$2m$	
齿 距	$p_x$	$\pi m$	中线上的齿厚和齿槽宽度相等
顶 隙	$c$	$0.35m$	必要时允许改变顶隙大小, 其数值范围为 $0.35m \leq c \leq 0.5m$
齿根圆角半径	$r$	$\geq 0.4m$	

表 7.5-2 蜗杆分度圆直径及导程角

$m_n$	$d$	头 数 $z_1$				$d$	头 数 $z_2$			
		1	2	3	4		1	2	3	4
		导程角 $\gamma$					导程角 $\gamma$			
0.3	3	5°43'	11°19'	16°42'	20°48'	6	2°52'	5°43'	8°32'	11°19'
	4	4°17'	8°32'	12°41'	16°42'	8	2°09'	4°17'	6°25'	8°32'
	5	3°26'	6°51'	10°12'	13°30'	10	1°43'	3°16'	5°09'	6°51'
0.4	6	4°34'	9°05'	13°30'	17°45'	10	2°17'	4°34'	6°51'	9°05'
	8	3°49'	7°36'	11°19'	14°56'	12	1°55'	3°49'	5°43'	7°36'
	8	2°52'	5°43'	8°32'	11°19'	14	1°38'	3°16'	4°54'	6°31'
0.5	8	3°35'	7°08'	10°37'	14°02'	14	2°03'	4°05'	6°07'	8°08'
	10	2°52'	5°43'	8°32'	11°19'	16	1°47'	3°35'	5°21'	7°08'
	12	2°23'	4°46'	7°08'	9°28'	18	1°35'	3°11'	4°46'	6°20'
0.6	8	4°17'	8°32'	12°41'	16°42'	14	2°27'	4°54'	7°20'	9°44'
	10	3°26'	6°51'	10°12'	13°30'	16	2°09'	4°17'	6°25'	8°32'
	12	2°52'	5°43'	8°32'	11°19'	18	1°55'	3°49'	5°43'	7°36'
0.8	10	4°34'	9°05'	13°30'	17°46'	16	2°62'	5°43'	8°32'	11°19'
	12	3°49'	7°36'	11°19'	14°56'	18	2°33'	5°05'	7°36'	10°51'
	14	3°16'	6°31'	9°44'	12°53'	20	2°17'	4°34'	6°51'	9°05'
1.0	14	4°05'	8°08'	12°06'	15°57'	20	2°62'	5°43'	8°32'	11°19'
	16	3°35'	7°08'	10°37'	14°02'	22	2°36'	5°12'	7°46'	10°18'
	18	3°11'	6°20'	9°28'	12°32'	24	2°23'	4°46'	7°08'	9°28'
1.25	15	4°46'	9°28'	14°02'	18°26'	25	2°52'	5°43'	8°32'	11°29'
	20	3°35'	7°08'	10°37'	14°02'					
1.5	18	4°46'	9°28'	14°02'	18°26'	27	3°11'	6°20'	9°28'	12°32'
	21	4°05'	8°08'	12°06'	15°57'	30	2°52'	5°43'	8°32'	11°19'
	24	3°35'	7°08'	10°37'	14°02'	33	2°36'	5°12'	7°46'	10°18'

表 7.5-3 圆柱蜗杆传动的几何尺寸计算



序号	名称	代号	公式	例
1	蜗轮端面模数 (=蜗杆轴向模数)	$m_2$ $m$	$m_1 = \frac{p}{\pi}$	$m_1=0.5, z_1=1,$ $z_2=320, d_1=12$ $\alpha=20^\circ$
2	传动比	$i$	$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{z_2}{z_1}$	$i=320$
3	齿距	$p$	$p = \pi m$	$p=1.571$
4	中心距	$a$	$a = \frac{1}{2}(d_1 + d_2) = \frac{1}{2} m_1 (q + z_2)$	$a=86$
5	轴截面齿形角	$\alpha$	$\alpha=20^\circ$	
6	头数	$z_2$	$z_2 = \frac{p z_1}{p}$ , 一般 $z_1=1 \sim 4$	
7	蜗杆直径系数	$q$	$q = \frac{d_1}{m_1}$	$q=24$
8	导程角	$\gamma$	$\gamma = \arctan \frac{z_1}{q}$	$\gamma=2^\circ 23'$
9	导程	$p_2$	$p_2 = \pi m_1 z_1$	$p_2=1.571$
10	齿顶高	$h_a$	$h_a = m_1$	$h_a=0.5$
11	齿根高	$h_f$	$h_f = 1.35 m_1, m_1 < 1; h_f = 1.25 m_1, m_1 \geq 1$	$h_f=0.675$
12	顶隙	$c$	$c = 0.35 m_1, m_1 < 1; c = 0.25 m_1, m_1 \geq 1$	$c=0.175$
13	齿高	$h$	$h = 2.35 m_1, m_1 < 1; h = 2.25 m_1, m_1 \geq 1$	$h=1.175$
14	齿宽	$b$	$b = 12 m_1 + 3.1 d_2$	$b=22$
15	分度圆直径	$d_1$	$d_1 = m_1 q$	$d_1=12$

(续)

序号	名称	代号	公式	例
16	齿顶圆直径	$d_{a1}$	$d_{a1} = d_1 + 2m_1$	$d_{a1} = 13$
17	齿根圆直径	$d_{f1}$	$d_{f1} = d_1 - 2.7m_1, m_1 < 1; d_{f1} = d_1 - 2.5m_1, m_1 \geq 1$	$d_{f1} = 10.65$
18	法向模数	$m_n$	$m_n = m_1 \cos \gamma$	$m_n = 0.4996$
19	测量尺寸(仅选一种)	分度圆柱的轴向齿厚 $s_x$	$s_x = \frac{\pi m_1}{2}$	$s_x = 0.785$
20		分度圆柱的法向齿厚 $s_n$	$s_n = s_x \cos \gamma$	$s_n = 0.784$
21		齿厚测量高度 $\bar{h}_s$	$\bar{h}_s = m_1$	$\bar{h}_s = 0.5$
22	量柱测量距	$M$	$M = d_1 + d_a \left( 1 + \frac{1}{\sin \alpha_n} \right) - \frac{\pi m_1 \cot \alpha}{2}$ $\alpha_n$ ——蜗杆法向齿形角, $\tan \alpha_n = \tan \alpha \cos \gamma$ 当 $\alpha = 20^\circ$ 时, $\tan \alpha_n = 0.36397 \cos \gamma$ $M$ 值按 $z_1, d_1$ 查表 7.5-4	$M = 13.242$ $d_f = 0.866$
23	齿数	$z_2$	$z_2 = iz_1$	$z_2 = 320$
24	分度圆直径	$d_2$	$d_2 = m_1 z_2$	$d_2 = 160$
25	齿根圆直径	$d_{f2}$	$d_{f2} = d_2 - 2.7m_1, m_1 < 1; d_{f2} = d_2 - 2.5m_1, m_1 \geq 1$	$d_{f2} = 158.65$
26	喉圆直径	$d_{a2}$	$d_{a2} = d_2 + 2m_1$	$d_{a2} = 161$
27	齿顶圆柱面直径	$d_s$	$d_s = d_{a2} + (d_1 - 2m_1)(1 - \cos \delta)$ 或 $z_1 = 1, d_s \leq d_{a2} + 2m_1$ $z_1 = 2 \sim 3, d_s \leq d_{a2} + 1.5m_1$ $z_1 = 4, d_s \leq d_{a2} + m_1$	$d_s = 162$
28	齿宽角之半	$\delta$	按表 7.5-5 选取	取 $\delta = 35^\circ$
29	咽喉半径	$R_{a2}$	$R_{a2} = \frac{d_1}{2} - m_1$	$R_{a2} = 5.5$
30	齿宽	$b$	$z_1 \leq 3, b \leq 0.75d_{a1}$ $z_1 \geq 4, b \leq 0.65d_{a1}$	取 $b = 9.5$

表 7.5-4 阿基米德圆柱蜗杆量柱测量距

mm

m	$d_p$	$d_1$	$Z_1$			
			1	2	3	4
0.3	0.572	3	3.957	3.979	4.015	4.064
		4	4.954	4.966	4.967	5.015
		5	5.952	5.960	5.973	5.992
		6	6.952	6.957	6.966	6.979
		8	8.951	8.954	8.959	8.966
		10	10.950	10.952	10.956	10.960
0.4	0.724	5	6.121	6.138	6.166	6.202
		6	7.119	7.131	7.152	7.180
		8	9.117	9.124	9.136	9.152
		10	11.116	11.121	11.128	11.136

7  
8

齿轮手册

(续)

m	$d_p$	$d_1$	$Z_1$			
			1	2	3	4
0.4	0.724	12	13.116	13.119	13.124	13.131
		14	15.115	15.118	15.121	15.127
0.5	0.866	8	9.245	9.258	9.279	9.309
		10	11.243	11.251	11.265	11.285
		12	13.242	13.248	13.268	13.271
		14	15.242	15.246	15.263	15.283
		16	17.241	17.245	17.260	17.268
		18	19.241	19.244	19.248	19.254
0.6	1.008	8	9.373	9.395	9.431	9.481
		10	11.370	11.384	11.408	11.440
		12	13.369	13.379	13.396	13.417
		14	15.368	15.375	15.387	15.404
		16	17.368	17.373	17.382	17.395
		18	19.367	19.372	19.379	19.389
0.8	1.441	10	12.214	12.249	12.307	12.366
		12	14.210	14.235	14.275	14.332
		14	16.208	16.228	16.256	16.298
		16	18.206	18.220	18.243	18.275
		18	20.205	20.216	20.235	20.260
		20	22.205	22.214	22.228	22.249
1.0	1.732	14	16.492	16.526	16.562	16.600
		16	18.489	18.515	18.558	18.619
		18	20.487	20.508	20.542	20.590
		20	22.486	22.503	22.530	22.569
		22	24.485	24.499	24.522	24.554
		24	26.484	26.496	26.515	26.542
1.25	2.311	15	18.694	18.758	18.857	18.997
		20	23.686	23.720	23.777	23.857
		25	28.681	28.703	28.740	28.792
1.5	2.595	18	21.732	21.801	21.915	22.072
		21	24.728	24.777	24.861	24.977
		24	27.722	27.761	27.826	27.915
		27	30.719	30.750	30.801	30.872
		30	33.717	33.742	33.784	33.842
		33	36.716	36.736	36.771	36.819

表 7.5-5 蜗轮齿宽角之半  $\delta$

蜗轮齿数 $z_2$		<30	30~40	40~50	50~80	60~70	70~80	80~100
		$\delta$ 角						
$\frac{d_2}{p_x}$	~4.5	35°	40°	40°	45°	45°	45°	50°
	>4.5~5.5	30°	35°	35°	40°	40°	40°	45°
	>5.5~6.5		30°		35°			40°
	>6.5~7.5	25°	25°	30°	30°	30°	35°	35°
	>7.5~8.5	20°						
	>8.5~9.5		20°	20°	25°	25°	25°	30°
>9.5~10.5						25°	30°	

设计小模数圆柱蜗杆传动时，为了凑配中心距也常采用变位传动。变位方法与齿轮相同，是利用刀具相对于蜗轮坯的径向位移来实现的，见图7.5-1。由于蜗杆相当于齿条或滚刀，所以，蜗杆不变

位、尺寸保持不变，仅蜗轮变位。普通圆柱蜗杆传动的变位系数一般取  $x = -1 \sim 1$ ，在避免根切的情况下尽量取负值。

变位蜗杆传动的几何尺寸计算见表7.5-6。

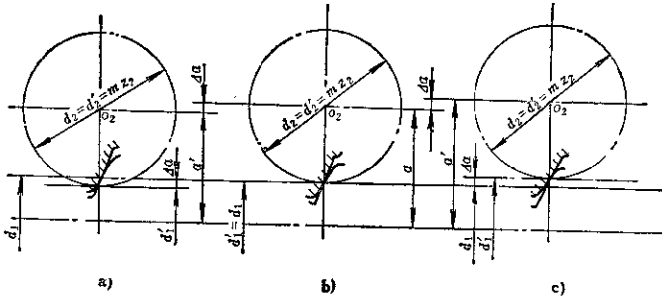


图7.5-1 变位蜗杆传动  
a) 负变位传动( $a' < a$ ) b) 标准传动( $a' = a$ ) c) 正变位传动( $a' > a$ )

表 7.5-6 变位蜗杆传动几何尺寸计算

序号	名称	代号	公 式
1	变位系数	$x$	$x = \frac{a'}{m} - 0.5(q + z_2)$
2	中心距	$a'$	$a' = \frac{m}{2} \cdot (q + z_2 + 2x)$
3	分度圆直径	$d$	蜗 杆 $d_1 = qm$ 蜗 轮 $d_2 = mz_2$
4	节圆直径	$d'$	$d'_1 = d_1 + 2mx$ $d'_2 = d_2 = mz_2$
5	顶隙	$c$	$c = 0.35m, m < 1; c = 0.25m, m \geq 1$

(续)

序号	名称	代号	公 式	
6	齿顶高	$h_a$	$h_{a1}=m$	$h_{a2}=m(1+x)$
7	齿根高	$h_f$	$h_{f1}=1.35m, m < 1;$ $h_{f2}=1.25m, m \geq 1$	$h_{f2}=(1.35-x)m, m < 1;$ $h_{f2}=(1.25-x)m, m \geq 1$
8	齿高	$h$	$h_2=2.35m, m < 1;$ $h_1=2.25m, m \geq 1$	$h_2=2.35m, m < 1;$ $h_1=2.25m, m \geq 1$
9	齿顶圆直径 (喉圆直径)	$d_a$	$d_{a1}=m(q+2)$	$d_{a2}=d_2+2m(1+x)$
10	齿根圆直径	$d_f$	$d_{f1}=m(q-2.7), m < 1;$ $d_{f1}=m(q-2.6), m \geq 1$	$d_{f2}=d_2-2m(1.35-x), m < 1;$ $d_{f2}=d_2-2m(1.25-x), m \geq 1$
11	齿顶圆柱面直径	$d_a$		同标准传动
12	齿宽角之半	$\delta$		同标准传动
13	喉喉半径	$R_o$		同标准传动
14	齿宽	$b$		同标准传动

## 3 小模数圆柱蜗杆、蜗轮精度制

我国小模数圆柱蜗杆、蜗轮精度制造用于模数从0.1~1.5mm的圆柱蜗杆、蜗轮及轴交角 $\Sigma=90^\circ$ 的蜗杆传动。蜗杆分度圆直径 $d_1$ 到30mm、蜗轮分度圆直径 $d_2$ 到320mm。蜗杆类型为阿基米德蜗杆

(ZA蜗杆)、渐开线蜗杆(ZI蜗杆)、法向直廓蜗杆(ZN蜗杆)以及锥面包络蜗杆(ZK蜗杆)。也适用于圆柱蜗杆与渐开线圆柱内齿轮组成的传动。

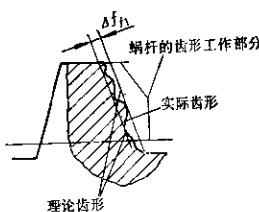
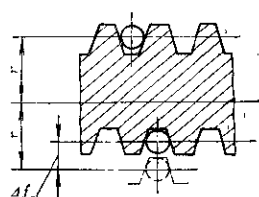
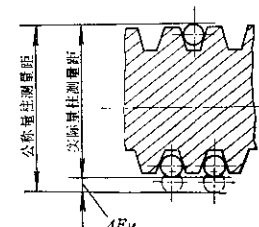
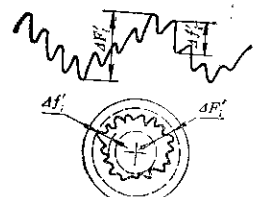
3.1 小模数圆柱蜗杆和蜗轮的误差术语定义及代号 $\ominus$ 

表 7.5-7 小模数圆柱蜗杆、蜗轮的误差术语定义及代号

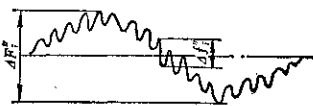
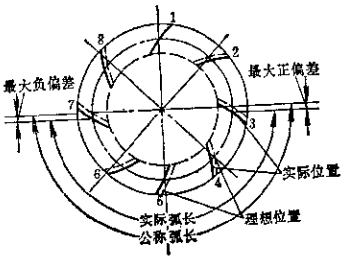
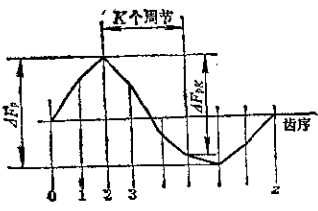
误差术语定义	代 号	图 示
1. 蜗杆螺旋线误差 在一转范围内 在齿的工作长度上 在蜗杆一转范围内或在齿的工作长度上,与蜗杆轴线同轴且靠近分度圆柱可能容纳实际螺旋线的两条理论螺旋线间的法向距离。 蜗杆螺旋线误差的公差 在一转范围内 在齿的工作长度上	$\Delta f_h$ $\Delta f_{hL}$  $f_h$ $f_{hL}$	
2. 蜗杆轴向齿距偏差 在蜗杆轴向截面上,实际齿距与公称齿距之差,在与蜗杆轴线平行的直线上测量。 蜗杆轴向齿距的极限偏差 上偏差 下偏差	$\Delta f_{px}$  $+f_{px}$ $-f_{px}$	

$\ominus$  根据电子工业部标准化所编制的国标报批稿内容摘录。

(续)

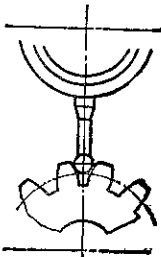
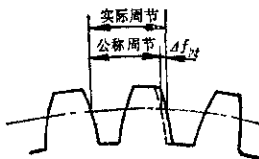
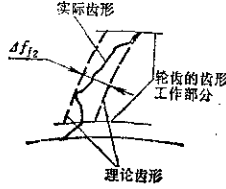
误差术语定义	代号	图 示
<p>3. 蜗杆 <math>K</math> 个轴向齿距累积误差</p> <p>在蜗杆轴向截面上 <math>K</math> 个齿距范围内, 任意两个同侧齿面间的实际齿距与公称齿距最大差值的绝对值, 在与蜗杆轴线平行的直线上测量。</p> <p><math>K</math> 值按实际啮合情况确定, 一般取 3。</p> <p>蜗杆 <math>K</math> 个轴向齿距累积误差的公差</p>	<p><math>\Delta f_{PK}</math></p> <p><math>f_{PK}</math></p>	
<p>4. 蜗杆齿形误差</p> <p>在蜗杆齿形工作部分内, 包容实际齿形的两条最接近的理论齿形间的法向距离。一般在齿形为直线的截面上测量。</p> <p>蜗杆齿形误差的公差</p>	<p><math>\Delta f_{fn}</math></p> <p><math>f_{fn}</math></p>	 <p>The diagram shows a cross-section of a gear tooth. A solid line represents the '理论齿形' (theoretical tooth profile), and a dashed line represents the '实际齿形' (actual tooth profile). The difference between them is labeled as <math>\Delta f_{fn}</math>. The region between the two profiles is shaded and labeled '蜗杆的齿形工作部分' (working part of the gear tooth profile).</p>
<p>5. 蜗杆齿槽径向跳动</p> <p>在蜗杆一转范围内, 测头在齿槽内于齿高中部双面接触, 测头相对于蜗杆轴线的最大变动量。蜗杆齿槽径向跳动的公差</p>	<p><math>\Delta f_r</math></p> <p><math>f_r</math></p>	 <p>The diagram shows a cross-section of a gear tooth. A vertical line with arrows at both ends indicates the radial runout measurement. The measurement is taken at the top and bottom of the tooth groove. The maximum variation is labeled as <math>\Delta f_r</math>.</p>
<p>6. 蜗杆量柱测量距偏差</p> <p>蜗杆量柱测量距的实际值与公称值之差。</p> <p>蜗杆量柱测量距极限偏差</p> <p>上偏差</p> <p>下偏差</p> <p>蜗杆量柱测量距公差</p>	<p><math>\Delta E_M</math></p> <p><math>E_{M1}</math></p> <p><math>E_{M2}</math></p> <p><math>E_M</math></p>	 <p>The diagram shows a cross-section of a gear tooth. A vertical line with arrows at both ends indicates the measurement distance. The measurement is taken between the top and bottom of the tooth groove. The deviation is labeled as <math>\Delta E_M</math>. The measurement distance is also labeled as '公称量柱测量距' (nominal measurement distance) and '实际量柱测量距' (actual measurement distance).</p>
<p>7. 蜗轮切向综合误差</p> <p>被测蜗轮与理想精确的测量蜗杆单面啮合时, 在被测蜗轮一转内, 实际转角与理论转角之差的总幅度值, 以分度圆弧长计。</p> <p>蜗轮切向综合误差的公差</p>	<p><math>\Delta F'_t</math></p> <p><math>F'_t</math></p>	 <p>The diagram shows a gear with a wavy profile. A vertical line with arrows at both ends indicates the total chordal addendum error. The error is labeled as <math>\Delta F'_t</math>. The gear is shown in a circular cross-section with a dashed line representing the theoretical profile and a solid line representing the actual profile. The error is also labeled as <math>F'_t</math>.</p>

(续)

误差术语定义	代号	图 示
<p>8. 蜗轮切向相邻齿综合误差</p> <p>被测蜗轮与理想精确的测量蜗杆单面啮合时, 在被测蜗轮一周节角内, 实际转角与理论转角之差的最大值, 以分度圆弧长计。</p> <p>蜗轮切向相邻齿综合误差的公差</p>	<p><math>\Delta f_t'</math></p> <p><math>f_t'</math></p>	
<p>9. 蜗轮径向综合误差</p> <p>被测蜗轮与理想精确的测量蜗杆双面啮合时, 在被测蜗轮一转内, 双啮中心距的最大值与最小值之差。</p> <p>蜗轮径向综合误差的公差</p>	<p><math>\Delta F_r'</math></p> <p><math>F_r'</math></p>	
<p>10. 蜗轮径向相邻齿综合误差</p> <p>被测蜗轮与理想精确的测量蜗杆双面啮合时, 在被测蜗轮一周节角内, 双啮中心距变动的最大值。</p> <p>蜗轮径向相邻齿综合误差的公差</p>	<p><math>\Delta f_r'</math></p> <p><math>f_r'</math></p>	
<p>11. 蜗轮周节累积误差</p> <p>在蜗轮分度圆上<sup>①</sup>, 任意两个同侧齿面间的实际弧长与公称弧长最大差值的绝对值。</p> <p>蜗轮周节累积误差的公差</p>	<p><math>\Delta F_s</math></p> <p><math>F_s</math></p>	
<p>12. 蜗轮 <math>K</math> 个周节累积误差</p> <p>在蜗轮分度圆上<sup>①</sup>, <math>K</math> 个同侧齿面间的实际弧长与公称弧长最大差值的绝对值。</p> <p><math>K</math> 为 2 到小于 <math>z/2</math> 的整数。</p> <p>蜗轮 <math>K</math> 个周节累积误差的公差</p>	<p><math>\Delta F_{pK}</math></p> <p><math>F_{pK}</math></p>	



(续)

误差术语定义	代号	图 示
<p>13. 蜗轮齿圈径向跳动</p> <p>在蜗轮一转范围内, 测头在齿槽内于齿高中部双面接触, 测头相对于蜗轮轴线的最大变动量。</p> <p>蜗轮齿圈径向跳动的公差</p>	<p><math>\Delta F_r</math></p> <p><math>F_r</math></p>	
<p>14. 蜗轮周节偏差</p> <p>在蜗轮分度圆上<sup>①</sup>, 实际周节与公称周节<sup>②</sup>之差。</p> <p>蜗轮周节极限偏差</p> <p>上偏差</p> <p>下偏差</p>	<p><math>\Delta f_{pz}</math></p> <p><math>+f_{pz}</math></p> <p><math>-f_{pz}</math></p>	
<p>15. 蜗轮齿形误差</p> <p>在蜗轮轮齿的齿形工作部分内, 包容实际齿形的两条最接近的理论齿形间的法向距离。一般在齿形为新开线的截面上测量。</p> <p>蜗轮齿形误差的公差</p>	<p><math>\Delta f_{fz}</math></p> <p><math>f_{fz}</math></p>	
<p>16. 蜗轮双啮中心距偏差</p> <p>被测蜗轮与理想精确的测量蜗杆双面啮合时, 双啮中心距的实际值与公称值之差, 允许用双蜗杆或钢球测量。</p> <p>蜗轮双啮中心距极限偏差</p> <p>上偏差</p> <p>下偏差</p>	<p><math>\Delta E_z^*</math></p> <p><math>E_z^*</math></p> <p><math>E_z^*</math></p>	
<p>17. 侧隙</p> <p>安装好的蜗杆副工作面接触时, 另一侧齿面间的法向距离。</p> <p>最小侧隙</p>	<p><math>j_n</math></p> <p><math>j_{nmin}</math></p>	

(续)

误差术语定义	代号	图 示
<p>18. 中心距偏差</p> <p>安装好的(或加工中的)蜗杆副的实际中心距与公称中心距之差。</p> <p>中心距极限偏差</p> <p>传动 上偏差 下偏差</p> <p>加工 上偏差 下偏差</p>	<p><math>\Delta f_a</math></p> <p><math>+f_a</math> <math>-f_a</math> <math>+f_{a0}</math> <math>-f_{a0}</math></p>	
<p>19. 中心平面偏移</p> <p>在安装好的(或加工中的)蜗杆副中,蜗轮中心平面与通过蜗杆(或刀具)轴线且垂直于蜗轮轴线的平面之间的距离。</p> <p>中心平面极限偏差</p> <p>传动 上偏差 下偏差</p> <p>加工 上偏差 下偏差</p>	<p><math>\Delta f_r</math></p> <p><math>+f_r</math> <math>-f_r</math> <math>+f_{r0}</math> <math>-f_{r0}</math></p>	
<p>20. 轴交角偏差</p> <p>安装好的(或加工中的)蜗杆副的实际轴交角与公称轴交角之差。偏差按轮廓宽度确定,以线值计。</p> <p>轴交角极限偏差</p> <p>传动 上偏差 下偏差</p> <p>加工 上偏差 下偏差</p>	<p><math>\Delta f_s</math></p> <p><math>+f_s</math> <math>-f_s</math> <math>+f_{s0}</math> <math>-f_{s0}</math></p>	
<p>21. 接触斑点</p> <p>安装好的蜗杆副,在轻微制动下,经运转后蜗轮齿面上分布的接触痕迹。</p> <p>接触痕迹的大小按百分比计算。</p> <p>沿齿长方向:按接触痕迹的长度<math>b''</math>(扣除超过模数值的断开部分<math>c</math>)与工作长度<math>b'</math>之比,即</p> $\frac{b'' - c}{b'} \times 100\%$ <p>沿齿高方向:接触痕迹的平均高度<math>h''</math>与工作齿高<math>h'</math>之比,即</p> $\frac{h''}{h'} \times 100\%$		
<p>22. 传动切向综合误差</p> <p>安装好的蜗杆副在运动状态下,蜗轮一定转数内的实际转角与理论转角之差的总幅度值,以分度圆弧长计。</p> <p>传动切向综合误差的公差</p>	<p><math>\Delta F'_{t1}</math></p> <p><math>F'_{t1}</math></p>	
<p>23. 传动切向相邻齿综合误差</p> <p>在传动切向综合误差记录曲线上,小波纹的最大幅度值。</p> <p>传动切向相邻齿综合误差的公差</p>	<p><math>\Delta f'_{t1}</math></p> <p><math>f'_{t1}</math></p>	

① 允许在齿高中部测量。

② 在用相对法测量时,公称周节系指所有实际周节的平均值。

### 3.2 精度等级

(1) 标准对蜗杆、蜗轮和蜗杆传动规定为12个精度等级,精度由高到低依次用数字1~12表示。其中1、2两级精度系发展级,未给出具体数值。

(2) 按照误差特性及其对传动性能的主要影响,蜗杆、蜗轮和蜗杆传动各误差或偏差项目划分为以下三组:

**I组** 蜗轮:  $\Delta F'_i, \Delta F'_e, \Delta F_p, \Delta F_{pk}, \Delta F_r$

传动:  $\Delta F'_o$

**II组** 蜗杆:  $\Delta f_h, \Delta f_{kz}, \Delta f_{pk}, \Delta f_{pzk}, \Delta f_{f1}, \Delta f_r$

蜗轮:  $\Delta f'_i, \Delta f'_e, \Delta f_{p1}, \Delta f_{f1}$

传动:  $\Delta f'_o$

**III组** 蜗轮:  $\Delta f_{o0}, \Delta f_{e0}, \Delta f_{\Delta 0}$

传动:  $\Delta f_a, \Delta f_s, \Delta f_z$ 、接触斑点

(3) 根据使用要求不同,在遵循工艺规律的前提下,允许各组选用不同等级组合,但在同一组内各检验项目仍应保持相同的精度等级。

### 3.3 公差与检验

(1) 常用的3~9级精度蜗杆、蜗轮各项指标的公差或极限偏差的数值见表7.5-9~7.5-11。

(2) 标准规定以蜗杆和蜗轮的工作轴线为检验基准。凡与蜗杆和蜗轮工作轴线有关的项目应考虑由于基准不一致而带来的误差。

(3) 根据蜗杆传动用途、精度要求,生产规模及测试条件等,可从表7.5-8各组中选出一组进行检验。

表 7.5-8 蜗轮蜗杆检验组

	蜗	杆	蜗	轮	传	动
<b>I组</b>			$\Delta F'_i$ $\Delta F'_e$ $\Delta F_p$ 和 $\Delta F_{pk}$ $\Delta F_r$			$\Delta F'_o$
<b>II组</b>	$\Delta f_h, \Delta f_{k1}$ 和 $\Delta f_{f1}$ $\Delta f_{pk}, \Delta f_{pzk}, \Delta f_{f1}$ 和 $\Delta f_r$ $\Delta f_{pk}, \Delta f_{f1}$ 和 $\Delta f_r$		$\Delta f'_i$ $\Delta f'_e$ $\Delta f_{p1}$ 和 $\Delta f_{f1}$			$\Delta f'_o$
<b>III组</b>	轴线位置不可调节的蜗杆传动  轴线位置可调节的蜗杆传动		$\Delta f_{o0}, \Delta f_{e0}$ 和 $\Delta f_{\Delta 0}$			$\Delta f_a, \Delta f_s$ 和 $\Delta f_z$ 接触斑点 接触斑点

注: 根据蜗杆传动的用途和使用条件,允许对接触斑点不提出要求。

### 3.4 侧隙

(1) 标准对蜗杆传动的侧隙,按工作条件只规定最小侧隙  $j_{min}$ ,它与精度无关。

(2) 最小侧隙分为6种,按最小侧隙值从小到大的顺序,用字母 a、b、c、d、e、f 表示(见图7.5-2),具体数值见表7.5-11。

(3) 评定侧隙的项目是:

轴线位置不可调节的蜗杆传动 蜗杆  $\Delta E_M$

蜗轮  $\Delta E'_M$

轴线位置可调节的蜗杆传动  $j_{min}$

(4) 侧隙项目  $\Delta E_M$  和  $\Delta E'_M$  精度等级的选

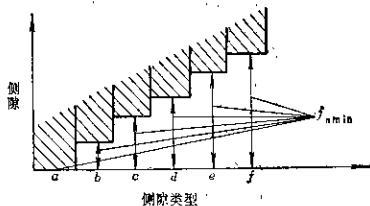


图7.5-2 最小侧隙

择,一般与I线精度等级相同,具体数值见表7.5-12~7.5-14。

表7.5-9 蜗杆各检验项目的公差或极限偏差

代号	分度圆直径 $d_1$ (mm)	模数 $m$ (mm)	精度等级						
			3	4	5	6	7	8	9
			$\mu\text{m}$						
$f_s$	~18	0.1~0.5	2	3	5	8	12	—	—
	~30	>0.5~1.0	3	4	6	10	14	—	—
		>1.0~1.5	4	5	8	12	16	—	—
$f_{1L}$	~18	0.1~0.5	3	5	8	12	17	—	—
	~30	>0.5~1.0	4	6	9	14	20	—	—
		>1.0~1.5	5	7	10	16	23	—	—
$f_{ps}$	~18	0.1~0.5	±1	±2	±4	±6	±8	±12	±18
	~30	>0.5~1.0	±2	±3	±5	±7	±10	±15	±22
		>1.0~1.5	±3	±4	±6	±9	±13	±18	±25
$f_{psh}$	~18	0.1~0.5	2	3	5	8	13	—	—
	~30	>0.5~1.0	3	4	7	11	16	—	—
		>1.0~1.5	4	5	8	13	20	—	—
$f_{fs}$	~18	0.1~0.5	3	4	6	9	13	18	26
	~30	>0.5~1.0	3	5	8	11	16	22	31
		>1.0~1.5	4	6	9	13	18	26	36
$f_v$	~10	0.1~1.5	2	4	6	10	15	18	23
	>10~18		3	5	8	12	17	21	27
	>18~30		3	5	9	14	19	24	30

表7.5-10 蜗轮各检验项目的公差或极限偏差

精度等级	代号	模数 $m$ (mm)	分度圆直径 $d_2$ (mm)								
			≤6	>6~12	12~20	>20~32	32~50	>50~80	>80~126	>125~200	>200~320
			$\mu\text{m}$								
3	$F'_1$	0.1~0.5	8	7	7	7	8	9	9	10	11
		>0.5~1.0	7	8	8	8	9	10	10	11	12
		>1.0~1.5	—	8	8	9	9	10	11	12	13
	$f'_1$	0.1~0.5	3	3	3	3	3	3	3	3	3
		>0.5~1.0	4	4	4	4	4	4	4	4	4
		>1.0~1.5	—	5	5	5	4	4	4	4	4
	$F_p$	0.1~1.5	4	4	5	6	7	8	8	9	11
	$F_{pk}$	0.1~1.5	3	4	5	5	6	7	8	8	9
	$F_v$	0.1~0.5	3	3	3	4	4	5	5	6	7
		>0.5~1.0	4	4	4	5	5	6	6	7	8
		>1.0~1.5	—	4	4	5	6	6	7	8	9
	$f_p$	0.1~1.5	±1	±1	±1	±1.5	±2	±2	±3	±3	±4

(续)

精度等级	代号	模数 <i>m</i> (mm)	分度圆直径 <i>d<sub>a</sub></i> (mm)								
			≤6	>6~12	12~20	20~32	32~50	>50~80	>80~125	>125~200	>200~320
			μm								
3	<i>f<sub>r</sub></i>	0.1~0.5	2	2	2	2	2	2	2	2	2
		>0.5~1.0	3	3	3	3	3	3	3	3	3
		>1.0~1.5	—	4	4	3	3	3	3	3	3
4	<i>F<sub>r</sub></i>	0.1~0.5	10	11	12	12	13	14	15	17	19
		>0.5~1.0	11	12	13	13	14	15	16	18	20
		>1.0~1.5	—	12	13	14	15	16	17	19	21
	<i>f<sub>i</sub></i>	0.1~0.5	5	5	5	4	4	4	4	4	4
		>0.5~1.0	7	7	7	6	6	6	6	6	6
		>1.0~1.5	—	8	8	8	7	7	7	7	7
	<i>F<sub>p</sub></i>	0.1~1.5	7	8	9	10	11	12	13	15	17
	<i>F<sub>p</sub><sub>x</sub></i>	0.1~1.5	6	7	8	9	10	11	12	13	15
	<i>F<sub>r</sub></i>	0.1~0.5	5	5	6	6	7	8	9	10	12
		>0.5~1.0	6	6	7	7	8	9	10	11	13
		>1.0~1.5	—	7	7	8	9	10	11	12	13
	<i>f<sub>m</sub></i>	0.1~1.5	±2.5	±2.5	±2.5	±3	±4	±4	±5	±6	±6
<i>f<sub>h</sub></i>	0.1~0.5	4	4	4	3	3	3	3	3	3	
	>0.5~1.0	5	5	5	4	4	4	4	4	4	
	>1.0~1.5	—	6	6	6	5	5	5	5	5	
5	<i>F<sub>r</sub></i>	0.1~0.5	18	17	18	19	20	22	24	27	30
		>0.5~1.0	18	19	20	21	22	24	26	29	32
		>1.0~1.5	—	20	21	22	24	26	28	31	34
	<i>f<sub>i</sub></i>	0.1~0.5	9	9	9	8	8	8	8	8	8
		>0.5~1.0	11	11	11	10	10	10	10	10	10
		>1.0~1.5	—	12	12	12	11	11	11	11	11
	<i>F<sub>r</sub></i>	0.1~0.5	15	16	17	17	18	19	20	22	24
		>0.5~1.0	17	18	19	19	20	21	22	24	26
		>1.0~1.5	—	20	21	21	22	23	24	26	29
	<i>f<sub>i</sub></i>	0.1~0.5	7								9
		>0.5~1.0	9								11
		>1.0~1.5	11								
<i>F<sub>p</sub></i>	0.1~1.5	11	12	13	15	17	19	21	24	27	
<i>F<sub>p</sub><sub>x</sub></i>	0.1~1.5	10	11	12	13	15	17	19	21	24	
<i>F<sub>r</sub></i>	0.1~0.5	9	9	10	11	12	13	15	17	19	
	>0.5~1.0	10	10	11	12	13	14	16	18	20	
	>1.0~1.5	—	11	11	12	13	15	17	19	21	
<i>f<sub>m</sub></i>	0.1~1.5	±4	±4	±4	±5	±6	±6	±7	±8	±9	
<i>f<sub>h</sub></i>	0.1~0.5	7	7	7	6	6	6	6	6	6	
	>0.5~1.0	8	8	8	7	7	7	7	7	7	
	>1.0~1.5	—	9	9	9	8	8	8	8	8	

(续)

精度等级	代号	模数 m (mm)	分度圆直径 $d_2$ (mm)								
			≤6	>6~12	>12~20	>20~32	>32~50	>50~80	>80~125	>125~200	>200~320
			μm								
6	$F'_f$	0.1~0.5	23	24	26	28	30	32	34	37	42
		>0.5~1.0	25	26	28	30	32	34	37	42	45
		>1.0~1.5	—	26	30	32	34	36	39	43	47
	$f'_f$	0.1~0.5	13	13	13	12	12	12	12	12	12
		>0.5~1.0	15	15	15	14	14	14	14	14	14
		>1.0~1.5	—	17	17	17	16	16	16	16	16
	$F''_f$	0.1~0.5	21	22	23	24	25	27	29	31	34
		>0.5~1.0	24	25	26	27	28	30	32	34	37
		>1.0~1.5	—	28	29	30	32	33	35	37	40
	$f''_f$	0.1~0.5	10								
		>0.5~1.0	13								
		>1.0~1.5	16								
	$F_p$	0.1~1.5	16	17	19	21	23	26	29	33	38
	$F_{pK}^*$	0.1~1.5	15	16	19	19	21	23	26	29	33
	$F_r$	0.1~0.5	13	13	14	15	17	19	21	24	27
>0.5~1.0		14	14	15	16	18	20	23	26	29	
>1.0~1.5		—	15	16	17	19	21	24	27	30	
$f_{pK}$	0.1~1.5	±6	±6	±6	±7	±8	±9	±10	±11	±12	
$f_{fr}$	0.1~0.5	9	9	9	8	8	8	8	8	8	
	>0.5~1.0	11	11	11	10	10	10	10	10	10	
	>1.0~1.5	—	12	12	12	11	11	11	11	11	
$F'_r$	0.1~0.5	32	34	36	38	41	44	48	53	60	
	>0.5~1.0	35	37	39	41	44	47	51	56	62	
	>1.0~1.5	—	40	42	45	48	51	55	60	66	
$f'_r$	0.1~0.5	17	17	17	16	16	16	16	16	16	
	>0.5~1.0	21	21	21	20	20	20	20	20	20	
	>1.0~1.5	—	24	24	24	23	23	23	23	23	
$F''_r$	0.1~0.5	29	31	33	35	37	39	41	43	46	
	>0.5~1.0	33	34	36	38	40	42	44	47	51	
	>1.0~1.5	—	38	40	42	44	46	48	51	55	
$f''_r$	0.1~0.5	15									
	>0.5~1.0	19									
	>1.0~1.5	22									
$F_p$	0.1~1.5	22	24	26	29	32	36	40	45	53	
$F_{pK}^*$	0.1~1.5	21	22	24	26	29	32	36	40	45	
$F_r$	0.1~0.5	18	19	20	22	24	26	29	32	37	
	>0.5~1.0	19	20	21	23	25	28	32	36	40	
	>1.0~1.5	—	21	22	24	27	30	34	38	42	

(续)

精度等级	代号	模数 <i>m</i> (mm)	分度圆直径 $d_2$ (mm)									
			≤6	>6~12	>12~20	>20~32	>32~50	>50~80	>80~125	>125~200	>200~320	
			μm									
7	$f_D$	0.1~1.5	±9	±9	±9	±10	±11	±12	±13	±14	±16	
	$f_{fz}$	0.1~0.5	12	12	12	11	11	11	11	11	11	
		>0.5~1.0	15	15	15	14	14	14	14	14	14	
>1.0~1.5		—	17	17	17	16	16	16	16	16		
$F_D^*$	0.1~0.5	42	43	45	48	51	54	57	61	66		
	>0.5~1.0	46	47	50	53	56	59	62	66	71		
	>1.0~1.5	—	53	56	59	62	65	68	72	77		
$f_D^*$	0.1~0.5	20										
	>0.5~1.0	26										
	>1.0~1.5	31										
8	$F_D$	0.1~1.5	32	34	36	40	45	50	56	63	74	
	$F_z$	0.1~0.5	25	26	28	31	34	38	42	47	53	
		>0.5~1.0	27	28	29	32	35	39	44	50	56	
>1.0~1.5		—	29	31	34	38	42	48	54	60		
$f_D$	0.1~1.5	±12	±12	±13	±14	±15	±16	±18	±20	±22		
	$f_{fz}$	0.1~0.5	18	18	18	17	17	17	17	17	17	
		>0.5~1.0	21	21	21	20	20	20	20	20	20	
>1.0~1.5		—	24	24	24	23	23	23	23	23		
$F_D^*$	0.1~0.5	69	60	63	67	71	75	80	85	95		
	>0.5~1.0	94	86	70	74	78	82	87	92	100		
	>1.0~1.5	—	74	78	83	87	91	96	100	105		
$f_D^*$	0.1~0.5	29										
	>0.5~1.0	36										
	>1.0~1.5	44										
9	$F_D$	0.1~1.5	45	47	50	56	63	70	78	88	103	
	$F_z$	0.1~0.5	34	36	39	43	47	52	59	67	75	
		>0.5~1.0	37	39	41	45	49	55	62	70	78	
>1.0~1.5		—	41	43	47	52	58	66	74	82		
$f_D$	0.1~1.5	±17	±17	±18	±19	±20	±22	±25	±28	±31		

表7.5-11 蜗杆传动各检验项目的数值

代号	侧隙类型 或 精度等级	中心距 $a$ (mm)							
		$\leq 6$	$>6\sim 12$	$>12\sim 20$	$>20\sim 32$	$>32\sim 50$	$>50\sim 80$	$>80\sim 125$	$>125\sim 200$
		$\mu\text{m}$							
$f_{\text{amin}}$	$a$	0	0	0	0	0	0	0	0
	$b$	3	4	5	6	7	8	10	12
	$d$	6	6	8	9	11	13	15	18
	$d$	7	9	11	13	16	19	22	26
	$e$	12	15	18	21	25	30	35	42
	$f$	18	22	27	33	39	46	54	64
$f_a$	3.4	$\pm 4$	$\pm 5$	$\pm 6$	$\pm 7$	$\pm 8$	$\pm 9$	$\pm 11$	$\pm 13$
	5.6	$\pm 7$	$\pm 8$	$\pm 9$	$\pm 11$	$\pm 13$	$\pm 15$	$\pm 18$	$\pm 22$
	7.8	$\pm 9$	$\pm 11$	$\pm 14$	$\pm 17$	$\pm 20$	$\pm 23$	$\pm 27$	$\pm 34$
	9	$\pm 15$	$\pm 18$	$\pm 22$	$\pm 26$	$\pm 31$	$\pm 37$	$\pm 44$	$\pm 52$
$f_r$	3.4	$\pm 3$	$\pm 4$	$\pm 5$	$\pm 6$	$\pm 7$	$\pm 8$	$\pm 9$	$\pm 10$
	5.6	$\pm 6$	$\pm 7$	$\pm 8$	$\pm 9$	$\pm 10$	$\pm 12$	$\pm 14$	$\pm 17$
	7.8	$\pm 7$	$\pm 8$	$\pm 10$	$\pm 13$	$\pm 16$	$\pm 19$	$\pm 22$	$\pm 27$
	9	$\pm 12$	$\pm 14$	$\pm 17$	$\pm 20$	$\pm 24$	$\pm 29$	$\pm 35$	$\pm 41$
$f_s$	蜗轮宽度 $b$ (mm)	精度等级							
		3	4	5	6	7	8	9	
	$\leq 6$ $>6\sim 10$ $>10\sim 18$	2 2 2	2 3 3	3 4 4	4 5 5	5 6 6	6 7 8	7 8 8	7 9 10
接触斑点	沿齿高 沿齿长	$>65\%$ $>75\%$		$>50\%$ $>70\%$		$>40\%$ $>50\%$		$>30\%$ $>35\%$	

表7.5-12 蜗杆测量距上偏差 $E_{Ms}$

精度等级	侧隙类型	模数 $m$ (mm)	中心距 $a$ (mm)							
			$\leq 6$	$>6\sim 12$	$>12\sim 20$	$>20\sim 32$	$>32\sim 50$	$>50\sim 80$	$>80\sim 125$	$>125\sim 200$
			$\mu\text{m}$							
3	$a$	$0.1\sim 0.5$	-16	-18	-20	-22	-25	-28	-34	-38
		$>0.5\sim 1.0$	-22	-24	-26	-28	-30	-32	-38	-40
		$>1.0\sim 1.5$	-30	-31	-32	-34	-36	-38	-42	-46
	$b$	$0.1\sim 0.5$	-25	-30	-35	-40	-46	-52	-62	-74
		$>0.5\sim 1.0$	-32	-36	-40	-45	-50	-55	-65	-78
		$>1.0\sim 1.5$	-38	-42	-46	-50	-55	-60	-70	-80
	$c$	$0.1\sim 0.5$	-30	-36	-42	-48	-56	-66	-78	-90
		$>0.5\sim 1.0$	-36	-42	-48	-54	-62	-70	-80	-94
		$>1.0\sim 1.5$	-44	-50	-56	-62	-68	-76	-86	-98
	$d$	$0.1\sim 0.5$	-36	-44	-52	-60	-72	-84	-96	-114
		$>0.5\sim 1.0$	-42	-50	-58	-66	-76	-88	-100	-118
		$>1.0\sim 1.5$	-50	-56	-64	-72	-82	-92	-106	-122



(续)

精度等级	侧隙类型	模数 m (mm)	中心距 a (mm)							
			≤6	>6~12	>12~20	>20~32	>32~50	>50~80	>80~125	>125~200
			μm							
3	e	0.1~0.5	-52	-62	-72	-84	-98	-116	-136	-160
		>0.5~1.0	-58	-68	-78	-90	-102	-120	-140	-164
		>1.0~1.5	-65	-75	-85	-96	-110	-125	-145	-170
	f	0.1~0.5	-68	-82	-100	-120	-140	-160	-180	-225
		>0.5~1.0	-75	-90	-105	-125	-145	-165	-195	-230
		>1.0~1.5	-82	-96	-110	-130	-150	-170	-200	-235
4	a	0.1~0.5	-23	-25	-27	-29	-31	-34	-38	-42
		>0.5~1.0	-30	-32	-34	-36	-38	-40	-42	-46
		>1.0~1.5	-40	-42	-44	-46	-48	-50	-52	-54
	b	0.1~0.5	-34	-36	-40	-44	-50	-56	-66	-78
		>0.5~1.0	-40	-44	-48	-52	-56	-62	-72	-82
		>1.0~1.5	-48	-52	-56	-60	-64	-70	-80	-90
	c	0.1~0.5	-38	-44	-50	-56	-62	-72	-82	-100
		>0.5~1.0	-46	-50	-56	-62	-70	-78	-88	-105
		>1.0~1.5	-54	-58	-64	-70	-76	-84	-94	-110
	d	0.1~0.5	-44	-52	-60	-68	-78	-90	-102	-115
		>0.5~1.0	-54	-60	-66	-74	-84	-94	-108	-125
		>1.0~1.5	-60	-66	-72	-80	-90	-100	-115	-130
	e	0.1~0.5	-58	-68	-78	-90	-104	-120	-140	-165
		>0.5~1.0	-66	-76	-86	-96	-110	-126	-144	-170
		>1.0~1.5	-74	-84	-94	-104	-118	-132	-150	-175
	f	0.1~0.5	-78	-90	-105	-125	-145	-168	-196	-230
		>0.5~1.0	-84	-96	-110	-130	-150	-170	-200	-235
		>1.0~1.5	-92	-105	-120	-140	-160	-180	-210	-245
5	a	0.1~0.5	-44	-46	-48	-50	-55	-60	-65	-75
		>0.5~1.0	-52	-54	-56	-58	-60	-65	-70	-80
		>1.0~1.5	-60	-62	-64	-66	-68	-70	-75	-85
	b	0.1~0.5	-64	-68	-62	-68	-74	-82	-95	-110
		>0.5~1.0	-62	-66	-70	-76	-82	-88	-100	-115
		>1.0~1.5	-70	-74	-78	-82	-88	-95	-105	-120
	c	0.1~0.5	-60	-64	-70	-76	-86	-96	-110	-125
		>0.5~1.0	-68	-72	-78	-84	-94	-104	-115	-132
		>1.0~1.5	-76	-80	-86	-92	-100	-110	-120	-138
	d	0.1~0.5	-66	-72	-80	-90	-102	-114	-128	-150
		>0.5~1.0	-72	-80	-88	-96	-108	-122	-136	-156
		>1.0~1.5	-82	-88	-96	-104	-115	-126	-140	-160
	e	0.1~0.5	-80	-90	-100	-110	-128	-148	-168	-198
		>0.5~1.0	-88	-98	-108	-120	-134	-154	-174	-200
		>1.0~1.5	-96	-106	-116	-126	-140	-160	-180	-208

(续)

精度等级	侧隙类型	模数 <i>m</i> (mm)	中心距 <i>a</i> (mm)							
			≤6	>6~12	>12~20	>20~32	>32~50	>50~80	>80~125	>125~200
			μm							
5	f	0.1~0.5	-98	-110	-126	-146	-170	-194	-224	-260
		>0.5~1.0	-104	-118	-134	-164	-176	-200	-230	-266
		>1.0~1.5	-112	-126	-142	-162	-182	-206	-234	-272
a	0.1~0.5	-62	-64	-66	-68	-70	-74	-80	-88	
	>0.5~1.0	-70	-72	-74	-76	-78	-80	-88	-94	
	>1.0~1.5	-86	-88	-90	-92	-94	-96	-100	-108	
b	0.1~0.5	-72	-76	-80	-86	-92	-98	-108	-120	
	>0.5~1.0	-80	-84	-88	-94	-100	-106	-116	-130	
	>1.0~1.5	-96	-100	-104	-108	-114	-120	-130	-142	
c	0.1~0.5	-78	-82	-88	-94	-102	-112	-124	-140	
	>0.5~1.0	-84	-90	-96	-102	-110	-120	-130	-146	
	>1.0~1.5	-102	-106	-112	-118	-126	-135	-145	-160	
d	0.1~0.5	-84	-90	-98	-106	-116	-130	-144	-164	
	>0.5~1.0	-92	-98	-106	-114	-126	-136	-150	-170	
	>1.0~1.5	-110	-116	-122	-130	-140	-150	-160	-180	
e	0.1~0.5	-100	-110	-120	-130	-145	-160	-180	-210	
	>0.5~1.0	-106	-115	-125	-135	-150	-170	-190	-220	
	>1.0~1.5	-120	-130	-140	-150	-165	-180	-200	-230	
f	0.1~0.5	-116	-130	-145	-166	-185	-210	-235	-275	
	>0.5~1.0	-124	-135	-150	-170	-190	-215	-245	-280	
	>1.0~1.5	-140	-150	-170	-190	-210	-230	-260	-290	
a	0.1~0.5	-88	-88	-90	-95	-100	-106	-112	-128	
	>0.5~1.0	-102	-104	-106	-110	-114	-120	-126	-138	
	>1.0~1.5	-128	-128	-130	-134	-138	-142	-146	-158	
b	0.1~0.5	-94	-100	-106	-112	-120	-130	-140	-160	
	>0.5~1.0	-110	-116	-122	-128	-134	-140	-155	-175	
	>1.0~1.5	-136	-140	-146	-152	-158	-164	-175	-190	
c	0.1~0.5	-100	-106	-112	-120	-132	-144	-156	-180	
	>0.5~1.0	-118	-124	-130	-136	-146	-156	-170	-190	
	>1.0~1.5	-142	-146	-152	-160	-170	-180	-190	-210	
d	0.1~0.5	-106	-112	-122	-134	-146	-160	-180	-200	
	>0.5~1.0	-122	-130	-138	-148	-160	-175	-190	-215	
	>1.0~1.5	-148	-154	-162	-172	-184	-198	-210	-234	
e	0.1~0.5	-120	-132	-144	-156	-172	-194	-216	-250	
	>0.5~1.0	-138	-148	-160	-172	-186	-206	-228	-260	
	>1.0~1.5	-162	-172	-184	-196	-210	-230	-250	-280	
f	0.1~0.5	-140	-152	-170	-192	-214	-240	-270	-315	
	>0.5~1.0	-154	-170	-186	-206	-228	-254	-284	-326	
	>1.0~1.5	-180	-190	-210	-230	-250	-276	-304	-346	

(续)

精度等级	侧隙类型	模数 <i>m</i> (mm)	中心距 <i>a</i> (mm)							
			≤6	>6~12	>12~20	>20~32	>32~50	>50~80	>80~125	>125~200
8	a	0.1~0.5	-120	-122	-125	-128	-132	-136	-142	-154
		>0.5~1.0	-146	-148	-150	-152	-157	-166	-184	-175
		>1.0~1.5	-170	-172	-174	-176	-180	-184	-188	-196
	b	0.1~0.5	-130	-134	-140	-146	-152	-160	-172	-190
		>0.5~1.0	-166	-169	-166	-170	-176	-182	-194	-210
		>1.0~1.5	-182	-186	-190	-195	-200	-206	-216	-230
	c	0.1~0.5	-136	-140	-146	-154	-164	-174	-186	-208
		>0.5~1.0	-162	-166	-172	-180	-188	-198	-208	-228
		>1.0~1.5	-188	-192	-198	-204	-212	-220	-230	-250
	d	0.1~0.5	-142	-150	-158	-166	-178	-192	-206	-230
		>0.5~1.0	-168	-174	-180	-190	-200	-216	-238	-250
		>1.0~1.5	-194	-200	-208	-216	-226	-238	-252	-270
	e	0.1~0.5	-156	-166	-178	-190	-206	-224	-244	-276
		>0.5~1.0	-182	-192	-202	-214	-230	-246	-266	-298
		>1.0~1.5	-208	-218	-228	-238	-254	-270	-290	-320
	f	0.1~0.5	-174	-186	-204	-225	-246	-272	-300	-340
		>0.5~1.0	-200	-212	-230	-250	-270	-290	-320	-360
		>1.0~1.5	-226	-238	-256	-274	-294	-316	-346	-380
9	a	0.1~0.5	-180	-182	-186	-190	-196	-204	-216	-230
		>0.5~1.0	-214	-216	-218	-222	-226	-232	-244	-256
		>1.0~1.5	-236	-240	-244	-248	-252	-256	-264	-276
	b	0.1~0.5	-186	-192	-200	-208	-216	-228	-246	-266
		>0.5~1.0	-222	-226	-232	-240	-246	-258	-274	-292
		>1.0~1.5	-246	-252	-256	-264	-272	-280	-294	-314
	c	0.1~0.5	-194	-200	-206	-212	-222	-242	-266	-280
		>0.5~1.0	-228	-234	-242	-250	-260	-272	-288	-310
		>1.0~1.5	-254	-260	-266	-274	-284	-294	-316	-330
	d	0.1~0.5	-200	-206	-214	-222	-240	-260	-280	-306
		>0.5~1.0	-234	-242	-250	-260	-274	-290	-310	-330
		>1.0~1.5	-260	-266	-276	-280	-298	-314	-330	-354
	e	0.1~0.5	-214	-226	-238	-250	-270	-290	-310	-350
		>0.5~1.0	-248	-254	-270	-284	-300	-320	-340	-380
		>1.0~1.5	-274	-286	-296	-308	-326	-340	-370	-400
	f	0.1~0.5	-232	-246	-260	-286	-312	-340	-370	-418
		>0.5~1.0	-266	-280	-296	-318	-340	-370	-400	-440
		>1.0~1.5	-292	-306	-320	-340	-366	-390	-420	-460

表7.5-13 蜗杆量柱测量距公差 $T_M$ 

精度等级	模数 $m$ (mm)	分度圆直径 $d_f$ (mm)		
		~10	>10~18	>18~30
	$\mu\text{m}$			
3	0.1~0.5	10	12	14
	>0.5~1.0	11	13	15
	>1.0~1.5	12	14	16
4	0.1~0.5	16	18	22
	>0.5~1.0	18	20	24
	>1.0~1.5	20	22	26
5	0.1~0.5	26	31	37
	>0.5~1.0	28	33	39
	>1.0~1.5	30	36	41
6	0.1~0.5	42	50	60
	>0.5~1.0	44	52	62
	>1.0~1.5	46	54	64
7	0.1~0.5	59	71	85
	>0.5~1.0	62	74	88
	>1.0~1.5	64	76	90
8	0.1~0.5	74	88	106
	>0.5~1.0	78	92	110
	>1.0~1.5	81	95	113
9	0.1~0.5	92	110	132
	>0.5~1.0	97	115	137
	>1.0~1.5	100	118	140

表7.5-14 蜗轮双啮中心距极限偏差

精度等级	代号	模数 m (mm)	分度圆直径 $d_2$ (mm)								
			$\leq 6$	$>6\sim 12$	$12\sim 20$	$20\sim 32$	$32\sim 50$	$50\sim 80$	$>80\sim 125$	$125\sim 200$	$>200\sim 320$
			$\mu\text{m}$								
5	E <sub>2</sub>	0.1~0.5	+4	+4	+4	+4	+4	+4	+4	+4	+4
			-15	-18	-20	-22	-24	-26	-28	-31	-36
		>0.5~1.0	+5	+5	+5	+5	+5	+5	+5	+5	+5
			-17	-19	-21	-23	-25	-27	-29	-33	-39
		>1.0~1.5	+6	+6	+6	+6	+6	+6	+6	+6	+6
			-18	-20	-22	-24	-26	-28	-30	-34	-42
6	E <sub>2</sub>	0.1~0.5	+5	+5	+5	+5	+5	+5	+5	+5	
			-23	-25	-27	-29	-31	-35	-37	-45	-53
		>0.5~1.0	+7	+7	+7	+7	+7	+7	+7	+7	+7
			-23	-25	-27	-29	-31	-35	-39	-47	-55
		>1.0~1.5	+8	+8	+8	+8	+8	+8	+8	+8	+8
			-24	-26	-28	-30	-32	-36	-42	-50	-58
7	E <sub>2</sub>	0.1~0.5	+8	+8	+8	+8	+8	+8	+8	+8	
			-30	-32	-34	-38	-42	-47	-52	-62	-72
		>0.5~1.0	+10	+10	+10	+10	+10	+10	+10	+10	+10
			-32	-34	-36	-40	-45	-50	-55	-65	-75
		>1.0~1.5	+11	+11	+11	+11	+11	+11	+11	+11	+11
			-35	-37	-39	-44	-49	-54	-59	-69	-79
8	E <sub>2</sub>	0.1~0.5	+10	+10	+10	+10	+10	+10	+10	+10	
			-40	-45	-50	-55	-60	-70	-80	-90	-100
		>0.5~1.0	+13	+13	+13	+13	+13	+13	+13	+13	+13
			-42	-47	-52	-57	-62	-72	-82	-92	-102
		>1.0~1.5	+15	+15	+15	+15	+15	+15	+15	+15	+15
			-45	-50	-55	-60	-68	-75	-85	-95	-105
9	E <sub>2</sub>	0.1~0.5	+15	+15	+15	+15	+15	+15	+15	+15	
			-55	-60	-65	-75	-85	-95	-105	-115	-135
		>0.5~1.0	+18	+18	+18	+18	+18	+18	+18	+18	+18
			-57	-62	-72	-82	-92	-102	-112	-122	-142

## 3.5 图样标注

(1) 在蜗杆传动的装配图上, 以分数形式分别标注蜗杆、蜗轮 (或齿轮) 的精度等级、侧隙类型和标准代号。标注示例如下:

1) 蜗轮各组精度等级相同时, 标注为

$$\frac{7-d}{7} \text{ GB10227-88}$$

式中分子表示蜗杆 I 组精度为 7 级, 侧隙为  $d$  种类型; 分母表示蜗轮 I、II、III 组精度均为 7 级。

2) 蜗轮各组精度等级不同时, 标注为

$$\frac{6-d}{7-6-6} \text{ GB10227-88}$$

式中分子表示蜗杆 I 组精度为 6 级, 侧隙为  $d$  种类型; 分母表示蜗轮 I 组精度为 7 级, II 组和 III 组精度均为 6 级。

(2) 在蜗杆、蜗轮的工作图上, 应分别标注其精度等级、侧隙类型和标准代号。标注示例如下:

1) 对蜗杆标注为

$$3-d \text{ GB10227-88}$$

2) 蜗轮各组精度等级相同时, 标注为

$$7 \text{ GB10227-88}$$

3) 蜗轮各组精度等级不同时, 标注为

$$7-6-6 \text{ GB10227-88}$$

## 第 6 章 小模数齿轮传动装置的结构设计

## 1 小模数齿轮的结构形式和基本尺寸

常见的小模数圆柱齿轮的结构形式见图 7.6-1。形状  $b$  适用于直径小于 60mm、齿宽小于 4mm 的齿轮。直径大于 60mm、齿宽大于 4mm 的齿轮采用形

状  $b$  和  $c$  的结构。内辐上的端面凹槽和减轻孔用于减轻重量和转动惯量; 形状  $d$  和  $e$  结构中的空刀用于安装其他零件, 带有双面凸出轮辐的结构  $f$  和  $g$  从工艺角度考虑是很不方便的, 只有在特殊需要时才采用。外圆直径大于 80mm、齿宽小于 6mm 的斜齿轮

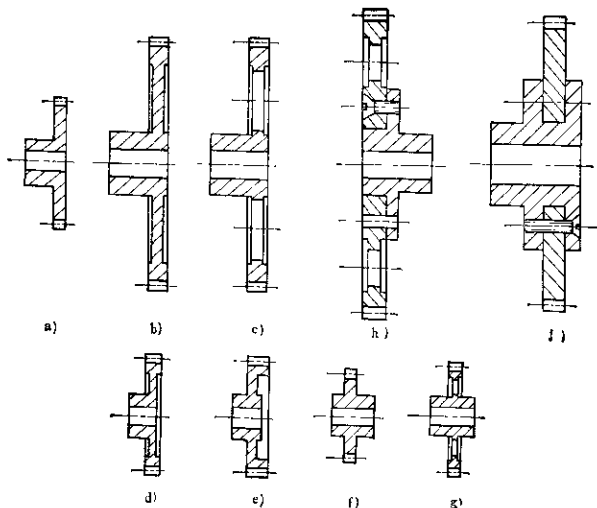


图 7.6-1 圆柱齿轮的结构形式

常采用组合结构。轮缘用有色金属或非金属材料，  
轮载用纸制造，结构形状如h和j。

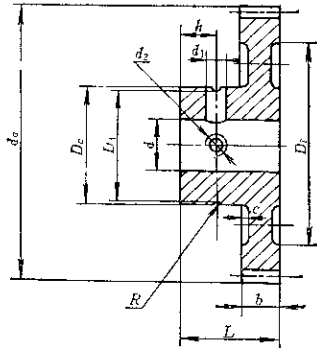
一般用途的小模数圆柱齿轮的结构尺寸可见表  
7.6-1和表7.6-2。

常见的小模数锥齿轮的结构形状见图7.6-2。

高速回转的锥齿轮，为了减轻重量和转动惯  
量，推荐在轮辐的两侧面上都制出凹槽（图7.6-2b  
和d）。

表7.6-1 直齿圆柱齿轮结构尺寸 I

mm



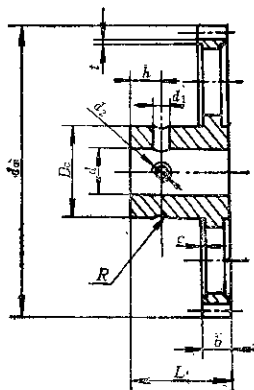
模数 $m$	内径 $d$	轮齿直径 $D_c$	$h$	$b$	$c$	$L$	销钉孔 $d_1$	调整 销钉孔 $d_2$	$D_c$	$R$
0.3, (0.4), 0.5	4	9					1		8	
0.3, (0.4), 0.5	5	10	3	3		10	1.5	$M_2$	9	0.5
0.3, (0.4), 0.5, 0.6	6	12							11	
(0.4), 0.5, 0.6	7~8	15		4		12			13	
0.8, 1			4	5			2			
0.5, 0.6				4	1	14		$M_3$	16	0.5
0.8, 1	9	16		5						
0.5, 0.6				4					16	0.5
0.8, 1	10	22		6		16	3		20	
0.6, 1			5	6	1.5					
1.5	12	22		8	2				20	
0.8, 1				6	1.5	20				
1.5	15	26		8	2		4	$M_4$	23	0.6
1, 1.5	17~18	28	6	8	2	22			26	
1.5	20	32					5		30	

注：1. 当采用环形簧防止齿顶脱落时，才制造齿顶直径 $D_c$ ；

2. 当 $d \geq 4$ mm,  $d_o - D_c \geq 20$ mm时才加工凹槽。

表7.6-2 直齿圆柱齿轮结构尺寸II

mm



d	D <sub>e</sub>	d <sub>1</sub>	d <sub>2</sub>	h	t	圆锥销 d×L	齿 轮 模 数									
							~0.6			>0.6~1			>1~1.5			
							b	L	c	b	L	c	b	L	c	
2	6.5	0.6	M1.6	2.5		0.6×6										
3	7	0.8			1.5	6										
4	8	1	M2	3	2	1×10										
5	9	1.6				2.5~3	10	0.5								
6	12	2	M3	4	3	1.6×16			3	10	0.5					
7	13	3				4	12									
8	14	4	M4	5	4	2×16	4		4	12						
9	18	5				1										
10	18	6	M4	6	4	2×20			5	13						
12	20	8				4~5	15								8	18
15	25	10				4×30			6	18	1.5		8	22		

一般用途的小模数锥齿轮的结构尺寸见表7.6-3和表7.6-4。

一般用途的蜗杆和蜗轮的结构形状见图7.6-3。蜗杆形状可以是制成整体的(图7.6-3a),也可以是带孔的(图7.6-3b)。蜗轮直径

$\frac{D-d}{2} \geq 8-10\text{mm}$ 时,应在轮辐上制出空刀凹槽(图7.6-3d),以减轻重量。

一般用途的小模数蜗杆的结构尺寸见表7.6-5,小模数蜗轮的结构尺寸见表7.6-6。

有时,为了减小机壳内的空间尺寸,可以采用图7.6-4所示的双联齿轮,但在设计时应当注意到在不同机架上切齿时所能允许的空刀尺寸*l*。

## 2 齿轮与轴的联接

齿轮与轴的联接,要求在最简单的结构条件下保证以下三点:

- 1) 联接牢固可靠;
- 2) 保证轴和齿轮的同心度和垂直度;







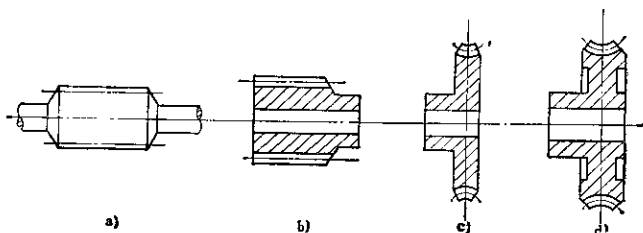
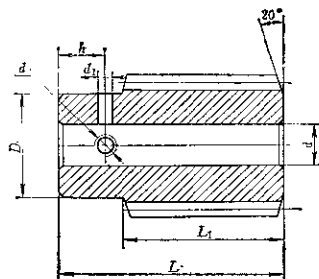


图7.6-3 小模数蜗杆和蜗轮的结构形状

表7.6-5 小模数蜗杆结构尺寸

mm



模数 $m$	$d$	$D_c$	$k$	$d_1$	$d_2$	$L$	蜗轮齿数		
							30~40	60~60	70~80
0.4	2~3	5~6.5	3	0.6~0.8	M2	12~13	$L_1$		
0.5	3~4	6.5~8	3	0.8~1	M2	13~15	6	7	8
0.8	4~5	8~10	3.5	1~1.5	M2	15~18	8.5	10	12
0.8	6~8	9.5~12		1~1.5	M3	18~21	11.5	13	15
1	8~8	12~15		1.5~2	M3	20~25	14	17	19
1.5	8~10	14~18		2~2.5	M3	28~35	20	24	28

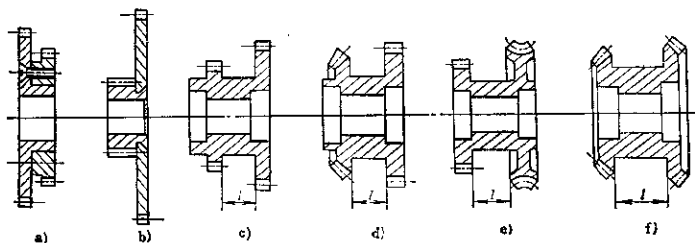
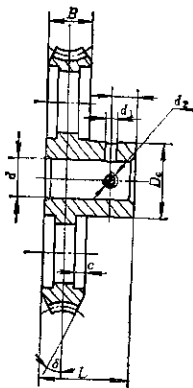


图7.6-4 双联齿轮结构形式

表7.6-6 小模数蜗轮结构尺寸

mm



d	D	d <sub>1</sub>	d <sub>2</sub>	锥销 φ×L	蜗 数																			
					~0.6			>0.6~1		>1~1.5														
					B	L	c	B	L	c	B	L	c											
2	5.5	0.6	M1.6	0.6×8	5	10	0.8																	
3	6.5	0.8		0.8×8				11	6	12														
4	8	1	M2	1×10	6	12	1	6	12	1.5														
5	9	1.6		1.6×14				7	13															
6	12		M3	1.6×14	7	13	1.5			2	9	18	2.5											
7	13	2		2×16				14																
8	14			2×16				14																
9	18			2×20				14																
10	18			3×20	8	14	2																	
12	28	3	M4	3×22				16																

3)对某些结构便于装调。

常用的联接方法有四种：销钉联接、螺钉（铆钉）联接、摩擦联接、键联接。

## 2.1 销钉联接

这种联接方法的特点是结构简单，工作可靠，能够传递中等大小的力矩。销钉可分为圆锥销（GB 117—66）、圆柱销（GB 119—66）和弹性销。

圆锥销（图7.6-5a）加工困难，不能保证齿轮与轴很好同心，但是在销与销孔配合合理的前提下，

它装拆也容易，不易产生回程误差。

圆柱销（图7.6-5b）加工方便，容易松动，不宜经常拆卸。

以上两种联接方法特别适用于小孔齿轮。圆锥销和圆柱销的直径一般取为配合轴径的 $\frac{1}{4}$ 到 $\frac{1}{3}$ 。对于高速回传的齿轮以及往复运动频繁的齿轮，常常在安装圆柱销（或圆锥销）的轮毂外圆上，切有环形凹槽（表7.6-1中 $D_1$ ），槽内卡入弹性挡环防止销钉脱落。

弹性销孔加工容易，无回程误差，但是联接刚

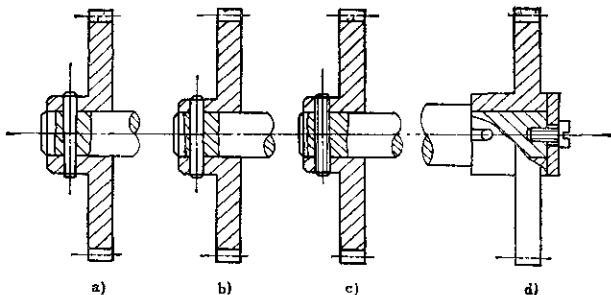


图7.6-5 用销钉联接齿轮和轴

度受到影响,轴径不宜太小(图7.6-5c)。轮毂直径较大时,可以采用图7.6-5d结构,此时在轮毂上开槽,将轴上预先装好的销钉推入槽内,再由螺钉防止齿轮轴向移动。

### 2.2 螺钉(铆钉)联接

紧定螺钉联接用于传递较小的力矩(图7.6-6a),此法的优点是装卸方便,但在工作中螺钉可能松动,且会引起齿轮偏心和歪斜。不宜用于精密的传动链中。图7.6-6b所示的结构是将紧定螺钉拧在齿轮和轴的分界面内,适用于轮毂短外径小的齿轮。为了便于钻孔,齿轮和轴的材料硬度应相近。允许传递的力矩不大,不宜用于精密传动链中。

图7.6-6c和d两种结构主要用于有色金属和非金属齿轮的联接。这种结构能够保证较高的同心度和垂直度。缺点是结构复杂和增大转动惯量。

### 2.3 摩擦联接

摩擦联接是依靠压入配合、螺钉夹紧力和弹性零件的变形所产生的摩擦力进行联接的。图7.6-7a为直接压入配合,可传递较小力矩、保证较高的同心度,装配后不能任意拆卸,适用于尺寸较小以及其他方法不易联接之处。

图7.6-7b是将齿轮片压入轴上后,用扩铆方法使齿轮片与轴联接的结构。图7.6-7c、d都是靠螺钉夹紧力产生的摩擦力进行联接的结构。这两种方法都可以方便地使轴和齿轮联接脱开,然后在任意角度上重新锁紧,因此可以用在齿轮和轴的相对转角需要精确调整的地方。两种结构的缺点是不能传递较大的力矩。图d结构复杂,轮毂部位较短,齿轮容易倾斜。图e结构中的齿轮与轴用锥体配合,它既能保证较高的同心度,又能方便拆卸和精确调整齿轮与轴的相对转角。

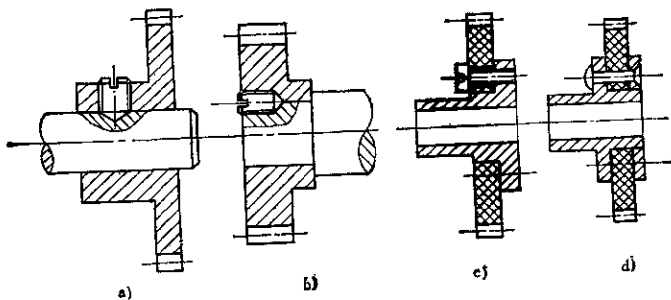


图7.6-6 螺(铆)钉联接的齿轮和轴

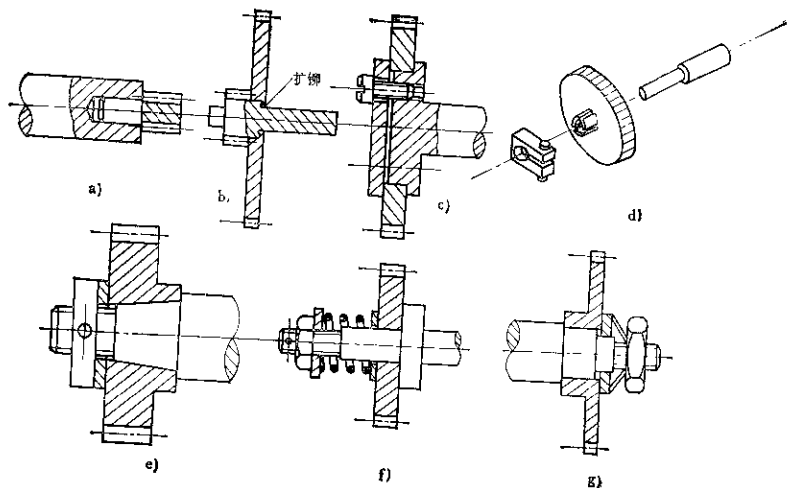


图7-5-7 摩擦联接的齿轮和轴

图7. 6-7f、g利用弹簧的压力产生摩擦力，将齿轮压紧在轴的台肩上。调整螺母可以调节摩擦力。当传递的力矩超过一定值时，齿轮与轴相对转动，可起到安全保护作用，避免损坏传动链。

## 2.4 键联接

键联接如图7. 6-8所示，一般都用于传递较大的力矩。常用的有平键(JB113—60)，半圆键(JB 119—60)和切向键(JB120—60)。优点是拆卸方便、工作可靠。缺点是键槽加工困难、配合精度较低。在一般加工精度条件下，齿轮和轴的装配同心

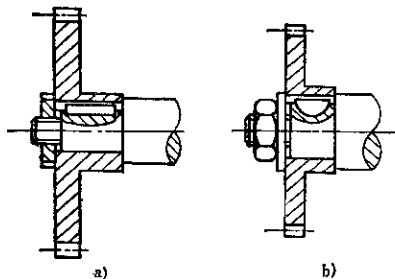


图7.6-8 键联接的齿轮和轴

度不高，容易产生空程。

## 3 小模数齿轮传动箱体的结构设计

箱体的用途在于：支承各个活动零部件（如齿轮轴和轴承）和不活动零部件（如驱动电机、电位计、其他构件等）；保证这些零部件之间的准确关系；承受作用于齿轮轴上的力；防止污染传动机构；容纳润滑油和保证可靠运转等。

箱体结构设计的好坏对于小模数齿轮的传动性能和使用寿命影响很大，设计时应当根据不同的用途分别考虑到：几何位置的精度、加工工艺性和安装工艺性、尺寸稳定性、环境温度影响、外形美观和制造成本等因素。

一般用途的小模数齿轮传动箱体结构，主要有三类形式：支架式结构、隔板式结构、箱式结构。

### 3.1 支架式结构

如图7. 6-9所示，齿轮轴支承在左右两个铸造支架4的中间，同步机和指示度盘等安装在左右支架的外侧。支架和电机固定在同一基座上。这种结构的最大优点是各个部件之间的相对位置的调整非常方便；全部齿轮外露便于观察、检查和调节。

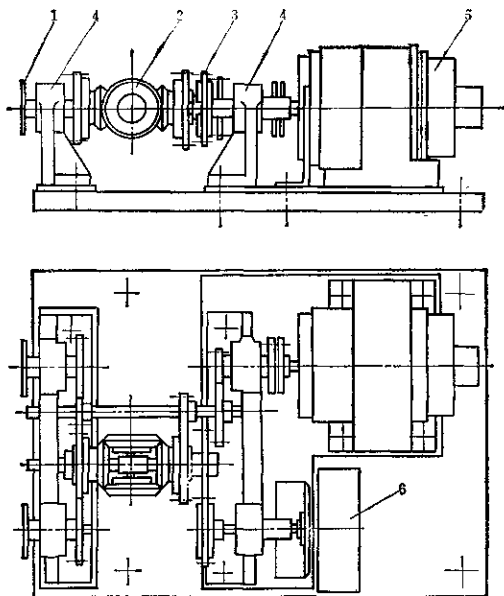


图7.6-9 支架式箱体结构

1—度盘 2—差速器 3—齿轮  
4—支架 6—电机 6—同步机

### 3.2 隔板式结构

如图7.6-10所示。箱体由四块平板组成。平板之间用坚实的支柱或隔套隔开保持一定的距离。平板上制有轴承孔，用于安装各个齿轮轴。这种结构的最大优点是箱体重量轻，而且全部齿轮外露，便于检查和调整。隔板式箱体特别适合安装在密闭的仪器设备的内部。主要缺点是抗振性能较差，支柱容易被振松，引起上下平板歪斜。

### 3.3 箱式结构

如图7.6-11所示。箱式结构属于封闭式结构。全部传动元件封闭在箱体内部，具有良好的刚度和稳定性。这种结构常被精密机械和仪器制造选用，因其能够防止或减轻噪声外逸、避免损伤齿轮、保证良好润滑等。主要缺点是制造成本较高。

### 4 齿轮材料和热处理

选择精密机械仪器用的齿轮材料，应当注意以下几点：

- 1) 材料便于加工，可以得到较细的表面粗糙度。
- 2) 材料的尺寸稳定性好，不易受化学物质侵蚀。
- 3) 在某些使用情况下，要考虑一定的强度和耐磨性要求。
- 4) 齿轮的工作条件（载荷、速度、工作环境等）。

小模数齿轮常用的材料如表7.6-7所示。

一般用途的圆柱齿轮、锥齿轮可用优质碳素钢制造。要求高强度和高耐磨性时可采用合金钢。要求抗腐蚀性时采用不锈钢。

对于齿面相对滑动较大的蜗杆传动以及交错轴斜齿轮副,主动轮用钢制造,从动轮或蜗轮采用黄铜或青铜,特别重要的齿轮或蜗轮可用磷青铜和锡磷青铜制造。

仪表齿轮中广泛应用铝合金,特点是加工表面粗糙度细、重量轻、转动惯量小和不易生锈。

为了减少传动噪声,常用非金属材料制作齿轮。这些材料的抗振性好,但是尺寸稳定性很差,一般都与金属齿轮配使用。

对于环境温度变化剧烈的齿轮( $-40\sim+50^{\circ}\text{C}$ ),必须考虑齿轮和箱体材料膨胀系数的一致。特别精密的伺服系统传动链中的小模数大直径齿轮,为了避免温差造成的侧隙变化,应当尽可能采用与箱体材料具有相同膨胀系数的材料。

模数小于1的钢齿轮常采用切齿加工,这时的齿轮毛坯还可选用正火处理。精度要求高时采用调质处理。处理后的硬度应当限制在250HB以下,最大不得超过280HB,以免损伤切齿刀具。

模数大于1的精密齿轮,常常采用硬齿面(HRC 56以上),增加耐磨性,并采用磨齿加工。此时可选用45, 40Cr等钢材,齿轮毛坯经过磨前滚齿后进行淬火,然后再磨齿加工成成品。也可选用20Cr, 18Cr Mn Ti等低合金钢,齿轮毛坯经磨前滚齿后,进行渗碳淬火处理,最后磨齿到成品尺寸,这样制成的齿轮具有表面硬度高,中心韧的组织。

要求热处理变形小的精密齿轮可采用20Cr-Mo Al氮化物。

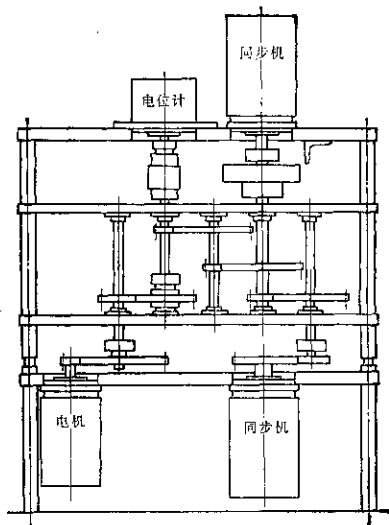


图7.6-10 隔板式结构

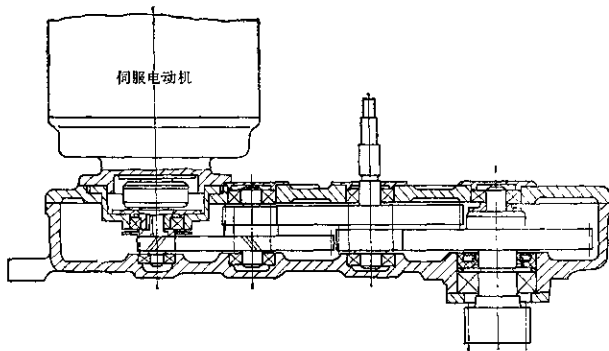


图7.6-11 箱式结构



表7.6-7 小模数齿轮常用材料

材料牌号	性能	应用范围
1. 优质碳素结构钢  15、20、30、35、40、45、50	切削性能好, 15、20钢应渗碳处理, 淬火易变形, 35、40、45、50钢要调质处理, 耐磨性略差	常用于圆周速度 3m/s 以下的一般用途齿轮 40、45、50钢用于制造性能要求较高的齿轮
2. 易切削钢 Y30、Y35、Y40Mn	切削性能好, 热处理后可提高耐磨性	用于制造一般齿轮
3. 碳素工具钢 T7A、T8A、T10A	强度高, 耐磨性好	常用于制造轴齿轮和蜗杆
4. 合金钢 15Cr、20Cr、40Cr 18Cr Mn Ti 30Cr Mn Si A, 38Cr Mo Al 40Cr Ni W A	15Cr、20Cr 经渗碳淬火后, 可获得表面层硬而中心韧的组织, 抗冲击性能好 38Cr Mo Al 氮化后表面硬度高和变形小	15Cr、20Cr、40Cr 用于制造齿轮和蜗杆, 30Cr Mn Si A, 和 40Cr Ni W A 用于较大载荷齿轮 38Cr Mo Al 用于需要氮化处理的齿轮, 变形小, 氮化处理后不需要重磨
5. 不锈钢 2Cr13、3Cr13、4Cr13 9Cr18 1Cr18Ni9Ti 2Cr13Ni2	韧性好, 切削性能稍差, 热处理后耐磨性、抗腐蚀性均好	用于重要用途齿轮, 需要耐酸防锈, 防腐蚀的齿轮 9Cr18 用于高防锈防腐要求的齿轮
6. 硬铝和超硬铝 LY11、LY12 LC4	有足够耐磨性, 重量轻, 阳极化后可强化齿面, 但易脱落	用于制造重量轻的齿轮
7. 黄铜 H62 HPb69-1 HPb69-3	切削性能好, 抗蚀性能好, 表面粗糙度较细	用于制造普通齿轮和蜗轮
8. 铝青铜 QA19-2、QA19-4 QA1Fe9-4 QA1Mn9-2	切削性能一般, 强度高	用于制造强度较高的齿轮和蜗轮
9. 锡青铜 QS18.5-0.1 QS10-1	切削性能好, 耐磨性能好, 尺寸稳定	用于高耐磨性的重要齿轮和蜗轮
10. 非金属材料 夹布胶木 聚四氟乙烯 高分子增强尼龙 聚碳酸酯	易加工, 有一定的耐磨性	用于耐磨性要求不高的传动中, 这些材料制成的齿轮抗冲击及减振性很好, 噪音小, 但尺寸不稳定

### 参 考 文 献

- [1] 机械工程手册编辑委员会编：机械工程手册第32篇，机械工业出版社，1982
- [2] 小模数齿轮测量手册，国防工业出版社，1972
- [3] 光学仪器设计手册，光学仪器结构设计，国防工业出版社，1972
- [4] 四川机械工业局编：复杂刀具设计手册，下册，机械工业出版社，1979
- [5] 王文义等编：仪表齿轮，机械工业出版社，1982
- [6] 陈家昌编：手表结构原理，上海科学技术出版社，1980
- [7] 塔拉索夫著，王树年译：钟表制造工艺学，轻工业出版社，1960
- [8] 孙麟治等编：小模数精密齿轮传动设计，机械工业出版社，1985
- [9] Dudley, D. W. : Gear Handbook, Mc Graw Hill Comp. Inc. 1962
- [10] Коллов М. П., Зубчатые Передачи Точного Приборостроения, Оборонгиз, 1958
- [11] Чурабо, Д. Д., Детали и Узлы Приборов (Конструирование и Расчет), Справочное Посobie, изд. «Машиностроение», 1975

# 第八篇 通用齿轮传动装置的设计

主编：姜勇（北京有色冶金设计研  
究总院）

编写人

审稿人

第 1 章

王维梁（上  
海市机电设  
计研究院）

王培梗（西安重  
型机械研究所）

第 2 章

王维梁

李长春（郑州机  
械研究所）

第 3 章

陈自修（西  
安重型机械  
研究所）

胡茂弘（东北工  
学院）

马从谦（陕  
西工学院）

杜国治（第  
二重型机械  
厂）

第 4 章

张文照（华  
东化工学  
院）

胡茂弘

关海奇（沈  
阳电工专用  
设备研究  
所）

第 5 章

胡茂弘

郭克强（大连工  
学院）

田世新（沈  
阳工业大  
学）

第 6 章

沈允文（西  
北工业大  
学）

谢金瑞（长春光  
学精密机械研  
究所）

李克美（北  
京谐波传动  
技术研究  
所）

王洪星（北  
京航空航天  
大学）

杨世维（北京  
谐波传动技  
术研究所）

尹仪方（中  
国科学院电  
工所）

第 7 章

杨一岭（江  
苏冶金设备  
制造公司）

郭可谦（北京航  
空航天大学）

卓祥华（杭  
州工业汽轮  
机厂）

陆中兴（杭  
州市机械工  
业局）

第 8 章

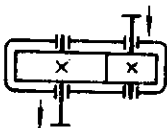
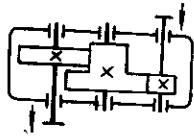
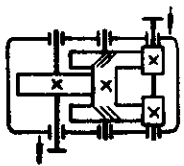
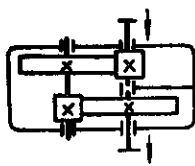
陆思齐（上  
海科学技术  
大学）

唐金松（上海工  
业大学）

# 第 1 章 减速器的类型与设计

## 1 减速器的类型与特点 (见表 8.1-1)

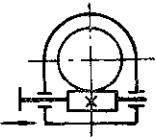
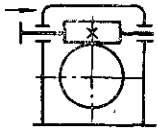
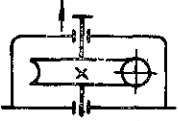
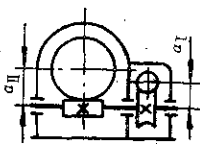
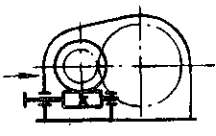
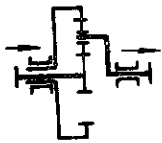
表 8.1-1 减速器的主要类型与特点

类别	级数	传动简图	推荐传动比范围	特点及应用
圆柱齿轮减速器	单级		调质齿轮 $i \leq 7.1$ 淬硬齿轮 $i \leq 6.3$	应用广泛, 结构简单, 精度容易保证。轮齿可做直齿、斜齿或人字齿, 可用于低速重载, 也可用于高速传动。
	展开式		调质齿轮 $i = 7.1 \sim 60$ 淬硬齿轮 $i = 7.1 \sim 31.5$	这是两级减速器中最简单、应用最广泛的结构。齿轮相对于轴承位置不对称, 当轴产生弯曲变形时, 载荷在齿宽上分布不均匀, 因此轴设计得具有较大刚度, 并使高速轴齿轮远离输入端。淬硬齿轮大多采用此结构。
	分流式		$i = 7.1 \sim 50$	高速级为对称左右旋斜齿轮, 低速级可为人字齿或直齿。齿轮与轴承对称布置, 载荷沿齿宽分布均匀, 轴承受载平均, 中间轴危险截面上的转矩相当于轴所传递转矩之半。但这种结构不可避免要产生轴向窜动, 影响齿面载荷的均匀性, 结构上应保证有轴向窜动的可能。通常大齿轮作轴向定位, 小齿轮可以轴向窜动。
	同轴式		调质齿轮 $i = 7.1 \sim 50$ 淬硬齿轮 $i = 7.1 \sim 31.5$	箱体长度缩小。输入轴和输出轴布置在同一轴线上, 使设备布置较为方便、合理。当速比分配适当时, 二对齿轮浸油深度大致相同, 但轴向尺寸较大, 中间轴较长, 其齿轮与轴承不对称布置, 刚性差, 载荷沿齿宽分布不均匀。

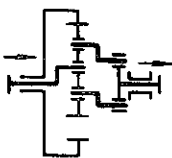
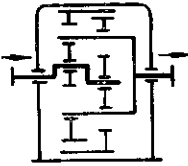
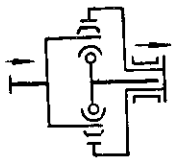
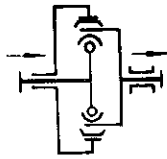
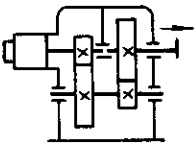
减速器设计手册

类别	级数	传动简图	推荐传动比范围	特点及应用
圆柱齿轮减速器	两级 同轴分流式		$i=7.1\sim 50$	从输入轴到输出轴的功率分左右二股传递, 因此啮合轮齿仅传递一半载荷。输入轴和输出轴只受转矩, 中间轴只受全部载荷的一半。故可缩小齿轮直径、圆周速度及减速器尺寸。一般用于重载齿轮。关键是要采用合适的均载机构, 使左右二股分流功率均衡。
	三级 展开式		调质齿轮 $i=28\sim 315$ 淬硬齿轮 $i=28\sim 180$	两级级展开式
	两级 分流式		$i=28\sim 315$	两级级分流式
圆锥-圆锥-圆柱齿轮减速器	单级		直齿 $i\leq 6$ 曲线齿 斜齿 $i\leq 6$	齿轮可制成直齿、斜齿或曲线齿。适用于输入轴和输出轴二轴线垂直相交的传动中。可为水平式或立式。其制造安装复杂, 成本高, 仅在设备布置必要时才采用。
	两级		直齿 $i=8.3\sim 31.5$ 曲线齿 斜齿 $i=8\sim 40$	特点同单级圆锥齿轮减速器。圆锥齿轮应在高速级, 使圆锥齿轮尺寸不致太大, 否则加工困难。圆柱齿轮可为直齿或斜齿。
	三级		$i=35.5\sim 180$	特点同两级圆锥-圆柱齿轮减速器。

(续)

类别	级数	传动简图	推荐传动比范围	特点及应用
蜗杆、齿轮—蜗杆减速器	单级 蜗杆下置式		$i=8\sim 80$	蜗杆布置在蜗轮的下边, 啮合处的冷却和润滑较好, 蜗杆轴承润滑也方便, 但当蜗杆圆周速度太大时, 油的搅动损失较大, 一般用于蜗杆圆周速度 $v < 6 \text{ m/s}$
	蜗杆上置式			蜗杆布置在蜗轮的上边, 装卸方便, 蜗杆的圆周速度允许高一些, 但蜗杆轴承润滑不方便
	蜗杆侧置式		蜗杆放在蜗轮侧面, 蜗轮轴是竖直的	
	两级 蜗杆—蜗杆		$i=100\sim 4000$	传动比大、结构紧凑, 但传动效率低, 为使高速级和低速级传动润滑深度大致相等, 应使高速级的中心距约等于低速级中心距一半左右, $a_1 \approx a_2/2$
单级 齿轮—蜗杆		$i=15\sim 480$	分齿轮传动在高速级和蜗杆传动在高速级二种型式, 前者结构紧凑, 后者传动效率较高	
渐开线行星齿轮减速器	NGW 型		单级 $i=2.8\sim 12.5$ 两级 $i=14\sim 160$	体积小、重量轻、承载能力大、效率高、工作平稳, 与普通圆柱齿轮减速器比较, 体积和重量可减少60%左右, 效率提高3%, 但制造精度要求高, 结构复杂

(续)

类别	级数	传动简图	推荐传动比范围	特点及应用
渐开线行星齿轮减速器	N型少齿差		单级 $i=10\sim160$	传动比大、齿形加工容易、 装拆方便、结构紧凑、平均效率90%
摆线针轮减速器	单级或两级		单级 $i=11\sim87$ 两级 $i=121\sim7600$	传动比大、传动效率高、 单级传动 $\eta=90\sim94\%$ 。运转 平稳、噪声低、结构紧凑、体 积小、重量轻。在相同情况 下，它的体积和质量约为普通 减速器的60~80%。过载和耐 冲击能力较强、故障少、寿命 长。但制造工艺复杂，需用专 用机床加工，宜专业化生产
谐波齿轮减速器		刚轮固定，波发生器主动，柔轮输出  1—刚轮 2—柔轮 3—发生器 波发生器固定，柔轮主动，刚轮输出 	单级： 当柔轮或刚轮 固定，波发生 器主动时， $i=$ $50\sim500$ 当波发生器固 定，柔轮主动 时 $i=1.002\sim1.02$	传动比大、范围宽、元件 少、体积小、重量轻。在相同 条件下比一般齿轮减速器体积 和重量减少20~25%。双波传 动中在受载时同时啮合齿数可 达总齿数的20~40%。承载能 力大、传动效率高。 $i=100$ 时， $\eta=90\%$ ； $i=400$ 时， $\eta=80\%$ 。 但制造工艺复杂
齿轮减速电动机				它由电动机和两级或三级齿 轮减速器直接组合而成。因之 结构紧凑，体积小，使用方便

## 2 减速器的设计程序

### a. 设计减速器所需要的原始资料

(1) 原动机的种类 (如电动机、内燃机或汽轮机)、特性、功率和转速等;

(2) 工作机械的载荷特性和大小, 包括起动特性、起动频率、制动特性、输入功率或输出转矩的载荷变化图、载荷持续率、冲击和振动程度以及工作机械的转速等;

(3) 原动机和减速器的连接方式, 例如采用联轴器、皮带传动或链传动。若采用皮带传动或链传动, 还需要确定减速器输入轴轴伸部分的悬臂径向力及输入轴的转速;

(4) 工作机械和减速器的连接方式, 例如采用联轴器, 齿轮传动等。以确定减速器输出轴轴伸部分上有无悬臂径向力, 并确定减速器输出轴的转速及转矩;

### (5) 减速器的传动比;

(6) 设备布置要求、位置大小、布置方式, 例如底座安装式、墙壁安装式、天花板安装式、法兰安装式、悬臂式 (减速器输出轴为空心轴、直接套在工作机械的轴上, 也称轴装式) 等。输入轴和输出轴的相对位置如平行式或垂直式。输出轴的位置在水平方向还是竖直方向 (见图8-1-30);

(7) 工作机械的旋转方向、单向旋转或双向可逆旋转;

(8) 工作环境要求: 室内还是室外工作, 工作环境的温度、湿度、酸碱度和灰尘浓变等; 工作环境对减速器的特殊要求: 如噪声、振动和可靠性要求;

(9) 预期寿命, 一般为10年左右;

(10) 经济性要求;

(11) 制造厂的制造能力和工艺要求。

b. 选择传动型式 根据所提供的原始资料, 考虑选用何种结构型式的减速器。选型时应考虑是否可能选用市场上能买到的通用减速器, 如不能选用, 则设计专用减速器。

在大传动比情况下, 可选用摆线针轮减速器、谐波齿轮传动和少齿差行星齿轮减速器以及各种新型蜗杆减速器。行星齿轮减速器和齿轮减速电动机则适宜于较宽的传动比范围。某些新型齿轮传动一般来说具有重量轻、体积小、传动效率高、噪声低和寿命长、价格低等优点。凡这类新型齿轮传动的

制造工艺复杂, 需要专用机床或复杂的工艺装备, 适宜组织专业化成批生产。故在设计专用的单件生产的减速器时, 通常不宜采用此类结构。

柱齿轮减速器、锥齿轮减速器和蜗杆减速器的通用性良好, 适用于各种场合, 而且多数机械厂均有能力制造。通常, 在设计减速器时多选用此类结构。

c. 确定传动比和齿型 选定减速器结构型式后, 再根据总传动比确定传动级数和各级的传动比。圆柱齿轮减速器、圆锥—圆柱齿轮减速器和蜗杆减速器的各级传动比分配可按本章3.3选取。根据减速器的载荷、速度以及制造条件, 合理选择直齿、斜齿或人字齿。采用斜齿轮时, 在轮齿旋向安排上, 应使轴向力尽可能互相抵消。

d. 按简化强度计算公式初步确定各级中心距和模数 根据已知条件、载荷情况、传动比等数值, 并针对这类齿轮失效形式和制造条件, 合理选择齿轮材料和热处理方法、齿面硬度和齿轮心部硬度、齿宽系数等进行强度计算。根据齿面接触强度确定各级传动的中心距。按齿根弯曲强度确定各级传动的模数。并将中心距和模数圆整到标准系列参数。

e. 几何计算 按减速器的工作特点、传动比大小和最可能发生的破坏形式 (如防止根切, 提高接触强度、弯曲强度、抗胶合能力、耐磨损性能以及凑中心距等) 合理选择变位系数、齿数和螺旋角。再进行齿轮的几何计算, 求得减速器齿轮的各项几何尺寸, 如模数、齿数、分度圆直径、齿顶圆直径、齿宽、公法线平均长度 (或固定弦齿厚等)。并根据载荷性质、传动要求、齿轮圆周线速度等因素合理选择齿轮的精度等级。必要时还应核算齿轮的其他啮合参数如重合度、滑动比、压强比等。

f. 齿轮强度的复核 按 GB3480—80《渐开线圆柱齿轮承载能力计算方法》进行齿面接触强度和齿根弯曲强度的校核计算。必要时, 还应按《渐开线圆柱齿轮胶合承载能力计算方法》进行抗胶合能力的校核计算。如果不合适, 则应修改有关几何参数, 重新验算, 使之得到合适的结果。

g. 结构设计 确定齿轮的结构形式, 大齿轮采用何种毛坯, 如锻造齿轮、焊接齿轮、锻造齿圈热装式或铸造齿轮。确定轴、轴承和箱体结构形式以及轴上零件的固定方式。校核轴的强度和刚度, 轴承的使用寿命。蜗轮减速器还必须进行效



率、发热和散热的计算。淬硬齿面的齿轮减速器有时也需要作散热功率的计算，并根据散热及润滑油的温升情况和减速器工作要求，选用合适的冷却方式、润滑方式、润滑油的牌号及其粘度、密封方式等。

h. 确定减速器的附件 油标尺、透气塞或通风罩、排油孔的螺塞和视孔盖等。

i. 绘制设计图纸。

j. 设计中必须贯彻标准化 对模数、齿形角、齿高系数、中心距、传动比、齿宽系数、中心高等一般均应采用标准系列数据。系列减速器设计中，还应考虑通用化的原则，减少零件品种，便于

生产管理。在设计中还要考虑优化设计原则，以使减速器各级传动之间等强度或使减速器的中心距和重量为最小，提高减速器的技术经济指标。

在设计中还应该充分考虑制造厂的制造能力，铸、锻及机械加工工艺水平，材料来源，以使设计切实可行、先进可靠。

### 3 通用圆柱齿轮减速器基本参数

#### 3.1 中心距 $\odot$

a. 单级减速器和两级同轴式减速器的中心距 (见表8.1-2)

表8.1-2 单级减速器和两级同轴式减速器的中心距

mm

系列 1	63	71	80	90	100	112	125	140	160	180
系列 2	67	75	85	95	106	118	132	150	170	
系列 1	200	225 (224)	250	280	315	355	400	450	500	
系列 2	190	212	236	265	300	335	375	425	475	530
系列 1	560	630	710	800	900	1000	1120	1250	1400	
系列 2	600	670	750	850	950	1060	1180	1320	1500	

表8.1-3 两级减速器中心距

mm

系列 1	$a$	171	192	215	240	272	305	340	385 (384)	430	480	540 (539)	605
	$a_x$	71	80	90	100	112	125	140	160	180	200	225 (224)	250
	$a_H$	100	112	125	140	160	180	200	225 (224)	250	280	315	355
系列 2	$a$	181	203	227	256	288	322	362	406	455	512	571	640
	$a_x$	75	85	95	106	118	132	150	170	190	212	236	265
	$a_H$	106	118	132	150	170	190	212	236	265	300	335	375
系列 1	$a$	880	785	855	960	1080	1210	1360	1530	1710	1920	2150	2400
	$a_x$	280	315	355	400	450	500	560	630	710	800	900	1000
	$a_H$	400	450	500	560	630	710	800	900	1000	1120	1250	1400
系列 2	$a$	725	810	905	1025	1145	1280	1450	1620	1810	2030	2270	
	$a_x$	300	335	375	425	475	530	600	670	750	850	950	
	$a_H$	425	475	530	600	670	750	850	950	1060	1180	1320	

$\odot$  国标草案：圆柱齿轮减速器基本参数。

表8.1-4 三级减速器中心距

mm

系 列 1	$a$	311	352	395	440	497 (496)	555	620	700 (699)	785	880	990 (988)
	$a_I$	71	80	90	100	112	125	140	160	180	200	225 (224)
	$a_{II}$	100	112	125	140	160	180	200	225 (224)	250	280	315
	$a_{III}$	140	160	180	200	225 (224)	250	280	315	355	400	450
系 列 2	$a$	331	373	417	468	524	587	662	741	830	937	
	$a_I$	75	85	95	108	118	132	150	170	190	212	
	$a_{II}$	108	118	132	150	170	190	212	236	265	300	
	$a_{III}$	150	170	190	212	236	265	300	335	375	425	
系 列 1	$a$	1105	1240	1395	1565	1760	1980	2210	2480	2780	3110	
	$a_I$	260	280	315	355	400	450	500	560	630	710	
	$a_{II}$	355	400	450	500	560	630	710	800	900	1000	
	$a_{III}$	500	560	630	710	800	900	1000	1120	1250	1400	
系 列 2	$a$	1046	1170	1325	1480	1655	1875	2095	2340	2630	2940	
	$a_I$	236	265	300	335	375	425	475	530	600	670	
	$a_{II}$	335	375	425	475	530	600	670	750	850	950	
	$a_{III}$	475	530	600	670	750	850	950	1060	1180	1320	

表8.1-5 单级减速器的公称传动比

1.25	1.4	1.6	1.8	2	2.24	2.5	2.8	3.15	3.55	4	4.5	5	5.6	6.3	7.1
------	-----	-----	-----	---	------	-----	-----	------	------	---	-----	---	-----	-----	-----

注：渗碳淬火齿轮减速器  $i \leq 6.3$ 。

表8.1-6 两级减速器的公称传动比

7.1	8	9	10	11.2	12.5	14	16	18	20	22.4	25	28	31.5	35.5	40	45	50
-----	---	---	----	------	------	----	----	----	----	------	----	----	------	------	----	----	----

注：渗碳淬火齿轮减速器  $i \leq 31.5$ 。

b. 两级减速器的总中心距  $a$  与高、低速级中心距  $a_I$ 、 $a_{II}$  (见表8.1-3)

c. 三级减速器的总中心距  $a$  与高、中、低速级中心距  $a_I$ 、 $a_{II}$ 、 $a_{III}$  (见表8.1-4)

### 3.2 传动比<sup>①</sup>

- 单级减速器的公称传动比  $i$  (见表8.1-5)
- 两级减速器公称传动比  $i$  (见表8.1-6)
- 三级减速器公称传动比  $i$  (见表8.1-7)
- 减速器的实际传动比相对公称传动比的允许偏差  $\Delta i$  单级减速器  $|\Delta i| \leq 3\%$ ，两级减速器

$|\Delta i| \leq 4\%$ ，三级减速器  $|\Delta i| \leq 5\%$ 。

### 3.3 减速器传动比的分配<sup>[1]</sup>

减速器传动比的分配主要是根据下列原则考虑的，使各级传动的承载能力大致相等；使减速器的外形尺寸和重量为最小；对油浴润滑，使各级传动中的大齿轮浸油深度大致相等，使其润滑简便。

#### 3.3.1 两级圆柱齿轮展开式或分流式减速器

按齿面接触强度相等的原则考虑时，应按下列

① 国标草案：圆柱齿轮减速器基本参数。

表8.1-7 三级减速器的公称传动比

28	31.5	35.5	40	45	50	56	63	71	80	90
100	112	125	140	160	180	200	224	250	280	315

注：渗碳淬火齿轮减速器  $i \leq 180$ 。

公式计算，或按图8.1-1选用。

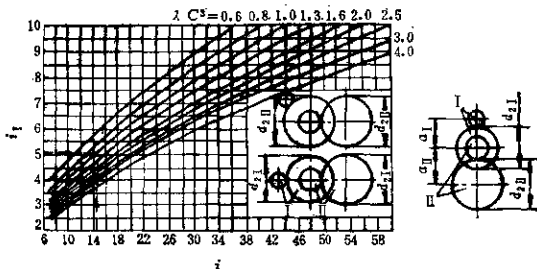


图8.1-1 两级圆柱齿轮减速器传动比的分配

$$\lambda C^2 \frac{(i_1 + 1)^2 i_1}{(i_1 + i)^2} = 1 \quad (8.1-1)$$

式中  $C = \frac{d_{21}}{d_{21}}$

$$\lambda = \frac{\phi_{d1} \sigma_{H1}^2 \lim_1}{\phi_{d1} \sigma_{H1}^2 \lim_1}$$

$i$ ——总传动比；

$i_1$ ——高速级传动比；

$\phi_{d1}, \phi_{d1}$ ——高速级、低速级齿宽系数

$$\left( \phi_d = \frac{b}{d_1} \right);$$

$\sigma_{H1} \lim_1, \sigma_{H1} \lim_1$ ——高速级、低速级齿轮的接触疲劳极限  $N/mm^2$ ；

$d_{21}, d_{21}$ ——高速级、低速级大齿轮分度圆直径  $mm$ 。

一般取  $C=1.0 \sim 1.3$ ， $C=1$  时，减速器外形尺寸最小，两个大齿轮浸入油池深度相同。当  $C > 1$  时，高速级大齿轮不接触油面，可减少润滑油的搅动损失。

如果减速器符合标准中心距系列时，按齿面接触强度相等，可用下式分配减速器的传动比：

$$k \left( \frac{a_1}{a_1} \right)^3 \left( \frac{i_1 + 1}{i_1 + i} \right)^3 = 1 \quad (8.1-2)$$

式中  $k = \frac{\phi_{a1} \cdot \sigma_{H1}^2 \lim_1}{\phi_{a1} \cdot \sigma_{H1}^2 \lim_1}$

$\phi_{a1}, \phi_{a1}$ ——高、低速级齿宽系数  $\left( \phi_a = \frac{b}{a} \right)$ ；

$a_1, a_1$ ——高、低速级中心距  $mm$ 。

当  $\frac{a_1}{a_1} = 1.41$ ， $k=1$  时，传动比的分配可由图8.1-2查得。

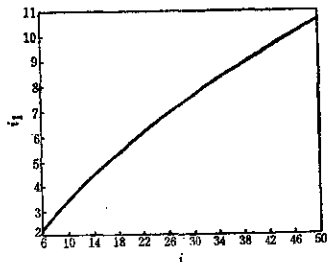


图8.1-2 当  $\frac{a_1}{a_1} = 1.41$  时两级减速器的传动比分配

### 3.3.2 两级圆柱齿轮同轴式减速器

要求按两级齿面接触强度相等的原则考虑时，高速级传动比  $i_1$  按下式计算，或由图8.1-3查得，

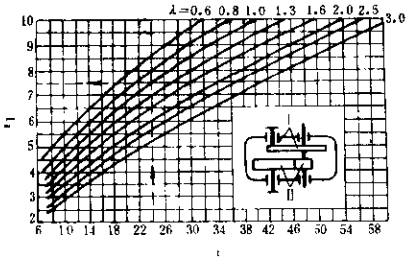


图8.1-3 两级同轴轴线式减速器传动比分配

$$\lambda \left( \frac{i_1 + 1}{i_1 + i_2} \right)^4 i_1 i_2 = 1 \quad (8.1-3)$$

按此公式分配的传动比总是  $d_{21} > d_{21}$ 。这种情况下，可使高速级大齿轮浸入油池深度等于其容许值，这时低速级大齿轮即使不接触油面也能保证可靠的润滑。

如果要求高、低速级大齿轮浸入油池深度大致相等时，可按下式计算：

$$i_1 = \sqrt[4]{i_2} - (0.01 \sim 0.05) \quad (8.1-4)$$

### 3.3.3 三级圆柱齿轮减速器

按等强度条件，并获得较小的外形尺寸和重量时，高速级和中速级传动比可由图8.1-4查得。

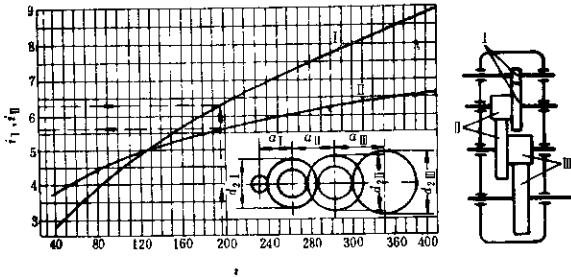


图8.1-4 三级圆柱齿轮减速器传动比的分配

【例1】试分配  $i=196$  的三级圆柱齿轮减速器的传动比。

由图8.1-4查得  $i_1=0.3$ ， $i_2=5.6$ ，则低速级传动比  $i_3$  为：

$$i_3 = \frac{i}{i_1 \cdot i_2} = \frac{196}{0.3 \times 5.6} = 5.65$$

### 3.3.4 两级圆锥—圆柱齿轮减速器

按等强度条件，并获得较小的外形尺寸考虑，传动比分配按下式计算，或由图8.1-5查得。

$$\lambda_2 C^2 \frac{i_1^4}{i_2(i_1 + i_2)} = 1 \quad (8.1-5)$$

式中

$$\lambda_2 = \frac{2.25 \phi_d \sigma_H^2 H_{lim}}{(1 - \phi_R) \phi_R \sigma_{H2} H_{lim1}}$$

$$C = \frac{d_{21}}{d_{2I}}$$

$\phi_R$ —圆锥齿轮齿宽系数， $\phi_R = \frac{b}{R}$ ，其中， $b$ 为齿宽mm， $R$ 为锥距mm。

$\lambda_2$ 值必须给定。实际应用中，一般取  $C=1.0 \sim$

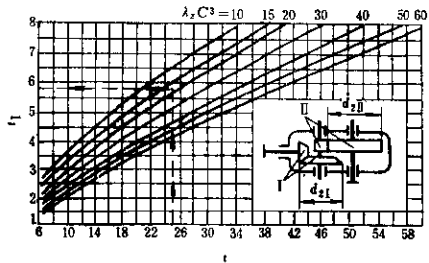


图8.1-5 两级圆锥—圆柱齿轮减速器传动比分配

1.4。为使减速器尺寸最小时可取较小值，即  $C=1 \sim 1.1$ 。

有时为了避免锥齿轮尺寸过大，制造困难，可选用  $i_1 \approx 0.25i_2$ ，且  $i_1 \leq 3$ 。

### 3.3.5 三级圆锥—圆柱齿轮减速器

按等强度条件，并获得较小的外形尺寸和重量

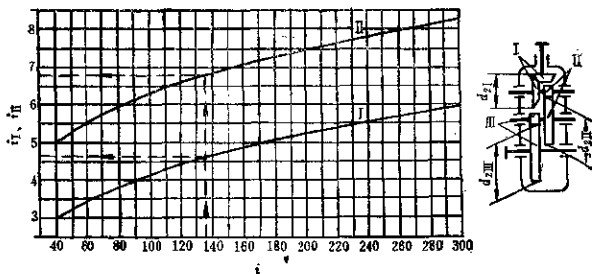


图8.1-6 三级圆锥—圆柱齿轮减速器传动比分配

后, 传动比分配可按图8.1-6查取。

[例2] 分配  $i=135$  的三级圆锥—圆柱齿轮减速器的各级传动比。

由图8.1-6查得  $i_1=4.6$ ,  $i_2=6.8$ , 则

$$i_3 = \frac{i}{i_1 i_2} = \frac{135}{4.6 \times 6.8} = 4.32$$

### 3.3.6 两级蜗杆减速器

为满足两级中心距  $a_1 \approx \frac{a_2}{2}$  的关系, 通常取

$$i_1 = i_2 = \sqrt{i}$$

### 3.3.7 两级齿轮—蜗杆减速器

第一级圆柱齿轮传动比通常选取  $i_1 \leq 2$ , 最高不超过  $i_1 = 3$ ; 如必需使用  $i_1 > 3$  时, 则该齿轮副应采用淬硬齿轮。第二级蜗杆传动的传动比  $i_2 = 8 \sim 80$ 。

### 3.3.8 两级蜗杆—齿轮减速器

第一级蜗杆传动的传动比可为  $i_1 = 8 \sim 80$ 。第二级齿轮传动的传动比  $i_2 = 3.15 \sim 6.3$ 。

## 3.4 齿宽系数 $\phi$

齿宽系数  $\phi$  见表8.1-8。

表8.1-8 齿宽系数  $\phi$ 

0.2	0.25	0.3	0.35	0.4	0.45	0.5	0.6

注:  $\phi_0 = \frac{b}{a} = \frac{\phi_d}{1+i}$ ;  $\phi_0 = \frac{b}{d_1}$ ;

$b$  为齿宽, 对人字齿轮为半斜齿宽 mm;

$a$  为中心距 mm;

$d_1$  为小齿轮分度圆直径 mm。

一般情况下, 单级圆柱齿轮减速器, 采用调质齿轮时,  $\phi_0$  可取 0.5。两级展开式圆柱齿轮减速器, 采用调质齿轮时,  $\phi_0 = 0.35 \sim 0.4$ 。淬硬齿轮宜选取  $\phi_0 = 0.35$ 。分流式圆柱齿轮减速器, 调质齿轮可取  $\phi_0 = 0.3$ 。

## 3.5 齿数和<sup>[2]</sup>

对于调质渐开线齿轮传动, 平稳运转时, 齿数和一般应在 200 左右, 当有交变载荷时, 一般齿数和应选用 130~170, 有急剧冲击载荷时, 齿数和应在 100 左右。

对于淬硬齿轮, 其齿数和为 70~140。

圆弧齿轮的齿数和一般不超过 150。

## 3.6 螺旋角 $\phi$

渐开线斜齿轮的螺旋角一般在  $\beta = 6^\circ \sim 20^\circ$  范围内, 人字齿轮的螺旋角  $\beta = 25^\circ \sim 40^\circ$ 。

斜齿圆弧齿轮的螺旋角一般在  $\beta = 10^\circ \sim 25^\circ$ , 圆弧人字齿轮的螺旋角则为  $20^\circ \sim 30^\circ$ 。

## 3.7 减速器输入、输出轴中心高 $\phi$

减速器的中心高见表8.1-9。减速器中心高的允许偏差见表8.1-10。<sup>[2]</sup>

## 3.8 减速器输入、输出轴轴伸尺寸

减速器轴伸尺寸应符合 GB1569—79《圆柱形轴伸》与 GB1570—79《圆锥形轴伸》。

$\phi$  国家标准: 圆柱齿轮减速器基本参数,

表8.1-9 减速器的中心高 mm

80	90	100	112	125	140	160	180	200
22 <sup>F</sup>	250	280	315	355	400	450	500	560
630	710	800	900	1000	1120	1250	1400	1600

表8.1-10 减速器中心高的允许偏差 mm

中心高	≤50	>50~250	>250~630	>630~1600
允许偏差	-0.4	-0.5	-1.0	-1.5

## 4 减速器的结构设计

### 4.1 减速器箱体的结构尺寸

箱体是减速器的重要部件,它承受齿轮工作时的各种反力,应具有足够的刚性,以免发生变形,影响齿轮的啮合精度。为了提高箱体的刚度,通常在箱体上增加加强筋,筋的位置应与引起箱体变形的作用力方向相一致,即在箱体轴承孔的底部。有时加强筋还可以增加箱体的冷却面,提高冷却效果。

传统的减速器大部分均以轴线平面为上、下箱体的剖分面。这类结构的特点是装配、检查和维修方便。只要把箱盖打开就能清楚地看到齿面接触斑点,并可作必要的调整,更换齿轮零件也比较方便。

有些箱体以垂直于轴线的中心平面为剖分面,这类结构虽然对装配、检查和维修带来某些不便,但这类结构的减速器适宜于各种安装位置,而且对输出轴位于竖直位置时尤为合适(见图8.1-27)。

大部分减速器箱体采用灰铸铁铸成,其铸造方便,而且能吸收振动、减少噪声。特大载荷的减速器采用铸钢箱体,以增强刚性及强度。轻型减速器也有采用铝合金铸造箱体,以减轻重量、降低噪声。近年来,焊接箱体也在扩大其应用范围,它具有重量轻、制造周期短的优点,适宜于单件小批生产的大、中型减速器。

铸造箱体,轴承孔端盖为榫嵌式的结构设计见图8.1-7,轴承孔端盖为螺栓紧闭式的结构设计见图8.1-8<sup>(2)</sup>。

图内箱体底面壁厚 $\delta$ 按下式计算,或由表8.1-11查得。

$$\delta = 0.025a_1 + 3 \geq 7 \text{ mm} \quad (8.1-6)$$

$$\text{或 } \delta = 1.12 \sqrt{T_1} \geq 7 \text{ mm} \quad (8.1-7)$$

式中  $a_1$ ——低速级的中心距 mm;

$T_1$ ——低速级转矩 N·m。

箱体箱盖的壁厚 $\delta_1$ 为:  $\delta_1 = (0.8 \sim 0.9)\delta$  mm

箱体底座的加强筋厚度为 $\delta$ ;箱体箱盖的加强筋厚度则为 $0.8\delta$ 。

地脚螺栓直径 $d$ 按下式计算,也可按表8.1-12查取。

$$d = 0.04a_1 + 10 \text{ mm} \quad (8.1-8)$$

$$\text{或 } d = 2 \sqrt[4]{T_1} \text{ mm} \quad (8.1-9)$$

式中  $a_1$ ——低速级中心距 mm,

$T_1$ ——低速级输出轴转矩 N·m。

轴承座连接螺栓直径 $d_1 \geq 0.75d$ 。箱体底盖和箱盖的连接螺栓直径 $d_2 \geq 0.6d$ ,各螺栓的间距为 $(10 \sim 12)d_2$ 。

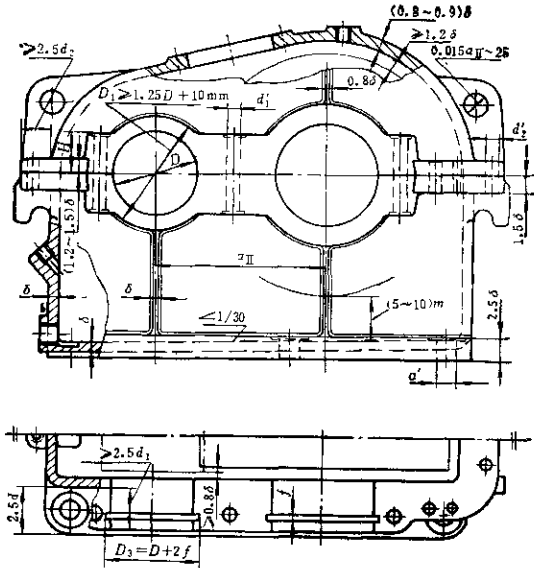
齿顶圆到箱体底盖和箱盖的距离不小于 $1.2\delta$ ;从齿轮端面到箱体底盖或箱盖的空间距离不小于 $0.8\delta$ ;各齿轮之间的空隙距离为 $0.5\delta$ 。

箱体底座的二端应铸有吊钩,用以起吊整个减速器,其结构尺寸见图8.1-9及表8.1-13。

焊接箱体各部位的钢板厚度及焊接尺寸见图8.1-10和表8.1-14<sup>①</sup>。

有些特大型减速器,其箱体底座的剖分面长度比箱盖长一段距离,比水平仪宽度略大一些,以便安放水平仪,如图8.1-26所示。有时在底座剖分面的宽度上也长出一段距离,以便安放水平仪。大型水泥磨用中心驱动减速器在其轴承座基面上放置几个基准点,以安放水平直尺和水平仪。在装配、安装和日常维修中均以此为基准面,这样就能

① 联邦德国Siemag厂经验。



孔径 $L_1$ (mm)	~62	72~100	110~180	80~280				
档宽 $f$ (mm)	8	8	10	12				
单级减速器: $H=0.85D$ , 两级减速器: $H=0.45D$ ,								
螺栓直径 $\sigma, d_1, d_2$	M8	M10	M12	M16	M20	M24	M30	M36
孔径 $d', d_1', d_2'$	10	12	14	18	23	27	34	40

图 8.1-7 铸铁式端盖的减速器箱体

及时发现减速器在长期使用过程中发生基础下沉或箱体变形, 及时调整修复, 不致因此导致齿面接触不良而引起齿向损伤, 这对大型、重要的减速器起到监控作用, 保证减速器运转正常。

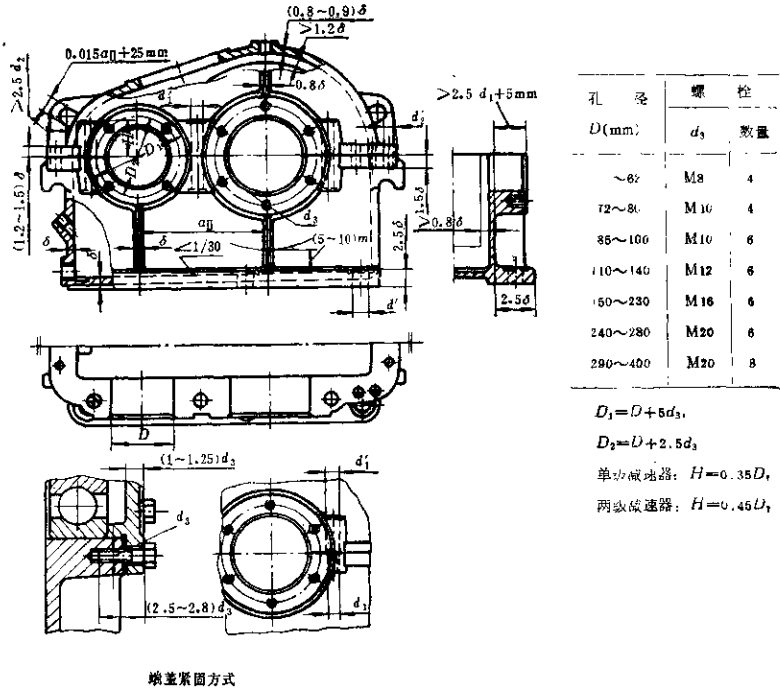
也有规定减速器的长度大于 1000mm 时, 其机体上应备有水平的加工表面, 以便减速器安装找正之用。

## 4.2 减速器附件

### 4.2.1 油标尺

油标尺用以观察减速器箱体内油面的高度, 其

- ГОСТ 16162—78 Редукторы общего назначения. Общие технические условия.



图B.1-8 螺栓紧固式端盖的减速器箱体

表B.1-11 减速器箱体的壁厚

mm

低速级中心距	底座的壁厚 $\delta$		箱盖的壁厚 $\delta_1$	
	淬硬齿轮	调质齿轮	淬硬齿轮	调质齿轮
~100	7	7	7	7
105~125	8	7	7	7
132~160	10	7	8	7
170~200	12	8	10	9
212~280	14	10	12	10
300~355	16	12	14	12
375~450	20	14	16	14
475~630	24	16	20	16
650~800	28	18	22	18
830~870	30	20	24	20



表8.1-12 地脚螺栓的直径和数量

低速级中心距 (mm)	地脚螺栓直径 $d$		地脚螺栓数量		
	淬硬齿轮	调质齿轮	单级	两级	三级
80~140	M12	M12	4	6	—
150~180	M16	M16	4	6	8
190~225	M20	M16	4	6	8
236~280	M24	M20	6	6	8
300~355	M30	M24	6	6~8	8
375~450	M36	M30	6	6~8	8~10
475~580	M42	M36	6	8	8~10
600~710	M48	M42	6	8	8~10
750~800	M56	M48	6	8	8~10

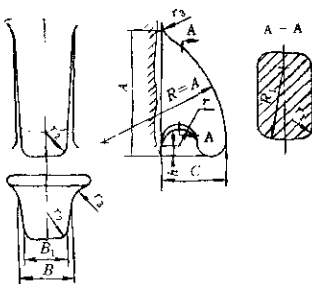


图8.1-9 铸造吊钩的结构尺寸

表8.1-13 铸造吊钩尺寸

mm

一个吊钩上的许用载荷 (N)		A	B	B <sub>1</sub>	C	R <sub>1</sub>	r	r <sub>1</sub>	r <sub>2</sub>	r <sub>3</sub>	h	A-A剖面面积 (cm <sup>2</sup> )
铸钢	铸铁											
5000	4000	80	25	20	40	30	12	8	3	5	5	12
10000	6000	100	30	25	50	40	15	10	5	5	5	16
20000	10000	120	40	30	60	50	18	12	5	8	8	24
30000	15000	140	50	40	70	60	20	15	8	10	8	39
50000	25000	160	60	50	80	80	22	18	10	15	10	60
100000	45000	180	80	60	90	100	25	20	15	20	10	95
150000	65000	220	100	80	110	125	30	25	15	25	15	145
200000	90000	250	120	100	130	150	35	31	20	30	15	198
300000	140000	300	160	140	160	180	45	36	25	35	20	300
500000	220000	380	200	180	190	220	50	40	30	40	25	480

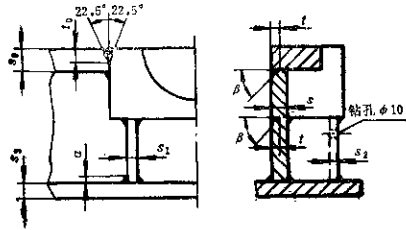


图8.1-10 焊接箱体结构图  
如不采用加强筋 $s_1$ ,也可用U形钢板(厚度为 $s_2$ )来支承轴承座

表8.1-14 焊接箱体各部位钢板厚度及焊缝尺寸 mm

钢板厚度	$s$	10	12	15	20	25	30	35	40	45	50
	$s_0$	15	20	25	30	35	40	50	60	60	70
	$s_1$	10	12	15	20	20	25	30	30	35	40
	$s_2$	5	6	8	10	12	15	20	20	20	25
	$s_3$	15	20	20	25	30	40	45	50	60	60
焊缝尺寸	$a$	3	4	5	6	7	8	10	12	12	12
	$t$	5	6	8	10	13	15	20	20	23	25
	$\beta$	$45^\circ$	$45^\circ$	$45^\circ$	$45^\circ$	$45^\circ$	$45^\circ$	$35^\circ$	$36^\circ$	$35^\circ$	$35^\circ$
	$t_0$	10	12	15	20	20	25	30	35	35	40

结构尺寸见表8.1-15。

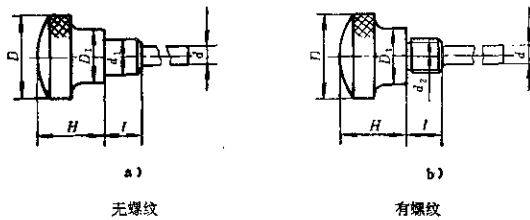
油标尺的头部可以用钢制成,也可用硬聚氯乙烯,再嵌入一根钢杆制成。

#### 4.2.2 透气塞和通风罩

减速器运转时,工作温度升高,箱体内部空气

膨胀,易使润滑油从轴伸处或结合面处渗出。为此,应使气体能通过透气塞或通风罩排出。相反,当减速器停止运转时,箱体内部空气冷却,箱外空气可以补充入内。所以,应根据工作环境要求,在通风罩内增加空气过滤网,减少污染或粉尘带入箱体内部。

表8.1-15 油标尺的结构尺寸 mm

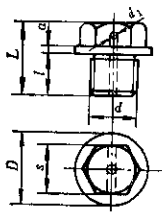


$d$	$d_1$	$d_2$	$D$	$H$	$l$	$D_1$
6	12	M12×1.25	25	20	12	18
8	16	M16×1.5	40	30	16	25

注:油标尺总长度根据结构需要确定,按油面的最高位置和最低位置确定二条刻线位置。

表8.1-16 透气塞尺寸

mm



	$d$	$D$	$L$	$l$	$d_1$	$a$	$s$		$D$	$L$	$l$	$d_1$	$a$	$s$
M10×1	13	16	8	3	2	14		M27×2	38	34	18	7	4	27
M12×1.25	16	19	10	4	2	17		M30×2	42	36	18	8	4	32
M16×1.5	22	23	12	5	2	22		M33×2	45	38	20	8	4	32
M20×1.5	30	28	15	6	4	22		M36×3	50	46	25	8	5	36
M22×1.5	32	29	15	7	4	22								

表8.1-17 通风罩尺寸(图8.1-11)

mm

型 式	$d_1$	$d_2$	$d_3$	$d_4$	$d_5$	$l$	$i_1$	$i_2$	$b$	$b_1$	$t$	$s$	$R$	质 量 (kg)
a 型	M24	M48×1.5	55	22	12	55	40	8	20	16	41.6	36	85	0.45
	M36	M64×2	75	30	20	60	40	12	20	16	57.7	50	160	0.9
b 型	尺寸见图8.1-11													2.6

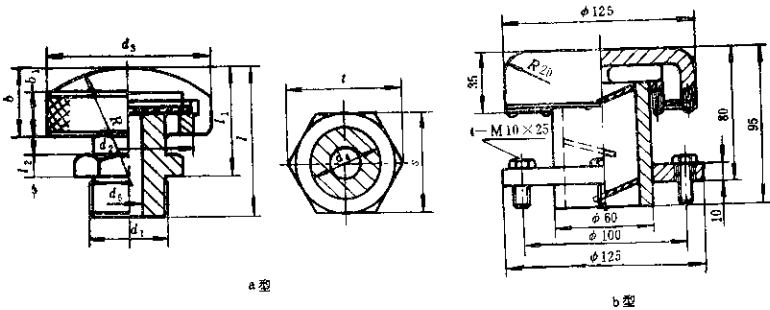


图8.1-11 通风罩

透气塞、通风罩的尺寸见表8.1-16和表8.1-17。

#### 4.2.3 螺塞

螺塞装在箱体底座底部排油孔上，此排油孔用来排放润滑油之用。平时减速器使用时，用螺塞堵住。螺塞的尺寸见表8-1-18。

#### 4.2.4 视孔盖

减速器箱盖顶部的视孔是作为检查齿轮齿面啮合情况，齿面是否有损伤以及向箱体内注入润滑油之用。平时用视孔盖盖严。视孔盖的位置及大小是

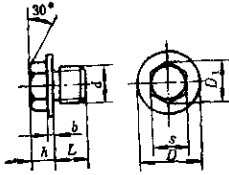
以能清晰地观察到齿面情况为宜。一般视孔盖可用钢板或铸铁制作，也有的采用有机玻璃可以直接观察齿面情况。

#### 4.2.5 其他附件

有时，出于某种需要，减速器中还有下列附件。

a. 风冷系统 当减速器的散热面积不够，使油温过高时（除蜗杆减速器外，淬硬齿轮减速器也可能发生），可采用风扇冷却装置。通常，就在高速轴上装一风扇，使风流吹向箱体表面，以降低油

表8.1-18 螺塞尺寸

	$d$	$D$	$D_1$	$s$	$h$	$L$	$b$	质量 (kg)
	G 1/2"	30	25.4	22	13	16	4	0.088
	G 1"	45	38.9	32	17	20	4	0.272
	G 1 1/4"	55	47.3	41	23	25	5	0.553
	G 1 3/4"	68	57.7	50	27	30	5	1.013

温。

b. 水冷系统 当减速器的润滑油温升高、风冷系统还不能达到良好冷却效果时，则可采用水冷系统，即在箱体油池内装一蛇形水管，用流动水流来吸收热量，降低油温。

c. 喷油润滑系统 当齿轮的圆周线速度过高，不宜采用油浴润滑时，则应考虑采用喷油润滑。大型减速器中，润滑油靠甩到箱体内壁再流到轴承内部往往不够充足，需要将油管直接通到轴承座上，使润滑油直接流到轴承内，在润滑系统内，除了应有润滑泵站（包括油箱、油泵、过滤器等）外，有时还需备有水冷系统，以降低油温。必要时还装有报警装置，以防止润滑油管，过滤器的堵塞，确保润滑油系统管路畅通，保证减速器安全运转。

d. 拉紧螺杆 悬挂式减速器的输出轴为空心轴，直接紧套在工作机械的工作轴的轴伸上（如图8.1-28所示）。因此，一般悬挂式减速器都应备有拉紧螺杆，以支承减速器的位置，同时也可以调节皮带轮的张紧力。

e. 加热装置 当减速器的工作环境温度在-10℃以下时，在减速器箱体油池内应装有加热装置，在启动前必须先加热，油温达到0℃时才能运

转。加热装置通常采用密闭的钢管内装有电阻加热丝的结构。

### 4.3 减速器主要零件的配合

减速器主要零件的配合如图8.1-12所示。

### 4.4 减速器的密封

减速器的密封是为了防止箱体内存滑油渗漏，防止外界杂质、水和灰尘等侵入箱内。减速器经常发生漏油或渗油的部位有：箱体底座和箱盖之间的剖分面、端盖以及输入轴和输出轴端盖轴孔部位。而且输入轴和输出轴端盖轴孔部位容易使外面的杂质侵入箱体内部。

剖分面部分的防漏措施主要是提高剖分面的平面度、表面粗糙度和涂密封胶。一般规定，底座和箱盖合箱后在螺栓不紧固的情况下用0.05mm塞尺检查剖分面接触的密合性，塞尺塞入深度不得大于宽度的三分之一。剖分面的表面粗糙度  $R_a \leq 3.2 \mu\text{m}$ 。在剖分面上涂密封胶可有效地防止渗油现象，常用的有601密封胶、7302密封胶等。在修理开箱后重新装配时应重新涂上一层密封胶。

端盖部分的漏油一般发生在镶嵌式端盖上，如ZQ型减速器的端盖。一般可在端盖与箱体接触

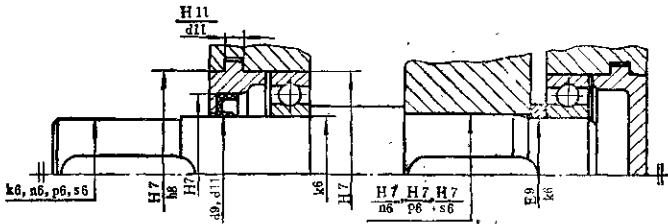


图8.1-12 减速器主要零件的配合

圆柱面上涂一层密封胶,也可在端盖内装 O 型密封圈。螺栓紧固式端盖,如 ZD、ZL 和 ZS 型减速器,它采用石棉橡胶板垫在箱体和端盖之间,再用螺栓紧固,一般情况下,不会发生渗油现象。

输入轴和输出轴端盖轴孔部位是最容易发生渗油的地方,尤其在高速轴的端盖轴孔部位更容易渗油。一般常用的密封措施有:

(1) 骨架橡胶油封和无骨架橡胶油封(见图 8.1-12)。这类油封既可作为防止润滑油渗出,也可防止外界杂质、水或灰尘等侵入箱内。应用广泛。

(2) 甩油盘和回油槽,如图 8.1-13 所示。当油从甩油盘渗出时,即被离心力甩到回油槽内,再通过回油孔流回到箱体内。也可采用图 8.1-14 的结构。大型减速器有的采用二级甩油环和回油槽,可确保不会发生渗油现象,如图 8.1-26 特大型减速器和图 8.1-16 所示的甩油盘和回油罩。

(3) 挡油盘,如图 8.1-13 所示。斜齿圆柱齿轮副运转时,在啮合节点部位,润滑油沿轴向挤射出来。当小齿轮直径小于轴承直径时,这股挤射出来的润滑油有可能冲到轴承以及输入轴端盖轴孔而导致漏油。这种情况下可采用挡油盘阻止润滑油射入。

(4) 采用迷宫式密封槽。

(5) 输出轴位于竖直位置而且轴伸向下时,应采用特殊密封措施,如图 8.1-16 所示。a 型为实心输出轴的密封形式。在箱体内壁的输出轴线位置装一套筒。此套筒伸进大齿轮的凹槽内,并高出油面,使润滑油不会溢到套筒内。但轴承只能采用润滑脂润滑。b 型为空心轴的密封形式。在输出轴

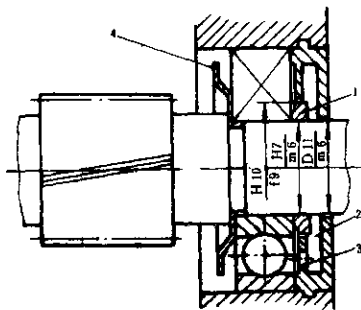
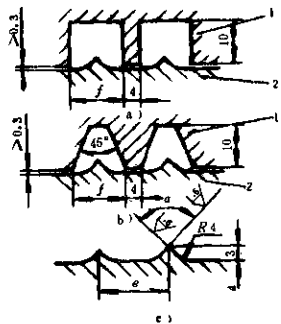


图 8.1-13 甩油盘和回油槽  
1—甩油盘 2—回油槽 3—回油孔 4—挡油盘



轴径 $d$ (mm)	密封环凹槽 (mm)	轴的凸台	
		$e$ (mm)	$a$
$\leq 164$	17	21	$120^\circ$
$> 164$	12	18	$90^\circ$

图 8.1-14 甩油和回油密封装置  
a) 密封环为钢件 b) 密封环为铸铁件 c) 轴或轴套的剖面  
1—密封环 2—轴或轴套

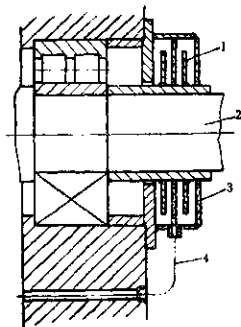


图 8.1-15 大型减速器的甩油盘和回油罩  
1—甩油盘 2—轴 3—回油罩 4—回油管

端盖上装有一套筒,此套筒伸到空心轴的孔内并高出油面,使润滑油不会溢出。这种结构的齿轮和轴承均可采用稀油润滑,而且可确保不漏油。

#### 4.5 大型减速器的偏心轴承套

有些大型减速器在每个轴承外还装有偏心轴承套,如图 8.1-26 所示。偏心轴承套的偏心量一般

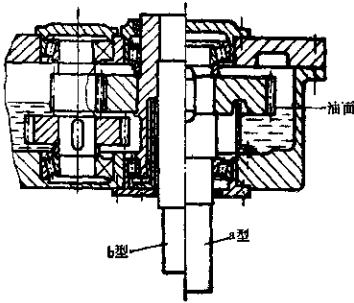


图8.1-16 输出轴在竖直位置朝下时的密封结构  
a型—实心轴的密封形式，轴承用润滑油润滑  
b型—空心轴的密封形式，齿轮及轴承均用稀油润滑

为0.25mm。如果齿长接触斑点不良时，可调节偏心套的角度位置来调整之，使齿长接触斑点达到精度要求。其调整方法见表8.1-19。偏心套角度的调整计算见图8.1-17。

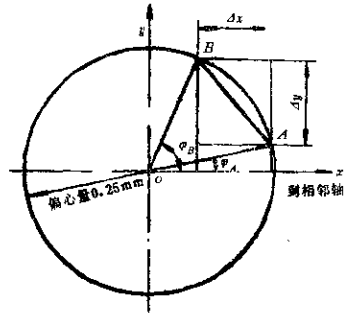


图8.1-17 偏心套角度调整计算示意图

$$\Delta y = \frac{s_1 + s_2}{2} \cdot \frac{l}{b} \quad \text{mm}$$

$$\Delta x = \frac{s_1 - s_2}{2 \tan 20^\circ} \cdot \frac{l}{b} \quad \text{mm}$$

此时，轴承A的偏心套应转过  $\varphi_A$  角度

表8.1-19 用偏心轴承套来调整齿长接触斑点的方法

序号	调整内容	示意图
1	未调前的齿长接触情况： a) 当齿轮 I 向上紧贴齿轮 II 时，即在近A端齿轮 I 与齿轮 II 紧贴，而在近B端处，在齿轮 I 的上侧有 $s_1$ 的间隙 b) 当齿轮 I 向下紧贴齿轮 II 时，即在近B端齿轮 I 与齿轮 II 紧贴，而在近A端在齿轮 I 的下侧有 $s_2$ 的间隙	 在此位置上 $s_1$ 和 $s_2$ 均为正值，与此方向相反则为负值
2	将B轴承向垂直方向抬高 $\Delta y$ ，使A端齿上下侧的间隙均为 $\frac{s_1 - s_2}{2}$	
3	将A轴承沿水平方向移动 $\Delta x$ 距离，使上下齿面均能均匀接触	

$$\varphi_A = 90^\circ + \arctan \frac{\Delta y}{\Delta x} - \arcsin \frac{\sqrt{\Delta^2 x + \Delta^2 y}}{2e} \quad (8.1-10)$$

轴承B的偏心套应转过 $\varphi_B$ 角度

$$\varphi_B = 90^\circ + \arctan \frac{\Delta y}{\Delta x} + \arcsin \frac{\sqrt{\Delta^2 x + \Delta^2 y}}{2e} \quad (8.1-11)$$

式中  $e$ ——偏心轴承套的偏心量 mm。

当轴承A、B的偏心套分别调整到 $\varphi_A$ 和 $\varphi_B$ 角度时,即可获得良好的齿长接触斑点,

当 $\Delta x$ 为正值时,应将此值减少 $180^\circ$ ,或将A、B两轴承位置相交换。

这种偏心轴承套的制造难度大,故只在大型或关键减速器中采用之。

人字齿轮减速器不可能用偏心套方法同时调整好左右二半人字齿齿长的接触情况,故不宜采用之。

### 5 齿轮传动效率的计算

齿轮传动的总效率 $\eta$ 为:

$$\eta = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \quad (8.1-12)$$

式中  $\eta_1$ ——啮合效率,  $\eta_1 = 1 - 0.01f \cdot \Delta n$ , 其中,  $f$  为轮齿间的滑动摩擦系数, 一般  $f = 0.05 \sim 0.10$ 。齿面粗糙度小, 滑动速度大, 啮合良好, 润滑油粘度低, 则取较小数值, 反之取较大数值;  $\Delta n$  由图 8.1-18 查得。对角变位直齿轮, 按图查得数值乘以  $\frac{0.643}{\sin 2\alpha'}$ ; 对斜齿轮, 应乘以  $0.8 \cos \beta$ ; 对锥齿轮应按当量齿数查取;

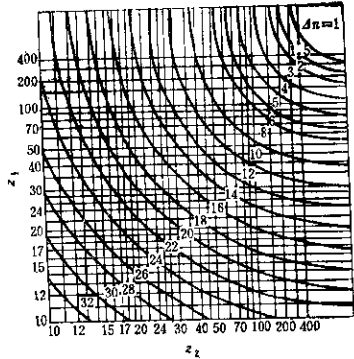


图8.1-18  $\Delta n$ 列线图

$\eta_2$ ——轴承摩擦损耗的效率。对于滚动轴承和液体摩擦滑动轴承, 则取  $\eta_2 = 0.995$ ; 对半液体摩擦滑动轴承, 则取  $\eta_2 = 0.99$ ;

$\eta_3$ ——润滑油飞溅和搅动损耗的效率。当齿轮浸入油池深度不大于二倍齿高时, 每一个齿轮的  $\eta_3$  按下式计算:

$$\eta_3 = 1 - \frac{0.75vb \sqrt{v \nu \frac{200}{z_1 + z_2}}}{10^5 P_1}$$

其中,  $P_1$  为传动功率 kW;  $v$  为齿轮节圆圆周速度 m/s;  $b$  为浸入油池中齿轮宽度 mm;  $\nu$  为润滑油在其工作温度下的运动粘度 cSt;  $z_1, z_2$  为小齿轮、大齿轮齿数; 喷油润滑时应将上式中的系数 0.75 改为 0.5。

一般情况下, 齿轮传动的总效率可从表 8.1-20

表8.1-20 齿轮传动的总效率

类别	传动型式	总效率
圆柱齿轮传动	6级和7级精度, 啮合较好的齿轮传动, 稀油润滑	0.98~0.99
	8级精度齿轮传动, 稀油润滑	0.97
	9级精度齿轮传动, 稀油润滑	0.96
	开式传动, 干油润滑	0.94~0.96
	铸造齿, 开式齿轮传动	0.90~0.93
圆锥齿轮传动	6级和7级精度, 啮合较好的齿轮传动, 稀油润滑	0.97~0.98
	8级精度齿轮传动, 稀油润滑	0.94~0.97
	开式传动, 干油润滑	0.92~0.95
	铸造齿, 开式齿轮传动	0.88~0.92

查得。

齿轮传动的散热计算和蜗杆传动的计算方法一样。

## 6 通用齿轮减速器的技术条件①

(1) 通用齿轮减速器允许在下列条件下正常工作：

1) 环境温度为 $-40\sim 40^{\circ}\text{C}$ ，但当环境温度低于 $-10^{\circ}\text{C}$ 时，必须采用润滑油加热装置，当油温升高到 $0^{\circ}\text{C}$ 时才能启动；

2) 载荷是稳定的或是变化的；

3) 连续运转或周期性间断运转；

4) 轴可任意方向运转，单向的或可逆的；

5) 高速轴的最大转速不超过 $1800\text{r}/\text{min}$ ；

6) 齿轮的最大圆周线速度不超过 $18\text{m}/\text{s}$ ；

7) 工作环境是非腐蚀性的和非爆炸性的。

(2) 减速器应允许在电动机启动和停车时产生超过额定载荷一倍的短时超载。但在减速器整个使用寿命期限内，短时超载运转的总时间为高速轴运转次数不超过 $3\times 10^6$ 。

(3) 减速器应允许在低速轴轴伸中部增加一附加的径向悬臂力 $F_2$ ，其值为：

单级减速器： $F_2 \geq 125\sqrt{T_2}$  N

其他减速器： $F_2 \geq 250\sqrt{T_2}$  N

式中， $T_2$ ——低速轴转矩 N·m。

减速器应允许在高速轴轴伸中部增加一附加的径向悬臂力 $F_1$ ，其值为：

当高速轴 $T_1 \leq 25\text{N}\cdot\text{m}$ 时  $F_1 \geq 50\sqrt{T_1}$  N

当 $25\text{N}\cdot\text{m} < T_1 \leq 250\text{N}\cdot\text{m}$ 时  $F_1 \geq 80\sqrt{T_1}$  N

当 $T_1 > 250\text{N}\cdot\text{m}$ 时  $F_1 \geq 125\sqrt{T_1}$  N

(4) 长期稳定载荷运行条件下，齿轮减速器的使用寿命不低于36000小时。在其他工作制度下的齿轮减速器寿命不低于10年。

(5) 减速器箱体的长度大于1000mm时，其箱体上应备有水平的加工表面，以便减速器安装时校正之用。

(6) 包装好的减速器和质量超过20kg的零部件必须保证能够起吊。

(7) 渐开线齿轮传动的制造精度不低于表8.1-21的数值。

(8) 转速超过 $500\text{r}/\text{min}$ ，用铸件制造的齿轮必须平衡。计算转速下因重力不平衡而产生的载荷值，在每个支腿上不超过200N，并且不得大于支

表8.1-21 通用减速器齿轮精度表

齿轮圆周线速度 (m/s)	精度等级	
	淬质齿轮	淬硬齿轮
$\sim 12.5$	8-8-7	7-7-6
$> 12.5$	8-7-7	7-6-6

座静反力计算值的3%。

齿轮不平衡质量 $\Delta m$ 的最大值按下式计算

$$\Delta m = \frac{\Delta N \cdot l}{\omega^2 R^2 (I - I_1)} \quad \text{kg} \quad (8.1-13)$$

式中  $\Delta N$ ——支承反力增大的最大值 kg，

$\omega$ ——角速度 rad/s，

$R$ ——不平衡质量 $\Delta m$ 所在的半径 m，

$l$ ——两支承中心线的距离 m；

$I_1$ ——所设计的支承中心线到大齿轮中心线的距离 m。

(9) 制造减速器主要零件(轴、轴齿轮、大齿轮和箱体)用的材料应符合现行标准，应具有材料制造厂的产品合格证或通过减速器制造厂试验室作化学分析和机械性能试验加以证实。

(10) 减速器箱体的底座和箱盖应经过时效处理。

(11) 减速器箱体的底座和箱盖不加工外形沿结合面的不吻合度不得大于：4mm(对于长度<1000mm的减速器)、5mm(对于长度>1000~2000mm的减速器)、6mm(对于长度>2000mm的减速器)。

(12) 每台减速器均需作空载试验，检查各传动件是否运转平稳、齿面接触斑点、侧隙、并检查减速器的成套性、标牌和外观质量。

(13) 新产品减速器必须作载荷试验，试验内容包括：

- 1) 确定减速器的承载能力；
- 2) 检查轴和连接件的强度；
- 3) 检查轴承的工作能力；
- 4) 检查润滑方式的效果，并测定润滑油的最大温升、最高油温；
- 5) 测定传动效率；
- 6) 检查密封性能；
- 7) 测定噪声和振动。

① ГОСТ16162—78 Редукторы общего назначения, общие технические условия.



## 8-24 第八篇 通用齿轮传动装置的设计

对批量生产的减速器，必须每年定期抽查几台减速器作载荷试验。抽查的数量由制造厂根据生产批量确定。

(14) 减速器的检查内容包括

- 1) 原材料的化学成分、机械性能的检验；
- 2) 齿轮热处理后的检验：包括齿面硬度、心部硬度，有效渗碳层深度（或淬硬层深度）以及其他有关项目；
- 3) 齿轮和箱体的加工精度检查，应符合设计图纸要求；

4) 装配质量的检查，如轴承间隙、齿面接触斑点、侧隙等；

5) 空载试验和载荷试验的检查；

6) 必要时还需对有关工艺调整、工装及齿轮刀具等进行检查。

检查结果应记录在产品档案中，并签发合格证。

### 7 减速器图例

各种减速器的图例如图8.1-19~8.1-30所示。

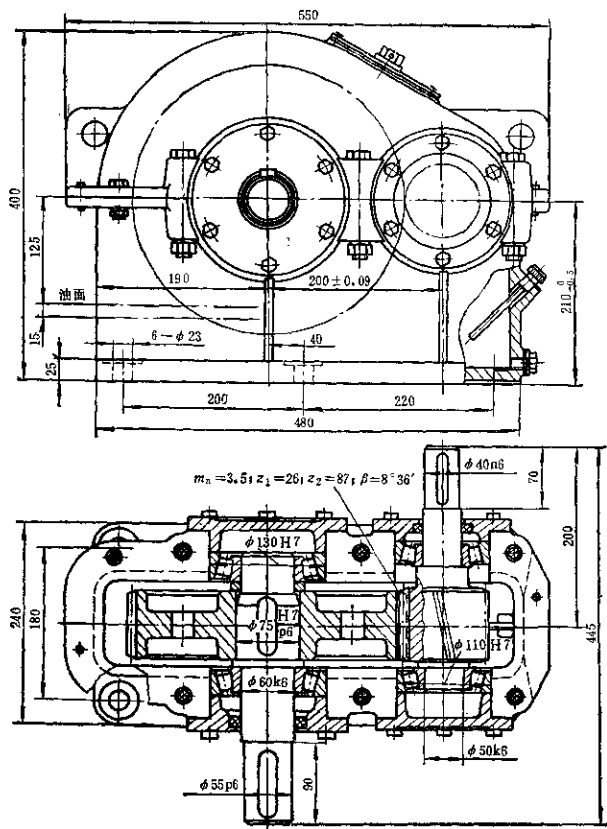


图8.1-13 单级圆柱齿轮减速器

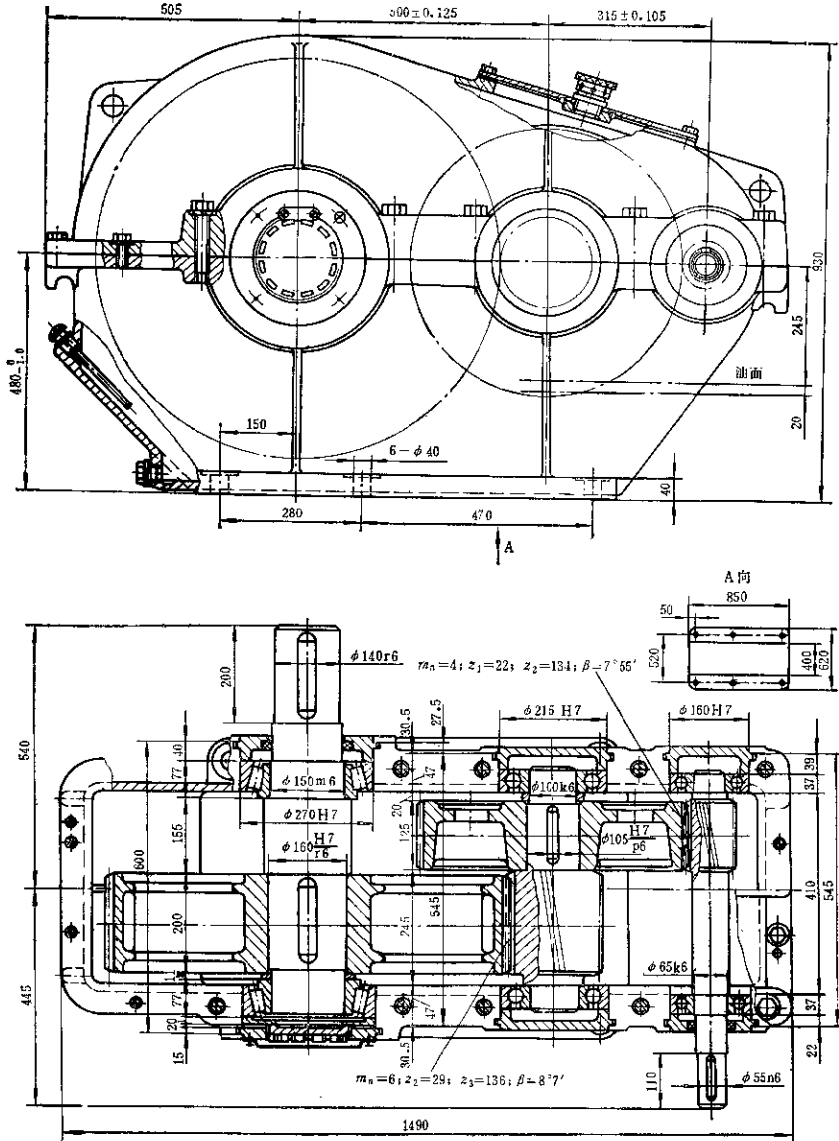


图 8.1-20 两级展开式圆柱齿轮减速器<sup>22</sup>

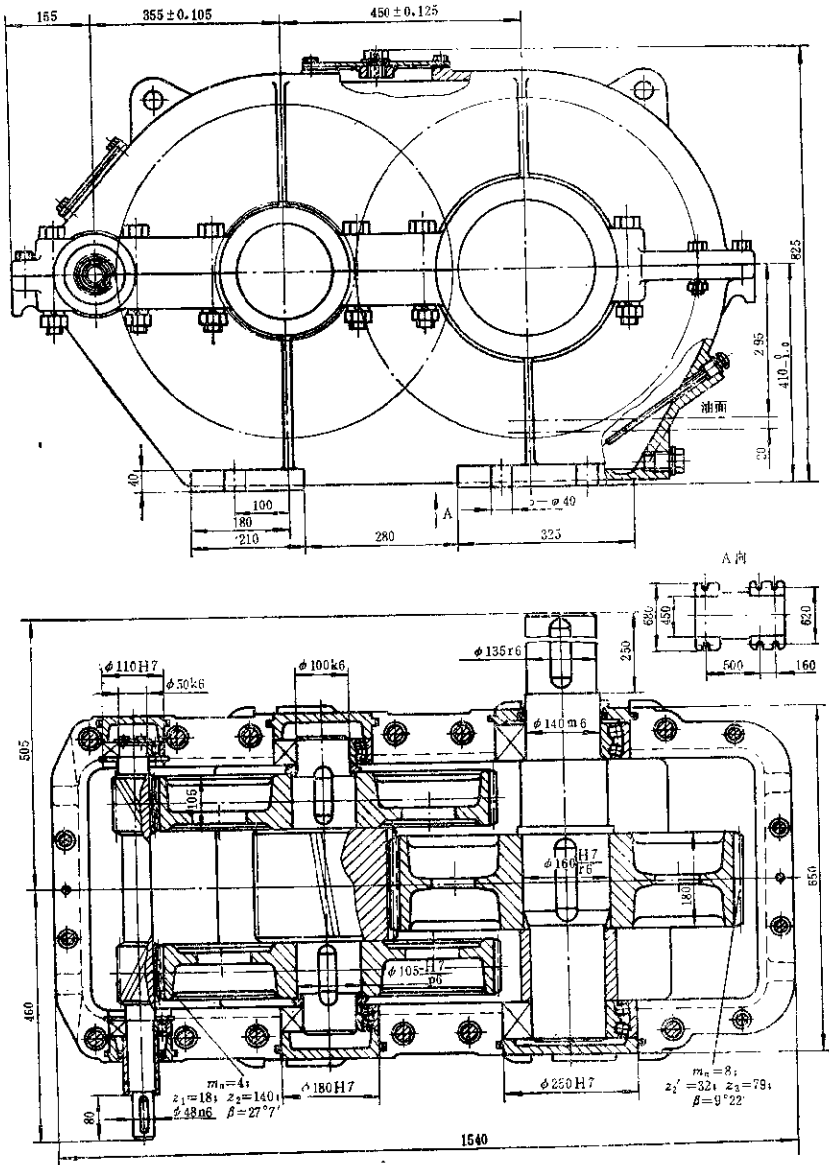


图8.1-21 两级分流式圆柱齿轮减速器<sup>[2]</sup>





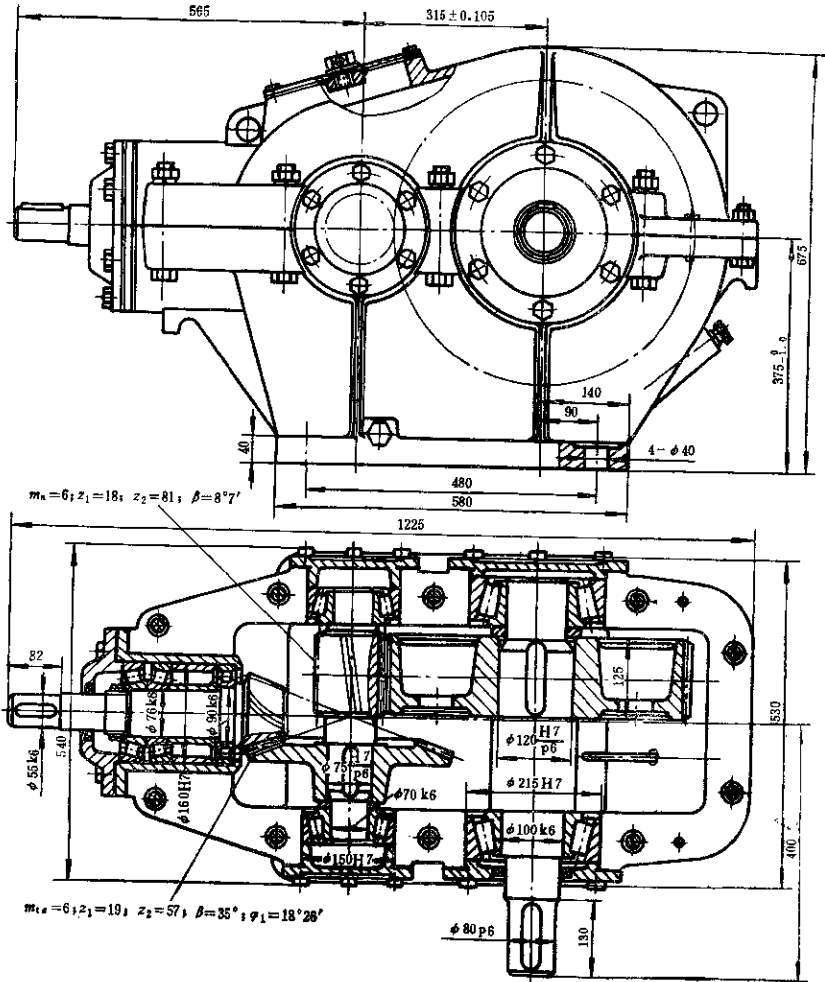


图8.1-24 两级圆锥—圆柱齿轮减速器<sup>[2]</sup>

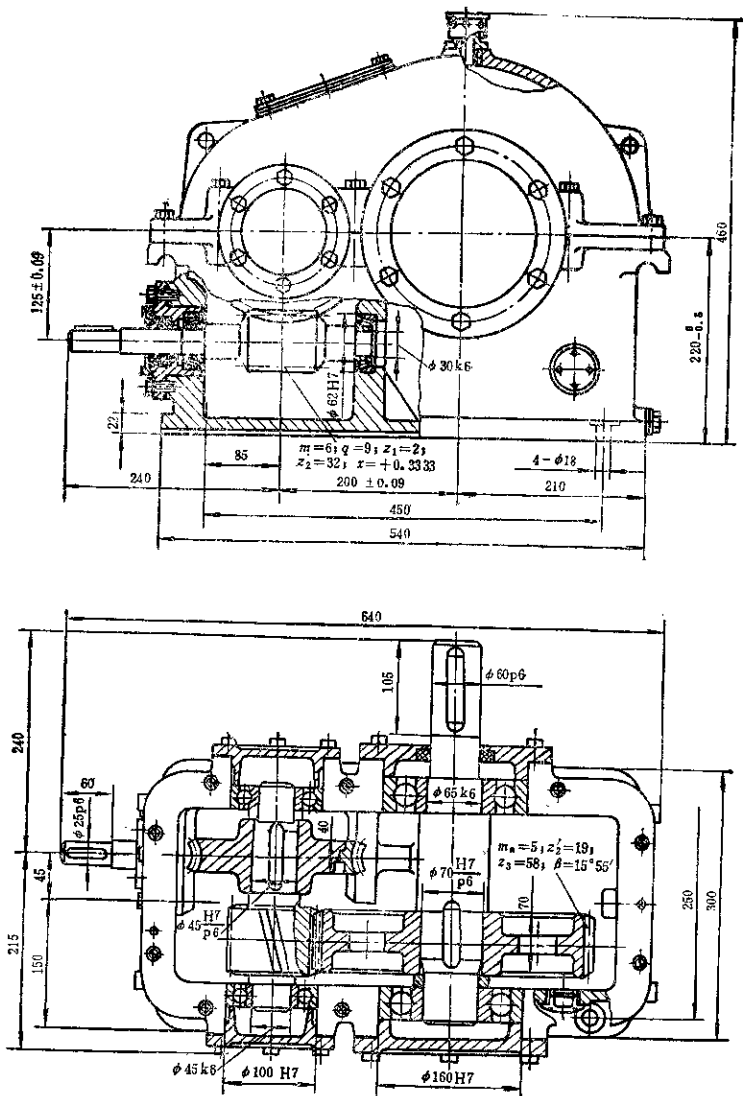


图8.1-25 蜗杆—圆柱齿轮减速机

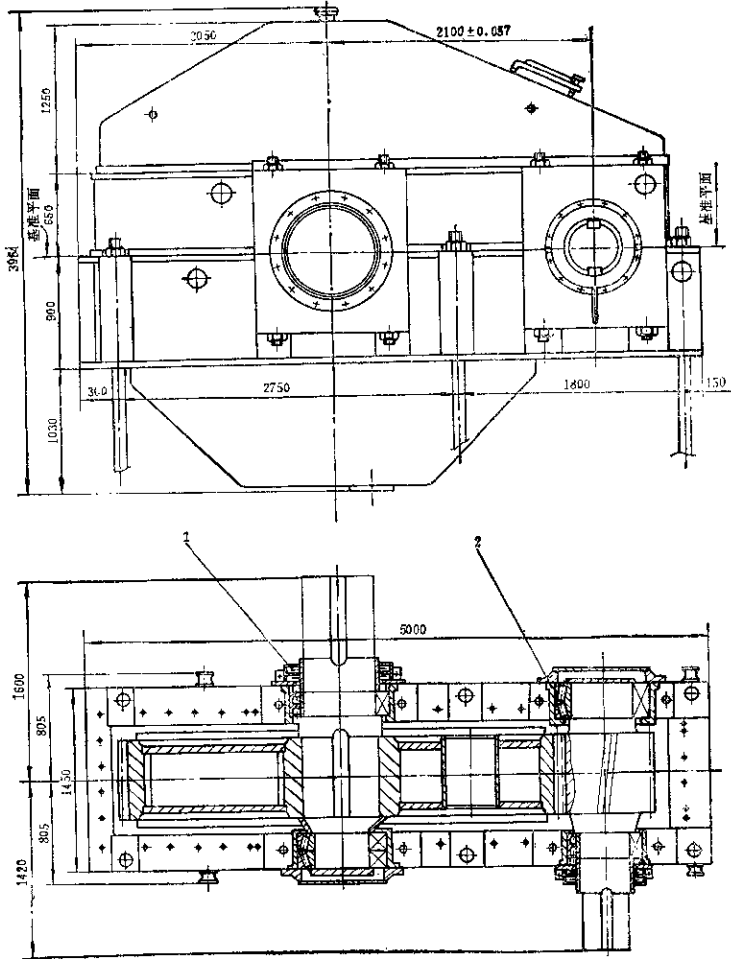


图8.1-26 特大型减速器  
1—甩油盘和回油罩，防止渗油用 2—偏心套，用以调整齿面齿长接触斑点



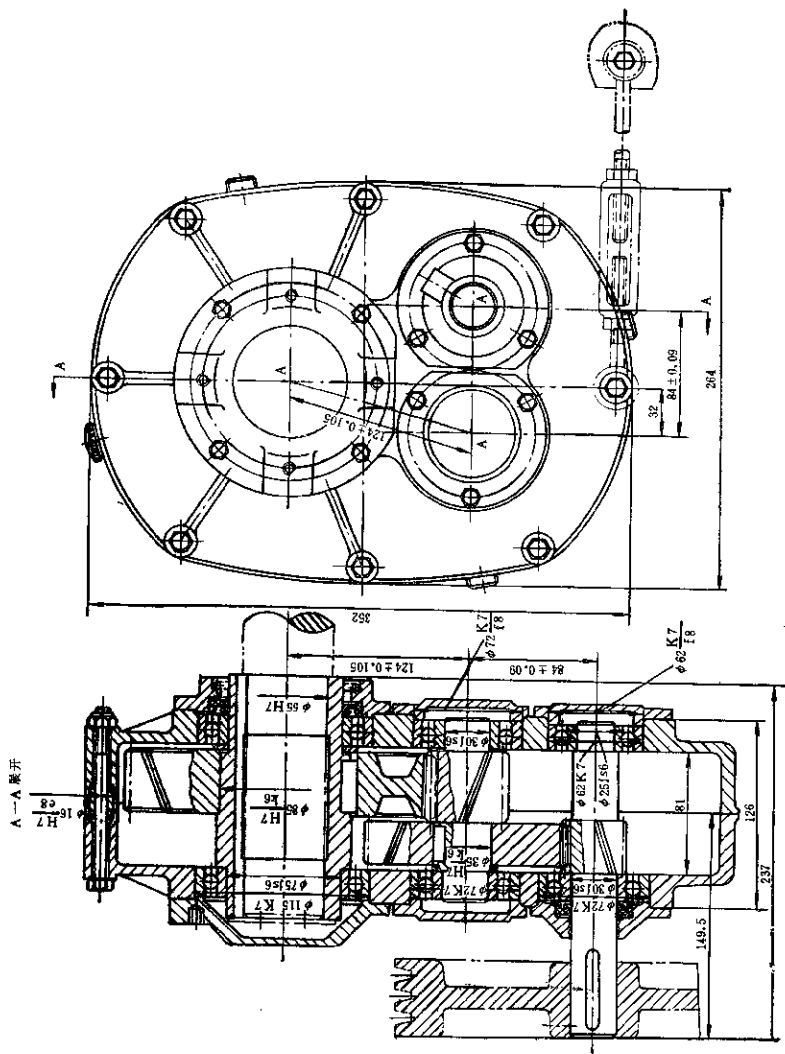


图 8-1-27 悬针式减速器



## 第2章 通用标准齿轮减速器

### 1 通用标准减速器选用要领

根据设计需要及结构布置选定减速器的类别和型号。通常,标准减速器的承载能力表中的许用功率(或许用转矩)是在某一特定工作条件下计算出来的。当工作条件(例如,原动机类型、工作机械载荷性质、环境温度、工作运转持续率、冷却方式、尖峰载荷等)与它不同时,就须根据所选用的标准减速器使用说明书选用合适的修正系数,然后算出计算功率。

(1) 选用功率的计算

$$P_{e1} = K_1 P_1 \quad \text{或} \quad P_{e2} = K_1 \cdot P_2$$

$$\text{或} \quad T_{e2} = K_1 \cdot T_2$$

式中  $P_{e1}$ 、 $P_{e2}$ ——计算输入、输出功率 kW;

$T_{e2}$ ——计算输出转矩 N·m;

$P_1$ 、 $P_2$ ——实际输入、输出功率 kW;

$T_2$ ——实际输出转矩 N·m;

$K_1$ ——综合修正系数(根据不同减速器要求进行计算,一般包括工作使用系数,有的还考虑到润滑条件、冷却条件、使用时间等因素加以修正)。

然后根据  $P_{e1}$ 、 $P_{e2}$  或  $T_{e2}$  的数值,从减速器承载能力表上选取与它接近且稍偏大的减速器型号规格。

有的减速器还需根据使用说明书校核其尖峰载荷的数值。

(2) 淬硬齿轮减速器还需要根据工作环境温度,工作运转持续率计算其散热功率。

$$P_{\Sigma} = K_2 K_3 P_1$$

式中  $P_{\Sigma}$ ——计算的散热功率 kW;

$K_2$ ——环境温度系数,根据环境温度和有无风冷或空冷装置等因素选择;

$K_3$ ——工作运转持续率系数,根据每小时载荷运转时间的百分比以及有无冷却装置等因素选择。

然后根据说明书规定的减速器散热功率校核,使  $P_{\Sigma}$  小于或等于说明书规定的散热功率,以便进一步确定该减速器是否需要采用风冷或水冷装置。

如果设计结构上不能采用冷却装置时,必须重新根据散热功率,重新选择较大规格的减速器。

(3) 蜗杆减速器一般均需要核算其热功率,核算其散热面积是否能满足需要。

在选用标准减速器时,必须根据标准减速器的使用说明书进行计算,合理选择。

### 2 通用标准减速器的发展趋势

(1) 通用标准圆柱齿轮减速器正由调质齿轮(如 ZD、ZL、ZS、ZDH、ZLII、ZSH 等系列)向淬硬齿轮方向发展。这类新型淬硬齿轮减速器具有承载能力大、结构紧凑的优点,因而相同功率的新型减速器的重量和体积大大减小。但箱体的散热面积也相应减少,一般在选用时还需要进行散热功率的计算,以便确定该减速器是否需要采用风冷或水冷等冷却装置。

桥式起重机用标准减速器也正由调质-正火齿轮(如 ZQ、ZQH 等系列)向高硬度调质齿轮(350HB 左右,也称中硬齿面)方向发展,以提高其承载能力,延长使用寿命。

除了传统的展开式圆柱齿轮减速器以外,还发展了通用标准同轴式圆柱齿轮减速器。这种减速器结构紧凑,布置方便。而且有的减速器还可以将法兰式电动机直接装在减速器箱体上,这样可省去联轴器等元件,使用更为方便。

(2) 增添标准圆锥-圆柱齿轮减速器新品种。这类减速器也采用淬硬齿轮,体积小、重量轻。而且其输入轴和输出轴呈垂直位置。可满足皮带运输机等行业需要。

(3) 蜗杆减速器除了现有的阿基米德蜗杆减速器(如 WS、WD 等系列)外,还增加直廓环面蜗杆减速器、平面二次包络环面蜗杆减速器和圆弧齿圆柱蜗杆减速器等新品种。这些新型蜗杆减速器的特点为承载能力大、传动效率高,重量和体积也相应减小。

(4) 行星齿轮减速器正在改进均载机构,提高制造工艺,设计新型行星齿轮减速器。

(5) 齿轮减速电动机是将电动机与减速器合为

一体的结构。它具有结构紧凑、使用方便的优点。目前也向辛齿齿轮方向发展。结构上也改为同轴式，由二级传动改为三级传动，扩大了传动比范围，输出轴转速范围也相应扩大。

此外，电动机-制动器-减速器、三者合为一体的齿轮减速电动机也正在发展，以满足多方面的需要。

(6) 通用标准减速器也正在摆脱过去单一的底座安装式的结构形式，向多工位方向发展。即减速器不仅可作底座安装式，也可作天花板底座安装式，在侧面墙壁上底座安装式。输出轴可以在水平位置也可以在垂直位置。也可以采用法兰连接方式将减速器直接固定在工作机械上。另外，还有悬挂式减速器，将减速器的输出轴(空心轴)直接安装在工作机械的输入轴上，使减速器安装简便，适用于各种不同场合。

3 ZD、ZL、ZS型渐开线圆柱齿轮减速器 (JB1130—70)和ZDH、ZLH、ZSH型圆弧

圆柱齿轮减速器 (JB1586—75)

这二种标准系列减速器主要用于冶金、矿山、水泥、建筑、化工、纺织、轻工等行业。其适用条件如下：

高速轴转速不大于1500r/min；减速器的工作环境温度允许为-40℃~+40℃；减速器可用于正、反两向运转。

这二个系列减速器的基本参数和承载能力的范围见表8.2-1。图8.2-1为ZD型减速器的外形图。

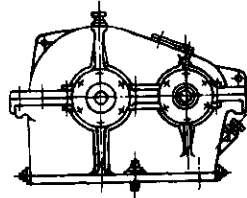


图8.2-1 ZD型减速器外形图

表8.2-1 渐开线圆柱齿轮减速器和圆弧圆柱齿轮减速器(JB1130—70、JB1586—75)的基本参数和承载能力

型 号	总中心距系列 (mm)	传 动 比 系 列	输入功率 (kW)	输出转矩 (N·m)
ZD ZDH (单级)	100, 150, 200, 250, 300, 350, 400, 450, 500, 600, 700	2, 2.24, 2.5, 2.8, 3.15, 3.55, 4, 4.5, 5, 5.6, 6.3	0.8~1880	93~58996
ZL ZLH (两级)	250, 350, 425, 500, 600, 850, 750, 850, 1000, 1150, 1300	7.1, 8, 9, 10, 11.2, 12.5, 14, 16, 18, 20, 22.4, 25, 28, 31.5, 35, 40, 45	0.38~875	312~83385
ZS ZSH (三级)	500, 650, 750, 825, 950, 1100, 1250, 1450, 1650	50, 56, 63, 71, 80, 90, 100, 112, 125, 140, 160, 180, 200, 224, 250, 280	0.298~310	1423~108930

注：渐开线圆柱齿轮减速器 (JB1130—70)和圆弧圆柱齿轮减速器 (JB1586—75)仅齿型不同，基本参数及承载能力均相同。

4 ZQ型渐开线圆柱齿轮减速器 $\ominus$ 和ZQH型圆弧圆柱齿轮减速器 (JB1585—75)

本系列减速器主要用于起重机械，也可以用于运输、通用、化工和轻工等机械行业。ZQ和ZQH型减速器的外形图见图8.2-2。其适用条件如下：

高速轴的转速不大于1500r/min，工作环境温度为-40℃~+40℃；适用于正、反两向运转。

这二种系列减速器的基本参数和承载能力范围见表8.2-2。

$\ominus$  也称为JZQ型，规格与承载能力相同。

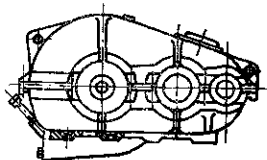


图8.2-2 ZQ和ZQH型减速器外形图

表8.2-2 ZQ和ZQH型圆柱齿轮减速器的基本参数和承载能力

型号	总中心距系列 (mm)	传动比系列	输入功率 (kW)	输出转矩 (N·m)
ZQ ZQH (两级)	250, 350, 400, 500, 600, 850, 750, 850, 1000	8, 10, 12.5, 16, 20, 25, 31.5, 40, 50	0.35~355	1962~195219

### 5 WD和WS型圆柱蜗杆减速器(Q/ZB125—73)

本系列为一级传动的阿基米德蜗杆减速器,其使用范围如下:

蜗杆转速不超过1500r/min,减速器的工作环境温度为 $-40^{\circ}\text{C}\sim+40^{\circ}\text{C}$ ,可用于正、反两向运转。

WD型蜗杆减速器表示蜗杆下置式,WS型则表示蜗杆为上置式的。

WD和WS型蜗杆减速器的基本参数和承载能力

表8.2-3 WD和WS型圆柱蜗杆减速器的基本参数和承载能力

型号	中心距系列 (mm)	传动比系列	输出转矩 (N·m)
WD (蜗杆在下)	80, 100, 120, 150, 180, 210, 250, 300, 360	9.67, 11.67, 13.67, 15.67, 17.67, 19.5, 21.5, 23.5,	41.2~4728
WS (蜗杆在上)		25.5, 27.5, 30, 33, 37, 41, 47, 53, 60	

力范围见表8.2-3。图8.2-3为WD型蜗杆减速器的外形图。

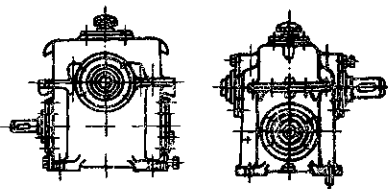


图8.2-3 WD型蜗杆减速器外形图

### 6 圆弧齿圆柱蜗杆减速器(JB2318—79)

单级圆弧齿蜗杆减速器主要用于冶金、矿山、起重、运输、化工、建筑等各种机械的减速传动,其适用条件如下:

蜗杆转速不超过1500r/min,工作环境温度为 $-40^{\circ}\text{C}\sim+40^{\circ}\text{C}$ ,当工作环境温度低于 $0^{\circ}\text{C}$ 时,起油前润滑油必须加温到 $0^{\circ}\text{C}$ 以上,高速箱可正、反两向

运转。

圆弧齿圆柱蜗杆减速器(JB2318—79)分为:WHT型是通用型,蜗杆可在蜗轮上端、下端和侧面;WHX型是蜗杆在蜗轮下端,WHY型是蜗杆在蜗轮上端,WHC型是蜗杆在蜗轮侧面。

本标准减速器的基本参数和承载能力范围见表8.2-4。图8.2-4为WHX型圆弧齿圆柱蜗杆减速器的外形图。

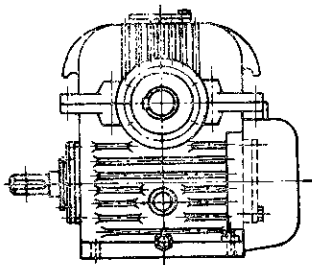


图8.2-4 WHX型圆弧齿圆柱蜗杆减速机外形图

表8.2-4 圆弧齿圆柱蜗杆减速器的基本参数和承载能力

型号	中心距系列 (mm)	传动比系列	输入功率 (kW)	输出转矩 (N·m)
WHT	80, 100		3.4~4.5	108~536
WHX	125, 160, 200, 250,	4, 10, 12.5, 16,	1.8~16 <sup>2</sup>	484~26095
WH5	280, 320, 360, 400,	20, 25, 31.5,		
WHC	450, 500	40, 50		

### 7 NGW型行星齿轮减速机(JB1799—76)

这类减速机包括单级(NGW11~NGW121)、两级(NGW42~NGW122)和三级(NGW73~NGW123)等三个系列的NGW型渐开线直齿圆柱齿轮行星减速机,主要用于矿山、冶金、起重运输等机械设备,其适用条件为:

高速轴最高转速不超过1500r/min,工作环境温度为-40℃~+45℃,可正、反两向运转。

NGW型行星齿轮减速器的基本参数和承载能

力见表8.2-5,图8.2-5为NGW型单级行星齿轮减速器的外形图。

### 8 NGW-Z型组合式行星减速机(JB3722—84)

这类减速机包括两级和三级NGW-Z型组合式行星齿轮减速机,第一级为外啮合圆柱齿轮传动,其余各级为行星齿轮传动,适用于冶金、矿山、轻化及通用机械,适用条件为:

高速轴最高转速不超过1500r/min,齿轮圆周

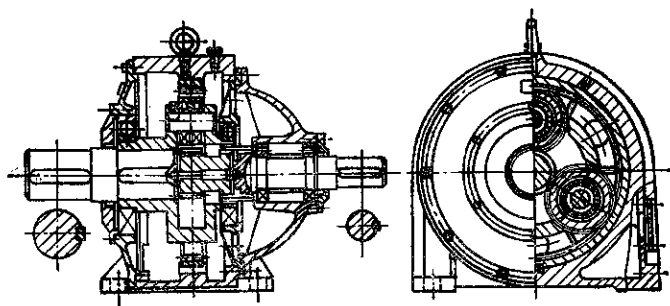


图8.2-5 NGW型单级行星齿轮减速机外形图

表8.2-5 NGW型行星齿轮减速器的基本参数和承载能力

传动级数	机型系列	传动比系列	输入功率 (kW)	输出转矩 (N·m)
单 级	NGW11, NGW21, NGW31, NGW41, NGW51 NGW61, NGW71, NGW81 NGW91, NGW101, NGW111 NGW121.	2.8, 3.15, 3.55, 4, 4.5, 5, 5.6, 6.3, 7.1, 8, 9, 10, 11.2, 12.5	2.7~1314	313.9~49402
两 级	NGW42, NGW52, NGW62 NGW72, NGW82, NGW92 NGW102, NGW112, NGW122	14, 16, 18, 20, 22.4, 25, 28, 31.5, 35.5, 40, 45, 50, 56, 63, 71, 80, 90, 100, 112, 125, 140, 160	0.4~617	2216~47677
三 级	NGW73, NGW83, NGW93 NGW103, NGW113, NGW123	180, 200, 224, 250, 280, 315, 355, 400, 450, 500, 560, 630, 710, 800, 900, 1000, 1120, 1250, 1400, 1600, 1800, 2000	0.1~47.1	2819~48147 (287~4908)

速度不超过15m/s;工作环境温度为 $-40^{\circ}\text{C}\sim+45^{\circ}\text{C}$ , 范围见表8.2-6。图8.2-6为NGW-Z型组合式行星齿轮减速器的外形图。

NGW-Z型行星齿轮减速器的规格和承载能力

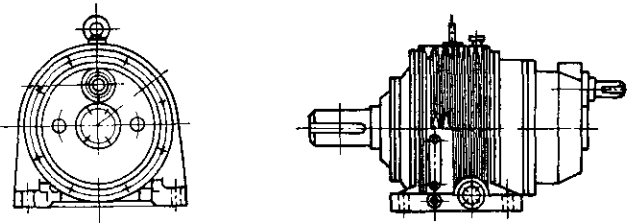


图8.2-6 NGW-Z型组合式行星齿轮减速器外形图

表8.2-6 NGW-Z型组合式行星齿轮减速器的规格和承载能力

型号	传动级数	机型系列	传动比系列	输入功率 (kW)	输出转矩 (N·m)
NGW-Z型	两级	42, 52, 62, 72, 82, 92, 102, 112, 122	11.2, 12.5, 14, 16, 18, 20, 22.4, 25, 28, 31.5, 35.5, 40, 45, 50	2.88~711	2185~49714
	三级	73, 83, 93, 103, 113, 123	56, 63, 71, 80, 90, 100, 112, 126, 140, 160, 180, 200, 224, 250, 280, 315, 355, 400, 450, 500	0.81~199	5646~66310

9 NGW-S 型组合式行星齿轮减速器 (JB 3725-84)

这类减速器包括两级和三级 NGW-S 型组合式行星齿轮减速器。第一级为圆锥齿轮传动, 其余各级为行星齿轮传动, 其输入轴和输出轴互垂直相交。适用于冶金、矿山、轻化及通用机械设备。其

适用条件如下:

高速轴最高转速不超过 1500r/min, 齿轮圆周速度不超过 15m/s; 工作环境温度为 -40℃~+45℃; 可正、反双向运转。

NGW-S 型组合式行星齿轮减速器的外形图见图 8.2-7, 其规格和承载能力范围见表 8.2-7。

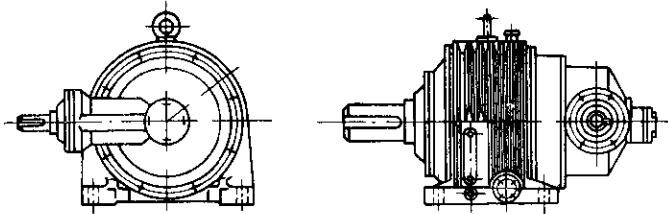


图 8.2-7 NGW-S 型组合式行星齿轮减速器外形图

表 8.2-7 NGW-S 型组合式行星齿轮减速器的规格和承载能力

型号	传动级数	机型系列	传动比系列	输入功率 (kW)	输出转矩 (N·m)
NGW-S 型	两 级	42、52、62、72、 82、92、102、112、 122	11.2、12.5、14、16、18、 20、22.4、26、28、31.5、 35.6、40、45、50、56、63、 71、80	1.86~563	1910~49737
	三 级	73、83、93、103、 113、123	56、63、71、80、90、100、 112、125、140、160、180、 200、224、250、280、315、 355、400、450、500	1.04~199	7820~88310

10 NGW-L 型立式行星齿轮减速器 (JB 3724-84)

这类减速器包括单级和两级 NGW-L 立式行星齿轮减速器。它的输入轴和输出轴位于垂直位置, 用法兰式连接直接装在工作机械上, 有时也可采用法兰式电动机直接装在减速器的顶部, 故结构紧凑, 安装方便。适用于冶金、矿山、轻化及通用机械设备。其适用条件为:

高速轴最高转速不超过 1500r/min; 齿轮圆周速度不超过 15m/s; 工作环境温度为 -40℃~+45℃; 可正、反双向运转。

NGW-L 型立式行星齿轮减速器的外形图见图 8.2-8, 其规格和承载能力范围见表 8.2-8。

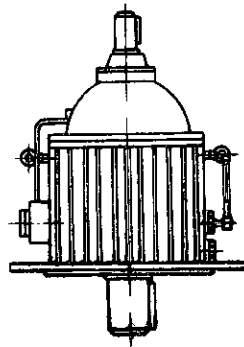


图 8.2-8 NGW-L 型立式行星齿轮减速器外形图



表8.2-8 NGW-L型立式行星齿轮减速器的规格和承载能力

型号	传动级数	机型系列	传动比系列	输入功率 (kW)	输出转矩 (N·m)
NGW-L	单 级	11, 21, 31, 41,	4, 4.5, 5, 5.6, 6.3,	1.0~46.2	610~11420
		51, 61, 71,	7, 8, 9, 10		
	两 级	42, 52, 62, 72,	25, 28, 31.5, 36.5,	1.31~43.7	990~28170
		82, 92, 102, 112, 122	40, 45, 50, 56, 63, 71, 80, 90, 100		

11 摆线针轮减速机(JB2982-81)

本标准减速机分为单级和两级,按结构型式又分为立式和卧式;双轴型和直联型(即电动机和摆线针轮减速机直接联为一体)⊕。适用于冶金、矿山、建筑、化工、纺织、轻工等行业。其适用条件如下:

输入功率  $P_1$ : 单级0.6~75kW,  
两级0.052~13.41kW。

传动比  $i$ : 单级 11~87, 共9种;  
两级 121~7569, 共18种。

工作环境温度: -40℃~+40℃。减速机可用于正、反两向运转。

其型式代号为: BW——卧式双轴型;  
BWY——卧式电机直联型;

BL——立式双轴型;  
BLY——立式电机直联型。

本标准减速器的基本参数和承载能力范围见表8.2-9。图8.2-9为BW型摆线针轮减速器的外形图。

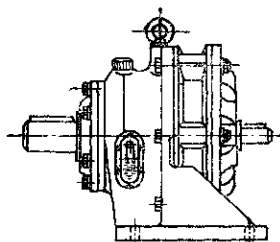


图8.2-9 BW型摆线针轮减速器外形图

表8.2-9 摆线针轮减速机的基本参数和承载能力

型号	传动级数	机型系列	传动比系列	输入功率 (kW)	输出转矩 (N·m)
BW BWY	单 级	15, 18, 22, 27, 33, 39, 45, 55, 65	11, 17, 23, 29, 35, 43, 59, 71, 87	0.6~75	148.3~24072.9
		2215, 2715, 3322,	121, 187, 289,		
BL BLY	两 级	3922, 4527, 5527, 6533	391, 473, 595, 731, 841, 1003, 1225, 1505, 1849, 2085, 2537, 3481, 4189, 5133, 7569	0.052~13.41	1128.1~29430

注: 各制造厂生产的摆线针轮减速机的型号、机号、承载能力等参数和本表并不相同。选用时, 应参照制造厂的使用说明书。

图8.2-11所示。输出轴可以在水平位置, 也可放在

12 CJ型圆柱齿轮减速机

本系列为同轴线式渐开线圆柱齿轮减速机, 分为两级和三级传动。它有各种不同的安装方式, 如

⊕ 电机直联型摆线针轮减速机在电机行业中称为“摆线针轮减速电机”, 型号以YXJ表示, 其型式、参数和尺寸与本标准减速机相同。

垂直位置。除了底脚安装式，还有法兰安装式，它将减速机直接固定在工作机械上（见图8.2-11）。此减速机可直接带电动机，成为齿轮减速电动机；

也可不带电动机而带输入轴法兰架。此减速机通用性较强，可满足用户多种需要。此减速机输出轴转速为：6~355r/min，输出转矩小于3000N·m，可

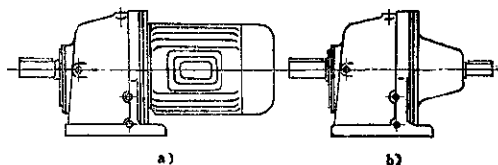


图8.2-10 CJ型圆柱齿轮减速机外形图  
a) CJY和CJZ型减速机 b) CIS型减速机

表8.2-10 CJ型圆柱齿轮减速机的基本参数和承载能力

型号	机组号	公称输出转速 (r/min)	公称传动比	输入功率 (kW)	输出转矩 (N·m)
CIS	100, 112,	355, 315, 280, 250,	4, 4.5, 5, 5.5, 6, 3.	0.55, 0.75, 1.1,	40~2918
	132, 160,	224, 200, 180, 160,	7.1, 8, 9, 10, 11.2,	1.5, 2.2, 3, 4,	
	180, 200,	140, 125, 112, 100,	12.5, 14, 18, 18.20,	5.5, 7.5, 11, 15,	
CJY	225, 250,	90, 80, 71, 63, 56,	22.4, 25, 28, 31.5,	18.5, 22, 30, 37,	
CJZ	280	50, 45, 40, 36, 31.5,	35.5, 40, 45, 50, 56,	45	
		28, 25, 22.5, 20, 18,	63, 71, 80, 90, 100		
		16, 14			

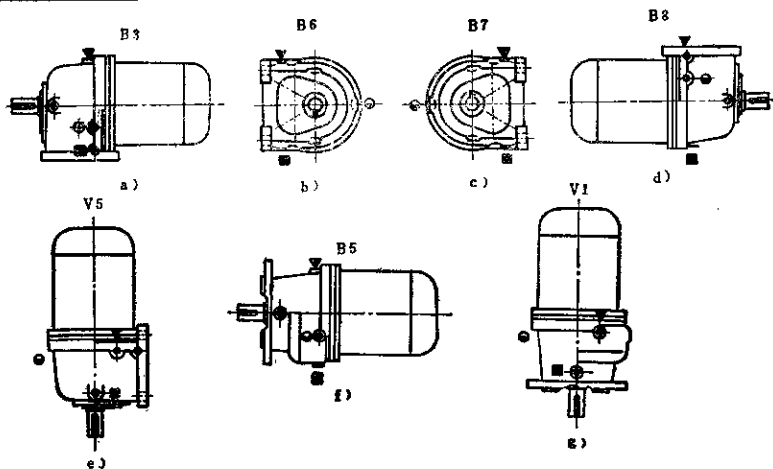


图8.2-11 CJ型减速机的安装方式

▼加油塞 ●油位塞 ■放油塞

- a) 地面上底脚安装 b) 输出轴水平，底面朝左，在墙壁上底脚安装  
c) 输出轴水平，底面朝右，在墙壁上底脚安装 d) 在天花板上底脚安装  
e) 输出轴垂直朝下，在墙壁上底脚安装  
f) 输出轴水平，法兰安装  
g) 输出轴垂直朝下，法兰安装

适用于纸张和造纸机械, 包装、运输、建筑、矿山、起重、水泥、轧钢、橡胶、印刷、印染、制糖、饮料食品、纺织、木材、能源和环保设备等行业, 特别适用于输送机、升降机、搅拌机。其适用条件为:

高速轴转速不大于1500r/min, 工作环境温度为-40℃~+45℃; 可作正、反双向运转。

CJ系列减速机分为下列基本型式:

- (1) CJS型圆柱齿轮减速机, 带高速输入轴法兰架的双轴型(即不带电动机)。
- (2) CJY型圆柱齿轮减速机, 带Y系列法兰

安装式三相异步电动机, 其额定电压为380V, 频率为50Hz。

(3) CJZ型圆柱齿轮减速机, 带Z<sub>2</sub>系列小型直流电动机。

本系列减速机齿轮经过淬硬、磨齿式剃齿, 故减速机的体积小、重量轻、噪声低、效率高。

本系列减速机的基本参数和承载能力的范围见表8.2-10。图8.2-10为CJ型圆柱齿轮减速机的外形图。

CJ系列减速器的安装方式见图8.2-11。

### 第3章 渐开线行星齿轮传动装置

#### 1 概述

##### 1.1 定义

图8.3-1为行星齿轮传动机构简图, 装在动轴O<sub>a</sub>上的齿轮c, 既自转又绕固定几何轴线O-O公转, 如同行星一样运动, 故称之为行星轮。装有行星轮并绕固定轴线O-O转动的构件X称为转臂(转架、行星架), 与行星轮啮合且几何轴线固定的齿轮a和b称为中心轮(太阳轮和内齿轮)。中心轮轴线和转臂X的轴线共同重合于机壳上的一条几何轴线, 称该轴线为主轴线。

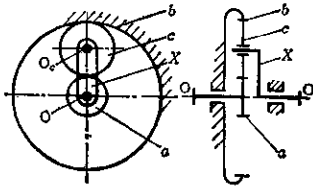


图8.3-1 行星齿轮传动(NGW型)简图

在行星传动中, 凡轴线与主轴线重合且直接承受外力矩的构件, 称为基本构件。如图8.3-1所示的中心轮a、b和转臂X, 即三基本构件。

##### 1.2 分类和性能

见表8.3-1~表8.3-2。

##### 1.3 传动比计算

$$i_{aX}^b = \frac{n_a}{n_X^b} \quad (8.3-1)$$

式中  $i_{aX}^b$ ——表示构件b固定时, 构件a主动,

构件X从动的传动比;

$n_a$ ——表示主动构件a的转速;

$n_X^b$ ——表示构件b固定时, 从动件X的转速。

行星齿轮传动的传动比计算多采用转化机构法。所谓转化机构, 就是给整个行星齿轮传动机构加上一个 $-n_X$ 转速, 使整个机构相当于行星架不动的定轴线齿轮传动机构。这样, 就可以用计算定轴轮系的传动比公式计算转化机构的传动比, 进而计算行星齿轮传动的传动比。

常用行星机构传动比计算公式见表8.3-3, C-1封闭行星机构传动比计算公式见表8.3-4, 差动行星传动转速计算公式见表8.3-5。

行星轮转速计算:

行星轮转速  $n_c, n_c^X$  可用基本构件的转速表示。

$$\left. \begin{aligned} i_{ca}^b &= \frac{n_c - n_X}{n_a - n_X} \\ n_c &= n_a i_{ca}^b + n_X (1 - i_{ca}^b) \end{aligned} \right\} (8.3-2)$$

$$n_c^X = n_c - n_X = i_{ca}^b (n_a - n_X) \quad (8.3-3)$$

表 8.3-1 行星齿轮传动类型和特点

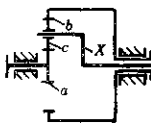
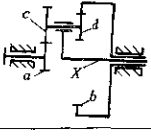
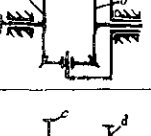
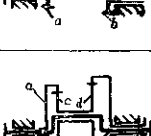
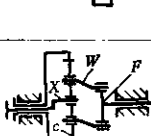
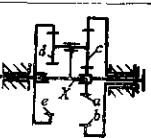

传动类型		机构简图	传动特性			应用特点		
类	组 型		传动比范围	传动比推荐值	传动效率		传递功率 (kW)	
2Z-X	负号机构	NGW		1.13 ~ 13.7	$i_{12} = 2.7 \sim 8$	$\eta_0 = 0.97$ ~0.99	不限	广泛用于动力及辅助传动中。工作制度不限，可作为减速、增速和差速装置 轴向尺寸小，便于串联成多级传动，工艺性好
	正号机构	NW		1 ~ 50	$i_{12} = 5 \sim 26$	$\eta_0 = 0.97$ ~0.99	不限	当 $ i_{12}  > 7$ 时，径向尺寸比 NGW 型小，可推荐采用 工作制度不限 制造、装配较 NGW 型复杂
	正号机构	ZUWGW		1 ~ 2	1	当 $n_0 = 0$ 或 $n_b = 0$ ，并用滚动轴承时 $\eta = 0.98$	$\leq 80$	主要用于差动装置
	正号机构	WW		从 1.2 到数千		$\eta_0$ 很低，且随传动比 $i_{12}$ 增加而急剧下降	很少用于动力传动 短时工作时 $\eta \leq 20$	当传动比要求大而效率要求不高时采用，较小传动比可用作差速传动 装配不便，运动精度低 当转臂 X 从动时， $ i_{12} $ 大于某值后，机构自锁
	正号机构	NN		$\leq 1700$	一个星轮时 $i_{12} = 30 \sim 100$ ，三个星轮时 $i_{12} < 30$	效率较低且随传动比 $ i_{12} $ 增加而降低， $ i_{12}  < 50$ 时 $\eta_0 \leq 0.8$	$\leq 40$	可用于短时、间断性工作制动力传动 转臂 X 为从动件时，当 $ i_{12} $ 达某值后，机构自锁
	Z-X-F	正号机构	N		10 ~ 100		渐开线齿形 $\eta_0 = 0.80 \sim 0.94$	$\leq 75$
3Z	正负号机构	NGWN		$\leq 500$	$i_{12} = 20 \sim 100$	$\eta_0$ 随传动比 $ i_{12} $ 增大而下降 当 $i_{12} \leq 50$ 时 $\eta_0 \approx 0.8$	$\leq 100$	结构很紧凑，适用于中、小功率的短时工作制传动 工艺性较差 当 a 轮从动时， $ i_{12} $ 达到某值后，机构会自锁，即 $\eta_0 \leq 0$

表 8.3-2 常见行星传动联合或派生机构简图

序号	机构简图	传动比范围	传动效率	使用特性
1		10~60	0.94~0.97	传动比较大, 基本特性和NGW型相同
2		10~60	0.94~0.97	第一级行星架固定, 多用于高速传动
3		10~30	0.94~0.97	封闭式行星传动
4				C-1 封闭式行星传动, 输入力流分两路输出, 可使机构尺寸进一步减小
5				差动行星传动, 可作为变速器, 调速器, 且范围较广
6		12.5~30	0.94~0.97	系NGW型的派生机构基本性能和NGW型相同, 扩大了使用范围

(续)

序号	机构简图	传动比范围	传动效率	使用特性
7		12.5~80	0.94~0.96	系NGW型的派生机构,入轴垂直,扩大了NGW型的使用范围
8		1~8	0.96~0.98	主要适用于大功率高速传动,多采用人字齿
9		1~8	0.96~0.98	双排NGW型主要用于低速大扭矩,因内轮直径加工受到限制的情况

表 8.3-3 常用行星机构传动比计算公式

行星齿轮传动		简图	固定件	主动件	转化机构传动比	行星机构传动比
类	组型					
2Z-X	负号机构		b	a, X	$i_{bX}^X = -\frac{z_b}{z_a}$	$i_{bX}^Z = 1 + \frac{z_b}{z_a}$ $i_{aX}^Z = \frac{1}{1 + \frac{z_b}{z_a}}$
				a	b, X	$i_{aX}^X = -\frac{z_a}{z_b}$
	正号机构		b	a, X	$i_{bX}^X = -\frac{z_a \cdot z_b}{z_a \cdot z_a}$	$i_{bX}^Z = 1 + \frac{z_a \cdot z_b}{z_a \cdot z_a}$ $i_{aX}^Z = \frac{1}{1 + \frac{z_a \cdot z_b}{z_a \cdot z_a}}$
				a	b, X	$i_{aX}^X = -\frac{z_a \cdot z_b}{z_a \cdot z_b}$

(续)

行星齿轮传动		简图	固定件/主动件		转化机构传动比	行星机构传动比
类	组 型					
zZ-X	正号机构		b	a, X	$i_{ab}^X = -\frac{z_c \cdot z_d}{z_a \cdot z_b}$	$i_{ab}^b = 1 - \frac{z_c \cdot z_d}{z_a \cdot z_b}$ $i_{ba}^b = \frac{1}{1 - \frac{z_c \cdot z_d}{z_a \cdot z_b}}$
	和		a	b, X	$i_{ba}^X = \frac{z_a \cdot z_c}{z_b \cdot z_d}$	$i_{ba}^a = 1 - \frac{z_a \cdot z_c}{z_b \cdot z_d}$ $i_{ab}^a = \frac{1}{1 - \frac{z_a \cdot z_c}{z_b \cdot z_d}}$
Z-X-F	正号机构		b	X	$i_{ba}^X = i_{cb}^X = \frac{z_b}{z_c}$	$i_{cb}^c = \frac{z_c}{z_b - z_c}$
			F	X	$i_{ba}^F = i_{db}^F = \frac{z_b}{z_d}$	$i_{db}^d = -\frac{z_b}{z_d - z_c}$
3/	负号机构		b	a	$i_{ba}^X = -\frac{z_b}{z_a}$ $i_{ba}^X = \frac{z_d \cdot z_b}{z_a \cdot z_c}$	$i_{ba}^a = (1 + \frac{z_b}{z_a})$ $/ (1 - \frac{z_c \cdot z_d}{z_a \cdot z_c})$
	正号机构		a	a	$i_{ba}^X = -\frac{z_c \cdot z_d}{z_a \cdot z_b}$ $i_{ba}^X = \frac{z_c \cdot z_d}{z_b \cdot z_d}$	$i_{ba}^a = (1 + \frac{z_c \cdot z_d}{z_a \cdot z_b})$ $/ (1 - \frac{z_c \cdot z_d}{z_b \cdot z_d})$
	负号机构		b	a	$i_{ba}^X = -\frac{z_b}{z_a}$ $i_{ba}^X = \frac{z_b}{z_c}$	$i_{ba}^a = (1 + \frac{z_b}{z_a})$ $/ (\frac{z_d}{z_c - z_b})$

表 8.3-4 C-I 封闭行星机构传动比计算公式

序号	简图	固定件	传动比计算公式
1		a, b	$i_{1X} = i_{1C} = - \frac{1}{\frac{z_2 \cdot z_1}{z_3(z_2 + z_3)} + \frac{z_1 \cdot z_1}{z_4(z_1 + z_4)}}$ $i_{1X} = i_{C1} = - \left[ \frac{z_3 \cdot z_1}{z_2(z_2 + z_3)} + \frac{z_1 \cdot z_1}{z_4(z_1 + z_4)} \right]$
2		a, b	$i_{1X} = i_{1C} = - \frac{1}{\frac{z_2}{z_4 + z_5} - \frac{z_6 \cdot z_1}{z_3(z_6 + z_4)}}$ $i_{1X} = i_{C1} = \frac{z_4}{z_4 + z_6} - \frac{z_6 \cdot z_1}{z_3(z_6 + z_4)}$
3		a, b	$i_{16} = i_{C1} = - \frac{z_1 \cdot z_6}{z_2 \cdot z_4} + \frac{z_4 + z_4}{z_4}$ $i_{61} = i_{1C} = \frac{1}{\frac{z_1 \cdot z_6}{z_2 \cdot z_4} + \frac{z_4 + z_6}{z_4}}$
4		a, b	$i_{11} = i_{C1} = \frac{(z_2 \cdot z_4)z_1}{(z_1 \cdot z_3)z_4} + \frac{(z_2 \cdot z_3) + (z_1 \cdot z_4)}{z_1 \cdot z_3}$ $i_{11} = i_{1C} = \frac{1}{\frac{(z_1 \cdot z_4)z_1}{(z_1 \cdot z_3)z_4} + \frac{z_2 \cdot z_3 + z_1 \cdot z_4}{z_1 \cdot z_3}}$



(续)

序号	简图	固定件	传动比计算公式
6			$i = \frac{z_1}{z_1 + z_2} - \frac{z_2 \cdot z_3 \cdot i_x}{(z_1 + z_3) z_3}$ <p>(式中 <math>i_x</math> 为无级变速变速器传动比)</p> $i_{ic} = \frac{z_1}{z_1 + z_2} - \frac{z_2 \cdot z_3 \cdot i_c}{(z_1 + z_3) z_3}$

注：1. C—I封閉行星机构传动比计算公式

$$i = i_{c1} \cdot i_{c2} + i_{c1} \cdot i_{c3} = i_{c1} + i_{c2}$$

$$i_{ic} = \frac{1}{i_{c1}} = \frac{1}{i_{c1} + i_{c2}}$$

- 由上述两式可知， $i_{c1}$ 和 $i_{c2}$ 的符号相同和不相同的C-1传动，传动比有显著差别。当 $i_{c1}$ 和 $i_{c2}$ 符号相同，即 $i_{c1} \cdot i_{c2} > 0$ 时， $i_{c1}$ 和 $i_{c2}$ 均较小，这时得到较大传动比，且以C为输入轴，并使 $|i_{c1}| > 1$ 和 $|i_{c2}| > 1$ 。当 $i_{c1}$ 和 $i_{c2}$ 的符号不相同，即 $i_{c1} \cdot i_{c2} < 0$ 时，如果使它们的绝对值接近，就可得到比较大的减速比 $|i_{ic}|$ ，但在这种情况，要产生“环”形串流，使机械的效率下降许多。
- 对于 $i_{c1}$ 和 $i_{c2}$ 符号不相同的C-1体系，如将a、b轴中任一个用无级变速器与构件1联接，即可在不改变输入转速的情况下，可使输出轴转速反向，且在两个方向的最大值之间进行平滑的速度调节。
- 表中所示简图，采用2Z-X类负号机构组成，当转臂固定时，把转速较高的中心轮与出轴C相联，则 $|i_{c1}| > 1$ 和 $|i_{c2}| > 1$ ，得到较大的减速比 $|i_{ic}|$ ；当把转速较低的中心轮与出轴C相联，则 $|i_{c1}|$ 和 $|i_{c2}|$ 中，或一个小于1，或都小于1，要得到减速传动则必须以1轴作输入轴。如果使 $i_{c1}$ 与 $i_{c2}$ 异号，且绝对值接近，即可得到大的减速比 $|i_{ic}|$ 。

表 8.3-5 差动行星传动转速计算公式

主动件	从动件	输出转速
a, b	X	$n_X = n_a i_{aX}^0 + n_b i_{bX}^0$ $= n_a^0 + n_b^0$
b, X	a	$n_a = n_b i_{bX}^0 + n_X i_{aX}^0$ $= n_b^0 + n_X^0$
a, X	b	$n_b = n_X i_{aX}^0 + n_a i_{bX}^0$ $= n_X^0 + n_a^0$

注：表中公式适用于行星传动合成运动，对于分解运动的差动行星传动，亦可根据表中必要利用表中公式进行转速计算。

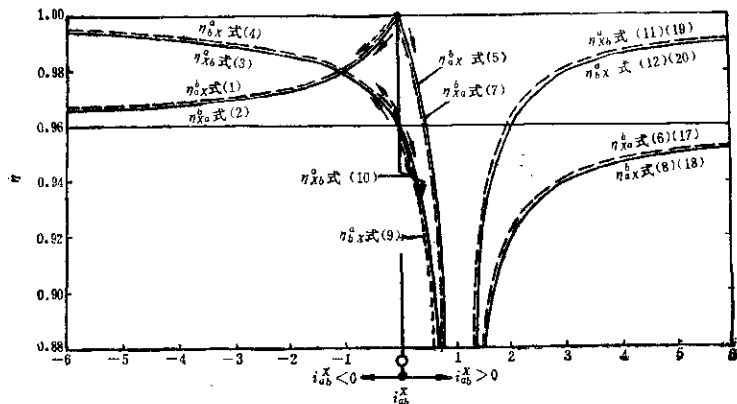


图8.3-2 2Z-X类行星传动效率曲线 (按 $\eta' = 0.96$ 绘制)  
图中效率曲线公式与表8.3-6公式号相对应

或 
$$\left. \begin{aligned} i_{a0}^X &= \frac{n_c - n_X}{n_s - n_X} \\ n_c &= n_s i_{a0}^X + n_X (1 - i_{a0}^X) \end{aligned} \right\} (8.3-4)$$

$$n_c^X = n_c - n_X = i_{a0}^X (n_s - n_X) \quad (8.3-5)$$

式中  $i_{a0}^X$ 、 $i_{c0}^X$  —— 转化机构中齿轮  $c$ 、 $a$  或  $c$ 、 $b$  之间传动比；

$n_X$  —— 转臂转速  $r/min$ ；对图

8.3-1所示的行星传动：当  $b$  轮固定时， $n_X = n_a / i_{a0}^X$

$= n_X^b$ ；当  $a$  轮固定时， $n_X$

$= n_b / i_{b0}^X = n_X^a$ ；对差动

行星传动： $n_X = n_X^a + n_X^b$ 。

### 1.4 效率计算

$$\eta = \eta_c \eta_a \eta_b \eta_Q \quad (8.3-6)$$

式中  $\eta$  —— 行星传动的总效率；

$\eta_c$  —— 与齿轮啮合副摩擦损失相对应的效率；

$\eta_a$  —— 与轴承摩擦损失相对应的效率；

$\eta_b$  —— 与润滑油飞溅和搅动损失相对应的效率；

$\eta_Q$  —— 与均载机构或输出机构摩擦损失相对应的效率，该值目前尚无准确计算方法，一般通过试验确定。

各类行星传动效率计算公式如下：

(1) 2Z-X类传动效率计算式见表8.3-6，其效率近似值可由图8.3-2查得。

(2) 3Z类行星齿轮传动效率计算式见表8.3-7，效率概略值见图8.3-3。

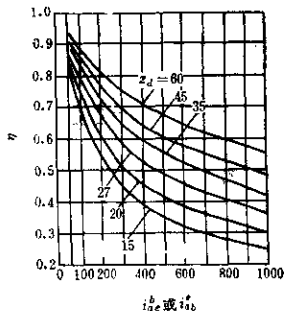


图8.3-3 NGWN型传动效率概略值( $\eta = \eta_c \eta_a$ )

1. 由图示曲线可知，随着传动比的增大效率下降，且  $z_2$  愈小下降愈多。

2. 当传动比、整体径向尺寸和行星轮个数给定时，随着  $\beta = z_2 / z_1$  值的增加， $a$  轮直径变小， $a$ 、 $c$  之间的接触应力将上升。

3. 设计中若要求得到较高的效率和较大的传动比时，应采用两个  $\beta$  较小的NGWN型组合或采用NGWN型与2Z-X类适当结构组合。

(3) 差动行星齿轮传动效率计算式见表8.3-8和表8.3-9。

表 8.3-8 2Z-X 行星传动效率计算式

序号	传动类型			传动简图	固定件	主动件	从动件	转向	转化机构传动比 $i^x = i_{ab}^x$ 或 $i_{ba}^x$	传动效率 $\eta$					
	类	组	型												
1	2Z-X	负号机构	NGW		a	X	同向 减速	$i^x = i_{ba}^x = -\frac{z_c}{z_a}$	$\eta_{ba}^x = \frac{1-i_{ab}^x \eta^x}{1-i_{ab}^x}$ (1)						
									X	a	同向 增速	$i_{ba}^x = -\frac{z_c}{z_a} < 0$	$\eta_{ba}^x = \frac{\eta^x(1-i_{ab}^x)}{\eta^x - i_{ab}^x}$ (2)		
													X	b	同向 增速
									a	b	同向 减速	$\eta_{ba}^x = \frac{\eta^x - i_{ab}^x}{1-i_{ab}^x}$ (4)			
2	2Z-X	正号机构	WW		a	X	同向 减速	$0 < i_{ba}^x < 1$					$\eta_{ba}^x = \frac{\eta^x - i_{ab}^x}{\eta^x(1-i_{ab}^x)}$ (5)		
									b	X	a	逆向 减速	$i_{ba}^x > 1$	$\eta_{ba}^x = \frac{\eta^x(1-i_{ab}^x)}{\eta^x - i_{ab}^x}$ (6)	
														a	X
									a	X	同向 增速	$i_{ba}^x > 1$	$\eta_{ba}^x = \frac{1-i_{ab}^x \eta^x}{1-i_{ab}^x}$ (8)		
					a	X	b	逆向 增速					$i_{ba}^x > 1$	$\eta_{ba}^x = \frac{\eta^x - i_{ab}^x}{1-i_{ab}^x}$ (9)	
									a	X	b	逆向 减速		$i_{ba}^x > 1$	$\eta_{ba}^x = \frac{\eta^x(1-i_{ab}^x)}{1-i_{ab}^x \eta^x}$ (10)
															a
									b	X	a	逆向 增速		$0 < i_{ba}^x < 1$	
3	2Z-X	正号机构	NW		b	X	a	同向 增速					$i^x = i_{ba}^x$		$\eta_{ba}^x = \frac{\eta^x(1-i_{ab}^x)}{\eta^x - i_{ab}^x}$ (13)
									b	a	X	同向 减速		$i_{ba}^x = -\frac{z_d \cdot z_c}{z_a \cdot z_b}$	$\eta_{ba}^x = \frac{1-i_{ab}^x \eta^x}{1-i_{ab}^x}$ (14)
					a	X	b	同向 增速					$i_{ba}^x = -\frac{z_d \cdot z_c}{z_a \cdot z_b}$		$\eta_{ba}^x = \frac{\eta^x(1-i_{ab}^x)}{1-i_{ab}^x \eta^x}$ (15)
									a	X	b	同向 增速		$\eta^x = \eta_{ca}^x \cdot \eta_{cb}^x$	$\eta_{ba}^x = \frac{\eta^x(1-i_{ab}^x)}{1-i_{ab}^x}$ (16)
					a	b	X	同向 减速					$\eta_{ba}^x = \frac{\eta^x - i_{ab}^x}{1-i_{ab}^x}$ (17)		

(续)

序号	传动类型			传动简图	固定件	主动件	从动件	转向	转化机构传动比 $i^X = i_{ab}^X$ 或 $i_{ca}^X$	传动效率 $\eta$					
	类	组	型												
4	2Z-X	正号机构	NN		b	X	a	逆向减速	$1 < i_{ca}^X < 2$	$\eta_{ca}^X = \frac{\eta^X(i_{ca}^X - 1)}{i_{ca}^X - \eta^X}$	(17)				
								逆向增速	$i_{ca}^X > 2$						
								b	a	X	逆向增速	$1 < i_{ca}^X < 2$	$\eta_{ca}^X = \frac{i_{ca}^X \eta^X - 1}{i_{ca}^X - 1}$	(18)	
											逆向减速	$i_{ca}^X > 2$			
a	X	b	同向减速	$i_{ca}^X > 1$	$\eta_{ca}^X = \frac{i_{ca}^X - 1}{i_{ca}^X - \eta^X}$	(19)									
			a	b			X	同向增速	$i_{ca}^X > 1$	$\eta_{ca}^X = \frac{i_{ca}^X \eta^X - 1}{\eta^X(i_{ca}^X - 1)}$	(20)				
5	2Z-X	正号机构	NN		b	X	a	逆向减速	$1 < i_{ca}^X < 2$	$\eta_{ca}^X = \frac{\eta^X(i_{ca}^X - 1)}{i_{ca}^X - \eta^X}$	同	(21)			
								逆向增速	$i_{ca}^X > 2$				(17)		
								a	X	X	逆向增速	$1 < i_{ca}^X < 2$		$\eta_{ca}^X = \frac{i_{ca}^X \eta^X - 1}{i_{ca}^X - 1}$	同
											逆向减速	$i_{ca}^X > 2$	(18)		
					a	X	b	同向减速	$i_{ca}^X > 1$	$\eta_{ca}^X = \frac{i_{ca}^X - 1}{i_{ca}^X - \eta^X}$	同	(23)			
								b					X	同向增速	$\eta_{ca}^X = \frac{i_{ca}^X \eta^X - 1}{\eta^X(i_{ca}^X - 1)}$
					b	X	a	同向减速	$0 < i_{ca}^X < 1$	$\eta_{ca}^X = \frac{1 - i_{ca}^X}{1 - i_{ca}^X \eta^X}$	同	(25)			
								a					X	同向增速	$\eta_{ca}^X = \frac{\eta^X - i_{ca}^X}{\eta^X(1 - i_{ca}^X \eta^X)}$
					a	X	b	逆向减速	$0.5 < i_{ca}^X < 1$	$\eta_{ca}^X = \frac{\eta^X(1 - i_{ca}^X \eta^X)}{1 - i_{ca}^X \eta^X}$	同	(27)			
								逆向增速	$0 < i_{ca}^X < 0.5$				(10)		
								b	X	X	逆向增速	$0.5 < i_{ca}^X < 1$		$\eta_{ca}^X = \frac{\eta^X - i_{ca}^X}{1 - i_{ca}^X}$	同
											逆向减速	$0 < i_{ca}^X < 0.5$	(9)		

注:  $\eta_p$  为行星轮个数。

表8.5-7 3Z类行星传动


传动类型	固定件	主动件	从动件	转化机构传动比	机构特性系数	啮合功率流向
3Z类	b	a	e	$i_{ab}^b < 0$ $1 > i_{be}^e > 0$	$1 > \phi_a > 0$ $\phi_e < 0$	
		e	a	$i_{eb}^b < 0$ $1 > i_{ba}^a > 0$	$1 > \phi_e > 0$ $\phi_a < 0$	
		a	e	$i_{ab}^b < 0$ $i_{be}^e > 1$	$1 > \phi_a > 0$ $\phi_e > 1$	
		e	a	$i_{eb}^b < 0$ $i_{ba}^a > 1$	$1 > \phi_e > 0$ $\phi_a > 1$	
NGWN		a	b	$i_{ab}^b < 0$ $i_{be}^e > 1$	$1 > \phi_a > 0$ $\phi_e > 1$	
		b	a	$i_{ba}^a < 0$ $i_{eb}^e > 1$	$1 > \phi_b > 0$ $\phi_e > 1$	
		a	b	$i_{ab}^b < 0$ $1 > i_{be}^e > 1$	$1 > \phi_a > 0$ $\phi_e < 0$	
		b	a	$i_{ba}^a < 0$ $1 > i_{eb}^e > 0$	$1 > \phi_b > 0$ $\phi_e < 0$	

说明

- 表中  $p = z_b/z_a$ ,  $p' = z_c/z_e$ ,  $\psi^x = 1 - \psi^x \phi_0 = N^x/N_b$ ,  $\phi_a = N^x/N_c$ ,  $\psi_{be}^e = \psi_{be}^e + \psi_{be}^e$
- 表中  $(d)_b$ ,  $(d)_e$  —— 齿轮 b 和 e 的分度圆直径

效率计算公式

效率计算公式		效率近似计算公式	
$\eta_{c_1}^b = \frac{1-i_{ab}^X \eta_{ab}^X}{1-i_{ab}^X \eta_{ab}^X} \cdot i_{c_1}^b$	(1)	$\eta_{c_1}^b \approx \frac{0.98}{1 + \left  \frac{i_{ab}^X}{1+p} - 1 \right  \psi_{ab}^X}$	(1)'
$\eta_{c_2}^b = \frac{1-i_{ab}^X \eta_{ab}^X / \eta_{ba}^X}{1-i_{ab}^X \eta_{ab}^X / \eta_{ba}^X} \cdot i_{c_2}^b$	(2)	$\eta_{c_2}^b \approx 0.98 \left( 1 - \left  \frac{i_{ab}^X}{1+p} \right  \psi_{ab}^X \right)$	(2)'
$\eta_{c_3}^b = \frac{1-i_{ab}^X \eta_{ab}^X \eta_{ac}^X / \eta_{bc}^X}{1-i_{ab}^X \eta_{ab}^X \eta_{ac}^X / \eta_{bc}^X} \cdot i_{c_3}^b$	(3)	$\eta_{c_3}^b \approx \frac{0.98}{1 + \left  \frac{i_{ab}^X}{1+p} \right  \psi_{ab}^X}$	(3)'
$\eta_{c_4}^b = \frac{1-i_{ab}^X \eta_{ab}^X}{1-i_{ab}^X \eta_{ab}^X} \cdot i_{c_4}^b$	(4)	$\eta_{c_4}^b \approx 0.98 \left( 1 - \left  \frac{i_{ab}^X}{1+p} - 1 \right  \psi_{ab}^X \right)$	(4)'
$\eta_{c_5}^b = \frac{1-i_{ab}^X \eta_{ab}^X / \eta_{ba}^X}{1-i_{ab}^X \eta_{ab}^X / \eta_{ba}^X} \cdot i_{c_5}^b$	(5)	$\eta_{c_5}^b \approx \frac{0.98}{1 + \left  \frac{i_{ab}^X}{1+p} \right  \psi_{ab}^X}$	(5)'
$\eta_{c_6}^b = \frac{1-i_{ab}^X \eta_{ab}^X \eta_{bc}^X}{1-i_{ab}^X \eta_{ab}^X \eta_{bc}^X} \cdot i_{c_6}^b$	(6)	$\eta_{c_6}^b \approx 0.98 \left( 1 - \left  \frac{i_{ab}^X}{1+p} - 1 \right  \psi_{ab}^X \right)$	(6)
$\eta_{c_7}^b = \frac{1-i_{ab}^X \eta_{ab}^X \eta_{bc}^X}{1-i_{ab}^X \eta_{ab}^X \eta_{bc}^X} \cdot i_{c_7}^b$	(7)	$\eta_{c_7}^b \approx \frac{0.98}{1 + \left  \frac{i_{ab}^X}{1+p} - 1 \right  \psi_{ab}^X}$	(7)'
$\eta_{c_8}^b = \frac{1-i_{ab}^X \eta_{ab}^X / \eta_{ba}^X}{1-i_{ab}^X \eta_{ab}^X / \eta_{ba}^X} \cdot i_{c_8}^b$	(8)	$\eta_{c_8}^b \approx 0.98 \left( 1 - \left  \frac{i_{ab}^X}{1+p} \right  \psi_{ab}^X \right)$	(8)'

表中  表示固定件,  $a \rightarrow b$  表示啮合



功率由构件a输入, 并列流向构件b输出

表 8.3-8  $i^x < 0$  的 2Z-X 类差动行星传动的效率计算式

传动简图		主动件	从动件	转速条件	效率计算式
		b X	a	$n_{a0} > n_1 > n_5$ $n_b < 0$	$\eta = 1 - \left  \frac{n_5 - n_1}{Dn_5} \right  \frac{n_5 - n_1}{(1+\beta)n_1 n_5^2} \left  \psi^x \right $
		a X	b	$n_{a0} > n_1 > n_5$ $n_b < 0$	$\eta = 1 - \left  \frac{n_5 - n_1}{n_5} \right  \psi^x$
		a X	X	$n_{a0} > n_1 > n_5$ $n_b > 0$	$\eta = 1 - \left  \frac{n_5 - n_1}{n_1 + \beta n_5} \right  \frac{n_5 - n_1}{n_5} \left  \psi^x \right $
		b X	b	$n_{a0} < n_1 < n_5$ $n_b > 0$	$\eta = 1 - \left  \frac{n_5 - n_1}{n_5 n_1^2 n_5 + \beta n_5} \right  \psi^x$
		X	a	$n_{a0} > n_1 > n_5$ $n_b > 0$	$\eta = 1 - \left  \frac{n_5 - n_1}{(1+\beta)n_1 n_5^2} \right  \psi^x$
		b X	b	$n_{a0} < n_1 < n_5$ $n_b < 0$	$\eta = 1 - \left  \frac{n_5 - n_1}{(1+\beta)n_1 n_5^2} \right  \psi^x$
		X a	b	$n_{a0} < n_1 < n_5$ $n_b < 0$	$\eta = 1 - \left  \frac{n_5 - n_1}{n_5 - (1+\beta)n_1 n_5^2} \right  \psi^x$
		b X a	b a	$n_{a0} < n_1 < n_5$ $n_b < 0$	$\eta = 1 - \left  \frac{n_5 - n_1}{n_5} \right  \psi^x$

注: 1. 表中各基本构件的转向以行星架 X 的转向为正 ( $n_x > 0$ ) 判别;2. 表中  $\eta = z_2/s_2 = 1/z_2^2$ ,  $\psi^x = 1 - \eta z_2^2$ ,  $\eta^2 = \eta z_2^2$ ,  $\eta^x = \eta z_2^2$ .

表8.3-9  $i > 0$ 的2Z-X类差动行星传动效率计算式

传动简图	序号	主动件	从动件	转速条件	功率流方向	效率计算式
	1	a b	X	$\begin{cases} n_X > n_b > n_a \\ n_b > 0, n_a < 0 \end{cases}$	$n_a \rightarrow 0$ 时, $b \rightarrow a$ $n_b \rightarrow 0$ 时, $a \rightarrow b$	(1) $\eta = \frac{(n_b - i_a)n_b - i_a(n_b - i_a)n_b}{n_b(1 - i_a)n_b - i_a(1 - i_a)n_b}$
	2	a	b	$n_X < n_b < n_a$	$n_a \rightarrow 0$ 时, $b \rightarrow X$ $n_X \rightarrow 0$ 时, $a \rightarrow b$	(2) $\eta = \frac{n_b(1 - i_a)n_X + i_a n_b n_b}{i_a n_b + (n_b - i_a)n_b}$
	(11)	X	a	$\begin{cases} n_X > n_b > n_a \\ n_b > 0, n_a > 0 \end{cases}$	$n_a \rightarrow 0$ 时, $X \rightarrow b$ $n_X \rightarrow 0$ 时, $b \rightarrow a$	(3) $\eta = \frac{i_a n_b + (1 - i_a)n_X}{i_a n_b + (1 - i_a)n_X}$
	3	b X	a	$\begin{cases} n_X > n_b > n_a \\ n_X < 0, n_a < 0 \end{cases}$	$n_X \rightarrow 0$ 时, $b \rightarrow a$ $n_b \rightarrow 0$ 时, $X \rightarrow a$	(4) $\eta = \frac{n_b(1 - i_a)n_b}{(1 - i_a)n_b - (1 - i_a)n_b}$
	4	b	a	$n_X < n_b < n_a$	$n_a \rightarrow 0$ 时, $X \rightarrow b$ $n_X \rightarrow 0$ 时, $b \rightarrow a$	(5) $\eta = \frac{(1 - i_a)n_b n_X + i_a n_b n_b}{(1 - i_a)n_X + i_a n_b}$
	(11)	X	b	$\begin{cases} n_X > n_b > n_a \\ n_b > 0, n_a > 0 \end{cases}$	$n_a \rightarrow 0$ 时, $b \rightarrow X$ $n_X \rightarrow 0$ 时, $a \rightarrow b$	(6) $\eta = \frac{i_a n_b - (n_b - i_a)n_X}{i_a n_b + n_b(1 - i_a)n_X}$
	b	a	X	$\begin{cases} n_X > n_b > n_a \\ n_b < 0, n_a < 0 \end{cases}$	$n_X \rightarrow 0$ 时, $a \rightarrow b$ $n_b \rightarrow 0$ 时, $a \rightarrow X$	(7) $\eta = \frac{n_b n_b - (n_b - i_a)n_X}{n_b + (i_a - 1)n_X}$
	6	X b	a b	$\begin{cases} n_X > n_b > n_a \\ n_b > 0, n_a < 0 \end{cases}$	$n_a \rightarrow 0$ 时, $X \rightarrow b$ $n_X \rightarrow 0$ 时, $X \rightarrow a$	(8) $\eta = \frac{(1 - i_a)n_b - i_a n_b(1 - i_a)n_b}{(1 - i_a)n_b - i_a(1 - i_a)n_b}$

注: 1. 表中各基本构件的转向以转臂X的转向为正判定;

2. 表中  $n_b = n_X = n_a = n_b$ ;3. 表中  $i_a < 1$ , 即当  $i < 1$  时  $i_a = i^2$ ; 当  $i > 1$  时,  $i_a = 1/i^2$ 。



表8.3-10 C-I 封闭行星传动的摩擦功率损失

齿 <sub>1</sub> 和齿 <sub>2</sub> 符号	主动件	a-b-c 中 c 为行星架	公式
相 同	I	$\Delta P =  i_{1c}  \left[  i_{c1}^2 - i_{c2}^2 \cdot i_{c1}  \psi^2 +  i_{c1}^2  \frac{\psi_0}{\eta_0} +  i_{c1}^2  \frac{\psi_b}{\eta_b} \right]  P_c $	(1)
	C	$\Delta P =  i_{1c}  \left[  i_{c1}^2 - i_{c2}^2 \cdot i_{c1}  \psi^2 +  i_{c1}^2  \psi_0 +  i_{c1}^2  \psi_b \right]  P_c $	(2)
相 异 $i_{c1}^2 >  i_{c2}^2 $	I	$\Delta P =  i_{1c}  \left[  i_{c1}^2 - i_{c2}^2 \cdot i_{c1}  \psi^2 +  i_{c1}^2  \frac{\psi_0}{\eta_0} +  i_{c1}^2  \psi_b \right]  P_c $	(3)
	C	$\Delta P =  i_{1c}  \left[  i_{c1}^2 - i_{c2}^2 \cdot i_{c1}  \psi^2 +  i_{c1}^2  \psi_0 +  i_{c1}^2  \frac{\psi_b}{\eta_b} \right]  P_c $	(4)
相 异 $ i_{c1}^2  <  i_{c2}^2 $	I	$\Delta P =  i_{1c}  \left[  i_{c1}^2 - i_{c2}^2 \cdot i_{c1}  \psi^2 +  i_{c1}^2  \psi_0 +  i_{c1}^2  \frac{\psi_b}{\eta_b} \right]  P_c $	(5)
	C	$\Delta P =  i_{1c}  \left[  i_{c1}^2 - i_{c2}^2 \cdot i_{c1}  \psi^2 +  i_{c1}^2  \frac{\psi_0}{\eta_0} +  i_{c1}^2  \psi_b \right]  P_c $	(6)
a-b-c 中 c 为中 心 轮 b 为行星轮			
相 同	I	$\Delta P =  i_{1c}  \left[  i_{c1} - i_{b1}  \psi^2 +  i_{c1}^2  \frac{\psi_0}{\eta_0} +  i_{c1}^2  \frac{\psi_b}{\eta_b} \right]  P_c $	(7)
	C	$\Delta P =  i_{1c}  \left[  i_{c1} - i_{b1}  \psi^2 +  i_{c1}^2  \psi_0 +  i_{c1}^2  \psi_b \right]  P_c $	(8)
相 异 $i_{c1}^2 >  i_{c2}^2 $	I	$\Delta P =  i_{1c}  \left[  i_{c1} - i_{b1}  \psi^2 +  i_{c1}^2  \frac{\psi_0}{\eta_0} +  i_{c1}^2  \psi_b \right]  P_c $	(9)
	C	$\Delta P =  i_{1c}  \left[  i_{c1} - i_{b1}  \psi^2 +  i_{c1}^2  \psi_0 +  i_{c1}^2  \frac{\psi_b}{\eta_b} \right]  P_c $	(10)
相 异 $ i_{c1}^2  >  i_{c2}^2 $	I	$\Delta P =  i_{1c}  \left[  i_{c1} - i_{b1}  \psi^2 +  i_{c1}^2  \psi_0 +  i_{c1}^2  \frac{\psi_b}{\eta_b} \right]  P_c $	(11)
	C	$\Delta P =  i_{1c}  \left[  i_{c1} - i_{b1}  \psi^2 +  i_{c1}^2  \frac{\psi_0}{\eta_0} +  i_{c1}^2  \psi_b \right]  P_c $	(12)

(4) C-I 封闭式行星齿轮传动的效率计算

效率计算公式如下:

I轴主动,  $P_i > 0$  时

$$\eta_{ic} = \frac{|P_o|}{|P_o| + \Delta P} \quad (8.3-7)$$

C轴主动,  $P_c > 0$  时

$$\eta_{ci} = 1 - \frac{\Delta P}{P_o} \quad (8.3-8)$$

式中  $\Delta P$ ——为  $a-I$ ,  $b-I$ ,  $a-b-c$  传动系统中的功率损失之和,  $\Delta P$  的计算见表 8.3-10。

当  $\psi_a < 0.1, \psi_b < 0.1$  的效率计算公式见表 8.3-11。

表 8.3-11  $\psi_a < 0.1, \psi_b < 0.1$  的 C-I 传动装置效率计算式

主动件	$a-b-c$ 中 $c$ 为行星架	公式
C	$\eta_{ci} = 1 -  i_{ci}  [  i_{ci}^2 - i_{ci}^2 \cdot i_{ci}^x \psi^x +  i_{ci}^2  \psi_a +  i_{ci}^2  \psi_b ] = 1 - \psi_{ci}$	(1)
I	$\eta_{ic} = \frac{1}{1 +  i_{ci}  [  i_{ci}^2 - i_{ci}^2 \cdot i_{ci}^x \psi^x +  i_{ci}^2  \psi_a +  i_{ci}^2  \psi_b ]} = \frac{1}{1 + \psi_{ci}^x}$	(2)
$a-b-c$ 中 $c$ 为中心轮, $b$ 为行星轮		
C	$\eta_{ci} = 1 -  i_{ci}  [  i_{ci}^2 - i_{ci}^2 \cdot i_{ci}^x \psi^x +  i_{ci}^2  \psi_a +  i_{ci}^2  \psi_b ] = 1 - \psi_{ci}$	(3)
I	$\eta_{ic} = \frac{1}{1 +  i_{ci}  [  i_{ci}^2 - i_{ci}^2 \cdot i_{ci}^x \psi^x +  i_{ci}^2  \psi_a +  i_{ci}^2  \psi_b ]} = \frac{1}{1 + \psi_{ci}^x}$	(4)
说 明	1. 表中公式对 2Z-X 类 $i^x < 0.5, i^x > 2$ 的轮系或 2Z-X 类 $i^x < 0.5, i^x > 2$ 的轮系作 C-I 封闭式传动中的差动机构时适用; 2. $\psi^x$ ——行星架固定时, $a-b-c$ 传动的损失系数 $\psi^x = 1 - \eta^x$ 。 $\psi_a, \psi_b$ ——分别为传动 $c-I, b-I$ 的损失系数, $\psi_a = 1 - \eta_a, \psi_b = 1 - \eta_b$	

2 主要参数的确定

2.1 齿数选择

2.1.1 选择齿数应满足的条件

a. 传动比条件 保证满足给定传动比的要求。NGW 型、NW 型、WW 型、NN 型的传动比计算公式见表 8.3-3。

b. 邻接条件 由多个行星轮均匀对称地布置在太阳轮和内齿轮之间的行星传动, 设计中必须保证相邻两行星轮齿顶之间不得互相碰撞, 这个约束条件称为邻接条件。通常应有大于 0.5 模数的间隙, 如图 8.3-4。

则邻接条件为

$$L > d_{ac}$$

即  $2n_p \sin \frac{\pi}{n_p} > d_{ac} \quad (8.3-8)$

式中  $n_p$ ——行星轮个数;

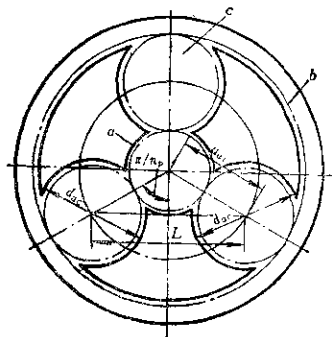


图 8.3-4 邻接条件

$d_{ac}$ —— $a-c$  啮合副的中心距;  
 $L$ ——相邻行星轮中心之间的距离;  
 $d_{ac}$ ——行星轮顶圆直径。  
 不同行星轮个数  $n_p$  和比值  $z_c/z_a$ , 因受邻接条件

表 8.3-11  $n_p$ 一定时按邻接条件决定的  $(i_{ax}^0)_{max}$ 、 $(z_c/z_a)_{max}$ 、 $(z_b/z_c)_{min}$

行星轮数 $n_p$		2	3	4	5	6	7	8	
NGW型 $(i_{ax}^0)_{max}$	小 轮 齿 数	不 限	>13	12.7	5.77	4.1	3.53	3.21	3
	>16		12.8	6.07	4.32	3.64	3.28	3.05	
	$(z_c/z_a)_{max}$		>13	5.35	1.88	1.05	0.75	0.60	0.50
	$z_{1min}$		>18	5.4	2.04	1.16	0.82	0.64	0.52
$(z_b/z_c)_{min}$			2.1	2.47	2.87	3.22	3.57	3.93	
对于重载的NGW型 $(i_{ax}^0)_{max}$		/	12	4.5	3.5	3	2.8	2.6	

注：表中  $(z_c/z_a)_{max}$  可用于NW型、WW型和NN型，但以  $z_c > z_d$ 、 $z_b > z_d$  为前提。

表 8.3-12 不同传动型式的同心条件

序 号	传 动 型 式	同 心 条 件		附 注
		非变位、高变位或等啮合角 角度变位 $a'_c \approx a'_i$ $a'_c \approx a'_d$ 或 $a'_c \approx a'_b \approx a'_d$ $a'_c = a'_d$ 或 $a'_c = a'_b = a'_d$	角度变位 $a'_c \approx a'_b$	
1	NGW	$z_a + z_c = z_b - z_d$	$a'_c = a'_b$	
2	NW	$z_a + z_c = z_b - z_d$	$a'_c = a'_d$	$\beta = 0$ $m_{t(a-c)} = m_{t(d-b)}$
		$m_{t(a-c)}(z_a + z_c) = m_{t(d-b)}(z_b - z_d)$		$\beta = 0$ $m_{t(a-c)} \approx m_{t(d-b)}$
		$m_{t(a-c)}(z_a + z_c) = m_{t(d-b)}(z_b - z_d)$		$\beta_{(a-c)} \approx 0$ $\beta_{(d-b)} = 0$
3	WW	$z_a + z_c = z_b + z_d$	$a'_c = a'_d$	$\beta = 0$ $m_{t(a-c)} = m_{t(d-b)}$
		$m_{t(a-c)}(z_a + z_c) = m_{t(d-b)}(z_b + z_d)$		$\beta = 0$ 或 $\beta = 0$ 时 $m_{t(a-c)} \approx m_{t(d-b)}$
4	NN	$z_a - z_c = z_b - z_d$	$a'_c = a'_d$	$\beta = 0$ $m_{t(a-c)} = m_{t(d-b)}$
		$m_{t(a-c)}(z_a - z_c) = m_{t(d-b)}(z_b - z_d)$		$\beta = 0$ $m_{t(a-c)} \approx m_{t(d-b)}$
5	NGWN	$z_a + 2z_c = z_b$ $z_b - z_c = z_d - z_d$	$a'_c = a'_i = a'_d$	$\beta = 0$ $m_{t(a-c)} = m_{t(d-b)}$
		$z_a + 2z_c = z_b$ $m_{t(a-c)}(z_b - z_c) = m_{t(d-b)}(z_d - z_d)$		$\beta = 0$ $m_{t(a-c)} = m_{t(d-b)} \approx m_{t(d-a)}$

注：1.  $a'_c$ 、 $a'_b$ 、 $a'_d$ 、 $a'_i$  为不同啮合的端面啮合角。

2.  $m_{t(a-c)}$ 、 $m_{t(d-b)}$ 、 $m_{t(d-a)}$  为不同啮合的端面模数。

3.  $a'_c$ 、 $a'_b$ 、 $a'_d$  为不同啮合的实际中心距。

约束而决定传动比  $i_{21}^0$  最大值, 其值见表8.3-11。

当所选  $n_p$  和  $i_{21}^0$  接近表8.3-11所列极限值时, 应按式(8.3-9)验算邻接条件。

c. 同心条件 对于  $2z-x$  和  $3z$  类行星传动, 三个基本构件的旋转轴线必须重合于主轴线上, 即由

中心轮和行星轮组成的所有啮合副实际中心距必须相等, 称之同心条件。不同传动类型的同心条件见表8.3-12。

d. 装配条件 在行星传动中, 几个行星轮能均匀装入并保证与中心轮正确啮合应具备的齿数关系和切齿要求, 称之装配条件, 见表8.3-13。

表8.3-13 不同传动型式装配条件

序号	传动型式	装 配 条 件	
1	NGW	$M = \frac{z_a \cdot i_{ax}^b}{n_p} = \frac{z_a + z_b}{n_p} = \text{整数}$	(1)
2	NW	$M = \frac{z_a z_d + z_b z_c}{s n_p} = \frac{z_a z_d^0 + z_b z_c^0}{n_p} = \text{整数}$	(2)
3	WW NN	$M = \frac{z_a z_d - z_b z_c}{s n_p} = \frac{z_a z_d^0 - z_b z_c^0}{n_p} = \text{整数}$	(3)
4	NGWN	同NGW型 同NN型但式中 $z_a$ 应换为 $z_c$ 。	

注: 1. NW型在满足装配条件式的同时, 当双联行星轮为一整体零件, 必须按图8.3-5a所示标记进行加工; 当双联行星轮装配时为可调整的两个零件, 可不受此条件限制。

2. WW、NN、NGWN型在满足装配条件式的同时, 当双联行星轮为一整体零件, 必须按图8.3-5b所示标记进行加工; 当双联行星轮装配时为可调整的两个零件, 可不受此条件限制。

3. 式中  $s$  为双联行星轮  $z_c$  和  $z_d$  的公因子即  $z_c = s z_c^0$ ,  $z_d = s z_d^0$ 。

4. 在NW、WW、NN型中, 满足装配条件其一是  $z_a$ 、 $z_b^0$  和  $z_b$ 、 $z_c^0$  两组齿数中, 各有一个齿数为  $n_p$  的倍数, 其二是  $z_a^0$ 、 $z_b^0$  两组齿数中至少有一个与  $n_p$  互为质数, 或  $z_c^0$ 、 $z_d^0$  与  $n_p$  分别有公因子, 且这两公因子互为质数。

5. 表中装配条件式, 对变位和非变位传动均适用。

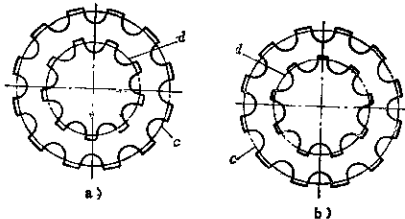


图8.3-5 双联行星轮上的标记

e. 其它条件

(1) 小齿轮最小齿数  $z_{1min}$  当齿面硬度  $< \text{HB}350$  时, 推荐  $z_{1min} \geq 17$ ; 当齿面硬度  $> \text{HB}350$  时, 推荐  $z_{1min} \geq 12$ 。

(2) 小齿轮最大齿数  $z_{1max}$  在保证齿轮有足够的弯曲强度条件下, 按图8.3-6选取。

### 2.1.2 选择齿数的方法

a. NGW型

(1) 比例法

$$z_a : z_c : z_b : M = z_a : \left( \frac{i_{21}^0 X - 2}{2} \right) z_a : (i_{21}^0 X - 1) z_a : \frac{i_{21}^0 X}{n_p} z_a \quad (8.3-10)$$

式中传动比  $i_{21}^0$  应以分式形式代入。该方法可得到精确的传动比。

(2) 系列设计配齿数方法

1) 已知条件: 传动比  $i_{21}^0$ 、模数  $m$ 、中心距  $a$  是按一定规律排列的优先数系; 在同一机座中  $m$  和  $a$  不变的传动比范围内的名义齿数和  $z_2$  和行星轮个数  $n_p$ 。

2) 配齿公式

$$\left. \begin{aligned} z_a &= \frac{2Z_{poc}}{i_{21}^0 X} \\ z_b &= 2Z_{poc} - z_a \\ z_c &= 2Z_{poc} - z_a \end{aligned} \right\} \quad (8.3-11)$$

3) 按表8.3-13式(1)  $M = \frac{z_a + z_b}{n_p} = \text{整数}$ ,

检查装配条件, 并根据齿轮变位方法确定  $Z_{poc}$  是偶数或奇数。

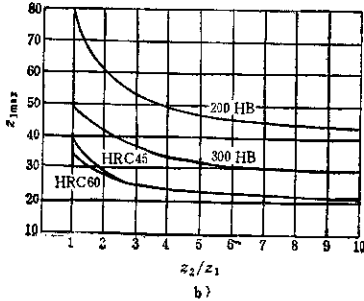
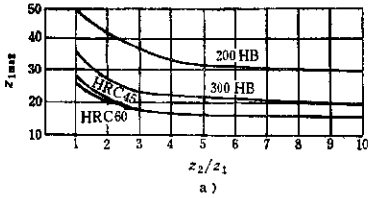


图8.3-6 小齿轮最大齿数 $z_{1,max}$   
a)一般齿轮 b)高速齿轮

- 1 图中硬度值为大齿轮最低硬度。
- 2 硬度 HB200、HB300和HRC45为整体热处理硬度，HRC60是齿面硬度。
- 3 在高速重载传动中，各啮合齿对齿数之间不应有公约数，以提高工作平稳性。
- 4 对大于100的质数齿轮（如101、103、...），应尽量少用。当采用插齿或剃齿时，齿轮齿数不应是插齿刀或剃齿刀齿数的倍数。

b. NW型 (图8.3-7)

(1) 确定 $z_a$ 和 $n_p$  根据表8.3-11和齿轮强度、运转平稳性、避免根切的限制条件确定 $z_a$ 和 $n_p$ 。通常取 $z_a$ 为 $n_p$ 的倍数。

(2) 初定齿数 根据结构设计要求，拟定比值 $\gamma$ ，再依 $i_{Xa}^*$ 和 $\gamma$ 值由图8.3-8确定系数 $\alpha$ ，进而计算 $i_{ac}$ 、 $i_{db}$ 、 $\beta$ 值和齿数 $z_d$ 、 $z_b$ 、 $z_c$

$$\gamma = \frac{D_1}{D_2} = \frac{(1+2i_{ac})(i_{db}-1)}{i_{db}(i_{ac}+1)} \quad (8.3-12)$$

式中  $D_1 = m z_d (1 + \alpha i_{ac})$

$$D_2 = m z_b = \frac{i_{db}(1+i_{ac})}{i_{db}-1}$$

$$i_{ac} = \frac{z_c}{z_a} \quad i_{db} = \frac{z_b}{z_d}$$

$$i_{db} = \sqrt{\frac{i_{Xa}^* - 1}{\alpha}} \quad (8.3-13)$$

$$\alpha = \frac{i_{ac}}{i_{db}}$$

$$z_d = \beta z_a \quad \beta = \frac{i_{ac} + 1}{i_{db} - 1} \quad (8.3-14)$$

$$z_b = i_{db} z_d$$

$$z_c = i_{ac} z_a$$

(3) 确定齿数 计算出齿数结果，应按2.1.1进行逐条验算和校核。

对于不等啮合角角度变位传动，则

$$z_c = z_{zac} - z_a - \Delta z$$

$$\text{或} \quad z_d = z_b - z_{zbc} - \Delta z$$

式中  $\Delta z$  为行星轮 $c$ 和 $d$ 应减少的齿数，通常取 $\Delta z = 1 \sim 2$ 。

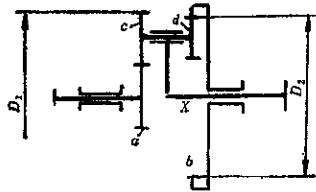


图8.3-7 NW型传动两对啮合副的外径

c. WW型

(1)  $|i_{Xa}^*| < 60$ 时齿数的选择方法

1) 确定齿数差 $e$ 和计算常数 $K$ 值

$$e = z_a - z_c = z_d - z_c \quad (8.3-15)$$

通常取 $|e| = 1 \sim 8$ 中的整数

$$K = \frac{z_a}{i_{Xa}^*} - e \quad (8.3-16)$$

为避免 $z_d$ 过大，通常应使 $|K| > 0.5$ ，当传动比 $i_{Xa}^*$ 和 $e$ 值给定时， $K$ 值的确定就决定了中心轮 $a$ 、 $b$ 和行星轮 $c$ 、 $d$ 的相对尺寸大小。当 $|K| = 1$ ， $|e| = 1$ 时齿数最紧凑。

2) 计算各轮齿数

$$\left. \begin{aligned} z_a &= (K+e)i_{Xa}^* \\ z_d &= \frac{e}{K}(z_a - e) \\ z_b &= z_a - e \\ z_c &= z_d - e \end{aligned} \right\} \quad (8.3-17)$$

式中传动比 $i_{Xa}^*$ 为负值时，上述公式中的 $i_{Xa}^*$ 、 $K$ 、 $e$ 均为负值。

当 $|K| = 1$ 、 $|e| = 1$ 时，则

$$\begin{aligned} z_a &= \pm \alpha i_{Xa}^* \\ z_d &= z_b = z_a \mp 1 \end{aligned}$$

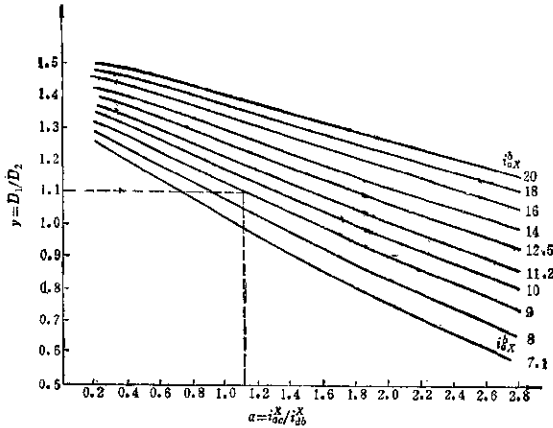


图8.3-8 根据  $y = \frac{D_1}{D_2}$  和  $i_{Xa}^i$  确定  $\sigma$  的线图

$$z_o = z_d \mp 1 = z_a \mp 2$$

式中土和号上面用于正传动比，下面用于负传动比。

3) 确定其齿数，首先按2.1.1检验装配条件，然后验算传动比和邻接条件。当  $|K|=1$ ， $|e|=1$  时，只要使  $z_o$  为  $n_p$  的倍数加1(正  $i_{Xa}^i$ ) 或减1(负  $i_{Xa}^i$ ) 即满足装配条件。

(2)  $|i_{Xa}^i| > 5$  时内数的选择方法

1) 依传动比大小，推荐按表8.3-14选取  $\delta$  值，当  $i_{Xa}^i$  为正值， $\delta$  取正值，当  $i_{Xa}^i$  为负值  $\delta$  取负值。

表8.3-14  $\delta$  推荐值

传动比范围	$\delta$
$10000 >  i_{Xa}^i  > 2500$	1
$2500 >  i_{Xa}^i  > 1000$	2
$1000 >  i_{Xa}^i  > 400$	3
$400 >  i_{Xa}^i  > 100$	4~6
$100 >  i_{Xa}^i  > 50$	7~10

2) 计算齿数

$$\left. \begin{aligned} z_o &= \sqrt{\delta i_{Xa}^i + \left(\frac{\delta-1}{2}\right)^2} - \frac{\delta-1}{2} \\ z_d &= z_o + \delta - 1 \\ z_p &= z_p + \delta \\ z_o &= z_d - \delta \end{aligned} \right\} (8.3-18)$$

当取  $\delta=1$  时，

$$z_o = z_d = \pm \sqrt{|i_{Xa}^i|}$$

式中土号，正传动比取+号，负传动比取-号。

$$z_o = z_o + 1$$

$$z_o = z_d - 1$$

d. NN型

(1)  $n_p >$  时配齿数的方法

1) 计算齿数

$$z_o - z_o = z_d - z_o = e \quad (8.3-19)$$

式中  $e$  值当传动比为负值时取负值。

$$z_d = \frac{e z_o}{\frac{z_o - e}{i_{Xa}^i} + e} \quad (8.3-20)$$

$$\text{或 } z_o = \frac{e(i_{Xa}^i - 1) z_o + e}{e(i_{Xa}^i - 1) - z_o} \quad (8.3-21)$$

2) 计算出其齿数应取圆整值。对于一般传动，为简便起见，应取各轮齿数和  $e$  值均为  $n_p$  的倍数；对于高速重载传动，为满足工作平稳性要求，各相啮合齿轮之间不应有公约数， $e$  值不能取  $n_p$  的倍数。

3) 按2.1.1要求验算传动比，邻接及装配条件。

(2)  $n_p =$  时配齿数的方法

1) 配齿公式及线图

$$z_1 = ez_2(i_{\Sigma}^b - 1) + \left( \frac{e + z_2}{2} \right) + \frac{e + z_2}{2} \left. \begin{array}{l} z_2 = z_3 - e \\ z_3 = z_4 - z_2 \\ z_4 = z_4 - e \end{array} \right\} \quad (8.3-22)$$

式中  $z_2 = z_1 - z_4 = z_3 - z_4$   
 $e = z_3 - z_2 = z_4 - z_2$

为配齿方便, 亦可按图8.3-9根据已知  $i_{\Sigma}^b$ 、 $z_2$ 、 $e$  值确定齿数  $z_1$ , 进而决定  $z_3$ 、 $z_4$ 、 $z_3$ 。

为避免齿廓重干涉, 当采用齿形角  $\alpha = 20^\circ$  时由内齿轮齿数  $z_N$  查取齿数和  $z_2$  的推荐值, 见表8.3-15。

2) 确定齿数, 按2.1.1验证传动比条件。  
 e) NGWN型 3Z行星传动以NGWN型为最常见, 该型一般传动比较大, 采用  $n_p = 3$ , 为满足装配条件, 取中心轮齿数  $e_i$  ( $z_2 - z_3 = z_3 - z_4$ ) 值为  $n_p$  的倍数, 这种给定条件下的配齿方法如下:

(1) 根据已知传动比  $i_{\Sigma}^b$  的大小, 按表8.3-16选取适当的  $z_2$  和  $e$  值, 当传动比为负值时, 取  $e$  为负值。

(2) 根据已知传动比  $i_{\Sigma}^b$  分配传动比

$$i_{aX}^b = \frac{i_a^b e}{i_X^b e} \quad (8.3-23)$$

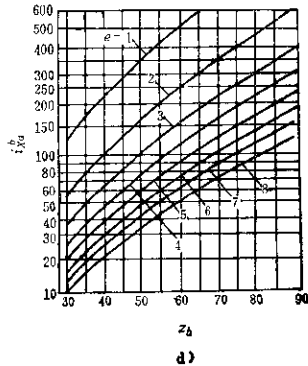
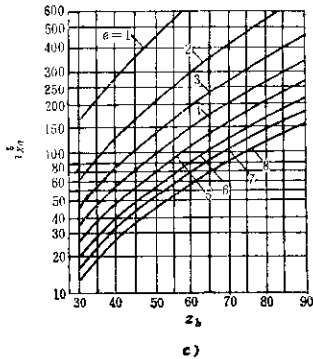
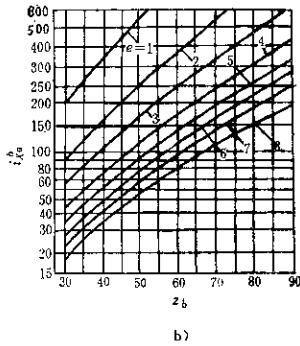
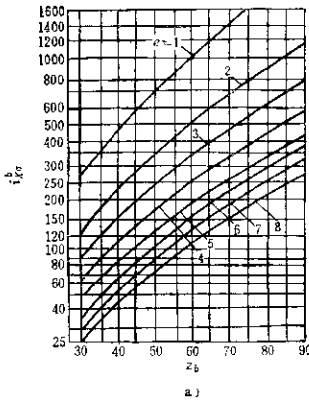


图8.3-9 根据给定  $i_{\Sigma}^b$ 、 $e$  值和  $z_2$  值确定  $z_1$  的线  
 a)  $z_2 = 3$  b)  $z_2 = 4$  c)  $z_2 = 5$  d)  $z_2 = 6$

表 8.3-15  $n_2=1$  时的 NN 型齿数和推荐值

内齿轮齿数 $z_N$	40~80	80~100	100~180	180~200	>100
齿数和 $z\Sigma$	7	6	5	4	3

注: 1. 当超过表列推荐值时, 可通过角度变位或修齿齿顶圆来避免齿顶干涉。  
 2. 当用齿形角  $\alpha=30^\circ$  的特殊刀具加工齿轮时, 其标准传动的齿数和  $z\Sigma$  可取为 3。

表 8.3-16 与  $i_{ax}^0$  相适应的  $e$  和  $z_b$

$i_{ax}^0$	12~35	35~50	50~70	70~100	>100
$e$	15~6	12~6	9~6	6~3	3
$z_b$	6~100	60~120	60~120	70~120	80~120

$$i_{ax}^0 e = \frac{i_{ab}^0 e}{\frac{i_{ae} e}{z_b - e} + 2} \quad (8.3-24)$$

(3) 配齿数的计算公式

$$\left. \begin{aligned} z_a &= \frac{z_b}{i_{ax}^0 - 1} \\ z_c &= \frac{1}{2}(z_b - z_a) \\ z_e &= z_b - e \\ z_d &= z_c - e \end{aligned} \right\} \quad (8.3-25)$$

(4) 配齿结果按 2.1.1 验算传动比条件。必要时应根据  $i_{ax}^0$  和比值  $z_e/z_d$  按表 8.3-11 检验等接条件。

## 2.2 齿轮变位方法的选择

渐开线齿轮的变位方法, 在行星齿轮传动中得到普遍应用, 尤其对 NGW 型传动, 为提高承载能力和使用寿命, 采用正角度变位可收到显著效果。

### 2.2.1 高度变位

NGW 型高度变位时, 各齿轮变位系数的关系

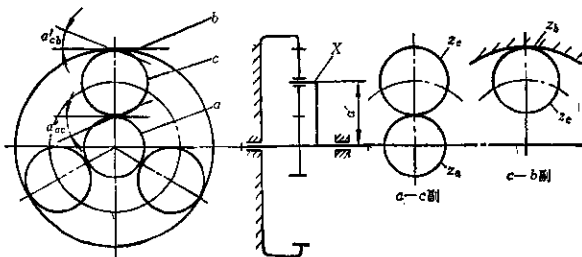


图 8.3-10 NGW 型传动的角度变位方法

为:

当  $i_{ax}^0 < 4$  时, 太阳轮负变位, 行星轮和内齿轮均为正变位, 其变位系数为:

$$-x_{na} = x_m = x_{nb} \quad (8.3-26)$$

当  $i_{ax}^0 > 4$  时, 太阳轮正变位, 行星轮和内齿轮均为负变位, 其变位系数为:

$$x_{na} = -x_m = -x_{nb} \quad (8.3-27)$$

式中  $x_{na}$ 、 $x_{nb}$ 、 $x_{nb}$ ——太阳轮、行星轮和内齿轮的变位系数。可用线图法或封闭图法来确定。

### 2.2.2 角度变位

a.  $\alpha'_{ac} = \alpha'_{cb}$  正角度变位 如图 8.3-10 所示,

$\alpha'_{ac}$  和  $\alpha'_{cb}$  分别为  $a-c$  啮合和  $c-b$  啮合变位后的啮合角。变位后齿数关系不变 ( $z_a + z_c = z_b - z_c$ ), 内外啮合中心距变动系数相等 ( $y_{ac} = y_{cb}$ ), 因此啮合角相等 ( $\alpha'_{ac} = \alpha'_{cb}$ )。各齿轮变位系数间的关系为

$$x_{nb} = x_{na} + 2x_{nc} \quad (8.3-28)$$

式中  $x_{na}$ ——太阳轮变位系数;

$x_{nb}$ ——内齿轮变位系数;



$x_{ac}$ ——行星轮变位系数。

变位后的啮合角和中心距分别按式(8.3-29)和(8.3-30)计算。

$$\operatorname{inv} \alpha'_{ac} = \operatorname{inv} \alpha'_{cb} = \operatorname{inv} \alpha + 2 \tan \alpha \frac{x_{pa} + x_{pc}}{z_a + z_c} \quad (8.3-29)$$

$$a'_{ac} = a'_{cb} = \frac{m}{2} (z_a + z_c) + y_m \quad (8.3-30)$$

$$\text{式中 } y = \frac{z_a + z_c}{2} \left( \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha'_{ac}} - 1 \right) \quad (8.3-31)$$

对于直齿传动, 当  $z_a < 17$ , 推荐  $x_{na} = x_{nc} = 0.5$ , 使节点位于双齿对啮合区, 最大限度地提高由接触强度决定的承载能力。同时使大小齿轮接近于弯曲等强度。

当  $x_{na} = x_{nc} = 0.5$  时, 为使端面重合度  $e_a \geq 1.2$ , 可利用图 8.3-11, 根据已知  $z_c$  (或  $z_a$ ) 确定  $z_a$  (或  $z_c$ ) 的下限值。这时若为齿顶修缘传动  $e_a = 1.2$ , 例如  $z_c = 40$ , 若  $z_a \geq 10$  则  $e_a \geq 1.2$ ; 当  $z_c = 12$ , 若  $z_a \geq 22$  则  $e_a \geq 1.2$ 。

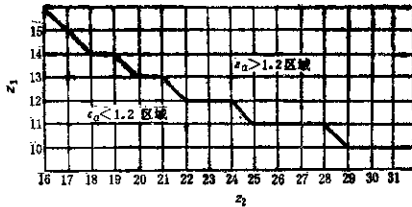


图 8.3-11  $x_{na} = x_{nc} = 0.5$ ,  $e_a = 1.2$  时  $z_a$  与  $z_c$  的连线线图

如果在已知  $z_a$  和  $z_c$  时, 利用图 8.3-11 线圈得到的  $e_a < 1.2$ , 则可在封闭圆  $e_a = 1.2$  的曲线上求出具有  $x_{na} = x_{nc}$  之点的用于传动的变位系数值。

b.  $a'_{ac} > a'_{cb}$  的高度变位在 NGW 型传动中,  $a'_{ac} = a'$  的合理数值与机构的传动比,  $a-c$  和  $c-b$  啮合副的齿轮材料和热处理硬度等因素有关。通常取  $\alpha'_{ac} = 24^\circ \sim 26^\circ 30'$ ,  $\alpha'_{cb} = 17^\circ 30' \sim 21^\circ$ 。当传动比  $i_{ab} \leq 5$  时, 推荐取  $\alpha'_{ac} = 24^\circ \sim 25^\circ$ ,  $\alpha'_{cb} = 20^\circ$ 。

这种角度变位的计算步骤如下:

(1) 根据选择齿数条件, 确定太阳轮齿数,  $z_a$ 、内齿轮齿数  $z_b$  和行星轮齿数  $z_c = \frac{z_b - z_a}{2}$ ;

(2) 从提高接触强度出发或视其具体设计条件, 按图 2.2-10 (或封闭图) 初选  $a-c$  啮合副的变

位系数和  $x_{pc}$ 。

(3) 根据  $x_{pc}$  按表 2.2-11 简化公式计算齿顶圆变动系数  $\Delta y_{ac}$ ;

(4) 计算行星轮齿数  $z_c$ 。

$$z_c = z'_c - (x_{pc} - \Delta y_{ac}) = z'_c - y_{ac} \quad (8.3-32)$$

计算结果四舍五入取整数。

(5) 确定  $a-c$  啮合副的实际中心距  $a'_{ac}$ 。

方法一:

当  $z_c$  恰是整数, 取  $a'_{ac} = a_c = 0.5m(z_b - z_c)$ ,

$c-b$  啮合副为高度变位,  $\alpha'_{cb} = 20^\circ$ ;

当  $z_c$  小于计算圆整值, 取  $a'_{ac}$  略小于  $a_c$  的圆整值, 避免  $x_{pc}$  超出许用范围, 即  $c-b$  啮合副为负传动;

当  $z_c$  大于计算圆整值, 取  $a'_{ac} = a_c$  或取  $a'_{ac}$  略大于  $a_c$  的圆整值, 则  $c-b$  啮合副为高度变位或正角度变位。

方法二:

根据  $z_{acc} = z_a + z_c$ , 由图 2.2-10 取  $x_{pc}$  并按  $x_{acc}$  依表 2.2-11 中公式计算  $\Delta y_{ac}$ 、 $y_m$  和  $a'_{ac}$ , 取  $a'_{ac}$  为偏小圆整值。

(6) 计算中心轮变动系数  $y_{cc}$ 。

(7) 按已知  $a'_{ac}$  据表 2.2-11 公式计算  $\Delta y_{cb}$ 。

确定  $x_{pc}$  和  $a'_{ac}$ , 并用图 2.2-10 核校  $x_{pc}$  和  $a'_{ac}$  是否在许用范围内。

(8) 用图 2.2-10 分配变位系数。

(9) 计算  $c-b$  啮合副的中心距变动系数根据同心条件  $a'_{cb} = a'_{ac}$  则

$$y_{cb} = \frac{a'_{cb} - a'_{ac}}{m}$$

(10) 根据已知  $a'_{cb}$  用表 2.2-11 公式计算  $\Delta y_{cb}$ 、 $x_{pc}$  和内齿轮变位系数  $x'_c$  及啮合角  $\alpha'_{cb}$ , 并检查是否在推荐值范围内。

$$x_{cb} = y_{cb} + \Delta y_{cb}$$

$$x_c = x_{pc} + x'_c$$

### 2.2.3 NGWN 型齿轮变位方法

对于常采用直齿轮的 NGWN 型传动, 其齿轮变位方法有等啮合角和不等啮合角两种变位之分, 变位时将 NGWN 型传动分解为  $a-c$ 、 $c-b$  和  $a-e$  啮合副, 如图 8.3-12。表 8.3-17 为 NGWN 型传动角度变位计算步骤和实例。

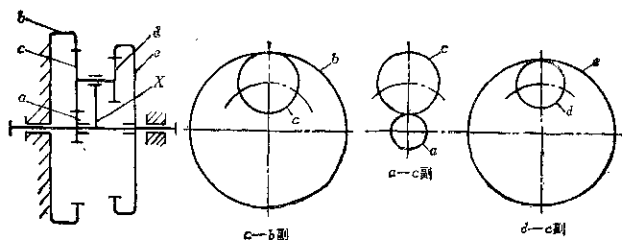


图8.3-12 NGWN型传动角位方法

表8.3-17 NGWN型传动 角度变位计算步骤及实例

序号	计算项目及公式	已知NGWN型传动 $i_1=66$ , $m=4$ , $n_p=3$ , $\beta=0$ , 计算角度变位后的中心距 $a'$ , 变位系数 $x$ 和啮合角 $\alpha'$
1	选择齿数	按2.1选择齿数结果得 $z_a=21$ , $z_b=78$ , $z_c=28$ , $z_d=25$ , $z_e=75$
2	计算非变位啮合的中心距 $a_{ac}=0.5m(z_a+z_c)$ $a_{cb}=0.5m(z_b-z_c)$ $a_{ds}=a_{cb}$	$a_{ac}=0.5 \times 4(21+28)=98\text{mm}$ $a_{cb}=0.5 \times 4(78-28)=100\text{mm}$ $a_{ds}=a_{cb}$
3	确定传动的中心距 $a'$ 当 $a_{ac} < a_{cb}$ 时, 取 $a'=a_{cb}$ 当 $a_{ac} > a_{cb}$ 时取 $a'=0.5(a_{ac}+a_{cb})$	取 $a'=a_{cb}=100\text{mm}$
4	计算各传动的中心距变动系数 $y_{ac}=\frac{a'-a_{ac}}{m}$ $y_{cb}=y_{ds}=\frac{a'-a_{cb}}{m}$	$y_{ac}=\frac{100-98}{4}=0.5$ $y_{cb}=y_{ds}=0$
5	计算啮合角 $\alpha'_a=\arccos\left(\frac{a_{ac}}{a'}\cos\alpha\right)$ $\alpha'_b=\alpha'_s=\arccos\left(\frac{a_{cb}}{a'}\cos\alpha\right)$	$\alpha'_a=\arccos\left(\frac{98}{100}\cos 20^\circ\right)=22^\circ 56' 32''$ $\alpha'_b=\alpha'_s=20^\circ$
6	计算各啮合副的变位系数和 $x_\Sigma$	$x_{\Sigma ac}=(x_a+x_c)\frac{\operatorname{inv}\alpha'_a-\operatorname{inv}\alpha}{2\tan\alpha}$ $= (21+28)\frac{0.0226971-0.0148044}{2\tan 20^\circ}$ $=0.536$ $x_{\Sigma cb}=x_{\Sigma ds}=0$
7	分配变位系数	为提高太阳轮的强度 取 $x_s=x_{\Sigma ac}=0.536$ 则 $x_a=x_b=x_d=x_e=0$

- 注: 1. 若 $a_c$ 、 $c$ 两轮齿数相差很少时, 可使 $x_s=x_c=0.5x_{\Sigma ac}$ ;  
2. 若 $a_c$ 、 $c$ 两轮齿数相差较多时, 小轮齿数分配较大的变位系数值。

2.2.4 几何计算

见第二篇第2章。

2.3 齿轮其它参数选择

行星传动中，一般均采用齿形角  $\alpha=20^\circ$  的渐开线齿轮。在NGW型传动中，由啮合所产生的径向力互相抵消，所以也可采用  $\alpha>20^\circ$  的基准齿形，如在高速传动中，采用  $\alpha=22^\circ30'$  的人字齿轮；低速和中速重载传动中，采用  $\alpha=25^\circ$  的直齿轮。增大啮合角，可提高齿轮的弯曲强度和接触强度，同时由于径向分力增大，提高了浮动元件的浮动效果，有利于行星轮间载荷均匀分配。当采用剃齿工艺时，啮合的径向间隙应大于  $0.4m_n$ 。

高速行星传动可用小空刀槽的人字齿轮，推荐采用螺旋角  $\beta=25^\circ50'31''$ ，以利于插齿机专用导套和插齿刀的标准。

2.4 多级行星传动的传动比分配

多级行星传动的各级传动比分配，应以各级之间的强度和获得经济的外廓尺寸为原则。对两级NGW型传动比的分配，见图8.3-13~图8.3-14。

以上两图中

$$\frac{[T_a]_I}{[T_a]_II} = q \lambda^2 \frac{\rho_1^3(\rho_1+1)(\rho_1-1)}{\rho_1^2(\rho_1+1)(\rho_1-1)}$$

$$q = \frac{n_{pI}(\varphi_d)_{\alpha I} K_{\alpha I} K_{H\beta I} K_{H\alpha I} \sigma_{H\beta I}^2 \rho_{H\beta I} m_I}{n_{pII}(\varphi_d)_{\alpha II} K_{\alpha II} K_{H\beta II} K_{H\alpha II} \sigma_{H\beta II}^2 \rho_{H\beta II} m_{II}}$$

$$\lambda = (d_{\alpha I})_1 / (d_{\alpha I})_2$$

式中  $K_{H\beta}$  —— 各行星轮间载荷分配不均匀系数；

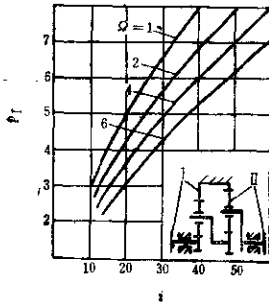


图8.3-1 两级NGW型传动比分配  
按  $i = (\rho_1 + 1)(\rho_1 + 1)$  和  $\Omega = q \lambda^2$  确定  $\rho_1$

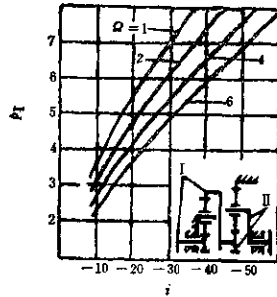


图8.3-14 两级NGW型传动比分配  
按  $i = -\rho_1(\rho_1 + 1)$  和式  $\Omega = q \lambda^2$  确定  $\rho_1$  (高比级行星架固定)

I、II —— 高速级和低速级；

$$\rho_1 = \left( \frac{z_n}{z_a} \right)_I$$

$i_1 = \rho_1 + 1$  (图8.3-13) 或  $i_1 = -\rho_1$  (图8.3-14)；

其它符号见本章及第二篇第4章。

当  $\lambda=1$  时，减速器重量和尺寸最小。一般取  $\lambda=1 \sim 1.3$ 。

3 承载能力计算

理论分析和实践证明，行星传动齿轮失效的形式，以太阳轮和内齿轮先后出现齿面点蚀为最常见。内齿轮的接触强度，理论上比外齿轮高得多。但试验和使用结果表明，在低速重载行星齿轮传动中，内齿轮的齿面强度常低于计算结果而较早地出现点蚀破坏现象。因此，在确定内啮合的许用应力时，这一情况必须给予足够重视。

3.1 各类行星齿轮传动的受力分析

各类行星齿轮传动的受力分析见表8.3-18。在表8.3-18中， $F_t$  为端面内分圆上的切向力； $F_{t\alpha}$ 、 $F_{t\beta}$ 、 $F_{t\epsilon}$  分别为中心轮  $\alpha$ 、 $b$ 、 $\epsilon$  与行星轮啮合时的切向力； $F_r$  为径向力

$$F_r = F_t \tan \alpha_n = F_t \frac{\tan \alpha_n}{\cos \beta} \quad \text{N} \quad (8.3-33)$$

$F_a$  为轴向力

$$F_a = F_t \tan \beta \quad \text{N} \quad (8.3-34)$$

$F_{\epsilon}$  为法面内基圆上的切向力，即作用在节点处齿廓上的切向力

作用于基本零件上的转矩T和切向力F		行星轮受力简图			行星轮的铅垂面		支承的水平面	
	$T_1 = \frac{2z_1}{z_2} T_2$ $T_2 = -z_2 z_1 T_1$ $T_3 = -z_2 z_1 T_1$ $T_4 = -z_2 z_1 T_1$	$T_1 = -z_2 z_1 T_2$ $T_2 = -z_2 z_1 T_1$ $T_3 = -z_2 z_1 T_1$ $T_4 = -z_2 z_1 T_1$	$T_1 = -z_2 z_1 T_2$ $T_2 = -z_2 z_1 T_1$ $T_3 = -z_2 z_1 T_1$ $T_4 = -z_2 z_1 T_1$	$T_1 = -z_2 z_1 T_2$ $T_2 = -z_2 z_1 T_1$ $T_3 = -z_2 z_1 T_1$ $T_4 = -z_2 z_1 T_1$	$F_{1a}$ $F_{1b}$ $F_{1c}$ $F_{1d}$	$R_{1a}$ $R_{1b}$ $R_{1c}$ $R_{1d}$	$F_{1a}$ $F_{1b}$ $F_{1c}$ $F_{1d}$	$R_{1a}$ $R_{1b}$ $R_{1c}$ $R_{1d}$
	$T_1 = -z_2 z_1 T_2$ $T_2 = -z_2 z_1 T_1$ $T_3 = -z_2 z_1 T_1$ $T_4 = -z_2 z_1 T_1$	$T_1 = -z_2 z_1 T_2$ $T_2 = -z_2 z_1 T_1$ $T_3 = -z_2 z_1 T_1$ $T_4 = -z_2 z_1 T_1$	$T_1 = -z_2 z_1 T_2$ $T_2 = -z_2 z_1 T_1$ $T_3 = -z_2 z_1 T_1$ $T_4 = -z_2 z_1 T_1$	$T_1 = -z_2 z_1 T_2$ $T_2 = -z_2 z_1 T_1$ $T_3 = -z_2 z_1 T_1$ $T_4 = -z_2 z_1 T_1$	$T_1 = -z_2 z_1 T_2$ $T_2 = -z_2 z_1 T_1$ $T_3 = -z_2 z_1 T_1$ $T_4 = -z_2 z_1 T_1$	$F_{1a}$ $F_{1b}$ $F_{1c}$ $F_{1d}$	$R_{1a}$ $R_{1b}$ $R_{1c}$ $R_{1d}$	$F_{1a}$ $F_{1b}$ $F_{1c}$ $F_{1d}$
$T_1 = -z_2 z_1 T_2$ $T_2 = -z_2 z_1 T_1$ $T_3 = -z_2 z_1 T_1$ $T_4 = -z_2 z_1 T_1$	$T_1 = -z_2 z_1 T_2$ $T_2 = -z_2 z_1 T_1$ $T_3 = -z_2 z_1 T_1$ $T_4 = -z_2 z_1 T_1$	$T_1 = -z_2 z_1 T_2$ $T_2 = -z_2 z_1 T_1$ $T_3 = -z_2 z_1 T_1$ $T_4 = -z_2 z_1 T_1$	$T_1 = -z_2 z_1 T_2$ $T_2 = -z_2 z_1 T_1$ $T_3 = -z_2 z_1 T_1$ $T_4 = -z_2 z_1 T_1$	$T_1 = -z_2 z_1 T_2$ $T_2 = -z_2 z_1 T_1$ $T_3 = -z_2 z_1 T_1$ $T_4 = -z_2 z_1 T_1$	$F_{1a}$ $F_{1b}$ $F_{1c}$ $F_{1d}$	$R_{1a}$ $R_{1b}$ $R_{1c}$ $R_{1d}$	$F_{1a}$ $F_{1b}$ $F_{1c}$ $F_{1d}$	$R_{1a}$ $R_{1b}$ $R_{1c}$ $R_{1d}$
$T_1 = -z_2 z_1 T_2$ $T_2 = -z_2 z_1 T_1$ $T_3 = -z_2 z_1 T_1$ $T_4 = -z_2 z_1 T_1$	$T_1 = -z_2 z_1 T_2$ $T_2 = -z_2 z_1 T_1$ $T_3 = -z_2 z_1 T_1$ $T_4 = -z_2 z_1 T_1$	$T_1 = -z_2 z_1 T_2$ $T_2 = -z_2 z_1 T_1$ $T_3 = -z_2 z_1 T_1$ $T_4 = -z_2 z_1 T_1$	$T_1 = -z_2 z_1 T_2$ $T_2 = -z_2 z_1 T_1$ $T_3 = -z_2 z_1 T_1$ $T_4 = -z_2 z_1 T_1$	$T_1 = -z_2 z_1 T_2$ $T_2 = -z_2 z_1 T_1$ $T_3 = -z_2 z_1 T_1$ $T_4 = -z_2 z_1 T_1$	$F_{1a}$ $F_{1b}$ $F_{1c}$ $F_{1d}$	$R_{1a}$ $R_{1b}$ $R_{1c}$ $R_{1d}$	$F_{1a}$ $F_{1b}$ $F_{1c}$ $F_{1d}$	$R_{1a}$ $R_{1b}$ $R_{1c}$ $R_{1d}$

注：1. 对不等速角速度变位  $\alpha_i > \alpha'_i$  的NGW型传动，轴上的切向力  $F_{1a}$  为  $F_{1a}$ ，径向力  $F_{1b}$  为  $F_{1b}$ ，轴向力  $F_{1c}$  为  $F_{1c}$ 。2. 计算行星轮心轴和轴承时，作用在齿节圆上的力，应乘以载荷不均系数  $K_H$  (见3.4.4e)。3. 当行星轮速度很高时，应考虑离心力对不同齿形型式的不同影响。

$$F_{bs} = \frac{F_t}{\cos\beta_s \cos\alpha_s} N \quad (8.3-35)$$

$F_{bs}$ 为端面内基圆上的切向力

$$F_{bs} = F_{ts} \cos\beta_s \quad (8.3-36)$$

对于直齿轮传动,式(8.3-33)~(8.3-36)中 $\beta = \beta_s = 0$ 、 $\alpha_s = \alpha_n = \alpha$ 。对于角度变位齿轮,计算节点处的诸力时,应以 $\alpha'_1$ 、 $\alpha'_2$ 、 $\beta'$ 代替式中的 $\alpha_1$ 、 $\alpha_2$ 和 $\beta$ 。

### 3.2 承载能力计算方法的几点说明

#### 3.2.1 基本依据

本章计算方法是 以 GB3480—83 《渐开线圆柱

齿轮承载能力计算方法》为基础,结合行星传动的特点,根据试验研究和使用经验编制的渐开线行星齿轮传动承载能力简化计算方法。(为计算方便起见,采用大家熟知的固定轴齿轮传动相类似的方法与格式,对不同行星传动,按其不同组成分解为几个啮合副,分别计算,而每个啮合副又由中心轮和行星轮组成,如图8.3-15,并规定以“1”和“2”分别表示小齿轮和大齿轮,作为有关代号的角标。

#### 3.2.2 与传动类型有关的参量计算

与传动类型有关的参量计算见表8.3-19。

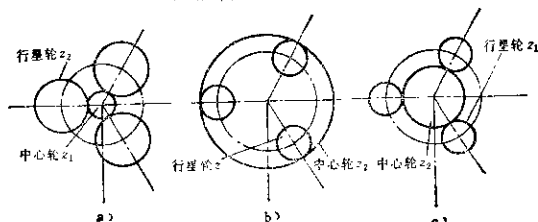


图8.3-15 中心轮与行星轮啮合副

a)中心轮小于行星轮的外啮合 b)内啮合 c)中心轮大于行星轮的外啮合

表8.3-19 各种行星齿轮传动承载能力计算公式中的 $d_1$ 、 $u$ 、 $F_t$ 、 $T$ 和 $N_L$ 值

传动型式	被计算的啮合副		小齿轮分度圆直径 $d_1$	齿数比 $u = z_2/z_1$	一对啮合中名义切向力		应力循环次数	
					小齿轮名义转矩 $T_1$	$F_{t1}$	小齿轮 $N_{L1}$	大齿轮 $N_{L2}$
NGW, NW	a-c	$z_0 < z_2$	$(d)_a$	$z_0/z_2$	$T_a/n_T$	$F_{t0}$	$60(n_0 - n_x) n_T t$	$N_{L1}/u n_x$
WW, NGWN		$z_0 > z_2$	$(d)_c$	$z_0/z_2$	$T_c/u n_c$	$F_{t0}$	$N_{L2} u / n_T$	$60(n_0 - n_x) n_T t$
NGW, NGWN	b-c		$(d)_c$	$z_0/z_2$	$T_b/u n_c$	$F_{t0}$	$N_{L2} u / n_T$	$60(n_0 - n_x) n_T t$
NW, NN	b-d		$(d)_a$	$z_0/z_2$	$T_b/u n_T$	$F_{t0}$	$N_{L2} u / n_T$	$60(n_0 - n_x) n_T t$
NGWN	e-d		$(d)_c$	$z_2/z_0$	$T_c/u n_c$	$F_{t0}$	$N_{L2} u / n_T$	$60(n_0 - n_x) n_T t$
NN	a-c		$(d)_c$	$z_0/z_2$	$T_c/u n_c$	$F_{t0}$	$N_{L2} u / n_T$	$60(n_0 - n_x) n_T t$
WW	b-d	$z_0 > z_2$	$(d)_c$	$z_0/z_2$	$T_b/u n_T$	$F_{t0}$	$N_{L2} u / n_T$	$60(n_0 - n_x) n_T t$
		$z_0 < z_2$	$(d)_b$	$z_0/z_2$	$T_b/n_T$	$F_{t0}$	$60(n_0 - n_x) n_T t$	$N_{L1}/u n_c$

注: 1.  $F_{t0}$ 、 $F_{t1}$ 、 $F_{t2}$ 的计算公式见表8.3-18。

2. 在应力循环次数 $N_{L1}$ 和 $N_{L2}$ 的计算中, $t$ 为总工作时间 $h$ ,当齿数双向载荷工作时, $t$ 为轮齿啮合次数最多一侧的总工作时间,对进行NGW型行星齿轮接触强度计算时,当 $i_{z_0} = 4 \sim 8$ 时,取 $t$ 为太阳轮的1.05~1.13倍。

3. 变载荷下的应力循环次数为各级载荷下循环次数之和,但不包括小于名义转矩50%的载荷。

4. 齿宽系数 $\phi_d$ 按表8.3-20确定( $\phi_d = \frac{b}{d}$ 或 $\phi_d = \frac{b}{a} = 2\phi_{d1}(u \pm 1)$ )。

表 8.3-20 行星传动齿宽系数  $\phi_d$

传动型式	齿 轮 副				备注
	a—c	b—c	c—d	b—d	
NGW	$(\phi_d)_a \leq 0.75$ $(\phi_d)_c = \frac{z_a}{z_c} (\phi_d)_a$	$(\phi_d)_b \leq 0.10 \sim 0.18$			直齿
	$(\phi_d)_a \leq 1.5$	$(\phi_d)_b \leq 0.15 \sim 0.25$			人字齿
NW	$(\phi_d)_a \leq 0.75$ $(\phi_d)_c = \frac{z_a}{z_c} (\phi_d)_a$			$(\phi_d)_b = \frac{z_d}{z_b} (\phi_d)_d \leq 0.2$ $(\phi_d)_d = \frac{z_c}{z_d} \cdot \frac{b_d}{b_c} (\phi_d)_c$	
	$(\phi_d)_a = \frac{z_c}{z_a} (\phi_d)_c$			$(\phi_d)_b = \frac{z_d}{z_b} (\phi_d)_d$ $(\phi_d)_d \leq 0.3 \sim 0.35$	
NN	$(\phi_d)_a = \frac{z_d}{z_c} \cdot \frac{b_c}{b_d} (\phi_d)_d$			$(\phi_d)_b = \frac{z_d}{z_b} (\phi_d)_d \leq 0.2$ $(\phi_d)_d \leq 0.3 \sim 0.35$	
NGWN	$(\phi_d)_a = \frac{z_c}{z_a} (\phi_d)_c$	$(\phi_d)_b = \frac{z_c}{z_b} (\phi_d)_c$ $(\phi_d)_c = \frac{z_d}{z_c} \cdot \frac{b_c}{b_d} (\phi_d)_d$	$(\phi_d)_d = \frac{z_d}{z_c} (\phi_d)_c \leq 0.2$ $(\phi_d)_d \leq 0.3 \sim 0.35$		$z_b > z_c$

- 注：1. 对于按空间静定条件设计的NGW型传动，齿宽系数允许增大，对于直齿传动可取 $(\phi_d)_a \geq 0.75 \sim 2$ 。  
 2. 表中 $b_c$ 、 $b_d$ 为c轮和d轮的工作齿宽。  
 3. 齿向载荷的分布，随着齿宽的增加而愈不均匀，因此在无特殊措施的情况下，过大的齿宽并非是提高传动承载能力的有效途径。

### 3.3 齿轮主要尺寸的初步确定

#### 3.3.1 按齿面接触强度初算小齿轮分度圆直径 $d_1$

$$d_1 = K_{H\beta} \sqrt[3]{\frac{T_1 K_A K_{H\beta} K_{H\alpha}}{\phi_d \sigma_{Hlim}} \cdot \frac{u \pm 1}{u}} \text{ mm} \quad (8.3-37)$$

式中  $K_{H\beta}$ ——算式系数，对于一般钢制齿轮，直齿传动  $K_{H\beta} = 768$ ，斜齿传动  $K_{H\beta} = 720$ ，人字齿轮传动  $K_{H\beta} = 695$ ；

$K_A$ ——使用场合系数，见第二篇第4章4.2；

$K_{H\alpha}$ ——计算接触强度的行星轮间载荷不平衡系数，见表8.3-23；

$K_{H\beta}$ ——综合系数，见表8.3-21；

$\phi_d$ ——小齿轮齿宽系数，按表8.3-20确定；

表 8.3-21 综合系数  $K_{H\beta}$  和  $K_{F\beta}$

行星轮数 $n_p$	$K_{H\beta}$	$K_{F\beta}$
$\leq 3$	1.8~2.4	1.8~2.2
$> 3$	2~2.7	1.8~2.4

- 注：1. 对于高精度及采用有利于提高强度的变位传动， $K_{H\beta}$ 和 $K_{F\beta}$ 取小值。  
 2. 对于硬齿面齿轮， $K_{H\beta}$ 取小值。  
 3. 对于采用空间静定机构或有利于载荷沿齿长均布措施的行星传动和高精度多级低速传动中的低速级， $K_{H\beta}$ 和 $K_{F\beta}$ 可适当降低。

$u$ ——齿数比，见表8.3-19；

$T_1$ ——一对啮合副中小齿轮名义转矩

N·m，见表8.3-18（表中的总转矩，一对对啮合副，应除行星轮数 $n_p$ ）；

$\sigma_{Hlim}$ ——试验齿轮的齿面疲劳极限 N/

mm<sup>2</sup>,按第二篇第4章4.11选取

$\sigma_{H11m1}$ 和 $\sigma_{H11m2}$ 中的较小者。

式中“+”号用于外啮合,“-”号用于内啮合。

### 3.3.2 按轮齿弯曲强度初算齿模数 $m_n$

$$m_n = K_{im} \sqrt[3]{\frac{T_1 K_A K_{FP} K_{FE} Y_{Fa1}}{\phi_d z_1^2 \sigma_{F11m}}} \quad \text{mm} \quad (8.3-38)$$

式中  $K_{im}$ ——算式系数,对直齿轮传动  $K_{im}=12.1$ ,对斜齿传动  $K_{im}=11.5$ ,对  
人字齿传动  $K_{im}=10$ ;

$K_{FP}$ ——计算弯曲强度的行星轮间载荷不均  
衡系数,见式(8.3-59);

$K_{FE}$ ——综合系数,见表8.3-21;

$Y_{Fa1}$ ——小齿轮齿形系数,见第二篇第4章  
5.3.2节;

$z_1$ ——小齿轮齿数;

$\sigma_{F11m}$ ——试验齿轮弯曲疲劳极限 N/mm<sup>2</sup>,  
见第二篇第4章5.7节,取 $\sigma_{F11m1}$ 和

$$\sigma_{F11m2} \frac{Y_{Fa1}}{Y_{Fa2}}$$

中的较小值。

式(8.3-37), (8.3-38)适用于各种类型的行  
星传动,一般情况下,两式应同时计算,取其大  
值。

### 3.3.3 NGW型和NGWN型传动方案设计的简便方 法

a. 初定NGW型传动太阳轮和内齿轮分度圆  
直径( $d$ )<sub>a</sub>、( $d$ )<sub>b</sub>、及齿宽 $b$

按接触强度计算

$$(d)_a = K_{i0} \sqrt[3]{\frac{T_0 K_A K_{H\beta} K_{H\alpha} K_{H\epsilon}}{(\phi_d)_a \sigma_{H11m}^2 n_p} \cdot \frac{i_0^3 \alpha_X}{i_0 \alpha_X^3 - 2}} \quad \text{mm} \quad (8.3-39)$$

$$(d)_b = (d)_a (i_0^3 \alpha_X - 1) \quad \text{mm} \quad (8.3-40)$$

$$b = \frac{K_{i0}^3 T_0 K_A K_{H\beta} K_{H\alpha} K_{H\epsilon} i_0^3 \alpha_X}{(d)_a^2 \sigma_{H11m}^2 n_p (i_0^3 \alpha_X - 2)} \quad \text{mm} \quad (8.3-41)$$

式中  $T_0$ ——太阳轮上总名义转矩 N·m,按表  
8.3-18计算;

$(\phi_d)_a$ ——太阳轮齿宽系数。

按弯曲强度计算

$$(d)_a = K_{im} \sqrt[3]{\frac{T_0 K_A K_{FP} K_{FE} z_a Y_{Fa}}{(\phi_d)_a n_p \sigma_{F11m}}} \quad \text{mm} \quad (8.3-42)$$

$$b = \frac{K_{im}^3 T_0 K_A K_{FP} K_{FE} z_a Y_{Fa}}{(d)_a^2 n_p \sigma_{F11m}} \quad \text{mm}$$

式(8.3-43)

式中  $Y_{Fa}$ ——太阳轮齿形系数,见第二篇第4章  
5.3.2节。

b. NGWN型传动内齿轮 $e$ 的分度圆直径 $d_e$   
和齿宽 $b_e$ 、 $b_a$ 、 $b_b$

按接触强度计算,

$$(d)_e = K_{i0} \sqrt[3]{\frac{T_0 K_A K_{H\beta} K_{H\alpha} K_{H\epsilon} u (u-1)}{(\phi_d)_e n_p \sigma_{H11m}^2}} \quad \text{mm} \quad (8.3-44)$$

$$b_e = \frac{K_{i0}^3 T_0 K_A K_{H\beta} K_{H\alpha} K_{H\epsilon} u (u-1)}{(d)_e^2 n_p \sigma_{H11m}^2} \quad \text{mm} \quad (8.3-45)$$

$$b_b = \frac{K_{i0}^3 T_0 K_A K_{H\beta} K_{H\alpha} K_{H\epsilon} u (u-1)}{(d)_b^2 n_p \sigma_{H11m}^2} \quad \text{mm} \quad (8.3-46)$$

$$b_a \approx b_b$$

式中  $T_0$ 、 $T_b$ ——分别为内齿轮 $e$ 和 $b$ 的总名义转  
矩 N·m,按表8.3-18确定;

$(\phi_d)_e$ ——行星轮 $d$ 的齿宽系数。

按弯曲强度计算

$$(d)_e = K_{im} \sqrt[3]{\frac{T_0 K_A K_{FP} K_{FE} z_e Y_{Fa}}{(\phi_d)_e n_p \sigma_{F11m}}} \quad \text{mm} \quad (8.3-47)$$

$$b_e = \frac{K_{im}^3 T_0 K_A K_{FP} K_{FE} z_e Y_{Fa}}{(d)_e^2 n_p \sigma_{F11m}} \quad \text{mm} \quad (8.3-48)$$

$$b_b = \frac{K_{im}^3 T_b K_A K_{FP} K_{FE} z_b Y_{Fa}}{(d)_b^2 n_p \sigma_{F11m}} \quad \text{mm} \quad (8.3-49)$$

$$b_a \approx b_b$$

式中  $Y_{Fa}$ 、 $Y_{Fa}$ ——行星轮 $d$ 和 $e$ 的齿形系数;

$u$ ——齿数比,按表8.3-18计算。

### 3.3.4 按轴承寿命决定传动尺寸

对于硬齿面的NGW型传动,当传动比 $i_0 \alpha_X$   
<5.6时,装在行星轮内的标准轴承寿命往往因不  
能与齿轮承载能力等强度而成为限制承载能力的薄  
弱环节。这时应按轴承的额定寿命设计传动装置的  
结构尺寸,再以此尺寸校验计算齿轮的强度和选用  
相应的齿轮材料和热处理硬度,其方法如下:

计算轴承额定动负荷与其外径的乘积 $CD$ 值

$$CD = \frac{2000(i_0 \alpha_X - 1) T_H K_D K_{F1} f_1}{i_0 \alpha_X^3 n_p K_i f_n} \ll [CD] \quad (8.3-50)$$

式中  $K_D$ ——轴承外径 $D$ 与行星轮分度圆直径  
( $d$ )<sub>e</sub>之比,一般 $K_D = D/(d)_e =$

0.7~0.75;

[CD]——从轴承性能表中选用的轴承额定负荷和轴承外径的乘积;

其余符号的含义和数值请参看有关轴承计算的资料。

然后按所选轴承外径计算太阳轮或行星轮分度圆直径:

$$d_a = \frac{ZD}{(i_{ax}-1)K_D} \text{ mm} \quad (8.3-51)$$

$$d_c = \frac{D}{K_D} \text{ mm} \quad (8.3-52)$$

根据轴承宽度确定齿轮最小齿宽, 校核齿轮应力并决定材料热处理方法和硬度。

### 3.4 齿面接触疲劳强度校核计算的特点

#### 3.4.1 计算公式

$$\sigma_{H0} = \sigma_{H0} \sqrt{K_A K_V K_H K_{H\beta} K_{H\alpha} K_{H\gamma}} \text{ N/mm}^2 \quad (8.3-53)$$

式中  $K_{H\beta}$ ——接触强度计算的行星轮间载荷不平衡系数。

$$\sigma_{H0} = Z_H Z_{H2} Z_{\epsilon} Z_{\beta} \sqrt{\frac{F_t}{d_1 b} \frac{u \pm 1}{u}} \text{ N/mm}^2 \quad (8.3-54)$$

$$\sigma_{H\beta} = \frac{\sigma_{H0} Z_N}{S_{Hmin}} Z_L Z_V Z_H Z_W Z_X \text{ N/mm}^2 \quad (8.3-55)$$

$$\text{强度条件: 应满足 } \sigma_{H\beta} \leq \sigma_{HP} \quad (8.3-56)$$

以上各式中, 符号的意义同第二篇第4章4.1,

对行星传动, 其取值方法除3.4.2所述的部分外, 均与第二篇第4章4相同。

#### 3.4.2 计算公式中部分参数的取值特点

a. 端面内分度圆上的名义切向力  $F_t$ 。对不同型式的行星传动, 根据表8.3-18确定。

b. 动载系数  $K_V$ 。相对速度  $V^X$  按下式计算

$$V^X = \frac{\pi d_1' n_1^X}{60 \times 10^3} \quad (8.3-57)$$

式中  $d_1$ ——小齿轮节圆直径 mm;

$n_1^X$ ——小齿轮相对于行星架的转速 r/min, 对NGW型和NGWN型传动,  $n^X$  见表8.3-22。

c. 齿面载荷分布系数  $K_{H\beta}$ 。  $K_{H\beta}$  是考虑载荷沿齿宽方向分布不均匀影响接触强度的系数, 它与制造误差、啮合刚度、齿宽系数及行星轮数等因素有关。经过跑合的行星传动, 其  $K_{H\beta}$  可用下式表示:

$$K_{H\beta} = 1 + (K_{H\beta 0} - 1) K_{H\beta} K_{H\epsilon} \quad (8.3-58)$$

式中  $K_{H\beta 0}$ ——初期齿面载荷分布不均匀系数。

对外啮合, 一般, 根据齿宽系数  $\phi_d$  和行星轮数  $n_p$ , 由图8.3-16查取, 当转矩由齿轮中部输入时, 图中  $\phi_d$  按0.1倍齿宽系数计算。对内啮合, 直齿传动一般可取  $K_{H\beta 0} = 1$ , 人字齿传动, 可根据内齿轮齿顶尺寸, 由图8.3-18查取;

$K_{H\gamma}$ ——考虑齿轮齿形的影响系数, 按图8.3-17查取;

$K_{H\epsilon}$ ——与均载机构有关的系数, 若采用空间静定或有利于齿面载荷分布的机构时, 取  $K_{H\epsilon} = 0.6 \sim 0.8$ ,

表8.3-22 相对转速  $n_1^X$

NGW 型			NGWN 型		
啮合副	$i = z_2/z_1$	$n_1^X$	啮合副	$u = z_1/z_1$	$n_1^X$
a-c	$i_{\beta X} \leq 4$	$(n_0 - n_X)u$	e-d	$z_0/z_a$	$n_0 - n_X$
	$i_{\beta X} > 4$	$n_0 - n_X$	b-c	$z_0/z_c$	$n_0 - n_X$
b-c	$z_2/z_c$	$(n_0 - n_X) \frac{z_0}{z_1}$	a-c	$z_c/z_0$	$n_0 - n_X$

注: 当  $n_0 = 0$  时,  $n_0 - n_X = n_1 / (1 + \frac{z_0}{z_1})$

对于NGW型传动的b-c啮合副, 计算接触强度的  $K$  与a-c啮合副取同值。



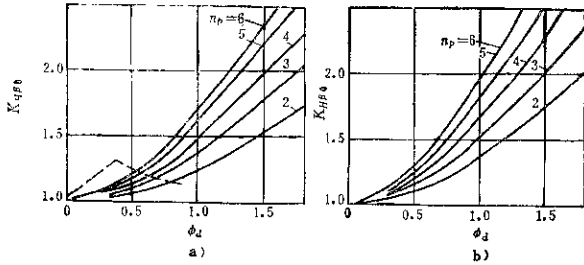


图8.3-16 外啮合初期齿向载荷分布系数 $K_{H\beta 0}$   
a)用于前角 $\alpha$ 及 $\beta=28^\circ\sim 33^\circ$ 的人字齿轮 b)用于 $\beta<22^\circ$ 的斜齿轮

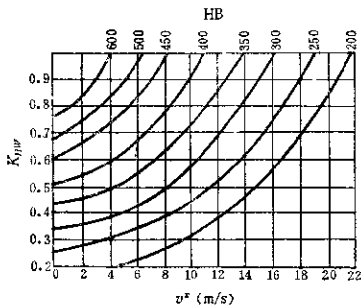


图8.3-17 啮合系数 $K_{H\mu}$

其他情况取 $K_{H\mu}=1$ 。

d. 行星轮间载荷不均匀系数 $K_p$ ，由制造、安装及零件受力变形等因素引起的 $K_p$ 值，很难用计算方法准确求出，最好的办法是对具体传动装置进行实测，用实测的 $K_p$ 值来校核承载能力。在条件不许可时，一般可根据经验和推荐数据与图表确定。

$K_p$ 值在齿面接触强度中以 $K_{HP}$ 表示，在轮齿弯曲强度计算中以 $K_{FP}$ 表示，两者的近似关系为

$$K_{FP}=1+1.5(K_{HP}-1) \quad (8.3-59)$$

#### 1) NGW和NW型传动 $K_{HP}$ 值

(1) 无均载机构的传动 这种传动装置 $K_{HP}$ 值较大，可按图8.3-18查取。应当指出，由于受载

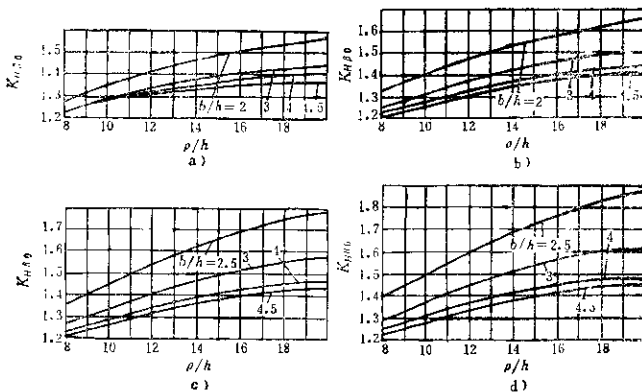


图8.3-18 行星轮间初期齿向载荷分布系数 $K_{H\beta 0}$

a) $n_p=3$  b) $n_p=4$  c) $n_p=5$  d) $n=6$   
 $\rho$ 为轮齿中心圆齿顶圆半径， $h$ 为轮齿高度， $b$ 为齿宽

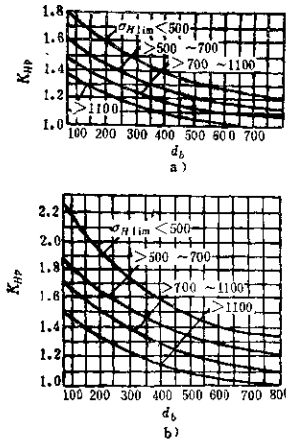


图 8.3-19 无均载机构内NGW、NW型传动的 $K_{H\beta}$ 值  
a) 6级精度 b) 7级精度

最大的齿面变形、磨损以及点蚀剥落，可使行星轮间的载荷趋向均衡。

对于内齿轮不是压紧在机体内而是可变形的，或外啮合中心轮(太阳轮)的轴在啮合力作用下可以变形的结构，载荷不均系数应取略值，可按下式计算

$$K_{H\beta} = 1 + 0.5(K'_{H\beta} - 1) \quad (8.3-60)$$

式中  $K'_{H\beta}$  为按图8.3-9确定的系数。

(?) 有均载机构的传动 对于采用齿式联轴器浮动机构的NGW型和NW型传动，制造精度不低于7级，圆周速度不超过15m/s时，按表8.3-23选取 $K_{H\beta}$ 。

表 8.3-23 NGW型、NW型传动 $K_{H\beta}$ 值

齿轮精度等级	浮 动 构 件			
	太阳轮	内齿轮	行星架	太阳轮和行星架
6	1.05	1.10	1.20	1.10
7	1.1	1.15	1.25	1.15

注：1. 太阳轮和内齿轮同时浮动时，按太阳轮浮动选取或按图8.3-20查取 $K_{H\beta}$ 。

2. 表中数值适用于 $n_p \geq 3$ 。

采用杠杆式联动均载机构的行星传动装置，取 $K_{H\beta} = 1.05 \sim 1.1$ 。

太阳轮和内齿轮同时浮动，且内齿轮为柔性齿轮， $n_p \geq 3$ 的NGW和NW型传动，可按图8.3-20确

定，图中 $A$ 值按下式计算：

$$A = \frac{20i'(i-1)}{(i-2)d'_b K_\alpha} \sqrt{(CT-3)(1+0.01d'_b)} \quad (8.3-61)$$

式中  $i$ ——传动比， $i = i'_0 x_1$ ；

$CT$ ——齿轮精度等级，如6级精度则 $CT=6$ ；

$d'_b$ ——内齿轮节圆直径mm；

$K_\alpha$ ——接触应力系数，按下式计算：

$$K_\alpha = \frac{F_t(u+1)}{b d'_b u} N/m^2 \quad (8.3-62)$$

式中代号意义见3.3节的说明。

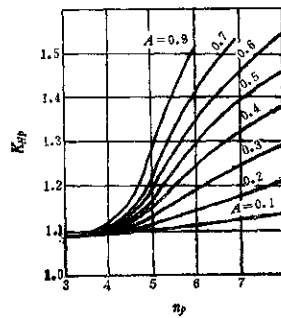


图8.3-20 NGW、NW型传动太阳轮和某行星轮内齿浮动时的 $K_{H\beta}$ (齿轮精度6~8级)

2) NGWN型传动的载荷不均系数 NGWN型传动通常取 $n_p=3$ ， $K_{H\beta}$ 值随载荷方式的不同而不同，若以 $K_{H\beta a}$ 、 $K_{H\beta b}$ 、 $K_{H\beta c}$ 分别表示a-c、b-c和e-d啮合副的载荷不均系数，则：

(1) 两个中心轮浮动时，

$$K_{H\beta a} = K_{H\beta c} = K_{H\beta e} \approx 1.1 \sim 1.15$$

(2) 中心轮e浮动时

$$K_{H\beta a} = 1.1 \sim 1.15 \quad K_{H\beta c} = 1.7 \sim 2.0$$

若行星轮直径  $d_a > d_d$

$$K_{H\beta b} = K_{H\beta e} + (K_{H\beta a} - 1) \frac{z_b}{z_a} \sqrt{\frac{z_b}{i'_0 z_a}} \quad (8.3-63)$$

若行星轮直径  $d_c < d_d$

$$K_{H\beta b} = K_{H\beta e} + 0.5(K_{H\beta a} - 1) \frac{z_a}{z_c} \sqrt{\frac{z_a}{i'_0 z_c}} \quad (8.3-64)$$

(3) 中心轮b浮动时

$$K_{H\beta a} = 1.1 \sim 1.15 \quad K_{H\beta c} = 1.7 \sim 2.0$$

若  $d_c > d_d$

$$K_{H\beta e} = K_{H\beta 0} + 0.5(K_{H\beta 0} - 1) \frac{z_c z_e}{z_a z_d |i_{be}|} \quad (8.3-65)$$

若  $d_o < d_d$

$$K_{H\beta e} = K_{H\beta 0} + (K_{H\beta 0} - 1) \frac{z_c z_e}{z_a z_d |i_{be}|} \quad (8.3-66)$$

e. 试验齿轮的接触疲劳极限  $\sigma_{Hlim}$  在  $\sigma_{Hlim}$  按第二篇第4章 4.11 有关说明取定时, 须要强调指出, 试验和使用结果表明, 内啮合的接触强度往往低于计算结果, 所以建议在确定内齿轮的  $\sigma_{Hlim}$  时, 要在图示区域的下部取值, 而且当内啮合的齿数比  $z_2/z_1 < 2$  时, 其值还应降低10%左右。

f. 最小安全系数  $S_{Hmin}$  参考值见表 8.3-24。

表 8.3-24 最小安全系数  $S_{Hmin}$  和  $S_{Fmin}$

可靠性要求	$S_{Hmin}$	$S_{Fmin}$
要求具有高可靠性的行星传动	1.25	1.6
一般可靠性的行星传动	1.12	1.25

### 3.5 齿根弯曲疲劳强度核校计算的特点

#### 3.5.1 计算公式

计算齿根弯曲应力

$$\sigma_F = \sigma_{F0} K_A K_V K_{F\beta} K_{Fa} K_{Fb} \quad \text{N/mm}^2 \quad (8.3-67)$$

式中  $K_{Fb}$ ——齿齿强度计算的行星轮间载荷不均衡系数, 见表 (8.3-59)。

其它符号说明见前面有关章节。

计算齿根弯曲应力基本值

$$\sigma_{F0} = \frac{F_t}{b m_n} Y_{Fa} Y_{Sa} Y_{\beta} Y_{c} Y_{\epsilon} \quad \text{N/mm}^2 \quad (8.3-68)$$

许用齿根弯曲应力 (对大小轮分别确定)

$$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{Flim} Y_{\Delta T} Y_{NT} Y_{\delta} Y_{\epsilon} Y_{R} Y_{L} Y_{C}}{S_{Fmin}} \quad \text{N/mm}^2 \quad (8.3-69)$$

强度条件: 应满足  $\sigma_F \leq \sigma_{FP}$  (8.3-70)

以上各式中, 符号的意义同第二篇第4章 5.1, 对行星传动, 其取值方法除本章 3.5.2 所述的部分外, 均与第二篇第4章 5 相同。

#### 3.5.2 计算公式中部分参数的取值特点

a. 齿向载荷分布系数  $K_{F\beta}$   $K_{F\beta}$  是考虑载荷沿齿向分布状况对齿根弯曲应力的影响系数。其

值可用下式确定。

$$K_{F\beta} = 1 + (K_{F\beta 0} - 1) K_{F\beta} K_{F\epsilon} \quad (8.3-71)$$

式中  $K_{F\beta 0}$ ——初期齿向载荷分布系数, 根据接触强度计算时确定的  $K_{H\beta 0}$  由图 8.3-21 查取;

$K_{F\beta}$ ——跑合影响系数, 由图 8.3-22 中查取;

$K_{F\epsilon}$ ——与均载机构有关的系数, 对于空间静定或有利于齿向载荷分布的机构,  $K_{F\epsilon} = 0.0 \sim 0.9$ , 其它情况取  $K_{F\epsilon} = 1$ 。

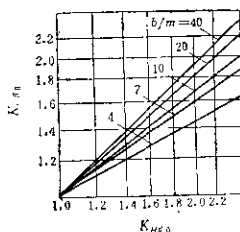


图 8.3-21  $K_{F\beta 0}$ 、 $K_{H\beta 0}$  和  $b/m$  之间的关系

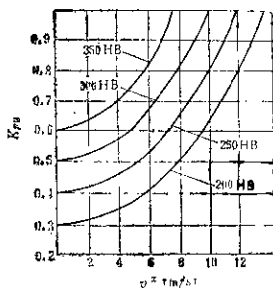


图 8.3-22 跑合系数  $K_{F\beta}$

b. 行星轮间载荷不均衡系数  $K_{Fb}$ , 按式 (8.3-59) 确定。

c. 试验齿轮的弯曲疲劳极限  $\sigma_{Flim}$   $\sigma_{Flim}$  值按规定可由第二篇第4章 5.7 查取。一般情况下, 对于行星齿轮传动, 建议取区域 b 的下部数值, 以保证齿有足够的弯曲强度。对于在对称循环应力下工作的齿轮, 如 NGW 型和 NGWN 型传动中的行星轮, 应将图中查得的  $\sigma_{Flim}$  值乘以 0.7。对于双向运转工作的齿轮,  $\sigma_{Flim}$  值可乘以稍大于 0.7 的系数 (如 0.7 ~ 0.9)。

## 4 结构设计

### 4.1 均载机构设计

行星齿轮传动功率分流的理想受力状态, 由于不可避免的制造和安装误差, 零件变形及温度等因素的影响, 实际上是很难达到的。若用最大载荷  $F_{b1a \max}$  与平均载荷  $F_{b1a}$  之比值  $K_p$  来表示载荷不均匀系数, 即

$$K_p = F_{b1a \max} / F_{b1a} \quad (8.3-72)$$

$K_p$  值在  $1 \leq K_p \leq 5$  的范围内变化, 为了减小载荷不均匀系数, 便产生了所谓均载机构。即使太阳轮或中心轮传递给各行星轮的作用力相等的机构。它设

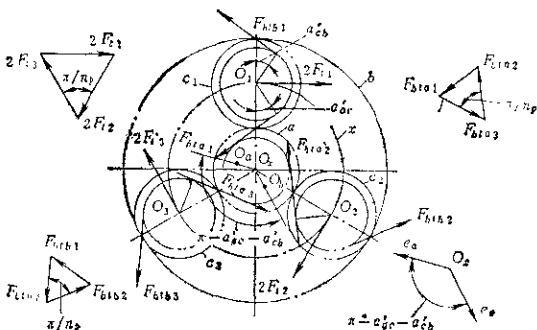


图8.3-23  $n_p=3$ 的NGW型理想均载状态

式联轴器, 三个基本构件有一个浮动即可起到均载作用。常见机构见表8.3-25。

#### 4.1.2 采用弹性元件的均载机构

基本方法是通过弹性元件的弹性变形, 使各行星轮间载荷达到均衡。优点是具有良好的减振性、结构简单, 缺点是载荷不均系数与弹性件的刚度及总制造误差成正比。弹性均载的形式很多, 常见结构见表8.3-26。

#### 4.1.3 杠杆联动式均载机构

这种机构, 装有偏心的行星轮轴和杠杆系统, 在行星轮间力不平衡时, 可通过杠杆系统的联动动作, 自行调整达到新的平衡位置。这种机构适用于具有两个、三个和四个行星轮的NGW型传动。常

计的出发点是在经济精度条件下, 要简单可靠, 灵敏度较高。均载机构的合理设计, 对能否充分发挥行星传动的优越性有着极其重要的意义。

#### 4.1.1 基本构件浮动的均载机构

图8.3-23所示为  $n_p=3$  的NGW型基本构件浮动后的平衡状态, 即当行星轮数  $n_p=3$  时, 由一个或两个基本构件浮动, 使作用在三个基本构件上的啮合力  $F_{b1a}$ 、 $F_{b1b}$  和  $2F_t$  各自形成力的封闭等边三角形, 太阳轮  $a$  和内齿轮  $b$  的偏心量彼此相等 ( $e_a = e_b$ ), 其偏心方向的夹角为  $\pi - \alpha'_{aa} - \alpha'_{ab}$ 。图8.3-23略去了弹性变形, 惯性力和摩擦力等影响因素。

基本构件浮动最常用的是采用双齿或单齿

见结构见表8.3-27。

#### 4.1.4 均载机构选择与误差计算

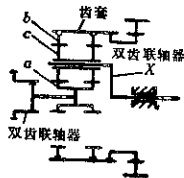
##### a. 设计与选择均载机构的则

- (1) 均载机构应使传动装置的结构尽量实现空间静定状态, 并能最大限度地补偿误差, 使  $K_p$  和  $K_f$  值最小。
- (2) 均载机构离心力要小。以提高均载效果、提高工作平稳性。其离心力大小与均载构件的旋转速度、自重和偏心距有关。
- (3) 均载机构摩擦损失要小、效率高。
- (4) 均载构件上要受力大, 补偿动作灵敏、效果好。如果以  $\mu$  表示均载构件所受的力  $F_{b1a}$  与齿上圆周力  $F_t$  之比值, 即

表 8.3-25 基本构件浮动的均载机构

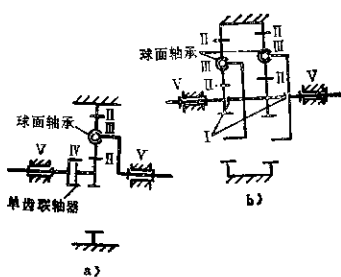
(一) 太阳轮浮动		(二) 内齿轮浮动	
	<p>太阳轮通过双齿或单齿式联轴器与高速轴相联实现浮动，前者既能使行星轮载荷均衡，又能使啮合齿面沿齿宽方向的载荷分布得到改善；而后者在使行星轮间载荷均衡过程，只能使太阳轮轴线偏斜，从而使载荷沿齿宽方向分布不均匀，降低了传动承载能力。这种浮动方法，因太阳轮重量轻，浮动灵敏，结构简单，易于制造，便于安装，应用广泛。</p>		<p>这种浮动方法优点是，轴向尺寸小，结构紧凑；缺点是浮动件尺寸大，重量大，灵敏性差，浮动效果不如太阳轮浮动。对于 NGWN 型传动常采用该法浮动，图中 C 是采用十字滑销使内齿轮浮动，结构简单，灵敏性差，多用于不太重要的使用场合。</p>
(三) 行星架同时浮动		(四) 太阳轮和行星架同时浮动	
	<p>行星架浮动因取消支承而大大简化结构，对多级行星传动结构尤其有利。图中 b<sub>1</sub>、b<sub>2</sub> 为两级 NGWN 型行星减速器结构简图。行星架承受两倍的齿轮圆周力，因而浮动灵敏。但因自重较大，在高速、制造精度较低的使用场合，浮动中会引起较大的离心力，影响浮动效果和工作平稳性，所以适用于中小规格和中低速传动。</p>		<p>两个基本构件浮动，比两者单独浮动时效果好，一般多出现在多级行星传动中，如三级 NGWN 型减速器的中间级。</p>

(五) 太阳轮和内齿轮同时浮动



这种浮动形式，主要用于高速行星传动。特点是噪音小，运转平稳，均载效果好。图中a和b分别为直齿和人字齿行星传动的均载机构简图

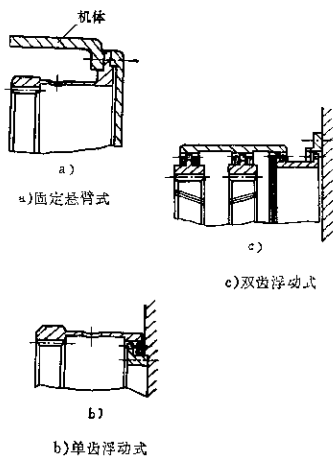
(六) 静定结构浮动方法



由于各种制造和安装误差使约束成为真实约束，为便行星轮间及沿内方向载荷均衡，必须使整个机构处于空间静定状态。图中为单级内啮合NGW型行星传动静定结构设计方案，行星轮内表面与中心轴承，太阳轮与高速轴之间用单齿联轴器联接；高速级太阳轮不浮动，行星架和低速太阳轮固结。这种浮动方法，结构简单、紧凑，零件数量少

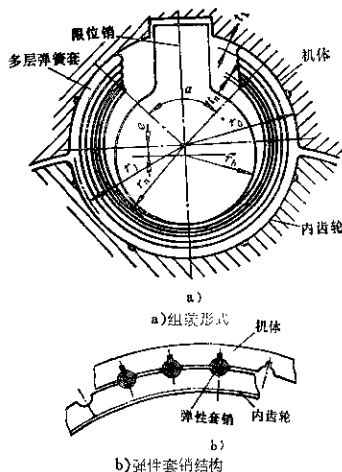
表8.3-26 采用弹性元件的均载机构

(一) 内齿轮柔性轮缘均载机构

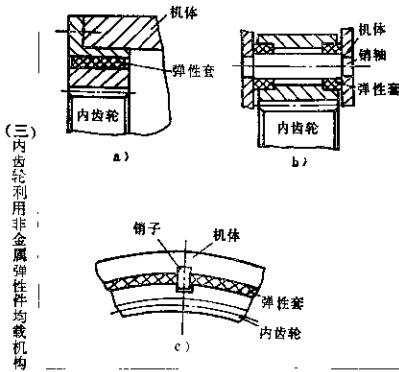


减薄内齿轮轮缘，增大柔度，利用啮合处的径向力，使轮缘产生径向变形，促使各行星轮间的载荷均衡。这种浮动方法经常和太阳轮或内齿轮浮动联合使用。图中a)、b)、c)是减薄内齿轮轮缘和不同浮动方式的结构简图

(二) 内齿轮利用弹性套销的均载机构

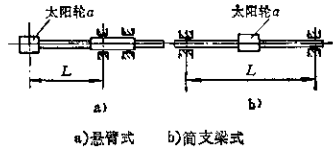


内齿轮弹性套销联接于机体上，弹性套销由多层弹簧套筒组成，长度分成几段，装入内齿轮与机体之间，内齿轮与机体之间保持一定径向间隙，在啮合力作用下，内齿轮通过弹性套销的变形可做径向和切向位移以及对轴线的位移，从而使行星轮间实现载荷均衡。该浮动机构，结构紧凑，具有良好的减振性能，工作可靠，常用于高速重载传动中与太阳轮浮动联合使用，效果最佳

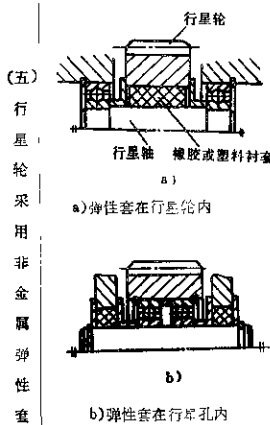


内齿轮通过非金属弹性件与机体相联结构，常用非金属材料有橡胶、塑料等，采用该结构应注意到，当弹性材料太硬时，在低负荷下对载荷分配的均匀性和工作平稳是不利的，选用之弹性材料应具有有良好的耐油和抗氧化性能。

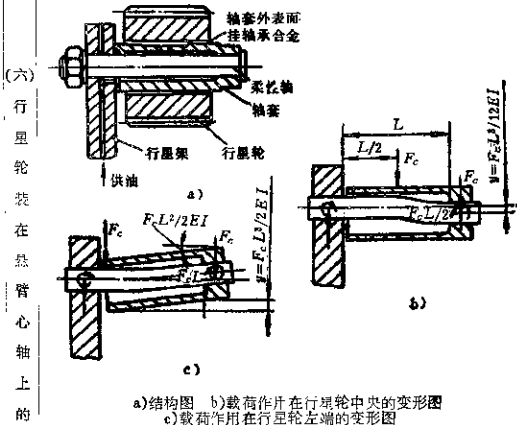
(四) 太阳轮采用弹性轴均载机构



将太阳轴做成细长的轴，通过轴的弹性变形使太阳轮产生一定位移未达到均载目的，为了减小沿齿宽方向的载荷集中现象，弹性轴最好设计成如图b) 简支梁形式。这种均载机构结构简单，容易制造，但轴向尺寸较大，用于结构上有条件增加弹性轴长度的场合。

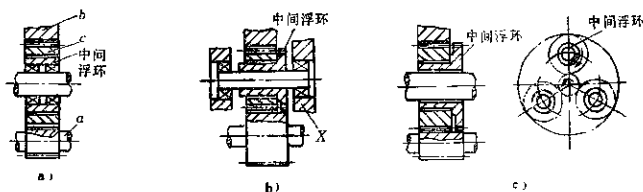


在行星轮孔与心轴之间或行星轮心轴与行星架之间加入非金属弹性衬套(橡胶塑料等)实现行星轮均载，结构简单、灵敏，可用于 $n_p \geq 2$ 场合。但当转速高，离心力大及采用 $\alpha'_{os} > \alpha'_{ob}$ 的角度变位传动时，不宜选用弹性大的材料。



弹性心轴与行星架用过盈配合，心轴外部的轴套用过盈配合，悬臂固定在心轴自由端，轴套外表面与轴套合金，行星轮在轴套上旋转，当载荷作用在中间位置或行星轮的左端时，则心轴和行星轮轴线同时发生倾斜，载荷转移，行星轮沿齿宽载荷分布趋于均匀。

(七) 行星轮采用中间浮环均载机构

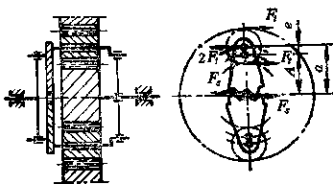


a)行星轮用滚动轴承 b)行星轮为固定配合 c)行星轮用固定配合

中间浮环与行星轮之间有一定径向间隙,与行星轮心轴之间可为滚动(图中a)或滑动配合(图中c)或固定配合(图中b)。中间浮环可与行星轮同向同速旋转,并在两者之间形成较厚的油膜,当行星轮向载荷分配不均时,受载大者其油膜厚度减小,起到均载作用。另外,这种结构行星轮轮缘齿,其齿面亦可使行星轮均载。

表8.3-27 杠杆联动式均载机构

(一) 两行星轮联动均载机构



图中两行星轮对称安装,在行星轮偏心轴上分别固定一对相互啮合的扇形轮,当有一个行星轮先受载或受载较大时,偏心轴就要回转,使该行星轮减载,另一个偏心轴作相反方向回转,使原不受载或受载较小的行星轮加载,一减一加载直至两行星轮的载荷平衡为止。

扇形齿轮上的圆周力为:

$$F_t = 2F_t \frac{e}{A} \quad (1)$$

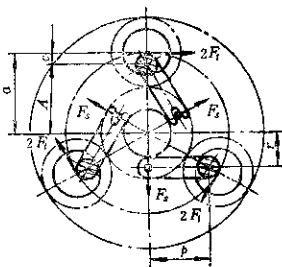
式中  $e$ —偏心距,可取  $e = \frac{A}{30}$ ;

$A$ —行星轮分度圆半径(行星轮节圆半径)

$A - a - c$ ;

$F_t$ —行星轮圆周力

(二) 三行星轮联动均载机构



图中三个偏心行星轴互为 $120^\circ$ ,每个偏心轴与平衡杠杆刚性连接,杠杆的另一端由一个能在本身平面内自由运动的浮动环支撑。浮动环中心半径  $r = 0.5A$ ,  $A = a - e$ ; 平衡杠杆长度  $p = A \cos 30^\circ$ , 一般取  $e = \frac{A}{20}$ , 作用于浮动环上的力  $F_t$  按下式计算:

$$F_t = \frac{2F_t e}{A \cos 30^\circ} \quad (2)$$

当作用在三个行星轮轴上的力  $2F_t$  各不相同时,则作用在浮动环上的三个力  $F_t$  力不平衡,环就失去平衡,产生移动和转动,使受载大的行星轮减载,受载小的加载,直到达到平衡为止。





表 8.3-28 均载构件位移量的计算

均载构件	构件制造误差					均载构件的最大位移量 $\Delta E_{max}$
	太阳轮偏 心误差 $E_1$	内齿轮偏 心误差 $E_3$	行星轮轴 心误差 $E_2$	行星架轴 心误差 $E_4$	行星架上行 星轴孔中心 切向误差 $e$	
太阳轮(内齿轮) 上的等效中心误差 $\Delta E_s$	$\Delta E_{s1} = E_1$	$\Delta E_{s3} = E_3$	$\Delta E_{s2} = \frac{8}{3} E_2 \cos \alpha$	$\Delta E_{s4} = 2 E_4 \cos \alpha$	$\Delta E_{se} = \frac{4}{3} e \cos \alpha$	$\Delta E_{smax} = E_1 + E_3 + \frac{8}{3} E_2 \cos \alpha + 2 E_4 \cos \alpha + \frac{4}{3} e \cos \alpha$ (1)
行星架上的等效中 心误差 $\Delta E_c$	$\Delta E_{c1} = \frac{E_1}{2 \cos \alpha}$	$\Delta E_{c3} = \frac{E_3}{2 \cos \alpha}$	$\Delta E_{c2} = \frac{4}{3} E_2$	$\Delta E_{c4} = E_4$	$\Delta E_{ce} = \frac{2}{3} e$	$\Delta E_{cmax} = \frac{E_1 + E_3}{2 \cos \alpha} + \frac{4}{3} E_2 + E_4 + \frac{2}{3} e$ (2)
行星轮上的等效中 心误差 $\Delta E_e$	$\Delta E_{e1} = \frac{E_1}{2 \cos \alpha}$	$\Delta E_{e3} = \frac{E_3}{2 \cos \alpha}$	$\Delta E_{e2} = E_2$	$\Delta E_{e4} = E_4$	$\Delta E_{ee} = e$	$\Delta E_{emax} = \frac{E_1 + E_3}{2 \cos \alpha} + e + E_4 + E_2$ (3)

注: 1. 等效中心误差: 各构件的误差换算到浮动构件中心切线方向的值。  
 2. 总等效中心误差的影响因素很多, 如构件的温度变形, 弹性变形和轴承间隙等。在成批生产中, 出现最大误差累积的几率很少, 所以按平方和的方法计算均载构件位移量为合适。即当太阳轮(或内齿轮)为均载构件时:

$$\Delta E_s^2 = E_1^2 + E_3^2 + \left(\frac{8}{3} E_2 \cos \alpha\right)^2 + (2 E_4 \cos \alpha)^2 + \left(\frac{4}{3} e \cos \alpha\right)^2$$

当行星架为均载构件时:

$$\Delta E_c^2 = \frac{E_1^2 + E_3^2}{(2 \cos \alpha)^2} + \left(\frac{4}{3} E_2\right)^2 + E_4^2 + \left(\frac{2}{3} e\right)^2$$

当行星轮为均载构件时(机杆联动法除外):

$$\Delta E_e^2 = \frac{E_1^2 + E_3^2}{(2 \cos \alpha)^2} + e^2 + E_4^2 + E_2^2$$

- 对于采用齿式联轴器使基本构件浮动的机内, 总等效误差可用来计算联轴器的长度。
- 对于采用弹性杆件的均载机构, 总等效误差可用来确定弹性件的结构及作用在弹性杆件上的变形力。
- 行星轮作为均载构件时,  $\Delta E_e$  的计算方法适用于  $n_p \geq 2$  的条件。

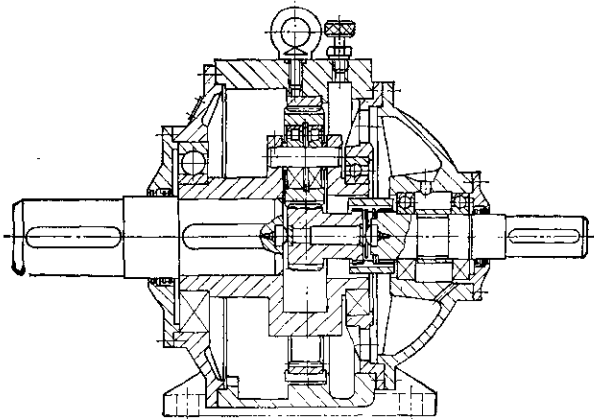


图 8.3-24 单级 NGW 型减速器  
太阳轮用双齿联轴器浮动

件、制造工艺等情况的不同，将具有不同的结构形式，而为载机构的型式，却代表着这种传动装置最重要的结构特点。

a. 2Z-X类行星减(增)速器典型结构 见

图8.3-24~图8.3-33。

b. 3Z类行星减(增)速器典型结构 见图8.3-34~8.3-35。

c. NGW型与定轴传动组合式减速器 见图

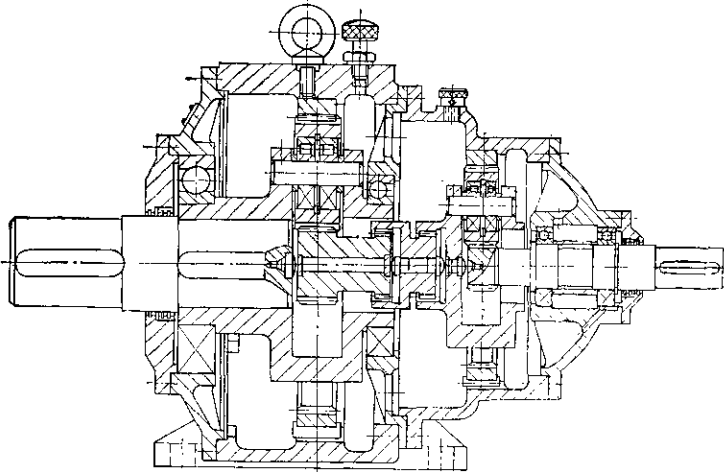


图8.3-25 两级NGW型减速器  
采用双齿圈轴器浮动高速级行星架和低速级太阳轮

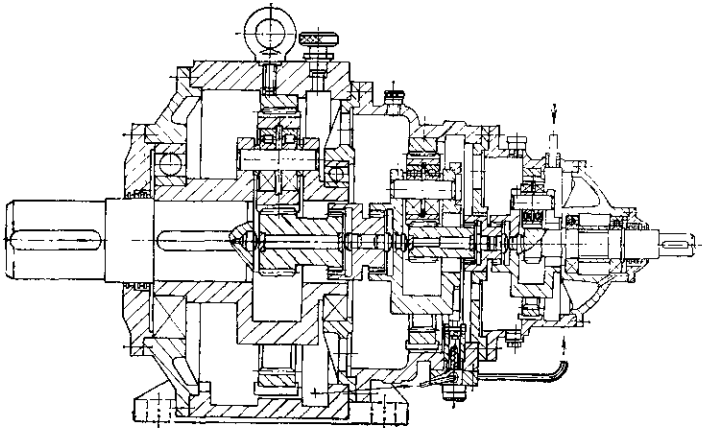


图8.3-26 三级NGW型减速器  
高速级，中间级均为行星架浮动

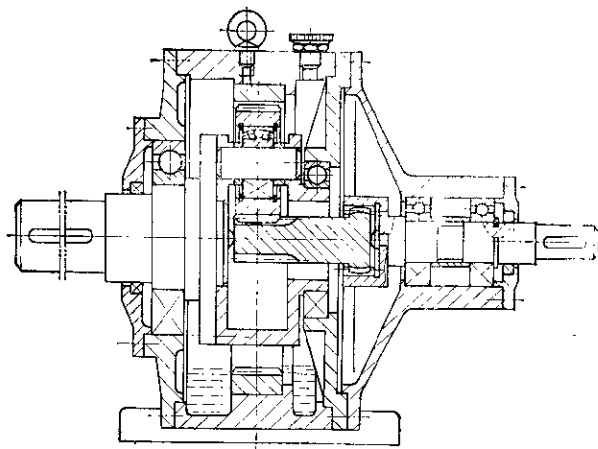


图8.3-27 单级NGW型无多余约束行星减速器  
 $i_p=3$ , 系空间静定结构

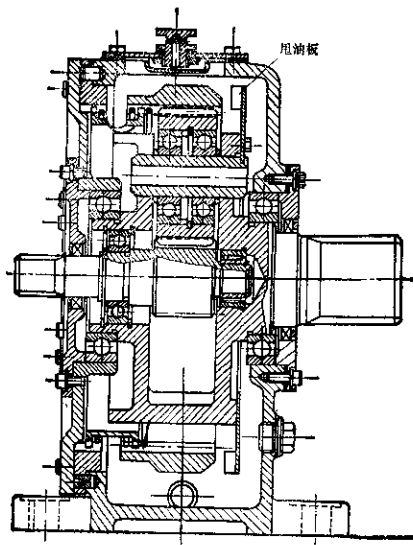


图8.3-28 内齿轮浮动的NGW型减速器  
太阳轮筒支于行星架孔内, 轴向尺寸小

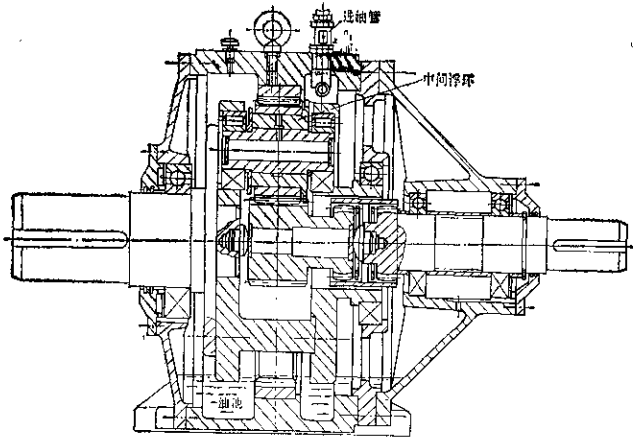


图8.3-29 单级NGW型增速器行星轮内装中间浮环的油膜均载机构

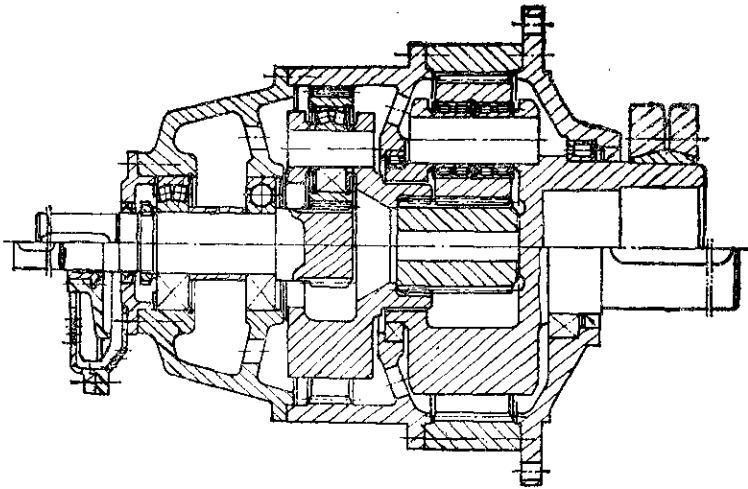


图8.3-30 两级NGW型法兰式增速器

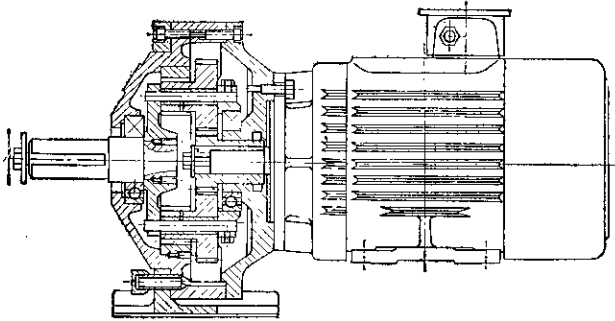


图8.3-31 NW型带电机减速度器  
 $i=3\sim 35$ ,  $n_p=2$ , 采用滑动轴承, 无均载机构

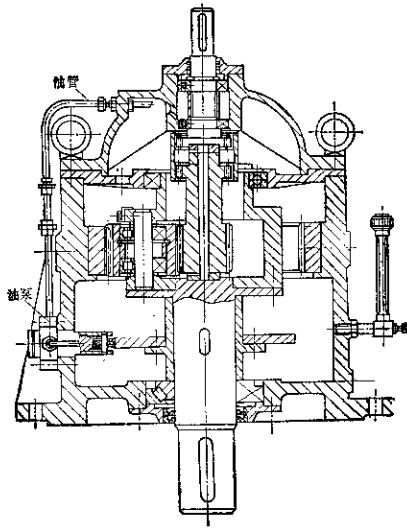


图8.3-32 单级NGW-L型减速度器  
 $i=4\sim 10$

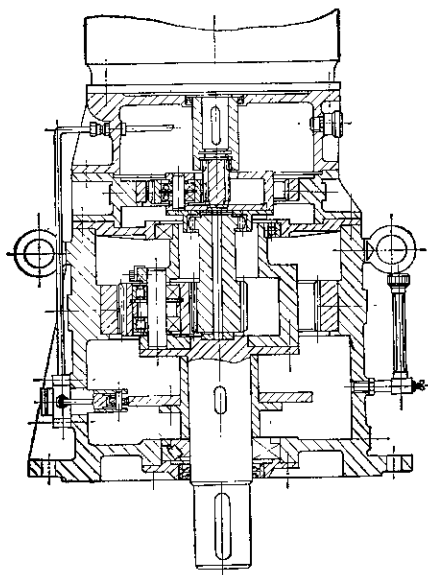


图8.3-33 两级NGW-L型减速器  
 $i=25\sim 100$

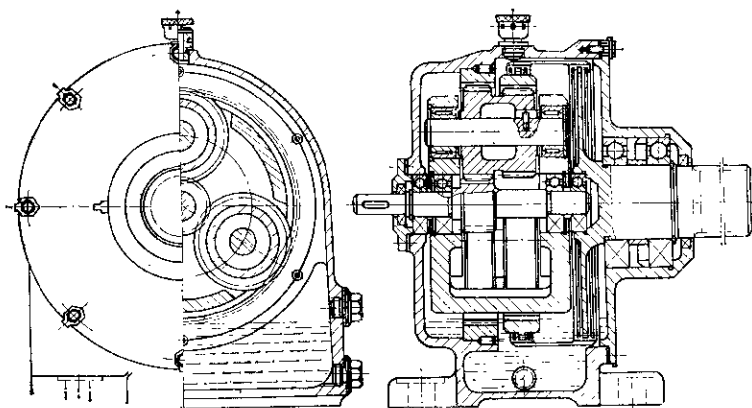


图8.3-34 NGWN型减速器  
内齿传递过双齿联轴器浮动

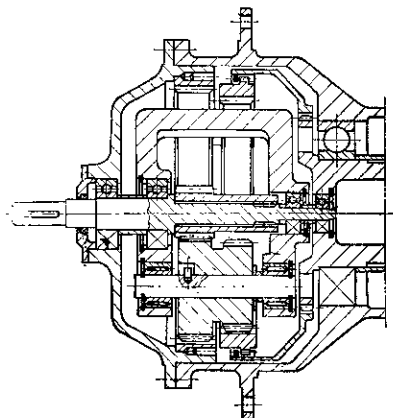


图8.3-35 NGWN型法兰式减速器

8.3-36~8.3-37.

#### 4.2.2 高速行星减(增)速器

高速行星传动日益广泛地应用于航空、船舶、

电站设备和空压机等方面,其特点是高速度、大功率和长期连续运转的工况,因而要求具有高水平的技术性能,同中低速行星减(增)速器相比,在设计 and 制造方面有一系列不同点。

(1) 在传动型式上,以采用 NGW 型为主,且多为入字齿轮传动,以提高齿轮承载能力和传动平稳性。齿轮主要参数推荐值为,螺旋角  $\beta = 25^{\circ}50'30''$ , 齿顶高系数  $h_{a_n}^* = 0.9$ , 齿顶间隙系数  $C^* = 0.35$ , 齿形角  $\alpha_{a_n} = 22^{\circ}30'$ 。

(2) 行星轮转速往往超过滚动轴承极限转速,所以一般采用滑动轴承作为行星轮支承。

(3) 采用两个基本元件浮动,实现均载(或齿轮联轴器或弹性均载机构),为提高均载效果和运转质量,齿轮和行星架等主要零件均为高精度,行星架装配件,应进行严格的动平衡试验。

(4) 高速行星减(增)速器,要求有可靠润滑措施和严格的使用维护要求。

图 8.3-38~8.3-40 为常见的几种高速行星减(增)速器结构。

#### 4.2.3 大型行星减速器

在中、低速行星齿轮传动中,随着减速器传递

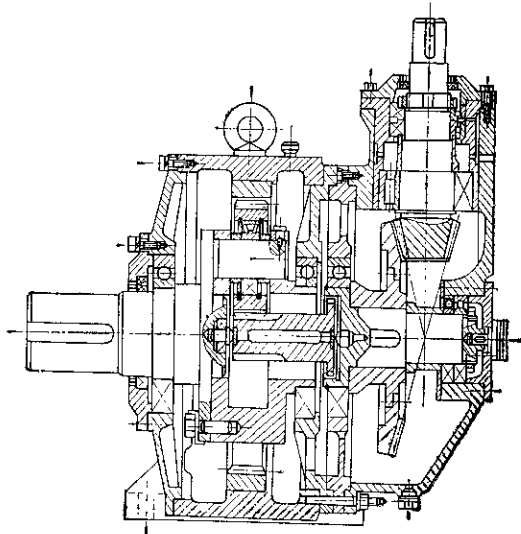


图8.3-36 NGW-S型两级减速器

 $i = 11.2 \sim 80$



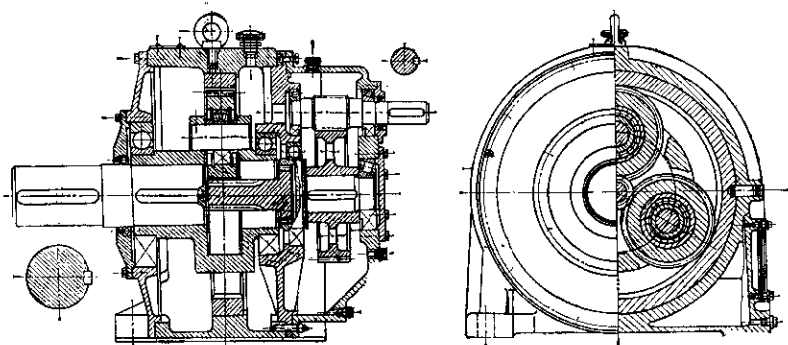


图3.3-37 NGW-Z型两级减速器  
 $i=12.5\sim 60$

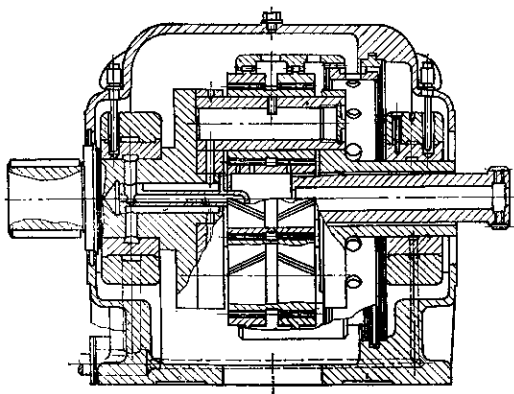


图3.3-38 NGW型高速行星增(减)速器  
 传动比  $i=\frac{1}{4}$ ,  $P=5300\text{kW}$  输出转速为  $6000\text{r/min}$ , 内齿轮和太阳轮同时浮动

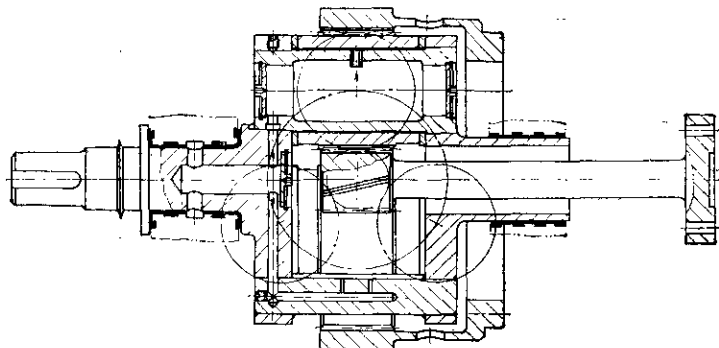


图8.3-39 NGW型单斜齿高速行星传动  
均载均作均空内齿轮和柔性太阳轮轴, 内齿轮(图中未示出)固定

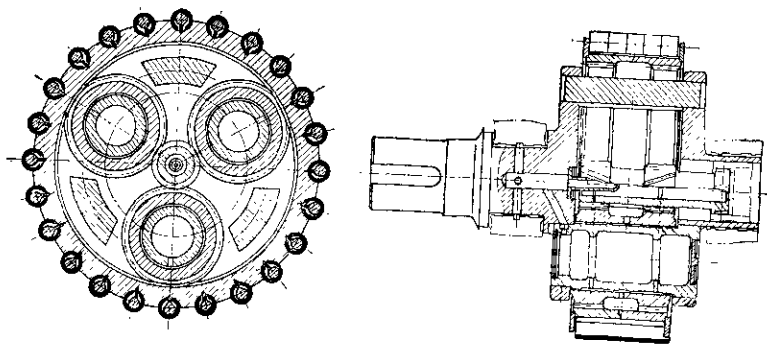


图8.3-40 NGW型高速行星(端)变速器  
内齿轮用弹性销和机体联接, 太阳轮仍为双齿联轴器浮动(图中机体未示出)

扭矩的增大, 尺寸和重量亦相应增加, 其具体结构设计大体可分为以下两大类型:

a. 单排直齿大型行星减速器 这种减速器的设计与中小规格结构设计区别不大, 为了满足传递扭矩的需要, 结构上主要靠增大中心距, 即相应增大内齿轮直径, 同时在适当范围内增加齿宽。制造大尺寸的内齿轮, 需要大型、高精度机床和热处理设备。在现代生产技术条件下, 这是通常的设计方法。

图 8.3-41~42 为几种常见大型行星减速器结构。

b. 双排直齿大型行星减速器 随着单排直齿行星减速器齿轮径向尺寸的增加, 齿轮啮合的区

速度和减速器自重也相应增大, 要求有较高的制造精度, 势必给制造带来一定困难, 尤其是大而精的内齿轮加工, 往往受到插齿机床的限制, 为了克服这一矛盾, 便产生了双排直齿大型行星减速器的设计, 如图8.3-43~44所示。图8.3-45为平均块均载机构。

这种减速器的主要设计特点是:

- (1) 在一级传动中, 内齿轮、行星轮均为两片(太阳轮仍为一整体), 故称之双排, 加大了齿宽, 提高了承载能力。
- (2) 每个行星轮中装一个球面调心轴承, 从而使齿长方向载荷均匀分布。
- (3) 太阳轮采用鼓形齿双齿联轴器浮动。

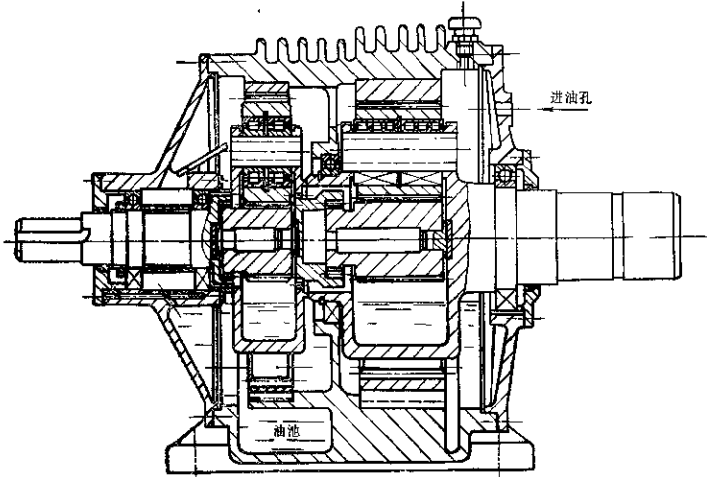


图8.3-41 两级NGW型大型行星减速器  
 低速级  $i_2-4$ ,  $m=10$ ,  $d_3=900\text{mm}$ ,  $b=250\text{mm}$ , 输出扭矩  $T=300000\text{N}\cdot\text{m}$

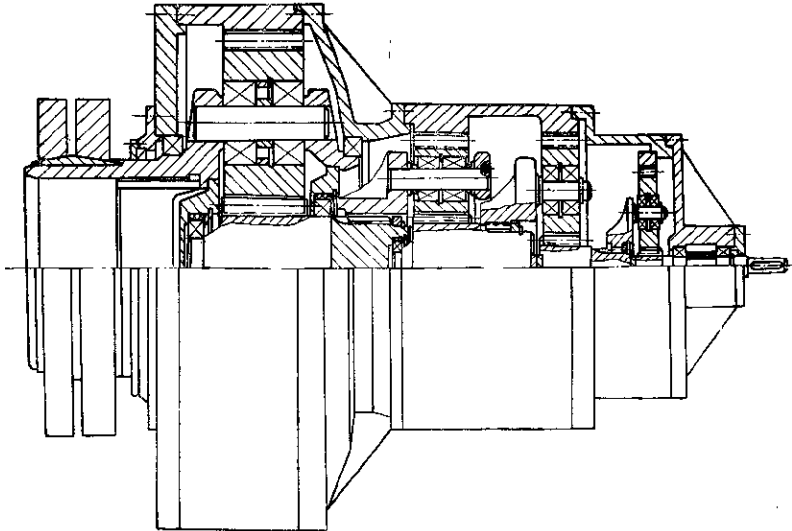


图8.3-42 四级NGW型大型行星减速器  
 一、二、三级行星架无支撑并与太阳轮用单齿联轴器联接，三、四级太阳轮采用外置弹性环的滚动轴承支承输出扭矩  $T=1580000\text{N}\cdot\text{m}$

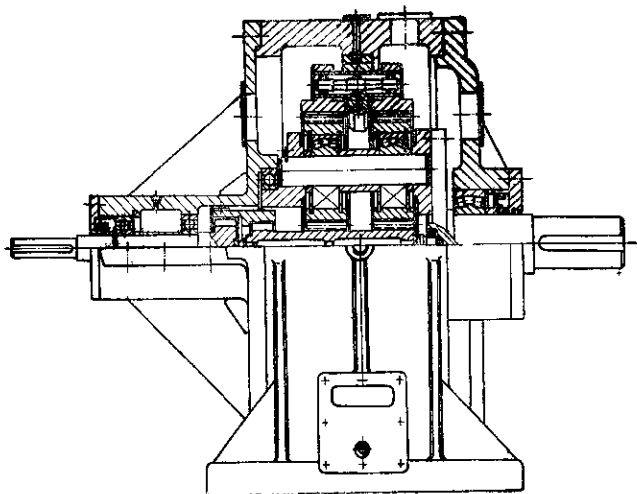


图8.3-43 双排直齿NGW型行星减速器  
两排内齿轮之间采用弹性杆式均载机构, 高速轴端的端盖为轴的剖分式

(4) 为了保证两排之间载荷均匀, 分别采用了弹性式(图8.3-43)和平衡块式(图8.3-44)均载机构。

(5) 图8.3-43~44两种结构均满足空间静定条件, 即静定度 $s=0$ , 机构处于完全静定状态。

根据实践结果, 这种结构行星轮间载荷不均衡系数,  $K_{HP}=1.1$ , 在两排齿轮之间载荷不均衡系数 $K_{HP3}=1.2$ , 沿齿长方向全部接触,  $K_{\beta} \approx 1$ , 运转平稳, 噪声一般不大于80dB。

#### 4.2.4 行星减速器

##### a. 设计特点

##### (1) 减速器的速比分配

1) 根据传动效率确定传动比, NGW型减速器一般效率较高, 当为单独的减速器可取 $i_{0b}^* = 3.5 \sim 5.5$ , 又以 $i_{0b}^* = 4 \sim 5$ 为最佳。

WW型减速器效率与传动比关系极大, 计算和实践证明 $i_{0b}^* > 1.6$ 和 $i_{0b}^* < 0.5$ 时, 效率 $\eta_{0b}$ 较高。

当 $i_{0b}^*$ 接近1时, 效率极低, 所以要使用 $i_{0b}^* \approx 1$ 的减速器, 必须有很高的制造精度, 才能得到有实用意义的效率。当为单独WW型减速器时, 可取 $i_{0b}^* = 1.8 \sim 3$ , 最佳值为2; 当作为差速增速器时, 取 $i_{0b}^* = 0.3 \sim 0.7$ ; 行星架 $X$ 只作为副动作时, 取 $i_{0b}^* \geq 1.3$ 。

2) 从调速范围考虑的齿比计算, 对于调速用差速器, 其调速范围 $S = P_2/P_1$ , 从差动减速器小直流电动机 $D$ , 到输出轴的传动比, 应大致满足如下关系:

$$\text{WW型差速器 } i_{2b} = \frac{n_2 i_{0b}^*}{n_1 |S|} \quad (8.3-73)$$

$$\text{NGW型差速器 } i_{2X} = \frac{n_2 i_{0X}}{n_1 |S|} \quad (8.3-74)$$

式中  $n_1, n_2$ ——大交流电机、小直流电机的转速  
r/min;

$|S|$ ——调速范围的绝对值。

满足式(8.3-73)或式(8.3-74)可得到在分别开动两个电机时, 输出转矩大致相等。

(2) 转速、转矩和功率分配 依输出转矩

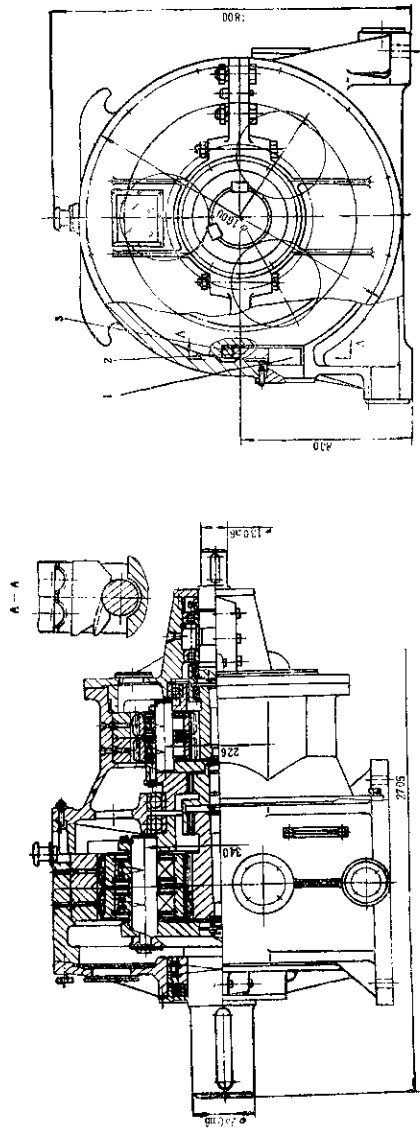


图8.3-14 双排齿NGW型行星减速器两排内齿空可採用平衡块式均载机构，  
高、低速级网抗差为轴间部分式1—改差器 2—平衡球 3—球面齿

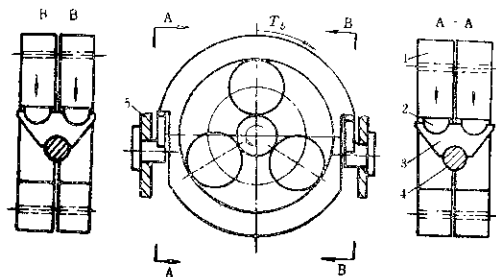


图8.3-45 平衡块均载机构  
1—内齿轮 2—球面垫 3—平衡块 4—支承销 5—机体

$T_b$  为定值的条件, 可得差速器的转矩分配关系。

WW型差速器

$$T_b \approx T_1 i_{22} \approx T_2 i_{21}$$

$$= 9549 \frac{P_1 \pm P_2}{B_x} \cdot N \cdot m \quad (8.3-75)$$

NGW型差速器

$$T_X \approx T_1 i_{aX} \approx T_2 i_{2X}$$

$$= 9549 \frac{P_1 \pm P_2}{B_X} \cdot N \cdot m \quad (8.3-76)$$

式中  $T_1, T_2$ ——电动机  $D_1, D_2$  的额定转矩;

$T_b, T_X$ ——是忽略功率损失时的输出转矩。

(3) 防止飞车 对于两个构件输入, 一个构件输出的差速器, 如果在工作过程中, 小电动机失电, 由于输出轴的阻力矩大, 小电动机的阻力矩趋于零, 在大电动机的驱动下, 从动轴不动, 而小电动机轴成增速旋转, 称为飞车, 这时的高速运转将造成设备损坏或其它事故。对此应有相应的电器措施予以防止。

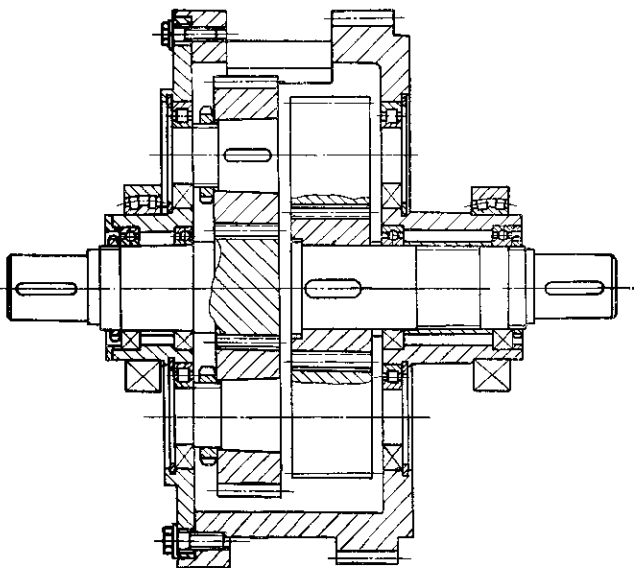


图8.3-46 直齿WW型差速器结构

b. 结构特点

(1) WW 型差速器 图 8.3-46 为 WW 型直齿差速器, 行星轮用单列圆锥滚子轴承, 强度高、拆卸方便、轴承不必调整。

当采用斜齿轮时, 设计中应尽量调节两对齿轮副的螺旋角, 使行星轮上的轴向力之和为零。这时可采用不需调整的叉列向心球面滚子轴承(图 8.3-47), 但它的装配比较困难。为了解决多个双联行星轮同时装入的困难, 常采用图 8.3-46 和图 8.3-47 所示行星轮联接结构(锥轴式和套壳定位销式), 图示结构不受前述装配条件的约束。

(2) NGW 型差速器 图 8.3-48 是采用杠杆联动均载机构, 四行星轮 NGW 型差速器, 这种均载机构灵敏度高、均载效果好, 传动平稳、噪音小, 可保证沿齿长方向载荷均匀分布, 虽然结构复杂一些, 但两个中心轮可刚性地在行星架上, 有利于差速器的结构布置, 可用于大功率、冲击负荷的场合。

图 8.3-49~8.3-50 是采用太阳轮浮动、行星架浮动的 NGW 型差速器典型结构。

1.3 主要零件的设计与计算

4.3.1 浮动用齿式联轴器的结构与计算

a. 结构设计 见图 8.3-51~8.3-53。

为了保证构件浮动的自由度, 球面顶块端的轴向间隙(如图 8.3-51b)取  $j_0 = 0.5 \sim 1.5 \text{ mm}$ 。弹性挡块与齿轮端面之间的轴向间隙(如图 8.3-51~8.3-52)为:

$$j_x = d'_1 \Delta E / L_g \quad (8.3-77)$$

式中  $d'_1$ ——联轴器的节圆直径; mm;  
 $L_g$ ——联轴器两端齿宽中心线之间的距离 mm;

$\Delta E$ ——浮动构件的径向位移(即总等效、中心误差值)按表 8.3-28 决定。

在高速行星传动中, 采用图 8.3-53 浮动结构时, 三联齿套 1 螺旋角方向应与内齿轮相同, 为了保证装配条件和平衡轴向力, 螺旋角应满足下式:

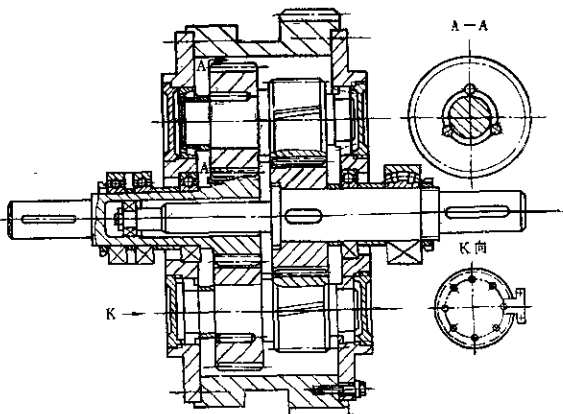


图 8.3-47 转动 WW 型差速器结构

$$\frac{\tan \beta'_g}{\tan \beta_g} = \frac{d'_g}{d_g} \quad (8.3-78)$$

式中  $\beta'_g, \beta_g$ ——三联齿套节圆直径  $d'_g$  与内齿节圆直径  $d_g$  上的螺旋角。

由于内齿轮和三联齿套两者均存在啮合侧隙, 当螺旋角  $\beta_g$  与计算值相差  $\pm(1^\circ \sim 3^\circ)$  时, 亦可保证安装。二联齿套 2 制成直齿即可。

图 8.3-51 太阳轮浮动时, 浮动用齿式联轴器外壳的壁厚为:

$$h_g = (0.05 \sim 0.1) d'_g$$

式中当  $d'_g$  小时系数取较大值, 反之取较小值。

图 8.3-52~8.3-53 内齿轮浮动用联轴器外壳截面厚度  $h_g$  与其中衬层的半径  $\rho$  的关系为:

$$h_g \leq (0.02 \sim 0.04) \rho$$

浮动用齿式联轴器, 按其外齿轴套在齿宽方向的截面形状又有直齿和鼓形齿之分, 如图 8.3-54。直齿一般倾角不大于  $30^\circ$ , 鼓形齿允许倾角较大, 一般可达  $3^\circ$  左右。两者比较, 后者轮齿受力情况好、浮动灵敏、强度和寿命均比前者有所提高。

联轴器倾角  $\omega$  (以弧度计) 根据被浮动构件的径向位移  $\Delta E$  按下式确定

$$\omega = \frac{\Delta E}{L_g} \quad (8.3-79)$$

或给定  $\omega$  用式 (8.3-79) 确定联轴器长度  $L_g$ , 如图 8.3-55。

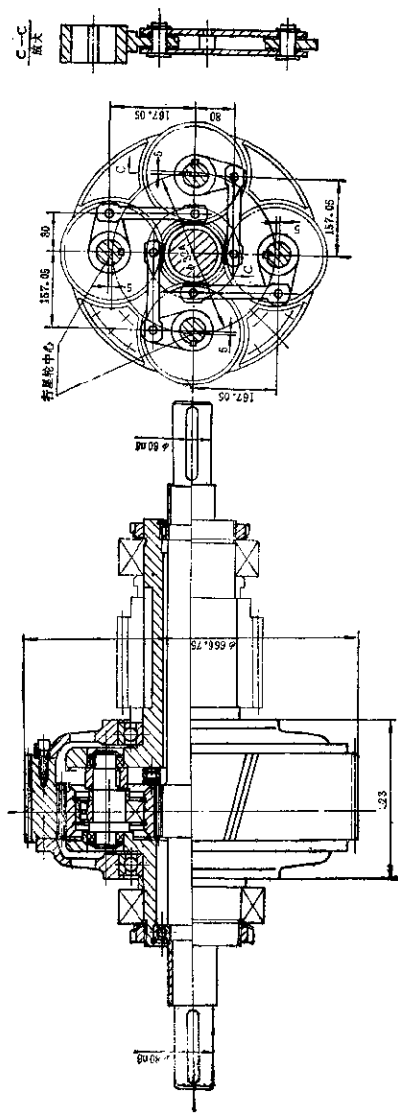


图 8-3-48 NGW 行星变速器  
 $n_p=4$ , 采用连杆联动机构



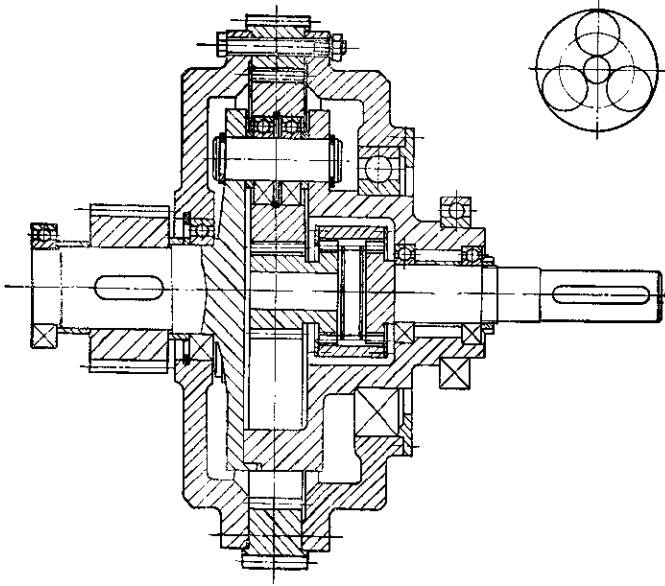


图 3-49 NGW 型差速器  
 $n_s=3$ , 采用太阳轮浮动机构

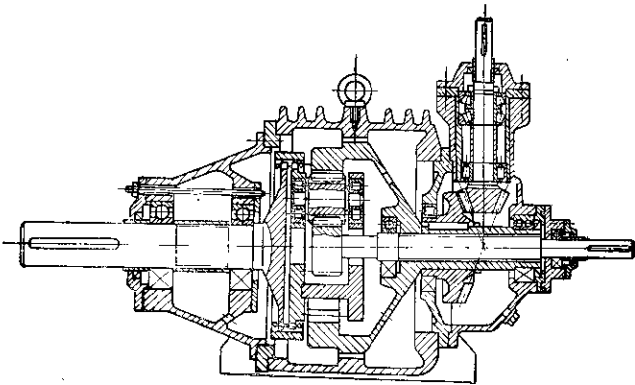


图 3-50 NGW 行星变速器  
 $n_s=3$ , 行星架浮动

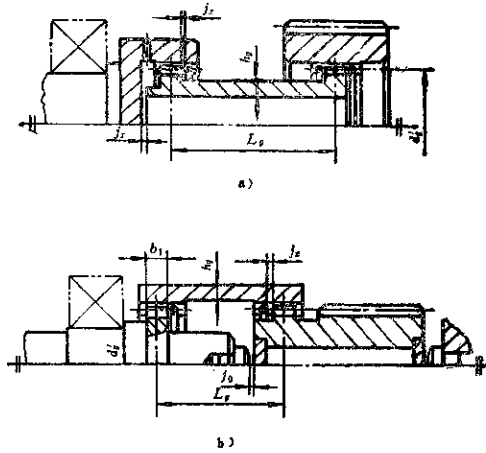


图8.3-51 外啮合中心轮（太阳轮）浮动双齿式联轴器

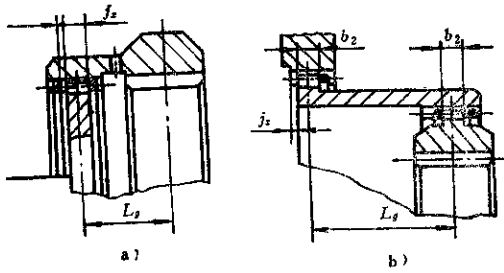


图8.3-52 内齿轮浮动齿式联轴器  
a) 单齿联轴器 b) 双齿联轴器

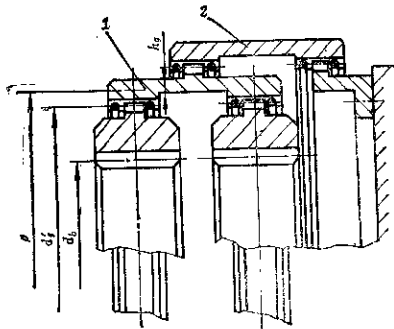


图8.3-53 人字内齿轮浮动联轴器  
1—三联齿套 2—二联齿套

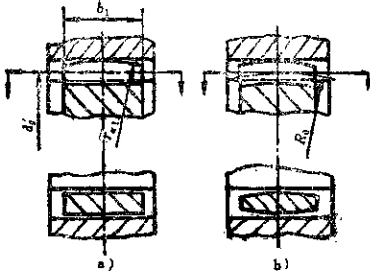


图8.3-5 系轴器的轮齿截面形状  
a) 直齿 b) 鼓形齿

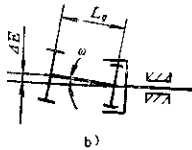
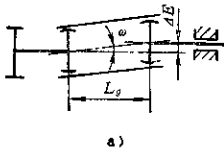


图8.3-55 倾斜角 $\omega$ 的设定  
a) 双齿联轴器 b) 单齿联轴器

在行星传动中，用以浮动构件的联轴器，工作时实际倾角很小，一般不超过 $30'$ 。鼓形齿的采用，并非想得到大的倾角，而在于改善轮齿受力状态，延长使用寿命和提高浮动灵敏度。设计鼓形齿时，推荐采用 $\omega \leq 1^\circ$ ，最大不超过 $1.5^\circ$ 。

与内齿轮（或行星架外圆）做成一起的浮动用联轴器，齿宽较小，常取 $b_1/d_1' \approx 0.01 \sim 0.03$ 。这时可设计成直齿。和太阳轮做成一体的行星架端部联接在一起，直径较小而承受扭矩较大的联轴器齿宽较大，常取 $b_1/d_1' \approx 0.2 \sim 0.3$ ，并设计成鼓形齿。内齿圈齿宽 $b_2 = (1.15 \sim 1.25)b_1$ 。

浮动用联轴器常采用齿侧定心，有利于联轴器的齿间载荷分布。其外齿圈套的齿顶圆为球面或圆柱面均可。

b. 啮合参数、几何计算、强度计算 见本篇第

7章。但有以上几点，应用中要给予考虑。

(1) 外齿圈套在倾角范围内的工作宽度， $b_1' \leq (0.9 \sim 0.95)b_1$ 。

(2) 变位系数 $x$ 一般取 $0.3 \sim 0.5$ 。

(3) 强度计算中，公称扭矩 $T$ 应在其他考虑条件不变情况下，乘以轮齿之间载荷不均匀系数 $K_d$ 值。见表8.3-29。

表8.3-29 齿间载荷不均匀系数 $K_d$

行星轮个数 $\eta_p$	3	4	5	6	8
$K_d$	1.1	1.15	1.2	1.25	1.3

(4) 在选用寿命系数中所用转数 $n$ ，推荐按被浮动件的相对转速计算。当太阳轮浮动时， $n = |n_a - n_x|$ ，内齿轮或行星架浮动时， $n = |n_s - n_x|$ 。

#### 4.3.2 齿轮结构设计与计算

##### a. 太阳轮

(1) 结构设计 太阳轮的结构设计，因其传动类型、是否浮动、浮动方式的不同而不同，其典型结构见图8.3-25、8.3-28、8.3-34、8.3-51。

在行星传动中，通常有三个以上的行星轮对称布置，太阳轮上的横向力，在有均载措施的情况下，基本上是平衡的，即 $K_p \approx 1$ 。所以太阳轮的轴不存在弯曲强度问题。

(2) 柔性轮缘的强度计算 如图8.3-56a所示，这种太阳轮结构可简化为受内外载荷的封闭圆环，其弯曲半径与断面厚度之比 $\rho/h < 6$ ，属于大曲率圆环，弯曲中性层与重心不重合，相距为 $e$ 。轮缘强度计算见表8.3-30。

##### b. 内齿轮

(1) 结构设计 内齿轮的结构设计，因其是否旋转和浮动及浮动方式的不同而不同。具体结构如图8.3-24、8.3-26、8.3-42~8.3-45、8.3-53及表8.3-26的表图1。

在内齿轮结构设计时，必须考虑插齿时的退刀槽和插齿刀最小外径 $d_{00}$ 所需要的空间尺寸。具体规定应按有关标准执行。

(2) 柔性轮缘的强度计算 如图8.3-57所示结构，其弯曲半径和断面厚度之比 $\rho/h > 6$ ，属小曲率圆环，弯曲中心与断面重心认为重合。轮缘强度计算式见表8.3-32。

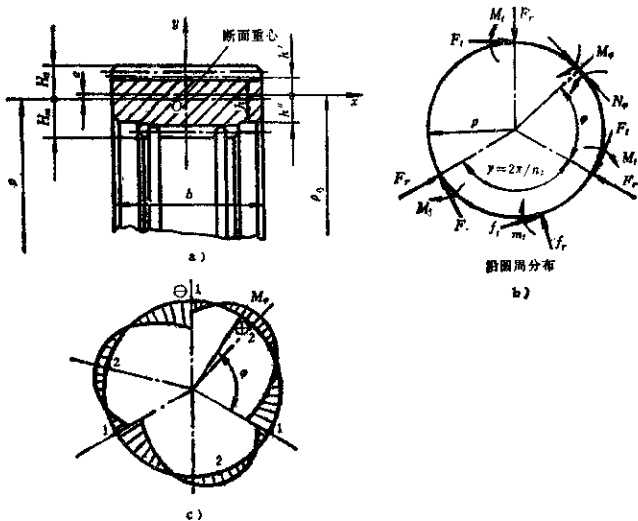


图8.3-56 太阳齿轮边缘计算简图  
a) 断面参数 b) 计算简图 c) 弯矩分布

表8.3-30 太阳齿轮边缘强度计算公式

外 载 荷	危险断面的弯矩和轴向力
$F_1 = \frac{2T_0 K_A}{d_o' n_p}$	$M_1 = -F_1 \rho \left[ \frac{H_2}{2\rho} + \xi_1 \tan \alpha' \right]$
$F_r = F_1 \tan \alpha'$	$N_1 = F_1 [x_1 - \xi_1 \tan \alpha']$
$M_i = F_i H_o$	$M_2 = F_i \rho \left[ \frac{H_o}{8\rho} + \lambda + \xi_2 \tan \alpha' \right]$
$f_i = \frac{n_p}{2\pi\rho} \left( \frac{\rho + H_o}{\rho - H_m} \right) F$	$N_2 = -F_i [x_2 + \xi_2 \tan \alpha']$
$m_i = f_i H_m$	
弯 曲 应 力	
轮 缘 外 侧	轮 缘 内 侧
$\sigma_{max} = \frac{M_2 h'}{S e(\rho + h')} + \frac{N_2}{S} + \sigma_0$	$\sigma_{max} = -\frac{M_1 h''}{S e(\rho - h'')} + \frac{N_1}{S} + \sigma_0$
$\sigma_{min} = \frac{M_1 h'}{S e(\rho + h')} + \frac{N_1}{S} + \sigma_0$	$\sigma_{min} = -\frac{M_2 h''}{S e(\rho - h'')} + \frac{N_2}{S} + \sigma_0$

注：1. 使用表中公式计算时，相当断面的惯性矩为： $I = I_{min} + S_{min} a^2$ ，式中 $I_{min}$ 、 $S_{min}$ 为不计轮齿时，实际断面对 $ox$ 轴的惯性矩（图8.3-56a）和断面面积； $a$ 为系数， $a = 0.25\sqrt{m(h_{min} + 0.3m)}$ ； $h_{min}$ 为不计轮齿时的断面厚度； $m$ 为齿轮模数。

2. 相当断面的宽度取轮缘的实际宽度 $b$ ，高度 $l$ 、面积 $S$ 、断面模数 $W$ 分别为：

$$h = \sqrt[3]{\frac{12I}{b}}; S = bh; W = \frac{bh^2}{6}$$

(续)

3. 轮缘断面的曲率半径为  $\rho = \rho_0 - e$ , 式中  $e = \frac{I}{\rho_0 S}$ 。
4. 系数  $\xi_1, \xi_2, x_1, x_2, \lambda, \xi_3$  和  $\xi_4$  按表 8.3-31 确定。
5.  $T_0$  为太阳轮总扭矩;  $K_A$  为使用场合系数, 按第二篇第 4 章 4.2 确定;  $F_t$  为  $K_p=1$  时太阳轮上的圆周力。
6.  $H_0$  为太阳轮圆周力的力臂, 对于  $\beta=20^\circ \sim 30^\circ$  的斜齿轮,  $H_0 = r_{a1}' - \rho$ ; 对于直齿轮或  $\beta < 20^\circ$  的斜齿轮,  $H_0 = r_{a1} - \rho$ , 式中  $r_{a1}'$  和  $r_{a1}$  分别为太阳轮节圆半径和顶圆半径。
7.  $\sigma_0$  为离心力引起的应力:  $\sigma_0 = \frac{\gamma}{g} \omega^2 \rho_0^2$ , 式中  $\gamma$  为齿轮材料比重;  $g$  为重力加速度;  $\omega$  为齿轮的绝对角速度;  $\rho_0$  为轮缘断面重心位置的曲率半径。

表 8.3-31 中心轮和行星轮轮缘几何系数

$n_p$	$\xi_1$	$\xi_2$	$\lambda$	$x_1$	$x_2$	$\xi_3$	$\xi_4$
3	0.1898	0.0890	0.0244	0.5	0.408	0.288	0.409
4	0.1366	0.0569	0.0130	0.5	0.393	0.5	0.588
5	0.1076	0.0444	0.0081	0.5	0.387	0.689	0.758
6	0.0893	0.0365	0.0055	0.5	0.384	0.867	0.925
7	0.0761	0.0309	0.0040	0.5	0.381	1.035	1.100
8	0.0663	0.0276	0.0031	0.5	0.380	1.205	1.25

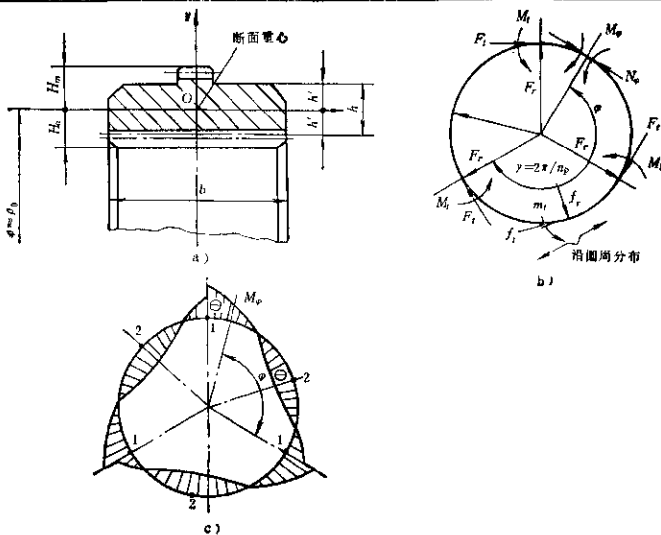


图 8.3-57 内齿轮轮缘计算简图

a) 断面几何尺寸 b) 计算简图 c) 弯曲分布

(3) 柔度计算 对于图 8.3-57 所示计算简图, 若以节点在啮合线方向上的位移  $\delta$  表示内齿轮的变形, 以  $\delta$  与轮齿单位宽度上的载荷  $q$  之比表示轮缘的柔度, 则

$$\delta = \frac{n_p \cos \alpha_1'}{x(n_p^2 - 1)^2} \left[ \tan \alpha_1' + \frac{1}{n_p^2} + 2 \frac{H_0}{\rho} \right]$$

$$+ 1.25 n_p^2 \left( \frac{H_0}{\rho} \right)^2 \frac{\rho^3}{EI'} \quad (8.3-80)$$

按上式计算, 设开始运转时, 仅有一半行星轮参与啮合, 其柔度急剧增大, 按表 8.3-33 选取轮缘断面尺寸时,

表8.3-32 内齿轮轮缘强度计算公式

外 载 荷		轮缘危险断面的弯矩
$F_t = \frac{2T_2 K_A}{d_0' n_p}$ $F_r = F_t \tan \alpha'$ $M_t = F_t H_s$ $f_t = \frac{n_p}{2\pi\rho} \left( \frac{\rho - H_s}{\rho - H_w} \right) F_t$ $m_t = f_t H_m$		$M_t = F_t \rho \left[ \frac{H_s}{2\rho} + \zeta_1 \tan \alpha' \right]$ $M_r = -F_t \rho \left[ \frac{H_s}{3\rho} + \lambda + \zeta_2 \tan \alpha' \right]$
弯 曲 应 力		
轮 缘 外 侧		轮 缘 内 侧
$\sigma_{\max} = \frac{M_1}{W} + \sigma_n$ $\sigma_{\min} = \frac{M_2}{W} + \sigma_n$		$\sigma_{\max} = -\frac{M_2}{W} + \sigma_n$ $\sigma_{\min} = -\frac{M_1}{W} + \sigma_n$

- 注：1. 表中系数 $\zeta_1$ 、 $\zeta_2$ 和 $\lambda$ 按表8.3-31规定。  
 2. 表中仍以相当短断面计算应力。相当断面对 $ox$ 轴的惯性矩为 $I = I_{\min} K$ ，式中 $I_{\min}$ 为不计轮齿时的断面惯性矩； $K$ 为计算系数，按图8.3-58确定； $I_{\max}$ 为包括全齿高在内作为实体断面计算的惯性矩（不计浮动齿）。  
 3. 相当断面的宽度 $b$ 、高度 $h$ 、面积 $S$ 、断面惯性矩 $W$ 的计算和太阳轮算法相同。  
 4. 内齿轮轮缘曲率很小，可取曲率半径 $\rho \approx r$ ，横向力的影响小而忽略不计。  
 5.  $H_s$ 和离心力引起的应力 $\sigma_n$ ，其意义和计算方法同表8.3-30注6、7。

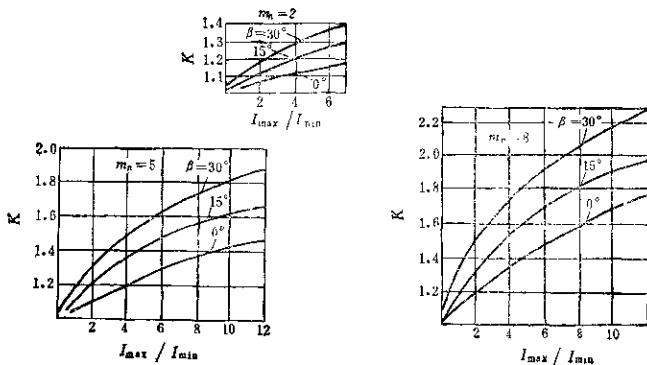


图8.3-58 内齿轮轮缘断面惯性矩计算系数K

表8.3-33 浮动内齿轮的轮缘断面尺寸

$n_p$	3	4	5	6	7	8						
$h/\rho$	0.08	0.12	0.069	0.104	0.062	0.093	0.057	0.085	0.057	0.079	0.049	0.073
$b/h$	3	2	3	2	3	2	3	2	3	2	3	2

注：本表适用于调质硬度HB280~320的合金钢轮缘。

$$\left(\frac{\delta}{q}\right)_{0.5n_p} \approx 5.6 \left(\frac{\delta}{q}\right)_{n_p}$$

可见，合理设计内齿轮轮缘断面和尺寸，可提高行星传动的承载能力很有好处。

按式(8.3-80)计算，符合表8.3-33中断面尺寸关系的内齿轮齿度与行星轮数的关系如图8.3-59。图中虚线为刚度系数 $C=14500\text{N/mm}^2$ 时齿轮的齿度。

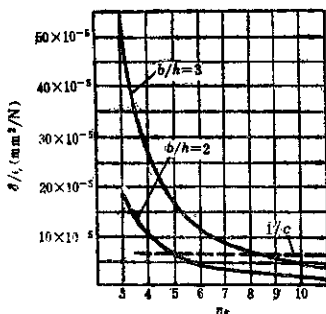


图8.3-59 浮动内齿轮齿度与行星轮数的关系

c. 行星轮

(1)结构设计 行星轮多做成中空齿轮(图8.3-79)双联行星轮(图8.3-60、8.3-61)。对于双联行星轮，无论是整体式还是装配式，同一传动中几个行星轮上两齿圈的位置关系必须准确一致，否则将会严重影响行星轮之间的载荷均衡，甚至根本不能运转。

高速传动中，行星轮的重量必须相对于自身轴线平衡，装在同一传动中的行星轮的重量应严格一致，以保证行星架装配件的工作平稳性。

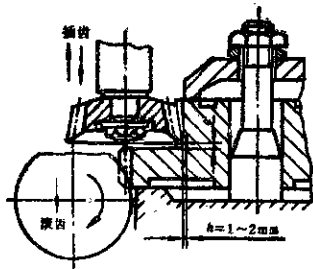


图3.3-60 整体式双联行星轮结构及加工方式

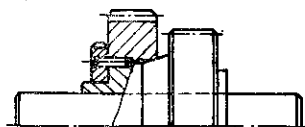


图8.3-61 装配式双联行星轮结构

(2)轮缘速度计算 图8.3-62为行星轮轮缘强度计算简图，行星轮亦属大曲率圆环，当轴承落在行星轮内时，若 $h/m < 3$ ，假设轴承支反力按余弦规律分布(图8.3-62b)，并且不考虑离心力对轴承载荷的影响(仅指中、低速行星传动)，其简化计算公式见表8.3-34。

d. 太阳轮、内齿轮轮缘疲劳强度核核

行星传动中的齿轮轮缘内外侧任一点上的应力都在 $\sigma_{max}$ 和 $\sigma_{min}$ 之间变动，且为交变应力，故其强度计算以校核疲劳安全系数为宜。对于中心轮，一般只进行弯曲疲劳强度校核。当齿轮传递扭矩在轮缘内产生很大切应力时，同样应进行扭矩疲劳强度校核。其安全系数 $S_\sigma$ 和 $S_\tau$ 分别按下式计算：

$$S_\sigma = \frac{1}{\lambda_s \sigma_a + \frac{\sigma_m}{\sigma_s}} \geq [S_\sigma] \quad (8.3-81)$$

$$S_\tau = \frac{1}{\lambda_\tau \tau_a + \frac{\tau_m}{\tau_s}} \geq [S_\tau] \quad (8.3-82)$$

式中  $\sigma_a$ 、 $\tau_a$ ——齿轮材料的抗拉强度和抗扭强度，对于近似计算，可取 $\tau_a = 0.58\sigma_a$ ；

$\sigma_{-1}$ 、 $\tau_{-1}$ ——齿轮材料的弯曲和扭转对称循环疲劳极限，一般取 $\sigma_{-1} = 0.43\sigma_s$ ， $\tau_{-1} = (0.54 \sim 0.6)\sigma_{-1}$ ；

$\sigma_a$ 、 $\tau_a$ ——正应力和切应力的应力幅；

$$\sigma_a = \frac{1}{2}(\sigma_{max} - \sigma_{min}),$$

$$\tau_a = \frac{T}{KW_{ps}}$$

$T$ ——中心轮上作用的扭矩；

$W_{ps}$ ——扭转净截面模量；

$K$ ——考虑应力循环特性的计算系数， $K=1$ (对称循环)或 $K=2$ (脉动循环)；

$\sigma_m$ 、 $\tau_m$ ——正应力和切应力的平均应力；

$$\sigma_m = \frac{1}{2}(\sigma_{max} + \sigma_{min}), \quad \tau_m = \tau_a$$

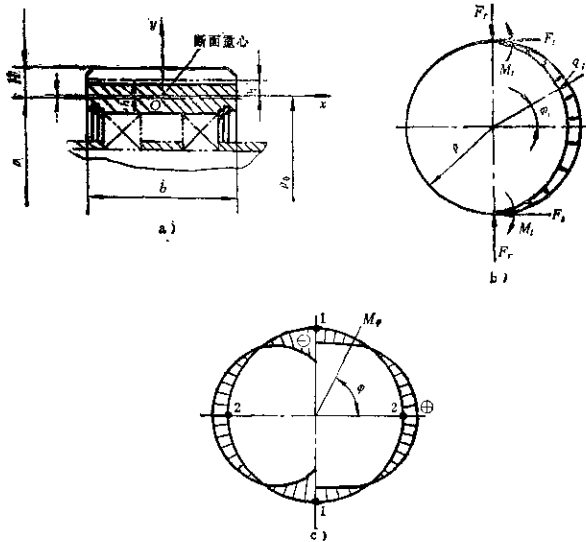


图8.3-62 行星轮轮缘计算图  
a) 断面几何参数 b) 计算简图 c) 弯矩分布

表8.3-34 行星轮轮缘强度计算公式

外 载 荷	危险断面的弯矩
$F_t = \frac{2T_0 K_A}{d_1' n_p}$ $F_r = F_t \tan \alpha'$ $M_t = F_t H$ $q_i = \frac{4F_t}{\pi \rho} \cos[(i-1)\varphi_i]$	$M_1 = -F_t \rho (0.094 + 0.318 \tan \alpha' + 0.5 \frac{H}{\rho})$ $M_2 = F_t \rho (0.11 + 0.182 \tan \alpha' - 0.138 \frac{H}{\rho})$
危险断面的轴向力	轮缘外侧弯曲应力
$N_1 = 0$ $N_2 = F_t (0.798 - 0.5 \tan \alpha' + 0.637 \frac{H}{\rho})$	$\sigma_{max} = \frac{M_2 h'}{S_e(\rho+h')} + \frac{N_2}{S} + \sigma_w$ $\sigma_{min} = \frac{M_1 h'}{S_e(\rho+h')} + \frac{N_1}{S} + \sigma_w$

注：表中代号意义及其计算同表8.3-30注。

(脉动循环)或 $r_m=0$ (对称循环)；

$\lambda_\sigma$ 、 $\lambda_\tau$ ——材料的对称循环极限应力对实际轮缘的折算系数，按下式计算：

$$\lambda_\sigma = \frac{Y_\sigma + Y_B - 1}{Y_{\sigma_0} Y_S} \quad (8.3-83)$$

$$\lambda_\tau = \frac{Y_\tau + Y_B - 1}{Y_{\tau_0} Y_S} \quad (8.3-84)$$

$Y_\sigma$ 、 $Y_\tau$ ——弯曲和扭转的有效应力集中系数。当齿根材料的 $\sigma_0 > 760 \text{ N/mm}^2$ 时，取 $Y_\sigma = Y_{\sigma_0}$ ， $Y_{\tau_0}$ 由图8.3-63和图8.3-64确定（借用轮齿弯曲疲劳计算资料）。图中 $s_f/\rho_i$ 为齿根厚度与过渡曲线半径之比。 $Y$ 按表8.3-35查取； $Y_R$ ——表面粗糙度系数，见表8.3-36； $Y_S$ ——表面强化系数，见表8.3-37； $Y_{\sigma_0}$ 、 $Y_{\tau_0}$ ——绝对尺寸系数，见表8.3-38。

$\text{mm}^2$ 时，取 $Y_\sigma = Y_{\sigma_0}$ ， $Y_{\tau_0}$ 由图8.3-63和图8.3-64确定（借用轮齿弯曲疲劳计算资料）。图中 $s_f/\rho_i$ 为齿根厚度与过渡曲线半径之比。 $Y$ 按表8.3-35查取；

$Y_R$ ——表面粗糙度系数，见表8.3-36；

$Y_S$ ——表面强化系数，见表8.3-37；

$Y_{\sigma_0}$ 、 $Y_{\tau_0}$ ——绝对尺寸系数，见表8.3-38。



表8.3-35 扭转有效应力集中系数 $Y_T$

$\sigma_b(N/mm^2)$	400	500	800	700	800	900	1000	1200
$Y_T$	1.4	1.43	1.46	1.49	1.52	1.55	1.58	1.60

表8.3-36 表面粗糙度系数 $Y_R$

加工方法	$\sigma_b(N/mm^2)$		
	400	800	1200
磨削 $R_a=0.1\sim 0.2\mu m$	1	1	1
车削 $R_a=0.4\sim 1.6\mu m$	1.05	1.1	1.25
粗车 $R_a=3.2\sim 12.5\mu m$	1.2	1.25	1.5
非加工面	1.3	1.5	2.2

表8.3-37 表面强化系数 $Y_S$

强化方法	芯部强度极限	$Y_S$		
	$\sigma_t(N/mm^2)$	光轴	低应力集中时 $Y_S < 1.5$	高应力集中时 $Y_S > 1.8 \sim 2$
高频淬火(淬硬层厚度为0.9~1.5mm)	600~800	1.5~1.7	1.6~1.7	2.4~2.8
	800~1000	1.3~1.5	—	—
氮化(氮化层深度0.1~0.4mm)	900~1200	1.1~1.25	1.5~1.7	1.7~2.1
氧化(氧化层深度0.2mm)	—	1.8	—	—
渗碳 (渗碳层深度0.2~0.6mm)	400~800	1.8~2.0	3	—
	700~800	1.4~1.5	—	—
	1000~1200	1.2~1.3	2	—
喷丸	600~1500	1.1~1.25	1.5~1.6	1.7~2.1
滚子挤压	—	1.2~1.3	1.5~1.6	1.8~2.0

表8.3-38 绝对尺寸系数 $Y_{Xo}$ 和 $Y_{Xr}$

断面尺寸 (mm)	>20~30	>30~40	>40~50	>50~60	>60~70	>70~80	>80~100	>100~120	>120~150	>150~500
	碳 钢	0.91	0.88	0.84	0.81	0.78	0.75	0.73	0.70	0.68
$Y_{Xo}$	合金钢	0.83	0.77	0.73	0.70	0.68	0.66	0.64	0.62	0.60
	各种钢	0.89	0.81	0.78	0.76	0.74	0.73	0.72	0.70	0.68
$Y_{Xr}$	各种钢	0.89	0.81	0.78	0.76	0.74	0.73	0.72	0.70	0.68

注：断面尺寸为应力集中处的最小尺寸，对轮缘可用断面宽度 $b$ 查表。

$Y_N$ ——寿命系数。与材料种类、硬度和应力循环次数 $N_L$ 有关，当齿面硬度 $HB \leq 350H\mu$ 时，

$$Y_N = \sqrt{\frac{6/4 \times 10^6}{N_L}} \quad (8.3-85)$$

当齿面硬度 $HB > 350H\mu$ 时，

$$Y_N = \sqrt{\frac{9/4 \times 10^6}{N_L}} \quad (8.3-86)$$

当循环次数 $N_L > 1 \times 10^6$ 时，取

$Y_N = 1$ 。计算结果 $Y_N > 1.7$ 时，取 $Y_N = 1.7$ 。对于扭转计算，一般取 $N_L$ 等于整个使用期间的启动次数。

对于弯曲计算， $N_L$ 按表8.3-19确定。

$[S_o]$ 、 $[S_1]$ ——许用安全系数，当只进行弯曲计算时，一般取 $[S_o] \geq 2$ 。

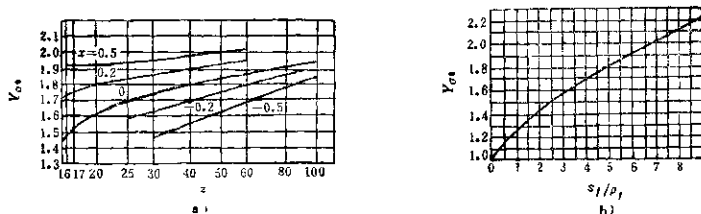


图8.3-63 直齿外啮合齿轮( $\alpha=20^\circ$ ,  $c^*=0.25$ )齿根弯曲理论应力集中系数  
a)  $Y_{Ga}$ 与齿数 $z$ 、变位系数 $x$ 的关系, b)  $Y_{Ga}$ 与 $s_f/p_f$ 的关系

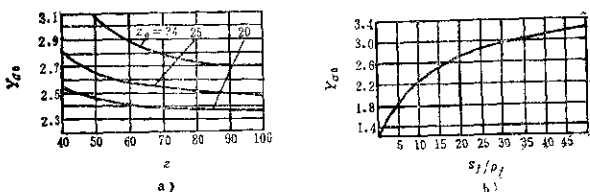


图8.3-64 内齿轮( $\alpha=20^\circ$ ,  $c^*=0.25$ )齿根弯曲理论应力集中系数  
a)  $Y_{Ga}$ 与齿数 $z$ 、刀具齿数 $z_0$ 的关系, b)  $Y_{Ga}$ 与 $s_f/p_f$ 的关系

当中心齿轮轴同时校核扭转时,可按下式计算总安全系数  $S$  值:

$$S = \sqrt{\frac{S_G S_T}{S_G^2 + S_T^2}} \geq [S] \quad (8.3-87)$$

一般取  $[S]=1.0 \sim 2$ 。当材料性能可靠、载荷计算准确时,可取  $[S]=1.3 \sim 1.6$ 。

### 4.3.3 行星架的结构设计与计算

行星架是行星传动中结构比较复杂而重要的构件,当行星架作为基本构件时,它是机构中承受外力矩最大的零件,因此,行星架的结构设计和制造质量对各行星轮间的载荷分配以及传动装置的承载能力、噪声和振动等有重大影响。

a. 行星架的结构设计 行星架的常见结构型式有双臂整体式(图8.3-65~8.3-66);双臂装配

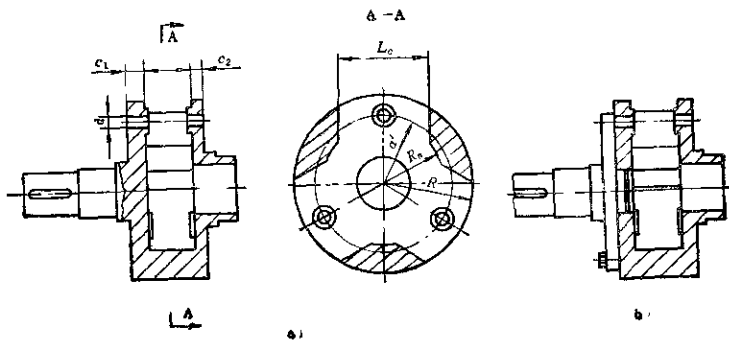


图8.3-65 双臂整体式行星架  
a) 轴与行星架一体结构 b) 轴与行星架法兰联接结构

式(图8.3-66)和单臂式(图8.3-69)三种。在制造工艺上又有铸造、锻造和焊接(图8.3-67)等不同。

双臂式整体行星架结构刚性比较好,采用铸造和焊接方法,可得到与成品尺寸相近的毛坯,加工量小,如用锻造,则加工量大,浪费材料和工时,不经济。这种行星架常用于传动比较大(如NGW型单级 $i_{gx} > 4$ )、行星轮轴承装在行星轮内的设计场合。

双臂装配式行星架主要用于传动比较小的情况(NGW型 $i_{gx} \leq 4$ )及高速行星传动的某些设计中。

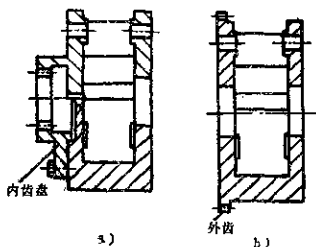


图8.3-66 双臂整体带齿浮动行星架结构  
a)内齿式 b)外齿式

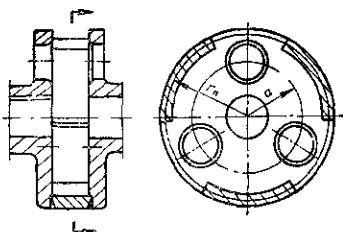


图8.3-67 焊接式行星架

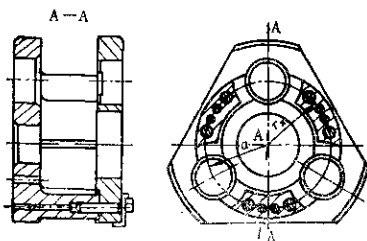


图8.3-68 装配式行星架

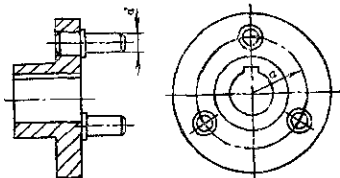


图8.3-69 单臂式行星架

双臂整体式和双臂装配式行星架的两个臂(或称侧板),通过中间的连接板(梁)联结在一起,两侧板的壁厚,当不装轴承时可按经验公式选取: $c_1 \approx (0.25 \sim 0.3)a'$ ,  $c_2 \approx (0.2 \sim 0.25)a'$ 。尺寸 $L_c$ 应比行星轮外径大10mm以上。连接板内圆半径 $R_n$ 按比值 $R_n/R \leq 0.85 \sim 0.5$ 确定(图8.3-65a)。

单臂式行星架结构简单,但行星轮轴呈悬臂状态,受力情况不好。对于图8.3-69所示结构,轴径 $d$ 要按弯曲强度和刚度计算。轴和孔采用过盈配合(推荐用 $\frac{H7}{u7}$ ),用温差法装配。配合长度(即行星架厚度)可在 $(1.5 \sim 2.5)d$ 范围内选取。其过盈配合连接的强度可按下列公式计算(参见图8.3-70)。

根据平衡条件,取 $a$ 、 $b$ 两点剩余压力为 $0.4p$ 时,可得需由配合产生的压应力近似为:

$$p = \frac{5F_c L}{d^2} \text{ N/mm}^2 \quad (8.3-88)$$

对于NGW型传动,  $F_c$ 为齿间圆压力 $F_1$ 的2倍,则

$$p = \frac{10F_1 L}{d^2} \text{ N/mm}^2 \quad (8.3-89)$$

根据 $p$ 值即可求出配合过盈量、选择配合种类;并用压力 $p' = 1.6p + \frac{F_c}{dL}$ 验算 $e$ 点的塑性变形和挤压强度。

图8-71是另一单臂式行星架结构,和图8.3-69比较,改变了行星轮心轴的受力状态,即由心轴压应力变为螺栓3的拉应力,再由螺栓拉应力变为心轴2和行星架1通过止口连接,呈端面受压状态。为防止高速运转下,行星轮离心力影响,在心轴开口端用空心圆盖4将各心轴联接起来,并用端盖5将盖4紧固在心轴上,使离心力相互抵消。以减少心轮的附加弯矩。另一优点是心轴定位止口尺寸短,均布在同一平面上,便于保证安装和加工精度。缺点是零件数日多。

心轴止口处的连接型变过行验算的原则是保证心轴受载后,止口处承孔的半圆面不离缝,承压层

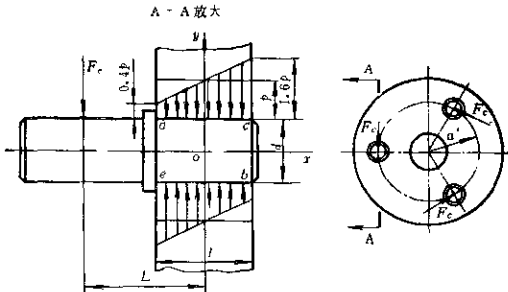


图8.3-70 单臂式行星架心轴与孔的过盈计算简图

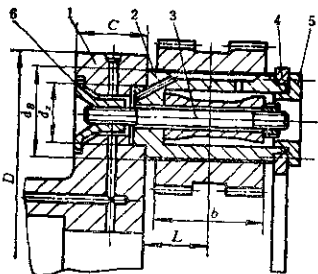


图8.3-71 单臂式行星架  
1—行星架 2—心轴 3—螺栓 4—空心圆盘  
5—端盖 6—螺母

大的半侧面不产生塑变。由图8.3-72可以看出，止口承压面的压应力由 $p_0$ 和 $p_F$ 两部份组成，合成后的应力，B点为 $p_{max}$ ，A点为 $p_{min}$ 。

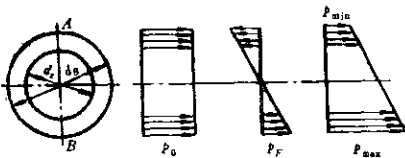


图8.3-72 心轴止口处压力分布

$p_0$ 为螺栓拧紧时产生的压应力：

$$p_0 = \frac{F_0}{S}$$

式中  $F_0$ ——螺栓的拉力；  
 $S$ ——环形承压面积，

$$S = \pi \frac{(d_B^2 - d_a^2)}{4}$$

$d_B$ ——心轴外径，取行星轮齿根圆的65~70%；

$d_a$ ——止口直径，取 $d_a = 0.8d_B$ 。

$p_F$ 为行星轮作用于心轴上的力 $F_t$ 产生的力矩引起的挤压应力：

$$p_F = \frac{M}{W}$$

式中  $M$ ——力 $F_t$ 产生的力矩， $M = F_t L$ ，其中，  
 $L$ 为齿宽中心至止口承压面的距离；

$W$ ——环面的断面模数。

$$W = 0.1d_B^3 \left[ 1 - \left( \frac{d_a}{d_B} \right)^4 \right]$$

A点的合成压应力为：

$$p_{min} = p_0 - p_F$$

B点的合成压应力为：

$$p_{max} = p_0 + p_F$$

为了联接可靠，应保证：

$$p_{min} \geq (0.3 \sim 0.4) p_0$$

$$p_{max} \leq [p] = (0.3 \sim 0.4) \sigma$$

$\sigma$ ，为材料屈服极限。

当然除此之外，图8.3-71中螺母6，螺栓3也要按一般资料进行强度验算。图中所示行星架的主架结构外形尺寸亦可按经验公式确定：

行星架厚度 $C \approx 0.5b$ ， $b$ 为齿轮宽度；

行星架外径 $D \approx 2a' + 0.8(d)$ ，式中 $a'$ 为中心距， $(d)$ 为行星轮分度圆直径。

b. 行星架的变形计算 行星架结构比较复杂，通常将其模拟为由侧板及中间等距离的连板组成的框架结构进行变形计算（图8.3-73）。

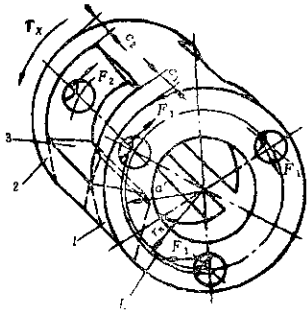


图8.3-73 行星架计算模型

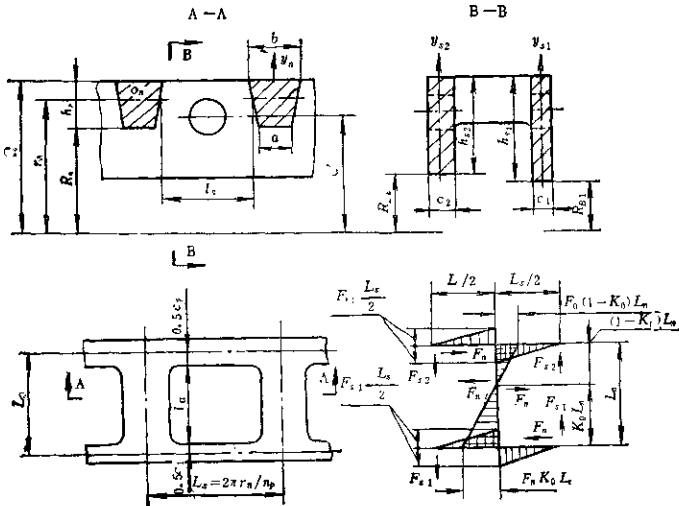


图8.3-74 行星架沿半径 $r_n$ 展开图

力作用下产生的挠度来确定。连接板两端与侧板固结处的弯矩为：

$$M_{11} = F_{n1} L_t$$

$$M_{22} = F_{n2} L_t$$

力 $F_{n1}$ 和 $F_{n2}$ 可根据行星架的平衡条件(图8.3-74)求得：

$$F_{n1} = F_n \frac{L_n}{L_t} K_0$$

$$F_{n2} = F_n \frac{L_n}{L_t} (1 - K_0)$$

式中  $L_t$ ——沿半径为  $r_n$  的圆周上侧板  $\frac{1}{n_2}$  弧

$$\text{长, 即 } L_t = \frac{2\pi r_n}{n_2}$$

$L_n$ ——连接板长度, 等于两侧板中心平面间的距离, 即  $L_n = l_n + 0.5c_1 + 0.5c_2$ ;

$K_0$ ——两侧板的刚度比较系数,  $K_0$  决定连接板弯矩为零点的位置(见式8.3-95)。

$\Delta$ 值与力 $F_n$ 之比值行星架的柔度, 由下式确

定:

$$\frac{\Delta}{F_n} = \frac{1}{E L_n} \left\{ 2 \left( \frac{L_n}{L_s} \right)^3 [K_0^2 \alpha_{11} + (K_0 - 1)^2 \alpha_{12}] + \alpha_n \right\} \quad (8.3-92)$$

式中  $E$ ——材料弹性模量;

$\alpha_{11}, \alpha_n$ —— $F_n$ 力对侧板与连接板的弯曲变形和剪切变形的影响系数。

侧板和连接板的影响系数按下式计算:

$$\left. \begin{aligned} \alpha_{11} &= \left[ \frac{\beta_{11} e_1}{24 I_{s1}} + \frac{k_{11}(1+\nu) l_{s1} e_1}{S_{s1}} \right] \beta_{11} L_s \\ \alpha_{12} &= \left[ \frac{\beta_{12} e_2}{24 I_{s2}} + \frac{k_{12}(1+\nu) l_{s2} e_2}{S_{s2}} \right] \beta_{12} L_s \end{aligned} \right\} \quad (8.3-93)$$

$$\alpha_n = \left[ \frac{\beta_n e}{3 I_n} + \frac{2k_n(1+\nu) l_n e}{S_n} \right] \beta_n L_n \quad (8.3-94)$$

$$K_0 = \frac{1}{1 + \frac{\alpha_{11} + L_s^2 L_n / (4 I_n^2)}{\alpha_{12} + L_s^2 L_n / (4 I_n^2)}} \quad (8.3-95)$$

式中  $\beta_n$ ——圆盘形侧板的形状系数;

$\beta_{11}, \beta_{12}$ ——凸凹四边形连接板的形状系数;

$k_{11}, k_{12}$ ——侧板和连接板的横截面形状系数;

$l_{s1}, l_{s2}$ ——侧板（相对于 $y_{s1}$ 轴）和连接板（相对于 $y_{s2}$ 轴）横截面的惯性矩;

$l_{s1e}, l_{s2e}$ ——相当于悬臂梁变形的侧板和连接板元件的有效长度;

$\nu$ ——泊松比（对于钢 $\nu=0.3$ ）。

对于矩形截面的侧板:

$$I_{s1} = h_{s1} C_1^3 / 12, \quad I_{s2} = h_{s2} C_2^3 / 12$$

$$S_{s1} = h_{s1} C_1, \quad S_{s2} = h_{s2} C_2; \quad k_s = 1, 2$$

对于横截面近似于梯形的连接板:

$$I_n = \frac{h_n(a+b)(a^2+b^2)}{48}$$

$$S_n = \frac{(a+b)h_n}{2}$$

系数 $h_n$ 由图8.3-75确定。对于连接板近似于等

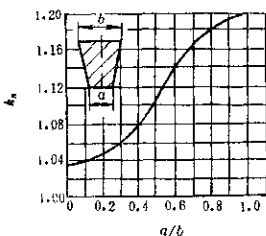


图3.3-75 确定系数 $h_n$ 的线图

腰三角形时( $\alpha=0$ )，应取 $k_s=1.03$ 。

如果连接板本身是行星轮的轴心轴 $d$ ，则

$$l_n = \pi d^4 / 64; \quad S_n = \pi d^3 / 4; \quad k_s = 1.11$$

如果行星轮心轴压在矩形截面的侧板上，则 $l_{s1e}, l_{s2e}$ 值可由图8.3-76线图确定。

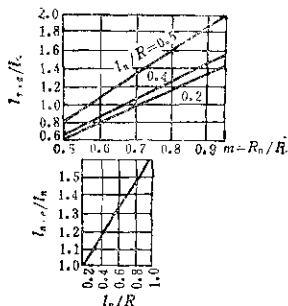


图8.3-76 确定 $l_{s1e}$ 和 $l_{s2e}$ 的线图

对于侧板可看成是圆盘形（带中心孔，带中心孔且外圈有凸缘，带轴颈）的结构方案，系数 $\beta_n$ 按下式计算:

$$\beta_n = 1.74 n_p \frac{h_n}{r_n} F_n F_s \quad (8.3-96)$$

式中  $F_m, F_s$  根据参数  $m = R_n/R_s, n = R_B/R_s, n_p, \alpha$ （连接板断面两侧在半径 $r_n$ 的圆周上中心角为 $2\alpha$ ）由图8.3-77确定。

当连接板是直径为 $d$ 的悬臂行星轮心轴时

$$R_n = r_n - 0.5d; \quad \alpha \approx d/2r_n$$

对于广泛采用的连接板尺寸比例，其形状系数可取 $\beta_n=1$ 。当 $R_n/R_s > 0.5$ 和 $d/l_n > 0.5$ 时，系数 $\beta_n$ 和 $\beta_s$ 必需用实验方法精确确定。

对于各种不同结构类型的行星架，上述计算柔度的公式可针对具体情况给以简化。

(1) 当行星架两侧板等刚度（图8.3-78a），

$$\alpha_{11} = \alpha_{12} = \alpha_{21}, \quad K_0 = 0.5 \text{ 时:}$$

$$\frac{\Delta}{F_n} = \frac{1}{E L_n} \left[ \left( \frac{L_n}{L_s} \right)^3 \alpha_s + \alpha_n \right] \quad (8.3-97)$$

$\alpha_s$ 和 $\alpha_n$ 仍按式(8.3-93)、(8.3-94)计算。

(2) 当行星架的一个侧板刚性夹紧（如与机体固定）时，（图3-78b）， $\alpha_{12} = 0, \alpha_{11} = \alpha_s$ 。

$$K_0 = \frac{1}{2 + \frac{1}{L_s^2 L_n} \alpha_s} \quad (8.3-98)$$

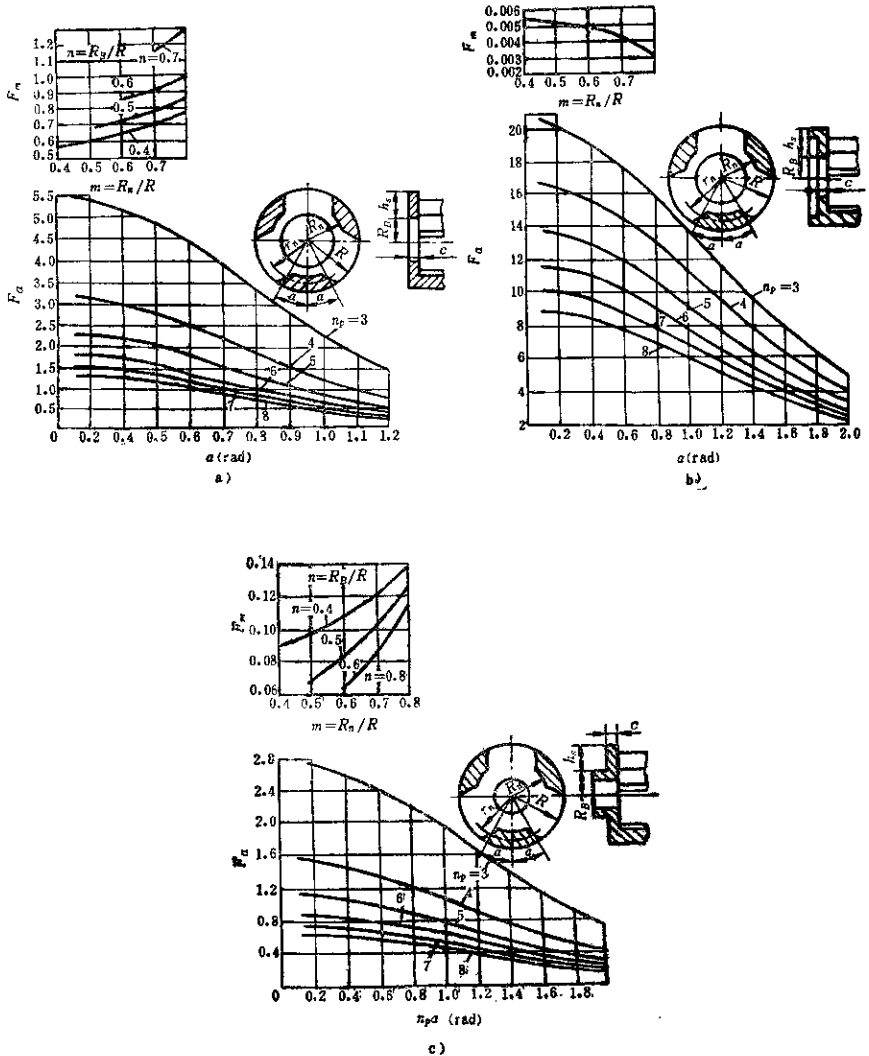


图8.3-77 确定 $F_r$ 、 $F_a$ 的线图  
 a) 有中心孔的行星架侧板 b) 外缘有凸缘的行星架侧板  
 c) 与传动轴联接的行星架侧板

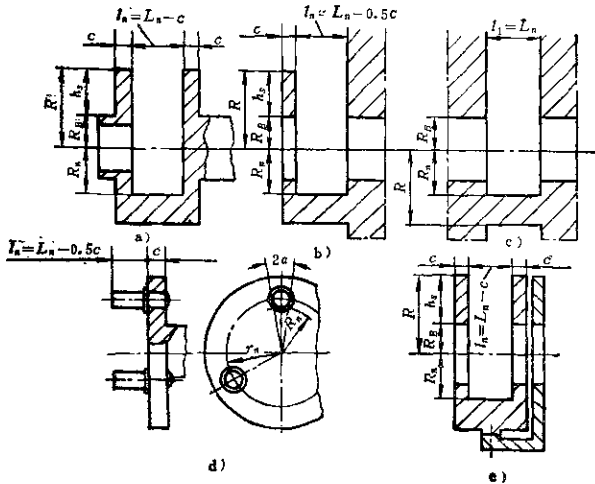


图8.3-78 行星架结构计算简图

而  $\frac{\Delta}{F}$ 、 $\alpha_s$  和  $\alpha_n$  值仍按式(8.3-92)(8.3-93)(8.3-94)计算。

(3) 当行星架的两个侧板被刚性关系时(图8.3-78c),  $\alpha_{s1} = \alpha_{s2} = 0$ ,  $K_0 = 0.5$

$$\frac{\Delta}{F_n} = \frac{1}{E L_n} \alpha_n \quad (8.3-99)$$

对  $\alpha_n$  仍按式(8.3-94)计算。

(4) 当行星轮心轴悬臂地固定在单臂式行星架上时(图8.3-78d),  $\alpha_{s1} = \alpha_s$ ,  $\alpha_{s2} \rightarrow \infty$ ,  $K_0 = 1$

$$\frac{\Delta}{F_n} = \frac{1}{E L_n} \left[ 2 \left( \frac{L_n}{L_s} \right)^3 \alpha_s + \alpha_s \right] \quad (8.3-100)$$

(5) 当扭矩作用在行星架连接板中间,且两侧板等刚度时(图8.3-78e),  $\alpha_{s1} = \alpha_{s2} = \alpha_s$ ,

$$K_0 = \frac{1}{2 + \frac{8}{L_s^3} L_n \alpha_s} \quad (8.3-101)$$

$$\frac{\Delta}{F_n} = \frac{1}{E L_n} \left[ \frac{1}{4} \left( \frac{L_n}{L_s} \right)^3 \alpha_s + \alpha_s \right] \quad (8.3-102)$$

$$\alpha_s = \left( \frac{l_n \cdot c}{2 J_n} + \frac{k_n l_n \cdot c}{S_n} \right) \beta_n L_n \quad (8.3-103)$$

$\alpha_s$  仍按公式(8.3-93)确定。

行星架柔度的许用极限值,可由行星架变形而引起的行星轮啮齿旧对于中心轮轮齿的歪斜角  $\gamma$  的大小来评定。

$$\gamma = \frac{\Delta a' \cos a'}{r_n L_n} \quad (8.3-104)$$

式中  $L_n$  值根据图8.3-78中不同结构图的相应值代入。 $a'$  和  $a$  为中心距和啮合角。

对于单臂式行星架,行星轮心轴长为  $l_n$ ,其歪斜角为:

$$\gamma = \frac{\Delta \cos a'}{0.5(l_n + c)} \quad (8.3-105)$$

当扭矩对称作用于连接板时(图8.3-78e),行星架变形不会使行星轮轮齿发生歪斜,即  $\gamma = 0$ 。

### 4.3.4 基本构件和行星轮支承结构设计

a. 中心轮和行星架支承结构 对于不浮动中心轮和行星架结构,不受原动机或工作机械传给径向和轴向载荷,当行星轮数  $n_p \geq 2$  时,通常,结构选用轻型或特轻型轴承和向心球轴承。如果轴承受载荷则应以负荷大小,性质通过计算确定轴承型号。在高速传动中,必须校核轴承极限转速,当滚动轴承不能满足要求时,可采用滑动轴承,滑动轴承结构一般为轴剖分式型瓦,长度与直径之比  $l/d \leq 0.5 \sim 0.6$ 。

对于和浮动中心轮,行星架连接的输入轴或输出轴支承轴承的选择,仍以上述原则进行。对于旋



转而不浮动的基本构件的轴向定位是依靠轴承来实现的,对浮动基本构件的轴向定位结构见图8.3-24和8.3-42。

b. 行星轮的支承结构 对一般用途的低速传动和航空机械中多采用滚动轴承作为行星轮的支承,其结构见图8.3-79a、b、c、d、e、f、g。当行星轮直径较小时,采用专用轴承装入行星轮内支承结构见图8.3-80a、b、d。图8.3-80c是采用减薄内、外圈厚度,去掉保持架,来增大滚动体直径和数量的多排非标准滚子轴承支承结构。

图8.3-81为将轴承装在行星架上的支承结构,该结构主要解决轴承径向尺寸大,行星轮体内无法容纳的问题。为了装配方便,这时行星架往往要作成装配式(图8.3-68)。

图8.3-82是被广泛采用的行星轮为滑动轴承支承结构。它的特点是将抗磨材料(巴氏合金)通过离心浇铸或堆焊,挂在心轴上,而不是在行星轮孔里压入轴承套。心轴上的巴氏合金厚度一般控制在1mm左右,最大不超过3mm。

在高速传动中,计算行星轮滑动轴承时,必须考虑行星轮离心力的影响,这时离心力要大到占轴承总负荷的90%以上。因此,高速行星传动,空载运行即可考验行星轮轴承的使用寿命了。离心力按下式计算:

$$F_{oc} = G_{oc} \left( \frac{\pi n X}{30} \right)^2 \quad (8.3-107)$$

式中  $G_{oc}$ ——行星轮的质重 kg;  
 $a'$ ——中心距 m;  
 $n_X$ ——行星架转速 r/min。

滑动轴承的比压  $p$  是影响轴承寿命的一个重要因素,如何减小比压是设计时必须考虑的问题之一。

$$p = \frac{F}{ld} \quad (8.3-108)$$

式中  $d$ ——轴承直径 mm,  
 $l$ ——轴承长度 mm;  
 $F$ ——作用在轴承上的总径向力;  
 $F = \sqrt{(2F_t)^2 + F_{oc}^2}$  N (8.3-109)  
 $F_t$ ——齿轮啮合处的圆周力 N。

从式(8.3-108~8.3-109)可知,啮合处的圆周力一定时,要减小比压  $p$  必须增大轴承长度  $l$  和直径  $d$ ,减小离心力  $F_{oc}$ ,但这必须在行星轮轮缘的强度和刚度允许的条件下进行。

根据经验,行星轮内孔直径  $d$  (即轴承直径)与分度圆直径  $(d_f)$  之比为取:

$$\frac{d}{(d_f)} = 0.7 \sim 0.75$$

一般情况下,比压最大为  $p_{max} = 4.5 \text{ N/mm}^2$   
 常用比压范围:  $p = 3.0 \sim 4.0 \text{ N/mm}^2$

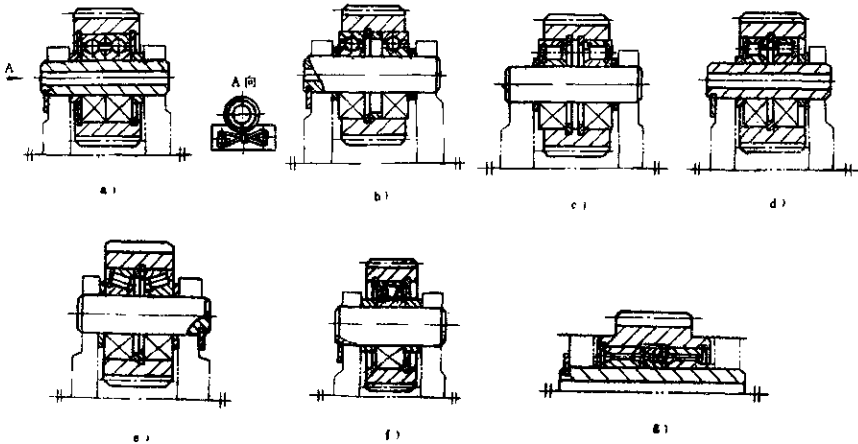
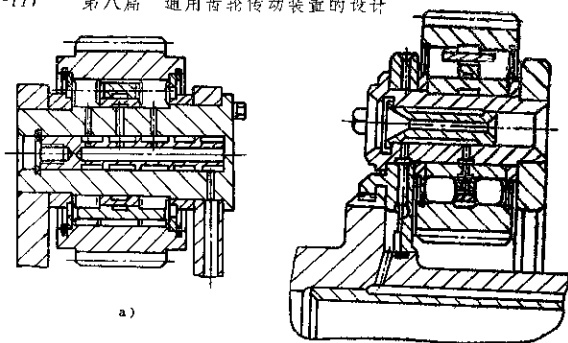
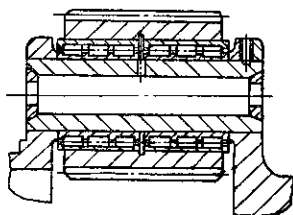


图8.3-73 轴承装在行星轮体内的支承结构

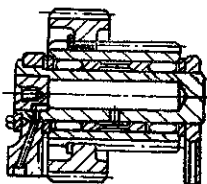


a)

b)

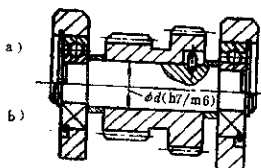


c)



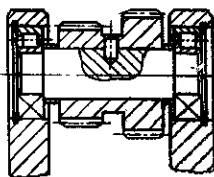
d)

图8.3-80 采用专用轴承的行星轮支承结构

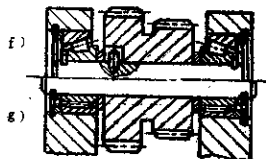


a)

b)

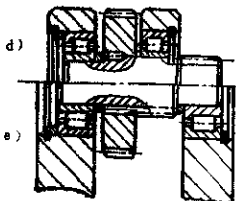


c)



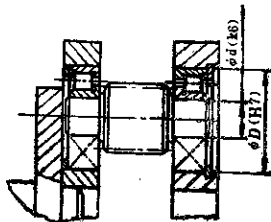
f)

g)



d)

e)



h)

图8.3-81 轴承装在行星架上的支承结构

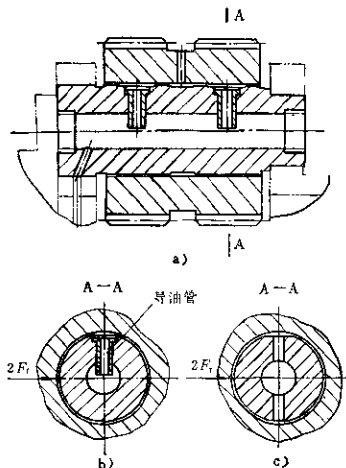


图8.3-82 行星轮为滑动轴承支承结构

比压与轴承滑动线速度之积的允许范围为:

$$[\rho v] \leq 100 \sim 150 \text{ N/mm}^2 \cdot \text{s}$$

轴承滑动线速度为

$$v = \frac{\pi d n_g^x}{60 \times 10^3} \text{ m/s}$$

式中  $d$  的单位为 mm,  $n_g^x$  为行星轮的相对转速, 可按式(8.3-5)计算。

轴承径向间隙:  $\Delta = (0.002 \sim 0.0025)d$ , 速度高、直径小的情况取大值, 反之取小值。

滚动轴承的计算, 按一般资料进行。

#### 4.3.5 行星减(增)速器机体结构

机体结构应根据制造工艺、安装和使用维护条件以及经济性来决定。通常有焊接和铸造机体之分, 按不同安装形式, 又分为卧式、立式和法兰式等, 如图8.3-83。图8.3-83a为卧式整体铸造结构, 多用在标准系列成批生产的场合。图8.3-83b为卧式轴向剖分式机体结构, 常用在大型单件生产的场合, 可为铸件, 亦可为焊接件。图8.3-83c为法兰式机体结构, 成批生产时, 多为铸件; 单件生产时, 多为焊接件。

机体结构尺寸, 一般按经验公式确定。机体壁厚  $\delta$  可按表8.3-39 选定或按式(8.3-110)计算确

定,

$$\text{机体壁厚 } \delta = 0.56 K_i K_d \sqrt{T_D} \geq 6 \text{ mm} \quad (8.3-110)$$

式中  $K_i$ ——机体表面形状系数。对于无散热片者  $K_i = 1$ ; 对于有散热片的机体  $K_i = 0.8 \sim 0.9$ ;

$K_d$ ——与内齿轮直径有关的系数, 当内齿轮分度圆直径( $d_i$ )  $\leq 650 \text{ mm}$  时,  $K_d = 1.8 \sim 2.2$ ; 当( $d_i$ )  $> 650 \text{ mm}$  时,  $K_d = 2.2 \sim 2.6$ ;

$T_D$ ——作用于机体上的扭矩。

其它有关尺寸按表8.3-40和图8.3-84确定。

机体表面散热片尺寸按图8.3-85中所述关系确定。

## 5 渐开线行星减速器系列设计

### 5.1 系列设计参数选择的基本原则

(1) 贯彻执行现行的国家标准、部颁标准和有关企业标准, 最大限度地提高标准化、通用化水平。

(2) 主要性能参数排列应尽量采用优先数系。

(3) 在满足使用要求的前提下, 合理地减少规格数量, 以简化设计, 方便制造, 提高经济效益。

(4) 充分利用优化设计的成果, 选择合理的齿轮啮合参数和结构参数, 以提高传动质量和承载能力。

(5) 多级减速器各级之间的匹配应尽量做到等强度, 把  $\lambda = (d)_{s1} / (d)_{s1}$  值选在合理的范围内, 以充分利用空间, 缩小减速器尺寸。

### 5.2 组合式减速器的组合原则

由行星传动和定轴传动组合成的减速器, 如图8.3-36所示由NGW型和弧齿锥齿轮组成为NGW-S型和图8.3-37所示由NGW型和斜齿圆柱齿轮组成为NGW-Z型; 其组合原则为:

(1) 以行星级参数为基准, 制定减速器的规格系列。

(2) 力求行星级和定轴级均有合理的参数, 若不能同时满足, 则应首先满足行星级, 充分发挥

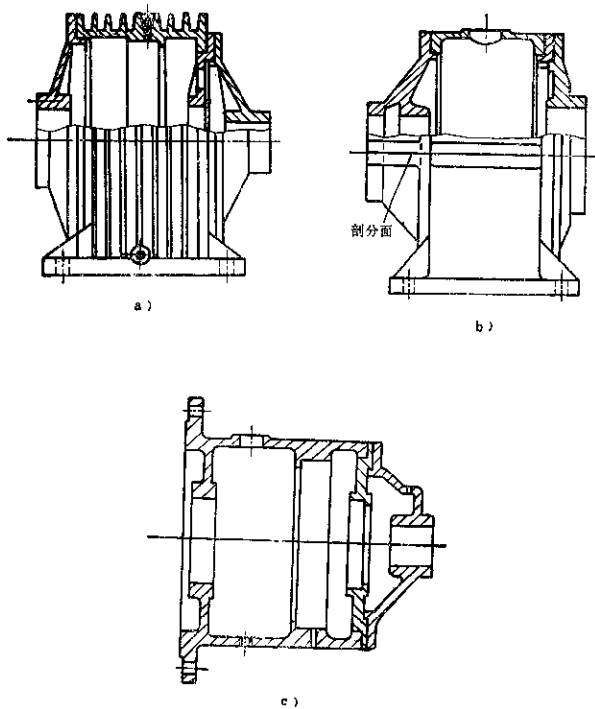


图8.3-80 机体结构型式

a) 卧式整体结构 b) 卧式轴向剖分式结构 c) 法兰式结构

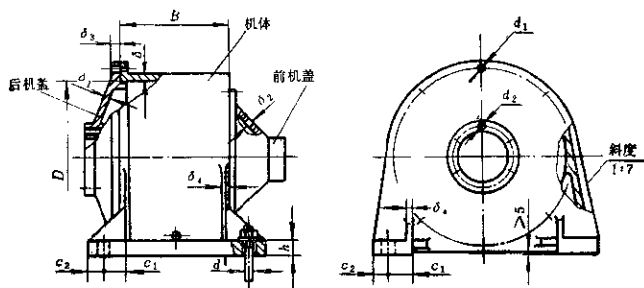


图8.3-84 机体结构尺寸计算图

表8.3-39 铸造机体的壁厚

尺寸系数 $K_d$	壁厚 $\delta$ (mm)
$\leq 0.6$	6
$> 0.6 \sim 0.8$	7
$> 0.8 \sim 1$	8
$> 1.0 \sim 1.25$	$> 8 \sim 10$
$> 1.25 \sim 1.6$	$> 10 \sim 13$
$> 1.6 \sim 2.0$	$> 13 \sim 15$
$> 2.0 \sim 2.5$	$> 15 \sim 17$
$> 2.5 \sim 3.2$	$> 17 \sim 21$
$> 3.2 \sim 4.0$	$> 21 \sim 25$
$> 4.0 \sim 5.0$	$> 25 \sim 30$
$> 5.0 \sim 6.3$	$> 30 \sim 35$

- 注: 1. 尺寸系数  $K_d = \frac{3D+B}{1000}$ ,  $D$ 为机体内径直径mm,  $B$ 为机体宽度mm。  
 2. 对有散热片的机体, 表中  $\delta$  值应降低 10~20%。  
 3. 表中  $\delta$  值适合于灰铸铁, 对于其他材料可按性能适当增减。  
 4. 对于焊接机体, 表中  $\delta$  可作参考, 一般应降低30%左右使用。

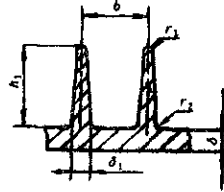


图8.3-35 散热片尺寸  
 $h_1 = (2.5 \sim 4)\delta$   $b = 2.6\delta$   
 $r_1 = 0.25\delta$   $r_2 = 0.5\delta$   
 $d_1 \approx 0.8\delta$

行星传动的优点。

(3) 在满足使用要求的前提下, 尽量减少定轴级的规格。各种组合式减速器的行星级参数应基本相同。

(4) 尽量提高各种组合式减速器之间及组合式减速器与NGW型标准减速器之间零件的通用性, 把非互换件压缩到最少程度。

表8.3-40 行星减(增)速器铸造机体结构尺寸

名称	代号	计算方法
机体壁厚	$\delta$	见表8-39或式(8.3-110)
前机盖壁厚	$\delta_1$	$\delta_1 = 0.3\delta \geq 6$
后机盖壁厚	$\delta_2$	$\delta_2 = \delta$
机盖(机体)法兰凸缘厚度	$\delta_3$	$\delta_3 = 1.25\delta_1$
加强筋厚度	$\delta_4$	$\delta_4 = \delta$
加强筋斜度		2°
机体宽度	$B$	$B \geq 4.5 \times$ 齿轮宽度
机体内径直径	$D$	按内齿轮直径及固定方式确定
机体机盖紧固螺栓直径	$d_1$	$d_1 = (0.85 \sim 1)\delta \geq 8$
轴承盖螺栓直径	$d_2$	$d_2 = 0.8d_1 \geq 8$
底脚螺栓直径	$d$	$d = 3.1\sqrt{T_0} \geq 12$
机体底座凸缘厚度	$h$	$h = (1 \sim 1.5)d$
地脚螺栓孔的位置	$c_1$	$c_1 = 1.2d + (5 \sim 8)$
	$c_2$	$c_2 = d + (5 \sim 8)$

- 注: 1.  $T_0$ —作用于机体上的扭矩N.m。  
 2. 尺寸 $c_1$ 和 $c_2$ 要按握手空间要求校核。  
 3. 本表未包括尺寸, 可参考普通圆柱齿轮减速器有关资料确定。  
 4. 对于焊接机体, 表中尺寸关系可作参考。

### 5.3 主要参数选择

a. 排列规格基准的确定 行星减速器排列规格的基准确定, 有三种方法。第一种是以中心距作

为排列基准。其优点是一种中心距对应一个行星架, 在同一个规格的单级减速器中一个行星架就满足所有传动比的需要。通用性强、制造方便。缺点是在同一规格的机体中, 随传动比的不同, 内齿轮

分度圆直径变化较大,对 NGW 型传动比  $i_{iX}^b \leq 6$  时,内齿轮轮缘很厚,不能充分利用空间;当  $i_{iX}^b > 8$  时,内齿轮轮缘又太薄,不便于加工。

第二种是以内齿轮分度圆直径作为排列基准,优点是充分利用机体空间,对不同传动比可有合理的内齿轮轮缘厚度。但随着传动比不同,中心距要变化,使行星架规格增多,给生产和管理带来不便。

第三种是以机座号方式进行排列。这种方法综合了前述两种方法的优点,在一个机体内配置 2~3 个中心距来满足给定的传动比系列,既能充分利用机体空间,又不使行星架规格过多;还提高了减速器承载能力,便于生产管理。NGW 型行星减速器标准,就采用了这种排列规格方法。

b. 齿轮变位方法 对于渐开线直齿 NGW 型减速器及组合式减速器中的行星级齿轮,采用  $a_{i,c} > a_{i,b}$  的角度变位无疑是正确的,问题在于如何合理选取啮合参数,变位系数、啮合角  $\alpha_{i,c}$  与  $\alpha_{i,b}$  的范围。优化计算结果认为,综合考虑角度变位对齿轮强度和重合度的影响,以保证承载能力的提高比较妥当。系列设计中,推荐取  $\alpha_{i,c} = 24^\circ \sim 25^\circ$ ,  $\alpha_{i,b} = 20^\circ$  左右。当传动比  $i_{iX}^b < 4$  时,  $\alpha_{i,c}$  不应小于  $20^\circ$ ,以保证内啮合的实际接触强度。

c. 齿数和  $z_2$   $z_3$  应在满足弯曲强度、小齿轮最小齿数和装配条件等原则下,选用较大值,以求在规定精度下取得较大的重合度、增大双齿对啮合区,从而提高齿轮的工作平稳性和受接触强度限制的承载能力。但在系列设计中,不能每个传动比给一个齿数和,一般应将传动比分段,小传动比取较小的  $z_2$ ,大传动比取较大的  $z_3$ 。

d. 传动比 充分利用各种传动型式中的最佳传动比范围是提高系列设计水平的重要基础,对 NGW 型,当  $n_p$  相同,传动比  $i_{iX}^b = 4$  时,承载能力最高。传动比大于或小于 4,承载能力就要下降,尤其当  $i_{iX}^b > 8$  时将急剧下降,因此推荐单级 NGW 型减速器系列传动比不应大于 8。多级 NGW 型减速器的总传动比,应由各组成级最佳传动比段落的不同乘积求得,而低速级传动比可恒等于 4 或 5,仅调整其它级的传动比来满足系列传动比要求。系列传动比一般按 R20 排列。

e. 齿宽系数  $\phi$  在系列设计中,同一机体(机座号)内的齿宽是不变的,因此用  $\phi_a = b/a$  ( $a$  为同

一机座中较小的中心距),对 NGW 型传动,推荐取  $\phi_a = 0.4 \sim 0.6$ ,当制造精度较高,或采用有利于齿向载荷分布的措施时,  $\phi_a$  还可适当增大。

f. 行星轮个数  $n_p$  系列设计中通常取  $n_p = 3$ ,因为三个行星轮受力状态有利于采用浮动均载,机构简单可靠、通用性强、便于系列化和生产管理。

NGW 型行星变速器主要性能参数见 JB1799-76, NGW-Z 型, NGW-S 型及 NGW-L 型组合式和立式行星减速器主要性能参数见 JB3722-84, JB3723-84, JB3724-84。

## 6 主要零件的技术条件

### 6.1 齿轮精度

a. 精度等级 行星传动中,一般多采用圆柱齿轮。在有合理均载机构的行星传动装置中,齿轮的精度等级按圆周速度  $v^*$  由表 8.3-41 确定。

b. 齿轮副的侧隙 齿轮副的侧隙,推荐按表 8.3-42 所给的最小侧隙,计算确定齿厚或公法线平均长度极限偏差;并圆整为 JB179-83 所规定的偏差代号及数值。

c. 对行星轮的要求 行星轮的偏心对传动质量的影响极大,对其齿圈径向跳动公差应从严格要求。为行星轮间载荷均匀分配,同一传动中各行星轮的齿厚(或公法线)实际尺寸应尽量相等。在加工时应进行严格控制,如采用具有砂轮自动修整和补偿机构的磨齿机进行磨齿,保证砂轮和被磨齿轮的相对位置不变,即可控制各行星轮齿厚的一致性。对调质齿轮,应采用几个行星轮装在一个心轴上一次淬火,作出位置标记,以便按号装配来保证各行星轮齿厚基本一致。

在高速行星传动中,为减小离心力的影响,行星轮之间的重量差要严格控制,一般重量差不大于 0.8~1g。

### 6.2 行星架及其它主要零件的精度和技术要求

a. 中心距极限偏差  $f$ , 中心距的极限偏差将引起行星轮径向位移而影响传动侧隙,且当各中心距偏差数值和方向不同时,要影响相邻行星轮轴孔之间的相对弦距误差的测量值。为此,要求各中心距的偏差等值同向,即各中心距之间的相对误差

表8.3-41 圆柱齿轮精度等级与圆周速度的关系

精度等级		4	5	6	7	8
圆周速度	直齿轮	>35	>20	~15	~10	~6
$V \times (m/s)$	斜齿轮	>70	>40	~30	~20	~12

注: 1 齿轮精度的检验项目及极限偏差数值应符合《渐开线圆柱齿轮精度标准》(JB179-83)的规定。  
 2 一般低速重载行星传动的齿轮精度推荐不低于7级;高速行星传动中,太阳轮和行星轮的精度推荐不低于5级,内齿轮精度不低于6级。

表8.3-42 最小侧隙  $f_{\min}$  μm

侧隙种类	中心距 (mm)									
	≤80	>80	>125	>180	>250	>315	>400	>500	>630	>800
d	46	54	63	72	81	88	97	110	125	140
e	74	87	100	115	130	140	155	175	200	230
b	120	140	160	185	210	230	250	280	320	360
a	190	220	250	290	320	360	400	440	500	560

注: 1 表中a类,侧隙对应的齿轮与箱体温差为40℃; b类为25℃, c类为16℃, d类为10℃。  
 2 对于行星传动,根据经验,按不同用途推荐采用的最小侧隙为:  
 精度不高,有浮动构件的低速传动采用a类;精度较高(>7级)有浮动构件的低速传动采用b类;高精度(>8级)的高速和低速传动采用c类或d类。

等于或接近于零是有必要的。对NW, WW NN ( $n_p > 1$ )和NGWN型传动,这一要求就更为必要。

± $f_a$ 值可根据齿轮精度按JB179-83的表11确定。对于高速行星传动,建议其值应按比齿轮高一級精度确定。

b. 相邻行星轮轴孔弦距相对偏差 $F_L$   $F_L$ 是指相邻两孔实测弦距之差(当不考虑中心距误差的影响时),其值主要取决于分度误差,而分度误差又取决于机床和工艺装备的精度。以 $\delta$ 表示分度误差,则 $F_L$ 可按下式计算:

$$F_L = 4a' \cos \frac{\pi}{n_p} \sin \frac{\delta}{2} \quad \text{mm} \quad (8.3-111)$$

式中  $a'$ ——中心距 mm,  
 $n_p$ ——行星轮数。

由式(8.3-111)可知,当中心距和分度误差不变时,行星轮数愈多,则偏差 $F_L$ 也愈大。

一般分度误差 $\delta \leq 1' \sim 1.5'$ 。当 $n_p > 3$ 时,为了提高均载效果, $\delta$ 应取较小值;对于高速和无均载机构的行星传动,可按机床(或分度装置)精度确定更小的 $\delta$ 值。

对于常用的低速重载行星传动,当 $n_p = 3$ 时,亦可按表8.3-43选取 $F_L$ 值。

c. 行星轮轴孔对行星架基准轴线的平行度公差 $f'_x$ 和 $f'_y$   $f'_x$ 和 $f'_y$ 是控制齿轮接触精度的公差,其值按下式计算:

$$f'_x = f'_y = \frac{B}{b} \quad \mu\text{m} \quad (8.3-112)$$

表8.3-43 行星架相邻孔弦距偏差 $F_L$  ( $n_p = 3$ )

中心距(mm)	50~80	>80~120	>120~180	>180~250	>250~320
$F_L$ (μm)	20	30	45	60	80

$$f_y = f_{\theta} \frac{B}{b} \mu\text{m} \quad (8.3-113)$$

式中  $f_x$ 、 $f_y$ ——在全齿宽上， $x$ 方向和 $y$ 方向的轴线平行度公差  $\mu\text{m}$ ；按JB179-83表10和表9确定；

$B$ ——行星架上行星轮轴孔的长度  $\text{mm}$ ；

$b$ ——齿轮宽度  $\text{mm}$ 。

d. 静平衡与动平衡 为保证传动装置运转的平稳性，对于低速传动的行星架要进行静平衡；高速传动的行星架要进行动平衡。许用动不平衡量以直径积 $[G'r']$ 表示，其值可用下式计算：

$$[G'r'] = \frac{G[e]}{10^3} \text{ kg}\cdot\text{mm} \quad (8.3-114)$$

式中  $G$ ——行星架重量  $\text{kg}$ ；

$[e]$ ——行星架重心至回转轴线的许用偏心距；

$$[e] = \frac{10^3 A}{\omega} \mu\text{m} \quad (8.3-115)$$

$A$ ——平衡精度，推荐对低速行星传动取

$A \leq 16 \sim 8.3 \text{ mm/s}$ ；对高速传动取

$A \leq 6.3 \sim 2.5 \text{ mm/s}$ ；

$\omega$ ——行星架角速度  $1/\text{s}$ ， $\omega = \frac{\pi n^2}{30} \approx 0.1 n^2$

$n^2$ ——行星架转速  $\text{r/min}$ 。

e. 其它主要零件的精度及技术要求 机体、机盖、入轴、出轴等零件的相互配合表面、定位表面及安装轴承的表面之间的同轴度、径向跳动和端面跳动可按形位公差标准（GB1:84—80）中的5~7级精度选用相应公差值。

各零件主要配合表面的尺寸精度，一般不应低

于GB1800—79~1804—79中的7级精度。

### 6.3 主要零件的材料和热处理要求

a. 齿轮材料和热处理要求 行星传动装置的重置，通常正比于齿轮的重置，而齿轮重置与其材料和热处理硬度有直接关系，在相同功率下，渗碳淬火齿轮的重置是调质钢齿轮重量的三分之一左右。因此硬齿面齿轮已得到广泛采用。

获得硬齿面齿轮的热处理方法很多，对于行星齿轮，多用渗碳淬火和氮化的热处理方法。渗碳淬火齿轮的抗点蚀能力与渗碳层的深度有很大关系。根据分析和试验研究结果认为，为避免点蚀剥落现象，渗碳层深度 $h_c$ （加工以后的）至少应大于最大切削深度的2倍。

模数与渗碳层深度（加工后的值）关系值见表8.3-44。

对于氮化齿轮，同样应满足 $h_N > 2h_i$ ，且轮齿芯部要有足够的调质硬度（强度），使其能在很高的表面压力作用下可靠地支撑氮化层。氮化层的厚度一般为0.25~0.6mm（有时最大达到0.8~1mm）。表8.3-45为常用模数的氮化层深度。

b. NGW型、NGWN型传动齿轮材料的特点在NGW型传动中，当a、c、b三个齿轮宽度相等时，a-c和b-c啮合副的接触应力之间的关系近似为：

$$(\sigma_H)_{a-c} \approx \sqrt{\frac{z_b}{z_a}} (\sigma_H)_{b-c} \quad (8.3-116)$$

通常 $\sqrt{\frac{z_b}{z_a}} > 1.7 \sim 2.0$ ，由此可见a-c啮合副的齿轮接触应力大大高于b-c啮合副，而且传动比愈大

表8.3-44 渗碳层深度 $h_c$

		mm							
模数		1.25	1.5	2	2.5	3	3.5	4	4.5
$h_c$		0.25	0.30	0.40	0.50	0.60	0.70	0.80	0.90
		~0.32	~0.36	~0.50	~0.63	~0.75	~0.86	~1.00	~1.10
$h_c$		6	6	7	8	10	12	16	20
		1.0	1.20	1.4	1.5	1.6	1.8	2.1	2.3
		~1.30	~1.60	~1.70	~1.80	~2.0	~2.2	~2.2	~2.8

差别愈大。内齿轮材料可以比太阳轮和行星轮差一些，齿面硬度也可低一些。如当 $\frac{z_b}{z_a} > 3$ 时，太阳

轮和行星轮若采用渗碳淬火材料，齿面硬度为HRC56~63，而内齿轮可采用调质钢，硬度为HB360~290。



表 8.3-46 氮化层深度 mm

级 数	氮 化 层 深 度	级 数	氮 化 层 深 度
1.5	0.20~0.35	4	0.40~0.55
2	0.25~0.40	5	0.45~0.60
2.5	0.30~0.45	6	0.50~0.70
3	0.35~0.50	8	0.60~0.8

在 NGWN 型传动中，一般采用调质齿轮，因为该传动的承载能力往往是受轮齿弯曲强度所限制。

c. 其他零件的材料和热处理

(1) 行星架 对于特别重型或高速重载传动的行星架，可用 35CrMoA 或 ZG35CrMoA，一般传动可用 35、45 或 ZG45、ZG55。不重要的场合也可用球墨铸铁。行星架通常采用调质处理。铸造或焊接行星架要进行时效处理。

(2) 轴类零件 轴类零件主要包括输出轴、输入轴和行星轮轴，常用材料为 45、40Cr、35SiMn 等。一般只进行调质处理。当轴与齿轮做成一体时，材料与齿轮相同，但热处理不一定相同。当行星架的轴与行星架为整体铸钢件时，其铸造质量应严格控制，不允许有任何缺陷存在。

(3) 箱体零件 机体、机盖等箱体零件，常用灰铸铁 HT20-40 或 HT25-47。不重要的铸件也可用 HT15-33。焊接机体可用 3 号钢板制作。铸造或焊接机体加工前都必须进行时效处理。

7 设计举例

a. 已知条件 某用户皮带运输机上，需配置行星减速器，输入功率  $P=20\text{kW}$ ，输入转速  $n_1=750\text{r/min}$ ，输出转速  $n_2=30\text{r/min}$ ，平稳连续每天 16 小时工作，要求使用寿命 10 年。

b. 方案设计

(1) 选择机构简图 根据需要传动比  $i=n_1/n_2$ 、

$n_2=750/30=25$ ，选二级 NGW 型串联式。即

$$[i_{aX}^I]_1 [i_{aX}^II]_1 = 25.$$

两级行星轮数均选  $n_p=3$ ，高速级行星架浮动并与低速级浮动太阳轮用单齿套联接，以实现两级行星轮间的载荷均匀分配。高速级行星轮采用球面调心轴承，系静定结构，低速级则为静不定结构。见图 8.3-86。

(2) 齿形及齿轮精度 对低速传动，采用齿形角  $\alpha_n=20^\circ$  的直齿轮传动。精度为 6 级。为提高承载能力，两级均采用变位齿轮传动，外啮合  $\alpha'_n \approx 24^\circ$ ，内啮合  $\alpha'_n \approx 20^\circ$ 。

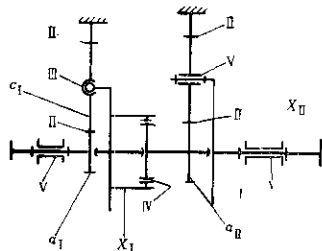


图 8.3-86 机构简图

(3) 齿轮材料、性能选择及热处理要求 见表 8.3-46。

(4) 传动比分配 按高速级 (I) 和低速级 (II) 齿面接触等强度的原则进行传动比分配。取

表 8.3-48 齿轮材料、性能及热处理要求

齿 轮	材 料	热 处 理	$\sigma_{Hlim}$ ( $\text{N/mm}^2$ )	$\sigma_{Flim}$ ( $\text{N/mm}^2$ )	加工精度
太阳轮	20CrMnTi	渗碳淬火	1400	350	6 级
行星轮		HRC58~62		245	
内齿轮	40Cr	调质 HB262~293	650	220	

$\lambda=1.2$ ,  $n_{p1}=n_{p2}=3$ 。由表 8.3-20 确定  $(\phi_d)_{a1}=(\phi_d)_{a2}=0.7$ ,  $\sigma_{Hlim1}=\sigma_{Hlim2}$ , 其余系数的确定, 见表 8.3-47。

由本章 2.4 可知:  $q$  值为:

$$q = \frac{K_{H\beta 1} K_{H\beta 2}}{K_{H\beta 1} K_{H\beta 2}} = \frac{1.2 \times 1.8}{1.05 \times 1.8} = 1.143$$

$$q\lambda^3 = 1.143 \times 1.2^3 \approx 2$$

据此按已给定传动比查图 8.3-13 得  $p_1=5$ , 则

$$i_1 = 1 + p_1 = 1 + 5 = 6$$

$$i_2 = i/i_1 = 25/6 \approx 4.17$$

### c. 高速设计计算

#### (1) 配齿数

根据 2.1 所述条件和办法, 按变位传动选配齿数。

从弯曲强度和必要的工作平稳性出发, 取  $z_0=15$ 。按齿面硬度 HRC=60,  $u=z_0/z_n=(6-2)/2=2$ , 查图 8.3-6a 得  $z_{min2}=20$ , 故  $12 < z_0 < 20$ , 可用。

由传动比条件知,  $z_p = z_0(i_1 - 1) = 15(6 - 1) = 75$ 。

由装配条件知,  $M = \frac{z_0 + z_p}{a_p} = \frac{15 + 75}{3} = \frac{90}{3} = 30$  满足要求。

计算行星轮齿数:

$$z_d' = \frac{z_p - z_0}{2} = \frac{75 - 15}{2} = 30$$

$z_a = 29$  (按变位计算确定的实际齿数)

配齿结果:  $Z_a = 15$ ,  $Z_p = 75$ ,  $Z_c = 29$

$$i_1 = 6$$

(2) 初步计算齿轮主要参数

1) 按齿面接触强度, 计算太阳轮分度圆直径: 按式 (8.3-37) 进行计算。式中系数  $K_A$ 、 $\phi_d$ 、 $K_{H\beta}$ 、 $K_{H\beta}$  同前,  $u=30/15=2$ , 太阳轮传递转矩

$$T_1 = 9549 \frac{P}{n_{p1}} = 9549 \frac{20}{3 \times 7.50} = 84.8 \text{ N}\cdot\text{m}$$

算式系数  $K_{H\beta}$  取 768, 则太阳轮分度圆直径

$$(d)_a = d_1 = K_1 \sqrt[3]{\frac{T_1 K_A K_{H\beta} K_{H\beta}}{\phi_d \sigma_{Hlim}^2}} \times \frac{u+1}{u} = 768 \sqrt[3]{\frac{84.8 \times 1.25 \times 1.2 \times 1.8}{0.7 \times 1400^2}} \times \frac{2+1}{2} = 48 \text{ mm}$$

2) 按弯曲强度初算模数 按式 (8.3-38) 进行计算。式中系数  $K_A$ 、 $\phi_d$  同前, 其余系数如表 8.3-48

因为  $\sigma_{Flim2} Y_{Fa1}/Y_{Fa2} = 245 \times 3/1.253 = 300 < 350 \text{ N/mm}^2 = \sigma_{Flim1}$ , 所以应按行星轮计算模数

表 8.3-47 计算  $q$  值的有关系数

代号	名称	说明	取值
$K_A$	使用系数	第二篇第 4 章 4.2, 中等冲击 $K_A = K_{A1}$	1.25
$K_{H\beta 1}$	行星轮齿载荷分配系数	表 8.3-23 行星架浮动, 6 级精度	1.20
$K_{H\beta 2}$		表 8.3-23 太阳轮浮动, 6 级精度	1.05
$K_{H\beta 2}$	综合系数	表 8.3-21 $n_p=3$ , 高精度硬齿面, 静定结构降低取值。	1.80
$K_{H\beta 1}$			1.80

表 8.3-48 弯曲强度有关系数

代号	名称	说明	取值
$K_{fm}$	算式系数	直 齿 轮	12.1
$K_{F\beta}$	行星轮间载荷分配系数	$K_{F\beta} = 1 + 1.5(K_{H\beta} - 1)$	1.3
$K_{F\beta}$	综合系数	表 8.3-21 高精度, 正变位	1.6
$Y_{Fa1}$	齿形系数	图 2.4-21 暂按 $\alpha=0$ 查值	3.1
$Y_{Fa2}$			2.53

$$m = K_{m, \alpha} \sqrt[3]{\frac{T_A K_A K_{FF} K_{F\beta} Y_{Fa}}{\phi_a z_1^2 \sigma_{Tlim2}}}$$

$$= 12.1 \sqrt[3]{\frac{84.8 \times 1.25 \times 1.3 \times 1.6 \times 2.53}{0.7 \times 15^2 \times 245}}$$

$$= 2.95 \text{ mm}$$

若取模数  $m=3 \text{ mm}$  则太阳轮直径  $(d)_a = m z_a = 3 \times 15 = 45 \text{ mm}$ , 与接触强度初算结果接近, 故初定  $(d)_a = 45$ ,  $m=3$  进行接触和弯曲疲劳计算

(3) 齿轮变位计算 按 2.2.2 角度变位  $a'_{ac} > a'_{ic}$  进行计算

1) 确定行星轮齿数  $z_b$

i) 由前配齿结果知:  $z_a = 15$ ,  $z_b = 75$ ,  $z'_b = 30$

ii) 初选  $a-c$  副变位系数和  $x_{\Sigma ac}$

根据  $x_{\Sigma ac} = z_a + z_c = 15 + 30 = 45$ , 和  $a'_{ic} = 24^\circ$  左右按限制条件, 由图 2.2-10 初选  $x_{\Sigma ac} = 0.8$

iii) 初算  $a-c$  副齿高变动系数  $\Delta y_{ac}$

根据初选的  $x_{\Sigma ac} = x_a + x_c$ , 用表 2.2-12 的公式计算  $\Delta y_{ac}$

$$y_{ac} = \frac{1}{2} (z_a + z_c) \left( \frac{\cos \alpha_{ac}}{\cos \alpha'_{ac}} - 1 \right)$$

$$= \frac{45}{2} \left( \frac{\cos 20^\circ}{\cos 24^\circ} - 1 \right) = 0.644$$

$$\Delta y_{ac} = x_{\Sigma ac} - y_{ac} = 0.8 - 0.644 = 0.156$$

iv) 确定  $z_c$

$$z_c = z'_c - (x_{\Sigma ac} - \Delta y_{ac}) = 30 - (0.8 - 0.156)$$

$$= 29.356 \quad \text{取 } z_c = 29$$

2)  $a-c$  副合副的计算

i) 确定中心距  $a'_{ac}$

$a-c$  副  $b$  副合副的标准中心距

$$a_{ac} = 0.5(z_a + z_c)m = 0.5(15 + 29) \times 3$$

$$= 66 \text{ mm}$$

$$a_{cb} = 0.5(z_b - z_c)m = 0.5(75 - 29) \times 3$$

$$= 69 \text{ mm}$$

因  $z_a$  小于计算圆整值, 故取  $a'_{ic} = 68.5$

ii) 中心距变动系数  $y_{ac}$

$$y_{ac} = \frac{a'_{ic} - a_{ac}}{m} = \frac{68.5 - 66}{3} = 0.833$$

iii) 啮合角  $a'_{ic}$  及变位系数和  $x_{\Sigma ac}$

由表 2.2-11,

$$a'_{ic} = \arccos \left( \frac{z_a}{a'_{ic}} \cos \alpha_{ac} \right)$$

$$= \arccos \left( \frac{66}{68.5} \cos 20^\circ \right) = 25^\circ 7' 23''$$

$$x_{\Sigma ac} = \frac{z_a + z_c}{2 \tan \alpha_{ac}} (\operatorname{inv} a'_{ic} - \operatorname{inv} \alpha_{ac})$$

$$= \frac{15 + 29}{2 \tan 20^\circ} (\operatorname{inv} 25^\circ 7' 23'' - \operatorname{inv} 20^\circ)$$

$$= 0.939$$

$x_{\Sigma ac}$  在线图 2.2-10 范围内,  $a'_{ic}$  在推荐值范围内。

iv) 齿高变动系数

$$\Delta y_{ac} = x_{\Sigma ac} - y_{ac} = 0.939 - 0.833 = 0.106$$

v) 变位系数分配

按  $u = 29/15 = 1.933$ , 由图 2.2-10 左部线⑥得, 当  $x_{\Sigma} = 0.939$  时,  $x_1 = x_a = 0.52$ , 故  $x_c = x_{\Sigma ac} - x_a = 0.939 - 0.52 = 0.419$

3)  $c-b$  副合副的计算

同上计算过程得:

$$y_{cb} = -0.167$$

$$\Delta y_{cb} = 0.00483$$

$$x_{\Sigma cb} = -0.162$$

$$x_c = 0.257$$

$$a'_{cb} = 18^\circ 49' 20'' \quad \text{在推荐值范围内。}$$

(4) 几何尺寸计算 分度圆直径, 节圆直径和齿顶圆直径计算结果列于表 8.3-49。

(5) 重合度计算 用线图 2.2-1 计算重合度

$$\text{外啮合 } \beta_a = \frac{(d_a)_b}{(d'_a)_b} = \frac{53.484}{46.7045} = 1.14515$$

$$\beta_c = \frac{(d_a)_c}{(d'_{ac})_c} = \frac{94.878}{90.2955} = 1.05075$$

按啮合角  $a'_{ic} = 25^\circ 7' 23''$  查得  $\epsilon_a = 0.05$ ,  $\epsilon_c = 0.016$

表 8.3-49 齿轮几何尺寸

mm

齿 轮	分度圆直径	节圆直径	齿顶圆直径	备 注
太阳轮	$(d)_a = 45$	$(d')_a = 46.7045$	$(d_a)_a = 53.484$	
行星轮	外啮合	$(d'_b)_b = 90.2955$	$(d_a)_b = 94.878$	按外啮合的 $\Delta y_{cb}$ 计算
	内啮合	$(d'_c)_c = 89.3695$	$(d_a)_c = 221.82$	已考虑了干涉
内齿轮	$(d)_b = 225$	$(d')_b = 223.3695$		

表8.3-50 外啮合接触强度有关参数和系数

代号	名称	使用表、图、式说明	取值
$K_A$	使用场合系数	按中等冲击, 查表2.4-9	1.25
$K_v$	动载荷系数	$v^x = \frac{\pi(d')_0 n_d^x}{60 \times 1000} = 1.528 \text{ m/s}$ , 6级精度 $v^x z_1 / 100 = 0.229$ 查图2.4-4	1.02
$K_{H\beta}$	齿向载荷分布系数	按 $\phi_d = 0.7$ , $n_f = 3$ 查图8.3-16 得 $K_{H\beta t} = 1.214$ 取 $K_{H\beta m} = 0.8$ , $K_{H\beta c} = 0.7$ 由式(8.3-58)得 $K_{H\beta} = 1 + (K_{H\beta t} - 1) K_{H\beta m} K_{H\beta c}$ $= 1 + (1.214 - 1) 0.8 \times 0.7 = 1.12$	1.12
$K_{H\alpha}$	齿间载荷分配系数	按 $e_a = 1.214$ , 6级精度列齿面查图2.4-6	1
$K_{HP}$	行星轮间载荷不均 衡系数	行星架浮动查表8.3-23	1.2
$Z_H$	节点区域系数	$\alpha_a + \alpha_s / z_a + z_s = 0.52 + 0.419 / 15 + 29 = 0.0213$ $\beta = 0$ 查图2.4-7	2.17
$Z_E$	弹性系数	查表2.4-24	189.8 $\sqrt{\text{N/mm}^2}$
$Z_C$	重合度系数	$e_a = 1.214$ $e\beta = 0$	0.965
$Z_\beta$	螺旋角系数	直齿, $\beta = 0$	1
$F_t$	分度圆上的切向力	$T_a = 9549 \frac{P}{n} = 9549 \frac{20}{750} = 255, 3 \text{ N}\cdot\text{m}$ $F_t = \frac{2000 T_a}{n_f (d)_a} = \frac{2000 \times 255.3}{3 \times 45} = 3782 \text{ N}$	3782 N
$b$	工作齿宽	$b = \phi_d (d)_a = 0.7 \times 45 = 31.5 \text{ mm}$	32 mm
$u$	齿数比	$z_s / z_a = 29 / 15 = 1.933$	1.933
$Z_N$	寿命系数	按工作10年, 每年300天, 每天16小时计算应力循环次数 $N_L = 60(n_2 - n_1)n_f t = 60(750 - 125) \times 3 \times 10 \times 300 \times 16$ $= 5.4 \times 10^9 > 10^9$ 按图2.4-14	1
$Z_L$	润滑油系数	HRC60=HV713 $v = 1.528 \text{ m/s}$ 用中型极压油 $v_{30} = 150 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s} = 150 \text{ mm}^2/\text{s}$ 查图2.4-15	1.03
$Z_v$	速度系数	查图2.4-18	0.95
$Z_R$	粗糙度系数	按 $\sqrt{8}$ , $R_2 = 2.4 \mu\text{m}$ 由式(2.4-22)计算 $R_{z100} = \frac{R_{z1} + R_{z2}}{2} \sqrt{\frac{100}{\sigma}} = \frac{2.4 + 2.4}{2} \sqrt{\frac{100}{68.5}} = 2.72$ 查图2.4-17	1.01
$Z_w$	工作硬化系数	两齿轮均为硬齿面, 查图2.4-18	1
$Z_x$	尺寸系数	$m < 5 \text{ mm}$	1
$S_{Hmin}$	最小安全系数	按高可靠度, 查表8.3-24	1.25

$$e_a = z_a e_a + z_c e_c = 15 \times 0.05 + 29 \times 0.016 = 1.214 > 1.3$$

$$\text{内啮合 } \beta_c = \frac{(d_a)_c}{(d')_{c_0}} = \frac{94.378}{86.3695} = 1.0985$$

$$\beta_b = \frac{(d_a)_b}{(d')_b} = \frac{221.82}{223.3695} = 0.993$$

按啮合角  $\alpha'_{c1} = 13^\circ 49' 22''$  查得  $e_c = 0.039$

$$e_b = -0.004$$

$$e_a = z_a e_a - z_b e_b = 29 \times 0.039 - 75$$

$$\times (-0.004) = 1.431 > 1.2$$

(6) 啮合效率计算 由表 8.3-6 中公式(1)知

$$\eta_1 = \eta_{aX}^b = \frac{1 - i_{a0}^b \eta_X^a}{1 - i_{a0}^b}$$

式中  $\eta_X^a$  为转化机构效率, 可用图 8.3-2 (取  $\mu = 0.06$ , 因齿轮精度高) 查得  $\eta_{a0}^b = 0.98$ ,

$$\eta_{a0}^b = 0.997, \text{ 则}$$

$$\eta_X^a = \eta_{a0}^b \eta_{a0}^b = 0.98 \times 0.997 = 0.977$$

$$i_{a0}^b = -\frac{z_b}{z_a} = -\frac{75}{15} = -5$$

$$\therefore \eta_1 = \eta_{aX}^b = \frac{1 + 5 \times 0.977}{1 + 5} = 0.981$$

(7) 齿轮疲劳强度校核

1) 外啮合

i) 齿面接触疲劳强度

用式 (8.3-53)~(8.3-54) 计算接触应力  $\sigma_H$ ,

用式 (8.3-55) 计算许用应力  $\sigma_{HP}$ 。式中参数和系数取值如表 8.3-50。

接触应力基本值  $\sigma_{H0}$ :

$$\begin{aligned} \sigma_{H0} &= z_H z_E z_\epsilon z_\beta \sqrt{\frac{F_t}{d_1 b} \cdot \frac{u+1}{u}} \\ &= 2.17 \times 189.8 \times 0.965 \times \\ &\quad \cdot \sqrt{\frac{3782}{45 \times 32} \cdot \frac{1.933+1}{1.933}} \\ &= 793.4 \text{ N/mm}^2 \end{aligned}$$

接触应力  $\sigma_H$

$$\begin{aligned} \sigma_H &= \sigma_{H0} \sqrt{K_A K_V K_H K_{H\alpha} K_{H\beta}} \\ &= 793.4 \sqrt{1.25 \times 1.02 \times 1.12 \times 1 \times 1.2} \\ &= 1038 \text{ N/mm}^2 \end{aligned}$$

许用接触应力  $\sigma_{HP}$

$$\begin{aligned} \sigma_{HP} &= \frac{\sigma_{Hlim}}{S_{Hmin}} \cdot Z_N Z_L Z_V Z_R Z_W Z_X \\ &= \frac{1400}{1.25} \times 1 \times 1.03 \times 0.95 \times 1.01 \\ &\quad \times 1 \times 1 = 1106 \text{ N/mm}^2 \end{aligned}$$

$\sigma_H < \sigma_{HP}$  故接触强度通过。

ii) 齿根弯曲疲劳强度

齿根弯曲疲劳应力  $\sigma_F$ , 许用应力  $\sigma_{FP}$  用式 (8.3-67)、(8.3-68) 和 (8.3-69) 计算, 并分别对太阳轮和行星轮进行校核。其参数和系数见表 8.3-51

太阳轮:

弯曲应力基本值  $\sigma_{F0.0}$

$$\begin{aligned} \sigma_{F0.0} &= \frac{F_t}{b m_n} Y_{Fa.0} Y_{Sa.0} Y_\epsilon Y_\beta \\ &= \frac{3782}{32 \times 3} \cdot 2.22 \times 1.84 \times 0.868 \times 1 \\ &= 139.68 \text{ N/mm}^2 \end{aligned}$$

弯曲应力  $\sigma_{F.0}$

$$\begin{aligned} \sigma_{F.0} &= \sigma_{F0.0} K_A K_V K_{F\beta} K_{F\alpha} K_{FP} \\ &= 139.68 \times 1.25 \times 1.02 \times 1.162 \\ &\quad \times 1 \times 1.3 = 269 \text{ N/mm}^2 \end{aligned}$$

许用弯曲应力  $\sigma_{FP.0}$

$$\begin{aligned} \sigma_{FP.0} &= \frac{\sigma_{Flim.0}}{S_{Fmin.0}} Y_{ST} Y_{NT} Y_{\delta r e i T.0} \\ &\quad Y_{R r e i T.0} Y_X \\ &= \frac{350}{1.6} \times 2.1 \times 1 \times 1 \times 1.045 \times 1 \\ &= 480 \text{ N/mm}^2 \end{aligned}$$

$\sigma_{F.0} < \sigma_{FP.0}$  故弯曲强度通过

行星轮:

$$\begin{aligned} \sigma_{F0.0} &= \frac{F_t}{b m_n} Y_{Fa.0} Y_{Sa.0} Y_\epsilon Y_\beta \\ &= \frac{3782}{32 \times 3} \times 2.17 \times 1.88 \times 0.868 \times 1 \\ &= 139.6 \text{ N/mm}^2 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \sigma_{F.0} &= \sigma_{F0.0} K_A K_V K_{F\beta} K_{F\alpha} K_{FP} \\ &= 139.6 \times 1.25 \times 1.162 \times 1 \times 1.3 \\ &= 263.4 \text{ N/mm}^2 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \sigma_{FP.0} &= \frac{\sigma_{Flim.0}}{S_{Fmin.0}} Y_{ST} Y_{NT} \\ &\quad \times Y_{\delta r e i T.0} Y_{R r e i T.0} Y_X \\ &= \frac{245 \times 2.1 \times 1}{1.6} \times 1.02 \times 1.045 \times 1 \\ &= 342.7 \text{ N/mm}^2 \end{aligned}$$

$\sigma_{F.0} < \sigma_{FP.0}$  故弯曲强度通过

2) 内啮合

i) 齿面接触疲劳强度

$\sigma_H$ 、 $\sigma_{HP}$  同上, 用式 (8.3-53)~(8.3-55) 计算, 其中与外啮合取值不同的参数:

$$\begin{aligned} u &= 2.686, Z_H = 2.6, Z_\epsilon = 0.925, Z_N = 1.03 \\ Z_L &= 1.06, Z_V = 0.92, Z_R = 0.96, Z_W = 1.1 \end{aligned}$$

表8.3-51 外啮合齿根弯曲强度计算的有关数据

代号	名称	使用表、图、式的说明	取值
$K_{F\beta}$	齿向载荷分布系数	由 $K_{H\beta}=1.214$ , $b/m=10.67$ 查图8.3-21得 $K_{F\beta 0}=1.18$ , 由式(8.3-71)得, 取 $K_{F\beta W}=1$ , $K_{F\beta}=0.9$ $K_{F\beta}=1+(K_{F\beta 0}-1)K_{F\beta W}K_{F\beta}=1+(1.18-1)\times 1\times 0.9=1.162$	1.162
$K_{Fa}$	齿间载荷分配系数	$K_{Fa}=K_{Ha}$	1
$K_{Fp}$	行星轮间载荷分配系数	按式(8.3-59) $K_{Fp}=1+1.5(K_{Hp}-1)=1+1.5(1.2-1)=1.3$	1.3
$Y_{Fa0}$	太阳轮齿形系数	$\alpha_0=0.52$ $z_0=15$ 查图2.4-21	2.22
$Y_{Fa1}$	行星轮齿形系数	$\alpha_1=0.419$ $z_1=29$ 查图2.4-21	2.17
$Y_{Sa0}$	太阳轮应力修正系数	查图2.4-25	1.84
$Y_{Sa1}$	行星轮应力修正系数	查图2.4-25	1.88
$Y_\epsilon$	重合度系数	由式(2.4-29) $Y_\epsilon=0.25+0.75/\epsilon_\alpha$ $=0.25+0.75/1.214=0.868$	0.868
$Y_{NT}$	弯曲寿命系数	$N_L > 2 \times 10^6$	1
$Y_{ST}$	试验齿轮应力修正系数	按所给定的 $\sigma_{-1}$ 、 $\sigma_{-2}$ 区域图取 $\sigma_{-1}=\sigma_{-2}$ 时	2.1
$Y_{Dr,IT\pm a}$	太阳轮齿根圆角敏感系数	查图2.4-36	1
$Y_{Dr,IT\pm c}$	行星轮齿根圆角敏感系数	查图2.4-36	1.02
$Y_{Rr,IT}$	齿根表面形状系数	$R_f=2.4$ 查图2.4-38	1.045
$S_{Fmin}$	最小安全系数	按高可靠度查表8.3-24	1.6

$$\begin{aligned} \sigma_{H0} &= Z_H Z_E Z_\beta Z_\epsilon \sqrt{\frac{F_t}{d_f b} \cdot \frac{u+1}{u}} \\ &= 2.6 \times 189.8 \times 0.925 \times 1 \\ &\quad \cdot \sqrt{\frac{3782}{87 \times 32} \times \frac{2.586-1}{2.586}} = 416.6 \text{ N/mm}^2 \\ \sigma_H &= \sigma_{H0} \sqrt{K_A K_V K_{H\beta} K_{Ha} K_{Hp}} \\ &= 416.6 \sqrt{1.25 \times 1.02 \times 1 \times 1.12 \times 1.2} \\ &= 545 \text{ N/mm}^2 \\ \sigma_{Hp} &= \frac{\sigma_{Hlim} Z_H}{S_{Hmin}} Z_L Z_V Z_R Z_W Z_X \\ &= \frac{650 \times 1.03}{1.25} \times 1.06 \times 0.92 \times 0.96 \\ &\quad \times 1.1 \times 1 = 561 \text{ N/mm}^2 \\ \sigma_H &< \sigma_{Hp} \text{ 故接触强度通过} \end{aligned}$$

## ii) 齿根弯曲疲劳强度

仅计算内齿轮, 计算公式仍(8.3-53~8.3-55), 其中与外啮合不同的系数取值有:  $Y_{Fa}=2.065$  (近似值),  $Y_{Sa}=2.458$ ,  $Y_\epsilon=0.774$ ,  $Y_{Dr,IT\pm c}=1.1$ ,  $Y_{Rr,IT\pm c}=1.045$ .

$$\begin{aligned} \sigma_{F0} &= \frac{F_t}{b m_s} Y_{Fa} Y_{Sa} Y_\epsilon Y_\beta \\ &= \frac{3782}{32 \times 3} \times 2.458 \times 2.065 \times 0.774 \times 1 \\ &= 154 \text{ N/mm}^2 \\ \sigma_F &= \sigma_{F0} K_A K_V K_{F\beta} K_{Fa} K_{Fp} \\ &= 154 \times 1.25 \times 1.02 \times 1.162 \times 1 \times 1.3 \\ &= 296.6 \text{ N/mm}^2 \end{aligned}$$

$$\sigma_{Fp} = \frac{\sigma_{Hlim} Y_{ST} Y_{NT}}{S_{Fmin}} Y_{Xrel} Y_{Rrel} Y_X$$

$$= \frac{290 \times 2.1 \times 1}{1.9} \times 1.1 \times 1.045 \times 1$$

$$= 33 \text{ N/mm}^2$$

$\sigma_p < \sigma_{Fp}$  故弯曲强度通过。

以上计算说明齿轮的承载能力足够。

d. 低速级设计计算 设计计算方法与步骤和高速级相同, 此处从略。仅给出主要数据计算结果。

(1) 配齿数  $z_0=26, z'_0=25, z_c=24, z_s=76$   
 $i_1 = i'_{0X} = 4$

(2) 中心距  $a'=91$  模数  $m=3.6$ , 工作齿宽  $b=80$

(3) 变位计算结果 外啮合  $y_{oc}=1, \Delta y_{oc}=0.14, \alpha'_{oc}=25^\circ 24', x_{oc}=1.14, x_c=0.56, x_s=0.58$ 。

内啮合  $y_{ic}=\Delta y_{ic}=0, \alpha'_{ic}=\alpha=20^\circ, x_{ic}=0, x_s=0.58$ 。

(4) 啮合效率  $\eta_1 = \eta_{0\lambda}^6 = 0.98$

e. 均载机构的设计计算

(1) 均载机构位移量计算

1) 高速级行星架浮动的位移量, 由表 8.3-28 计算  $\Delta E_1$  和  $\Delta E_{2max}$  中所含各构件制造误差确定于表 8.3-52。

表 8.3-52 高速级各构件的制造误差

误差名称和代号	误差		取值 ( $\mu\text{m}$ )
	组	成	
太阳轮偏心误差	$E_1$	机体轴孔对基准圆跳动公差之半+齿顶径内跳动公差之半	25
内齿轮偏心误差	$E_3$	齿顶径向跳动公差之半	20
行星轮偏心误差	$E_2$	齿顶径向跳动公差之半	18
行星轮轴孔切向误差	$e$	行星架上行星轮轴孔由于分度不等引起的切向误差	15
行星架偏心误差	$E_4$	行星架中心线与主轴线的同轴度公差	10

$$\Delta E_{2max} = \frac{E_1 + E_3}{2 \cos \alpha} + \frac{4}{3} E_2 + E_4 + \frac{2}{3} e$$

$$= \frac{25 + 20}{2 \cos 20^\circ} + \frac{4}{3} \times 18 + 10 + \frac{2}{3} \times 15 = 67.9 \mu\text{m}$$

$$\Delta E_1 = \sqrt{\frac{E_1^2 + E_3^2}{(2 \cos \alpha)^2} + \left(\frac{4}{3} E_2\right)^2 + E_4^2 + \left(\frac{2}{3} e\right)^2}$$

$$= \sqrt{\frac{25^2 + 20^2}{(2 \cos 20^\circ)^2} + \left(\frac{4}{3} \times 18\right)^2 + 10^2 + \left(\frac{2}{3} \times 15\right)^2}$$

$$= 32.64 \mu\text{m}$$

2) 低速级太阳轮浮动位移量,  $\Delta E_{2max}$  和  $\Delta E_2$  按表 8.3-28 计算。各构件的制造误差确定于表 8.3-53。

表 8.3-53 低速级各构件制造误差

误差名称和代号	误差		数值 ( $\mu\text{m}$ )
	组	成	
太阳轮偏心误差	$E_1$	齿顶径向跳动公差之半+太阳轮轴孔对主轴线的同轴度公差	25
内齿轮偏心误差	$E_3$	齿顶径向跳动公差之半	20
行星轮偏心误差	$E_2$	齿顶径向跳动公差之半	18
行星轮轴孔切向误差	$e$	行星架上行星轮轴孔分度不等引起的切向位置误差	24
行星架偏心误差	$E_4$	机体上行星架轴孔对基准圆径向跳动公差之半	17.5

$$\begin{aligned}\Delta E_{Z_{\max}} &= E_1 + E_3 + \frac{3}{8} E_2 \cos \alpha + 2E_4 \cos \alpha + \frac{4}{3} e \cos \alpha \\ &= 25 + 20 + \frac{3}{8} \times 18 \cos 20^\circ + 2 \times 17.5 \times \cos 20^\circ + \frac{4}{3} \times 24 \times \cos 20^\circ \\ &= 113 \mu\text{m}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\Delta E_r &= \sqrt{E_1^2 + E_3^2 + \left(\frac{3}{8} E_2 \cos \alpha\right)^2 + (2E_4 \cos \alpha)^2 + \left(\frac{4}{3} e \cos \alpha\right)^2} \\ &= \sqrt{25^2 + 20^2 + \left(\frac{3}{8} \times 18 \times \cos 20^\circ\right)^2 + (2 \times 17.5 \times \cos 20^\circ)^2 + \left(\frac{4}{3} \times 24 \times \cos 20^\circ\right)^2} \\ &= 54.6 \mu\text{m}\end{aligned}$$

(2) 浮动联轴器倾斜角的确定 见图8.3-87, 最大倾斜角按式(8.3-79)计算, 按结构设计要求取

$$\begin{aligned}i_g &= 60 \\ \omega &= \frac{\Delta E}{i_g} = \frac{\Delta E_{r_{\max}} + \Delta E_{Z_{\max}}}{i_g} \\ &= \frac{67.9 + 113}{60} = 0.003 \text{ rad}\end{aligned}$$

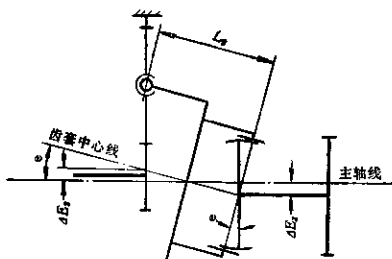


图8.3-87 浮动联接的最大倾斜位置

## 第4章 渐开线少齿差行星齿轮减速器

### 1 概述

少齿差行星齿轮传动, 是以圆柱内齿轮啮合副中, 内齿轮与外齿轮齿数的差值很少而得名, 简称少齿差。少齿差传动中最常用的是圆柱齿轮N型传动。

#### 1.1 类型及传动比

有N型及锥差型两大类。本书中只讨论N型。

N型中的两种简图如图8.4-1及8.4-2所示。

N型的传动比由以下二式计算

内齿轮固定时:

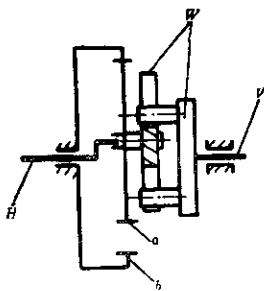


图8.4-1 浮动壳体输出机构简图



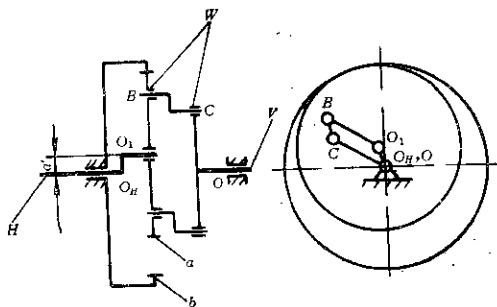


图8.4-2 销轴式输出机构简图

$$i_{HV} = -\frac{z_o}{z_b - z_o} \quad (8.4-1)$$

内齿轮输出时:

$$i_{Ho} = \frac{z_b}{z_b - z_o} \quad (8.4-2)$$

式中  $z_o$ ——外齿轮齿数;  
 $z_b$ ——内齿轮齿数。

### 1.2 主要结构及组成部分

N型的结构型式见图8.4-3~8.4-10的示例,其输出机构的类型有浮动盘式、销轴式、滑块式、零齿差式、少齿差式及双曲柄式等。

## 2 几何计算

### 2.1 变位系数的确定

变位系数由满足重合度  $\epsilon_a > 1$  及不产生齿廓重叠干涉即  $G_s > 0$  而定。

当啮合角  $\alpha'$  已定时, 由下式确定外齿轮的变位系数  $x_a$ :

$$x_a^{(n+1)} = x_a^{(0)} - \frac{G_s(x_a^{(n)}, x_b^{(n)}) - [G_s]}{\frac{dG_s}{dx_a}(x_a^{(n)}, x_b^{(n)})} \quad (n=0, 1, 2, \dots) \quad (8.4-3)$$

式中  $[G_s]$  为  $G_s$  的预期值, 一般取  $[G_s] = 0.05$  左右。

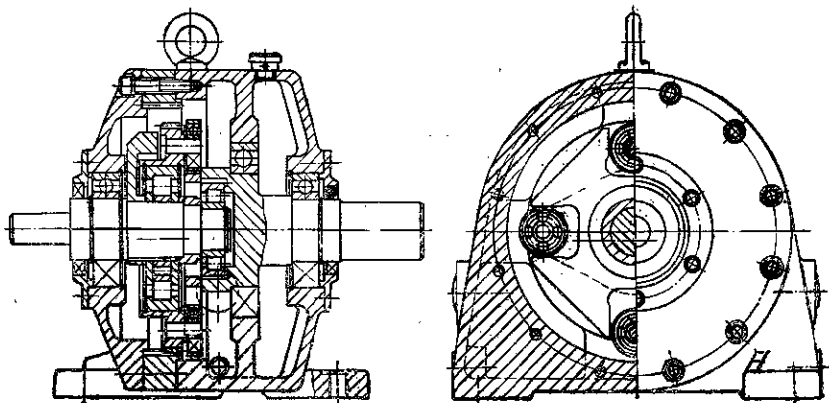


图8.4-3 单偏心浮动盘式N型减速器

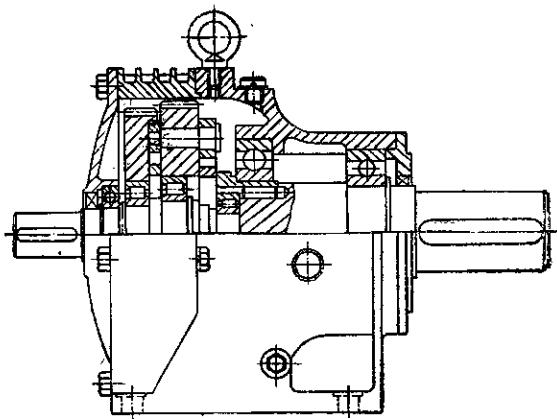


图8.4-4 双偏心浮动盘式N型减速器

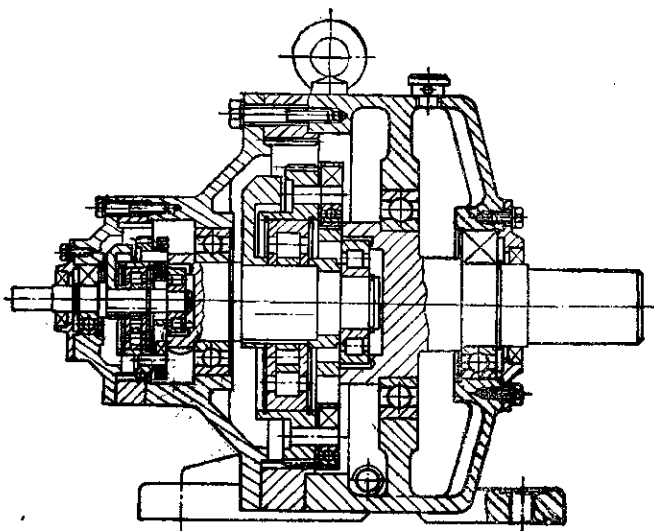


图8.4-5 单偏心浮动盘式N型双轴减速器

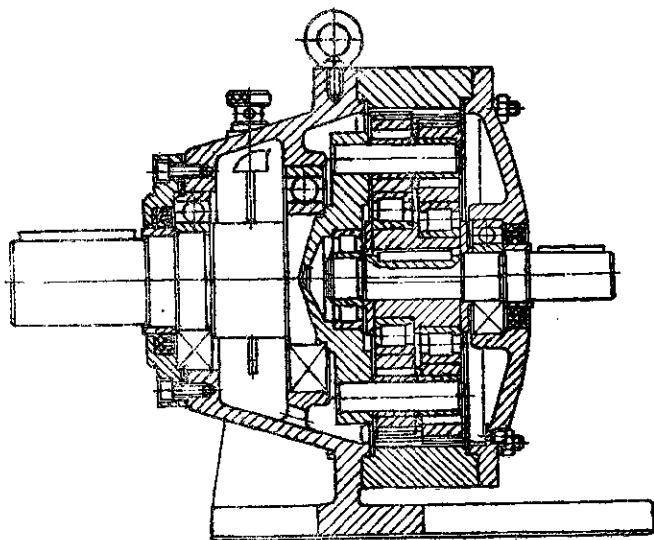


图 8.4-6 双偏心销轴式 N 型减速器

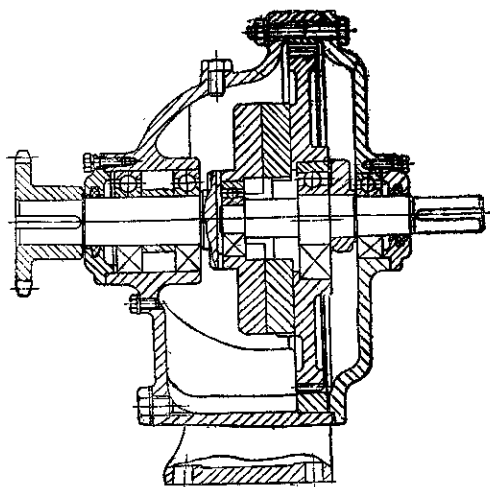


图 8.4-7 单偏心滑块式 N 型减速器

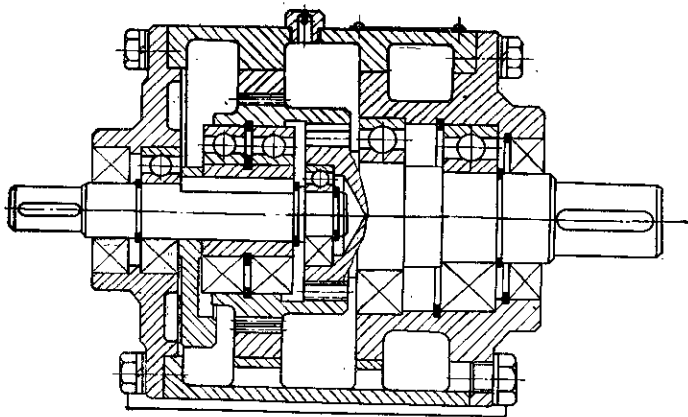


图8.4-8 零齿差式N型减速器

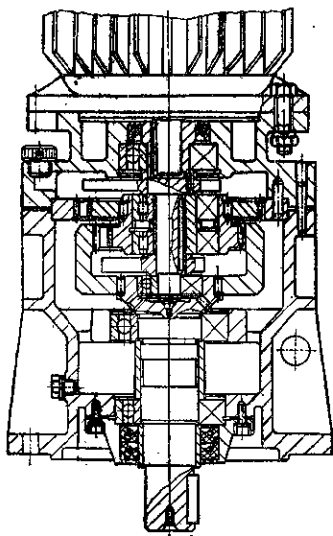


图8.4-9 立式少齿差式N型减速器

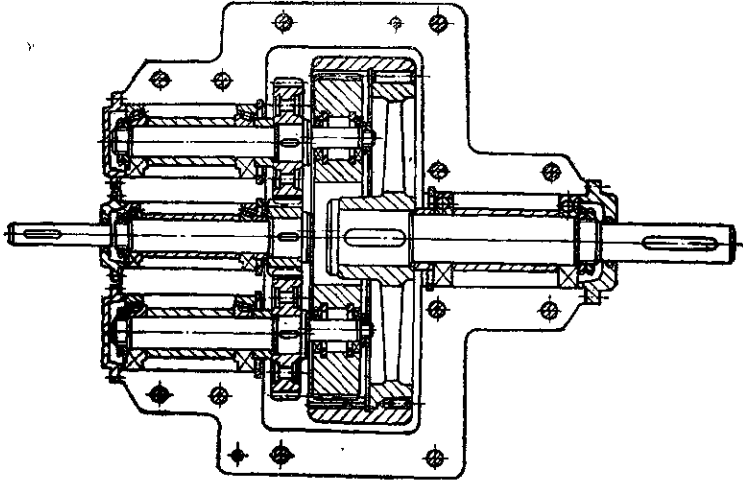


图8.4-10 双曲柄式N型减速器

齿顶圆半径用式(8.4-5)及(8.4-6)计算时,由推导得

$$\frac{dG_s}{dx_a} \approx \frac{2(\sin\alpha_{aa} - \sin\alpha_{as})}{\cos\alpha} \dots 2(\delta_1 - \delta_2) \quad (8.4-4)$$

$$r_{aa} = r_a + m(h_a^* + x_a) \quad (8.4-5)$$

$$r_{ab} = r_b - m(h_b^* - x_b) \quad (8.4-6)$$

式中  $x_b$ ——内齿轮变位系数,

$\alpha_{aa}$ ——外齿轮齿顶圆压力角;

$\alpha_{ab}$ ——内齿轮齿顶圆压力角;

$\delta_1, \delta_2$ 见式(8.4-9)及(8.4-10)。

重合度 $e_a$ 的计算如下:

$$e_a = \frac{1}{2\pi} [z_a(\tan\alpha_{aa} - \tan\alpha') - z_b(\tan\alpha_{ab} - \tan\alpha')] \quad (8.4-7)$$

齿廓重叠干涉的验算由下式计算

$$G_s = z_a(\delta_1 + \text{inv}\alpha_{aa}) + (z_b - z_a)\text{inv}\alpha' - z_b(\delta_2 + \text{inv}\alpha_{ab}) \quad (8.4-8)$$

式中  $\delta_1 = \arccos \frac{r_{a2}^2 - r_{as}^2 - a'^2}{2a'r_{as}} \quad (8.4-9)$

$$\delta_2 = \arccos \frac{r_{b2}^2 - r_{as}^2 + a'^2}{2a'r_{as}} \quad (8.4-10)$$

$a'$ ——齿轮啮合中心距。

只要啮合角取得合适,就能满足 $e_a > 1$ 及 $G_s > 0$ 的要求。

## 2.2 啮合角及齿顶高系数的确定

a. 齿形角 $\alpha$  设计时,通常均选用标准刀具,即 $\alpha = 20^\circ$ 。

b. 齿顶高系数 $h_a^*$  齿轮的齿顶高系数减小时,有利于减小啮合角,有时对提高齿轮副的啮合效率有利,但也使重合度减小。通常选用 $h_a^* = 0.6 \sim 0.8$ 。

刀具的齿顶高系数有 $h_a^* = 1.25, 1.3$ 及 $1.35$ 三种。一般不将刀具磨成短齿,即齿轮的齿根较高大。

c. 啮合角 $\alpha'$  增大啮合角是避免齿廓重叠干涉的必要措施。

对于 $\alpha = 20^\circ$ 的短齿内啮合齿轮副,啮合角可按表8.4-1选取。

## 2.3 示例

内啮合齿轮副,  $m = 3\text{mm}$ ,  $\alpha = 20^\circ$ ,  $z_a = 51$ ,  $z_b = 52$ ,  $\alpha' = 56^\circ$ ,  $h_a^* = 0.75$ ,

求 $G_s \approx 0.045$ 时的 $x_a$ 及 $x_b$ 应为多少。

$x_a$ 的初始值可以取为零。本题取初始值为 $x_a^{(0)} = 0.015$   $z_a = 0.765$

根据啮合方程可算出 $x_b^{(0)} = 1.438$ , 则

表8.4-1 啮合角

齿数差	齿顶高系数 $\varepsilon$			重合度	齿廓重迭干涉计算值
	0.6	0.7	0.8		
$z_2 = z_b - z_c$	啮合角 $\alpha'$			$\varepsilon_a$	$G_s$
1	49°	52°	54°	1.050	$\geq 0.05$
2	36°	38°	39°	1.100	$\geq 0.05$
3	29°	30°	31°	1.125	$\geq 0.05$
4	24°	25°	26°	1.150	$\geq 0.05$

$$G_s(x_a^{(8)}, x_b^{(8)}) = 0.061$$

$$\frac{dG_s}{dx_a}(x_a^{(8)}, x_b^{(8)}) = 0.147$$

$$x_a^{(1)} = 0.656$$

$$x_b^{(1)} = 1.329$$

$$G_s(x_a^{(2)}, x_b^{(2)}) = 0.0415$$

$$\frac{dG_s}{dx_a}(x_a^{(2)}, x_b^{(2)}) = 0.153$$

$$x_a^{(2)} = 0.68$$

$$x_b^{(2)} = 1.353$$

$$G_s(x_a^{(3)}, x_b^{(3)}) = 0.045$$

$$\varepsilon_a(x_a^{(3)}, x_b^{(3)}) = 1.13$$

### 3 浮动盘式输出机构

#### 3.1 特点

与其他型式的输出机构比较, 浮动盘式输出机构有如下特点:

- (1) 效率较高, 承载能力大, 可连续运转;
- (2) 结构较新, 比销轴式结构简单, 容易制造, 装配及维修都方便。使用效果好, 制造成本低。在单偏心传动时, 可实现小传动比 ( $i_{HV} = 6.3$ );
- (3) 输出转矩为力偶矩, 对行星齿轮轴承 (转臂轴承) 没有作用力, 提高了轴承的承载能力、效率和寿命。

#### 3.2 结构型式

有浮动盘滚动轴承式, 见图8.4-11及浮动盘滚套式, 见图8.4-12。

### 3.3 浮动盘结构设计及尺寸计算

#### 3.3.1 结构型式

(1) 图8.4-11用于小功率减速器, 结构简单, 外形尺寸小。

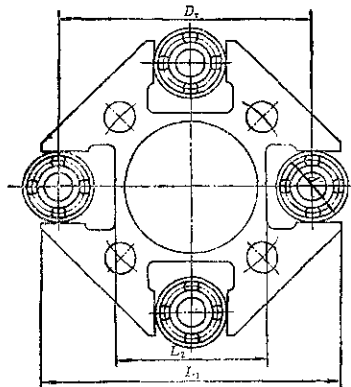


图8.4-11 浮动盘滚动轴承式

(2) 图8.4-12用于中小功率减速器, 此种结构型式可降低盘体重量。

(3) 图8.4-13用于较大功率减速器, 是一种装配式结构, 便于加工和改善淬火条件, 节省轴承钢材料, 还可大大减少盘体的重量。

#### 3.3.2 浮动盘几何尺寸计算

参阅图8.4-11。

(1) 双偏心传动, 两行星齿轮中间的浮动盘尺寸:

$$L_1 = D_1 + 4a' + (3 \sim 6) \text{ mm} \quad (8.4-11)$$

$$L_2 = D_2 - d' - 4a' - (1 \sim 2) \text{ mm} \quad (8.4-12)$$

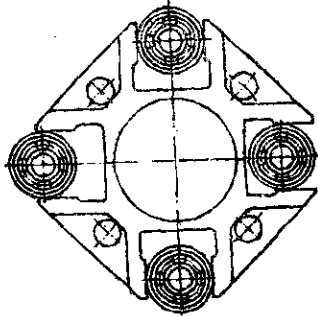


图8.4-12 浮动套滚变式

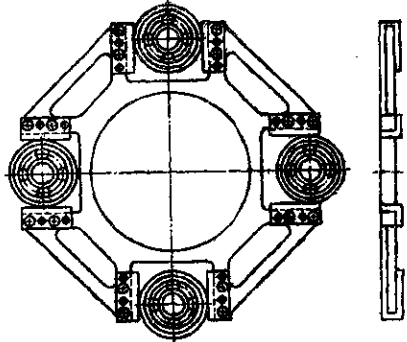


图8.4-13 浮动套滚套装配式结构

(2) 单、双偏心传动, 输出侧浮动盘尺寸,  
 $L_1 = D_2 + 2a' + (3 \sim 6)$  mm (8.4-13)  
 $L_2 = D_2 - d' - 2a' - (1 \sim 2)$  mm (8.4-14)

式中  $D_2$ ——销轴中心分布圆直径 mm;

$d'$ ——滚子外径 mm;  
 $a'$ ——偏心距(即齿轮副的中心距) mm。

(3) 销轴中心分布圆直径尺寸见表8.4-2。

表8.4-2 销轴中心分布圆直径尺寸

低速轴转矩 $T_2$ (N·m)	15	50	150	250	500	1000	2000	2700	4500	8000	12000	25000
$D_2$ (mm)	52	65	77	120	145	180	215	240	290	330	360	440

### 3.3.3 输出机构强度计算

(1) 销轴弯曲强度计算  
 参阅图8.4-14。

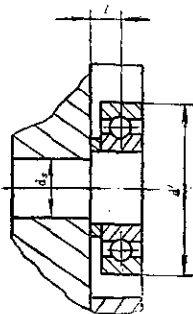


图8.4-14 固定销轴的强度分析

$$\sigma_F = \frac{10000T_2 l}{D_2 d_s^3} \leq [\sigma]_{Fe} \quad (8.4-15)$$

(2) 销轴套与滑槽平面的接触强度计算

$$\sigma_H = 8485 \sqrt{\frac{T_2}{D_2 L_H d'}} \leq [\sigma]_H \quad (8.4-16)$$

式中  $T_2$ ——输出转矩 N·m;

$D_2$ 及 $d'$ ——销轴中心分布圆直径及滚子外径 mm;

$l$ ——力臂长度 mm;

$d_s$ ——销轴直径 mm;

$l_H$ ——销套与滑槽接触宽度 mm;

$[\sigma]_H$ ——许用接触应力。

当HB < 300时, 取 $[\sigma]_H = (2.5 \sim 3)HB$  N/mm<sup>2</sup>;

当HRC > 30时, 取 $[\sigma]_H = (25 \sim 30)HRC$  N/mm<sup>2</sup>;

$[\sigma]_{Fe}$ ——许用弯曲应力, N/mm<sup>2</sup>, 按表8.4-3选取。

表8.4-3 许用弯曲应力

材料牌号	表面硬度HRC	$[\sigma]_{Fe}$ (N/mm <sup>2</sup> )
20CrMnTi	56~62	150~200
20CrMnMo	56~62	150~200
45Cr	45~55	120~150
GCr15	60~64	150~200

## 4 传动效率的计算

减速器的总效率由下式计算

$$\eta \approx \eta_e \eta_p \eta_s \quad (8.4-17)$$

式中  $\eta$ ——总效率 (未考虑轴支撑轴承及搅油等损失);

$\eta_e$ ——行星机构的啮合效率;

$\eta_p$ ——输出机构的效率;

$\eta_s$ ——转臂轴承的效率。

## 4.1 行星机构的啮合效率

当内齿轮固定, 用于减速传动时, 行星机构的啮合效率为:

$$\eta_e = \frac{(z_b - z_a)\eta_e^H}{z_b - z_a\eta_e^H} \quad (8.4-18)$$

式中  $\eta_e^H$ ——转化机构的啮合效率

$$\eta_e^H = 1 - \mu_e \left( \frac{1}{z_1} - \frac{1}{z_2} \right) (E_1 + E_2) \quad (8.4-19)$$

式中  $E_1$  及  $E_2$  由  $e_{a1}$  和  $e_{a2}$  的值决定, 共有六种情况:

$$\text{当 } 0 \leq e_{a1} \leq 1 \text{ 时, } E_1 = 0.5 - e_{a1} + e_{a1}^2 \quad (8.4-20)$$

$$\text{当 } 0 \leq e_{a2} \leq 1 \text{ 时, } E_2 = 0.5 - e_{a2} + e_{a2}^2 \quad (8.4-21)$$

$$\text{当 } e_{a1} > 1 \text{ 时, } E_1 = e_{a1} - 0.6 \quad (8.4-22)$$

$$\text{当 } e_{a2} > 1 \text{ 时, } E_2 = e_{a2} - 0.5 \quad (8.4-23)$$

$$\text{当 } e_{a1} < 0 \text{ 时, } E_1 = 0.5 - e_{a1} \quad (8.4-24)$$

$$\text{当 } e_{a2} < 0 \text{ 时, } E_2 = 0.5 - e_{a2} \quad (8.4-25)$$

其中

$$e_{a1} = z_a (\tan \alpha_{a0} - \tan \alpha') / (2\pi) \quad (8.4-26)$$

$$e_{a2} = z_b (\tan \alpha' - \tan \alpha_{a0}) / (2\pi) \quad (8.4-27)$$

$\mu_e$  为齿廓摩擦系数,  $\mu_e = 0.05 \sim 0.10$

## 4.2 输出机构的效率

在内齿轮固定, 用于减速传动时, 输出机构的效率为:

$$\eta_p = \frac{(z_b - z_a)\eta_p^H}{z_b - z_a\eta_p^H} \quad (8.4-28)$$

式中  $\eta_p^H$ ——输出机构在转化机构中的效率。

对于两个行星齿轮中间的浮动盘, 滑动摩擦时:

$$\eta_p^H = \left( \frac{1}{1 + \frac{1}{2\mu_p d'}} \right)^2 \quad (8.4-29)$$

对于输出侧浮动盘, 滑动摩擦时:

$$\eta_p^H = \left( \frac{1}{1 + \frac{\mu_p d'}{\pi R_s}} \right)^2 \quad (8.4-30)$$

对于输出侧浮动盘, 滚动摩擦时:

$$\eta_p^H = \left( \frac{1}{1 + \frac{d' (2K + \mu_p d_n)}{2\pi^2 R_s d'}} \right)^2 \quad (8.4-31)$$

式中  $\mu_p$ ——滑动摩擦系数;

$K$ ——滚动摩擦系数;

$d_n$ ——滚动轴承内径 mm;

$d'$ ——滚动轴承外径 mm;

$R_s$ ——销轴中心分布圆半径 mm;

## 4.3 转臂轴承的效率

使用浮动盘输出机构时, 转臂轴承的效率由下式计算:

$$\eta_s = 1 - \frac{\mu_b d_n}{m(z_b - z_a) \cos \alpha} \quad (8.4-32)$$

式中  $\mu_b$ ——转臂轴承的摩擦系数。

## 4.4 示例

卧式渐开线少齿差行星齿轮减速器,  $z_a = 81$ ,  $z_b = 82$ ,  $i_{HV} = 81$ , 单偏心传动, 内齿轮固定,  $m = 2.75 \text{ mm}$ ,  $x_a = -0.7655$ ,  $x_b = -0.3886$ ,  $h_a^* = 0.6$ ,  $\alpha = 20^\circ$ 。计算减速器总效率。

由计算得:

$$d_a = m z_a = 222.75 \text{ mm}$$

$$d_b = m z_b = 225.5 \text{ mm}$$

$$d_{a0} = m(z_a + 2h_a^* + 2x_a) = 221.84 \text{ mm}$$

$$d_{b0} = m(z_b - 2h_b^* + 2x_b) = 220.06 \text{ mm}$$

$$\alpha_{a0} = \arccos(d_a \cos \alpha / d_{a0}) = 19.344^\circ$$

$$\alpha_{b0} = \arccos(d_b \cos \alpha / d_{b0}) = 15.651^\circ$$

$$\alpha' = 48.7429^\circ$$

$$e_{a1} = 1.050$$

$$G_e = 0.061$$

$$e_{a1} = -10.17$$

$$e_{a2} = 11.22$$

$$E_1 = 0.5 - e_{a1} = 10.67$$

$$E_2 = e_{a2} - 0.5 = 10.72$$

取  $\mu_e = 0.08$  时

$$\eta_e^H = 0.9992$$

$$\eta_e = 0.938$$

由计算得  $a' = 1.96 \text{ mm}$

取  $R_s = 87.5 \text{ mm}$



取  $K=0.002$ ,  $\mu_p=0.1$ , 滚动轴承的  $d_n=15\text{mm}$ ,  
 $d'=42\text{mm}$ ,

$$\eta_p^H=0.9999$$

$$\eta_p=0.992$$

又取  $\mu_s=0.002$ , 转臂轴承的  $d_n=65\text{mm}$ ,

$$\eta_s=0.95$$

因此, 总效率的计算值为

$$\eta \approx \eta_e \cdot \eta_p \cdot \eta_s = 0.88$$

### 5 轮齿强度及转臂轴承和输出机构轴承的寿命计算

#### 5.1 轮齿弯曲强度计算

对于渐开线少齿差行星齿轮传动, 可只校核齿根的弯曲强度, 因实际上是多齿接触受力, 以及图 8.4-16~8.4-19 是用  $36^\circ$  切线法求齿形系数, 故这种计算方法是极其粗略的。其计算式如下:

$$\sigma_F = \frac{F_t}{b \cdot m} K_A \cdot K_V Y_F Y_S \quad (8.4-33)$$

$$S_F = \frac{\sigma_{F11m}}{\sigma_F} Y_N Y_S Y_X \geq S_{Fmin} \quad (8.4-34)$$

式中  $\sigma_F$ ——计算齿根应力  $\text{N/mm}^2$ ;

$F_t$ ——端面内分度圆上的名义切向力

$$F_t = \frac{2000T}{d} \text{ N}$$

$d$ ——齿轮分度圆直径  $\text{mm}$ ;

$T$ ——名义转矩  $\text{N} \cdot \text{m}$ ;

$b$ ——工作齿宽  $\text{mm}$ ;

$K_A$ ——使用系数;

$K_V$ ——动载系数, 见图 8.4-15;

$Y_F$ ——齿形系数, 见图 8.4-16~8.4-19;

$Y_S$ ——重合度系数, 对 N 型少齿差传动,

可取如下数值: 当  $z \leq 50$  时,  $Y_S = 0.55$ ; 当  $z > 50 \sim 63$  时,  $Y_S = 0.45$ ; 当  $z > 63$  时,  $Y_S = 0.35$ ;

$\sigma_{F11m}$ ——试验齿轮的弯曲疲劳极限  $\text{N/mm}^2$ ;

$Y_N$ ——弯曲强度的寿命系数, 对 N 型少齿差传动, 可取  $Y_N = 1$ ;

$Y_S$ ——应力修正系数, 如齿根的圆角半径不小于  $0.25m$ , 取  $Y_S = 1$ ;

$Y_X$ ——尺寸系数, 当  $m \leq 5$  时, 取  $Y_X = 1$ ; 当  $m > 5$  时, 取  $Y_X = 0.95$ ;

$S_F$ ——弯曲强度的计算安全系数;

$S_{Fmin}$ ——弯曲强度最小安全系数, 对 N 型少齿差传动, 取  $S_{Fmin} = 1$ 。

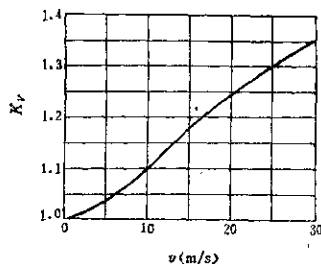


图 8.4-15 动载系数  $K_V$

外齿轮的齿形系数, 当外齿轮用齿形角  $\alpha = 20^\circ$ , 刀具齿顶高系数  $h_{a0}^* = 1.25$ , 刀具齿顶圆角  $r = 0.38m$  的齿条刀 (滚刀) 加工的齿轮, 若齿轮的齿顶高系数  $h_a^* = 0.55, 0.60, 0.65, 0.70, 0.75, 0.8$  时, 其齿形系数可从图 8.4-16~8.4-19 中查取。

用标准齿高的刀具加工内齿轮, 当  $\alpha = 20^\circ$  时, 内齿轮的齿形系数  $Y_F$ , 按下式计算:

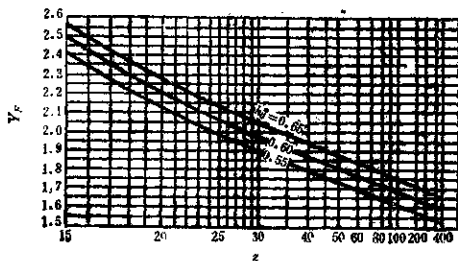


图 8.4-16 齿形系数  $Y_F$

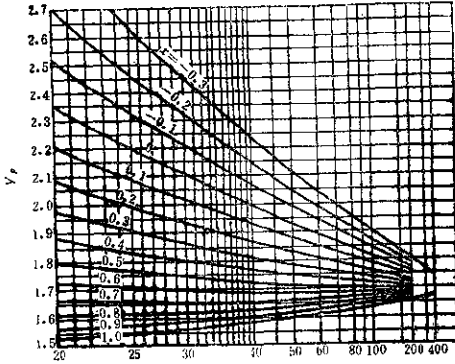


图8.4-17 齿形系数  $Y_F$  ( $\beta^*=0.7$ )

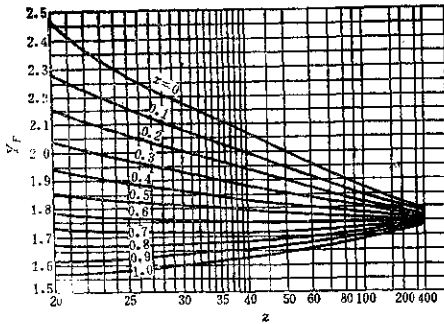


图8.4-18 齿形系数  $Y_F$  ( $\beta^*=0.75$ )

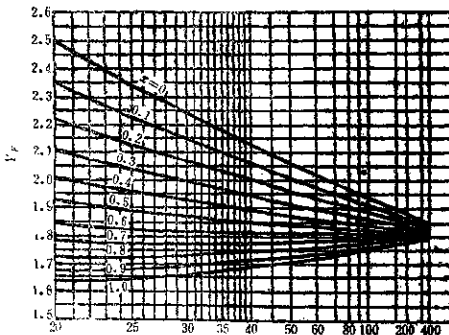


图8.4-19 齿形系数  $Y_F$  ( $\beta^*=0.8$ )

$$Y_F = 2.063 - 1.268 \left( 2.25 - \frac{d_{F2} - d_{F1}}{2m} \right) \quad (8.4-35)$$

### 5.2 转臂轴承及输出机构轴承寿命计算

(1) 转臂轴承的设计寿命不低于3000小时, 其设计程序与普通轴承同。

(2) 输出机构轴承因其运动型式是往复深动, 故应按静载荷计算, 其安全系数  $s_0 = 0.5 \sim 1.2$ 。

## 6 减速器系列设计<sup>⊖</sup>

### 6.1 型式

新开线少齿差行星齿轮减速器系列设计分为双轴型卧式、立式, 异步电动机或防爆电动机直联型卧式、立式以及单级、双级等多种型式。

### 6.2 主要技术参数

该减速器系列的主要技术参数见表8.4-4。

## 7 减速器的技术要求

### 7.1 工作条件

(1) 双轴型减速器的工作环境温度为  $-40 \sim +40^\circ\text{C}$ , 最高油温不超过  $85^\circ\text{C}$ 。

(2) 电动机直联型减速器的供电电源的额定电压为380V, 额定频率为50Hz, 当海拔不超过1000m时, 允许工作环境温度不超过  $40^\circ\text{C}$ 。

(3) 各种型式N型减速器均适用于正、反两个方向运转。

### 7.2 机座

(1) 材料为HT20-40灰铸铁。

(2) 粗加工后进行时效处理。

<sup>⊖</sup> 这里介绍沈阳电工专用设备研究所设计的减速器系列。

表8.4-4 渐开线少齿差行星齿轮减速器系列参数

传动级数	机型系列	传动比系列	输入功率 (kW)	输出转矩 (N·m)
单 级	07, 08, 10, 15, 18, 23, 28, 30, 35, 40, 45, 55	6.3, 8, 9, 10, 11, 12.5, 14, 16, 17, 18, 20, 22.4, 25, 28, 29, 31.5, 35.5, 40, 43, 45, 50, 56, 59, 63, 71, 80, 87, 100	0.08~55	4~22930
双 级	1507, 1808, 2310 2815, 3018, 3518 4023, 4528, 5528	112, 125, 140, 160, 180, 200, 224, 250, 280, 315, 355, 400, 450, 500, 560, 630, 710, 800, 1000, 1250, 1400, 1600, 1800, 2000, 2240, 2500, 2800, 3150, 3550, 4000, 5000, 5800, 6300, 7100, 8000, 10000	0.09~18.5	56~25000

(3) 尺寸精度和表面粗糙度见表8.4-5。

表8.4-5 机座尺寸精度和表面粗糙度

部位名称	尺寸精度	表面粗糙度
轴 承 孔	J7(采用非调心轴承)	▽5
	H7(采用调心轴承)	
与内齿轮配合的孔径	H8	

(4) 形位公差见表8.4-6。形位公差等级和公差值应符合GB1184—80《形状和位置公差》的规定。

表8.4-6 机座的形位公差

部位及形位公差名称	公差等级
轴承孔、与内齿轮配合孔的圆度	7
轴承孔的同轴度	7
与内齿轮配合的孔对两轴承孔轴心线的同轴度	8
与内齿轮配合的孔端面对两轴承孔轴心线的垂直度	6

(5) 机座中心高的尺寸偏差及机座底平面与机座孔轴心线平行度公差应符合表8.4-7的规定。

表8.4-7 机座中心高尺寸偏差

mm

机座中心高 $H$	中心高的尺寸偏差	平 行 度 偏 差		
		$2.5H > L$	$2.5H < L < 4H$	$L > 4H$
$> 50 \sim 250$	0 -0.5	0.25	0.40	0.50
$> 250 \sim 630$	0 -1.0	0.50	0.75	1.00

注：L为减速器两轴伸端之间的长度尺寸。

### 7.3 内齿轮

(1) 材料为45号钢，调质处理，硬度为HB230~245。

(2) 尺寸精度和表面粗糙度见表8.4-8。

(3) 形位公差见表8.4-9。形位公差等级和公差值应符合GB1184—80的规定。

(4) 齿的精度为8级JB179—83。

表8.4-8 内齿轮尺寸精度和表面粗糙度

部位名称	尺寸精度	表面粗糙度
与机座配合的外圆	h6	▽
与端盖配合的孔	H7	

表8.4-9 内齿轮形位公差

部位及形位公差名称	公差等级
与机座配合的外圆的圆度	6或7
与端盖配合孔的圆度	7或8
齿顶圆与机座配合外圆轴心线的同轴度	7
与机座配合圆的端面对机座配合圆轴心线的垂直度	6
与端盖配合端面对与机座配合端面的平行度	6

## 7.4 外齿轮

(1) 材料为40Cr钢, 经调质处理, 硬度为HB236~260。

(2) 销轴中心分布圆尺寸公差按JS10。

(3) 齿的精度为8级JB179-83。

(4) 尺寸精度和表面粗糙度见表8.4-10。

表8.4-10 外齿轮尺寸精度和表面粗糙度

部位名称	尺寸精度	表面粗糙度
轴承孔	I7 或 H7	▽
销轴孔	H7	
齿顶圆	h9	▽

(5) 形位公差见表8.4-11。

表8.4-11 外齿轮形位公差

部位及形位公差名称	公差等级
与轴承配合孔的圆度	7
与轴承配合孔的轴心线对基准端面的垂直度	6
销轴孔的轴心线与轴承配合孔的轴心线的平行度	
两端面的平行度	

## 7.5 低速轴

(1) 材料为45号钢, 经调质处理, 硬度为HB217~246。

(2) 对销轴孔、销轴中心分布圆的要求按7.4的规定。

(3) 尺寸精度和表面粗糙度见表8.4-12。

(4) 形位公差见表8.4-13。

表8.4-12 低速轴尺寸精度和表面粗糙度

部位名称	尺寸精度	表面粗糙度
与轴承配合的两轴颈	Js6 或 k6	▽
轴承孔	H7 或 J7	

表8.4-13 低速轴形位公差

部位及形位公差名称	公差等级
与轴承配合的轴颈, 轴承孔、轴伸直径的圆度	6或7
轴承孔的表面对与轴承配合的两轴颈轴心线的圆跳动	8
轴伸直径的表面对与轴承配合的两轴颈轴心线的圆跳动	8
销轴孔的轴心线对与轴承配合的两轴颈轴心线的平行度	7

## 7.6 高速轴

(1) 材料为45或40Cr钢, 经调质处理, 硬度为217~245HB。

(2) 尺寸精度和表面粗糙度见表8.4-14。

表8.4-14 高速轴尺寸精度和表面粗糙度

部位名称	尺寸精度	表面粗糙度
与偏心套配合的轴颈	g6	▽
与轴承配合的两轴颈	js6	

(3) 形位公差见表8.4-15。

表8.4-15 高速轴的形位公差

部位及形位公差名称	公差等级
与轴承配合的轴颈及与偏心套配合的轴颈的圆度	6或7
与偏心套配合的轴颈表面及对两轴承配合的轴颈轴心线的圆跳动	7

## 7.7 浮动盘

(1) 材料为GCr15或GCr15SiMn, 经热处理后硬度为HRC58~62, 金相组织为隐晶马氏体+结晶马氏体+细小均匀渗碳体(马氏体≤3级)。

允许采用机械性能相当的其他材料。

(2) 尺寸精度和表面粗糙度见表 8.4-16。

表 8.4-16 浮动盘尺寸精度和表面粗糙度

部位名称	尺寸精度	表面粗糙度
浮动盘槽宽尺寸公差	F8	6.3
浮动盘厚度尺寸公差	Js10	6.3

(3) 形位公差见表 8.4-17。

表 8.4-17 浮动盘的形位公差

部位及形位公差名称	公差等级
浮动盘两平面的平行度	6
槽工作面对基准平面的垂直度	6
槽两工作面的平行度	6
两槽的工作面对其公共对称平面的对称度	8或9

表 8.4-18 偏心套尺寸精度和表面粗糙度

部位名称	尺寸精度	表面粗糙度
与轴承配合的外径	h6	6.3
与高速轴配合的孔径	H7或G8	6.3
偏心套的宽度	D9	6.3

表 8.4-19 偏心套的形位公差

部位及形位公差名称	公差等级
与轴承配合的外径圆度	6或7
与轴承配合的外径与基准端面的垂直度	5
两平面的平行度	6或8
外圆的轴线与内孔的轴线的平行度	6或7

### 7.9 装配

(1) 各零件装配后其配合关系见表 8.4-20。

表 8.4-20 配合表

配合零件	配合关系	配合零件	配合关系
内齿轮和机座	H7/h6	偏心套和高速轴	H7/g6
内齿轮和端盖	H7/h6	浮动盘槽口和滚子	F8/h6
销轴和外齿轮(或输出轴)	H7/r6	配重块和高速轴	H8/g6

### 7.8 偏心套

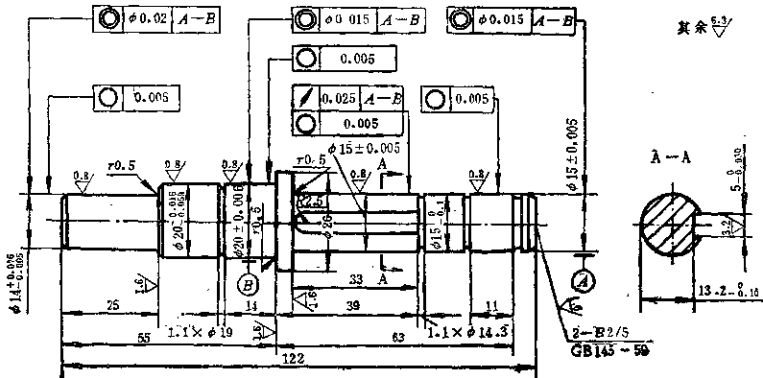
(1) 材料为 45 号钢，调质处理，硬度为 HB220~245，或材料为 GCr15，其它要求按 7.7 中(1)的规定。

(2) 键按 GB1566-79《薄型平键、键和键槽的剖面尺寸》规定。

(3) 尺寸精度和表面粗糙度见表 8.4-18。

(4) 形位公差见表 8.4-19。

(5) 偏心距的极限偏差为 G8。



#### 技术要求

1. 未注倒角 0.5×45°
2. 热处理：调质硬度 HB217~245

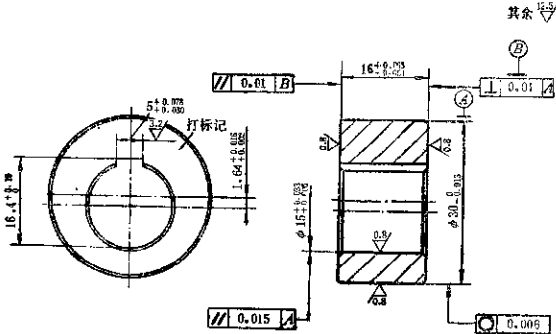
图 8.4-20 高速轴工作图示例



(2) 随同外齿轮共同绕定轴轴线旋转的全部零件, 装在高速轴上, 作静平衡检验, 去重后达到静平衡。

8 工作图

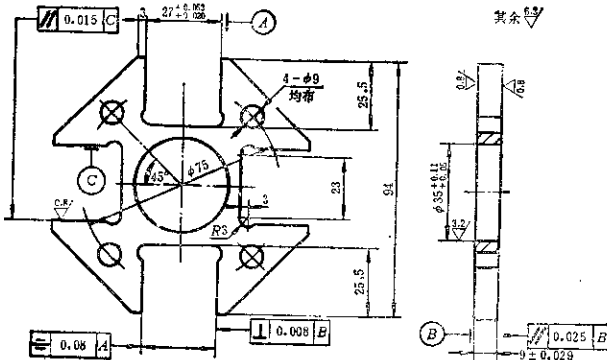
各零件的工作图见图8.4-20~8.4-25。



技术要求

1. 未注倒角  $1 \times 45^\circ$
2. 热处理: 调质, 硬度 HB220~245
3. 标记处打: 传动比和代号

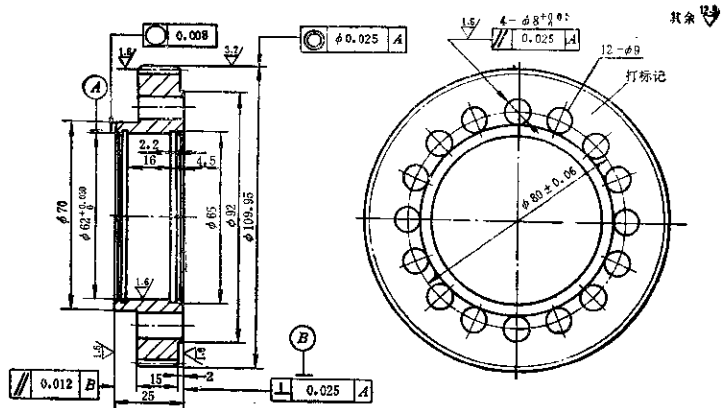
图8.4-22 偏心套工作图示例



技术要求

1. 所有尖角倒钝  $R0.1$
2. 粗加工后探伤处理, 不得有裂纹存在
3. 热处理: 四槽淬火硬度 HRC60~62

图8.4-23 浮动盘工作图示例



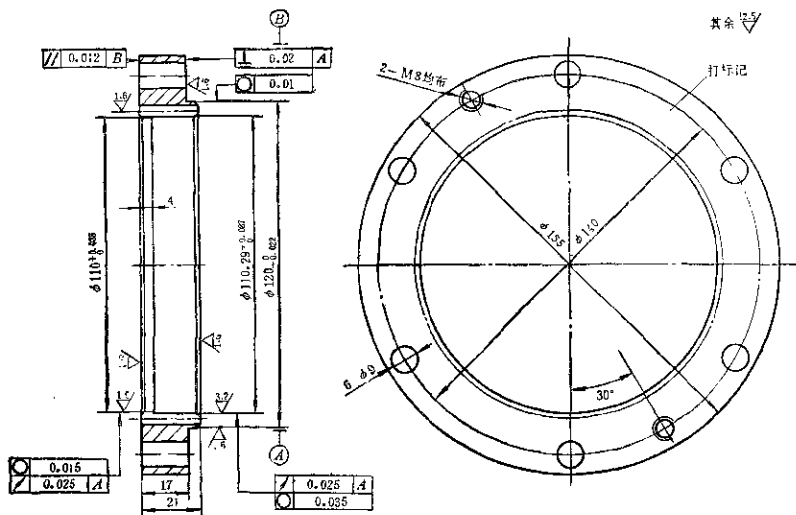
技术要求

1. 未注倒角 $1 \times 45^\circ$
2. 热处理: 调质硬度235~250HB
3. 标记处打: 传动比及代号

7	公法线测量尺寸	$W$	$39.80 \begin{matrix} -0.08 \\ -0.16 \end{matrix}$	
6	齿的精度		8-FH	JB179-83
5	变位系数	$x_1$	0.6E	
4	齿顶高系数	$h_a^*$	0.5	
3	齿形角	$\alpha$	$20^\circ$	
2	模数	$m$	1.5	
1	齿数	$z_a$	71	
序号	名称	符号	数值	备注
齿轮参数及测量尺寸				

图8.4-24 外齿轮工作图示例





## 技术要求

1. 未注倒角 $1 \times 45^\circ$
2. 热处理: 调质硬度 $230 \sim 245\text{HB}$
3. 标记处打: 传动比及代号

8	跨棒测量尺寸	$M$	$108.37^{+0.43}_{+0.21}$	
7	测量棒直径	$d_p$	2.5	
6	齿的精度		8-FH	1B179-83
5	变位系数	$x_z$	0.1648	
4	齿顶高系数	$h_a^*$	0.5	
3	齿形角	$\alpha$	$20^\circ$	
2	模数	$m$	1.5	
1	齿数	$z_b$	73	
序号	名称	符号	数值	备注
齿轮参数及测量尺寸				

图8.4-25 内齿轮工作图示例

## 第5章 摆线针轮行星减速器

### 1 摆线针轮行星减速器结构

摆线针轮行星减速器主要由四部分组成, 见图 8.5-1。

(1) 转臂(行星架)。由输入轴 8 和偏心套 5 组成。

(2) 摆线轮(行星轮)。为使回转变部分达到平衡, 两个摆线轮均通过滚子轴承装在互为 $180^\circ$ 的

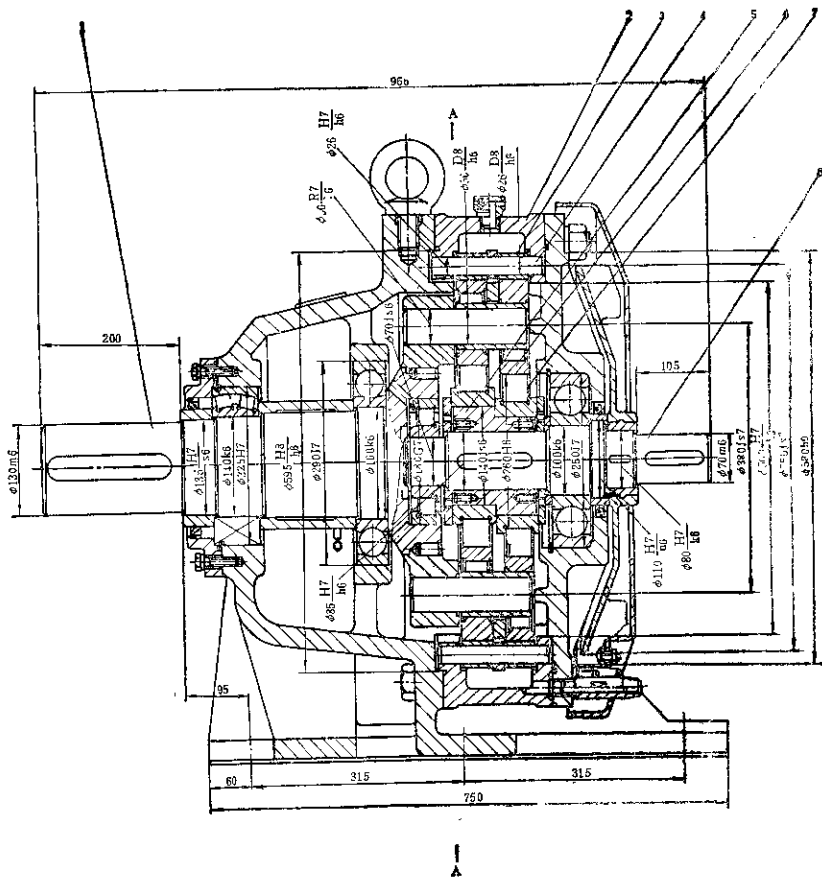


图8.5-1 摆线针轮  
1—输出轴 2—针齿壳 3—针齿套 4—针齿销

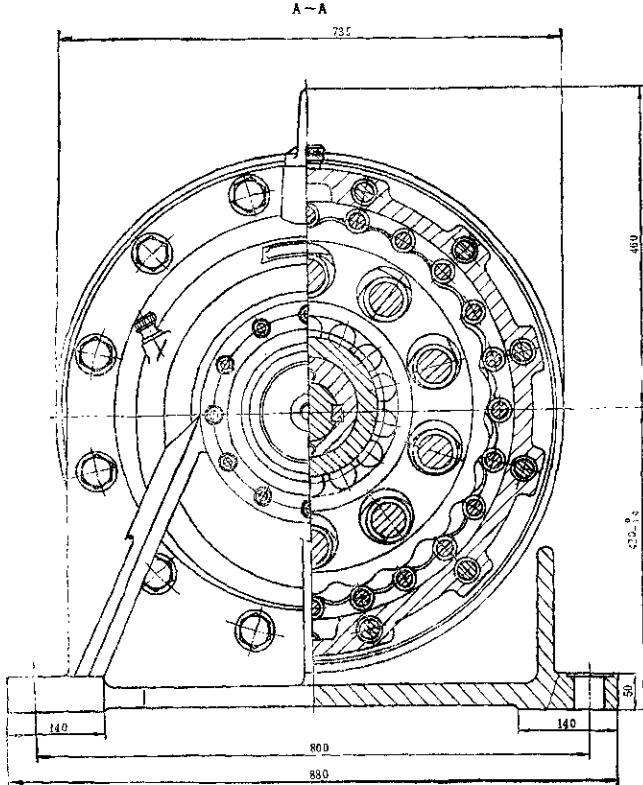
偏心套上。

(3) 针轮(中心轮)。在针齿壳2的针孔中装有带针齿套3的针齿销4。

(4) 输出机构。在摆线轮和输出轴圆盘上相应的设有 $z_w$ 个销孔和柱销。摆线轮运动时轮上的孔和输出轴上的销套保持接触,见图8.6-2。由于

$\omega_0, \omega_w, \omega_s$ 相当于平行四杆机构,摆线轮的转动可以等角速度地传到输出轴上。

为适应不同的使用条件,我国标准减速器除图8.5-1所示的单级卧式双轴型减速器外,还有自带电动机的直联型卧式减速器,立式双轴型和直联型以及各种型式的双级减速器等。



行星减速器  
5—偏心套 6—摆线轮 7—转臂轴承 8—输入轴

摆线针轮行星传动除作通用减速器外，还可用于摆线液压泵和液压马达等。它属于行星传动的N型机构。传动原理、传动比计算都和渐开线少齿差传动相同。

## 2 啮合原理及几何计算

### 2.1 摆线轮齿廓曲线

#### 2.1.1 短幅外摆线的形成

图 8.5-3 表示发生圆 2 在基圆 4 上滚动时动点所画的轨迹：当动点在发生圆 2 上时，曲线  $BB'B''$

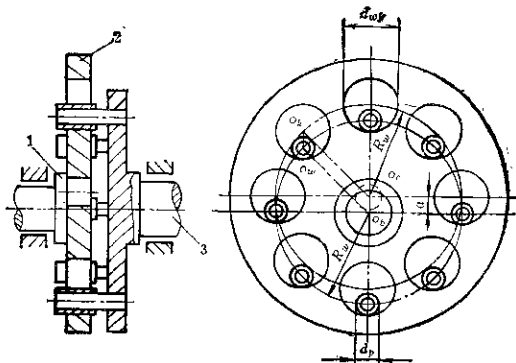


图8.5-2 输出机构  
1—转臂（行星架） 2—摆线轮（行星轮） 3—输出轴

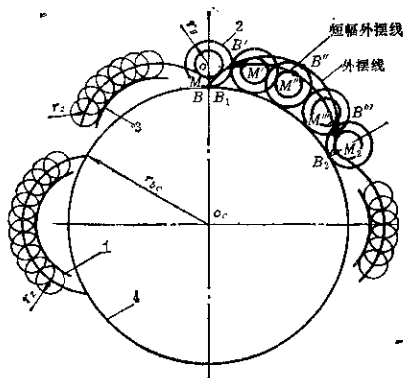


图8.5-3 短幅外摆线形成原理  
1—外摆线的等距曲线 2—发生圆  
3—短幅外摆线的等距曲线 4—基圆

为外摆线；若  $oM < r_g$ ，动点  $M$  的轨迹曲线  $MM'M'$  为短幅外摆线；若  $oM > r_g$ ，则为长幅外摆线。

如果发生圆在基圆内滚动，圆周上一点所画轨迹为内摆线。

摆线针轮行星传动的轮齿齿廓可用长、短幅外摆线及内摆线的等距曲线。

图 8.5-4 表示形成短幅外摆线的两种方法：一种是外滚法（图上面细线部分），也就是图 8.5-3 所表示的方法。发生圆  $r_g$  在基圆  $r_{gc}$  上滚动时，发生圆

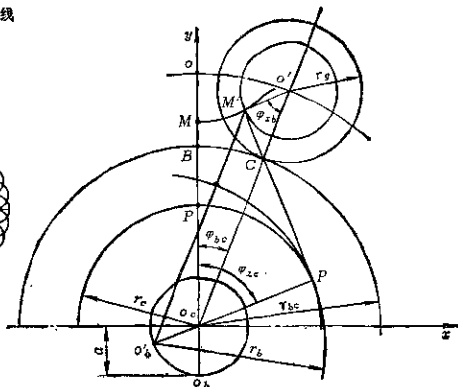


图8.5-4 形成短幅外摆线的两种方法

内一点  $M'$  的轨迹， $MM'$  为短幅外摆线。另外一种方法是环抱滚动法（图下面粗线部分），这时发生圆半径  $r_g$  大于基圆半径  $r_g$ （基圆相对不动），当发生圆滚动时，和发生圆固结的一点  $M'$  也可画出完全相同的短幅外摆线，但需满足条件：

$$r_g = \frac{a}{K_1} \quad (8.5-1)$$

$$r_{gc} = \frac{r_g}{K_1} \quad (8.5-2)$$

$$K_1 = \frac{r_o}{R_g} = \frac{o'M'}{r_g} \quad (8.5-3)$$

式中  $a$ ——中心距(偏心率),  
 $K_1$ ——短幅系数,  
 $R_c$ ——针齿中心圆半径即图中 $\overline{O_2M'}$ 的长。

### 2.1.2 齿廓方程

图 8.5-5 表示针轮和摆线轮相对于转臂  $\alpha$  运动的情况。这时是一对内啮合的定轴轮系。当针齿由  $M$  点运动到  $o$  时, 齿廓上的  $H$  点和针齿在  $K$  点接触。 $oc$  为两齿廓在接触点的公法线。 $x_1O_1y_1$  和  $x_2O_2y_2$  为两个固定坐标系,  $x_2O_2y_2$  为固定于摆线轮上的坐标系。轮齿在  $K$  点接触时, 它的方位如图所示。由几何关系得:

$$\cos\tau = \frac{1 - K_1 \cos\varphi_{e_b}}{\sqrt{1 + K_1^2 - 2K_1 \cos\varphi_{e_b}}}$$

$$= (1 - K_1 \cos\varphi_{e_b}) S^{-\frac{1}{2}} \quad (8.5-4)$$

$$\sin\tau = K_1 S^{-\frac{1}{2}} \sin\varphi_{e_b} \quad (8.5-5)$$

式中  $S = 1 + K_1^2 - 2K_1 \cos\varphi_{e_b}$ ,  $\varphi_{e_b}$  为啮合相位角 $\ominus$ 。

$$\text{或 } \sin(\varphi_{e_b} + \tau) = S^{-\frac{1}{2}} \sin\varphi_{e_b} \quad (8.5-6)$$

$$\cos(\varphi_{e_b} + \tau) = S^{-\frac{1}{2}} (\cos\varphi_{e_b} - K_1) \quad (8.5-7)$$

从而可得接触点  $K$  的轨迹方程

$$\begin{cases} x = R_2 \cos\varphi_{e_b} - r_2 (\cos\varphi_{e_b} - K_1) S^{-\frac{1}{2}} \\ y = R_2 \sin\varphi_{e_b} - r_2 S^{-\frac{1}{2}} \sin\varphi_{e_b} \end{cases} \quad (8.5-8)$$

将  $K$  点转轴到坐标系  $x_2O_2y_2$  上得齿廓方程式

$$\begin{cases} x_2 = R_2 \cos[(1 - i^H)\varphi_{e_b}] - r_2 \{\cos[(1 - i^H)\varphi_{e_b}] - K_1 \cos(i^H\varphi_{e_b})\} S^{-\frac{1}{2}} \\ \quad - a \cos(i^H\varphi_{e_b}) \\ -y_2 = R_2 \sin[(i^H - 1)\varphi_{e_b}] + r_2 \{\sin[(1 - i^H)\varphi_{e_b}] + K_1 \sin(i^H\varphi_{e_b})\} S^{-\frac{1}{2}} \\ \quad - a \sin(i^H\varphi_{e_b}) \end{cases} \quad (8.5-9)$$

式中  $i^H = \frac{z_1(\text{针轮齿数})}{z_2(\text{摆线轮齿数})} > 1$ ,  $r_2$  为针齿半径。

当  $r_2 = 0$  时得理论齿廓方程(短幅外摆线方程):

$$\begin{cases} x_2 = R_2 \cos[(1 - i^H)\varphi_{e_b}] - a \cos(i^H\varphi_{e_b}) \\ -y_2 = R_2 \sin[(i^H - 1)\varphi_{e_b}] - a \sin(i^H\varphi_{e_b}) \end{cases} \quad (8.5-10)$$

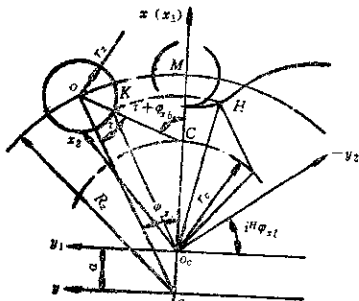


图 8.5-5 摆线轮齿廓方程

## 2.2 几何计算

### 2.2.1 齿距 $p$

如图 8.5-6 所示, 摆线轮在分度圆  $o_c$  上每齿距  $p$  应该等于  $\widehat{B_1B_2}$ 。它是  $o_c$  圆环抱  $o_c$  圆滚动时,  $o_c$  上一点所画整枝外摆线的起点和终点。根据滚动弧长关系, 一齿差的齿距 $\text{①}$

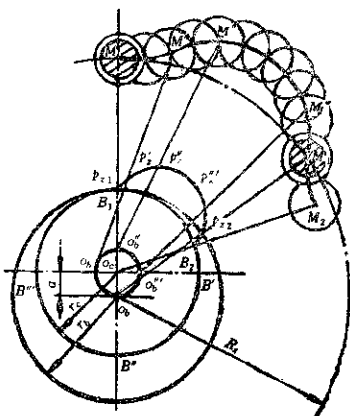
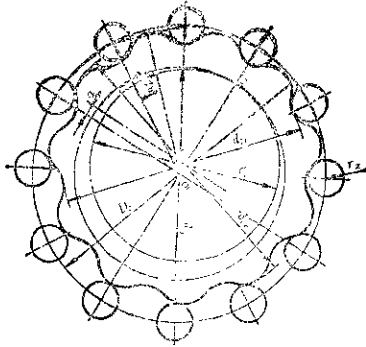


图 8.5-6 轮齿形成和几何关系

$\ominus \varphi_{e_b}$  表示转臂  $\alpha$  相对于被讨论的针齿中心与针轮中心连线的夹角。 $\varphi_{e_b}$  与针齿中心在摆线轮短幅外摆线上的位置对应, 同时也和与针齿中心和啮合的短幅外摆线的等距曲线上的点(即摆线轮实际齿廓与针齿的啮合点)对应, 故称  $\varphi_{e_b}$  为啮合相位角。——编注

表8.5-1 摆线针轮行星传动的主要几何尺寸 (一齿差短幅外摆线)



序号	项 目	符号	计 算 公 式
1	分度圆上的齿距	$p$	$p = \pi(d_b - d_c) = 2\pi a$
2	分度圆直径	$d$	$d_c = 2az_1; d_b = 2az_2$
3	针齿中心圆直径	$D_s$	$D_s = \frac{2az_2}{K_2}$
4	摆线轮齿顶圆直径	$d_{ao}$	$d_{ao} = d_c + 2a - 2r_s$
5	摆线轮齿根圆直径	$d_{fo}$	$d_{fo} = d_c - 2a - 2r_s$
6	针径系数	$K_2$	$K_2 = \frac{R_s}{r} \sin \frac{\pi}{z_2}$

注: 1. 将齿数代入齿距公式可得  $z_2 - z_1 = 1$ 。

2. 根据某些磨齿机的要求,  $a$ 可采用: 0.65, 0.75, 1, 1.25, 1.5, 2, 2.5, 3, 3.5, 4, 4.5, 5, 6.5, 8, 6.5, 7, 8, 9, 11, 13mm

3. 表中  $K_2 = 1$  表示相邻针齿互相干涉,  $K_2 < 1$  表示相邻针齿互相干涉, 需要抽齿。抽齿后实际齿数  $z_2' = \frac{z_2}{2}$ 。

$$p = \pi(d_b - d_c) = 2\pi a \quad (8.5-11)$$

由  $R_s = \frac{r_s}{K_2}$  得针轮在针齿中心圆上的齿距

$$\widehat{MM}_1 = \frac{p}{K_2}, \quad \widehat{MM}_1 = \frac{p}{r_s}$$

从图8.5-6还可看出, 摆线轮不动,  $o_1$  圆开始滚动时, 第一针齿在  $M$ , 第二针齿在  $M_1$ 。滚动后  $o_1o_2$  转一周时,  $M$  由第一针齿处运动到  $M_1$ , 即原来第二针齿所在位置。同理  $o_1o_2$  再转一周,  $M$  到达起始时第三针齿所在位置。故每个针齿都与摆线轮齿接触。除表 8.5-1 插图瞬时情况外, 理论上同时承载齿数为  $\frac{z_2}{2}$ 。

### 2.2.2 几何尺寸计算

一齿差短幅外摆线针轮行星传动的主要几何尺寸计算公式见表 8.5-1。

### 2.3 摆线轮齿理论曲线的曲率半径和过切

#### 2.3.1 摆线轮齿理论曲线的曲率半径

$$\rho_0 = R_s \frac{S}{U} \quad (8.5-12)$$

式中  $U = K_1(z_1 + 1) \cos \varphi_{x_1} - (1 + z_1 K_1^2)$

$\rho_0$  为负, 表示曲线外凸;  $\rho_0$  为正, 表示曲线内凹。

2.3.2 最小曲率半径和过切

实际内廓的曲率半径  $\rho$ :

$$\rho = \rho_0 + r_2$$

当  $\rho_0$  为正时,  $\rho > \rho_0$ ,  $\rho$  为正值。当  $\rho_0$  为负时, 如  $r_2 < |\rho_0|$ , 则  $\rho$  为负值; 如果  $r_2 > |\rho_0|$  内廓产生

过切。一部分应参加啮合的齿廓被切去(见图8.5-13的干涉部分)。不产生过切的条件:

$$|\rho_0|_{\min} \geq r_2 \quad (8.5-13)$$

齿廓曲线的内凹部分, 不必校核过切。

曲率半径的变化趋势和最小曲率半径的计算公式见表8.5-2。

表 8.5-2  $|\rho_c|_{\min}$  的计算公式

齿 顶 外 凸	$K_1$ 值范围	$1 > K_1 > \frac{z_b - 2}{2z_b - 1}$	$\frac{z_b - 2}{2z_b - 1} \geq K_1$
	最小曲率半径对应的 $\varphi_c$	$\arccos \frac{K_1^2(2z_b - 1) - (z_b - 2)}{K_1(z + 1)}$	$80^\circ$
	最小曲率半径计算公式	$ \rho_c _{\min} = k \sqrt{\frac{2(1 - K_1^2)(z_b - 1)}{(z_b + 1)^2}}$	$ \rho_c _{\min} = \frac{(1 + K_1)^2}{2z_b K_1 + 1} R_2$
齿 根 内 凹	$K_1$ 值范围		$K_1 > \frac{1}{z_b}$
	最小曲率半径对应的 $\varphi_c$		$0^\circ$
	最小曲率半径计算公式		$\frac{(1 - K_1)^2}{2z_b K_1 - 1} R_2$
$-\frac{\rho_c}{R} = -\varphi_c$ 变化趋势			

2.4 少齿差摆线针轮行星传动

常见的摆线针轮行星减速器是一齿差传动, 在传动比小时容易产生胶合。采用二齿差或三齿差等可以成功地得到传动比等于 6 或更小的减速器。把少齿差用到小传动比的长摆线针轮传动中, 和一齿差比优点更为突出。

图 8.5-7 中针轮节圆和摆线轮节圆的周长相差三个周节。当针轮节圆上的一点  $m$  在摆线轮节圆上画出一支完整外摆线时, 它包含了三个齿。和  $m$  相

等的  $m$  点也要画出一支外摆线, 只是在摆线轮的节圆上错开一个周节。这些齿齿曲线彼此干涉, 最后留下不干涉部分为少齿差摆线轮的齿廓(图中为三齿差)。

除齿顶圆外, 其他尺寸和一齿差的摆线针轮传动相同。如图 8.5-8 所示, 齿顶圆半径

$$R_{ac} = \frac{(R_2 - r_2 S \cdot \frac{1}{2}) \sin \varphi_s}{\sin(\varphi_s - \delta \varphi_s)} \quad (8.5-14)$$

$\varphi_s$  和  $\delta \varphi_s$  由以下两式求出:

$$\lambda = \frac{180^\circ}{z_c} = \delta \varphi_s + \frac{z_2 \varphi_s}{z_0} \quad (8.5-15)$$

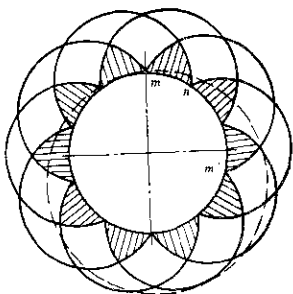


图8.5-7 少齿差行星齿廓示意图

$$\cot(\delta\varphi_{z_s}) = \cot\varphi_{z_s} + \frac{1}{\sin\varphi_{z_s} \cdot K_1 \left[ \frac{1}{i^H(1-k_2S^{-\frac{1}{2}})} - 1 \right]} \quad (8.5-16)$$

式中  $z_s$ ——齿数差,  $k_2 = \frac{r_2}{R_2}$ ,

$i$ ——时啮合齿数  $z_n$ :

$$z_n = \frac{\varphi_n z_2}{360^\circ} \quad (8.5-17)$$

$\varphi_n$ 表示一个针齿从开始接触到离开, 针轮所转角度, 称为总啮合角。  $\varphi_n$ 即为  $\varphi_{z_s}$ 。

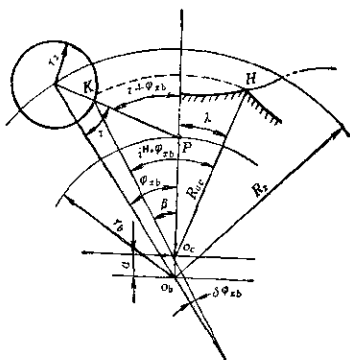


图8.5-8 少齿差的齿顶圆

## 2.5 长幅外摆线齿廓简介

### 2.5.1 齿廓方程

我国现在大量生产的摆线针行星减速器, 采

用短幅外摆线的等距曲线作为齿廓。近年来, 国内外也有用长幅外摆线的等距曲线作为齿廓的。这种齿廓很近似圆弧, 所以又称为圆弧行星传动(将齿廓用圆弧近似替代)。

齿廓方程为:

$$\begin{cases} x_2 = R_x \cos[(1-i^H)\varphi_{z_s}] + r_s \{ \cos[(1-i^H)\varphi_{z_s}] - K_1 \cos(i^H\varphi_{z_s}) \} S^{-\frac{1}{2}} \\ \quad - a \cos(i^H\varphi_{z_s}) \\ -y_2 = R_x \sin[(i^H-1)\varphi_{z_s}] - r_s \{ \sin[(1-i^H)\varphi_{z_s}] + K_1 \sin(i^H\varphi_{z_s}) \} S^{-\frac{1}{2}} \\ \quad - a \sin(i^H\varphi_{z_s}) \end{cases} \quad (8.5-18)$$

理论齿廓方程 ( $r_s=0$ ):

$$\begin{cases} x_2 = R_x \cos[(1-i^H)\varphi_{z_s}] - a \cos(i^H\varphi_{z_s}) \\ -y_2 = R_x \sin[(i^H-1)\varphi_{z_s}] - a \sin(i^H\varphi_{z_s}) \end{cases} \quad (8.5-19)$$

式中  $K_1 = \frac{r_b}{R_x}$  称为长幅系数, 一般  $1 < K_1 < 1.5$ 。

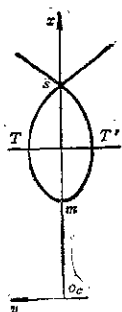


图8.5-9 理论齿廓

长幅外摆线齿廓有以下特点: ①通常摆线轮的理论齿廓是采用封闭曲线(图8.5-9)  $TmT'$  以下的部分。从  $m$  点开始理论齿廓曲线利用越长(不超过  $s$  点), 总啮合角  $\varphi_n$  越大, 重合度  $\epsilon$  可以越增加。经分析知,  $TmT'$  曲线的等距曲线(实际齿廓)接近于圆弧。②从齿根到齿顶如该齿厚为零(或为负值)则产生齿廓交叉。设计齿廓时利用齿廓方程作图校核。③图8.5-10表示齿顶曲线干涉。发生圆在基圆上滚动时形成了理论齿廓, 根据它作出实际齿廓,  $\alpha\alpha$  为设计齿廓时保证重合度所需的齿高。但这齿廓被发生圆继续滚动时切去一部分, 这种现象



称为齿顶曲线干涉,设计齿廓时也应考虑。

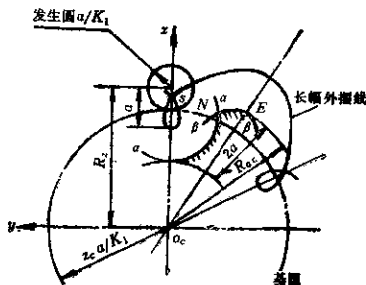


图8.5-10 齿顶曲线干涉

### 2.5.2 齿顶圆和重合度

根据重合度的定义,长幅外摆线针轮行星传动的重合度用下式计算:

$$e = z_n = \frac{\varphi_n z_1}{360^\circ} \quad (8.5-20)$$

设计长幅外摆线行星减速器时,可根据要求的传动比 $i$ 、 $R_n$ ,选 $K_1$ 求 $a$ ;选 $e$ 用上式求总啮合角 $\varphi_n$ ,再按下式求齿顶圆

$$R_{a_n}^2 = [(R_2 S^{\frac{1}{2}} + r_2) S^{-\frac{1}{2}} \sin \varphi_n]^2 + [z_n a + (R_2 S^{\frac{1}{2}} + r_2) (\cos \varphi_n - K_1) S^{-\frac{1}{2}}]^2 \quad (8.5-21)$$

设计步骤也可按推荐的齿顶圆公式(考虑摆线轮容易安装)

$$R_{a_n} \leq R_2 - a - (1 \sim 1.5) \text{ mm} \quad (8.5-22)$$

计算齿顶圆,而后校核重合度(一般 $e \geq 2$ ),为此需要求出 $\varphi_n$ , $\varphi_n$ 可依照图8.5-11的方法求得。作图时去绘出啮合线,它与齿顶圆的交点 $K$ 及其对应的 $\varphi_{n0}$ 即所求的 $\varphi_n$ 。

几何尺寸计算后,应校核齿廓交叉和齿顶曲线干涉问题。

## 2.6 大传动比复合齿形摆线针轮行星传动

### 2.6.1 复合齿形摆线针轮齿廓曲线

a. 复合齿形的形成和齿廓法线方程式 单级大传动比摆线针轮行星传动通常采用不带针齿套的针齿进行传动,其传动效率较低,例如传动比 $i=87$ 时,传动效率为75%左右。为提高传动效率和承载能力,减小齿面磨损,避免齿面胶合,采用带齿套的

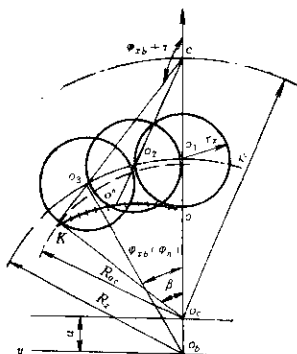


图8.5-11 图解法求总啮合角

针齿。加针齿套后齿齿外径增大,当针齿套半径 $r_s > 1.06 | \rho_0 |_{\min}$ 时,摆线轮的齿顶实际齿形出现过切(干涉)现象,即在齿廓上出现尖点。为使齿廓曲线平滑,必须去掉尖点部分,因此产生了复合齿形的设计。

如图8.5-12所示,1-M-3为原摆线轮短幅外摆线的等距曲线齿形,3点附近为齿廓曲线过切区,1-M-4为新的平滑的复合齿廓曲线齿形,它是由1-M和M-4两段曲线复合而成。显然1-M和M-4两段曲线必须在点M具有公切线才能使新的曲线1-M-4平滑。如以M-4代替M-3段曲线就可将过切区去掉。

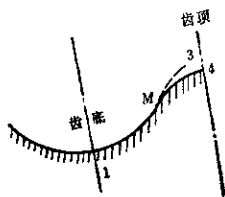


图8.5-12 复合齿形

齿廓曲线上点M对应的参数 $\varphi_{n0}$ 应小于原齿廓的过切区起点对应的参数 $\varphi_{n0}$ ,根据这一原则选择点M的位置。

摆线轮实际齿廓曲线上某点M的法线方程

$$(-Y_2 + y_2) \cos \alpha + (X_2 - x_2) \sin \alpha = 0 \quad (8.5-23)$$

$(X_2, Y_2)$ 是齿廓法线上任意点的坐标, $(x_2,$



$r_s=7\text{mm}$ 、 $R_s=112\text{mm}$ 。经过计算后，磨削齿廓曲线 $M-4$ 段的参数  $i'=118$ 、 $a'=0.65\text{mm}$ 、 $r_s'=2.7\text{mm}$ 、 $R_s'=108.07\text{mm}$ 。

(2) 第二种摆线轮复合齿廓曲线

以具有过切区(干涉区)的摆线轮的短幅外摆线的等距曲线中无过切区部分 $1-M$ 段曲线和圆弧曲线段 $M-4$ 组成第二种复合齿廓曲线(见图8.5-14)。其方法如下:

摆线轮齿廓对称线 $O_cN$ 方程式

$$-Y_2 = X_{2N} \tan \varphi \quad (8.5-36)$$

式中  $\varphi = \frac{180^\circ}{z_c}$

式(8.5-36)和式(8.5-23)联立可求出第二种复合齿廓曲线即圆弧曲线 $\widehat{MM'}$ 的圆心 $N$ 的坐标  $(-Y_{2N}, X_{2N})$

$$\begin{cases} -Y_{2N} = X_{2N} \tan \varphi \\ X_{2N} = \frac{x_2 \tan \alpha - y_2}{\tan \varphi + \tan \alpha} \end{cases} \quad (8.5-37)$$

以 $N$ 为圆心以 $\widehat{NM}$ 为半径的圆弧曲线 $\widehat{MM'}$ 即为 $M-4$ 段复合曲线。

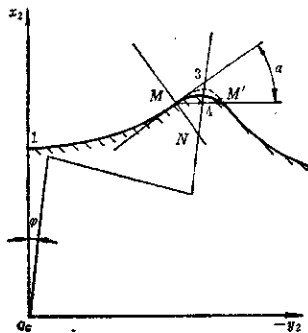


图8.5-14 复合齿形形成原理(方案二)

### 2.6.2 几何计算

a. 摆线轮齿廓过切区界限点 当针齿半径 $r_s > |\rho_{01}|_{\min}$ ，摆线轮实际齿廓产生过切区(干涉区)，过切区界限点是齿廓曲线的奇异点。根据微分几何求曲线奇异点的方法，解出过切区界限点对应的参数 $\varphi_{2b0}$ 。取 $\varphi_{2b}$ 为参数，根据实际齿廓方程式(8.5-9)求 $x_2^i$ 、 $y_2^i$ 的导数

$$\begin{cases} x_2^i(\varphi_{2b}) = R_s \sin[(1-i^H)\varphi_{2b}](i^H-1) \\ -r_s \{ S \cdot \frac{1}{2} [(i^H-1)\sin(1-i^H)\varphi_{2b} \\ + K_1 i^H \sin(i^H\varphi_{2b})] - [\cos(1-i^H)\varphi_{2b} \\ - K_1 \cos(i^H\varphi_{2b})] S \cdot \frac{1}{2} K_1 \sin\varphi_{2b} \} \\ + \alpha i^H \sin(i^H\varphi_{2b}) \\ - y_2^i(\varphi_{2b}) = R_s \cos[(i^H-1)\varphi_{2b}](i^H-1) \\ -r_s \{ S \cdot \frac{1}{2} [(1-i^H)\cos(1-i^H)\varphi_{2b} \\ + K_1 i^H \cos(i^H\varphi_{2b})] - [\sin(1-i^H)\varphi_{2b} \\ + K_1 \sin(i^H\varphi_{2b})] S \cdot \frac{1}{2} K_1 \sin\varphi_{2b} \} \\ - \alpha i^H \cos(i^H\varphi_{2b}) \end{cases} \quad (8.5-38)$$

齿廓曲线奇异点存在的必要条件为 $x_2^i(\varphi_{2b})$ 和 $y_2^i(\varphi_{2b})$ 在奇异点处同时为零。为求解方便，可解

$$[x_2^i(\varphi_{2b})]^2 + [y_2^i(\varphi_{2b})]^2 = 0 \quad (8.5-39)$$

满足(8.5-39)式的参数 $\varphi_{2b}$ 即为所求的 $\varphi_{2b0}$ 。

b. 几何尺寸计算 选择复合齿形的复合曲线的起始点 $M$ 对应的参数 $\varphi_{2bM}$ 时应使 $\varphi_{2bM} < \varphi_{2b0}$ 。同时还应使复合齿形的齿顶圆直径 $d'_{2a}$ 小于具有过切区时的原摆线轮齿顶圆直径 $d_{2ac}$ 。复合齿形摆线轮其他几何尺寸的计算与一般的非复合齿形摆线轮相同。当 $|\rho_{01}|_{\min} < r_s < |\rho_{0ac}|$ 时( $|\rho_{0ac}|$ 为原摆线轮齿顶处的理论齿廓曲率半径的绝对值)，在摆线轮齿顶附近左右两侧产生两个齿形过切区(见图8.5-13)。这种具有两个过切区的摆线轮齿顶圆直径 $d_{2c} = D_2 + 2a - 2r_s$ 。这时第一种复合齿形摆线轮齿顶圆直径 $d'_{2a}$ 为

$$d'_{2a} = D_2 + 2a' - 2r_s \quad (8.5-40)$$

第二种复合齿形摆线轮齿顶圆直径

$$d'_{2a} = 2\sqrt{Y_{2N}^2 + X_{2N}^2} + 2\widehat{NM} \quad (8.5-41)$$

上述两种复合齿形摆线轮的齿顶修磨量 $\Delta = 0$ 。(  $d_{2c} - d'_{2a}$  )  $\Delta$ 应为正值，一般 $\Delta$ 为0.1~0.2mm。

## 3 摆线针轮行星传动的设计计算

### 3.1 受力分析

#### 3.1.1 摆线轮与针齿啮合的作用力

设计轮和摆线轮轴线固定不动，若输出轴对摆线轮作用一个逆时针的载荷转矩 $T$ ，则作用在每个摆线轮上的转矩为 $T_s = \frac{T}{2}$ ，如图8.5-15所示，摆线轮仅使 $O_6$ 左侧针齿受力，受力针齿数 $z_2^* = \frac{z_2}{2}$ 。

相啮合轮齿产生变形的结果, 摆线轮相对针轮转过微小角度 $\Delta\varphi$ , 假设位移 $l_i \Delta\varphi$ 沿第 $i$ 个针齿啮合点的齿面公法线方向而且和齿面法向作用力 $F_i$ 成正比, 则

$$\frac{F_i}{F_{max}} = \frac{l_i}{r_c} = \sin\varphi_i$$

$$F_i = F_{max} \sin\varphi_i = F_{max} \frac{\sin\varphi_{i0}}{S^{\frac{1}{2}}}$$

由摆线轮转矩平衡条件

$$T_x = 10^{-3} \sum_{i=1}^{z_b/2} F_i l_i = 10^{-3} F_{max} r_c \sum_{i=1}^{z_b/2} \frac{z_b}{2} \sin^2\varphi_i \approx \frac{F_{max} K_1 z_c R_x}{4 \times 10^3}$$

$$F_{max} = \frac{4 \times 10^3 T_x}{K_1 z_c R_x}$$

式中  $T_x$ ——摆线轮传递的载荷转矩 N·m;

$F_i$ 或 $F_{max}$ ——力 N;

$l_i$ 或 $R_x$ ——长度 mm;

$K_1$ ——短幅系数;

$z_c$ ——摆线轮齿数。

汇交在节点 $c$ 的齿面法向作用力之合力 $\Sigma F_i$

沿 $x$ 、 $y$ 轴的分力

$$\Sigma_{(x)} F_{ix} = \frac{10^3 T_x}{r_c} = \frac{10^3 T_x z_b}{K_1 z_c R_x}$$

$$\Sigma_{(y)} F_{iy} = \frac{4 \times 10^3 T_x}{K_1 z_c R_x} \left( \sum_{i=1}^{z_b/2} \sin\varphi_i \cos\varphi_i \right)$$

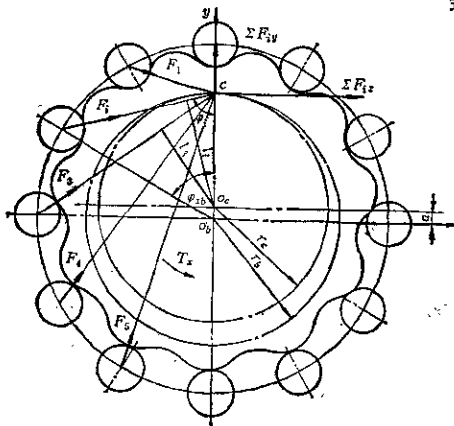


图8.5-15 轮齿受力分析

$$\approx \frac{10^3 T_x z_b}{K_1 z_c R_x} K_y$$

式中  $K_y = \frac{2}{\pi} \left( 1 + \frac{K_1^2 - 1}{2K_1^2} \ln \frac{1 + K_1}{1 - K_1} \right)$ ,  $K_y$  值见图8.5-16。

### 3.1.2 输出机构柱销的作用力

采用过盈配合固定在输出轴圆带上的柱销, 在输出轴载荷转矩 $T_x$ 作用下(图8.5-17), 仅 $o_1 o_2$ 左侧柱销受到相啮合的摆线轮柱销孔的作用力, 受力的柱销数平均为柱销总数 $z_w$ 的一半。由于受力的柱销和柱销孔在接触处产生变形, 输出轴圆带相对摆线轮产生微小转角 $\Delta\varphi$ 。设柱销和柱销孔间的法向作用力 $Q_j$ 和位移 $\Delta e = R_w \Delta\varphi$ 在接触点公法线方向的分量成正比

$$\frac{Q_{max}}{Q_j} = \frac{\Delta \sin \frac{\pi}{2}}{\Delta \sin \varphi_j} \quad Q_j = Q_{max} \sin \varphi_j$$

根据输出轴圆盘转矩平衡条件

$$T_x = 10^{-3} \sum_{j=1}^{z_w/2} Q_j R_w \sin \varphi_j \approx \frac{Q_{max} R_w z_w}{4 \times 10^3}$$

$$Q_{max} = \frac{4 \times 10^3 T_x}{R_w z_w}$$

$Q_j$ 的合力

$$\Sigma_{(y)} Q_j = \frac{4 \times 10^3 T_x}{z_w R_w} \sum_{j=1}^{z_w/2} \sin \varphi_j \approx \frac{4}{\pi} \frac{10^3 T_x}{R_w}$$

式中  $Q_{max}$ 或 $Q_j$ ——力 N;

$R_w$ ——长度 mm;

$T_x$ ——转矩 N·m;

$z_w$ ——柱销数。

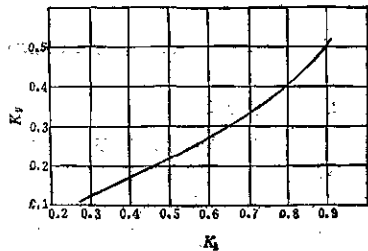


图8.5-16  $K_y$ 值

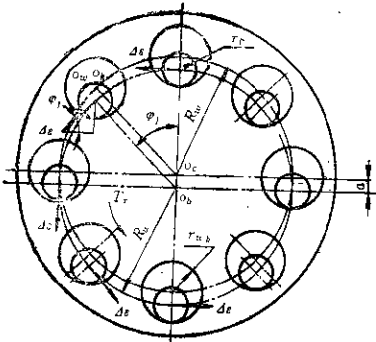
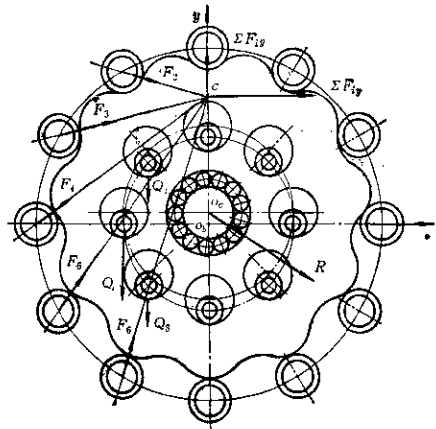


图8.5-17 柱销受力分析



3.1.3 转臂轴承的作用力

摆线轮对转臂轴承的作用力 \$R\$ (见图8.5-18)

$$R = \frac{10^3 T_2}{a z_c} \sqrt{1 + \left( \frac{4}{\pi} \frac{a z_c}{R_p} - K_y \right)^2}$$

- 式中 \$R\$——力 \$N\$;  
 \$a\$——中心距 \$mm\$;  
 \$R\_p\$——柱销中心圆半径 \$mm\$;  
 \$T\_2\$——转矩 \$N \cdot m\$;  
 \$z\_c\$——摆线轮齿数。

表8.5-3总结了主要构件作用力的计算公式。

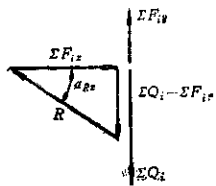


图8.5-18 转臂轴承受力分析

表8.5-3 主要构件作用力的公式

序号	项 目	单 位	计 算 公 式
1	第 \$i\$ 个针齿的法向作用力	N	$F_{i1} = \frac{4 \times 10^3 T_2}{K_{1z_c} R} \frac{\sin \varphi_{i1}}{\sin^2 \alpha}$
2	针齿的最大法向作用力	N	$F_{m1x} = \frac{4 \times 10^3 T_2}{K_{1z_c} R}$
3	汇交于节点 \$c\$ 的齿面法向作用力的合力沿 \$x, y\$ 轴方向的分力	N	$\Sigma_{(i)} F_{i1} = \frac{10^3 T_2 z_0}{K_{1z_c} R}$
		N	$\Sigma_{(i)} F_{i1} \approx 10^3 \frac{T_2 z_0}{K_{1z_c} R} - K_y$
4	柱销的最大法向作用力	N	$Q_{m1x} = \frac{4 \times 10^3 T_2}{R_p z_c}$
5	\$Q_{ij}\$ 的合力	N	$\Sigma_{(j)} Q_{ij} \approx \frac{4 \times 10^3 T_2}{\pi R_p}$
6	摆线轮对转臂轴承的作用力	N	$R = \frac{10^3 T_2}{a z_c} \sqrt{1 + \left( \frac{4}{\pi} \frac{a z_c}{R_p} - K_y \right)^2}$
7	转臂轴承的作用力 \$R\$ 与 \$x\$ 轴方向的夹角	度	$\alpha_{R,x} = \arccos \frac{1}{\sqrt{1 + \left( \frac{4}{\pi} \frac{a z_c}{R_p} - K_y \right)^2}}$

3.2 传动效率

3.2.1 齿面可能产生的滑动速度*v*

以下公式适用于无套（针销和针齿壳没有相对转动）时齿面的滑动速度；对有套的传动只说明可能产生的滑动。

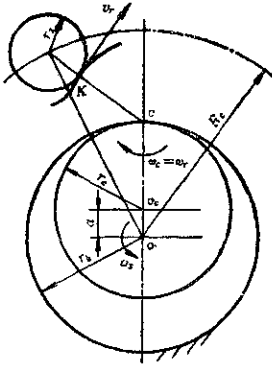


图8.5-1 齿面的滑动

图8.5-19表示齿面滑动的情况，由于*v<sub>s</sub>*等于*Kc*乘相对角速度*ω<sub>s</sub>*，故

针轮固定时

$$|v_s| = (R_s S^{\frac{1}{2}} - r_s) \omega_s \left( \frac{1}{z_c} \right) \quad (8.5-42)$$

式中 *ω<sub>s</sub>*——转臂的角速度。

摆线轮固定时

$$|v_s| = (R_s S^{\frac{1}{2}} - r_s) \omega_s \left( \frac{1}{z_c} \right) \quad (8.5-43)$$

从以上公式可以看出，行星轮系的传动比小，减速器入轴角速度大，*r<sub>s</sub>*小时可能产生的滑动速度大。

3.2.2 损失功率

如不考虑搅油损失，摆线针轮行星传动的功率损失由啮合损失、输出机构损失和轴承损失三个部分组成。

a. 啮合损失功率 套和齿面纯滚动时，啮合处的摩擦主要包括三个部分：套和齿面的滚动摩擦功，套和销的滚动摩擦功以及它们之间的滑动摩擦功。将它们求出后相加得：

$$N_{T3} = (R_s S^{\frac{1}{2}} - r_s) F_{\text{max}} S^{-\frac{1}{2}} \left( \frac{f}{\delta} + \frac{k}{r_s} \right)$$

$$\cdot \frac{\omega_s}{z_c} \sin \varphi_s \quad (8.5-44)$$

式中  $\delta = \frac{r_s}{R_s}$

*r<sub>s</sub>*——套内孔半径；

*f*——针齿套和销的滑动摩擦系数；

*k*——滚动摩擦系数。

最大瞬时摩擦功率决定于  $(R_s S^{\frac{1}{2}} - r_s) S^{-\frac{1}{2}} \sin \varphi_s$ ，这个函数的极值出现在  $\varphi_s = 90^\circ \sim 93^\circ$ 。

将上式的 *F<sub>max</sub>* 用 *T<sub>s</sub>* 的关系替代，*ω<sub>s</sub>* 用 *ω<sub>s</sub>* 的关系替代后，求出所有工作齿的损失：

$$\sum_{i=1}^{z_s/2} N_{T3} = 4\beta_s N^* \left( \frac{f}{\delta} + \frac{k}{r_s} \right) \quad (8.5-45)$$

式中

$$\beta_s = \frac{1}{z_c z_s K_1} \sum_{i=1}^{z_s/2} \left( 1 - \frac{r_s}{R_s} S^{-\frac{1}{2}} \right) \sin \varphi_{s0}(i)$$

潜在功率  $N^* = T_s \omega_s^2$

啮合损失系数

$$\psi_s = \sum_{i=1}^{z_s/2} N_{T3} / N^* = 4\beta_s \left( \frac{f}{\delta} + \frac{k}{r_s} \right) \quad (8.5-46)$$

滑动摩擦系数 *f*：油池润滑时可取 *f* ≈ 0.08（在 0.05 到 0.1 之间），重载短期工作的减速器 *f* 值在 0.1 ~ 0.12 之间。*z<sub>s</sub>* 增大时由于针齿不带套 *f* 值将增大。滚动摩擦影响很小。

b. 销轴式输出机构的损失功率 输出机构相当于一个平行四杆机构，相对转臂分析运动时，连杆 *ω<sub>s</sub>*、*ω<sub>s</sub>* 的角速度为零。销套和孔表面纯滑动的速度为 *aω<sub>s</sub>*；如果套和齿面为纯滚动，则套和销的滑动速度为  $\frac{a\omega_s}{r_p} - r'_p = a \frac{\omega_s}{\delta'}$ 。现以纯滚动作为计算摩擦功的出发点，由上式得输出机构的损失功率：

$$N_{T\omega} = \frac{4T_s}{\pi R_\omega} \cdot \frac{a}{\delta'} \cdot f \omega_s^2 \quad (8.5-47)$$

式中  $\delta' = \frac{r_p}{r'_p}$ ，*r<sub>p</sub>* 为销套半径，*r'<sub>p</sub>* 为销套孔半径。

输出机构的损失系数

$$\psi_\omega = \frac{N_{T\omega}}{N^*} = 4 \frac{af}{\pi R_\omega \delta'} \quad (8.5-48)$$

上式说明输出机构的功率损失和  $R_e$  成反比, 和  $\omega_2^2$  成正比。

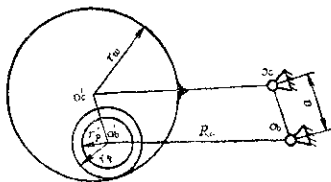


图8.5-20 输出机构传动原理

c. 轴承损失功率  $N_{Tn}$  主要计算摆线轮轴承的损失, 其他轴系的损失可将前者增加25%来考虑。轴承的摩擦转矩  $T_{Tn}$  为

$$T_{Tn} = 1.3k \left( 1 + \frac{D_0}{d} \right) R \times 10^{-3} \quad (8.5-49)$$

式中  $R = \frac{1.3 \times 10^3 T_r}{a z_c} N$

$k$ —滚动摩擦系数, 取  $k=0.005 \text{ mm}$ ;

$D_0$ —轴承内滚道直径  $\text{mm}$ ;

$d$ —滚动体直径  $\text{mm}$ ;

$$\text{故 } N_{Tn} = 2.12 \left( 1 + \frac{D_0}{d} \right) \frac{T_r}{a z_c} k \omega_2^2 \quad (8.5-50)$$

轴承的损失系数

$$\psi_n = \frac{N_{Tn}}{N_r} = 2.12 \left( 1 + \frac{D_0}{d} \right) \frac{k}{a z_c} \quad (8.5-51)$$

摆线针轮行星减速器总的摩擦功率为

$$N_T = N_r (\psi_n + \psi_o + \psi_a) = N_r \left[ 4\beta_3 \left( \frac{f}{\delta} + \frac{k}{r_s} \right) + 4 \frac{af}{\pi R_e \delta} + 2.12 \left( 1 + \frac{D_0}{d} \right) \frac{k}{a z_c} \right] \quad (8.5-52)$$

传动效率

$$\eta = 1 - \frac{N_T}{N} \quad (8.5-53)$$

式中  $N$ —输入功率。

由于摩擦系数取值不容易准确, 再加以多余自由度和制造误差、轮齿修形等影响, 摆线针轮行星传动用分析式计算效率是很难和实际一致的。以上的计算公式可以用来估计效率, 用来考虑减少损失的因素。从大量实验得出的结果, 我国针齿带套的单级减速器效率在 80~94%, 不带套的约为 80~85%。减速器在额定功率下使用时效率值可以高。反之, 效率达不到理想的数值。双级减速器的效率可按 80% 估计, 但由于双级传动往往不能同时充分发挥两级减速器各级的承载能力, 因此效率常

低于 80%。

### 3.3 齿面接触强度计算

生产实践表明, 摆线轮齿面的主要失效形式是接触疲劳点蚀和齿面胶合。针齿销和针齿套配合表面有时也产生胶合现象。啮合齿面的相对滑动速度、齿面接触应力、润滑条件、齿面粗糙度和零件加工精度等都是影响齿面胶合的因素。可通过提高摆线轮、针轮的加工精度, 改进设计 (例如传动比小时采用少齿差、传动比大时采用复合齿形摆线针轮行星传动和优化设计), 降低齿面接触应力, 选择特种润滑油等方法避免胶合和提高传动的承载能力。

根据赫兹公式, 齿面计算的接触应力  $\sigma_H$  的表达式见表 8.5-4, 式中接触应力系数  $Z_H$  是无量纲的数值, 它随着齿面上接触点位置的变动而变化, 应根据表 8.5-5 所列的最大值  $Z_H$  计算  $\sigma_H$ 。

通常摆线轮与针齿均选用轴承钢, 其表面硬度符合表 8.5-6 的规定时, 对于单级传动可取许用的接触应力  $\sigma_{H\beta} = 1000 \sim 1200 \text{ N/mm}^2$ , 对于双级传动的低速级可取许用的接触应力  $\sigma_{H\beta} = 1300 \sim 1500 \text{ N/mm}^2$ 。

传动比  $i$  较大时, 由于针齿数量过多针齿销孔将削弱针齿壳的强度, 而由于强度的限制针齿直径又不能过小, 为了保证针齿壳的强度可采用每隔一个针齿抽去一个针齿的方法。当针齿抽去一半时, 抽齿后的齿面计算的接触应力  $\sigma'_H = \sqrt{2} \sigma_H$ , 抽齿后的针齿中心圆半径  $R'_2 = \sqrt{2} R_2$ 。式中  $\sigma_H$ 、 $R_2$  为未抽齿时的计算值 (见表 8.5-4)。

### 3.4 针齿的弯曲强度和刚度计算

针齿中心圆直径  $D_2$  较小的传动装置 ( $D_2 < 390 \text{ mm}$ ), 一般采用两个支点的针齿。  $D_2$  较大的传动装置 ( $D_2 \geq 390 \text{ mm}$ ), 为提高针齿的弯曲强度及刚度一般采用三支点的针齿 (图 8.5-21), 这时一个针齿上的针齿套作成两段, 虽然使针齿套的数目增加一倍, 但却有利于针齿销和针齿套配合表面间的润滑。

按弯曲强度计算针齿销的直径  $d'_s$  及计算其弯曲挠度和支点截面的转角时 (见表 8.5-4), 假设摆线轮作用在针齿销上的最大力  $F_{max}$ , 其分力沿摆线轮宽度  $b$  均匀分布, 针齿销采用轴承钢制造时,

表8.5-4 强度、刚度计算公式

序号	项 目	单 位	计 算 公 式
1	计算的接触应力 $\sigma_H$	N/mm <sup>2</sup>	$\sigma_H = 850d \sqrt{\frac{T}{\Phi_d K_a} Z_c K} \leq \sigma_{HP}$
2	针齿中心圆半径 $R_c$	mm	$R_c \geq 417 \times 10^3 \sqrt{\frac{T_c z_c K}{\Phi_d \sigma_{HP}^2}}$
3	接触应力系数 $Z_c$		$Z_c = \left( \frac{\sin \varphi_c b S}{r_c S^{3/2} + U} \right)_{\max} \frac{R_c^2}{r_c^2 z_c K_1}$
4	二支点针齿销直径 $d_1'$	mm	$d_1' \geq 34.4 \times 10^3 \sqrt{\frac{T_c l_3 K}{K_{1z_c} R_c \sigma_{FP} L} \left[ \frac{b l_2}{2L} + l_1 l_3 \right]}$ $l_1 = \frac{L}{2} - \frac{\delta}{2} - b; \quad l_3 = \frac{L+b+\delta}{2}$
5	三支点针齿销直径 $d_1'$	mm	$d_1' \geq 34.4 \times 10^3 \sqrt{\frac{K T_c}{K_{1z_c} R_c L^2 \sigma_{FP}} \left[ \frac{l_3^2 b}{2} + l_1 l_3 L \right]}$ $\sqrt{+ M_n' \left( \frac{b M_n'}{2} + l_1 b + L l_1 \right)}$ 式中 $M_n' = -\frac{l_1}{4L^2} (l_3^2 + 2l_1 l_3 - \frac{b^2}{4})$ $l_1 = L - \frac{\delta}{2} - b; \quad l_3 = \frac{\delta}{2} + \frac{b}{2}; \quad l_4 = L - l_3$
6	二支点针齿销最大挠度	mm	$y \approx \frac{2F_{\max} V}{10^6 (d_1')^4}; \quad  y  \leq [y]$ 式中 $V = 4l_1^3 - 3L^2 l_1 - (L - 2l_1)^3 + b^2 l_1$
7	二支点针齿销支点处转角	rad	$\theta = \frac{1.617 F_{\max} S_A}{10^6 (d_1')^4} \leq [\theta]$ 式中 $S_A = l_1 \left( \frac{b^2}{4L} - L + \frac{l_1^2}{L} \right)$ $ \theta  \leq [\theta]$
8	三支点针齿销的最大挠度	mm	$y \approx \frac{2F_{\max}}{10^6 (d_1')^4} \left[ l_3 (b^2 + 4l_1^2 - 3L^2) - \frac{(L - 2l_1)^4}{8b} \right. \\ \left. + 0.75 l_1 (L^2 - l_1^2 - 0.25b^2) \right]; \quad  y  \leq [y]$
9	三支点针齿销支点处转角	rad	$\theta = \frac{1.617 F_{\max}}{10^6 (d_1')^4} \left[ S_A + \frac{l_1}{4L} (l_3^2 + 2l_1 l_3 - \frac{b^2}{4}) \right]$ 式中 $S_A = l_1 \left( \frac{b^2}{4L} - L + \frac{l_1^2}{L} \right)$ $ \theta  \leq [\theta]$
10	柱销轴计算的弯曲应力 $\sigma_F$	N/mm <sup>2</sup>	$\sigma_F = \frac{8 \times 10^4 K_w T_c (1.5b + \delta)}{z_w D_w (d_p')^3} \leq \sigma_{FP}$
11	柱销轴直径	mm	$d_p' \geq \sqrt[3]{\frac{8 \times 10^{10} K_w T_c (1.5b + \delta)}{z_w D_w \sigma_{FP}}}$
12	转臂轴承寿命	h	$L_h = \frac{10^6}{60n} \left( \frac{C}{P} \right)^{\frac{3}{\epsilon}}$

注: 1.  $K$ 为摆线轮的载荷系数,一般取1.1。 2.  $K_w$ 为柱销轴的载荷系数,考虑到制造和安装误差,  $K_w = 1.35$ 。  
 3. 齿宽系数 $\Phi_d = \frac{b}{D_c}$ ,  $\Phi_d = 0.05 \sim 0.075$ ,  $b$ 为摆线轮宽度。 4.  $n = n_1 \left( 1 + \frac{1}{z_c} \right)$ ,  $n_1$ 为转臂转速r/min。  
 5. 表中公式 $T_c$ 为转矩N·m;  $F_{\max}$ 为力N; 长度单位为mm; 应力单位为N/mm<sup>2</sup>。 6. 表中有关针齿的尺寸代号参见图8.5-21。



表8.5-5 螺旋速度系数Z<sub>2</sub>及对应的啮合相位角φ<sub>α2</sub>

z <sub>2</sub>	K <sub>α2</sub>	K <sub>α1</sub>																
		0.40	0.45	0.50	0.55	0.60	0.65	0.70	0.75	0.80								
1.8	2.211	91°12'	2.047	89°06'	1.928	86°33'	1.845	83°34'	1.795	80°09'	1.760	76°05'	1.808	71°27'	1.804	68°01'	2.134	59°38'
2.0	2.338	89°11'	2.150	87°06'	2.010	84°37'	1.908	81°44'	1.839	78°24'	1.802	74°34'	1.802	70°08'	1.854	64°57'	2.001	58°48'
2.3	2.550	86°47'	2.329	84°43'	2.181	82°19'	2.034	79°32'	1.941	76°21'	1.879	72°42'	1.851	68°31'	1.865	63°37'	1.947	57°48'
2.6	2.777	84°56'	2.525	82°52'	2.330	80°26'	2.181	77°47'	2.087	74°42'	1.998	71°12'	1.925	67°10'	1.925	62°29'	1.970	56°55'
2.8	2.934	83°52'	2.661	81°49'	2.449	79°28'	2.295	76°48'	2.150	73°46'	2.066	70°20'	2.005	66°24'	1.980	61°30'	2.006	56°24'
3.0	3.084	82°56'	2.800	80°53'	2.572	78°33'	2.394	75°55'	2.255	72°56'	2.151	69°34'	2.070	65°42'	2.042	61°14'	2.054	55°56'
3.2	3.256	82°07'	2.942	80°04'	2.697	77°44'	2.505	75°07'	2.355	72°11'	2.239	68°52'	2.157	65°04'	2.110	60°41'	2.109	55°29'
3.4	3.420	81°23'	3.085	79°19'	2.824	77°00'	2.619	74°24'	2.466	71°30'	2.331	68°13'	2.239	64°29'	2.182	60°11'	2.189	55°05'
3.6	3.585	80°43'	3.230	78°39'	2.953	76°20'	2.734	73°45'	2.560	70°52'	2.424	67°39'	2.323	63°58'	2.257	59°43'	2.234	54°43'
3.8	3.752	80°07'	3.377	78°02'	3.084	75°44'	2.851	73°10'	2.668	70°18'	2.520	67°08'	2.408	63°28'	2.334	59°17'	2.302	54°20'
4.0	3.919	79°34'	3.524	77°28'	3.215	75°10'	2.969	72°36'	2.772	69°48'	2.617	66°35'	2.497	63°00'	2.414	58°52'	2.372	54°00'
1.4	1.818	97°34'	1.722	95°30'	1.662	92°54'	1.635	89°44'	1.642	86°58'	1.695	81°33'	1.818	76°21'	2.080	70°15'	2.738	63°01'
1.5	1.858	95°50'	1.748	93°47'	1.670	91°14'	1.627	88°09'	1.615	84°30'	1.644	80°15'	1.722	76°15'	1.902	69°23'	2.322	62°25'
1.7	1.982	93°01'	1.823	90°59'	1.724	88°30'	1.656	85°33'	1.617	82°07'	1.610	78°09'	1.643	73°25'	1.738	67°55'	1.962	61°21'
1.9	2.086	90°48'	1.924	88°47'	1.804	86°29'	1.717	83°31'	1.659	80°12'	1.631	76°22'	1.635	71°65'	1.688	66°41'	1.828	60°27'
2.0	2.153	89°51'	1.980	87°51'	1.850	85°27'	1.755	82°38'	1.689	79°22'	1.651	75°37'	1.640	71°15'	1.684	66°09'	1.788	60°02'
2.2	2.293	88°12'	2.098	86°12'	1.951	83°50'	1.840	81°05'	1.759	77°56'	1.707	74°18'	1.684	70°05'	1.700	65°10'	1.777	59°17'
2.4	2.430	86°48'	2.224	84°48'	2.080	82°28'	1.934	79°46'	1.839	76°41'	1.774	73°09'	1.737	69°04'	1.736	64°18'	1.798	58°37'
2.6	2.590	85°35'	2.364	83°36'	2.173	81°17'	2.033	78°38'	1.926	75°36'	1.848	72°09'	1.800	68°10'	1.785	63°32'	1.818	58°01'
2.8	2.743	84°38'	2.488	82°32'	2.291	80°14'	2.137	77°37'	2.018	74°38'	1.929	71°15'	1.870	67°22'	1.843	62°51'	1.861	57°27'
3.0	2.889	83°36'	2.624	81°36'	2.411	79°18'	2.243	76°43'	2.113	73°47'	2.014	70°27'	1.945	66°39'	1.907	62°13'	1.912	56°57'
3.5	3.286	81°40'	2.972	79°39'	2.719	77°23'	2.519	74°50'	2.361	71°56'	2.237	68°46'	2.144	65°06'	2.084	60°52'	2.063	56°50'
1.3	1.689	99°47'	1.613	97°46'	1.572	95°11'	1.563	92°00'	1.590	88°11'	1.667	83°38'	1.828	78°16'	2.171	71°58'	3.107	64°35'
1.4	1.722	97°47'	1.629	95°46'	1.570	93°14'	1.542	90°03'	1.545	86°27'	1.687	82°09'	1.861	76°59'	1.911	70°56'	2.441	63°44'
1.5	1.766	96°05'	1.655	94°05'	1.585	91°35'	1.542	88°33'	1.528	84°59'	1.628	80°47'	1.816	75°51'	1.789	70°02'	2.121	63°08'

(续)

 $K_1$ 

$z_2 K_1$	0.40		0.45		0.50		0.55		0.60		0.65		0.70		0.75		0.80	
	$Z_0$	$\varphi_{\alpha b}$	$Z_0$	$\varphi_{\alpha b}$	$Z_0$	$\varphi_{\alpha b}$	$Z_0$	$\varphi_{\alpha b}$	$Z_0$	$\varphi_{\alpha b}$	$Z_0$	$\varphi_{\alpha b}$	$Z_0$	$\varphi_{\alpha b}$	$Z_0$	$\varphi_{\alpha b}$	$Z_0$	$\varphi_{\alpha b}$
1.1	1.876	93°18'	1.743	91°19'	1.647	88°53'	1.581	85°59'	1.542	82°35'	1.532	78°37'	1.559	73°59'	1.641	68°32'	1.835	62°00'
1.7	2.002	91°08'	1.846	89°07'	1.731	86°44'	1.647	83°59'	1.590	80°39'	1.560	76°32'	1.562	72°27'	1.607	67°18'	1.780	61°03'
2.1	2.139	89°18'	1.962	87°20'	1.828	84°59'	1.728	82°14'	1.630	79°04'	1.611	75°25'	1.595	71°10'	1.616	66°12'	1.681	60°14'
2.4	2.282	87°47'	2.084	85°49'	1.933	83°50'	1.819	80°48'	1.733	77°43'	1.675	74°10'	1.645	70°04'	1.648	65°15'	1.704	59°30'
2.5	2.429	86°29'	2.212	84°31'	2.044	82°13'	1.916	79°35'	1.818	76°33'	1.749	73°05'	1.705	69°05'	1.695	64°25'	1.731	59°50'
2.6	2.504	85°54'	2.277	83°58'	2.102	81°38'	1.966	79°01'	1.882	76°01'	1.785	72°48'	1.738	68°39'	1.722	64°02'	1.749	58°32'
2.8	2.658	84°50'	2.409	82°52'	2.218	80°36'	2.069	78°00'	1.953	75°03'	1.867	71°42'	1.809	67°50'	1.781	63°20'	1.795	57°68'
3.0	2.822	83°58'	2.559	81°53'	2.351	79°37'	2.181	76°45'	2.069	73°48'	1.985	69°54'	1.917	66°52'	1.881	62°50'	1.885	56°50'
3.2	2.998	82°58'	2.724	80°53'	2.518	78°37'	2.348	75°45'	2.248	72°54'	2.172	69°54'	2.104	67°02'	2.068	63°20'	2.072	56°50'
3.4	3.186	81°58'	2.904	79°53'	2.700	77°37'	2.539	74°45'	2.438	71°54'	2.362	68°54'	2.294	66°02'	2.270	62°50'	2.274	56°50'
3.6	3.386	80°58'	3.098	78°53'	2.908	76°37'	2.754	73°45'	2.648	70°54'	2.568	67°54'	2.490	65°02'	2.486	61°50'	2.490	56°50'
3.8	3.600	79°58'	3.316	77°53'	3.140	75°37'	3.000	72°45'	2.896	69°54'	2.800	66°54'	2.742	64°02'	2.748	60°50'	2.754	56°50'
4.0	3.830	78°58'	3.560	76°53'	3.408	74°37'	3.288	71°45'	3.180	68°54'	3.096	65°54'	3.042	63°02'	3.048	59°50'	3.054	56°50'
4.2	4.076	77°58'	3.832	75°53'	3.700	73°37'	3.600	70°45'	3.504	67°54'	3.420	64°02'	3.366	62°02'	3.372	58°50'	3.378	56°50'
4.4	4.338	76°58'	4.132	74°53'	4.032	72°37'	3.924	69°45'	3.824	66°54'	3.744	63°02'	3.700	61°02'	3.706	57°50'	3.712	56°50'
4.6	4.616	75°58'	4.460	73°53'	4.380	71°37'	4.272	68°45'	4.192	65°54'	4.112	62°02'	4.068	60°02'	4.074	56°50'	4.080	56°50'
4.8	4.910	74°58'	4.828	72°53'	4.752	69°37'	4.632	66°45'	4.552	63°54'	4.472	61°02'	4.428	59°02'	4.434	56°50'	4.440	56°50'
5.0	5.220	73°58'	5.236	71°53'	5.160	68°37'	5.040	65°45'	4.960	62°54'	4.900	60°02'	4.856	58°02'	4.862	56°50'	4.868	56°50'
5.2	5.546	72°58'	5.684	70°53'	5.616	67°37'	5.504	64°45'	5.424	61°54'	5.364	59°02'	5.320	57°02'	5.326	56°50'	5.332	56°50'
5.4	5.888	71°58'	6.160	69°53'	6.104	66°37'	6.000	63°45'	5.912	60°54'	5.852	58°02'	5.808	56°02'	5.814	56°50'	5.820	56°50'
5.6	6.246	70°58'	6.664	68°53'	6.616	65°37'	6.520	62°45'	6.432	59°54'	6.372	57°02'	6.328	55°02'	6.334	56°50'	6.340	56°50'
5.8	6.620	69°58'	7.196	67°53'	7.160	64°37'	7.072	61°45'	7.000	58°54'	6.940	56°02'	6.896	54°02'	6.902	56°50'	6.908	56°50'
6.0	7.010	68°58'	7.756	66°53'	7.736	63°37'	7.632	60°45'	7.560	57°54'	7.500	55°02'	7.456	53°02'	7.462	56°50'	7.468	56°50'
6.2	7.416	67°58'	8.348	65°53'	8.344	62°37'	8.240	59°45'	8.172	56°54'	8.112	54°02'	8.068	52°02'	8.074	56°50'	8.080	56°50'
6.4	7.838	66°58'	8.972	64°53'	8.976	61°37'	8.880	58°45'	8.812	55°54'	8.752	53°02'	8.708	51°02'	8.714	56°50'	8.720	56°50'
6.6	8.276	65°58'	9.636	63°53'	9.648	60°37'	9.560	57°45'	9.492	54°54'	9.440	52°02'	9.396	50°02'	9.402	56°50'	9.408	56°50'
6.8	8.730	64°58'	10.340	62°53'	10.360	59°37'	10.280	56°45'	10.212	53°54'	10.168	51°02'	10.124	49°02'	10.130	56°50'	10.136	56°50'
7.0	9.200	63°58'	11.088	61°53'	11.120	58°37'	11.040	55°45'	10.972	52°54'	10.928	49°02'	10.884	47°02'	10.890	56°50'	10.896	56°50'
7.2	9.686	62°58'	11.872	60°53'	11.916	57°37'	11.832	54°45'	11.764	51°54'	11.720	48°02'	11.676	46°02'	11.682	56°50'	11.688	56°50'
7.4	10.188	61°58'	12.696	59°53'	12.756	56°37'	12.672	53°45'	12.604	50°54'	12.560	47°02'	12.516	45°02'	12.522	56°50'	12.528	56°50'
7.6	10.706	60°58'	13.560	58°53'	13.632	55°37'	13.548	52°45'	13.480	49°54'	13.436	46°02'	13.392	44°02'	13.398	56°50'	13.404	56°50'
7.8	11.240	59°58'	14.472	57°53'	14.556	54°37'	14.472	51°45'	14.404	48°54'	14.360	45°02'	14.316	43°02'	14.322	56°50'	14.328	56°50'
8.0	11.790	58°58'	15.432	56°53'	15.528	53°37'	15.444	50°45'	15.380	47°54'	15.336	44°02'	15.292	42°02'	15.298	56°50'	15.304	56°50'
8.2	12.350	57°58'	16.444	55°53'	16.552	52°37'	16.464	49°45'	16.400	46°54'	16.356	43°02'	16.312	41°02'	16.318	56°50'	16.324	56°50'
8.4	12.920	56°58'	17.508	54°53'	17.628	51°37'	17.536	48°45'	17.472	45°54'	17.428	42°02'	17.384	40°02'	17.390	56°50'	17.396	56°50'
8.6	13.500	55°58'	18.636	53°53'	18.768	50°37'	18.672	47°45'	18.608	44°54'	18.564	41°02'	18.520	39°02'	18.526	56°50'	18.532	56°50'
8.8	14.090	54°58'	19.824	52°53'	19.968	49°37'	19.872	46°45'	19.808	43°54'	19.764	39°02'	19.720	37°02'	19.726	56°50'	19.732	56°50'
9.0	14.690	53°58'	21.072	51°53'	21.228	48°37'	21.132	45°45'	21.068	42°54'	21.024	38°02'	20.980	36°02'	20.986	56°50'	20.992	56°50'
9.2	15.300	52°58'	22.384	50°53'	22.552	47°37'	22.456	44°45'	22.392	41°54'	22.348	37°02'	22.304	35°02'	22.310	56°50'	22.316	56°50'
9.4	15.920	51°58'	23.752	49°53'	23.932	46°37'	23.832	43°45'	23.768	40°54'	23.724	36°02'	23.680	34°02'	23.686	56°50'	23.692	56°50'
9.6	16.550	50°58'	25.184	48°53'	25.376	45°37'	25.272	42°45'	25.208	39°54'	25.164	35°02'	25.120	33°02'	25.126	56°50'	25.132	56°50'
9.8	17.190	49°58'	26.672	47°53'	26.876	44°37'	26.768	41°45'	26.704	38°54'	26.660	34°02'	26.616	32°02'	26.622	56°50'	26.628	56°50'
10.0	17.840	48°58'	28.216	46°53'	28.432	43°37'	28.316	40°45'	28.252	37°54'	28.208	33°02'	28.164	31°02'	28.170	56°50'	28.176	56°50'
10.2	18.500	47°58'	29.816	45°53'	29.944	42°37'	29.824	39°45'	29.760	36°54'	29.716	32°02'	29.672	30°02'	29.678	56°50'	29.684	56°50'
10.4	19.170	46°58'	31.472	44°53'	31.616	41°37'	31.496	38°45'	31.432	35°54'	31.388	31°02'	31.344	29°02'	31.350	56°50'	31.356	56°50'
10.6	19.850	45°58'	33.184	43°53'	33.344	40°37'	33.216	37°45'	33.152	34°54'	33.108	30°02'	33.064	28°02'	33.070	56°50'	33.076	56°50'
10.8	20.540	44°58'	34.952	42°53'	35.128	39°37'	35.000	36°45'	34.936	33°54'	34.892	29°02'	34.848	27°02'	34.854	56°50'	34.860	56°50'
11.0	21.240	43°58'	36.784	41°53'	36.936	38°37'	36.808	35°45'	36.744	32°54'	36.700	28°02'	36.656	26°02'	36.662	56°50'	36.668	56°50'
11.2	21.950	42°58'	38.672	40°53'	38.840	37°37'	38.712	34°45'	38.648	31°54'	38.604	27°02'	38.560	25°02'	38.566	56°50'	38.572	56°50'
11.4	22.670	41°58'	40.616	39°53'	40.796	36°37'	40.668	33°45'	40.604	30°54'	40.560	26°02'	40.516	24°02'	40.522	56°50'	40.528	56°50'
11.6	23.400	40°58'	42.616	38°53'	42.808	35°37'	42.680	32°45'	42.616	29°54'	42.572	25°02'	42.528	23°02'	42.534	56°50'	42.540	56°50'
11.8	24.140	39°58'	44.672	37°53'	44.876	34°37'	44.748	31°45'	44.684	28°54'	44.640	24°02'	44.596	22°02'	44.602	56°50'	44.608	56°50'
12.0	24.890	38°58'	46.784	36°53'	46.996	33°37'	46.868	30°45'	46.804	27°54'	46.760	23°02'	46.716	21°02'	46.722	56°50'	46.728	56°50'
12.2	25.650	37°58'	48.952	35°53'	49.176	32°37'	49.048	29°45'	48.984	26°54'	48.940	22°02'	48.896	20°02'	48.902	56°50'	48.908	56°50'
12.4	26.420	36°58'	51.184	34°53'	51.424	31°37'	51.296	28°45'	51.232	25°54'	51.188	21°02'	51.144	19°02'	51.150	56°50'	51.156	56°50'
12.6	27.200	35°58'	53.472	33°53'	53.728	30°37'	53.592	27°45'	53.528	24°54'	53.484	20°02'	53.440	18°02'	53.446	56°50'	53.452	56°50'
12.8	27.990	34°58'	55.816	32°53'	56.088	29°37'	55.944	26°45'	55.880	23°54'	55.836	19°02'	55.792	17°02'	55.798	56°50'	55.804	56°50'
13.0	28.790	33°58'	58.216	31°53'	58.504	28°37'	58.360	25°45'	58.300	22°54'	58.256	18°02'	58.212	16°02'	58.218	56°50'	58.224	56°50'
13.2	29.600	32°58'	60.672	30°53'	60.976	27°37'	60.832	24°45'	60.772	21°54'	60.728	17°02'	60.684	15°02'	60.690	56°50'	60.696	56°50'
13.4	30.420	31°58'	63.184	29°53'	63.504	26°37'	63.360	23°45'	6									

(續)

$K_1$

$z_0$	0.40		0.45		0.50		0.55		0.60		0.65		0.70		0.75		0.80			
	$Z_{\sigma}$	$\Phi_{\sigma,b}$	$Z_{\sigma}$	$\Phi_{\sigma,b}$	$Z_{\sigma}$	$\Phi_{\sigma,b}$	$Z_{\sigma}$	$\Phi_{\sigma,b}$	$Z_{\sigma}$	$\Phi_{\sigma,b}$	$Z_{\sigma}$	$\Phi_{\sigma,b}$	$Z_{\sigma}$	$\Phi_{\sigma,b}$	$Z_{\sigma}$	$\Phi_{\sigma,b}$	$Z_{\sigma}$	$\Phi_{\sigma,b}$		
36	2.0	1.992 80'26"	1.831 68'30"	1.710 86'10"	1.621 83'26"	1.568 80'16"	1.520 76'35"	1.510 72'18"	1.537 67'15"	1.583 61'13"	1.549 68'43"	1.548 65'52"	1.531 71'40"	1.510 72'18"	1.537 67'15"	1.583 61'13"	1.549 68'43"	1.548 65'52"		
2.1	2.081 89'35"	1.890 87'59"	1.761 85'20"	1.684 82'38"	1.621 83'26"	1.568 80'16"	1.520 76'35"	1.510 72'18"	1.537 67'15"	1.583 61'13"	1.549 68'43"	1.548 65'52"	1.531 71'40"	1.510 72'18"	1.537 67'15"	1.583 61'13"	1.549 68'43"	1.548 65'52"		
0.9	1.679 113'46"	1.778 112'20"	1.961 109'56"	2.230 105'23"	2.290 103'28"	2.337 101'45"	2.369 100'42"	2.384 99'28"	2.391 98'14"	2.391 98'14"	2.384 97'28"	2.369 96'46"	2.337 95'41"	2.290 94'41"	2.230 93'38"	2.158 92'38"	2.071 91'48"	1.971 90'58"	1.858 90'08"	
1.0	1.561 108'44"	1.674 107'00"	1.833 104'28"	1.954 102'04"	1.752 101'05"	1.69 99'46"	1.654 98'23"	1.626 97'04"	1.602 95'48"	1.581 94'36"	1.561 93'28"	1.542 92'23"	1.524 91'20"	1.507 90'18"	1.491 89'18"	1.476 88'19"	1.462 87'22"	1.449 86'26"	1.437 85'31"	1.425 84'37"
1.1	1.528 105'06"	1.590 103'15"	1.698 100'42"	1.781 98'15"	1.554 97'28"	1.654 93'23"	1.724 89'04"	1.768 85'59"	1.794 83'08"	1.811 80'18"	1.820 77'31"	1.829 74'48"	1.838 72'07"	1.847 69'28"	1.855 66'51"	1.863 64'16"	1.871 61'43"	1.879 59'11"	1.887 56'40"	1.895 54'10"
1.2	1.534 102'16"	1.481 100'22"	1.453 97'51"	1.426 95'33"	1.434 92'28"	1.452 89'48"	1.471 87'03"	1.490 84'18"	1.509 81'33"	1.528 78'48"	1.547 76'03"	1.566 73'18"	1.585 70'33"	1.604 67'48"	1.623 65'03"	1.642 62'18"	1.661 59'33"	1.680 56'48"	1.699 54'03"	1.718 51'18"
1.3	1.562 99'53"	1.489 98'02"	1.447 95'33"	1.427 92'38"	1.437 89'04"	1.452 85'35"	1.467 82'08"	1.482 78'41"	1.497 75'14"	1.512 71'47"	1.527 68'20"	1.542 64'53"	1.557 61'26"	1.572 58'00"	1.587 54'73"	1.602 51'46"	1.617 49'00"	1.632 46'14"	1.647 43'28"	1.662 40'42"
1.4	1.603 98'01"	1.514 96'08"	1.457 93'38"	1.427 90'33"	1.427 90'33"	1.425 87'03"	1.433 83'36"	1.441 80'09"	1.449 76'42"	1.457 73'15"	1.465 69'48"	1.473 66'21"	1.481 62'54"	1.489 59'27"	1.497 56'00"	1.505 52'73"	1.513 49'46"	1.521 46'19"	1.529 42'52"	1.537 40'07"
1.5	1.652 96'22"	1.550 94'26"	1.480 92'01"	1.437 89'04"	1.437 89'04"	1.429 84'18"	1.433 81'28"	1.437 78'38"	1.441 75'48"	1.445 72'58"	1.449 70'08"	1.453 67'18"	1.457 64'28"	1.461 61'38"	1.465 58'48"	1.469 55'58"	1.473 53'08"	1.477 50'18"	1.481 47'28"	1.485 44'38"
1.6	1.708 94'55"	1.593 92'59"	1.512 90'35"	1.458 87'42"	1.458 87'42"	1.448 83'10"	1.445 79'17"	1.442 75'24"	1.439 71'31"	1.436 67'38"	1.433 63'45"	1.430 59'52"	1.427 56'00"	1.424 52'07"	1.421 48'14"	1.418 44'21"	1.415 40'28"	1.412 36'35"	1.409 32'42"	1.406 28'49"
1.7	1.768 93'39"	1.642 91'43"	1.550 89'20"	1.485 86'30"	1.485 86'30"	1.473 82'08"	1.461 78'21"	1.458 74'34"	1.455 70'47"	1.452 66'60"	1.449 62'73"	1.446 58'86"	1.443 54'99"	1.440 51'12"	1.437 47'25"	1.434 43'38"	1.431 39'51"	1.428 36'04"	1.425 32'17"	1.422 28'30"
1.8	1.831 92'30"	1.694 90'34"	1.592 88'13"	1.520 85'25"	1.520 85'25"	1.473 82'08"	1.461 78'21"	1.458 74'34"	1.455 70'47"	1.452 66'60"	1.449 62'73"	1.446 58'86"	1.443 54'99"	1.440 51'12"	1.437 47'25"	1.434 43'38"	1.431 39'51"	1.428 36'04"	1.425 32'17"	1.422 28'30"
1.9	1.897 91'23"	1.749 89'32"	1.638 87'12"	1.558 84'27"	1.558 84'27"	1.502 81'15"	1.472 77'31"	1.470 73'47"	1.467 69'63"	1.464 65'79"	1.461 61'95"	1.458 58'11"	1.455 54'27"	1.452 50'43"	1.449 46'59"	1.446 43'15"	1.443 39'31"	1.440 35'47"	1.437 32'03"	1.434 28'19"
2.0	1.964 90'32"	1.808 88'37"	1.687 86'18"	1.598 83'34"	1.598 83'34"	1.538 80'24"	1.498 76'44"	1.497 72'59"	1.494 69'14"	1.491 65'29"	1.488 61'44"	1.485 57'59"	1.482 54'14"	1.479 50'29"	1.476 46'44"	1.473 42'59"	1.470 39'14"	1.467 35'29"	1.464 31'44"	1.461 27'59"
0.9	1.602 113'31"	1.688 112'06"	1.849 109'45"	2.134 106'23"	2.134 106'23"	2.682 101'47"	4.038 95'51"	12.27 88'30"	6.728 77'33"	2.288 91'36"	1.762 88'39"	1.563 86'23"	1.449 83'00"	1.389 81'41"	1.337 80'31"	1.294 79'21"	1.251 78'11"	1.208 77'01"	1.165 75'51"	1.122 74'41"
1.0	1.505 108'38"	1.514 105'56"	1.566 104'27"	1.673 101'08"	1.673 101'08"	1.866 96'53"	2.288 91'36"	3.094 85'12"	4.262 78'47"	5.811 73'01"	7.757 67'31"	10.103 61'41"	13.059 55'51"	16.726 49'51"	21.313 43'51"	26.920 37'51"	33.657 31'51"	41.634 25'51"	50.961 19'51"	61.748 13'51"
1.1	1.482 105'04"	1.453 103'15"	1.458 100'45"	1.490 97'32"	1.490 97'32"	1.568 93'32"	1.623 89'32"	1.664 85'32"	1.692 81'32"	1.708 77'32"	1.714 73'32"	1.711 69'32"	1.708 65'32"	1.705 61'32"	1.702 57'32"	1.699 53'32"	1.696 49'32"	1.693 45'32"	1.690 41'32"	1.687 37'32"
1.2	1.489 102'17"	1.440 100'25"	1.417 97'56"	1.425 94'48"	1.425 94'48"	1.468 90'58"	1.503 86'23"	1.528 81'48"	1.549 77'03"	1.566 72'18"	1.579 67'33"	1.588 62'48"	1.594 58'03"	1.598 53'18"	1.601 48'33"	1.604 43'48"	1.607 39'03"	1.610 34'18"	1.613 29'33"	1.616 24'48"
1.3	1.526 100'01"	1.453 98'07"	1.411 95'59"	1.397 92'36"	1.397 92'36"	1.442 88'56"	1.468 84'33"	1.486 79'20"	1.499 74'07"	1.508 68'54"	1.514 63'41"	1.519 58'28"	1.524 53'15"	1.529 48'02"	1.534 42'49"	1.539 37'36"	1.544 32'23"	1.549 27'10"	1.554 21'57"	1.559 16'44"
1.4	1.568 98'05"	1.481 96'11"	1.424 93'45"	1.406 89'13"	1.406 89'13"	1.448 85'46"	1.473 81'14"	1.488 76'01"	1.499 70'48"	1.506 65'35"	1.511 60'22"	1.516 55'09"	1.521 49'56"	1.526 44'43"	1.531 39'30"	1.536 34'17"	1.541 29'04"	1.546 23'51"	1.551 18'38"	1.556 13'25"
1.5	1.616 96'27"	1.518 94'32"	1.449 92'08"	1.429 87'55"	1.429 87'55"	1.468 84'28"	1.488 80'05"	1.503 75'52"	1.514 71'39"	1.521 67'26"	1.527 63'13"	1.533 59'00"	1.539 54'47"	1.545 50'34"	1.551 46'21"	1.557 42'08"	1.563 37'55"	1.569 33'42"	1.575 29'29"	1.581 25'16"
1.6	1.672 95'01"	1.562 93'05"	1.482 90'43"	1.458 86'40"	1.458 86'40"	1.490 83'21"	1.506 79'28"	1.519 75'35"	1.528 71'42"	1.535 67'49"	1.542 63'56"	1.549 59'63"	1.556 55'70"	1.563 51'77"	1.570 47'84"	1.577 43'91"	1.584 39'98"	1.591 36'05"	1.598 32'12"	1.605 28'19"
1.7	1.738 93'44"	1.611 91'50"	1.521 89'28"	1.458 86'40"	1.458 86'40"	1.490 83'21"	1.506 79'28"	1.519 75'35"	1.528 71'42"	1.535 67'49"	1.542 63'56"	1.549 59'63"	1.556 55'70"	1.563 51'77"	1.570 47'84"	1.577 43'91"	1.584 39'98"	1.591 36'05"	1.598 32'12"	1.605 28'19"
1.8	1.799 92'36"	1.664 90'42"	1.564 88'22"	1.493 85'35"	1.493 85'35"	1.446 82'20"	1.453 78'33"	1.459 74'46"	1.465 70'59"	1.471 66'72"	1.477 62'85"	1.483 58'98"	1.489 55'11"	1.495 51'24"	1.501 47'37"	1.507 43'50"	1.513 39'63"	1.519 35'76"	1.525 31'89"	1.531 28'02"
1.9	1.865 91'35"	1.710 89'40"	1.611 87'21"	1.531 84'37"	1.531 84'37"	1.476 81'25"	1.484 77'42"	1.490 73'59"	1.496 70'16"	1.502 66'33"	1.508 62'50"	1.514 59'07"	1.520 55'24"	1.526 51'41"	1.532 47'58"	1.538 44'15"	1.544 40'32"	1.550 36'49"	1.556 33'06"	1.562 29'23"

(续)

$z_2/K_1$	$K_1$											
	0.40	0.45	0.50	0.55	0.60	0.65	0.70	0.75	0.80			
	$Z_{\sigma}$	$\varphi_{s,b}$	$Z_{\sigma}$	$\varphi_{s,b}$	$Z_{\sigma}$	$\varphi_{s,b}$	$Z_{\sigma}$	$\varphi_{s,b}$	$Z_{\sigma}$	$\varphi_{s,b}$	$Z_{\sigma}$	$\varphi_{s,b}$
0.9	1.570	113°24'	1.649	112°00'	1.801	109°41'	2.069	106°26'	2.578	101°47'	3.802	95°55'
1.0	1.481	108°35'	1.488	106°54'	1.537	104°26'	1.638	101°09'	1.822	96°56'	2.171	91°42'
1.1	1.462	105°03'	1.432	103°15'	1.435	100°46'	1.475	97°34'	1.581	93°38'	1.726	88°45'
1.2	1.478	102°18'	1.422	100°28'	1.399	97°58'	1.405	94°51'	1.448	91°03'	1.537	86°29'
1.3	1.508	100°02'	1.437	98°09'	1.395	95°42'	1.380	92°40'	1.394	89°01'	1.446	84°39'
1.4	1.652	98°07'	1.465	96°14'	1.409	93°49'	1.378	90°51'	1.374	87°18'	1.402	83°08'
1.5	1.803	96°29'	1.504	94°38'	1.435	92°12'	1.392	89°17'	1.374	85°51'	1.384	81°47'
1.6	1.660	95°03'	1.548	93°09'	1.469	90°47'	1.415	87°56'	1.386	84°34'	1.383	80°38'
1.7	1.721	93°47'	1.598	91°53'	1.508	89°32'	1.445	86°44'	1.407	83°26'	1.383	79°34'
1.8	1.785	92°39'	1.651	90°45'	1.551	88°25'	1.480	85°39'	1.433	82°25'	1.411	78°39'
1.9	1.851	91°38'	1.706	89°44'	1.598	87°25'	1.519	84°41'	1.464	81°30'	1.434	77°48'
2.0	1.641	113°18'	1.616	111°54'	1.759	109°37'	2.012	105°17'	2.489	101°47'	3.610	95°58'
1.0	1.459	108°33'	1.485	106°52'	1.511	104°25'	1.608	101°09'	1.784	96°59'	2.115	91°48'
1.1	1.444	105°03'	1.414	103°15'	1.418	100°47'	1.453	97°37'	1.586	93°39'	1.695	88°50'
1.2	1.459	102°18'	1.406	100°27'	1.383	98°00'	1.388	94°54'	1.427	91°07'	1.515	86°34'
1.3	1.493	100°03'	1.432	98°11'	1.380	95°44'	1.365	92°44'	1.378	89°05'	1.428	84°44'
1.4	1.638	98°09'	1.452	96°16'	1.396	93°51'	1.365	90°54'	1.360	87°23'	1.387	83°11'
1.5	1.590	96°31'	1.491	94°38'	1.422	92°15'	1.380	89°21'	1.381	85°55'	1.371	81°52'
1.6	1.647	95°05'	1.536	93°12'	1.457	90°50'	1.404	87°59'	1.374	84°38'	1.371	80°41'
1.7	1.709	93°49'	1.586	91°56'	1.498	89°36'	1.434	86°48'	1.396	83°50'	1.382	79°59'
1.8	1.772	92°41'	1.639	90°48'	1.540	88°28'	1.469	85°43'	1.423	82°29'	1.400	78°43'

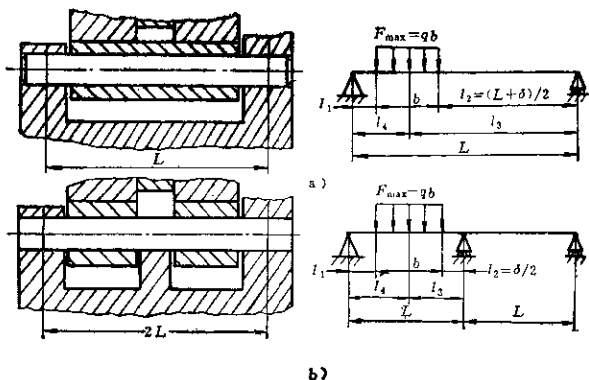


图8.5-21 针齿受力简图  
 a) 二支点针齿 b) 三支点针齿  
 $L$ —针齿销跨度  $\delta$ —间隔环厚度  $b$ —摆线轮宽度

可取许用的弯曲应力  $\sigma_{Fp} = 150 \sim 200 \text{N/mm}^2$ 。

针齿受力后发生弯曲变形，若变形过大不仅影响载荷沿齿面接触线分布不均，而且将促使针齿销和针齿套配合表面间发生胶合，以致针齿套不再绕针齿销转动，因此要校核针齿销受载后产生的最大挠度  $y$  及针齿销支点处横截面的转角  $\theta$  是否小于许用值。可取许用挠度  $[y] = (0.001 \sim 0.0012)L \text{mm}$ ；许用转角  $[\theta] = 0.002 \sim 0.004 \text{rad}$ ； $L$  为针齿销相邻支点间的跨度，单位为  $\text{mm}$ 。

如果针齿抽去  $\frac{1}{2}$ ，由表 8.5-4 算出的针齿弯曲挠度值和转角值应再乘 2 才得到抽齿后的挠度值和转角值，这时抽齿后的针齿销直径等于由表 8.5-4 算出的值再乘以  $\sqrt{2}$ 。表 8.5-4 所列均为未抽齿时的公式。

考虑结构和工艺要求，可将按弯曲强度算出的  $d_2'$  值参照下列数值进行圆整。

针齿销、针齿套直径数列

		mm													
针齿套		14	18	22	27	32	36	42	50	65	70	75	85	95	
针齿销	8	10	10	12	16	20	24	26	32	36	50	55	60	65	75

### 3.5 输出机构柱销的强度计算

通常柱销轴与输出轴圆盘上的柱销孔采用过盈配合（推荐采用冷装法——将柱销轴冷却后装入柱销孔）。按悬臂梁计算柱销轴的弯曲强度。由于两片摆线轮不同时对柱销产生作用力，因此应根据远离柱销固定端的一片摆线轮对柱销的最大作用力  $Q_{max}$  计算其弯曲强度（图 8.5-22）。柱销轴采用轴承钢时，其许用的弯曲应力  $\sigma_{Fp} = 150 \sim 200 \text{N/mm}^2$ 。柱销轴直径  $d_2'$  的弯曲强度计算式见表 8.5-4。

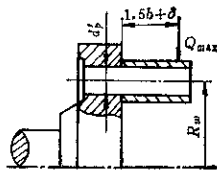


图8.5-22 柱销受力简图

### 3.6 转臂轴承寿命计算

实践证明，转臂轴承是传动的薄弱环节。 $D_2$

比较小时 (例如  $D_2 = 160 \sim 550\text{mm}$ ), 可以选用不带外座圈的单列向心短圆柱滚子轴承。  $D_2$  较大时 (例如  $D_2 > 550\text{mm}$ ), 可选用带外座圈的单列向心短圆柱滚子轴承。此外还可采用不带保持架的非标准圆柱滚子轴承。转臂轴承寿命计算公式见表 8.5-4。

### 3.7 少齿差摆线针轮行星传动强度计算特点

其受力分析和一齿差相似, 从而可得:

$$F_{\max} = \frac{10^3 T_2}{r_o} \cdot \frac{1}{\sum_{i=1}^{z_n} \sin^2 \varphi_i} \quad (8.5-54)$$

式中  $z_n$ ——同时啮合齿数 见公式 8.5-17;

$$\sin^2 \varphi_i = \frac{\sin^2 \varphi_{s0}}{1 + K_i^2 - 2K_i \cos \varphi_{s0}} = h(\varphi_{s0})$$

求  $\sum_{i=1}^{z_n} \frac{\sin^2 \varphi_{s0}}{1 + K_i^2 - 2K_i \cos \varphi_{s0}}$  时, 先作  $h(\varphi_{s0})$

曲线, 由图查出  $z_n$  个齿所对应的  $h$  值, 而后相加。

由于第一个齿在啮合过程由  $0^\circ$  变到  $\frac{360^\circ}{z_b}$ , 因此可在这个范围中取若干点为起始点, 算出不同的  $\sum_{i=1}^{z_n} \sin^2 \varphi_i$  值, 而后用其中最小值 (这样  $F_{\max}$  为最大)。

轮齿接触强度计算公式的推导和一齿差也相似, 所得结论公式为:

$$\sigma_{H4} = \sqrt{k_{oH}} \sigma_H \quad (8.5-55)$$

式中  $k_{oH} = \frac{z_n}{4} \cdot \frac{1}{\sum_{i=1}^{z_n} \sin^2 \varphi_i}$

应该说明: ①求  $\sigma_{H4}$  时先要求出一齿差的  $\sigma_H$ , 这时查  $z_o$  应该用少齿差的  $z_b$  除以齿数  $z_o$ ; ②若表 8.5-5 所列的与  $Z_o$  对应的啮合相位角  $\varphi_{s0}$  小于或等于少齿差的齿顶对应的啮合相位角  $\varphi_{s0}$  时方可采用 8.5-5 表的  $Z_o$  值进行少齿差的齿面接触强度计算, 否则应根据  $\varphi_{s0}$  在  $0^\circ$  到少齿差工作齿廓的齿顶点对应的啮合相位角区内变化时相应的接触强度系数的最大值  $Z_o$  进行计算。

## 3.8 复合齿形摆线针轮行星传动强度计算特点

### 3.8.1 受力分析

摆线轮复合齿形曲线  $M-4$  的存在 (图 8.5-12), 使理论受力齿数  $z_n$  少于  $z_b/2$ 。实际上由于齿轮啮合受力时齿面的弯曲变形, 曲线  $M-4$  的某些部分也将参加啮合, 并且曲线  $M-4$  的存在使摆线轮齿顶部与针齿逐渐进入啮合因而可减少冲击振动和噪声。复合齿形摆线轮的受力分析基本上与前述一齿差非复合齿形的摆线针轮传动一样 (见本章 3.1.1 节), 也就是将 3.1.1 节里的  $T_2 = 10^3 F_{\max} r_o \sum_{i=1}^{z_b/2}$

$\sin^2 \varphi_i$  式中的  $\sum_{i=1}^{z_b/2} \sin^2 \varphi_i$  改写为  $\sum_{i=1}^{z_n} \sin^2 \varphi_i$ , 为方便起见将上式乘以齿形复合曲线的影响系数  $K_a$ , 即

$$T_2 = 10^3 F_{\max} r_o \sum_{i=1}^{z_n/2} \sin^2 \varphi_i K_a$$

$$F_{\max} = \frac{10^3 T_2}{z_b/2 r_o} = \frac{4 \times 10^3 T_2}{K_i z_o R_i K_o} \cdot \frac{1}{K_a r_o \sum_{i=1}^{z_n} \sin^2 \varphi_i} \quad (8.5-56)$$

$$\text{而 } K_a = \frac{\sum_{i=1}^{z_n} \sin^2 \varphi_i}{z_b/2} \approx \frac{z_n}{z_b/2} \frac{\int_0^{\varphi_{iM}} \sin^2 \varphi_i d\varphi_i}{\int_0^{\varphi_{iM}} \sin^2 \varphi_i d\varphi_i}$$

将  $z_n = \frac{\pi - \varphi_{iM}}{2\pi/z_b}$  代入上式并积分, 则

$$K_a = 1 - \frac{\varphi_{iM}}{\pi} + \frac{\sin 2\varphi_{iM}}{2\pi} \quad (8.5-57)$$

式中  $\varphi_{iM}$ ——摆线轮复合齿形曲线  $M-4$  的起点  $M$  对应的  $\varphi_i$  角 ( $K_a$  的推导和  $\varphi_{iM}$  角见图 8.5-15)。

由图 8.5-15 可导出:

$$\varphi_{iM} = \arcsin \left[ \frac{\sin \varphi_{s0M}}{(1 + K_i^2 - 2K_i \cos \varphi_{s0M})^{1/2}} \right] \quad (8.5-58)$$

$\varphi_{s0M}$  的选择见 2.6.2 节的  $b$  项。

根据公式 (8.5-56), 考虑到  $K_a$  对摆线轮、针

齿和转臂轴承受力的影响, 力的计算公式见表8.5-6。

同理, 对于复合齿形, 由于同时啮合的理论齿

$$\Sigma_i F_{iy} = \frac{4 \times 10^3 T_s}{K_1 Z_c R_s} \left( \sum_{i=1}^{z_{b/2}} \sin \varphi_i \cos \varphi_i \right) \text{ 中的 } \sum_{i=1}^{z_{b/2}} \sin \varphi_i \cos \varphi_i$$

按写成  $\sum_{i=1}^{z_n} \sin \varphi_i \cos \varphi_i$ 。为方便起见, 在上式中乘以系数  $K_\beta$  即可求出复合齿形时的  $\Sigma_{(i)} F_{iy}$ , 而

$$K_\beta = \frac{\sum_{i=1}^{z_n} \sin \varphi_i \cos \varphi_i}{\sum_{i=1}^{z_{b/2}} \sin \varphi_i \cos \varphi_i} = \frac{\sum_{i=1}^{z_n} \frac{\sin \varphi_{s,b} (K_1 - \cos \varphi_{s,b})}{1 + K_1^2 - 2K_1 \cos \varphi_{s,b}}}{\sum_{i=1}^{z_{b/2}} \frac{\sin \varphi_{s,b} (K_1 - \cos \varphi_{s,b})}{1 + K_1^2 - 2K_1 \cos \varphi_{s,b}}}$$

$$\approx \left[ \frac{1}{\varphi_{s,bM}} \int_0^{\varphi_{s,bM}} \frac{\sin \varphi_{s,b} (K_1 - \cos \varphi_{s,b})}{1 + K_1^2 - 2K_1 \cos \varphi_{s,b}} d\varphi_{s,b} \right] z_n \left[ \frac{1}{\pi} \int_0^\pi \frac{\sin \varphi_{s,b} (K_1 - \cos \varphi_{s,b})}{1 + K_1^2 - 2K_1 \cos \varphi_{s,b}} d\varphi_{s,b} \right] \frac{z_b}{2}$$

将  $z_n = \frac{\varphi_{s,bM} z_b}{2\pi}$  代入上式再积分, 则

$$K_\beta = \frac{1 - \cos \varphi_{s,bM} + \frac{1 - K_1^2}{4K_1^2} \ln \frac{(1 - K_1)^2}{1 + K_1^2 - 2K_1 \cos \varphi_{s,bM}}}{\frac{1}{K_1} + \frac{K_1^2 - 1}{2K_1^2} \ln \frac{1 + K_1}{1 - K_1}} \quad (8.5-59)$$

表8.5-6 力的计算公式

序号	项 目	单位	计 算 公 式
1	第 $i$ 个针齿的法向作用力	N	$F_i = \frac{4 \times 10^3 T_s}{K_1 Z_c R_s K_a} \frac{\sin \varphi_{s,b}}{(1 + K_1^2 - 2K_1 \cos \varphi_{s,b})^{1/2}}$
2	齿形复合曲线的影响系数 $K_a$		$K_a = 1 - \frac{\varphi_{1M}}{\pi} + \frac{\sin 2\varphi_{1M}}{2\pi}$ $\varphi_{1M} = \arcsin \left\{ \frac{\sin \varphi_{s,bM}}{(1 + K_1^2 - 2K_1 \cos \varphi_{s,bM})^{1/2}} \right\}$
3	针齿齿面最大法向作用力	N	$F_{mz} = \frac{4 \times 10^3 T_s}{K_1 Z_c R_s K_a}$
4	汇交于节点 $c$ 的齿面法向作用力之合力沿 $x$ 、 $y$ 轴的投影 $\Sigma_{(i)} F_{ix}$ 、 $\Sigma_{(i)} F_{iy}$	N	$\Sigma_{(i)} F_{ix} = \frac{10^3 T_s Z_b}{K_1 Z_c R_s}$ $\Sigma_{(i)} F_{iy} \approx \frac{10^3 T_s Z_b K_y K_\beta}{K_1 Z_c R_s K_a}$
5	摆线轮对转臂轴承的作用力 $R$	N	$R = \frac{10^3 T_s}{a z_s} \sqrt{1 + \left( \frac{4}{\pi} \frac{a z_c}{R_w} - \frac{K_y K_\beta}{K_a} \right)^2}$
6	转臂轴承的作用力 $R$ 与 $x$ 轴间夹角 $\alpha_{R_s}$	rad	$\alpha_{R_s} = \arccos \frac{1}{\sqrt{1 + \left( \frac{4}{\pi} \frac{a z_c}{R_w} - \frac{K_y K_\beta}{K_a} \right)^2}}$ $K_y = \frac{2}{\pi} \left( \frac{1}{K_1} + \frac{K_1^2 - 1}{2K_1^2} \ln \frac{1 + K_1}{1 - K_1} \right)$

注: 表中转矩  $T_s = T/2$ , 单位为  $N \cdot m$ ; 力的单位为  $N$ ; 长度单位为  $mm$ 。

### 3.8.2 强度计算

根据表8.5-6力的计算公式, 只要将表8.5-4的强度和刚度计算式中的转矩  $T_0$  和力  $F_{max}$  (柱销轴的弯曲应力  $\sigma_F$  和柱销轴直径  $d_s$  的计算式除外) 换写成  $\frac{T_0}{K_1}$  和  $\frac{F_{max}}{K_1}$ , 而其它符号不变即可求得复合齿形的强度、刚度计算式。

当针齿抽去一半时, 抽齿后的齿面计算的接触应力  $\sigma_{H1} = \sqrt{2} \sigma_H$ , 这时针齿中心圆半径  $R_{11} = R/\sqrt{2}$ ,  $\sigma_H$ 、 $R_2$  为未抽齿时的计算值; 而抽齿后的针齿销直径等于未抽齿时的计算值再乘以  $\sqrt{2}$ , 而抽齿后针齿销的挠度和支点处的转角应为未抽齿时的数值的2倍。

应该说明, 若表8.5-5所列的与  $Z_0$  对应的啮合相位角  $\varphi_{s,0}$  小于所取的  $\varphi_{s,0}$  角度时方可采用表8.5-5的  $Z_0$  值进行复合齿形的齿面接触强度计算, 否则应根据  $\varphi_{s,0}$  在  $0^\circ \sim \varphi_{s,0}$  区间内变化时相应的接触强度系数的最大值  $Z_0$  (实际上, 这时  $Z_0$  随着  $\varphi_{s,0}$  在  $0^\circ \sim \varphi_{s,0}$  区间内的逐渐增大而增大, 因此在这种条件下与  $\varphi_{s,0}$  对应的  $Z_0$  值即为接触强度系数的最大值) 进行计算, 而其他公式不变。

### 3.9 参数选择

$K_1$  和  $K_2$  的选择, 直接影响传动的承载能力, 输出机构的设计和转臂轴承的寿命。

#### 3.9.1 短幅系数 $K_1$

(1)  $K_1$  的选择, 应以尽可能降低齿面计算的接触应力  $\sigma_H$  为原则, 为此应选  $K_1 = 0.6$  左右 (见表8.5-5)。

(2) 当传动比  $i$  较小时 (例如  $i < 17$ ), 除考虑上述原则外, 还应注意  $K_1$  对输出机构的影响, 因为  $\alpha = K_1 R_s / z_0$ ,  $R_s$  确定后为了不使由于偏心距  $\alpha$  增大而难以设计较为合理的输出机构, 常取  $K_1 < 0.6$ 。

(3) 当  $K_1 = 0.5 \sim 0.85$  时, 传动的承载能力变化不大。对于产品的系列化设计, 可取  $K_1 = 0.4 \sim 0.8$  左右。一般, 传动比小,  $K_1$  应取较小值; 传动比大,  $K_1$  应取较大值。

#### 3.9.2 针径系数 $K_2$

(1)  $K_2$  的选择也应以尽可能降低齿面计算

的接触应力  $\sigma_H$  为原则, 一般应选取  $K_2 = 1.3 \sim 1.8$  左右 (见表8.5-6)。

(2) 当传动比  $i$  较小时 (例如  $i < 17$ ), 除了考虑上述原则外, 还要考虑  $K_2$  对输出机构设计的影响。如果这时  $K_2$  仍按上述范围选择, 常常由于针齿直径过大, 以致摆线轮齿根圆直径过小而难以设计出较为合理的输出机构, 因此  $K_2$  值的选取常比上述的数值大。

(3) 当传动比  $i$  较大时, 除了应考虑尽可能降低计算的接触应力  $\sigma_H$  外, 还应注意  $K_2$  对针齿弯曲强度和变形的影响, 为使针齿直径适当增大, 以满足对针齿强度和刚度的要求以及实现将不带针齿套的针齿变成带套的针齿, 往往需取比上述数值小的  $K_2$  值。

(4) 通常选取  $K_2 \geq 0.86 \sim 4$ , 一般随着传动比  $i$  增大, 选取较小的  $K_2$  值。当  $D_s$  不太大时 (例如  $D_s \leq 750 \text{mm}$ ), 如果针齿数较多, 为避免针齿相碰和保证针齿壳和针齿的强度, 一般需要抽齿, 这时可取  $K_2 \geq 0.86 \sim 1$ 。

JB2982—81 摆线针轮减速器系列参数见表8.5-7。

【例】已知: 主动轴输入功率  $N = 60 \text{kW}$ , 转速  $n = 985 \text{r/min}$ , 传动比  $i = 23$ 。试设计摆线针轮行星传动。

(1) 选择材料, 确定许用应力, 选择摆线轮、针齿套、针齿销、柱销轴和柱销套的材料均为 GCr15, 其表面硬度见表8.5-8。取齿面许用的接触应力  $\sigma_{H0} = 1200 \text{N/mm}^2$ , 取针齿销和柱销轴许用的弯曲应力  $\sigma_{FP} = 150 \text{N/mm}^2$ 。

(2) 选择参数, 计算针齿中心圆半径  $R_s$ , 初选  $K_1 = 0.6$ ,  $K_2 = 2$ ;  $z_0 = i = 23$ ; 由表8.5-5查得接触应力系数  $Z_0 = 1.623$ 。输出轴转矩为

$$T = 9550 \times \frac{N}{n} \cdot \eta$$

$$= 9550 \times \frac{60}{985} \times 23 \times 0.94 = 12577 \text{ N} \cdot \text{m}$$

作用在每片摆线轮上的转矩  $T_s = \frac{T}{2} = 6288.5 \text{ N} \cdot \text{m}$

查表8.5-4序号2,

$$R_s \geq 417 \times 10^4 \sqrt[3]{\frac{T_s Z_0 K_2}{\phi_0 \sigma_{FP}^2}}$$

$$= 417 \times 10^4 \sqrt[3]{\frac{6288.5 \times 1.623 \times 2}{0.075 \times (1200 \times 10^6)^2}}$$



表 8.5-7 摆线针轮行星减速器系列 (JB2082—81) 参数表

机型号 $D_1$ (mm)	参 数		传 动 比						$D_2$ (mm)	$\frac{d_f}{d_s}$	$z$	$b$ (mm)	$\delta$ (mm)	$D_1$ (mm)	持 荷 能 力	
	$a$	$K_1$	11	17	23	29	35	43								59
16	$a$	2.5	2.5	2	1.5	1.25	1	0.75								
	$K_1$	0.6000	0.6000	0.6400	0.6000	0.6000	0.5887	0.6000								
	$K_2$	2.77	1.98	1.40	1.57	1.31	1.07	0.98								
	$d_{a0}$	143	141	140	143	142.5	142	143.5								
	$d_{f0}$	128	131	132	137	137.5	138	140.5								61.8 502307
	$d_s/d_1'$	14/10											/8			
18	$a$	4	3	2.5	2	1.6	1.25	1	0.75							
	$K_1$	0.6333	0.6000	0.6667	0.6667	0.6000	0.6111	0.6667								
	$K_2$	3.33	2.23	1.68	1.34	1.12	1.28	1.18	0.98							
	$d_{a0}$	174	172	171	170	169	172.5	174	173.5							
	$d_{f0}$	158	160	161	162	163	167.5	170	170.5							68.2 502307
	$d_s/d_1'$	14/10											/8			
22	$a$	0	3.5	3	2.5	2	1.5	1	0.75							
	$K_1$	0.6455	0.5727	0.6545	0.6318	0.6545	0.6000	0.6455								
	$K_2$	3.16	2.12	2.05	1.64	1.37	1.12	1.15	0.96	0.98						
	$d_{a0}$	212	208	212	211	210	209	212	212	215.5						
	$d_{f0}$	192	195	200	201	202	203	208	208	210.5						
	$d_s/d_1'$	14/10											/8			

(续)

代号	D <sub>1</sub> (mm)	传动比										U <sub>n</sub> (mm)	d <sub>1</sub> /d <sub>2</sub>	z <sub>1</sub>	b (mm)	δ	D <sub>1</sub> (mm)	材料		
		11	17	23	29	35	43	59	71	87	100									
37	a	4	4	5	5	2.5	2	1.25	1	1.25	1	1.25	1	1.25	10	19	12	113	502S12	
	K <sub>1</sub>	0.6333	0.6333	0.6333	0.6667	0.6667	0.6510	0.6586	0.6667	0.6667	0.6667	0.6667	0.6667	0.6667	32/24					
	K <sub>2</sub>	3.18	2.81	1.96	1.87	1.68	1.38	1.01	1.18	1.18	1.18	1.18	1.18	1.18						
	d <sub>aw</sub>	286	280	258	258	261	260	258.5	257.5	257.5	257.5	257.5	257.5	257.5	172					
	d <sub>f</sub>	236	244	246	246	251	252	253.5	253.5	253.5	253.5	253.5	253.5	253.5						
	d <sub>s</sub> /d <sub>f</sub>	22/18	18/12										14/10		/10					
38	a	7	6	4	3.5	3	2.5	2	1.5	1.25	1	0.8	0.6667	0.6667	12	20	12	161.5	302S12	
	K <sub>1</sub>	0.4028	0.6456	0.8318	0.9384	0.9545	0.9667	0.9773	0.9875	0.9977	1.0079	1.0181	1.0283	1.0385	1.0487	1.0589	1.0691	1.0793	1.0895	
	K <sub>2</sub>	3.16	2.12	1.60	1.52	1.40	1.28	1.16	1.04	0.92	0.80	0.68	0.56	0.44	0.32	0.20	0.08	0.08	0.08	
	d <sub>aw</sub>	317	313	311	310	318	321	320	320	323	322.5	322.5	322.5	322.5	322.5	224				
	d <sub>f</sub>	280	293	295	295	308	311	312	312	317	317.5	317.5	317.5	317.5	317.5					
	d <sub>s</sub> /d <sub>f</sub>	27/20	18/12										14/10		/10					
39	a	8	6	5	4	4	3	2	1.5	1.5	1.5	1.5	1.5	1.5	12	24	14	178	502S22	
	K <sub>1</sub>	0.4928	0.6538	0.8154	0.8154	0.7356	0.6760	0.6164	0.5568	0.4972	0.4376	0.3780	0.3184	0.2588	0.1992	0.1396	0.0799	0.0799	0.0799	
	K <sub>2</sub>	2.80	2.81	1.89	1.81	1.89	1.88	1.13	1.13	1.22	1.22	1.22	1.22	1.22	1.22	1.22	1.22	1.22	1.22	
	d <sub>aw</sub>	370	375	373	371	380	378	379	379	379	379	379	379	379	379	282				
	d <sub>f</sub>	338	351	355	355	364	366	366	366	373	373	373	373	373	373					
	d <sub>s</sub> /d <sub>f</sub>	38/26	27/20										18/12		14/10					

(续)

机型号 $D_1$ (mm)	传 动 比						$D_1$ (mm)	$\frac{d_f}{d_p}$	$z_w$	$b$ (mm)	$\delta$ (mm)	$D_1$ (mm)						
	11	17	23	29	35	43							59	71	87			
45	$a$	7	6	5	4	3.5	43	59	71	87								
	$K_1$	0.5800	0.6400	0.6687	0.6400	0.6844	0.6687	0.6400	0.6400	1.5								
	$K_3$	2.44	1.84	1.47	1.45	1.19	1.31	1.09	1.09	1.15								
	$d_{20}$	432	430	428	431	430	437	436	436	439	314	50/35	12	28	14	221	502228	
	$d_{1c}$	404	406	408	415	416	427	428	428	433								
	$d_2/d_1$	32/24						18/12						14/10				
65	$a$	7	5	4	3	2.5	43	59	71	87								
	$K_1$	0.6109	0.6545	0.6545	0.6400	0.6545	0.6400	0.6545	0.6545	2								
	$K_3$	1.99	1.60	1.78	1.45	1.31	1.09	1.09	1.09	1.09								
	$d_{20}$	528	526	533	531	534	534	533	533	536	380	65/50	12	42	20	260	502328	
	$d_{1c}$	500	502	513	515	522	522	523	523	528								
	$d_2/d_1$	30/26						27/20						22/16		18/12		
85	$a$	8	7	6	5	3.5	43	59	71	87								
	$K_1$	0.6008	0.6462	0.6643	0.6769	0.6462	0.6769	0.6462	0.6462	2.5								
	$K_3$	2.36	1.89	1.67	1.29	1.26	1.05	1.05	1.05	1.06								
	$d_{20}$	630	628	626	624	630	629	629	629	633	480	70/55	12	44	21	320	2330	
	$d_{1c}$	598	600	602	604	616	617	617	623	623								
	$d_2/d_1$	30/25						27/20						22/16				

注: 1. 虚线点为抽油区。  
 2.  $D_1 \geq 300$ mm 采用三支点轴承。  
 3.  $D_1 \geq 330$ mm (非直联型) 自带风筒。  
 4.  $D_1 \leq 270$ mm 增加辅助轴承 (直联型入轴三支点)。  
 5. 直联型的机座  $D_1 \leq 550$ mm, 配套电机的功率  $N \leq 39$ kW。

$$=195.9\text{mm}$$

考虑系列设计取  $R_a=275\text{mm}$ ,  $D_2=550\text{mm}$ ,

(3) 确定偏心距  $a$  及摆线轮宽度  $b$

$$a = \frac{K_1 R_a}{z_b} = \frac{0.6 \times 275}{24} = 6.875\text{mm},$$

取  $a=7\text{mm}$ ,

$$\text{精算 } K_1 = \frac{az_b}{R_a} = \frac{7 \times 24}{275} = 0.6109$$

由  $b = \Phi_2 D_2 = (0.05 \sim 0.075) \times 550 = 27.5 \sim 41.25\text{mm}$ , 重取  $b=42\text{mm}$ , 则  $\Phi_2 = \frac{b}{D_2} = \frac{42}{550} = 0.076$ .

(4) 选择转臂轴承。初算转臂轴承外径  $D_1$ ,

$$d_1' \geq 34.4 \times 10^3 \sqrt[3]{\frac{KT_a}{K_1 z_b R_a L^3 \sigma_{FP}} \left[ \frac{l_3^2 b}{2} + l_1 l_3 L + M_b \left( \frac{b M_a'}{2} + l_2 b + L l_1 \right) \right]}$$

$$= 34.4 \times 10^3 \sqrt[3]{\frac{1.1 \times 6288.5}{0.6109 \times 23 \times 275 \times 65.5^2 \times 150 \times 10^6} \times \left[ \frac{31^2 \times 42}{2} + 13.5 \times 31 \times 65.5 + (-5.34) \left( \frac{42 \times (-5.34)}{2} + 31 \times 42 + 65.5 \times 13.5 \right) \right]}$$

$$= 16.05\text{mm}$$

$$\text{式中 } M_b = -\frac{l_4}{4L^2} \left( l_3^2 + 2l_1 l_3 - \frac{b^2}{4} \right)$$

$$= -\frac{34.5}{4 \times 65.5^2} \left( 31^2 + 2 \times 34.5 \times 31 - \frac{42^2}{4} \right) = -5.34\text{mm};$$

$$l_1 = L - \frac{\delta}{2} - b = 65.5 - \frac{20}{2} - 42 = 13.5\text{mm};$$

$$l_3 = \frac{\delta}{2} + \frac{b}{2} = \frac{20}{2} + \frac{42}{2} = 31\text{mm};$$

$$l_4 = L - l_3 = 65.5 - 31 = 34.5\text{mm}.$$

$$\text{初选 } K_2 = 2, r_s = \frac{R_a}{K_1} \sin \frac{\pi}{z_b} = \frac{275}{2} \sin \frac{\pi}{24} = 17.96\text{mm}$$

考虑到针齿套厚度, 取  $r_s=18\text{mm}$ ,  $r_s'=13\text{mm}$ 。

$$\text{精算 } K_2 = \frac{R_a}{r_s} \sin \frac{\pi}{z_b} = \frac{275}{18} \sin \frac{\pi}{24} = 1.994$$

验算过切条件: 因  $1 > K_1 (=0.6109) > \frac{z_b - 2}{2z_b - 1} \left( = \frac{24 - 2}{2 \times 24 - 1} = 0.4681 \right)$ , 查表 8.5-2,

$$|p_b|_{\text{min}} = R_a \sqrt{\frac{27(1 - K_1^2)(z_b - 1)}{(z_b + 1)^2}} = 275 \sqrt{\frac{27 \times (1 - 0.6109^2)(24 - 1)}{(24 + 1)^2}}$$

$$= 43.4\text{mm} > r_s = 18\text{mm}$$

所以摆线轮不产生过切。

(6) 验算针齿的挠度和转角

$$\nu \approx \frac{2F_{\text{max}}}{10^6 (\frac{d_s'}{r})^2} \left[ l_3 (b^2 + 4l_3^2 - 3L^2) - \frac{(L - 2l_1)^4}{8b} + 0.75l_4 (L^2 - l_3^2 - 0.25b^2) \right]$$

$$= (0.4 \sim 0.5) D_2 = (0.4 \sim 0.5) \times 550 = 220 \sim 275\text{mm}$$

选取单列向心短圆柱滚子轴承, 型号 502328,  $D_1=260\text{mm}$ , 轴承宽度  $B=62\text{mm}$ , 轴承内径  $d=140\text{mm}$ , 额定动载荷  $C=532000\text{N}$ 。

(5) 确定针齿尺寸, 验算过切条件。由于  $D_1$  较大, 针齿采用三支点结构。间隔环厚度  $\delta$ =轴承宽度  $B$ -摆线轮宽  $b=62-42=20\text{mm}$ 。初取三支点针齿销相邻支点间跨度  $L=(1.5 \sim 1.75)B=(1.5 \sim 1.75) \times 42=63 \sim 73.5\text{mm}$ , 此处选取  $L=65.5\text{mm}$ , 查表 8.5-4 序号 5,

$$= \frac{2 \times 6510}{10^6 \times 26^4} \times \left[ 31 \times (42^2 + 4 \times 31^2 - 3 \times 65.5^2) - \frac{(65.5 - 2 \times 13.5)^4}{8 \times 42} \right. \\ \left. + 0.75 \times 34.5 \times (65.5^2 - 34.5^2 - 0.25 \times 42^2) \right] \\ = -0.0046 \text{ mm}$$

挠度  $y$  为负值, 表示挠度的方向与  $y$  轴的正方向相反, 取  $y$  的绝对值, 可见

$$|y| = 0.0046 \text{ mm} < [y] = (0.001 \sim 0.0012)L = (0.001 \sim 0.0012) \times 65.5 \\ = 0.0655 \sim 0.0786 \text{ mm}$$

式中  $F_{m \pm} = \frac{4 \times 10^3 T_z}{K_1 z_1 R_1} = \frac{4 \times 10^3 \times 6288.5}{0.8109 \times 23 \times 275} = 6510 \text{ N}$

而 
$$\theta = \frac{1.617 F_{m \pm}^2}{10^6 (d_1^3)^2} \left[ S_A + \frac{l_4}{4L} \left( l_1^2 + 2l_3 l_4 - \frac{b^2}{4} \right) \right] \\ = \frac{1.617 \times 6510^2}{10^6 \times 26^4} \times \left[ (-1367) + \frac{34.5}{4 \times 65.5} \times \left( 31^2 + 2 \times 31 \times 34.5 - \frac{42^2}{4} \right) \right] \\ = -0.00022 \text{ rad}$$

$\theta$  为负值, 表示针齿在该文点处横截面的转角为顺时针方向。校核  $\theta$  的绝对值

$$|\theta| = 0.00022 \text{ rad} < [\theta] = (0.002 \sim 0.004) \text{ rad}$$

式中 
$$S_A = l_3 \left( \frac{b^2}{4L} - L + \frac{l_3^2}{L} \right) = 31 \times \left( \frac{42^2}{4 \times 65.5} - 65.5 + \frac{31^2}{65.5} \right) = -1367 \text{ mm}^2$$

(7) 齿面接触强度校核

根据  $z_2 = 24$ ,  $K_1 = 0.6109$ ,  $K_2 = 1.994$ , 由表 8.5-5 查得接触强度系数  $Z_o = 1.616$ , 查表 8.5-4 序号 1,

$$\sigma_H = 8504 \sqrt{\frac{T_z}{\Phi_d R^3} Z_o K} = 8504 \sqrt{\frac{6288.5}{0.076 \times 275^3} \times 1.616 \times 1.1} \\ = 715 \text{ N/mm}^2 < \sigma_{HP} = 1200 \text{ N/mm}^2$$

(8) 计算摆线轮的主要尺寸

齿顶圆直径

$$d_{a_2} = D_2 + 2a - 2r_s = 550 + 2 \times 7 - 2 \times 18 = 528 \text{ mm}$$

齿根圆直径

$$d_{f_2} = D_2 - 2a - 2r_s = 550 - 2 \times 7 - 2 \times 18 = 500 \text{ mm}$$

(9) 输出机构柱销的弯曲强度计算

初算  $D_w = \frac{d_{f_2} + D_1}{2} = \frac{500 + 260}{2} = 380 \text{ mm}$ , 取  $D_w = 380 \text{ mm}$ ,  $z_w = 12$ 。查表 8.5-4 序号 11, 柱销轴

直径

$$d_f \geq \sqrt[3]{\frac{8 \times 10^{10} K_w T_z (1.5b + \delta)}{z_w D_w \sigma_{FP}}} = \sqrt[3]{\frac{8 \times 10^{10} \times 1.35 \times 6288.5 \times (1.5 \times 42 + 20)}{12 \times 380 \times 150 \times 10^6}} \\ = 43.5 \text{ mm}$$

考虑产品系列取  $d_f = 50 \text{ mm}$ ,  $d_p = 65 \text{ mm}$ 。

(10) 转臂轴承寿命计算

查表 8.5-3 序号 6, 并考虑制造和装配误差的影响, 轴承的名义径向载荷,

$$R = \frac{1.1 \times 10^3 T_z}{a z_o} \sqrt{1 + \left( \frac{4}{\pi} \frac{a z_o}{R_w} - K_p \right)^2} = \frac{1.1 \times 10^3 \times 6288.5}{7 \times 23} \sqrt{1 + \left( \frac{4 \times 7 \times 23}{3.14 \times 190} - 0.275 \right)^2} \\ = 66127 \text{ N}$$

当量动载荷  $P = f_d R = 1.1 \times 66127 = 60640 \text{ N}$ , 轴承转速  $n = n_1 \left( 1 + \frac{1}{z_o} \right) = 985 \times \left( 1 + \frac{1}{23} \right) = 1027.8$  r/min。

查表 8.5-4 序号 12, 轴承寿命

$$L_A = \frac{10^6}{60\pi} \left( \frac{C}{P} \right)^{\frac{10}{3}} = \frac{10^6}{60 \times 1027.8} \times \left( \frac{532000}{60640} \right)^{\frac{10}{3}} = 22583b$$

通过上述计算, 减速器决定取以上各参数, 其装配图见图8.5-1, 零件工作图见技术要求。

#### 4 技术要求和零件工作图

##### 4.1 技术要求

(1) 摆线针轮行星减速器主要零件的材料和硬度见表8.5-8。

表8.5-8 主要零件的材料和硬度

零件名称	常用材料	表面硬度	零件名称	常用材料	表面硬度
摆线轮	GCr15	HRC60~64	针齿壳	HT20-40	—
	GCr15SiMn	HRC58~62			
柱销轴	GCr15	HRC58~62	针齿销	GCr15	HRC58~62
柱销套			针齿套		HRC56~60

(2) 摆线针轮行星减速器零件间配合参看图8.5-1, 主要零件的尺寸公差及表面粗糙度参看图8.5-23~8.5-24。

(3) 主要零件各部位的形位公差、精度等级参见表8.5-9。

(4) 摆线轮齿廓周节差的公差、周节累积误

表8.5-9 主要零件各部位的形位公差 (精度等级按GB1184-80)

零件名称	部位及形位公差名称	精度等级不低于
输出轴	各配合轴颈的圆度	6
	柱销孔的圆度	7
	轴承孔的表面与轴承配合的两轴颈轴心线的圆跳动	8
	柱销孔的轴心线与轴承配合的两轴颈轴心线的平行度	7
偏心套	两外圆的圆度	6
	内孔的圆度	7
机座	轴承孔以及与针齿壳配合止口表面的圆度	7
	与针齿壳配合止口表面对两轴承孔轴心线的圆跳动	8
	与针齿壳配合端面对两轴承孔轴心线的垂直度	6
针线轮	与轴承配合孔的圆度	6
	与轴承配合孔的轴心线对基准端面的垂直度	6
	柱销孔的轴心线与轴承配合孔的轴心线的平行度	6
	轮齿工作表面与轴承配合孔的轴心线的平行度	6
	两端面平行度	6
针齿壳	针齿销孔的圆度	7
	与端盖配合孔的圆度	7
	与机座配合止口的圆度	6
	针齿销孔轴心线对与端盖配合端面的垂直度	6
	与机座配合止口表面对与端盖配合孔轴心线的圆跳动	8
	与端盖配合端面对与端盖配合孔轴心线的垂直度	5
	针齿壳两端面平行度	6

差的公差、齿顶圆的圆跳动、顶根距极限偏差见表 8.5-12。

(5) 摆线轮上柱销孔的公差尺寸为柱销套直径加两倍偏心距之后,再增加适当的补偿间隙  $\Delta$ 。

当  $D_2 \leq 550\text{mm}$  时  $\Delta = 0.15\text{mm}$ ; 当  $D_2 > 550\text{mm}$  时  $\Delta = 0.2 \sim 0.3\text{mm}$ 。柱销孔轴线相对于轴承孔轴线的径向和周向位置公差见表 8.5-10。

(6) 输出轴的柱销孔轴线相对于与轴承配

表 8.5-10 柱销孔的径向和周向位置公差

$D_2$	mm									
	150	180	220	270	330	390	450	550	650	
径向位置公差	0.064		0.082		0.072	0.080		0.088		0.096
周向位置公差	0.086		0.100		0.114	0.130		0.140		0.154

表 8.5-11 针齿壳的针齿销孔的径向和周向位置公差

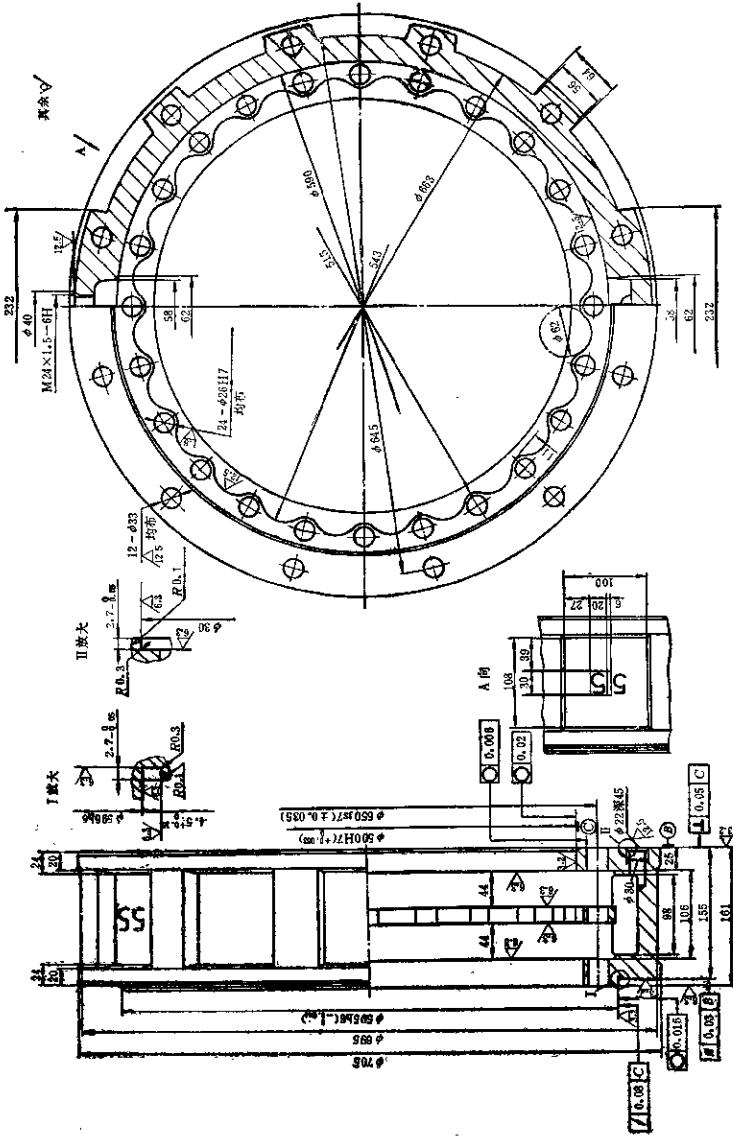
$D_2$	mm									
	150	180	220	270	330	390	450	550	650	
径向位置公差	0.082		0.072		0.088		0.096	0.110		0.124
周向位置公差	0.100		0.114		0.130		0.154	0.174		0.200

表 8.5-12 摆线轮周节及周节累积公差、齿顶圆的圆跳动、顶根距极限偏差

传动比	公差名称	$D_2$									
		150	180	220	270	330	390	450	550	650	
—	周节公差	0.020		0.022		0.024		0.032			
—	周节累积公差	0.075		0.09		0.11		0.14			
—	齿顶圆的圆跳动	0.035		0.045		0.05		0.055			
11	顶根距上下偏差			-0.26	-0.28						
				-0.34	-0.38	-0.32					
17		-0.22	-0.24			-0.42	-0.36				
		-0.33					-0.46	-0.38			
23			-0.32	-0.23	-0.24			-0.50			
					-0.34						
29									-0.42	-0.48	
							-0.28	-0.32	-0.54	-0.60	
35							-0.38	-0.42			
									-0.33		
43			-0.17	-0.21	-0.20				-0.45		
			-0.25	-0.29						-0.37	-0.41
59				-0.28	-0.20				-0.49	-0.55	
					-0.30	-0.24	-0.28				
71						-0.34	-0.38				
								-0.28			
87								-0.40	-0.32	-0.38	
									-0.44	-0.5	







材料: HT20-40

偏心距 $e=7\text{mm}$ , 齿数 $z_6=24$

技术要求

1. 铸字“55”应清晰, 凸出高度为 $2\sim 3$
2. 铸件应进行时效处理, 不应有裂纹、气孔和夹杂等缺陷
3. 未注的铸造圆角均为 $R2\sim R6$
4. 加工前应清除砂泥、飞边、毛刺并涂防锈漆
5. 转角应倒钝
6. 针齿与孔轴线相对于与端盖连接孔轴线的径向位置公差 $0.110$ , 轴向位置公差 $0.174$
7. 针齿壳与立式机座装配时规格 $24\times 1.6$ 不加工

图8.5-24 针齿壳

## 第6章 谐波齿轮减速器

### 1 谐波齿轮传动的工作原理、特点和应用

#### 1.1 谐波齿轮传动的工作原理

谐波齿轮传动是一种依靠柔性齿轮所产生的可

控弹性变形波来传递运动和力的新型机械传动，它的结构如图8.6-1所示。其基本构件包括波发生器、柔轮和刚轮。当波发生器转动时，迫使柔轮产生弹性变形，使它的齿与刚轮齿相互作用，从而实现传动的目的。就传动的机理而言，谐波齿轮传动与一

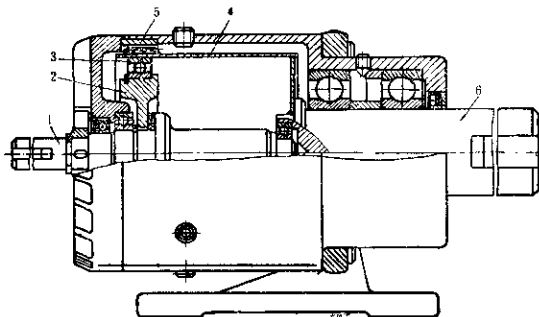


图8.6-1 谐波齿轮减速器的结构  
1—高速轴 2—波发生器凸轮 3—柔性轴承 4—柔轮 5—刚轮 6—低速轴

般的齿轮传动和蜗轮传动有本质的区别。

传动过程中，波发生器转一圈，柔轮上某点变形的循环次数称为波数 $U$ ，常用的有双波和三波两种。双波传动柔轮中的应力较小，结构比较简单，容易获得大的传动比，较为常用。故本章只讨论双波传动。

谐波齿轮传动的柔轮和刚轮节距相同，但齿数不等，通常均取刚轮和柔轮的齿数差等于波数。

谐波齿轮传动的三个构件，有一个固定，其余两个，一为主动，另一为从动。其相互关系可根据需要变换，一般均以波发生器为主动。

工作原理见图8.6-2。具有柔性轴承的凸轮波发生器为主动，柔轮从动，刚轮固定。当波发生器装入柔轮后，迫使圆形原始剖面的柔轮变形，在其长轴两端的齿与刚轮齿完全啮合，而在短轴处则完全脱开。处于长轴与短轴之间周长上不同区段内的齿，有的啮入，有的啮出，故当波发生器沿着箭头方向连续转动时，波发生器迫使柔轮变形不断变换，柔轮的齿相继由啮合转向啮出，由啮出转向脱

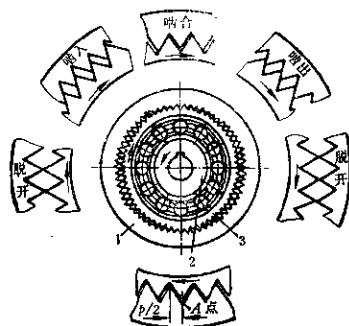


图8.6-2 双波传动的工作原理  
1—刚轮 2—凸轮波发生器 3—柔轮

开，由脱开转向啮入，由啮入转向啮合，从而实现柔轮相对于刚轮沿着波发生器相反方向旋转。对于双波传动，在波发生器转一圈时，柔轮相对刚轮应转过两个齿。若将柔轮固定，刚轮为从动时，其啮

表8.6-1 典型单级谐波齿轮传动的结构简图及传动比计算公式

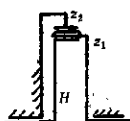
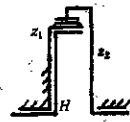

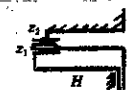
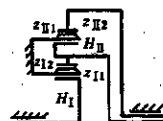
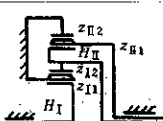
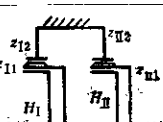
序号	构件相互关系			结构简图	传动比计算公式	备注
	输入构件	输出构件	固定构件			
1	波发生器	柔轮	刚轮		$i_{11}^1 = -\frac{z_1}{z_2 - z_1}$	传动比范围 60~320
	柔轮	波发生器	刚轮			
2	波发生器	刚轮	柔轮		$i_{12}^1 = \frac{z_2}{z_2 - z_1}$	传动比范围 60~320
	刚轮	波发生器	柔轮			
3	柔轮	刚轮	波发生器		$i_{13}^H = \frac{z_2}{z_1}$	微小减速情况, 传动比范围 1.002~1.02
	刚轮	柔轮	波发生器			
4	波发生器	柔轮	刚轮		$i_{11}^2 = -\frac{z_1}{z_2 - z_1}$	传动比范围 60~320

表8.6-2 简单双级和复式谐波齿轮传动的结构简图和传动比计算公式

序号	构件相互关系			结构简图	传动比计算公式	备注
	输入构件	输出构件	固定构件			
1	I级波发生器	I级刚轮	I、I级柔轮		$i = (1 - i_x)(1 - i_{II})$	两级的传动呈径向配置, 传动的范围取决于两级传动比的乘积
2	I级波发生器	I级柔轮	I级柔轮和I级刚轮		$i = (1 - i_x) i_{II}$	
3	I级波发生器	I级柔轮	I、I级刚轮		$i = i_x \cdot i_{II}$	两级的传动呈轴向配置, 传动比范围取决于两级传动比的乘积

(续)

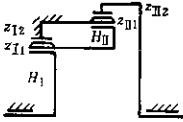
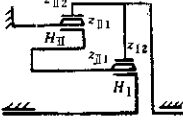
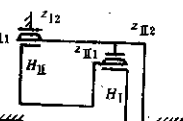
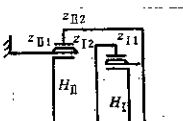
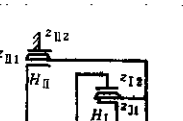
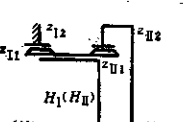
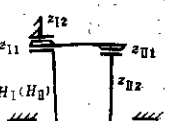
序号	构件相互关系			结构简图	传动比计算公式	备注
	输入构件	输出构件	固定构件			
4	I级波发生器	I级刚轮	I级刚轮与 I级柔轮		$i = i_x(1 - i_x)$	
5	I级波发生器	I、II级刚轮	I级柔轮		$i = 1 - i_x i_x$	两级传动的刚轮联为一体, 构成复式传动
6	I级波发生器	I级刚轮与 I级柔轮	I级刚轮		$i = 1 - i_x(1 - i_x)$	I级刚轮与I级柔轮联成一体, 构成复式传动
7	I级波发生器	I级柔轮与 I级刚轮	I级柔轮		$i = 1 - (1 - i_x)i_x$	I级柔轮与I级刚轮联成一体, 构成复式传动
8	I级波发生器	I、II级柔轮	I级刚轮		$i = 1 - (1 - i_x) \cdot (1 - i_x)$	I、II级柔轮联为一体构成复级
9	I级(即II级)波发生器	I级刚轮	I级刚轮		$i = \frac{i_x}{ i_x } \frac{(1 - i_x)}{1 + i_x}$	通常所谓的外复式传动, I、II级波发生器和柔轮分别联为一体, 传动比最大值为 $2 \times 10^6$
10	I级(即II级)波发生器	I级刚轮	I级刚轮		$i = -\frac{ i_x (1 - i_x)}{ i_x  - i_x + 2}$	通常所谓的内复式传动, I、II级柔轮和波发生器分别联为一体, I级柔轮为内齿, 刚轮为外齿, 传动比范围为25~250

表8.6-2中所列的机构简图以序号1、3、9、10四种最为常用。至于双联的端面谐波齿轮传动,由于很少应用,故其机构简图和传动比计算公式未列入表内,其传动比计算方法,与圆柱谐波齿轮传动相类同。

### 3 谐波齿轮减速器的几何计算

由于工艺上的原因,目前各国均采用近似共轭的齿形作为谐波齿轮传动的工作齿形,其中应用最广的是渐开线齿形,因而本节主要对基准齿形角为 $20^\circ$ 的渐开线圆柱谐波齿轮传动的参数选择及几何计算方法作一介绍。

#### 3.1 主要啮合参数的选择

渐开线谐波齿轮传动啮合参数合理选择所应遵循的基本原则是:在保证传动不发生啮合干涉的前提下,获得较大的啮入深度和啮合区,且保证有合理的啮合侧隙。因而在齿形确定之后,影响传动性能的参数主要是基准齿形角,变位系数,径向变形量系数和齿廓工作段高度。

我国目前谐波齿轮传动中柔轮、刚轮所采用的齿形均为渐开线窄槽齿,基准齿形角分别采用 $20^\circ$ 、 $28^\circ 36'$ 和 $30^\circ$ 三种。为防止啮合干涉,均采用短齿。

对于 $\alpha_0=28^\circ 36'$ 和 $30^\circ$ 的大压力角齿形,虽可在变位或较小变位的情况下,保证啮合区边界上有足够的侧隙,但减少了同时参与啮合的齿数,并使波发生器上的载荷增加。对于 $\alpha_0=20^\circ$ 的渐开线齿形,可采用适当变位的方法来防止啮合干涉。同时通过变位,随着平均压力角 $\alpha_m$ 的增加,啮入深度和啮合区均随之增大。我国的设计实践证明,只要合理地选择变位系数, $\alpha_m$ 可达 $25^\circ$ ,啮入深度约为 $1.6m$ ,加之由于该种齿形可沿用现有的各种标准、刀具和设备,故具有推广价值。

##### 3.1.1 变位系数

从增大啮入深度和啮合区的观点出发,变位系数应选大些,但其极限值受齿顶变尖的限制。此外,变位系数的选还与波发生器的几何参数有关。现设定柔轮用滚刀加工,刚轮用插齿刀加工,则:

对于采用非标准柔性轴承的凸轮波发生器、圆盘波发生器和滚轮波发生器的谐波齿轮传动,柔轮和刚轮的变位系数可大致取为<sup>[32]</sup>:

$$\begin{cases} x_1 = (1.35 - w_0^*) / (0.85z_1 - \frac{1}{3} - 0.04) \\ x_2 = x_1 + (w_0^* - 1) \end{cases} \quad (8.6-1)$$

对于采用标准柔性轴承的凸轮波发生器的谐波齿轮传动,取:

$$x_1 = [0.5(D_B - mz_1) + S + (h_a^* + c^*)m] / m \quad (8.6-2)$$

式中  $w_0^*$ ——径向变形量系数;  
 $D_B$ ——柔性轴承外径 mm;  
 $h_a^*$ ——齿顶高系数;  
 $S$ ——柔轮齿圈壁厚 mm;  
 $c^*$ ——径向间隙系数。

#### 3.1.2 径向变形量系数

径向变形量系数定义为 $w_0^* = w_0 / m$ (其中 $w_0$ 为柔轮的最大径向变形量)。在其他条件不变时, $w_0^*$ 增加,可使啮入深度增大,所需的变位系数减小,但此时啮合区缩小,柔轮中应力增大。一般取 $w_0^* = 0.8 \sim 1.2$ 。在动力传动中,亦可推荐取<sup>[32]</sup>:

$$w_0^* = 0.89 + 8 \times 10^{-3}z_1 + 2j_b / m \quad (8.6-3)$$

而

$$j_b / m = Tb / (d_1^2 s_1 G m) + 4 \times 10^{-4}(i - 60) \quad (8.6-4)$$

式中  $j_b$ ——空载时在啮合区边界上应保证的侧隙 mm;

$T$ ——输出力矩 N·mm;  
 $b$ ——柔轮齿圈宽度 mm;  
 $s_1$ ——柔轮光滑圆柱部分的壁厚 mm;  
 $G$ ——剪切弹性系数 N/mm<sup>2</sup>。

#### 3.1.3 齿廓工作段高度

通常,齿廓工作段高度 $h_a$ 随 $w_0^*$ 的增加而增加。一般取 $h_a = (1.3 \sim 1.6)m$ ,或推荐按下式确定

$$h_a = 4w_0^* - (4.6 - 4w_0^*) \times 10^{-3}z_1 - 2.48 \quad (8.6-5)$$

实际上, $h_a$ 还与变位系数有关,增大变位系数可使 $h_a$ 适当增加。

应该指出, $x_1$ 、 $x_2$ 、 $w_0^*$ 和 $h_a$ 的选择是相互关联的,因而最合理的值应该用优化的方法确定。由于这种计算方法必须采用电算,此处就不再赘述,详细可参阅[33]。



$$\left\{ \begin{array}{l} \rho = r_M + w \\ w = w_0^* m \sum_{n=2,4,6,\dots} \frac{\cos n\beta \cos n\varphi}{(n^2-1)^2} / \sum_{n=2,4,6,\dots} \frac{\cos n\beta}{(n^2-1)^2} \end{array} \right. \quad (8.6-18)$$

$\varphi$ ——柔轮变形端的转角，若以  $v$  表示柔轮中线上某点的切向位移，则：

$$\left\{ \begin{array}{l} \varphi_1 = \varphi + v/r_M \\ v = - \left\{ w d\varphi = -w_0^* m \sum_{n=2,4,6,\dots} \frac{\cos n\beta \sin n\varphi}{n(n^2-1)^2} / \sum_{n=2,4,6,\dots} \frac{\cos n\beta}{(n^2-1)^2} \right. \end{array} \right. \quad (8.6-19)$$

$\mu$ ——法线相对于半径的转角，其为：

$$\mu = \arctan \frac{d\rho/d\varphi}{\rho} \approx w_0^* m \sum_{n=2,4,6,\dots} \frac{n \cos n\beta \sin n\varphi}{(n^2-1)^2} / \left[ r_M \sum_{n=2,4,6,\dots} \frac{\cos n\beta}{(n^2-1)^2} \right]$$

$u_{01}$ 、 $u_{M1}$ ——柔轮齿顶和刚轮齿廓上对应点处的渐开线参数方程的参数值。设  $\alpha_{01}$  和  $\alpha_{M1} = \arccos (r_0 \cos \alpha_0 / r_M)$  为其相应的压力角，则：

$$u_{01} = \tan \alpha_{01} - \tan \alpha_0 \quad u_{M1} = \tan \alpha_{M1} - \tan \alpha_0 \quad (8.6-21)$$

$\theta_1$ 、 $\theta_2$ ——分别为柔轮分度圆齿厚和刚轮分度圆齿槽所对的中心角之半，故：

$$\left\{ \begin{array}{l} \theta_1 = 0.5(\pi/2 + 2x_2 \tan \alpha_0)m/r_1 \\ \theta_2 = 0.5(\pi/2 + 2x_2 \tan \alpha_0)m/r_2 \end{array} \right. \quad (8.6-22)$$

$\varphi_2$ ——刚轮的转角

$$\varphi_2 = \varphi z_1/z_2$$

若式(8.6-16)被满足，则必然存在侧隙，其切向侧隙  $j_t$  近似可按下式计算：

$$j_t \approx \sqrt{(X_{M2} - X_{01})^2 + (Y_{01} - Y_{M1})^2} \quad (8.6-23)$$

由上式便可计算任意啮合位置时柔轮齿顶和刚轮齿廓间的侧隙，只要给出一连串的  $\varphi$  值，即可得出侧隙分布曲线（见图8.6-4）。应该指出，当  $u_{M2} < u_{02}$  时（ $u_{02}$  为刚轮齿顶的参数， $u_{02} = \tan \alpha_{02} - \tan \alpha_0$ ），表示已脱离合，侧隙计算即应终止。若侧隙不满

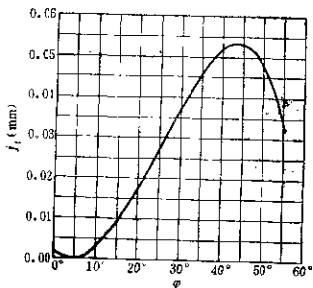


图8.6-4 侧隙曲线  
 $i=100 \quad m=0.5\text{mm} \quad \alpha_0=20^\circ \quad \beta=30^\circ \quad x_1=2.801$   
 $x_2=2.520 \quad s=0.9\text{mm}$

足设计要时，可调整参数重新计算。

### 3.4 保证传动正常工作性能的条件

为保证传动正常工作的性能，除保证式(8.6-16)的条件外，还应满足如下条件：

(1) 不产生过渡曲线干涉

$$h_a \leq 0.5(d_{02} - d_{01}) - w_0 \quad (8.6-24)$$

(2) 为保证传动的承载能力，其最大啮入深度不应小于  $m$ ，故：

$$0.5(d_{01} - d_{12}) + w_0 \geq m \quad (8.6-25)$$

(3) 保证有一定的顶隙

$$0.5(d_{12} - d_{01}) - w_0 \geq 0.2m \quad (8.6-26)$$

(4) 齿廓工作段高度不应超过允许的极限值  $m(0.5z_1 + x_1 + h_a^*) - 0.5d_{01} \geq h_a$  (8.6-27)

(5) 齿顶不变尖

$$s_{a1} \geq 0.25m \quad s_{a2} \geq 0.25m \quad (8.6-28)$$

式中  $s_{a1}$ 、 $s_{a2}$ ——柔轮和刚轮的齿顶厚。

## 4 谐波齿轮减速器主要元件的材料和结构

### 4.1 主要元件的材料

#### 4.1.1 柔轮材料

在谐波齿轮传动中，柔轮是在反复弹性变形的状态下工作，既承受交变弯曲应力，又承受扭转应力，工作条件恶劣。因此推荐用持久疲劳极限  $\sigma_{-1} \geq 350\text{N/mm}^2$  和调质硬度  $280 \sim 320\text{HRC}$  的合金钢制

造柔轮。另外根据承受载荷状况的不同,所选用的柔轮材料也应有所区别。

对于重载且传动比 $i$ 较小的柔轮,推荐采用对应力集中敏感性小的高韧性的结构钢。例如38CrMoAlA, 40CrNiMoA等。中等载荷与轻载的柔轮,可用较廉价的30CrMnSiA、35CrMnSiA或60Si2、40Cr等。目前我国通用谐波齿轮减速器及苏联国家标准的通用谐波齿轮减速器,柔轮的材料主要采用35CrMnSiA。不锈钢Cr18Ni10T具有很高的塑性,便于控制及旋压,但却贵而稀缺。密闭谐波传动的柔轮常采用此种材料。

上述材料的热处理方法通常采用调质(280~320HB)。热处理之后,不需附加光整工序就可以进行机械加工,包括齿形加工。柔轮的齿圈,包括齿槽在内,推荐进行冷作硬化。冷作硬化可提高疲劳极限 $\sigma_{-1}$ 值的10~15%。同样,对齿圈进行氮化也是有效的方法。氮化不仅能提高疲劳极限值的30~40%,而且还可减少轮齿的磨损。柔轮常用金属

材料的热处理规范和机械性能见表8.6-3。

对于小型仪表中用的谐波传动柔轮可用青铜制造;在传动比 $i \leq 6$ 时,采用具有高机械性能聚酰胺较为合适。

塑料柔轮常用的材料有尼龙1010、尼龙66、聚砒、聚酰亚胺和聚甲醛等。塑料柔轮可用注射方法成形,生产率高、成本低、并具有吸震及防锈作用。其主要缺点是强度低、尺寸精度差。在选择塑料时应选用耐疲劳强度和抗拉性能较高,弹性较好以及热膨胀系数较小的材料。

#### 4.1.2 刚轮的材料

刚轮的应力状态大大低于柔轮,因此刚轮可以采用普通结构钢,例如45、40Cr等。亦可用铸铁件与箱体铸在一块,材料应选用高强度铸铁或球墨铸铁等。铸铁刚轮与钢制柔轮形成减摩副,可以减轻表面磨损。

表8.6-3 金属柔轮材料及热处理规范

钢的牌号	热处理方法	热 处 理 规 范	机 械 性 能		硬 度
			抗拉强度 $\sigma_{-1}$ (N/mm <sup>2</sup> )	疲劳极限 $\sigma_{-1}$ (N/mm <sup>2</sup> )	
30CrMnSiA	调 质	a) 油中淬火880℃+油中回火540℃	850	380	} 300~320HB
		b) 油中淬火890~910℃+油中回火540℃	1100	420	
	等温淬火	c) 用硝酸钾等温淬火380~890℃ +加热到370℃空气冷却	1090	450	
	调质+喷丸 冷作硬化	调质+喷丸冷作硬化	1100	480~500	HRC28~32
	调质+氮化	调质+氮化	1100	600~650	HRC50~54 芯部280~320HB
35CrMnSiA	调 质 等温淬火	油中淬火880℃+水或油中回火540℃ 用硝酸钾等温淬火880℃+加热到280~310℃空气冷却	880 1300	380 450	} 300~350HB
60Si2	调 质	油中淬火870℃+空气中回火460℃	1400	500	
50CrMn	调 质	油中淬火840℃+空气中回火480℃	1100	610	
40CrNiMoA	调 质	油中淬火850℃+空气中回火600℃	950	530	} 240~280HB
40Cr	调 质	油中淬火850℃+油中回火550℃	900	400	
38CrMoAlA	调 质 调质+氮化	油中淬火940℃+油中回火640℃ 调质+氮化	1000 100c	400~490 620~630	
Cr18Ni10T	按供应状况		600	280	表面HRC66~71 芯部320HB

- 注: 1. 30CrMnSiA与35CrMnSiA有回火脆性倾向;  
 2. 60Si2A试件,表面光滑时, $\sigma_{-1}=600\text{N/mm}^2$ ;当表面粗糙或有氧化皮时, $\sigma_{-1}=200\text{N/mm}^2$ ;  
 3. 50CrMn试件,表面光滑时, $\sigma_{-1}=610\text{N/mm}^2$ ;当表面有应力集中时, $\sigma_{-1}$ 急剧降低;  
 4. 40Cr试件,表面质量有缺陷时, $\sigma_{-1}=230\text{N/mm}^2$ 。



### 4.1.3 凸轮的材料

凸轮的材料无特殊要求,常用钢45,调质处理。

## 4.2 常见柔轮、刚轮的结构型式和尺寸

谐波齿轮传动的主要构件柔轮、刚轮的结构设计正确与否,严重影响到谐波传动的工作性能。如寿命、承载能力、刚度、效率、精度等。因此正确地选取柔轮、刚轮的结构要素是完成谐波齿轮传动设计的重要组成部分。

最常见的柔轮结构形式是杯形柔轮结构,它可以采用凸缘或花键与输出轴相联接,或直接与轴做成整体形式。其次是具有齿啮输出形式的环状柔轮,以及用于外复式传动具有双排齿圈的环形柔轮。此外,还有钟形柔轮以及向密闭空间传递运动的密闭式柔轮结构。这里着重介绍国内外广泛应用的杯形柔轮结构。

常用柔轮的结构型式和主要尺寸见表8.6-4。

常用刚轮的结构主要有环状(图8.6-5)和带凸缘(图8.6-6)的两种。环状刚轮的结构简单,加工方便,制造成本低,故通用性广;带凸缘的刚轮可利用凸缘径向定位,因而安装定位比环状刚轮灵活、方便,但加工略较复杂。刚轮齿宽一般取为比柔轮齿宽大 $2\sim 5\text{mm}$ ,刚轮齿圈的厚度应保证有一定的径向刚度。环状刚轮和带凸缘的刚轮结构尺寸的推荐值见表8.6-5和表8.6-6。

## 4.3 波发生器的结构设计

### 4.3.1 波发生器的类型和几何尺寸

波发生器是迫使柔轮产生预期变形规律的元件。

按变形波级数,有单波、双波和三波发生器;按柔轮变形特性的不同,它们又可分为自由变形型波发生器和确定变形型波发生器两类,前者不能完全控制柔轮的变形状态,而后者则能在柔轮的各点上控制其变形。

按波发生器与柔轮相互作用原理的不同,可分为机械波发生器,液压波发生器,气压波发生器和电磁波发生器,其中以机械波发生器应用最广。

常用机械式双波发生器的型式和结构尺寸详见

表8.6-7。

凸轮式波发生器的常用凸轮轮廓型式及其廓线方程见表8.6-8。表中,凸轮廓线方程均以极坐标的形式给出。

### 4.3.2 柔性球轴承的结构

实践证明,使谐波齿轮传动的承载能力、工作性能及寿命受到限制的又一薄弱环节是柔性轴承。

谐波齿轮传动工作时,柔性轴承的外环不断地反复变形,因此常出现的破坏形式是外环的疲劳断裂。而内环在装配时只是一次变形,故常出现的破坏形式是点蚀。此外,保持器设计制造不合理也会产生断裂或运动干涉。

因此,正确地设计及确定柔性轴承的结构尺寸,严格保证材料的性能质量(我国制造柔性轴承的材料选用ZGCr18——军用甲级钢。严格按军用技术条件检验其化学成分和控制碳化物偏析等级)、合理的制造工艺,是保证柔性轴承寿命及其性能的关键。

柔性轴承外环与柔轮内孔的配合为 $\frac{H7}{j67}$ ;柔性轴承内环与凸轮的配合取为 $\frac{H7}{js6}$ 。如果柔性轴承装入柔轮内孔过紧,将会引起元件内应力增加,发热,使传动效率降低,如出现严重过盈则使柔性轴承的寿命降低,最后导致损坏。

柔性轴承外环的硬度为HRC55~60,内环的硬度为HRC61~66。

柔性球轴承和中间衬环的结构尺寸详见表8.6-9。

我国通用谐波齿轮减速器用的柔性轴承的系列标准(草案)见表8.6-10。

上述保持器多采用尼龙整体式保持器,我国在一些大功率动力谐波齿轮传动中,还有用黄铜制造的分离块式保持器。

概括说来,在设计保持器时,应注意当柔性轴承套在凸轮上变形后,要求保持器内径不应与柔性轴承内环变形后处于长轴处的外表面相碰(或只允许在长轴处两端表面各一点接触)。而保持器的外径不应与柔性轴承外环变形后短轴处的内表面相碰(或只允许在短轴处两端各一点接触,即四点定位)。此时,保持器的孔径应不干涉柔性轴承球的运动轨迹,且应有一定间隙。

表8.6-4 常见的柔轮结构形式和尺寸

序号	结构简图	几何尺寸	说明
1	杯形柔轮 a) 凸缘向外	$d = d_f - 2s$ $s = (0.01 \sim 0.03)d_f$ 当 $i > 150$ ; 或载荷大时, 即 $T/d_f^3 > 0.5 \text{ N/mm}^2$ 时取大值, 反之取小值, 推荐最佳壁厚系数为 0.0125, 即 $s = 0.0125d_f$ $s_1 = (0.6 \sim 0.8)s$ $s_2 \approx s_1$ $b = (0.1 \sim 0.3)d_f$ $c = (0.16 \sim 0.25)b$ $d_{f2} = (0.5 \sim 0.65)d$ $L > (0.8 \sim 1.2)d$ $R_1 \approx (10 \sim 20)m$ $R_2 \geq (2 \sim 3)s_1$	结构简单, 联接方便, 刚性好, 传动精度高。在相同直径的柔轮中, 比别的结构形式的柔轮承载能力大。是国内应用最普遍的结构形式 两种结构的形式除凸缘配置不同外, 所有尺寸均相同 柔轮凸缘与输出轴的联接利用铰制孔用螺栓, 或销钉及内六角圆柱头螺钉
2	带输出轴的整体式柔轮	柔轮部分尺寸与普通杯形柔轮相同	适用于小直径的柔轮
3	环形柔轮 a) 外复式柔轮	$L = 2(b + c + f) + a$ 尺寸 $c, b$ 同上, 尺寸 $f$ 由结构设计确定 $a \geq \sqrt{r_{a0}^2 - (r_{a0} - h)^2}$ $r_{a0}$ — 滚刀外圆半径 $h$ — 柔轮全齿高	环形柔轮结构简单, 加工方便, 轴向尺寸较小, 但扭转刚性、传动精度、承载能力等与杯形柔轮相比, 有所降低。由啮合输出柔轮的承载能力约降低 $1/3$ 左右

(续)

序号	结构简图	几何尺寸	说明
3	<p>b) 单级齿轴输出柔轮</p>	$L = 2c + b$ $b = (0.3 \sim 0.5)d$	
4	<p>钟形柔轮</p>	$R_1 = r_M + R_2(1 - \cos\varphi)$ $L = R_1 \cdot \sin\varphi$ $\varphi = f\left(\frac{r_M}{R_1}\right)$ <p>根据 <math>\varphi</math> 与 <math>\frac{r_M}{R_1}</math> 的关系曲线确定 <math>\frac{r_M}{R_1}</math> 的最佳值为 <math>\frac{1}{3}</math>, 对应的角度 <math>\varphi = 31.3^\circ</math></p>	<p>疲劳强度高, 寿命长, 轴向尺寸小, 载荷沿齿宽分布均匀, 但加工较复杂</p>
5	<p>密闭柔轮</p>	$s \approx (0.01 \sim 0.03)d_1$ <p>常取 <math>s = 0.0125d_1</math></p> $s_1 = (0.7 \sim 1)s$ $d = d_1 - 2s$ $D_1 \leq 1.3d_1$ $L_1 \text{ 或 } L_2 = (1 \sim 1.25)d_1$ $\gamma = 5^\circ$	<p>A-A 截面和底部需进行强度校核, 多用于密闭谐波齿轮传动</p>

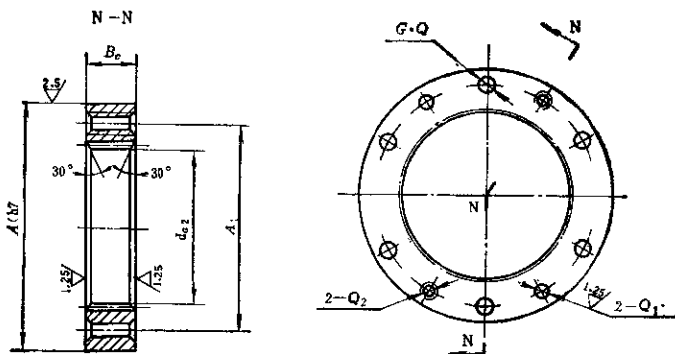


图8.6-5 环状刚轮

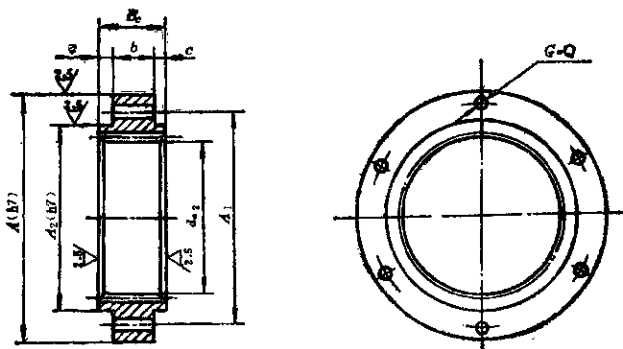


图8.6-6 带凸缘的刚轮

表8.6-5 环状刚轮的结构尺寸

机 型	尺 寸	$B_c$	$A$	$A_1$	$G$	$Q$	$Q_1$	$Q_2$
25		9	40 <sup>+0.020</sup>	34	6	3.5	3 <sup>+0.021</sup>	M3
32		10	50 <sup>+0.026</sup>	43	6	3.5	3 <sup>+0.021</sup>	M3
40		11	60 <sup>+0.033</sup>	51	6	4.5	4 <sup>+0.023</sup>	M4
50		12	70 <sup>+0.039</sup>	62	6	4.5	4 <sup>+0.023</sup>	M4
60		14	80 <sup>+0.045</sup>	75	6	5.5	5 <sup>+0.023</sup>	M5
80		18	115 <sup>+0.058</sup>	100	6	6.5	6 <sup>+0.023</sup>	M6
100		24	135 <sup>+0.068</sup>	120	6	9	8 <sup>+0.023</sup>	M8
120		28	170 <sup>+0.080</sup>	150	6	11	10 <sup>+0.023</sup>	M10
160		38	220 <sup>+0.095</sup>	185	6	13	12 <sup>+0.023</sup>	M12
200		40	270 <sup>+0.103</sup>	240	6	18	16 <sup>+0.023</sup>	M16

表8.6-6 带凸缘刚轮的的结构尺寸

齿型	尺寸		$B_1$	$A$	$A_1$	$A_2$	$G$	$Q$
	$b$	$c$						
32, 40	8	2	12	60	44	38	6	3.5
50	14	3	20	70	60	54	6	3.5
60	18	3	22	85	75	87	6	4.5
80	20	3	26	110	100	90	6	5.5
100	25	4	33	135	120	110	6	6.6
120	30	4	38	170	160	135	6	9
160	40	5	50	215	195	177	6	11
200	50	6	62	265	240	218	8	11
250	60	6	72	330	290	272	8	14

表8.6-7 常用波发生器的类型和结构尺寸

类型	结构示意图	几何尺寸	说明
双滚轮式		$M = 0.5d + 0.9mK$ $d_c = \frac{1}{3}d$ 当 $\alpha = 20^\circ$ 时, $K = 1.0$ 当 $\alpha = 30^\circ$ 时, $K = 0.89$	结构简单, 制造方便, 效率较高。但因这种波发生器对柔轮变形不能完全控制, 载荷稍大后, 柔轮易产生畸变, 承载能力低, 只适用于不重要的、低精度轻载传动中。
四滚轮式		$D_o = 2\rho - d_c$ $\rho = 0.5d + w_c \left( \frac{w_c}{m} \right) m$ 当 $\beta = 30^\circ$ 时 $w = 0.5691d$ 当 $\beta = 35^\circ$ 时 $w = 0.4087d$ $d_c \leq \frac{1}{3}d$ $\frac{w_c}{m}$ —— 径向变形系数, 常取 0.8、1、1.1 $K$ —— 波发生器径向变形增大系数 $K = 1 + \frac{\sum \Delta}{w_c}$ $\sum \Delta$ —— 补偿滚轮轴承径向游隙, 滚轮与柔轮间隙的量	
多滚轮式		$\rho_a = \frac{d - d_c}{2} + w_c$ $\rho_b = \frac{d - d_c}{2} - w_c$ $d_c \leq \frac{1}{3}d$ 滚轮中心的座标按椭圆或近似椭圆的等距曲线确定	柔轮变形全周被全部控制, 承载能力较高, 多用于不宜采用偏心盘式或凸轮式波发生器的大型谐波齿轮传动

(续)

类型	结构简图	几何尺寸	说明
偏心盘式		$2\beta = 50^\circ \sim 70^\circ$ $D_0 = d + 2(w_0 + e) + \Delta$ $\rho = \sqrt{R_0^2 + e^2} + 2N_0 e \cos \varphi$ $e = \rho + 0.5s$ $e$ ——偏心距: 通常取 $e = (3.0 \sim 3.8)m$ , $m$ 为模数 $D_0$ ——偏心圆盘直径 $\rho$ ——平轮原始向线的齿半径 $\Delta$ ——偏心双盘轴承的径向间隙, 取 $\Delta = 0.02 \sim 0.04b$	转动惯量小, 啮合区大, 制造方便, 通常在柔轮内孔中增加中间衬环, 以改善柔轮中应力分布, 但柔轮变形未能全部控制, 且有附加不平衡力矩
三偏心盘式			除具有上述优点外, 还消除了不平衡力矩, 承载能力较高, 通常在柔轮内孔中加中间衬环来改善柔轮中应力的分布, 多用于重载或小惯量的谐波齿轮传动中
凸轮式	柔性轴承凸轮式 	详细计算见表 8.6-8	柔轮变形能全部控制, 承载能力较大, 刚度较好, 精度也较高, 是目前国内外最通用的结构

注: 表中除双滚轮和四滚轮波发生器为自行变形型波发生器外, 其他均为确定变形型波发生器。

表 8.6-8 常用凸轮型式及其廓线方程

凸轮型式	凸轮廓线方程	说明
标准椭圆凸轮 	凸轮长半轴 $a = 0.5(d_0 + \Delta) + w$ 凸轮短半轴可用 Сурнов 公式确定, 其为: $b = \frac{1}{\rho} [(6d_0 - 7a) + 4\sqrt{1.5ad_0 - 2a^2}]$ $\Delta$ ——考虑补偿波发生器径向尺寸链总的间隙量 $d_0$ ——柔性轴承内径 凸轮廓线方程为: $\rho = \frac{ab}{\sqrt{a^2 \sin^2 \varphi + b^2 \cos^2 \varphi}}$	此种凸轮, 加工简单方便, 为目前最常用的一种凸轮

(续)

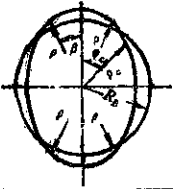
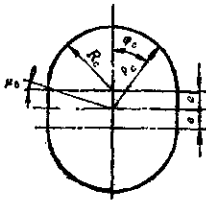
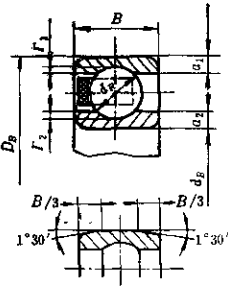
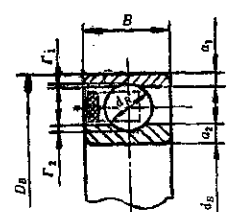
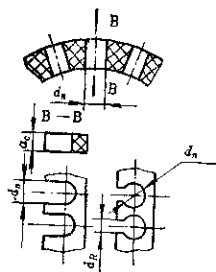
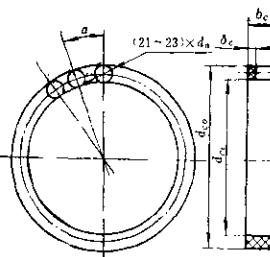
凸 轮 型 式	凸 轮 廓 线 方 程	说 明
<p>以四力作用下圆环变形曲线为廓线的椭圆凸轮</p> 	<p>凸轮廓线方程为:</p> $\rho_c = 0.5d_B + Kw$ $= 0.5d_B + \sum_{n=1,4,5,\dots} \frac{Kw_n}{(n^2-1)^2} \cos n\beta$ $\times \sum_{n=1,4,5,\dots} \frac{\cos n\beta \cos n\varphi_c}{(n^2-1)^2}$ <p><math>K</math>的意义见表8.8-7</p>	<p>此种凸轮的加工虽较前者复杂,但只须改变<math>\beta</math>角,便可获得所需之各种凸轮形状。当<math>\beta=20^\circ \sim 30^\circ</math>时,柔轮中峰值应力可达到最小</p>
<p>双偏圆心弧凸轮</p> 	<p>凸轮廓线方程为:</p> <p>当 <math>0 \leq \varphi_c &lt; \frac{\pi}{2} - \mu_0</math> 时</p> $\rho_c = e \cos \varphi_c + \sqrt{R_c^2 - e^2} \sin^2 \varphi_c$ <p>当 <math>\pi/2 - \mu_0 \leq \varphi_c \leq \frac{\pi}{2}</math> 时</p> $\rho_c = R_c / \sin \varphi_c$ <p>式中</p> $R_c = \frac{\pi d_B - 4e}{2\pi}$ $e = \frac{0.6\pi m(z_1 - z_2)}{\pi - 2}$ $\mu_0 = \arctan(e/k_c)$	<p>加工方便,啮合区较大,但柔轮中的应力较大</p>

表8.8-9 柔性球轴承和中间衬环的结构尺寸

序号	结 构 简 图	几 何 尺 寸	说 明
1	<p>内、外环为等厚度的柔性球轴承结构尺寸的确定</p> 	<p><math>a_1 = a_2 = (0.02 - 0.025) D_B</math></p> <p><math>d_B = (0.09 \sim 0.10) D_B</math></p> <p><math>z_B \approx 21 \sim 23</math></p> <p><math>\Gamma_1 \approx \Gamma_2 = (0.05 - 0.06) d_B</math></p> <p><math>K_1 \approx (0.54 \sim 0.55) d_B</math></p> <p><math>R_2 \approx (0.515 \sim 0.525) d_B</math></p> <p><math>B = (0.15 \sim 0.17) D_B</math></p> <p><math>d_B = (0.71 \sim 0.76) D_B</math></p> <p>常取 <math>d_B = 0.76 D_B</math></p> <p><math>D_B</math>—柔性轴承外径</p> <p><math>d_B</math>—钢球直径</p> <p><math>z_B</math>—钢球数</p> <p><math>\Gamma_1, \Gamma_2</math>—滚道深度</p> <p><math>R_1</math>—外环滚道半径</p> <p><math>R_2</math>—内环滚道半径</p> <p><math>B</math>—柔性轴承宽度</p> <p><math>d_B</math>—柔性轴承内径</p>	

(续)

序号	结构简图	几何尺寸	说明
2	<p>不等壁厚柔性球轴承的结构尺寸的确定</p> 	$d_0 \approx 0.08 D_B$ $\alpha_1 \leq 1.6s$ $\alpha_1 \leq 1.8s$ $r_1 = 0.05 d_0$ $r_2 = 0.1 d_R$ $d_B = D_B - 2[(\alpha_1 - r_1) + (\alpha_2 + r_1) + d_R]$	<p>1、2两种柔性轴承的外环两端可倒圆，或在外环宽度<math>\frac{1}{3}</math>处(两端)各倒角<math>1'30''</math>，以改善柔轮齿面的应力集中，同时在承载时柔轮内壁不会因扭转变形翘曲使轴承划伤柔轮内壁</p>
3	<p>保持器的结构</p> <p>A型</p> 	$\alpha_0 = (0.055 \sim 0.060) D_B$ $b_0 = (1.2 \sim 1.3) d_R$ $d_n = (1.01 \sim 1.03) d_s$ $d_{cl} = d_B + 2\alpha_1 + 0.02 D_B + 0.05 d_0$ <p><math>\alpha_0</math>—保持器的厚度  <math>b_0</math>—保持器的宽度  <math>d_{cl}</math>—保持器的内径  <math>d_n</math>—保持器的槽宽或孔径</p>	<p>此种保持器结构简单，制造容易，拆装方便，但径向无法定位，有游动摩擦现象</p>
	<p>B型—柱面定位保持器</p> 	$d_{00} \leq (D_B - 2\alpha_1) - 2.5m$ $d_{cl} \geq (d + 2\alpha_1) + 2.5m$ $b_c = \frac{B + 1.34 d_R}{2}$ $d_n = (1.08 \sim 1.08) d_R$ $\delta_c = \frac{B - 1.16 d_R}{2}$ <p><math>d_{00}</math>—保持器的外径  <math>\delta_c</math>—保持器底部厚度</p>	<p>此种结构简单，加工方便，为国内外通用结构之一</p>

为 1

齿轮手 册



(续)

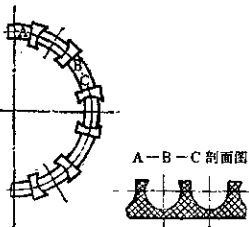
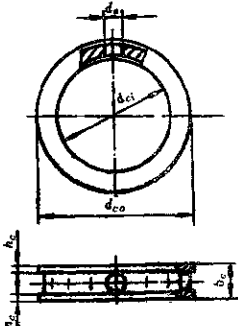
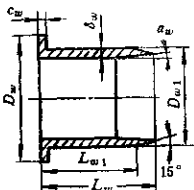
序号	结构简图	几何尺寸	说明
3	<p>C型—球面定位保持器</p> 		<p>此种结构效率高, 强度好。但保持器的制造较复杂 (模具的设计及制造要求精度高)。目前我国通用谐波齿轮减速器标准系列中柔性轴承的保持器采用了此种结构</p>
	<p>D型—四点定位保持器</p> 	$d_{c1} = d_a + 2a_1$ $d_{c2} = d_b + 2a_2 + 2d_k - 2(\Gamma_1 + \Gamma_2)$ $h_b = (0.1 \sim 0.2)b_c$ $d_a = 2a - \text{凸轮长轴直径}$ $d_b = 2b - \text{凸轮短轴直径}$	<p>采用了四点 (长、短轴各两点) 定位, 消除了保持器径向游动, 减小了内外环摩擦, 因此提高了效率和运动精度</p>
4	<p>中间衬环</p> 	$D_w \leq d + s$ $D_w1 = d$ $L_w1 = b + c + a_w$ $L_w > b + 2c$ $c_w > \delta$ $\delta_w = a_1 - \Gamma_1$ $\alpha_w = \arccan \frac{w_0}{2d_f}$	<p>中间衬环与系轮内径的配合为 <math>\frac{H7}{h7}</math></p>

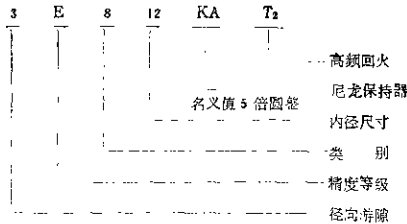
表8.6-10 电子工业部、机械工业部通用谐波齿轮减速器用的柔性轴承系列标准(草案)①

代号与型号(待定)		外形尺寸				额定值	
代号 (电子部)	型号③ (机械部)	外径 $D_0$ (mm)	内径 $d_n$ (mm)	宽度 $B$ (mm)	最大径向变形 (mm)	额定输入转速 (r/min)	额定输出转矩 (N·m)
SX-025-i	E904KAT <sub>2</sub>	25	18.8	4	0.2	3000	2
SX-032-i	3E905KAT <sub>2</sub>	32	24	5	0.2	3000	6
SX-040-i	3E806KAT <sub>2</sub>	40	30	6	0.3	3000	18
SX-050-i	3E907KAT <sub>2</sub>	50	37	8	0.3	3000	30
SX-060-i	3E809KAT <sub>2</sub>	60	45	9	0.4	3000	50
SX-080-i	3E812KAT <sub>2</sub>	80	60	12	0.5	3000	120
SX-100-i	3E815KAT <sub>2</sub>	100	75	15	0.6	3000	250
SX-120-i	3E818KAT <sub>2</sub>	120	90	18	0.8	3000	460
SX-160-i	3E824KAT <sub>2</sub>	160	120	24	1.0	1500	1200
SX-200-i	3E830KAT <sub>2</sub>	200	150	30	1.0	1500	2000
②SX-250-i	3E844KAT <sub>2</sub>	300	220	45			
②SX-215-i	3E**×KAT <sub>2</sub>						

① 本草案是由电子工业部与机械工业部联合研制的。

② 待定。

③ 型号含义：



## 5 谐波齿轮减速器主要元件的承载能力计算

### 5.1 谐波齿轮传动的失效形式和计算准则

谐波齿轮传动的失效形式主要有：

a. 柔轮的疲劳断裂 这是谐波齿轮传动最主要、最常见的一种失效形式。一般情况下，裂纹起源于柔轮齿根部分，然后沿轴向延伸，进而呈45°斜向扩展。若柔轮旋转方向不断改变，则裂纹还能呈双向45°扩展。

柔轮的新口分析表明，疲劳裂纹产生于外表面，继而向柔轮内表面扩展，断口平直且呈现贝壳状条纹，因而可断定柔轮疲劳断裂主要是由弯曲应力引起的。

b. 齿面磨损 齿面磨损主要取决于有效载荷

作用下齿面上比压的大小。由于谐波齿轮传动齿面的相对滑动速度较小，一般情况下磨损并不严重，只有在很大过载时，才有可能引起齿面的强烈磨损。使用实践表明，谐波齿轮传动齿面的磨损，许多情况下是由于啮合参数选择不当，齿对啮合时出现某些干涉而引起的。因此，防止齿面磨损的方法，除了合理选择材料和热处理方法、控制柔轮和刚轮的偏心误差以外，主要应使所选的齿合参数不会引起轮齿的啮合干涉。

c. 传动构件产生滑移 当作用在传动装置上的扭矩过大或传动元件的制造偏差过大时，就可能发生传动构件间的相对滑移现象。当柔轮与刚轮产生相对滑移时，称为滑齿，而波发生器相对柔轮滑移时，则称为波发生器的滑移。传动构件一旦产生滑移，谐波齿轮传动的正常工作便遭破坏。

滑移现象的出现，一般是由多种因素综合引起的。典型的滑移型式主要有三种：在一个波的区域

内, 发生滑齿; 双波传动转化为单波传动或相反; 波发生器齿移等。

不产生滑移是重载谐波齿轮传动的工作能力准则之一。这个准则是由作用在从动轴上的极限扭矩  $T_{lim}$  来衡量的。为了防止滑移现象的产生, 可以采取加大径向变形量, 提高传动的径向刚度, 合理选择几何参数防止啮合干涉, 消除传动中的多余约束, 采用可调式或自动调整式的波发生器等。

d. 波发生器轴承的损坏 波发生器的轴承 (包括一般的滚动轴承和柔性轴承) 的损坏, 主要是在变形力和啮合力的作用下, 滚动体与内、外座圈产生疲劳点蚀, 柔性座圈发生疲劳断裂, 或由于巨大温升而引起的元件胶合或烧伤等。

根据上述谐波齿轮传动的失效分析, 便可建立其设计准则。由于齿面磨损和传动构件滑移两种失效形式迄今尚未建立反映其失效实质的计算方法, 因此, 齿面磨损通常是采用控制齿面比压的方法来限制的; 而防止滑移, 则应合理选择啮合参数和合理选择波发生器结构型式及参数等措施来解决。所以, 谐波齿轮传动的工作能力计算准则为:

- (1) 齿面比压计算;
- (2) 柔轮体的疲劳强度计算;
- (3) 波发生器轴承的工作能力计算。

## 5.2 齿面耐磨计算

由于谐波齿轮传动两轮的齿数均很多, 两齿廓的曲率半径的差值不超过 0.3~0.4%, 故轮为啮合时很接近于面接触, 因此齿面磨损可由工作表面的比压来控制。于是, 齿面比压  $p$  为

$$p = \frac{8000KT}{\varepsilon \Phi_d d^2 z_1 z_2} \leq p_p \quad (8.6-30)$$

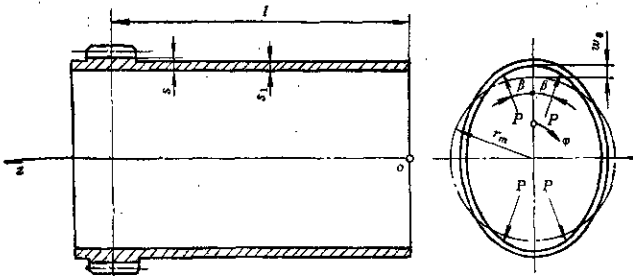


图8.6-7 四力作用型式的柔轮强度计算模型

式中  $T_1$ ——作用在柔轮上的扭矩  $N \cdot m$ ;

$d_1$ ——柔轮分度圆直径  $mm$ ;

$h_a$ ——齿廓工作段高度  $mm$ , 其精确值应由几何计算确定, 近似取  $h_a = c_a m$ , 其中  $c_a = 1.4 \sim 1.6$ ,  $m$  为模数;

$\phi_d$ ——齿宽系数,  $\phi_d = b/d_1$ , 一般取  $0.1 \sim 0.2$ ,  $b$  为齿宽;  $z_0$ ——当量于齿廓工作段高接触的全啮合工作齿数,  $z_0 = 0.25z_1$ ;

$\varepsilon$ ——啮合齿数占总齿数的百分比, 一般取  $\varepsilon = 0.3 \sim 0.5$ ;

$K$ ——计算载荷系数, 当静载荷时, 取  $K = 1.0$ , 工作中有冲击和振动时, 取  $K = 1.15 \sim 1.5$ ;

$p_p$ ——许用比压。齿圈材料为钢, 且在润滑条件下工作时, 对不同钢种及热处理条件, 可取  $p_p = 30 \sim 50 N/mm^2$ , 当润滑不良时,  $p_p$  值应适当降低; 对塑料齿圈, 则取  $p_p \leq 8 N/mm^2$ 。

在设计时, 齿面耐磨条件往往用来大致确定传动的模数, 由式 (8.6-30) 得:

$$m \geq \frac{20}{z_1} \sqrt[3]{\frac{KT_1}{\varepsilon \phi_d c_a p_p}} \quad (8.6-31)$$

## 5.3 柔轮的疲劳强度计算<sup>[83]</sup>

柔轮强度计算时, 由于联接端的边界效应、参与啮合的实际齿对数、齿间的载荷分布规律、以及轮齿对柔轮体内应力分布的影响比较复杂, 加之柔轮受载时的畸变影响等, 柔轮的应力状态很难精确估计, 因而为了简化强度计算, 往往把柔轮简化为一个光滑圆柱壳体进行应力分析, 然后再根据试验结果进行适当的修正。柔轮的应力分析是以四力作用形式的数学模型为出发点的。因为这种数学模型 (图8.6-7) 随着作用力与变形长轴夹角的不同, 可以模拟出柔轮在不同类型的波发生器作用下的变

形形状，最具有普遍性。例如，当  $\beta=0^\circ$  时柔轮的变形形状与采用双滚轮波发生器的相接近； $\beta=23^\circ$  时，与余弦凸轮波发生器所形成的柔轮变形形状相接近。

根据圆柱壳体理论，可求得：  
轴向应力

$$\sigma_{\sigma\sigma} = K_{r1} K_M K_d C_\sigma \frac{\mu w_0 E s}{r_m^2} \quad (8.6-32)$$

周向应力

$$\sigma_{\varphi\varphi} = K_{r1} K_M K_d C_\tau \frac{w_0 E s}{r_m^2} \quad (8.6-33)$$

剪应力

$$\tau_{\tau\varphi\sigma} = K_{r1} K_M K_d C_\tau \frac{w_0 E s}{r_m l} \quad (8.6-34)$$

由作用在柔轮上的扭矩  $T_1$  所产生的剪应力为：

$$\tau_{T\sigma} = \frac{K_n K_d T_1}{2 \pi r_m^2 s} \quad (8.6-35)$$

- 式中  $w_0$ ——最大径向变形量 mm；
- $s$ ——柔轮齿圈处的壁厚 mm；
- $r_m$ ——柔轮中性圆半径 mm；
- $l$ ——柔轮体的计算长度 mm；
- $E$ ——材料的弹性模量 MPa；
- $\mu$ ——泊松系数，取  $\mu=0.3$ ；

$C_\sigma$ 、 $C_\tau$ ——正应力和剪应力系数，其计算式为：

$$C_\sigma = \frac{1}{2(1-\mu^2)} \sum_{n=2,4,6,\dots} \frac{\cos n\beta}{(n^2-1)^2} \quad (8.6-36)$$

$$C_\tau = \frac{1}{2(1+\mu)} \sum_{n=2,4,6,\dots} \frac{\cos n\beta}{(n^2-1)^2} + \sum_{n=2,4,6,\dots} \frac{(2n^2-1)\cos n\beta \sin n\varphi}{2n(n^2-1)^2} \quad (8.6-37)$$

或按图 8.6-8 查取；

$K_{r1}$ ——考虑轮齿对柔轮弯曲刚度影响而引起的应力增大系数。设  $s^*=s/m$ ，则  $K_{r1}$  可按下式计算<sup>(8)</sup>：

$$K_{r1} = \frac{1+s^*}{s^*} \quad (8.6-38)$$

$K_M$ ——考虑载荷特性和波发生器刚度对柔轮畸变的影响而引起的应力增大系数，可按表 8.6-11 查取；

$K_d$ ——动载荷系数，一般取  $K_d=1.1\sim 1.4$ ，

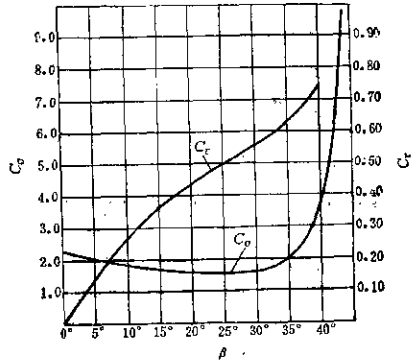


图 8.6-3  $C_\sigma$  和  $C_\tau$  曲线

表 8.6-11 由于柔轮形状畸变而引起的应力增长系数  $K_M$

$T_1/T_n$	$K_M$ 值	
	凸轮式和圆盘式波发生器	滚轮式波发生器
0.25	1.13	1.25
0.5	1.25	1.50
0.75	1.38	1.75
1.0	1.60	2.00
1.5	1.75	2.50
2.0	2.00	3.00

注： $T_n$  为额定力矩。

当制造精度较低，波发生器转速较高时取偏大的值；若波发生器转速小于 1000 r/min，齿轮制造精度为  $r$  级时，取  $K_d=1.0$ ；

$K_n$ ——考虑截面上剪应力分布不均匀的系数，一般取  $K_n=1.5\sim 1.8$ 。

由于柔轮体的微元体处于平面应力状态，即沿柔轮体母线方向和圆周方向的正应力及由于变形和扭矩产生的剪应力。考虑到  $\sigma_{\sigma\sigma}$  较小，约为  $\sigma_{\varphi\varphi}$  的 30%，故用一系数  $\gamma_\sigma \approx 0.7$  来计。于是，可以把柔轮的疲劳强度计算用较双向稳定变应力状态下的安全系数的方法来处理。

谐波齿轮传动工作时，柔轮处在变应力状态下工作。由分析可知，正应力基本上呈对称变化，而剪应力呈脉动变化。若以  $\sigma_\sigma$ 、 $\sigma_{\varphi\varphi}$ 、 $\tau_\sigma$ 、 $\tau_m$  分别表示正应力和剪应力的应力幅和平均应力，则：

$$\left. \begin{aligned} \sigma_\sigma &= \sigma_{\varphi\sigma}, \quad \sigma_{\varphi\sigma} = 0 \\ \tau_\sigma &= \tau_m = 0.5(\tau_{\sigma\varphi\sigma} + \tau_{T\sigma}) \end{aligned} \right\} \quad (8.6-39)$$

于是,安全系数可按下式计算:

$$S = \frac{S_o S_r}{\sqrt{S_o^2 + \gamma S_r^2}} \geq 1.5 \quad (8.6-40)$$

其中

$$\left. \begin{aligned} S_o &= \frac{\sigma_{-1}}{K_o \sigma_a} \\ S_r &= \frac{\tau_{-1}}{K_r \tau_a + 0.2 \tau_m} \end{aligned} \right\} \quad (8.6-41)$$

式中  $S_o, S_r$ ——正应力和剪应力作用时的安全系数;

$\sigma_{-1}, \tau_{-1}$ ——材料在对称循环时的弯曲和剪切疲劳极限  $N/mm^2$ ;

$K_o$ ——考虑齿形影响正应力有效应力的集中系数,按下式确定:

$$K_o = (1.6s^* + 0.8) / (1 + s^*) \quad (8.6-42)$$

上式适用于  $0.8 < s^* \leq 10$ ;  $K_r$ ——剪应力的有效应力集中系数,取  $K_r \approx (0.7 \sim 0.9) K_o$ 。

为防止受载过大时柔轮筒体失稳,故需对柔轮筒体的稳定性进行校核。表征筒体失稳时的扭转应力临界值为<sup>[37]</sup>:

$$\begin{aligned} \tau_{cr} &= \frac{E s^2}{l^2 (1 - \mu^2)} \\ &\times \left[ 2.8 + \sqrt{2.6 + 1.4 \left( \sqrt{1 - \mu^2} \frac{l^4}{2 r_m s} \right)^{2/3}} \right] \end{aligned} \quad (8.6-43)$$

柔轮筒体不失稳的条件为:

$$\tau_{cr} / \tau_r \geq 1.5 \sim 2 \quad (8.6-44)$$

$$\text{式中 } \tau_r = \frac{T}{2 \pi r^3 n_s}$$

#### 5.4 波发生器轴承的工作能力计算

本节将讨论滚珠式、圆盘式波发生器用的一般滚动轴承和凸轮式波发生器用的柔性轴承的工作能力计算问题。

##### 5.4.1 波发生器轴承上载荷的确定

作用在波发生器轴承上的载荷,不仅与柔轮的变形力有关,而且主要与啮合力有关。在谐波齿轮传动中,啮合力并不全部传到波发生器上,其中一部分将由柔轮体承受。实验表明,由于传递到轴承上的变形力仅占轴承所受载荷的10%。若设  $k_r$  为由柔轮到波发生器的传力系数,则作用于波发生器滚珠或圆盘轴承上,或凸轮波发生器柔性轴承上的径向载荷为<sup>[39]</sup>:

$$F_r = 1.08 k_r \frac{2T_1}{U d_1 \cos \alpha_0} \quad (8.6-45)$$

式中  $U$ ——波数,对于双波传动,  $U=2$ 。

若  $\alpha_0 = 20^\circ$ , 则由上式得:

$$F_r \approx 1.15 k_r \frac{T_1}{d_1} \quad (8.6-46)$$

由实验可知,传力系数  $k_r$  与许多因素有关。例如,波发生器的几何参数,轴承的类型和尺寸,滚珠轴的支承距离,中间衬环的厚度,联轴方式,承受扭矩的大小等。综合起来可以看出,  $k_r$  主要与波发生器—柔轮系统的径向刚度有关,根据[38]给出的试验结果和计算结果,对于不同型式的波发生器,  $k_r$  值如下:

四滚珠波发生器:当滚珠支承在一个单列向心球轴承上时,  $k_r = 0.45$ ;若每个滚珠支承在两个单列向心球轴承上时,取  $k_r = 0.35$ ;

圆盘波发生器:每个圆盘支承在两个单列向心球轴承上时,  $k_r = 0.35$ ;若支承在两个单列向心滚子轴承上时,  $k_r = 0.3$ ;

凸轮波发生器:  $k_r = 0.35$ ;

对于密闭谐波齿轮传动,不论采用圆盘波发生器,还是凸轮波发生器,均取  $k_r = 0.6 \sim 0.8$ 。

由于变形时柔轮母线偏斜所引起的附加轴向力很小,约为径向载荷的10~15%,故在计算时可忽略不计。

##### 5.4.2 滚珠式和圆盘式波发生器轴承的寿命计算

这两种型式的波发生器均采用一般的滚动轴承,可用下式计算轴承的寿命,即:

$$L_h = \frac{10^6}{60n} \left( \frac{C}{P} \right)^e \quad (8.6-47)$$

式中  $L_h$ ——轴承寿命 h;

$n$ ——轴承转速  $r/min$ ;

$C$ ——额定动载荷  $N$ ,可由滚动轴承手册查得;

$e$ ——指数,对球轴承  $e=3$ ,滚子轴承为  $e=10/3$ ;

$P$ ——当量载荷  $N$ ,可按下式确定:

$$P = V F f_r f_v \quad (8.6-48)$$

式中  $V$ ——座圈转动系数,对于波发生器轴承,

由于外圈转动,故取  $V=1.2$ ;

$f_r$ ——载荷系数,取决于轴承使用条件下的载荷性质,可由滚动轴承手册查取;

$f_1$ —温度系数, 亦可由滚动轴承手册查取, 当工作温度不超过 100℃ 时, 取  $f_1 = 1.0$ 。

对于双波传动, 把式 (8.6-46) 代入式 (8.6-48) 后, 再代入式 (8.6-47), 可得波发生器轴承寿命的计算公式为:

$$L_h = \frac{10^6}{60n} \left( \bullet \frac{Cd_1}{1.15V k_r k_p k_f T_1} \right)^{\bullet} h \quad (8.6-49)$$

对于圆盘波发生器, 若每个圆盘上装两个滚动轴承时, 由试验可知, 载荷的大部分是由靠近波发生器中间平面的轴承来承受, 此时推荐取  $f_p = 1.3 \sim 1.5$ 。

### 5.4.3 柔性轴承的工作能力计算

对于凸轮波发生器用的柔性球轴承, 由于其钢球的直径与座圈滚道曲率半径间的几何关系与一般的滚动轴承相类似, 因而柔性轴承的额定动载荷仍可按一般滚动轴承的公式计算。利用一般滚动轴承额定动载荷的计算关系, 将钢球直径的值代入, 并取钢球数为 23 及  $\frac{f_c}{k_r f_f} = 9.2$  (式中  $f_c$  取决于轴承零件的几何关系, 制造粘度和材料品质的系数), 参照式 (8.6-49), 可得出以柔性轴承所能传递扭矩来表征的工作能力计算公式, 即:

当  $d_1 \leq 280 \text{ mm}$  时

$$T = 17.76 \sqrt{\frac{d_1^{2.5}}{L_1 n}} \text{ N} \cdot \text{m}; \quad (8.6-50)$$

当  $d_1 > 280 \text{ mm}$  时

$$T = 170 \sqrt{\frac{d_1^{2.4}}{L_1 n}} \text{ N} \cdot \text{m}; \quad (8.6-51)$$

根据上两式算出的扭矩值, 便可选择所需的柔性球轴承的型号, 或根据所选的轴承型号来校核柔性球轴承的工作能力。

## 6 谐波齿轮减速器的刚度

### 6.1 谐波齿轮传动的刚度特性

谐波齿轮传动的刚度特性与一般齿轮传动有本质的区别。由图 8.6-9 所示的谐波齿轮传动的刚度特性曲线可以看出, 在正、反两方向加载和卸载时所形成的曲线呈磁滞回线状。谐波齿轮传动刚度特性曲线的这种非单值性, 是由啮合中的摩擦损失, 波发生器的摩擦损失, 材料的阻尼损失等因素造成的。图示纵坐标  $T_{02}$  为从动轴上之扭矩, 横坐标  $\varphi_{02}$  为波发生器被制住时从动轴之转角,  $\varphi_{02k}$  表示滞后

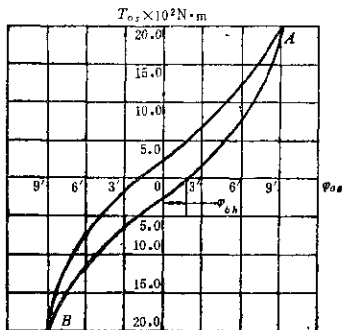


图 8.6-9 谐波齿轮传动时的刚度特性

角。  $\varphi_{02k}$  理论上应包括传动的平均侧隙, 轴和齿轮的变形等。但由于谐波齿轮传动因制造和装配误差所产生的侧隙很小, 主要表现为弹性回差, 故谐波齿轮传动的  $\varphi_{02k}$  小于普通的齿轮传动。

刚度特性是以负载力矩和相对扭转角的比值, 即刚度系数  $K$  来表示的, 显然  $K = dT_{02}/d\varphi_{02}$ 。又由图可见, 从  $A$  到  $B$ , 刚度特性的变化是一连续函数, 这种性质对自动控制系统来说是十分重要的。

### 6.2 刚度系数 $K$ 的计算

要正确确定一切影响刚度磁滞特性的因素是相当困难的, 因而只能在具有某种可靠性的基础上来计算传动的刚度系数, 具体计算方法如下:

设传动的基本构件的总扭转柔度为:

$$\lambda_{\Sigma} = \lambda_H + \lambda_I + \lambda_{02} \quad \text{rad/N} \cdot \text{mm} \quad (8.6-52)$$

则刚度系数为:

$$K = \frac{1}{\lambda_{\Sigma}} = \frac{1}{\lambda_H + \lambda_I + \lambda_{02}} \text{ N} \cdot \text{mm/rad} \quad (8.6-53)$$

式中  $\lambda_H$ 、 $\lambda_I$ 、 $\lambda_{02}$ —波发生器、柔轮、从动轴的扭转柔度。

a. 波发生器的扭转柔度  $\lambda_H$  波发生器的扭转柔度是指波发生器受载时, 波发生器径向尺寸发生了某种变化, 使得波发生器在柔轮内扭转某个角度。显然, 波发生器的扭转柔度与其径向柔度间有密切联系。折算到输出轴上的波发生器的扭转柔度为:

$$\lambda_H = \frac{k_r}{K_G} \dots \frac{\pi}{2d_1 U w_{0i}} \text{ rad/N} \cdot \text{mm} \quad (8.6-54)$$

式中  $K_G$ ——波发生器的径向刚度,  $K_G = (5 \sim 10) \times 10^4 \text{ N/mm}$ ; 其余符号意义同前。

b. 柔轮的扭转刚度  $k_t$ : 柔轮为一薄壁圆筒, 其扭转刚度可按材料力学方法确定, 即:

$$k_t = 0.1G \frac{C_1 k_1 k_2}{[1 - (1 - 2C_1^2) \cdot \mu]^2} d_1^3, \quad \text{rad/N} \cdot \text{mm} \quad (8.6-55)$$

式中  $C_1 = \frac{l}{d_1}$  ——柔轮筒体的相对长度;

$C_2 = s/d_1$  ——柔轮体的相对厚度;

$k_1$  ——柔轮筒体的形状系数, 对圆柱形柔轮,  $k_1 = 1.0$ ; 对钟形柔轮,  $k_1 = 0.83$ ;

$k_2$  ——柔轮的结构系数, 对于杯形柔轮取  $k_2 = 0.83$ , 其他情况均取  $k_2 = 1.0$ 。

c. 从动轴的扭转刚度  $k_o$ ,

$$k_o = \frac{l_o}{G J_G d_o^4} \text{ rad/N} \cdot \text{mm} \quad (8.6-56)$$

式中  $l_o$ 、 $d_o$  ——从动轴的长度和直径, 若为阶梯轴, 则  $d_o$  应以当量直径代入。

实际计算表明, 谐波齿轮传动主要构件在总扭转刚度中所占的比重, 以从动轴为最大, 约占55%, 其次为波发生器, 约占27%, 以柔轮所占的比重为最小, 约占18%。因此, 要提高谐波齿轮减速器的刚度, 关键在于提高从动轴和波发生器的刚度。

## 7 谐波齿轮减速器的效率和发热计算

### 7.1 谐波齿轮传动效率的计算公式<sup>[59]</sup>

谐波齿轮传动的效率, 最可靠的确定办法是实测, 由计算确定的值只可能是近似的。这是因为: ①减速器的具体情况, 其细微差别很大; ②计算模型总是加以简化的; ③摩擦系数不易选准, 等等。实际情况比简化的计算要复杂得多, 有些影响因素, 难于列入计算式。但是, 估算还是有必要的。

根据理论分析和实测表明, 谐波齿轮传动的效率与如下众多的因素有关, 如: ①传动比; ②轮齿啮入深度; ③波数; ④刚、柔轮齿槽宽窄的比例; ⑤齿形角 (或变位系数); ⑥滚动和滑动摩擦系数; ⑦回差值; ⑧柔轮的最大径向变形量和柔轮的弯曲刚度; ⑨转速; ⑩负载大小; ⑪减速器的结构和加工精度、装配工艺; ⑫润滑剂的种类、有无搅油损失, 等等。上述诸因素中, ④、⑦、⑨、⑪、⑫诸项在计算式中未加考虑,

为了简化计算, 对于常用的单级和复式谐波齿轮减速器, 不论波发生器的类型和具体结构如何, 其效率计算均统一近似地用一套公式计算。

对于杯形柔轮, 其变形力 (滚轮式) 可近似按下式计算:

$$P = \frac{E J w_0}{0.75 r_0^3 m} \quad (8.6-57)$$

式中  $J \approx J_1 + J_2$

$J_1$  ——齿圈段截面的惯性矩, 考虑到轮齿的影响, 以齿槽厚度增大6~8%作为光滑圆环段来计算, 即  $J_1 \approx \frac{b s_0^3}{12}$ , 而  $s_0 = (1.06 \sim 1.08) s$ ;

$J_2$  ——筒体光滑部分的截面惯性矩。取光滑筒体长的1/3作为圆环长来计算, 即  $J_2 \approx \frac{l_1 s^3}{12}$ ;

$l_1$  ——当量于光滑筒体的圆环长度。

### 7.1.1 单级谐波齿轮传动的效率

(1) 柔轮固定时的减速传动

$$\eta = \frac{1}{1 + i \left( X + \mu d \frac{P}{T_2} \right)} \quad (8.6-58)$$

$$X = \frac{f h_m}{R \cos \alpha'_m (1 - f \tan \alpha'_m)} + \frac{\mu d (\tan \alpha'_m + f)}{2R (1 - f \tan \alpha'_m)} \quad (8.6-59)$$

式中  $f$  ——滑动摩擦系数,  $f = 0.05 \sim 0.1$  (根据润滑剂的种类及齿面加工精度适当选取);  
 $\mu$  ——当量滚动摩擦系数, 取  $\mu = 0.0015 \sim 0.003$ ;

$R$  ——刚轮在平均齿高处的圆周半径 mm;

$\alpha'_m$  ——刚轮齿平均高度处的渐开线压力角;

$T_2$  ——低速轴上的扭矩 N·mm;

$i$  ——传动比的绝对值。

(2) 刚轮固定时的减速传动

$$\eta = \frac{1 - X}{1 + i \left( X + \mu d \frac{P}{T_2} \right)} \quad (8.6-60)$$

式中的  $X$  与式 (8.6-59) 相同, 其他符号意义亦同前。

对以齿啮式输出 (即零齿差输出) 的谐波齿轮减速器的传动效率, 可按下式计算:

$$\eta = \frac{1 + X_1}{1 + i \left( X_1 + X_1 + \mu d \frac{P}{T_2} \right)} \quad (8.6-61)$$

式中  $X_1$  和  $X_1$  仍可按式 (8.6-59) 计算, 脚注 1。

表示工作齿圈,脚注Ⅰ表示齿啮输出端,须将各自的参数代入即可。显然  $f_1 = f_1 = f$ , 而  $\mu d$  值两者相同。

(3) 柔轮固定时的增速传动

$$\eta = \frac{1-iY}{1+\mu d} \frac{P^-}{T_1} \quad (8.6-62)$$

$$Y = \frac{f/h_n}{R \cos^2 \alpha'_m (1+f \tan \alpha'_m)} + \frac{\mu d (\tan \alpha'_m - f)}{2R(1+f \tan \alpha'_m)} \quad (8.6-63)$$

式中  $T_1$ ——高速轴上的扭矩 N·mm。

当单级谐波齿轮传动的传动比不大时,例如  $i=100$  左右,作为增速器用,效率是满意的。

由式(8.6-62)可知,增速器的效率可能出现负值,这时说明传动自锁。但是由于啮合力在工作时可能发生变动,以及  $f$  和  $\mu$  值不稳定等原因,仅凭计算值来判断谐波齿轮传动的自锁性,不甚可靠。在接近临界值时更是如此。对于单级增速传动自锁能力的这种不确定性,设计者应予以注意。

(4) 刚轮固定时的增速传动

$$\eta = \frac{1-iY}{1+Y+\mu d} \frac{P^-}{T_1} \quad (8.6-64)$$

式中的  $Y$  同式(8.6-63)。

### 7.1.2 复式谐波齿轮减速器的效率

这里仅给出最常用的刚轮输出的复式谐波齿轮传动,此时两排齿数均相差2,复式谐波齿轮传动只能做减速器用,一般均有自锁能力,故不能用作增速器。它的传动效率很低(约1~8%),传动比愈大,效率愈低。其效率可按下式计算:

$$\eta = \frac{1-X_1}{1+i \left( X_1 + X_1 + \mu d \frac{P^-}{T_1} \right)} \quad (8.6-65)$$

式中  $X_1$  和  $X_1$  仍按式(8.6-59)计算,  $i$  亦取绝对值。

## 7.2 谐波齿轮减速器的发热计算<sup>[40]</sup>

谐波齿轮传动的发热状况,可按普通减速器的关系式来计算。热平衡方程为:

$$1000(1-\eta)P_1 = K(t_1 - t_0)A \quad (8.6-66)$$

式中  $P_1$ ——输入轴上的功率 kW,  $P_1 = \frac{T_2 n_1}{9550 i \eta}$ ,

$K$ ——散热系数  $W/m^2 \cdot ^\circ C$ ;

$t_1$ ——减速器壳体的温度  $^\circ C$ ;

$t_0$ ——环境温度  $^\circ C$ ;

$A$ ——散热面积  $m^2$ ;

$n_1$ ——输入轴转速  $r/min$ 。

受到发热限制,减速器所能传递的扭矩为:

$$T_1 = \frac{9.55K(t_1 - t_0)A i \eta}{(1-\eta)n_1} \quad (8.6-67)$$

对于通用减速器,一般推荐取  $t_1 = 70 \sim 80^\circ C$ 。

$A$  应理解为有效的散热面积,即:从箱体内部有油流过或飞溅能够到达,而箱体外部又有空气自由循环的那一部分。箱体上有散热片时,散热片的面积应打折扣,例如按50%的面积计算。

在通风不良时,取  $K \approx 8 \sim 12$ ; 在具有强烈通风的地方,  $K \approx 14 \sim 18$ ; 当箱体带有吹风机吹风时,  $K \approx 21 \sim 30$ 。如果风扇是装在减速器的高速轴上或装在电机轴上,对强制通风,冷却的效果将随转速的增加而加强。因此建议:当  $n_1 \leq 1000 r/min$  时,  $K$  取偏小值; 而当  $n_1 \geq 2800 r/min$  时,  $K$  取偏大值; 对中间转速取中值。

效率  $\eta$  的取值与  $i$ ,  $m_1$  及  $T_2$  有关系。

对长时间运转的减速器来说,其热容量的许用功率或许用扭矩应大于或等于从强度计算得出来的相应值。

## 8 谐波齿轮减速器的设计计算步骤

设计时,若已知减速器的输入功率、输入与输出转速、工作机的特性等,则谐波齿轮减速器的设计计算步骤大致如下:

(1) 根据已知条件计算减速器的传动比,并按使用要求由表 8.6-1 选定结构简图,确定柔轮和刚轮的齿数;

(2) 按表 8.6-3 选定柔轮的材料,并相应地选定刚轮的材料;

(3) 由表 8.6-7 选择波发生器的型式及其几何参数,确定相应的原始曲线方程(一般,可按式(8.6-18)计算)。若采用凸轮式波发生器,则原始曲线可看作凸轮廓线的外等距曲线,可用常规的数学方法求得;

(4) 按齿面耐磨条件,即式(8.6-31)初步确定传动的模数;

(5) 进行谐波齿轮减速器的几何计算

1) 通常,柔轮采用滚切,而刚轮用插切,故首先应选定切制刚轮用插刀的参数;插刀齿数  $z_0$

( $z_0 < z_2/2$ ) 和刀具变位系数  $x_0$ ;



2) 按式(8.6-1)~(8.6-5)或按经验推荐值分别选定主要啮合参数 $\alpha_1$ 、 $\alpha_2$ 、 $w_0$ 和 $h_n$ ;

3) 由式(8.6-6)~(8.6-11)分别确定柔轮和刚轮的主要几何尺寸;

4) 进行齿廓啮合干涉验算。由式(8.6-18)和(8.6-17)计算出不同啮合位置时柔轮齿顶坐标及与之对应的刚轮齿廓上的坐标后,按式(8.6-15)进行干涉验算。理论上讲,此验算应在全啮合弧范围内进行,但根据大量计算可知,对于 $w_0 \leq 1$ 的传动,只需验算 $\varphi = 0^\circ, 5^\circ, 10^\circ$ 三个位置即可;而对于 $w_0 > 1$ 的传动,则需验算 $\varphi = -10^\circ, -5^\circ, 0^\circ$ 三个位置。若验算发现传动有干涉现象,则需相应地增大 $w_0$ 或 $\alpha_1$ ,或减小 $h_n$ ,重新计算;

5) 按式(8.6-24)~(8.6-28)对传动正常工作条件进行验算。若不满足,按(4)的方法改变参数,再进行计算;

6) 在预计的啮合弧范围内,给出一连串的 $\varphi$ 值,按式(8.6-23)计算在不同啮合位置时的侧隙。由于啮合弧计算较复杂,为方便起见,一般取 $\varphi \in [0^\circ, 90^\circ]$ ,以 $5^\circ$ 为步长进行计算,直至 $u_{a2} < u_{a2}$  ( $u_{a2} = \tan \alpha_{M2} - \tan \alpha_{a2}$ ,其中 $\alpha_{a2}$ 为刚轮齿顶压

力角)时表示轮齿已脱离啮合,侧隙计算即可终止;

(8) 按表8.6-4~表8.6-6进行柔轮、刚轮、波发生器的结构设计;

(7) 根据具体的柔轮结构尺寸,按式(8.6-40)进行柔轮的疲劳强度验算,并按式(8.6-43)进行柔轮筒体的稳定性校核;

(8) 对于滚轮式或圆盘式波发生器,所选的滚动轴承按式(8.6-40)进行寿命计算;对于凸轮式波发生器的柔性球轴承,则按式(8.6-50)和(8.6-51)进行工作能力计算,所算出之扭矩值应小于或等于表8.6-10所列的相应型号的额定输出扭矩;

(9) 根据所选定的结构方案,按本章7.1.1所述的方法进行传动效率估算;

(10) 有必要时,可按(8.6-66)进行谐波齿轮减速器的热平衡计算。

此外,对于伺服系统用的谐波齿轮减速器还需进行减速器的刚度计算(见本章第6节)和精度计算。

## 第7章 齿轮联轴器

### 1 概述

齿轮联轴器是用来联接两轴使其一同旋转,以传递转矩和旋转运动的一种刚性可移式联轴器。它是由内齿圈3、4,两个外齿轴套1及两个端盖2等主要零件组成,见图8.7-1。

齿轮联轴器是将齿轮用作轴的联接,是齿轮应用的一个重要方面。

这类联轴器能传递较高的转矩,并能补偿所联两轴线间相对的径向位移、角位移和轴向位移。齿轮联轴器允许正、反转。

一个齿轮联轴器有两对相同的内啮合齿轮副,两对齿轮副的角位移可各不相同,而内齿副中所采用的齿形几何参数及侧隙大小决定了所容许的最大角位移,此最大角位移是影响承载能力的重要因素。在啮合时,角位移愈大,则同时参加工作的齿数愈

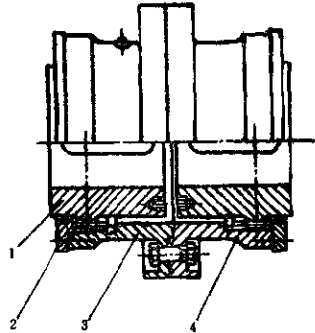


图8.7-1 齿轮联轴器结构简图  
1—外齿轴套 2—盖 3、4—内齿圈

少,作用在每个齿上的力愈大,因此联轴器传递转

矩的能力降低。

为了补偿两轴轴线的相对角位移，将外齿轴套的外圆制成球面，该球面的中心不一定在回转轴线上。如行星减速器上浮动用联轴器，其轴套外圆常制成球面，且采用齿侧定位。

外齿轴套上的齿，沿节圆线剖开后的齿截面上，齿廓为直线时，称为直齿联轴器，齿廓为曲线时，称为鼓形齿联轴器。见图8.7-2。

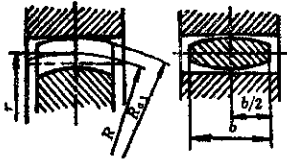


图8.7-2 鼓形齿齿截面

鼓形齿联轴器含轴截面上的节圆线也是圆弧的一段，沿节圆线剖开后的齿截面见图8.7-2。

鼓形齿联轴器有如下特点：

(1) 由于两端齿厚比中间小，可避免棱角接触，它允许两轴轴线的角位移为 $\pm 1.5^\circ$ ，甚至当角位移在 $2^\circ \sim 3^\circ$ 时也能可靠地工作，而直齿联轴器一般情况下容许的角位移为 $0.5^\circ$ 。

(2) 能承受重载及冲击载荷，在相同的角位移情况下，比直齿联轴器承载能力提高15~20%。

(3) 效率高，可达0.99。

(4) 密封性好，使用可靠，维护方便。

鼓形齿联轴器与直齿联轴器相比，外形尺寸小、承载能力大，在高速下工作可靠，适用于冶炼、轧钢、重型机械、汽轮机、船舶等各行业，因此，在有条件的情况下，应逐步用鼓形齿联轴器来代替直齿联轴器。

为了切出鼓形齿，刀具中心轨迹也是圆弧，该圆的中心为 $M_B$ ，半径为 $r_{F_1} + R$ 。

加工鼓形齿常用滚齿法及插齿法，见图8.7-3。

滚齿法可在普通的滚齿机上加靠模装置，使滚刀中心轨迹为圆弧。这种方法简单、可靠、生产效率高、成本低，因此是加工鼓形齿的最合理的方法。用滚齿法加工出的鼓形齿，在所有垂直于位移圆的法面中，法向齿廓的形状是渐开线，而端面齿形不同于法截面中的标准齿形。

插齿法（包括普通铣床上的成型铣刀加工）是在插齿机上加靠模装置，使插齿刀中心轨迹为圆弧。每一瞬时，刀尖按直线运动并与刀具轴线平行，即刀尖运动方向与端面垂直。因此，被加工出的鼓形齿，在垂直于轴套轴线的截面内，齿廓形状是渐开线。

按旋转速度的不同，齿轮联轴器又可分为高速齿轮联轴器和低速齿轮联轴器两种。这两种齿轮联轴器在应用场合、运行特点、载荷性质、破坏形式等方面不尽相同，因而它们具有各自的结构特点和设计构思。

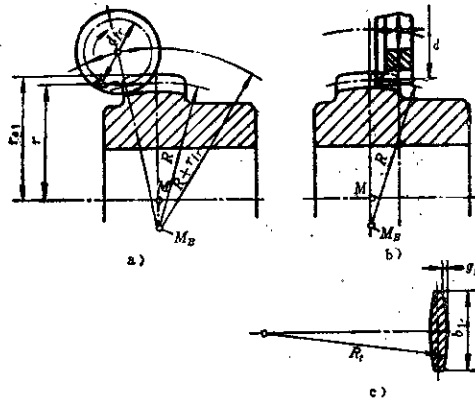


图8.7-3 鼓形齿加工法

a) 滚齿法 b) 插齿法 c) 工作圆切面

## 2 中、低速鼓形齿齿轮联轴器

### 2.1 位移圆半径与齿廓曲率半径

#### 2.1.1 鼓形齿的位移圆半径

目前, 在设计和应用鼓形齿时, 其最简单及合理的方法为靠模曲线是圆弧的一段, 用与端面平行的截面依次切出, 每截面上的节圆半径是变化的。含轴截面上切出的节圆是圆弧的一段, 比圆

称之为位移圆, 其半径即为位移圆半径  $R$ , 圆心  $M_B$ , 见图8.7-4。

有些特殊的联轴器, 位移圆半径可为不同数值的几段组成, 节圆线处形成两段弧或三段弧, 既可满足强度要求, 又能减少侧隙。

#### 2.1.2 齿廓曲线及单侧减薄量

通过齿长中间对称截面来研究齿全长上的整个曲面形状, 见图8.7-4。包含中间平面的齿啮合线且垂直于中间平面的平面称为齿啮合平面  $A-A$ , 此平

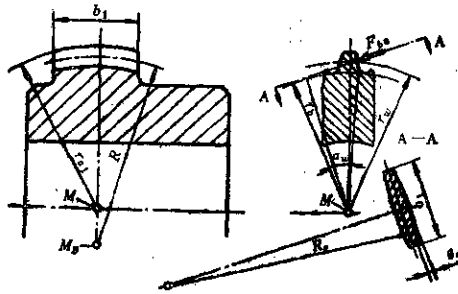


图8.7-4 齿啮合平面及工作圆切面图

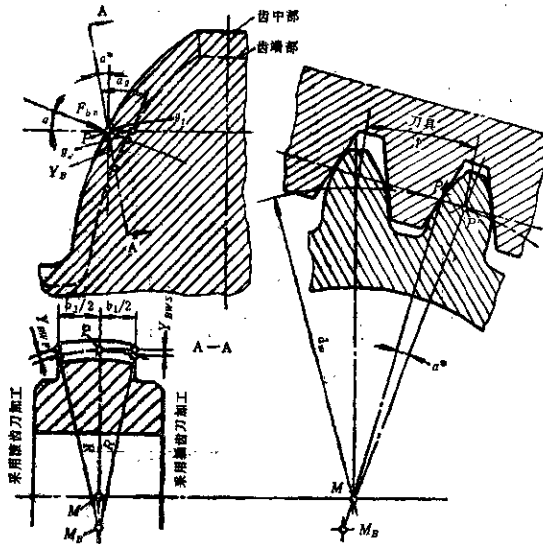


图8.7-5 鼓形齿齿部尺寸之间关系图

面的各几何量加脚注 $e$ 。过啮合点与工作圆相切且垂直于中间平面的平面称为工作圆切面B—B,此平面的各几何量加脚注 $t$ 。

在A—A、B—B面内,鼓形齿中间平面上的齿厚大于两端的齿厚,而齿厚差的一半称之为单侧减薄量 $g_t, g_e$ 。由图8.7-5可得

$$g_e = y_B \sin \alpha_g \quad (8.7-1)$$

$$g_t = y_B \frac{\sin \alpha_g}{\cos \alpha} \quad (8.7-2)$$

其中  $\alpha_g = \alpha + \alpha^*$   
式中  $\alpha$ ——压力角(°),  $\alpha^*$ ——加工角(°),  
 $\alpha^* = \frac{90^\circ}{z}$

经过计算,可得出工作圆切面内的齿廓曲线方程,当用滚齿法加工时,齿廓曲线为双曲线,当用插齿法加工时,齿廓曲线为椭圆。

### 2.1.3 齿廓曲线的曲率半径

在工作圆切面内,齿廓曲线是椭圆或双曲线,其上每点的曲率半径是变化的。为简化计算,假设在齿宽中截面上的齿廓曲线各点曲率半径相同,可用一个圆弧来代替椭圆弧或双曲线。计算用的圆弧应通过齿廓曲线上的三点A、B、C。A点位于中截面上, B、C两点分别位于两端。将该圆弧半径 $R_t$ 定义为该齿廓曲线的曲率半径,见图8.7-6。

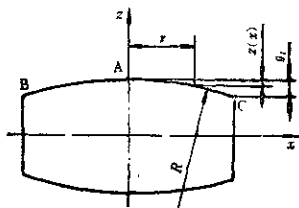


图8.7-6 工作圆切面中的齿廓曲线图

工作图切面中曲率半径 $R_t$ 的大小,将影响啮合

时的载荷分布情况。

同理,可推知啮合平面内的齿廓曲线也是椭圆或双曲线,其曲率半径 $R_e$ 的大小,在确定齿侧压力时有决定意义。

由图8.7-6可知,在工作圆切面B—B中,曲率半径可写成

$$R^2 = (R_t - g_t)^2 + \frac{b_t^2}{4}$$

得  $R_t = \frac{g_t}{2} + \frac{b_t^2}{8g_t} \quad (8.7-3)$

也可写成  $R = \frac{1}{\phi_t} R_t \quad (8.7-4)$

式中  $R$ ——位移圆半径 mm,

$\phi_t$ ——曲率系数

$$\phi_t = \frac{R_t}{R} \quad (8.7-5)$$

当 $\alpha = 20^\circ$ 时,  $\phi_t$ 的数值可由表8.7-1查出。

啮合平面A—A中的曲率半径可写成

$$R = \frac{1}{\phi_e} R_e \quad (8.7-6)$$

式中  $R$ ——位移圆半径 mm,

$\phi_e$ ——曲率系数

$$\phi_e = \frac{R_e}{R} \quad (8.7-7)$$

当 $\alpha = 20^\circ$ 时,  $\phi_e$ 的数值可由表8.7-2查出。

$\phi_t, \phi_e$ 值随 $\frac{b_t}{R}$ 及加工方法的不同而稍有差异,其误差不大于1%。

### 2.1.4 位移圆半径与单侧减薄量

鼓形齿联轴器的位移圆半径与单侧减薄量之间的关系,通过式(8.7-3)与(8.7-4)即可写成

$$R = \frac{1}{\phi_t} R_t = \frac{1}{\phi_t} \left( \frac{g_t}{2} + \frac{b_t^2}{8g_t} \right)$$

也可写成近似公式

$$R = \frac{b_t^2}{8g_t} \tan \alpha \quad (8.7-8)$$

表8.7-1 曲率系数  $\phi_t$  表

$z$	25	30	35	40	45	50	55	60	65	70	75	80
$\phi_t$	2.42	2.45	2.47	2.49	2.51	2.53	2.55	2.57	2.58	2.59	2.60	2.61

表8.7-2 曲率系数  $\phi_e$  表

$z$	25	30	35	40	45	50	55	60	65	70	75	80
$\phi_e$	2.53	2.57	2.61	2.64	2.66	2.68	2.70	2.72	2.74	2.75	2.76	2.77

2.2 轴线有相对位移时隙隙的计算

当轴线有相对角位移 $\Delta\alpha$ 时, 齿轮联轴器每转一圈, 外齿轴套的齿和内齿圈的齿之间就有相对运动。将齿沿啮合圆周展开, 即得各齿之间相对位置图, 见图8.7-7。

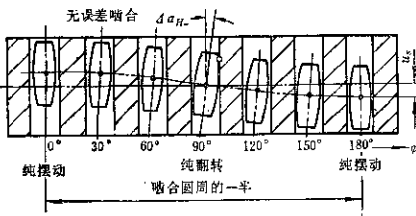


图8.7-7 运动中齿的相对位置。

齿的运动可看成是两种运动的组合, 一种是摆动运动, 即齿上各点沿齿长方向的运动; 另一种是翻转运动, 即齿上各点绕齿中心的回转运动。

由图8.7-7、8.7-8可知, 在 $\phi$ 角为 $0^\circ$ 及 $180^\circ$ 时, 摆动最大, 翻转最小, 此时摆动量为 $u_s$ ; 而当 $\phi$ 角为 $90^\circ$ 及 $270^\circ$ 时, 摆动趋于零而翻转量最大。

联轴器每转一圈, 任意一对齿都要按图8.7-7的规律, 依次通过每个位置, 除纯摆动和纯翻转位置外, 其余中间位置是摆动和翻转两种运动组合而成的复合运动。

齿的翻转运动将产生较大的切向位移, 此位移量可作为计算侧隙时的依据。取 $\phi$ 为 $90^\circ$ 齿位于纯翻转位置的状态示于图8.7-9。

由图8.7-7、8.7-9可知, 当两轴轴线有角位移时, 不论该齿是直线齿还是鼓形齿, 齿截面的中线均绕齿中心 $M$ 点翻转, 但由于直线齿及鼓形齿的齿

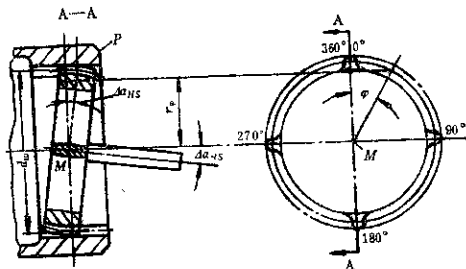


图8.7-8 轴线有角位移时的示意图

廓曲线不同, 因此翻转时产生的切向位移也不相同。

2.2.1 切向位移量

a. 直线齿的切向位移量 (见图8.7-9)

$$f_{ik0} = w_1 - \frac{s_{w1}}{2} \quad (8.7-9)$$

$$w_1 = \cos \Delta\alpha \left( \frac{s_{w1}}{2} + \frac{b_1}{2} \tan \Delta\alpha \right) \quad (8.7-10)$$

将式(8.7-10)代入式(8.7-9), 得

$$f_{ik0} = \frac{b_1}{2} \sin \Delta\alpha - \frac{s_{w1}}{2} (1 - \cos \Delta\alpha) \quad (8.7-11)$$

b. 鼓形齿的切向位移量 $f_{ikb}$  (见图8.7-9)

$$f_{ikb} = w_2 - \frac{s_{w1}}{2} \quad (8.7-12)$$

$$\text{其中 } w_2 = R_1 - R_2 \quad (8.7-13)$$

$$R_2 = \cos \Delta\alpha \left( R_1 - \frac{s_{w1}}{2} \right) \quad (8.7-14)$$

将式(8.7-13)、(8.7-14)代入式(8.7-12), 得

$$f_{ikb} = \left( R_1 - \frac{s_{w1}}{2} \right) (1 - \cos \Delta\alpha) \quad (8.7-15)$$

式中  $s_{w1}$ ——齿厚 mm, 取 $s_{w1} = \frac{\pi m}{2}$ 。

$R_1$ 由式(8.7-4)算出。

c. 切向位移的无量纲表达式 为便于计算, 切向位移可用无量纲表达式及图8.7-10表示:

$$f_{ik} = f_{ik} \cdot b_1 \quad (8.7-16)$$

令 $\bar{f}_{ik} = \frac{f_{ik}}{b_1}$ ,  $\bar{f}_{ik}$ 可查图8.7-10。

式(8.7-12)给出的 $f_{ikb}$ 是指在不同的曲率半径时, 当角位移为 $\Delta\alpha$ , 齿廓上离内齿侧最近点的切向位移, 并不是齿廓端点的切向位移。

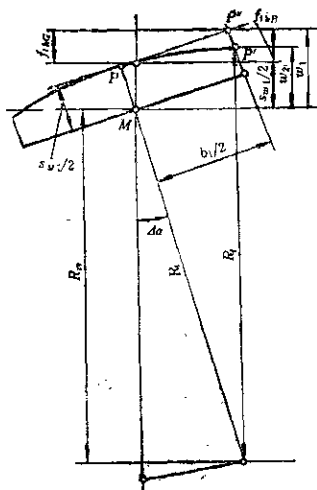


图 8.7-9 齿的切向位移及侧隙

摆动引起的切向位移量，数值极小，仅为翻转引起的切向位移量的几百分之一，可忽略不计。

### 2.2.2 侧隙

a. 圆周侧隙 \$j\_i\$ 工作圆切面中的侧隙（简称圆周侧隙）\$j\_i\$ 为内齿齿槽宽及外齿齿厚之差，其最小值由下式计算。

$$j_{i \min} = s_{w2} - s_{w1} = 2f_{i2} \quad (8.7-17)$$

式中 \$f\_{i2}\$ 由式 (8.7-11)、(8.7-15) 算出。

b. 最小法向侧隙 \$j\_{n \min}\$ 为保证运动，理论上所需最小法向侧隙 \$j\_{n \min}\$ 由式 (8.7-18) 计算

$$j_{n \min} = 2f_{i2} \cos \alpha \\ = 2 \left( R_1 - \frac{s_{w1}}{2} \right) (1 - \cos \Delta \alpha) \cos \alpha \quad (8.7-18)$$

也可写成

$$j_{n \min} = 2f_{i2} b_1 \cos \alpha \quad (8.7-19)$$

而 \$f\_{i2}\$ 查图 (8.9-10)。

c. 加工、装配及工作时变形所需的侧隙计算值为齿轮副完成一整周运动所必需具有的最小理论侧隙，除了这部分理论侧隙外，还应有由于加工误差、装配误差及工作时变形等因素引起的一部分侧隙。

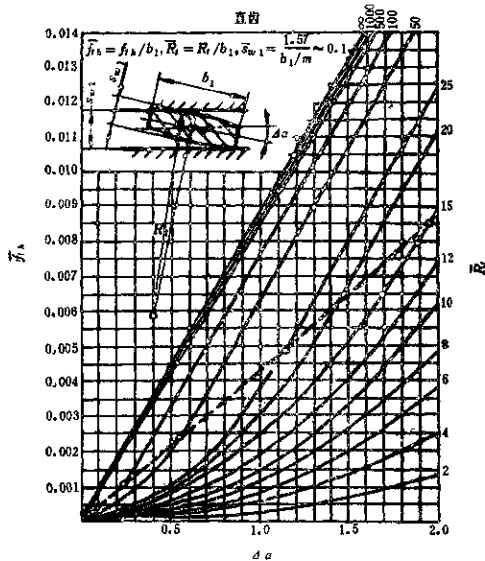


图 8.7-10 切向位移无量纲图

加工时周节累积误差对侧隙的影响，可用式 (8.7-20) 计算。

$$j_{iE} \geq \Delta F_{p \max} \approx (0.3 \sim 0.5) (F_{p2} + F_{p1}) \quad (8.7-20)$$

式中 \$\Delta F\_{p \max}\$——正确安装联轴器时，需考虑的周节累积误差之差；

\$F\_{p1}\$、\$F\_{p2}\$——内齿圈和外齿轴套的周节累积误差的最大值。

由齿轮公差表中查出 \$F\_{p1}\$、\$F\_{p2}\$ 即可决定 \$j\_{iE}\$，其值与加工精度有关。

装配、变形的影响用 \$j\_{iw}\$ 表示，外齿轴套与轴的连接，往往采用过盈配合，此过盈量使轴套涨开而齿部变形，因节圆直径变化而引起的圆周侧隙可用公式 (8.7-21) 计算。

$$j_{iw} = 2 \tan \alpha r_w^2 \varepsilon_p / r_i \quad (8.7-21)$$

式中 \$r\_w\$——轴的外圆半径 mm，

\$r\_i\$——齿根圆半径 mm，\$\varepsilon\_p = \frac{\Delta r}{r\_w}\$，其中 \$\Delta r\$ 为径向压缩变形量 mm。

d. 实际使用侧隙 实际使用中的侧隙即为最小理论侧隙与加工、装配误差影响所引起的侧隙两部分之和，用公式 (8.7-22) 计算。

$$j_n = j_{n \min} + \delta j_n \quad (8.7-22)$$

式中  $j_{\min}$ ——最小理论侧隙, 由公式 (8.7-18) 得出;

$\delta j_n$ ——加工、装配误差影响引起的侧隙, 用公式 (8.7-23) 计算

$$\delta j_n = (j_{FE} + j_{FW}) \cos \alpha \quad (8.7-23)$$

式中  $j_{FE}$  用公式 (8.7-20) 计算,  $j_{FW}$  用公式 (8.7-21) 计算。

### 2.3 几何计算

#### 2.3.1 假设条件

(1) 齿部的齿形曲线为渐开线, 刀具压力角  $\alpha_0 = 20^\circ$ 。

(2) 选用径向定位表面, 以消除内、外齿之间的径向间隙。一般采用外齿轴套齿顶圆与内齿圈的齿根圆作定位表面。在制造精度高、侧隙小时, 可用齿侧面定位。

(3) 根据计算载荷按式 (8.7-29) 计算后选分圆直径, 再参考标准及样本上的常用参数表确定  $m$ 、 $z$ 。模数  $m$  应符合标准, 齿数  $z$  尽量取成偶数, 并用下式校核  $d = \frac{1}{k} z^2$ , 其中  $k = (1.5 \sim 1.7) \times 10^2$ 。

(4) 确定侧隙分配原则, 一般情况下, 外齿齿厚保持名义值, 将内齿齿薄来获得侧隙。

#### 2.3.2 几何计算公式 (表 8.7-3)

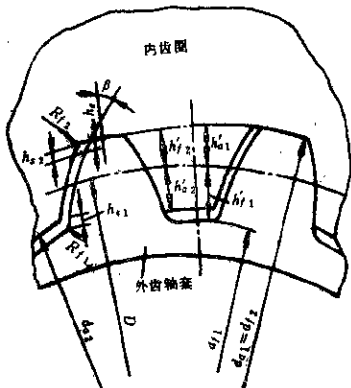


图 8.7-11 齿部尺寸

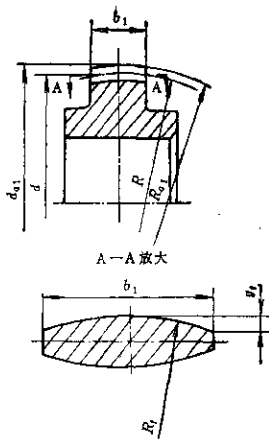


图 8.7-12 外齿轴套几何尺寸



图 8.7-13 齿侧角尺寸

### 2.4 强度计算

在推导强度计算公式时, 把所有误差 (如轴线不对正、角移位、齿的周节误差、齿形误差) 影响, 均放在计算载荷中考虑。

#### 2.4.1 轮齿上的作用力

计算作用于齿轮上的作用力时, 通常不考虑齿面间的摩擦力, 不计及齿的变形对作用力的影响, 也忽略制造误差影响, 而认为载荷均布, 每齿都受力。

取外齿轴套的中间对称面, 见图 8.7-14。

其上作用力为:

$$\text{切向力 } F_t = \frac{2T}{d_z} \quad (8.7-24)$$

$$\text{径向力 } F_r = F_{t \tan \alpha} = \frac{2T}{d_z} \tan \alpha \quad (8.7-25)$$

$$\text{法向力 } F_n = \frac{F_t}{\cos \alpha} = \frac{2T}{d_z \cos \alpha} \quad (8.7-26)$$

表 8.7-3 几何计算公式 (图 8.7-11~8.7-13)

名 称	公 式		例	单位
	外 齿	轴 套		
模 数	由承载能力决定		$m=4$	mm
齿 数	由承载能力决定		$z=46$	
分度圆直径	$d_1=mz$ (1)		$d_1=4 \times 46=184$	mm
齿顶圆直径	$d_{a1}=m(z+2h_{a1})$ (2)		$d_{a1}=4(46+2 \times 1)=192$	mm
齿根圆直径	$d_{f1}=m(z-2h_{f1})$ (3)		$d_{f1}=4(46-2 \times 1.25)=174$	mm
刀具位移圆半径	(1) $R=kmz$ (4) $k$ —系数, $k=0.5 \sim 1.1$ (2) 验算公式 $R \leq \frac{b_2 \xi}{2\phi_1 \sin \Delta \alpha}$ (5) 式中 $\xi$ 常取 $0.8 \sim 0.9$ , $b_1=(0.10 \sim 0.18)d$ , $\Delta \alpha \leq 2^\circ$ ; $\phi_1 \approx 2.50 \sim 2.60$		取 $R=0.9mz$ $=0.9 \times 184=165.6$ 取 $R=165$ 验算 $\frac{b_2 \xi}{2\phi_1 \sin \Delta \alpha} = \frac{30 \times 0.85}{2 \times 2.5 \sin 1.5^\circ} = 194$ $R=165 < 194$ 可用	mm
齿 宽	$b_1=(0.10 \sim 0.18)d$ (6)		$b_1=0.15d=27.6$ 取 $b_1=30$	mm
齿宽对称中位面 内齿顶圆半径	$R_{a1}=R+h'_{a1}$ (7)		$R_{a1}=m(0.9z+1)$ $=169.6$ 取 $R_{a1}=169$	mm
齿顶修缘	高度 $h_s=(0.2 \sim 0.3)m$ (8) 倒角 $\beta=50^\circ$ (9)		$h_s=0.2 \times 4=0.8$ $\beta=50^\circ$	mm
齿端倒角	长度 $l_1=(3 \sim 5)$ (10) 深度 $\Delta s_1=(0.1 \sim 0.2)$ (11)		$l_1=4$ $\Delta s_1=0.15$	mm
齿根圆弧	半径 $R_{f1}=(0.2 \sim 0.25)m$ (12) 高度 $h_{1ma1}=0.2m$ (13)		$R_{f1}=0.2 \times 4=0.8$ $h_{1ma1}=0.2 \times 4=0.8$	mm
公法线长度	$w_0=0.939m[\pi(\alpha-0.5)$ (14)		$w_0=0.939 \times 4[\pi \times (6-0.5)$	mm
标注尺寸	$+0.0149z]$ (15) $w_1=w_0-\Delta w_1$ (15)		$+0.0149 \times 46]=67.52$ $w_1=67.52-0.07$	mm
内 齿				
齿顶圆直径	$d_{a2}=m(z-2h_{a2})$ (16)		$d_{a2}=4(46-2 \times 0.8)=177.6$	mm
齿根圆直径	$d_{f2}=m(z+2h_{f2})$ (17)		$d_{f2}=4(46+2 \times 1)=192$	mm
齿 宽	$b_2=(1.2 \sim 1.4)b_1$ (18)		$b_2=1.25b_1=1.25 \times 30=37.5$ 取 $b_2=40$	mm
内根圆弧	半径 $R_{f2}=0.2m$ (19) 高度 $h_{f2}=(0.1 \sim 0.2)m$ (20)		$R_{f2}=0.2 \times 4=0.8$ $h_{f2}=0.2 \times 4=0.8$	mm



(续)

名称	公 式	例	单 位
最小法向侧隙	$j_{n\min} = 2 \left( R_f - \frac{s_{s1}}{2} \right) \cdot (1 - \cos \Delta \alpha) \cos \alpha \quad (21)$ <p>其中 <math>R_f = \phi_f R</math>  <math>\phi_f</math> 查表(8.7-1)  <math>s_{s1} = \frac{\pi m}{2}</math>  <math>\Delta \alpha = 2'</math></p>	$j_{n\min} = 2 f_{14} b_1 \cos \alpha$ 取 $\Delta \alpha = 1.6'$ , $b_1 = 30$ , $\alpha = 20$ 查 $f_{14} = 0.005$ 得 $j_{n\min} = 2 \times 0.005 \times 30 \times \cos 20^\circ = 0.27$	mm
加工、装配引起的侧隙	$\delta_{jn} = (j_{12} + j_{21}) \cos \alpha \quad (23)$ <p>式中 <math>j_{12}</math> 用式(8.7-20)计算  <math>j_{21}</math> 用式(8.7-21)计算</p>	根据精度 取 $\delta_{jn} = 0.25$	mm
使用侧隙	$j_n = j_{n\min} + \delta_{jn} \quad (24)$	$j_n = 0.27 + 0.25 = 0.52$	mm
内齿轮公法线长度	$w_{2\min} = w_0 + j_{n\min} \quad (25)$ <p><math>w_0 = 0.939 m [z(k-0.5) + 0.0149z]</math> 见本表公式(4)  <math>j_{n\min}</math> 见本表公式(21)                      标注尺寸</p>	$w_0 = 67.52$ $j_{n\min} = 0.27$ $w_{2\min} = 67.52 + 0.27 = 67.79$	mm
	$w_2 = w_{2\min} + \Delta w_2 \quad (26)$	$w_2 = 67.79 + 0.07$	mm
核 算		侧 隙	
最大侧隙	$j_{n\max} = w_{2\max} - w_{2\min} \quad (27)$	$j_{n\max} = 67.86 - 67.45 = 0.41$	mm
最小侧隙	$j_{n\min} = w_{2\min} - w_{2\max} \quad (28)$	$j_{n\min} = 67.79 - 67.52 = 0.27$	mm

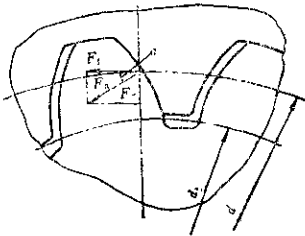


图8.7-14 齿上的作用力

式中  $T$ ——计算扭矩 N·m。

### 2.4.2 公称扭矩 $T_n$

联轴器的作用是必须承受轴的扭矩。只要给定轴的直径、材质、允许应力和负载条件等，就能确定出联轴器的允许扭矩。

联轴器的产品样本及标准中给出的即为在一定的转速、轴夹角等条件下的公称扭矩。通常将转速100r/min，轴夹角0°和恒定载荷时的扭矩数值作为公称扭矩值。此时联轴器的寿命为3000~7500h。

联轴器的公称扭矩数值大小可以用轴上产生的剪切应力来表示，将此扭矩作为纯扭转作用在轴上，产生的剪切应力数值常用范围  $\tau \approx 31 \sim 66 \text{ N/mm}^2$ 。公称扭矩值见图8.7-15。

### 2.4.3 计算扭矩 $T$

$$T = T_n \cdot f_1 \cdot \frac{1}{f_2} \quad (8.7-27)$$

式中  $T_n$ ——公称扭矩，数值见图8.7-15；

$f_1$ ——动载系数，见表8.7-14；

$f_2$ ——偏载系数，见图8.7-16。

考虑到工作机械加载的性质及联轴器受力情况及角位移等不同因素，计算扭矩要大于公称扭矩。

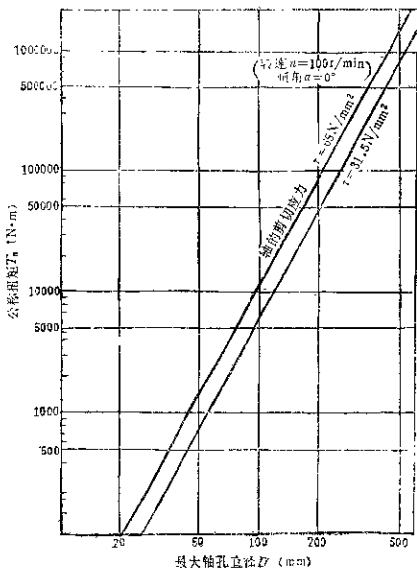


图8.7-15 最大轴孔直径与公称扭矩的关系

当起动力矩不超过连续运转时公称载荷的2倍时，起动力矩不计入计算载荷中。

若一小时内起动次数超过五次，或每次起动机时，起动机作用时间过长，均要把起动力矩计入计算载荷中。

a. 动载系数  $f_d$ ：根据工作机械的类别及载荷性质由表8.7-4查得，表8.7-4中未列的工作机械按性质相似的选取。

b. 偏载系数  $f_l$ ：根据实际使用中的角位移及转数从图8.7-16查得，其中  $n_{max}$  为系列设计中联轴器所允许的最大工作转数，可由图8.7-17查得。

在决定最高转速时，大规格联轴器以线速度  $v=40\text{m/s}$  为最大值，小规格联轴器以转速  $n=4000\text{r/min}$  为最大值。

2.4.4 强度强度核算

在轴线无角位移的情况下，鼓形齿只有齿的中间鼓肚部分接触，见图8.7-18的阴影线。在齿的对称截面上，不论是鼓形齿还是内齿，其齿形曲线均为渐开线，由于其基圆相等，因此内、外齿的渐开线曲率半径相同，可以认为对称截面上，在有效齿高范围内均匀接触，见图8.7-19。

表8.7.4 动载系数

载荷情况	被驱动机械示例	每天工作小时数	动载系数 $f_d$
平稳	离心泵、鼓风机、木工机械	$\leq 10$	1
		$> 10$	1.25
中等冲击	机床、起重机、运输机、空气压缩机	$\leq 10$	1.25
		$> 10$	1.5
强烈冲击	轧机、锻压设备、采矿机械、电动机、烧结设备	$\leq 10$	1.75
		$> 10$	2

根据弹性理论，可把外齿齿廓曲线在 A-A 截面上的交线近似看作圆弧上的一段，圆弧半径  $R_e$ ，沿齿高方向为一个圆柱体。内齿可认为是一个平面。

接触区的压力是按椭圆规律分布的，见图8.7-19上的阴影线。左 A-A 面上，椭圆的长轴为  $2a$ ，在对称中截面上，沿齿廓接触区  $h_c$ ，应力按椭圆规律分布。

为了求出接触应力，可以用赫兹公式，此处计算方法与齿轮传动的计算有不同之处，即接触线沿齿高方向，因此接触应力由下式计算：

$$\sigma_{Hmax} = 0.418 \sqrt{\frac{F_n \cdot E}{h_c \cdot R_e}} \quad \text{N/mm}^2$$

(8.7-28)

式中  $h_c^*$ ——接触时内有效齿高，取  $h_c^* = (0.66 \sim 0.76)h_e$  mm；

$R_e$ ——鼓形齿啮合面上的曲率半径 mm；

$E$ ——材料的弹性模量 N/mm<sup>2</sup>；

$F_n$ ——法向力 N，见式(8.7-26)。

$$\begin{aligned} \sigma_{Hmax} &= 0.418 \sqrt{\frac{2TE}{d \cos a z h_c^* R_e}} \\ &= 806 \sqrt{\frac{2T}{d \cos a z h_c^* R_e}} \quad \text{N/mm}^2 \end{aligned} \quad (8.7-29)$$

鼓形齿联轴器一对齿之间有摆动和扭转两种运

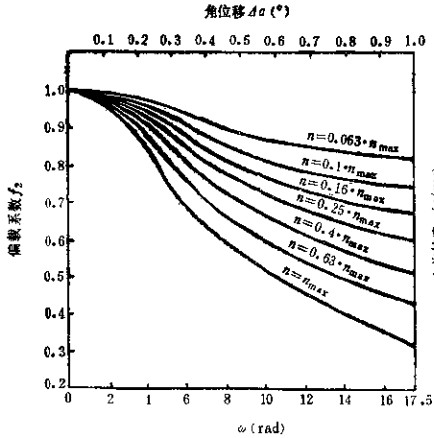


图8.7-16 偏载系数与角位移的关系

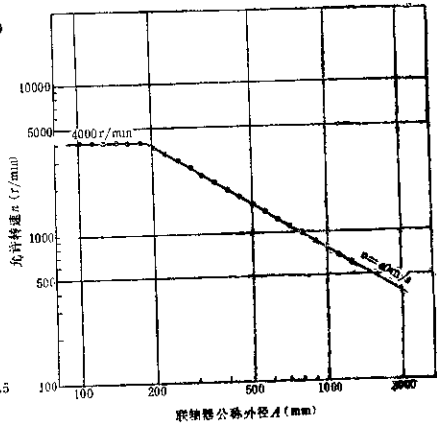


图8.7-17 联轴器外径与允许转速的关系

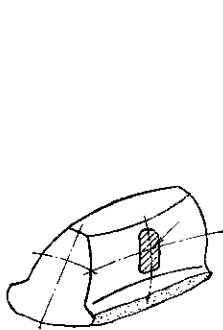


图8.7-18 齿的鼓形接触区

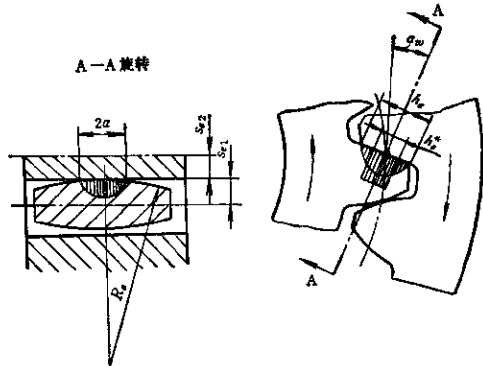


图8.7-19 齿接触区的有效齿高

动，且表面摩擦力较大，因此许用接触应力  $\sigma_{HP}$  只为齿轮传动中许用应力值的  $1/4 \sim 1/4.5$ ，数值大小与所选材料、表面硬度、表面粗糙度、模数等有关。 $\sigma_{HP}$  数值见表 8.7-5。

当  $m \geq 8$  时，考虑到材料的不均匀性，表面粗糙度及精度影响， $\sigma_{HP}$  值根据表 8.7-5 选出后再乘 0.95 使用。

计算所得鼓形齿的接触应力，必须满足下述强度条件：

$$\sigma_{Hmax} \leq \sigma_{HP} \quad (8.7-30)$$

式中  $\sigma_{Hmax}$  按公式 8.7-28 算出， $\sigma_{HP}$  值见表 8.7-5。

## 2.5 技术条件

(1) 外齿轴套、内齿圈不允许有气孔、裂纹及其他缺陷。

(2) 联轴器各部分的尺寸公差及配合，应符合表 8.7-6 中的规定。参见图 8.7-20, 8.7-21。

(3) 内齿圈以止口圆和齿圈的齿顶圆为基准，外齿轴套和固定法兰以轴孔为基准，测定各部

表8.7-5 许用应力值

材 料	硬 度		许 用 接 触 应 力 $\sigma_{H\beta}$ (N/mm <sup>2</sup> )		$\tau_{HP}$ (N/mm <sup>2</sup> )
	HB	HRC	推荐公式	最大数值	
钢	≤250		0.072HB	149.7	206
钢	>250~≤350	33~38	0.082HB	206	274.6
淬火钢或表面淬火钢		40~57	0.47HRC	255	309
渗碳 钢		56~64	0.49HRC	314	343.5

表8.7-6 公差及配合

名 称	尺寸公差及配合
联轴器轴孔	H7
螺栓孔和螺栓的配合	H8/h7
外齿轴套轮毅 (找正处)	h7
外齿轴套轮毅 (密封处)	h8
止口配合	H8/h8
内齿圆齿根圆和外齿轴套齿顶圆的配合	F9/h8

分的偏差,其允许值应符合表8.7-6,8.7-7及图8.7-20~8.7-22中的规定。

(4) 外齿及内齿的精度,检查项目为相邻周节误差,公法线长度变动公差,按齿轮精度制中规定的6~7级制造。

### 3 高速齿轮联轴器

高速齿轮联轴器的典型结构见图8.7-23、8.7-24。它的运动特性、侧隙计算法等大体上均与低速

表8.7-7 允许跳动量

直径d(mm)	230~50	>50~120	>120~250	>250~500	>500~800	>800~1250	>1250~2000
跳动a(μm)	20	25	30	40	50	60	80

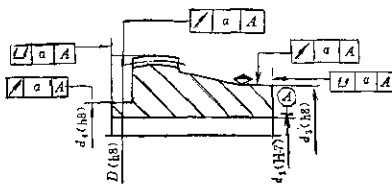


图8.7-20 外齿轴套的尺寸及公差

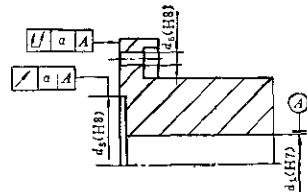


图8.7-22 明定法兰的尺寸及公差

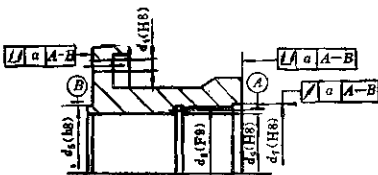


图8.7-21 内齿圆的尺寸及公差

在动力传动系统中,高速齿轮联轴器采用动压滑动轴承,各支承点的最小油膜厚度及周向位置各不相同,因而运转时轴线的偏斜难以避免。高速齿轮联轴器应具有较高的挠性,它将传动系统联成一体,并能抑制由联结产生的各种有潜在危险的动态力。

### 3.1 结构

#### 3.1.1 结构设计的要求

设计性能优良的高速齿轮联轴器,在结构上应

齿轮联轴器的计算方法相同,但它有自己的特点,本节将分别介绍。

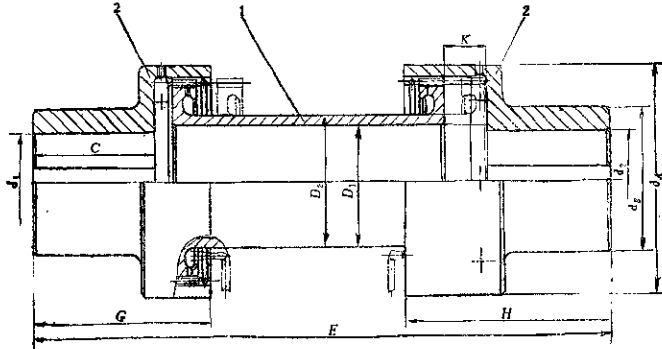


图8.7-23 CL-H1型高速直齿齿轮联轴器  
1—外齿轴套 2—内齿圈

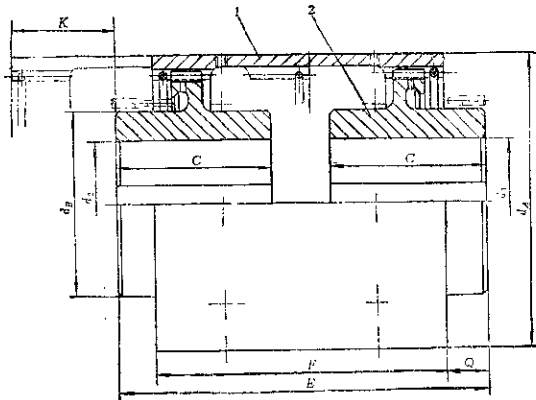


图8.7-24 CL-H2型高速直齿齿轮联轴器  
1—内齿套筒 2—外齿轴套

满足如下要求:

(1) 减轻联轴器的重量, 以减轻轴承端悬挂力矩, 这可提高传动系统的横向固有频率, 增大横向临界转速;

(2) 将联轴器的不平衡度减至最低限度, 以降低横向离心振幅;

(3) 在确保系统不发生扭振共振的条件下, 降低联轴器的扭转刚度(增大挠性);

能满足上述条件, 就必须缩减联轴器的尺寸, 以减轻联轴器的重量和悬挂力矩, 但由此会引起联

轴器的应力增大, 所以还要提高材料的强度。同时, 轮齿节圆直径的减小, 又会使联轴器所传递的轴向力增大, 在推力轴承的设计中必须充分考虑这一因素。

高速齿轮联轴器的破坏形式大部分为轮齿磨损。为此, 应设计优良的润滑系统, 在选材和热处理方面也应十分重视。

### 3.1.2 分类

按传动零件的结构型式, 可将联轴器分为外齿

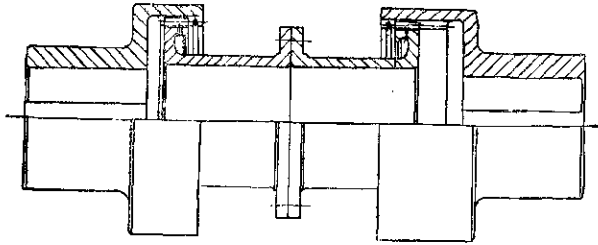


图8.7-25 外齿隔套式齿轮联轴器

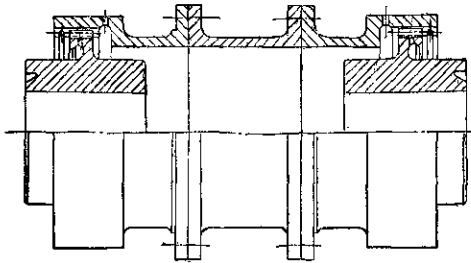


图8.7-26 内齿隔套式齿轮联轴器

浮动式(图8.7-25)和内齿浮动式(图8.7-24)。此外,为了装拆方便,若要在不移动被联机械的情况下装拆联轴器,可在上述两种结构类型的基础上,演化设计成外齿隔套式(图8.7-25)和内齿隔套式(图8.7-26)等。

### 3.1.3 高速重载齿轮联轴器主要尺寸和特性参数

高速重载齿轮联轴器的结构型式较多,这里只列出CL-H1、CL-H2型高速重载齿轮联轴器的主要尺寸和特性参数(表8.7-8~8.7-9)。

高速重载齿轮联轴器往往采用液压套装过盈联接,以避免键联接带来的缺点,并且适量的过盈量对轴的强度会有增强作用,这样就提高了联轴器所能传递的扭矩。此外,液压套装还具有装拆方便,装拆时不损伤配合面等优点。轴在过盈联接过渡处,会出现应力集中现象,因此设计中常采用减荷槽结构。

### 3.1.4 齿形

高速齿轮联轴器的齿形,多采用齿开线短齿,

齿顶高系数 $h_{a1}^* = 0.8$ , 齿根高系数 $h_{f1}^* = 1.1$ 。由于所允许的两轴轴线角位移很小,因此,常采用直齿或鼓肚量极小的鼓形齿。

### 3.1.5 制造、安装精度及动平衡

高速机组转子的稳定性极为重要,它要求联轴器具有较高的精度,并进行精确的动平衡。一般要求外齿精度达到6级,内齿精度达到7级。零件的径向跳动和轴向跳动都要限制在很小的范围内,以确保潜在的不平衡度降低到最低限度。

主要零件需进行平衡。对轴向长度较短的零件,允许仅作静平衡。轴向长度较长的零件,应作动平衡。联轴器组装后作整体动平衡。

### 3.1.6 润滑

良好的润滑是联轴器安全可靠运行的必要保证,也是延缓磨损,提高联轴器使用寿命的重要途径。

齿面要求连续润滑,润滑油排泄应通畅,否则齿面温度会升高并将积存水分和污垢。润滑油需经

表8.7-8 CL-H1型高速重载齿轮联轴器的主要尺寸和特性参数(图8.7-23)

型号	$(\frac{P}{n})_{max}$ (kW·min)	许用转速 $n_{max}$ (r/min)	公称扭矩 $T_n$ (N·m)	质量 (kg)	飞轮矩 (kg·m <sup>2</sup> )	轴向力 <sup>①</sup> (N)	$d_1, d_2$		C	$D_s$	E	G	H	K	双壁 宽×高
							$d_1$	$d_2$							
CL-H1															
10	0.15	20000	1430	9.97	0.0944	3170	60	137	88	75	80	355.5	108.5	28	14×9
20	0.22	18000	2100	14.2	0.173	4110	70	165	102	90	90	395	127	31	16×10
30	0.33	16000	3150	22	0.335	5390	80	176	120	105	100	445	144	33	18×11
40	0.55	14000	5260	38.1	0.688	7760	95	202	140	120	120	516	164	38	20×12
50	0.85	12500	8120	47.9	1.28	10600	110	227	160	135	135	595	188	44	23×14
60	1.32	11000	12600	68.2	2.42	14500	130	257	184	165	165	675	214	60	26×14

① 表列值是按齿数系数为0.265时，联轴器所能产生的最大轴向力。

表8.7-9 CL-H2型高速重载齿轮联轴器的主要尺寸和特性参数(图8.7-24)

型号	$(\frac{P}{n})_{max}$ (kW·min)	许用转速 $n_{max}$ (r/min)	公称扭矩 $M_{max}$ (N·m)	质量 (kg)	飞轮矩 (kg·m <sup>2</sup> )	轴向力 (N)	$d_1, d_2$		C	E	F	K	Q	双壁 宽×高	
							$d_1$	$d_2$							
CL-H2															
10	0.15	20000	1430	7.8	0.084	3170	60	137	88	75	175	140	50	17.5	14×9
20	0.22	18000	2100	11.2	0.160	4110	70	155	102	90	205	147	42	29	18×10
30	0.33	16000	3150	17.3	0.290	5390	80	176	120	105	235	153	43	36	19×11
40	0.55	14000	5260	25.6	0.568	7760	95	202	140	120	265	193	58	36	20×12
50	0.85	12500	8120	36	1.01	10600	110	227	160	135	305	216	66	44.5	23×14
60	1.32	11000	12600	52.6	1.95	14500	130	257	184	165	345	252	72	46.5	26×14

高精度过滤器过滤, 滤精度小于 $10\mu\text{m}$ 。

### 3.1.7 材料和热处理

在高速运转时, 联轴器的应力很大, 故应选用高强度合金钢。

联轴器齿面损伤形式可归结为胶合、点蚀、齿表面变形及磨料磨损四种形式。为减缓损伤, 可以在选材和热处理方面采取如下措施:

(1) 内、外齿零件选用不同的材料, 可以防止齿面胶合和减轻磨料磨损。

(2) 若相啮的内、外齿齿宽长度不等, 为防止产生压痕和台肩, 从而增加轴向力, 因此齿宽较长者齿面硬度取得较大。

(3) 齿面硬化可以减轻磨料磨损, 提高耐磨性。但是不适当地过分提高齿面硬度并非有利, 有时会造成齿面硬化层剥落, 而使齿轮失效。齿面硬化的常用办法为淬火和氮化, 由于齿面氮化后对提高耐磨性有较明显的效果, 而且零件氮化后变形很小, 因此常采用氮化法来提高齿面硬度。

## 3.2 验算

### 3.2.1 最高转速 $n_{\text{max}}$ 的确定原则

联轴器在高速旋转时产生的巨大离心力将使旋转零件承受巨大的径向应力和切向应力。当线速度超过某一极限值时, 即使零件没有承受载荷也会自行破坏, 所以齿轮联轴器外缘有最高线速度的限制。外缘圆周速度大于 $100\text{m/s}$ 时, 必须选用高强度合金钢。而允许的最大线速度为 $170\text{m/s}$ 。

### 3.2.2 齿面名义挤压应力 $\sigma_{\text{cm}}$

齿制齿面损伤的有效措施之一是降低齿面名义挤压应力, 挤压应力的计算公式为:

$$\sigma_{\text{cm}} = \frac{2T_n}{\psi z f d} \quad (8.7-31)$$

式中  $T_n$ ——公称扭矩;  
 $\psi$ ——齿面接触率系数 (常取0.75);  
 $z$ ——齿数;  
 $f$ ——齿面承载面积沿齿高方向的投影值;  
 $d$ ——分度圆直径。

通常取 $\sigma_{\text{cm}} \leq 1500\text{N/mm}^2$ 。由于齿制造误差以及轴齿偏斜, 运转时齿面必然偏载, 其局部最大挤压应力远大于此值。所以, 过大的 $\sigma_{\text{cm}}$ 将加速齿面

损伤。但过低的 $\sigma_{\text{cm}}$ 将使联轴器尺寸过大, 影响传动系统的稳定性。

### 3.2.3 齿面相对滑移速度 $v$

由于联轴器所联两轴线间不可避免地存在着偏斜, 所以运转时内、外齿面间将产生相对运动, 其相对滑移速度是周期性变化的, 其平均值为:

$$v_s = d n \tan \Delta \alpha / 30000 \quad \text{m/s} \quad (8.7-32)$$

式中  $d$ ——分度圆直径 mm;

$n$ ——转速;

$\Delta \alpha$ ——两轴线之间的角位移 ( $^\circ$ );

凡制 $\Delta$ 面相对滑移速度能防止胶合, 延缓磨损, 一般要求 $v_s$ 小于 $0.12\text{m/s}$ 。

### 3.2.4 自动对中所需的最小力矩 $T_{\text{min}}$

联轴器内、外齿零件由于存在着齿侧间隙, 所以静止时内、外齿的几何中心必然存在着偏心 $e$ 。旋转时会产生因偏心引起的离心力 $F_e$  (此时作用在零件上的力矩为 $F_e R$ )。为使其内、外齿几何中心线重合, 必须加上一个力矩 $T_{\text{min}}$ 。自动对中的最小力矩:

$$T_{\text{min}} = m \cdot e \cdot \omega^2 \cdot \frac{d}{4} \times 10^{-6} \quad (8.7-33)$$

式中  $e$ ——偏心量 mm;

$m$ ——浮动零件 (内齿圈或外齿轴套) 的质量 kg;

$\omega$ ——角速度;

$d$ ——分度圆直径 mm。

只要传递的扭矩 $T \geq T_{\text{min}}$ 时, 浮动零件就浮动起来自动对中,  $T_{\text{min}}$ 数值很小, 往往空载力矩就足以使联轴器自动对中。浮动零件的受力分析见图8.7-27。

### 3.2.5 浮动零件临界转速 $n_c$

为了适应用户的要求, 浮动零件的长度可以加长。当长度过长时必须校核其自身的临界转速 $n_c$ 。要求 $n_c$ 大于 $1.25n_{\text{max}}$  ( $n_{\text{max}}$ 为许用最大转速)。

$$n_c = \frac{4.82 \times 10^3 i}{l_2} \quad (8.7-34)$$

$$i = \frac{1}{4} \sqrt{D_1^2 + D_2^2} \quad (8.7-35)$$

式中  $l_2$ ——齿距 (浮动零件两端齿中心之间的距离) mm;



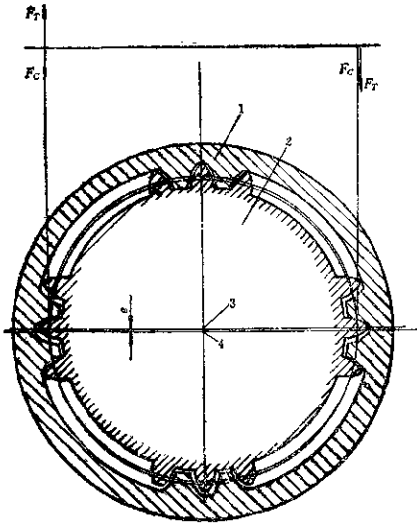


图8.7-27 浮动零件受力分析示意图

1—内齿套筒 2—外齿轴毂 3—外齿轴毂中心线  
4—内齿套筒中心线

$D_1$ 、 $D_2$ ——浮动零件的内、外壁直径 cm。

### 3.2.6 e数

e数是齿轮联轴器稳定性的的重要数据。

$$e = \frac{10^6 P}{1.36 W d^2 n^3} \times 10^6 \quad (8.7-36)$$

式中  $P$ ——传递功率 kW；  
 $W$ ——浮动零件的质量 kg；  
 $d$ ——分度圆直径 mm；  
 $n$ ——转速 r/min。

一般认为，当  $e > 10$  时，运行稳定； $5 < e < 10$  时，运行困难； $e < 5$  时，运行危险。由式(8.7-36)可知，质量越大、分度圆直径愈大、转速愈高，功率越小则越不稳定。

### 3.2.7 联轴器上的力

在运转过程中，联轴器上的力将传递到被联机械上。这些力和力矩必须限制在合理的范围内。

a. 轴向力  $F_A$ 。当联轴器传递扭矩时，因为齿面接触处的摩擦阻碍了匹配齿之间的相对运动，

因此产生轴向力并传递给被联机械。

$$F_A = \frac{\mu T}{d \cos \alpha} \times 10^3 \text{ N} \quad (8.7-37)$$

式中  $\mu$ ——摩擦系数；  
 $d$ ——分度圆直径 mm；  
 $T$ ——扭矩 N·m；  
 $\alpha$ ——压力角 rad。

公式中的  $\mu$  并非单个齿的摩擦系数，而是整个联轴器的有效摩擦系数。当正常运行时，对于润滑良好的联轴器  $\mu \leq 0.05$  是可能的，但是，当轴向膨胀十分迅速时， $\mu$  将接近 0.15，甚至超过此值，设计推力轴承时可考虑  $\mu = 0.25$ 。

b. 横向力  $F_R$ 。由于被联两轴线不对中，在匹配齿上将产生横向力矩，因而就有显著的横向力  $F_R$  作用在联轴器临近的径向轴承上。

$$F_R \approx \frac{1}{3} \frac{T_R}{l} \text{ N} \quad (8.7-38)$$

式中  $l$ ——齿距 m；  
 $T_R$ ——横向力矩 N·m。

横向力矩  $T_R$  由摩擦力矩  $T_F$  和倾斜力矩  $T_I$  所合成：

$$T_F = -\frac{\mu T}{\cos \alpha} \quad (8.7-39)$$

$$T_I = \frac{bT}{d \cos \alpha} \quad (8.7-40)$$

$$T_R = \sqrt{T_F^2 + T_I^2} \quad (8.7-41)$$

对于高速齿轮联轴器，当  $\mu$  和  $\frac{b}{d}$  分别达到较大值时， $T_R$  通常可取为下列数值：

直齿  $T_R = 0.16T$

鼓形齿  $T_R = 0.12T$

最大横向力的作用方向：在轴线偏移的情况下，逆转向滞后于另一台机器偏转的  $40^\circ \sim 55^\circ$ 。图 8.7-28 为轴线明显偏斜时作用在内齿圈上的力矩示意图，图 8.7-29 为轴线偏移时邻近轴承承受横向力方向示意。

### 3.2.8 侧隙

为保证齿轮联轴器的正常运转，应选择尽可能小的齿侧间隙。侧隙的计算公式与低速齿轮联轴器中的相同。见式(8.7-22)。其中因发热和离心力所需的附加侧隙，在高速传动中往往取负值，其原因是高速转移时，外齿节径胀大量比内齿大，故运转

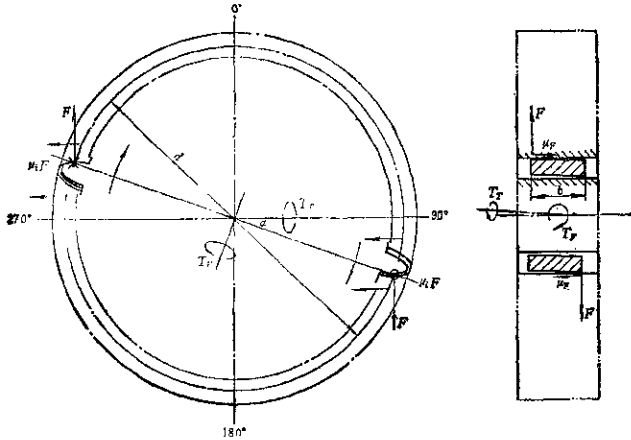


图8.7-28 轴线明显倾斜时作用在内齿面上的力矩示意图

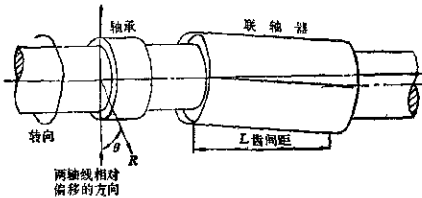


图8.7-29 轴线偏移时邻近轴承受横向方向示意

$$\theta = \arctan\left(\frac{T_F}{F}\right) = 40^\circ$$

时反而使侧隙减小, 由于数值较小, 一般计算中可忽略不计。

高速齿轮联轴器的侧隙总值  $j_1$  大多取小于 0.2mm。

## 第8章 渐开线圆柱齿轮减速器优化设计

### 1 概述

渐开线圆柱齿轮减速器是应用广泛的重要机械部件, 但设计较繁。由于其设计参数及参数间相互制约的条件均较多, 计算公式也复杂 (特别是应用新的齿轮承载能力计算方法的国家标准时), 依靠常规的设计方法和手段确定各项参数时, 其工作量往往较大, 而且难以得到理想的设计结果。为了提高质量、高效率地完成齿轮减速器的设计, 按照设计方法学的观点 (就是要从整体上、相互联系上来研究设计、从而达到设计总体目标的优化), 并综合应用优化设计等现代设计方法来设计减速器, 显

然是有必要的。

首先, 运用设计方法学的思想, 来分析单个减速器的设计, 因为其中各个零件分别优化设计, 不一定能保证整个设计是优化的, 故设计应从优化整个减速器的设计总目标出发。同时, 减速器的设计也离不开零件的设计, 而齿轮通常是影响减速器性能的最重要的零件, 因而按照减速器的设计总目标, 着重对齿轮 (主要是齿轮传动啮合参数) 进行优化设计, 同时设法兼顾其它零件的设计, 即对于除齿轮外的零件, 只需应用一般的计算机辅助设计, 使它们分别满足由设计总目标所提出的相应要求便可。

类似地,对于整个齿轮减速器系列的设计,因为单个减速器的优化设计不一定能保证其整个系列的优化设计(这可能导致整个系列中各减速器缺乏标准化和通用性;从而显著地增加了制造和维修的成本),因而按照减速器系列的设计总目标,着重对每一系列中使用较广或负载较为恶劣的若干减速器进行较全面的优化设计,对于其余减速器只是在若干设计变量固定情况下(例如中心距等)进行优化设计。

为了能同时满足单个减速器及其系列优化设计的要求,研究了总中心距不给定和给定这两种不同的减速器内轮的优化设计,相应地建立了两种优化设计的数学模型和计算程序(以下简称前者为程序 I,后者为程序 II)。前者主要用于设计单个专用减速器,后者或后者和前者配合使用则可用于设计减速器系列。这两个程序是相辅相成的,而且可以互相验证计算的正确性。在进行系列设计时,无论已知系列的功率表还是已知其中心距分配表,均可运用这两个程序设计系列中全部减速器的齿轮参数。此外,该两程序还能够对所提供的功率表或中心距分配表进行修改。

在减速器优化设计时,综合齿轮的优化,所研究的方法还可对其它主要传动零件轴和轴承进行计算机辅助设计,具体包括轴的强度和刚度的验算以及滚动轴承的寿命和静强度的验算。

大量计算实践表明,运用所述方法进行优化设计,不但设计效率高,而且可以获得接近获得总体的优化解。

## 2 减速器齿轮的优化设计

减速器内轮优化设计是一个离散变量较多且变量相关性较强的实际工程设计问题,为了能可靠地得到总体的优化解,设计中应用了离散变量与连续变量的混合优化方法,即除少数的连续变量(如传动比等)仍采用一般连续变量的优化方法外,还充

分利用这类问题离散变量多、约束条件多(包括变量的各种相关条件)以及可行域在某些方向上较狭小等特点以及设计经验,采取了在可行域内逐步枚举的方法进行搜索以获得优化解。由于采取了上述措施,大大减少了枚举的次数,故所需实际计算时间不多,而无需圆整而直接得到总体极值,且收效可靠。

优化设计是针对平行轴展开式圆柱齿轮减速器进行的,图 8.8-1 中所示为这种类型的三级减速器,实际上当然也可以是一级或二级减速器。

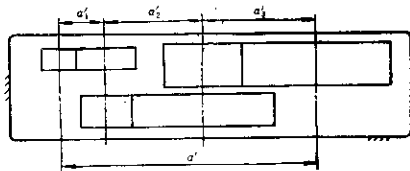


图 8.8-1 为三级减速器轴图

### 2.1 优化设计数学模型的建立

#### 2.1.1 设计变量的确定

a. 总中心距不定时优化设计变量的确定  
对于三级减速器共有 21 个设计变量(如表 8.8-1 所示),对于二级减速器则有 14 个设计变量,而一级减速器有 7 个设计变量。

b. 总中心距给定时优化设计变量的确定  
对于三级减速器共有 20 个设计变量,因为有一个分中心距可由总中心距与其他两级分中心距之差得出,故中心距变量较表 8.8-1 少一个,其余变量均相同。类似地二级减速器有 13 个设计变量,而一级减速器则有 6 个设计变量。

#### 2.1.2 目标函数的确定

a. 总中心距不定时优化目标函数的确定

表 8.8-1 设计变量

级 别	变 量	中心距	模 数	螺旋角	齿 数		变位系数	
					小齿轮	大齿轮	小齿轮	大齿轮
第一级		$a'_1$	$m_{n1}$	$\beta_1$	$z_{11}$	$z_{12}$	$x_{a11}$	$x_{a12}$
第二级		$a'_2$	$m_{n2}$	$\beta_2$	$z_{21}$	$z_{22}$	$x_{a21}$	$x_{a22}$
第三级		$a_3$	$m_n$	$\beta_3$	$z_{31}$	$z_{32}$	$x_{a31}$	$x_{a32}$

目标函数  $F_1(X)$  为减速器的总中心距 (各级齿轮中心距之和), 即

$$F_1(X) = \sum_{i=1}^n a_i' \quad (8.8-1)$$

上述公式中,  $n$  为减速器级数,  $n \leq 3$ ;  $i$  为级次, 下同。

优化设计的目标就是使减速器的总中心距  $F_1(X)$  为最小。

b. 总中心距给定时目标函数的确定 目标函数  $F_2(X)$  为减速器中承载能力最低级的齿轮所能传递的功率, 即

$$F_2(X) = \min(P_1, \dots, P_n) \quad (8.8-2)$$

优化设计的目标就是使减速器所能传递的功率  $F_2(X)$  为最大。

### 2.1.3 约束条件的确定

根据对减速器的承载能力和正常传动 (如不发生干涉等) 等方面要求, 相应地形成了优化设计中的约束条件。

a. 总中心距不定时约束条件的确定

(1) 每个内轮的齿面接触强度和齿根弯曲强度的安全系数  $S_{H\alpha}$  和  $S_{F\alpha}$  应分别大于给定值  $[S_H]$  和  $[S_F]$ , 即

$$S_{H\alpha} \geq [S_H] \quad (8.8-3)$$

$$S_{F\alpha} \geq [S_F] \quad (8.8-4)$$

上述公式中, 下标  $i$  表示级次,  $j$  表示齿轮类别, 小齿轮  $j$  为 1, 大齿轮  $j$  为 2, 以下同。

(2) 小齿轮齿数  $z_{i1}$  应不小于给定的最小齿数  $z_{\min}$ , 即

$$z_{i1} \geq [z_{\min}] \quad (8.8-5)$$

(3) 一对啮合齿轮的齿数互为质数。

(4) 减速器的实际总齿数比与给定值的误差  $\Delta V$  应小于许用值  $\epsilon$ 。以三级减速器为例:

$$\Delta V = \left( \frac{z_{11} \cdot z_{22} \cdot z_{33}}{z_{11} \cdot z_{21} \cdot z_{31}} - V \right) / V < \epsilon \quad (8.8-6)$$

(5) 各级小齿轮的齿根圆直径  $d_{fi1}$  应当大于由轴扭转刚度所决定的所在轴的最小轴径  $[d_{si}]$

$$d_{fi1} > [d_{si}] \quad (8.8-7)$$

上述公式中,  $i$  表示级数,  $k$  表示轴的序号 (输入轴  $k=1$ , 其余依次递增)。

(6) 为获得较佳的浸油深度, 相邻二级大齿轮的齿顶圆直径  $d_{aj}$  的比值应小于给定值, 即

$$d_{a22}/d_{a11} < [r_1] \quad (8.8-8)$$

$$d_{a32}/d_{a22} < [r_1] \quad (8.8-9)$$

(7) 防止齿轮之间及齿轮与轴之间发生安装干涉, 为此

$$a_i' > 0.5(d_{i+12} + d_{a11}) \quad (8.8-10)$$

$$a_i' > 0.5(d_{a12} + d_{a11}) \quad (8.8-11)$$

(8) 离散变量取值的约束: ①中心距的取值应符合中心距系列的标准; ②模数的取值应符合模数系列的标准; ③齿数的取值应为正整数。

(9) 螺旋角  $\beta$  取值应在给定的范围内:

$$\beta_{\min} \leq \beta \leq \beta_{\max} \quad (8.8-12)$$

(10) 各级内轮的总变位系数应在给定的范围内:

$$\sum_{i=1}^n x_{ni} \leq x_{n\max} \quad (8.8-13)$$

b. 总中心距给定时约束条件的确定 除以上全部约束条件外, 尚有各级齿轮的分中心距之和应等于给定的总中心距  $a'$ , 即

$$\sum_{i=1}^n a_i' = a' \quad (8.8-14)$$

## 2.2 优化设计程序

无论是中心距给定或是不给定的齿轮优化程序, 编制程序的基本思想和步骤是相同的。由于齿轮传动中设计变量的上述重要特点, 相应地应用了较为独特的离散变量与连续变量的混合优化方法, 因为可以不经圆整而直接得到实用的总体的优化解, 且收敛可靠, 计算时间短。

整个优化过程包括两个基本步骤: 首先是在各级齿数比的分配初定的情况下, 寻求目标函数 FUNCT 最优, 这一步在程序中由主程序 FUNCT 及其所属各段来完成; 其次, 由于对每一个给定的齿数比分配方案, 均可求得一组设计变量的优化解和相应目标函数的优化值, 所以, 在程序外圈可以将目标函数看作只是齿数比分配的单一函数, 来寻求齿数比分配变化时 FUNCT 的优化解, 这一步在程序中由主程序段及 FUNCA、FUNCB、FUNCC 段来完成。

### 2.2.1 程序框图及说明

a. 程序 I 的框图及说明 主程序的框图见图 8.8-2, 编制该程序的基本思路如上节所述。主程序及所属各子程序之间的调用关系见图 8.8-3, 其中各子程序功能和有关说明见表 8.8-2, 以下将对

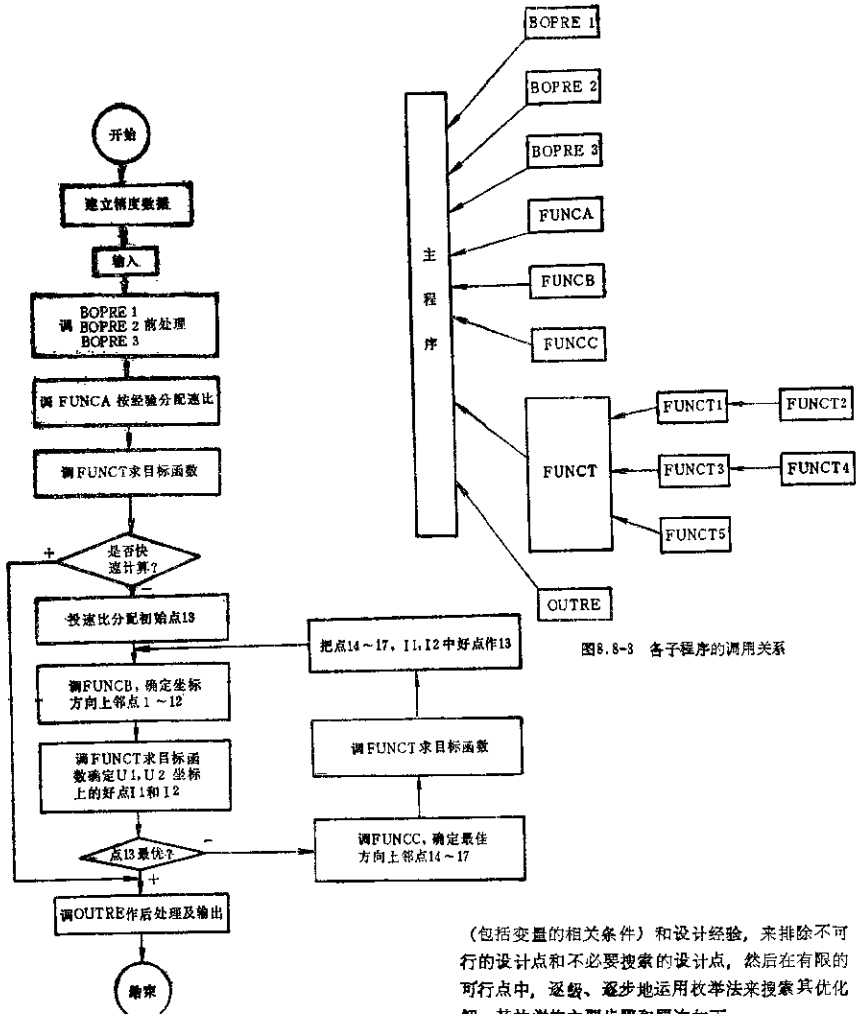


图 8.8-2 主程序框图

主程序中某些重要部分作较详细的说明。

(1) 主子程序 FUNCT 段的优化

该子程序框图见图 8.8-4, 它是在各级齿数比已初定的情况下, 寻求目标函数的最优解, 其基本思想是充分利用变量的离散性以及各项约束条件

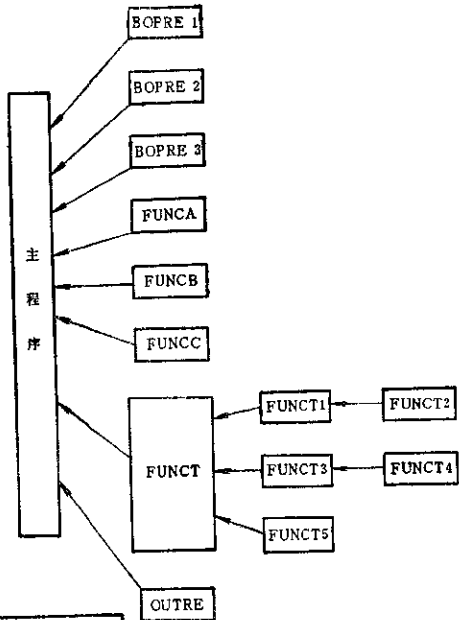


图 8.8-3 各子程序的调用关系

(包括变量的相关条件) 和设计经验, 来排除不可行的设计点和不必要搜索的设计点, 然后在有限的可行点中, 逐级、逐步地运用枚举法来搜索其优化解, 其枚举的主要步骤和层次如下:

按经验先初定齿数比, 再估算第一级中心距, 然后在齿数比和中心距之下, 照给定的螺旋角、变位系数和齿数的极限值, 来选定模数, 其取值范围如下:

$$m_H = \frac{2\alpha' \cos \beta_L}{2x_L \cos \beta_L + z_L(1+u)} \quad (8.8-16)$$

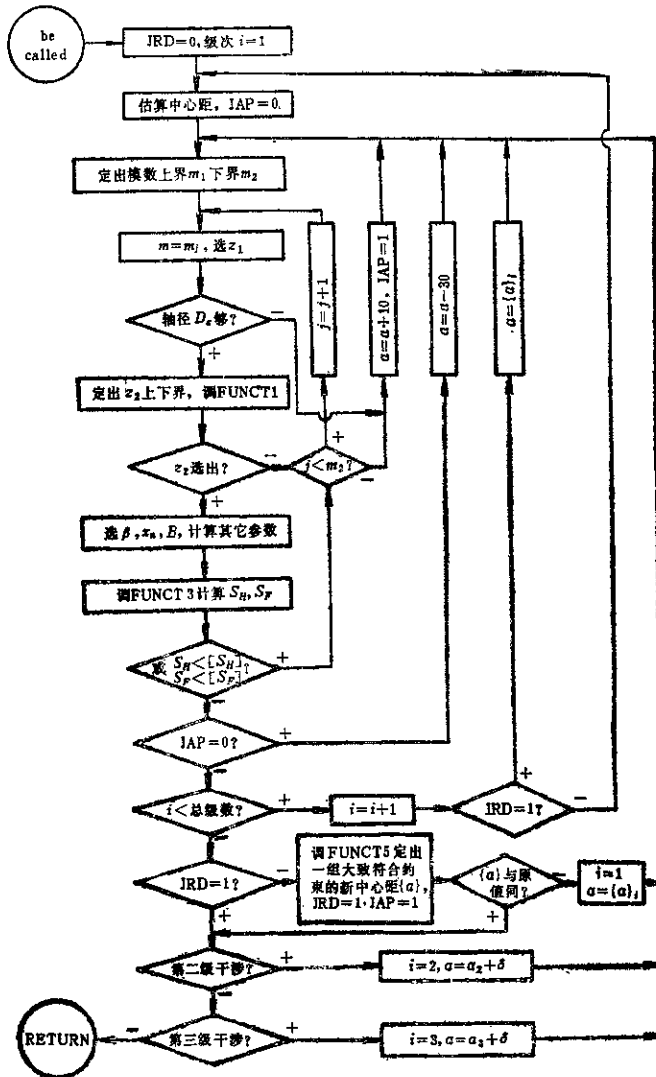


图 8.8-4 主程序 FUNCT1 流程图

表8.8-2 子程序功能

名 称	功 能
主 段	贮存精度数据, 输入, 数据前处理, 组织外层对齿数比的优化
BOPRE 1	将输入指令解码
BOPRE 2	为强度计算段FUNCT5准备数据
BOPRE 3	建立含指定系列的模数数组
FUNC A	按经验分配各级齿数比
FUNC B	按座标方向分配各试算点齿数比
FUNC C	沿最佳方向分配各试算点齿数比
FUNC T	完成给定齿数比下诸参数的优化并计算目标函数值
FUNCT 1	按齿数比及互质原则选大轮齿数
FUNCT 2	验齿数互质性
FUNCT 3	计算齿轮的安全系数
FUNCT 4	确定各项公差值
FUNCT 5	确定一组保证强度且又无碰撞并满足大轮直径比要求的中心距
OUTRE	数据后处理并输出全部结果

$$m_L = 2x_H \cos \beta_H / (z_H(1+u)) \quad (8.8-16)$$

所取的模数值尚须符合所选定的模数系列。枚举时, 开始先取模数的下界值, 以后, 待枚举得到一组完整的参数 (包括  $u$ 、 $i$ 、 $z_1$ 、 $z_2$ 、 $\beta$ 、 $x_1$ 、 $x_2$ 、 $b$  及  $m$ ) 后, 作齿轮温度校核时, 根据需要, 模数可以在上述范围内逐步递增。

然后, 按该齿数比, 中心距和模数值以及螺旋角、变位系数的极限值, 来选取小齿轮齿数, 其取值范围:

$$z_{1H} = \frac{2 \cos \beta_L (a' - x_L m)}{m(1+u)} \quad (8.8-17)$$

$$z_{1L} = \frac{2 \cos \beta_H (a' - x_H m)}{m(1+u)} \quad (8.8-18)$$

从该范围中选定的齿轮齿数要取正整数, 并且还要检查小齿轮的根圆直径, 若不满足所在轴的副齿条件, 则应增大已取的中心距值。

按齿数互质的原则, 并考虑累积的齿数比误差, 来选定大齿轮的齿数, 其取值范围为:

$$z_{2H} = \frac{2 \cos \beta_L (a' - x_L m)}{m} - z_1 \quad (8.8-19)$$

$$z_{2L} = \frac{2 \cos \beta_H (a' - x_H m)}{m} - z_1 \quad (8.8-20)$$

上述公式中, 各参数值已初定的情况下, 则螺旋角  $\beta$  可在以下的范围内适当选取:

$$\beta_H = \arccos \left[ \frac{m(z_1 + z_2)}{2(a' - x_L m)} \right] \quad (8.8-21)$$

$$\beta_L = \arccos \left[ \frac{m(z_1 + z_2)}{2(a' - x_H m)} \right] \quad (8.8-22)$$

当螺旋角  $\beta$  值取定后, 即可确定相应的总变位系数值  $x$ , 并按 ISO/TC60-Darknein 方法将其值分配给大、小齿轮。

按选定的中心距和齿宽系数给出齿宽  $b$ 。

至此, 已初定了该级齿轮传动的一组完整的啮合参数, 就可调用子程序 FUNCT3 来校核其轮齿接触安全系数  $S_H$  和弯曲安全系数  $S_F$ 。当  $S_F$  或  $S_H$  不满足要求时, 可依次枚举较大的模数值, 并类似地可相应求得一组完整的参数, 再进行上述校核, 直至取模数的上界值, 若仍不满足, 则应再枚举较大的中心距, 直至满足要求。若上述要求均已满足, 则可类似地进行下一级传动的优化。

当各级齿轮传动的参数优化均初步完成, 并得到一组满足强度条件的分中心距值 ( $a'_1, a'_{20}, a'_{30}$ ) 后, 尚需调用子程序 FUNCT6, 来确定是否发生安装干涉以及是否满足最佳的浸油深度的条件。若满足要求, 即可输出经优化的一组设计变量的优化解和相应的目标函数优化值, 否则, 需要相应地放大所取的某些中心距值, 并重新再进行整个优化过程, 直至获得优化值, 本段遂告完成 (对于程序中的快速计算方式, 因仅按经验分配齿数比, 故不再作其分配的优化, 则所得的结果, 即可直接作后处理及输出)。

## (2) 关于齿数比分配的优化

由上已知 FUNCT 段是在齿数比已定情况下求目标函数的优化解, 但如何实现齿数比分配的优化呢? 从主程序的外层来看, 目标函数  $a'$  可以仅看作是齿数比分配的函数。对于三级减速器而言, 若第一、第二级的齿数比分别为  $u_1$  和  $u_2$ , 则程序 I 的目的

标函数为

$$a' = F(u_1, u_2)$$

故只需在二维平面上求  $F$  的极值点便可。由于此时的自变量  $u$  是连续变量, 优化可以按模式搜索方法来完成。考虑到目标函数值是中心距, 采取离散值 (且离散性较大), 而且  $u$  将转化为实际齿数比, 为

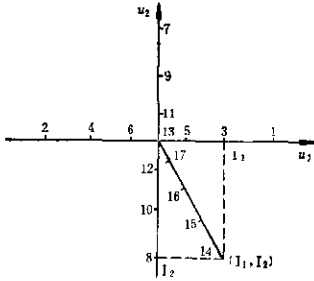


图 8-5-5 齿数比的二维求优

为了提高搜索的效率, 故搜索时的取值点的分布不宜太密。

在主程序中, 这一过程进行的步骤如图 8.8-5 所示。首先由经验确定初始点 13, 然后沿两个座标方向  $u_1$  及  $u_2$ , 按一定规则分别取点 1, 2, ..., 12 (由于程序 FUNCB 给出)。在上述共 13 个点中, 若初始点 13 最优, 则就可结束该过程。否则, 记  $u_1$  方向上的最优点为 11, 记  $u_2$  方向上的最优点为 12, 以初始点 13 和平面上点 (11, 12) 的连线方向作为新的搜索方向, 接着, 在该方向上按一定规则选取点 14, 15, 16, 17, (由于程序段 FUNCC 给出)。再比较该四点与 11 及 12, 以其中的优化点作为新的起始点 13。以后, 则重复进行新一轮的搜索, 直至满足要求为止。

b. 程序 I 的框图及说明 由于编制程序 I 的基本思想和步骤和程序 I 是相同的, 故相应的主框图也是相同的。程序 I 中各子程序的调用关系及说明分别见图 8.8-6 及表 8.8-3。二个程序的主要区别在子主程序 FUNCT 段, 以下对该段作较详细的说明。

该 FUNCT 段框图见图 8.8-7, 它也是在各级齿数比已初定情况下求优的。其基本思想也是和前述 FUNCT 段相同, 但枚举时的主要步骤和层次有所不同, 此时, 枚举时首先给出一组中心距值 (指各级中心距值), 然后按该组齿数比和该组中心距值, 从第一级开始, 逐级进行枚举。

先按给定的螺旋角、变位系数、齿数的极限值及模数系列, 枚举可行的模数值。即

$$m_H = \frac{2a' \cos \beta_L}{2x_L \cos \beta_L + z_L(1+u)} \quad (8.8-23)$$

$$m_L = \frac{2a' \cos \beta_H}{2x_H \cos \beta_H + z_H(1+u)} \quad (8.8-24)$$

所取的模数值也是要符合所定的模数系列。

接着, 按该齿数比、中心距和模数以及给定的螺旋角、变位系数的极限值, 枚举小齿轮的可行齿数。即:

$$z_{1H} = \frac{2 \cos \beta_L (a' - x_L m)}{m(1+u)} \quad (8.8-25)$$

$$z_{1L} = \frac{2 \cos \beta_H (a' - x_H m)}{m(1+u)} \quad (8.8-26)$$

齿轮的齿数当然也取正整数。

按齿数互质的原则, 并考虑累积的齿数比误差, 来选定大齿轮的齿数, 其取值范围为:

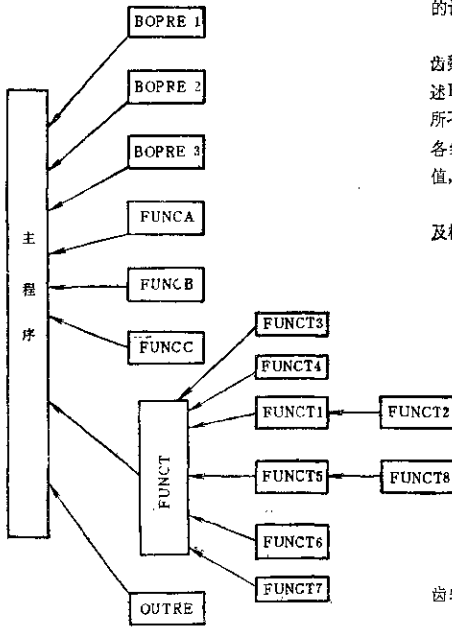


图 8.8-6 各子程序的调用关系

30

20220301



表8.8-3 子程序功能

名称	功 能
主 段	贮存精度数据, 输入, 数据前处理, 组织外层对齿数比的优化
BOPRE1	将输入指令解码
BOPRE2	为强度计算段FUNCT6准备数据
BOPRE3	建立含指定系列的模数数组
FUNCA	按经验分配各级齿数比
FUNCB	沿座标方向分配各试探点齿数比
FUNCC	沿最佳方向分配各试探点齿数比
FUNCT	完成给定齿数比下诸参数的优化并计算目标函数值
FUNCT1	按齿数比及互质原则选大轮齿数
FUNCT2	验证齿数互质性
FUNCT3	每次提供一组分中心距
FUNCT4	校验一组分中心距是否可用
FUNCT5	为功率计算段FUNCT6准备数据
FUNCT6	计算极限承载功率
FUNCT7	计算安全系数
FUNCT8	确定各项公差值
OUTRE	数据后处理并输出全部结果

$$z_{2H} = \frac{2 \cos \beta_L (a' - x_L m)}{m} - z_1 \quad (8.8-27)$$

$$z_{2L} = \frac{2 \cos \beta_H (a' - x_H m)}{m} - z_1 \quad (8.8-28)$$

上述公式中, 各参数值已初定的情况下, 螺旋角 $\beta$ 可在以下范围内适当选取:

$$\beta_H = \arccos \left[ \frac{m(z_1 + z_2)}{2(a' - x_1 m)} \right] \quad (8.8-29)$$

$$\beta_L = \arccos \left[ \frac{m(z_1 + z_2)}{2(a' - x_H m)} \right] \quad (8.8-30)$$

当 $\beta$ 取定后, 即可确定相应的总变位系数值 $x$ , 并按 ISO/TC60-Dürkheim 方法, 将其值分配给大、小齿轮。

按选定的中心距和齿宽系数值给出齿宽。

至此, 已初定了一组完整的单级啮合参数, 即可调用子程序 FUNCT6 和 FUNCT7 以求得满足齿轮强度的极限功率。枚举不同的模数、齿数时, 该功率值是不同的, 程序中只记取其最大值作为当前传动级的极限功率。

类似地, 仍在该组齿数比和中心距内, 去计算其它传动级的极限功率。在各级计算完成后, 还应当检验小齿轮轴的刚度条件和安装不干涉条件, 若检验合格, 则按各级中的最低极限功率值作为此组中心距的极限承载功率, 否则, 需另选一组中心距, 重新枚举。

以后, 又再调用子程序 FUNCT3 继续枚举另

一组新的中心距值, 并同样求得极限功率。待各组中心距全部枚举完毕, 便可得到其中最大的极限承载功率及相应的一组完整的啮合参数, 这就是相应于某种齿数比分配下, 通过子程序 FUNCT6 求得的目标函数的优化解。

至于齿数比分配的优化和程序 I 的相应部份是基本相同的, 主要区别在于此时目标函数为承载功率 $P_m$ , 而 $P_m$ 为齿数比 $u_1$ 、 $u_2$ 的函数。这里就不再赘述。

### 2.2.2 程序的功能及适应范围

a. 功能 程序 I 和程序 II 的许多功能相同, 其主要区别在于前者须已知包括传递功率在内的若干条件和要求, 以实现减速器总中心距最小为目标; 而后者须已知包括总中心距在内的若干条件和要求, 并以实现减速器传递功率最大为目标。

根据用户给定的齿形制度、刀具形状、材料性能、热处理种类、制造条件(精度、粗糙度、修形)、润滑油粘度、使用状况(功率、输入转速、总速比、载荷系数、使用期限、安全系数)以及根切齿数、齿宽、变位系数、螺旋角、模数系列、大轮直径比等设计条件和要求, 则程序可自动完成对各级齿轮啮合参数(中心距、齿数比、模数、齿宽、变位系数、螺旋角)的优化设计。当缺少上述某些应由使用者提供的条件时, 程序能自动以合理

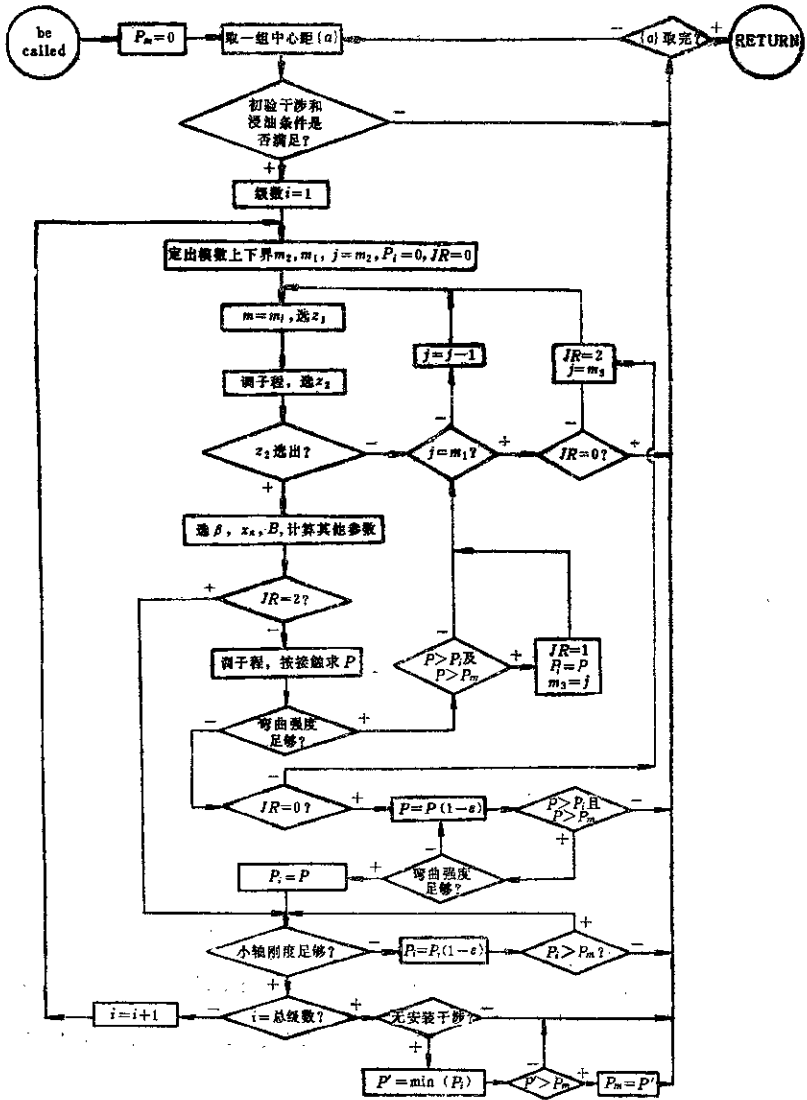


图 8-7 主子程序 FUNCT 段框图

方式处理之。

本程序对于齿轮接触强度和弯曲强度的计算严格按照GB3490-83中的精确方法进行, 内轮精度标准依据JB179-83, 因此, 最终的计算结果无须再作验算。

程序语言为FORTRANIV。程序只作一次输入和一次输出, 因此, 中间运行过程无须干预。对于速度慢的计算机, 也可选程序的快速方式。

b. 适用范围 本程序适用于展开式平行轴圆柱齿轮减速器设计, 传动总级数为一至三级, 基准齿形为GB1356-78的渐开线直齿齿轮或伞齿轮。程序的使用还受到以下情况的限制:

大小齿轮均须为钢质(包括铸钢及各种合金钢), 各级小齿轮(或大齿轮)采用同强度的材料, 全部齿轮采用同一制造精度, 精度范围为5~8级。各个齿轮的齿面(或齿根)定为同一粗糙度。各级齿轮的修缘方式是相同的。

各齿轮的接触安全系数(或弯曲安全系数)的下限应具有相同的要求。

各级齿轮副的总变位系数、螺旋角均给出相同的上、下限, 不可安排直斜齿混合传动。

各级传动齿轮的模数, 取自同一系列(GB1357-78), 即都取自第一系列, 或都取自第一、二系列。

各级传动的中心距在设计过程中以及作为结果给出时, 可以10mm为最小单位或按中心距标准系列选取。

各级齿轮的齿高制应一致。制齿刀具其刀尖圆角或凸台系数也相同。各级的齿宽制式为中心距齿宽制, 各级齿宽系数相同。

若对小齿轮提出最少齿数限制, 则对各级是相同的。

## 2.3 应用实例

现将分别使用程序I和程序II所作的算例(各两个)的计算机输出报告列于表8.8-4和表8.8-5。

这些算例依次是:

【例1】二级直齿传动, 7级精度, 调质钢, 功率20kw, 总传动比4.5(程序I), 见表8.8-4。

【例2】二级斜齿传动, 7级精度, 硬齿面, 功率43kw, 总传动比20(程序I), 见表8.8-4。

【例3】二级直齿传动, 7级精度, 软齿面, 总中心距670, 总传动比20(程序II), 见表8.8-5。

【例4】三级斜齿传动, 7级精度, 硬齿面, 总

中心距680, 总传动比65(程序II), 见表8.8-5。

## 3 减速器轴及轴承的校核计算

### 3.1 程序框图及说明

在齿轮优化设计时, 已对轴的刚度进行过初步的校核, 然而, 在得到了减速器的各级齿轮最优啮合参数, 并初步进行了减速器的结构设计后, 应对减速器内的主要零件轴和轴承进行较精确的校核计算, 以保证减速器的工作安全、可靠。

轴的强度和刚度计算以及滚动轴承的寿命和静载安全系数的计算, 公式复杂, 系数繁多, 因此, 计算的工作量较大, 花费时间较多。为此, 还编制了轴的强度和刚度的计算程序; 轴承的寿命和静载安全系数的计算程序。程序语言采用FORTRAN-IV。计算实践表明: 这两个程序使用方便、计算迅速、可大大减轻设计人员的计算工作量。设计人员可以运用程序对多种结构方案计算并进行比较和选择, 以充分挖掘轴、轴承等零件的潜力, 使设计的产品具有更好的技术和经济指标。

#### 3.1.1 轴程序的框图及说明

a. 轴的支承反力和各截面上弯矩计算 程序中对轴的支承反力和各截面上的弯矩计算是以载荷迭加作用原理进行的。

图8.8-8所示为轴的计算简图, 轴上有 $N$ 个截面, 截面划分原则是:

- (1) 轴剖面几何形状有变化处;
- (2) 轴上有载荷(包括集中力、集中力矩、支承反力)作用之处;

(3) 轴上某些需确定其强度、刚度的位置。

在轴上除支承 $A$ 和 $B$ 处的 $N$ 个截面上作用有集中力 $F_{H1}, F_{H2}, \dots, F_{HK}, \dots, F_{HN}, F_{V1}, F_{V2}, \dots, F_{VK}, \dots, F_{VN}$ ; 集中力矩 $M_{H01}, M_{H02}, \dots, M_{H0K}, \dots, M_{H0N}, M_{V01}, M_{V02}, \dots, M_{V0K}, \dots, M_{V0N}$ 。而在支承 $A, B$ 处截面上仅有支承反力 $R_{HA}, R_{HB}, R_{VA}, R_{VB}$ 。

规定左支承 $A$ 为坐标原点, 集中力与图8.8-8所示的坐标方向一致为正, 集中力矩在该图所示的坐标系平面内顺时针转向为正。各截面的位置坐标为负, 在其右侧的各截面位置坐标为正。轴的两支承间距为 $L_0$ 对垂直平面 $YOZ$ 内的载荷建立平衡方程

表8.8-4 齿轮设计的输出报告

一、输入设计条件				
序号	项 目	要 求 或 数 值		单 位
		例 1	例 2	
1	设计种类	精确计算	精确计算	
2	齿 形	直 齿	斜 齿	
3	传动级数	二 级	二 级	
4	模数系列	第1、第2系列	第1、第2系列	
5	制造精度( $R_a$ )	7	7	
6	齿面粗糙度( $R_a$ )	0.8	0.8	
7	齿根粗糙度	3.2	3.2	
8	是否允许轻微点蚀	否	是	
9	装配时是否有精细调整	有	有	
10	装配补偿系数	1.0	1.0	
11	齿向修形方式	无	无	
12	小齿轮热处理方式	调 质	渗氮淬火	
13	大齿轮热处理方式	调 质	渗氮淬火	
14	总变位量界限	0~1.0	0~1.0	
15	螺旋角界限	0	0~15	( $^{\circ}$ )
16	最小齿数限	14	15	
17	第二级与第一级大轮径比限	1.35	1.35	
18	第三级与第二级大轮径比限			
19	接触安全系数下限	1.0	1.0	
20	弯曲安全系数下限	1.5	1.5	

二、输入设计数据					
序 号	项 目	符 号	要 求 或 数 值		单 位
			例 1	例 2	
1	分度圆压力角	ALN	20.0	20.0	( $^{\circ}$ )
2	齿顶高系数	HAX	1.0	1.0	
3	顶隙系数	CX	0.2500	0.2500	
4	刀尖半径	RAO	0.3800	0.3800	mm
5	刀具凸台高	PRO			mm
6	刀具凸台角	APRO			
7	齿宽系数	PHIA	0.4	0.4	
8	工况系数	GKA	1.25	1.25	
9	工作寿命	GL	4000h	5000h	h
10	设计总传动比	VS	20	20	
11	输入功率	PS	20	43	kw
12	输入转速	GNS	1500	1500	r/min
13	润滑油粘度(50 $^{\circ}$ C)	GNU	100	100	mm <sup>2</sup> /s
14	小齿轮齿面硬度	HB <sub>1</sub>	200	603	
15	大齿轮齿面硬度	HB <sub>2</sub>	200	603	
16	小齿轮材料接触疲劳极限	SGHL <sub>1</sub>	500	1400	N/mm <sup>2</sup>
17	大齿轮材料接触疲劳极限	SGHL <sub>2</sub>	500	1400	N/mm <sup>2</sup>
18	小齿轮材料弯曲疲劳极限	SGFL <sub>1</sub>	200	325	N/mm <sup>2</sup>
19	大齿轮材料弯曲疲劳极限	SGFL <sub>2</sub>	200	350	N/mm <sup>2</sup>
20	小齿轮材料屈服极限	SGMS <sub>1</sub>	300	900	N/mm <sup>2</sup>
21	大齿轮材料屈服极限	SGMS <sub>2</sub>	300	900	N/mm <sup>2</sup>

(续)

三、输出设计结果									
序号	参 数	符号	第一级		第二级		第三级		单位
			例 1	例 2	例 1	例 2	例 1	例 2	
1	中心距	AP	310	170	360	230			mm
2	法向模数	MN	5	3	8	5			mm
3	齿数比	U	5.4211	5.41	3.6319	3.65			
4	螺旋角	BET	0	13.3	0	14.6			(°)
5	小齿轮转速	N1	1600	1600	276.7	277.17			r/min
6	大齿轮转速	N2	276.7	277.17	76.2	76			r/min
7	小齿轮齿数	Z1	19	17	19	17			
8	大齿轮齿数	Z2	103	92	69	62			
9	小齿轮齿宽	B1	131	73	154	99			mm
10	大齿轮齿宽	B2	124	68	144	92			mm
11	小齿轮变位系数	XN1	0.5098	0.4265	0.5172	0.5173			
12	大齿轮变位系数	XN2	0.5488	0.1326	0.5625	0.5630			
13	小齿轮齿顶圆直径	DA1	109.5	66.97	175	112.43			mm
14	大齿轮齿顶圆直径	DA2	519.9	290.92	575.7	398.69			mm
15	小齿轮接触安全系数	SH1	1.01	1.079	1	1.026			
16	大齿轮接触安全系数	SH2	1.01	1.014	1	1.032			
17	小齿轮弯曲安全系数	SF1	6.25	1.55	7.4	1.62			
18	大齿轮弯曲安全系数	SF2	6.75	1.6	6.82	1.68			

四、输出设计性能					
序号	项 目	符号	数 值		单位
			例 1	例 2	
1	总中心距		670	400	mm
2	实际总传动比		19.96	19.74	
3	总传动比偏差		-1.52	-1.31	%
4	输出转速		76.19	76	r/min
5	输出扭矩		439.68	1451.78	N·m
6	第二级大轮对第一级大轮直径比		1.09	1.27	
7	第三级大轮对第二级大轮直径比				
8	调用子程序FUNCT3次数		727	807	
9	调用子程序FUNCB次数		2	2	

表8.8-5 齿轮设计的输出报告

一、输入设计条件				
序号	项 目	要 求 或 数 值		单位
		例 1	例 2	
1	设计种类	精确计算	精确计算	
2	齿形	直 齿	斜 齿	
3	传动级数	二 级	三 级	

(续)

序号	项 目	要 求 或 数 值		单 位
		例 3	例 4	
4	分中心距给定否	不	不	
5	模数系列	第1、第2列	第1、第2列	
6	制造精度	7	7	
7	齿面粗糙度( $R_a$ )	0.8	0.8	
8	齿根粗糙度( $R_a$ )	3.2	3.2	
9	是否允许轻微点蚀	不	不	
10	装配时是否有精细调整	有	有	
11	装配补偿系数	1.0	1.0	
12	齿向修形方式	无	无	
13	小齿轮热处理方式	调质	渗氮淬火	
14	大齿轮热处理方式	调质	渗氮淬火	
15	总变位量界限	0~1.0	0~1.0	
16	螺旋角界限	0	8~15	(°)
17	最小齿数限	14	14	
18	第二级与第一级大轮径比限	1.35	1.4	
19	第三级与第二级大轮径比限		1.4	
20	接触安全系数下限	1.0	1.0	
21	弯曲安全系数下限	1.5	1.5	

二、输入设计数据

序号	项 目	符 号	要 求 或 数 值		单 位
			例 3	例 4	
22	分度圆压力角	ALN	20.0	20.0	(°)
23	齿顶高系数	HAX	1.0	1.0	
24	顶圆系数	CX	0.25	0.25	
25	刀尖半径	RAO	0.38	0.38	mm
26	刀具凸台高	PRO	0	0	mm
27	刀具凸台角	AFRO	0	0	
28	齿宽系数	PHIA	0.4	0.4	
29	工况系数	GKA	1.25	1.25	
30	工作寿命	GL	40000	40000	h
31	设计总传动比	US	20	65	
32	总中心距	APS	370	680	mm
33	输入转速	GNS	1500	600	r/min
34	润滑油粘度(50℃)	GNU	100	100	mm <sup>2</sup> /s
35	小齿轮齿面硬度	HB <sub>1</sub>	200	600	
36	大齿轮齿面硬度	HB <sub>2</sub>	200	600	
37	小齿轮材料接触疲劳极限	SGHL <sub>1</sub>	500	1400	N/mm <sup>2</sup>
38	大齿轮材料接触疲劳极限	SGHL <sub>2</sub>	500	1400	N/mm <sup>2</sup>
39	小齿轮材料弯曲疲劳极限	SGFL <sub>1</sub>	200	320	N/mm <sup>2</sup>
40	大齿轮材料弯曲疲劳极限	SGFL <sub>2</sub>	200	320	N/mm <sup>2</sup>
41	小齿轮材料屈服极限	SGMS <sub>1</sub>	300	900	N/mm <sup>2</sup>
42	大齿轮材料屈服极限	SGMS <sub>2</sub>	300	900	N/mm <sup>2</sup>

(续)

三、输出设计结果

序号	参数	符号	第一级		第二级		第三级		单位
			例 3	例 4	例 3	例 4	例 3	例 4	
1	中心距	AP	300	160	370	220		309	mm
2	法向模数	MN	6	4	8	5		8	mm
3	极限功率	PM	15.13	44.2	13.37	30.7		29.95	kw
4	齿数比	U	5.19	4.64	3.79	4.07		3.44	
5	螺旋角	BET	0	9.07	0	13.9		13.9	(°)
6	小齿轮转速	N1	1506	1600	289.16	323.1		79.4	r/min
7	大齿轮转速	N2	289.16	323.1	76.31	79.4		23.1	r/min
8	小齿轮齿数	Z1	16	14	19	15		16	
9	大齿轮齿数	Z2	83	65	72	61		65	
10	小齿轮齿宽	B1	128	70	158	95		130	mm
11	大齿轮齿宽	B2	120	64	148	88		120	mm
12	小齿轮变位系数	XN1	0.42	0.32	0.46	0.49		0.50	
13	大齿轮变位系数	XN2	0.1	-0.32	0.34	0.44		0.51	
14	小齿轮齿顶圆直径	DA1	112.82	67.29	174.61	100.62		154.63	mm
15	大齿轮齿顶圆直径	DA2	610.86	268.71	596.69	360.89		476.11	mm
16	小齿轮接触安全系数	SH1	1.0	1.0	1.0	1.0		1.0	
17	大齿轮接触安全系数	SH2	1.0	1.0	1.0	1.0		1.0	
18	小齿轮弯曲安全系数	SF1	7.49	1.79	7.12	1.76		1.67	
19	大齿轮弯曲安全系数	SF2	6.85	1.6	6.51	1.6		1.5	

四、输出设计性能

序号	项 目	符号	数 值		单位
			例 3	例 4	
1	总中心距	A	870	680	mm
2	许用输入功率	P	15.64	31.19	Kw
3	实际总传动比	U	19.66	64.9	
4	总传动比偏差	DU	-1.71	-0.15	%
5	输入转速	N	76.31	23.11	r/min
6	输出扭矩	T	441.5	3000.66	N·m
7	第二级大轮对第一级大轮直径比	DA2/DA1	1.17	1.34	
8	第三级大轮对第二级大轮直径比	DA3/DA2		1.32	
9	调用子程序FUNCT3 次数	NUM1	307	854	
10	调用子程序FUNCB 次数	NUM2	2	2	

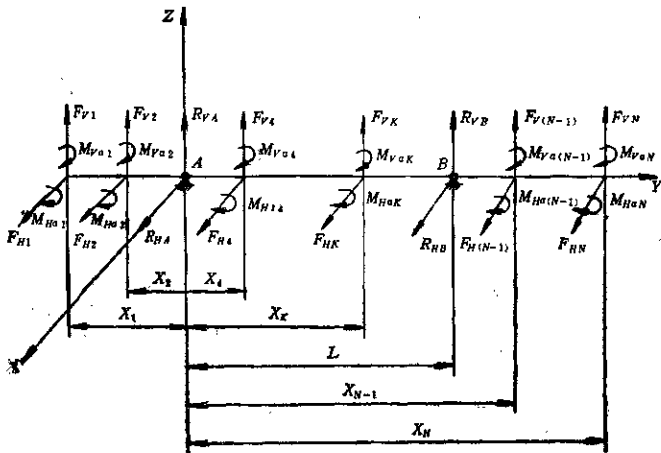


图8.8-8 轴计算简图

式可得:

$$R_{VA} = \frac{1}{L} \sum_{K=1}^N [F_{VK}(X_K - L) - M_{V\alpha K}] \quad (8.8-31)$$

$$R_{VB} = \frac{1}{L} \sum_{K=1}^N (M_{V\alpha K} - F_{VK} \cdot X_K) \quad (8.8-32)$$

$R_{VA}$ ,  $R_{VB}$ 为垂直面内支承反力,同理可得水平面内支承反力 $R_{HA}$ ,  $R_{HB}$ 。

于是可分别求出各截面上作用的外载荷 $F_K$ 对第 $j$ 个截面所产生的弯矩 $M_{jK}$ ,具体可由三个判别式来确定:

若 $K \leq j$ ,则 $M_{jK} = F_K(X_j - X_K) + M_{\alpha K}$ ,否则 $M_{jK} = 0$ ,

若 $0 < X_j \leq L$ ,则 $M_{jK} = [F_K(X_j - X_K) + M_{\alpha K}] + R_A \cdot X_j$ ;

若 $X_j > L$ ,则 $M_{jK} = F_K(X_j - X_K) + M_{\alpha K} + R_A X_j + R_B(X_j - L)$ ;

然后,对 $M_{jK}$ 进行迭加(见式8.8-33),便得到轴上作用的各外载荷对任意截面 $j$ 产生的弯矩 $M_j$ ;

$$M_j = \sum_{K=1}^N M_{jK} \quad (8.8-33)$$

b. 弯曲变形的计算 采用单位力法(能量法)计算轴在弯矩作用下某截面 $j$ 所产生的挠度

$v_j'$ 、转角 $c_j'$ 可得,

$$v_j = \int_0^L \frac{M_0 M}{EI} dx \quad (8.8-34)$$

式中  $M_0$ ——单位载荷;  
 $M$ ——外载荷在第 $j$ 截面处产生的弯矩;  
 $I$ ——轴截面惯性矩。

$$c_j' = \int_0^L \frac{M_0 M}{EI} dx \quad (8.8-35)$$

为了便于计算,常将阶梯轴分成若干段,在段内轴直径不变,然后再将结果累加,则

$$v_j' = \sum_{i=1}^{N-1} \int_0^{l_i} \frac{M_{0i} M_i}{EI_i} dx_i \quad (8.8-36)$$

$$c_j' = \sum_{i=1}^{N-1} \int_0^{l_i} \frac{M_{0i} M_i}{EI_i} dx_i \quad (8.8-37)$$

式中  $i$ ——轴分段数,  $i=1, 2, \dots, N-1$ ;  
 $M_i$ ——外载荷对第 $i$ 段产生的弯矩方程;  
 $M_{0i}$ ——单位载荷对第 $i$ 段产生的弯矩方程;  
 $I_i$ ——第 $i$ 段轴的截面惯性矩;  
 $l_i$ ——第 $i$ 段轴的长度。

可近似地认为轴上载荷引起的轴上弯矩是线性变化的,再利用图表法将上列式写成线性和式来表示弯曲变形值,



如图8.8-9所示为阶梯轴的某一长为 $l_i$ 的等直径段的 $M$ 、 $M_0$ 图。

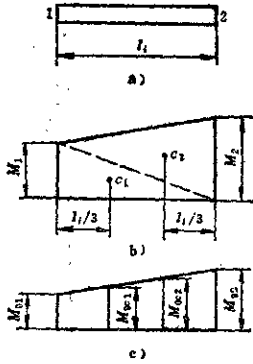


图8.8-9 轴及其 $M$ 、 $M_0$ 图

现将 $M$ 图分为两个三角形, 如该图b所示, 算出其形心 $c_1$ 、 $c_2$ , 这时由该图c得

$$M_{0c1} = M_{01} + \frac{1}{3}(M_{02} - M_{01})$$

$$M_{0c2} = M_{01} + \frac{2}{3}(M_{02} - M_{01})$$

利用图乘法可得:

$$u_j = \sum_{i=1}^{N-1} \int_0^{l_i} \frac{M_i M_{0i}}{EI_i} dx_i$$

$$= \sum_{i=1}^{N-1} \frac{l_i}{6EI_i} [M_1(2M_{01} + M_{02}) + M_2(2M_{02} + M_{01})] \quad (8.8-38)$$

$$c_j = \sum_{i=1}^{N-1} \frac{l_i}{6EI_i} [M_1(2M_{01} + M_{02}) + M_2(2M_{02} + M_{01})] \quad (8.8-39)$$

利用上面两式可分别求得两互相垂直的坐标平面的变形分量 $u_{Hj}$ 、 $u_{Vj}$ 、 $c_{Hj}$ 、 $c_{Vj}$ , 再几何相加得:

$$u_j = \sqrt{u_{Hj}^2 + u_{Vj}^2} \quad (8.8-40)$$

$$c_j = \sqrt{c_{Hj}^2 + c_{Vj}^2} \quad (8.8-41)$$

c. 扭转变形角计算

$$\phi = \sum_{i=P_1}^{P_2} \frac{T i l_i}{G J_i}$$

式中  $P_1$ ——轴上扭矩输入端的截面编号;

$P_2$ ——轴上扭矩输出端的截面编号;

$J_i$ ——各受扭轴段的极惯性矩;

$l_i$ ——各受扭轴段的长度。

d. 疲劳强度安全系数计算 在弯曲正应力作用下, 第 $j$ 截面的疲劳强度安全系数为:

$$S_{\sigma j} = \frac{\sigma_{-1}}{(K_{\sigma})_{Dj} \sigma_{\sigma j} + \psi_{\sigma} \sigma_{mj}} \quad (8.8-42)$$

$$S_{\tau j} = \frac{\tau_{-1}}{(K_{\tau})_{Dj} \tau_{\tau j} + \psi_{\tau} \tau_{mj}} \quad (8.8-43)$$

以上两式中, 下标 $j$ 是表示第 $j$ 个截面;  
 $(K_{\sigma})_{Dj}$ 、 $(K_{\tau})_{Dj}$ 是弯曲应力集中综合影响系数和扭转剪应力集中综合影响系数;  $\psi_{\sigma}$ 、 $\psi_{\tau}$ 是平均应力折合成应力幅的等效系数;  $\sigma_{\sigma j}$ 、 $\tau_{\tau j}$ 分别是弯曲应力幅和扭转应力幅;  $\sigma_{mj}$ 、 $\tau_{mj}$ 分别是弯曲应力的平均应力和扭转应力的平均应力。

因此, 第 $j$ 截面的疲劳强度安全系数为:

$$S_j = \frac{S_{\sigma j} S_{\tau j}}{\sqrt{S_{\sigma j}^2 + S_{\tau j}^2}} \quad (8.8-44)$$

该程序的框图见图8.8-10。

3.1.2 轴承计算的框图及说明

a. 寿命计算 轴承寿命 $L_h$ 是指轴承中任一元件出现疲劳点蚀前轴承在一定工作转速下工作的小时数。

$$L_h = \frac{16670}{n} \left( \frac{c}{P} \right)^{\epsilon} \quad (8.8-45)$$

考虑在不同工作温度下运转的轴承其寿命应作修正, 于是

$$L_h = \frac{16670}{n} \left( \frac{F_1 \cdot c}{P} \right)^{\epsilon} \quad (8.8-46)$$

由上述两式计算得到的轴承寿命其可靠度为0.9, 若对轴承的寿命可靠度有不同要求时, 则

$$L_h = K_R \cdot \frac{16670}{n} \left( \frac{F_1 \cdot c}{P} \right)^{\epsilon} \quad (8.8-47)$$

式中  $\epsilon$ ——寿命指数;

$f_T$ ——温度系数;

$K_R$ ——可靠度系数, 可由韦布尔分布曲线求得;

$$K_R = \sqrt{\frac{1}{0.10536} \ln \frac{1}{R}} \quad (8.8-48)$$

$n$ ——轴承的工作转速  $r/min$ ;

$c$ ——轴承的额定动载荷  $N$ ;

$P$ ——轴承的当量动载荷;

$$P = f_P(xF_r + yF_a) N$$

$f_P$ ——载荷系数;

$x$ ——径向系数;

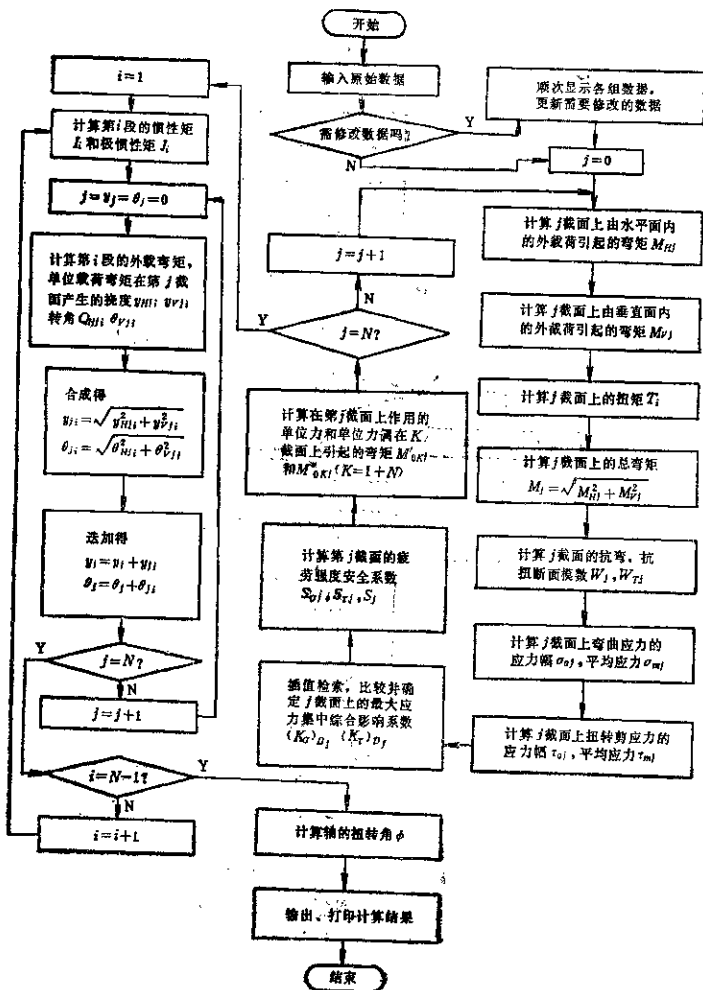


图8.8-10 轴计算程序框图

$v$ ——轴系数;  
 $F_r$ ——作用于轴承的径向载荷  $N$ ;  
 $F_a$ ——作用于轴承的轴向载荷  $N$ ; 对于向心推力轴承, 本程序能依据作用的外载荷判别并确定作用在轴承上的轴向载荷。

b. 静载安全系数计算

为了限制滚动轴承在静载荷和冲击载荷作用下产生过大的塑性变形, 应对轴承进行静载安全系数计算。其公式为:

$$S_0 = \frac{C_0}{P_0} \quad (8.8-49)$$

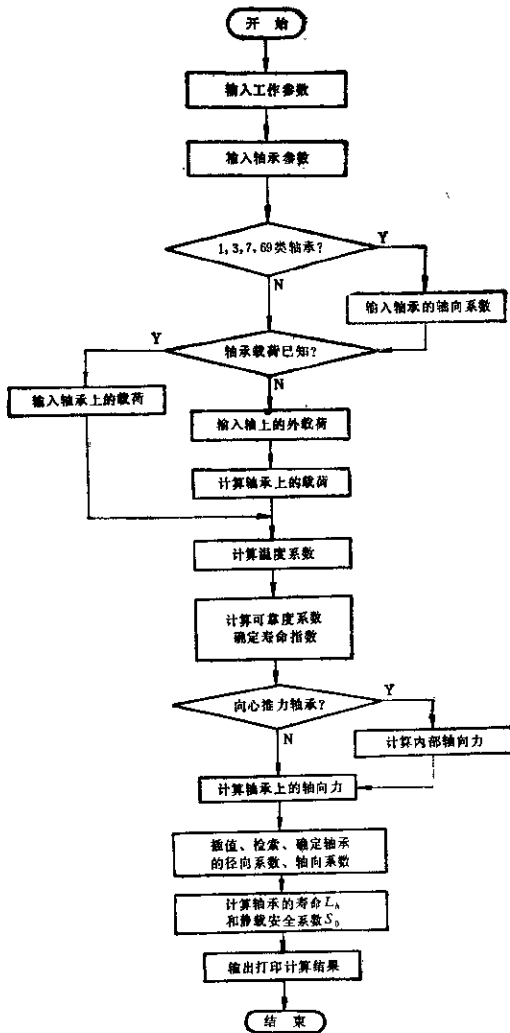


图8.8-11 轴承计算程序框图

表8.8-6 轴计算输出报告符号说明

标识符	意义	赋值说明	单位
N	截面数		
PR	轴传递的功率		kW
PNR	轴的转速		r/min
E	轴材料的弹性模量		N/mm <sup>2</sup>
GG	轴材料的切变模量		N/mm <sup>2</sup>
ISS	受扭轴段起始截面编号数		
ISE	受扭轴段终止截面编号数		
D1	空心轴内孔直径	实心轴时充0	
PL	轴的支承间距		mm
KCAM	弯曲应力的循环特征	对称时为1, 脉动为0	
KTAM	扭转应力的循环特征	对称时为1, 脉动为0	
CF1	轴材料的弯曲疲劳极限 $\sigma_{-1}$		N/mm <sup>2</sup>
TF1	轴材料的扭转疲劳极限 $\tau_{-1}$		N/mm <sup>2</sup>
PSIC	轴材料对循环不对称性的敏感系数 $\psi_0$		
PSIT	轴材料对循环不对称性的敏感系数 $\psi_1$		
KXC	轴材料的类别	碳钢为0, 合金钢为1	
CB	轴材料的拉伸强度极限		N/mm <sup>2</sup>
BB[1:N]	各截面上平键或花键的键宽		mm
TB[1:N]	各截面上平键的键槽深度或花键的外径		mm
D[1:N]	各截面的直径		mm
X[1:N]	各截面离左支承的距离		mm
R[1:N]	截面处过渡圆角半径	无轴肩过渡时充0	mm
KTR[1:N]	各截面处轴肩过渡的类别	无轴肩过渡时充0, 有轴肩过渡时充1, 有轴肩过渡且有砂轮越程槽时充2	
KTJ[1:N]	截面上键的类别	无键槽充0, 单平键充1, 双平键充2, 花键充齿数z	
KTD[1:N]	截面处配合类别	自由表面充0, 紧配合充1, 过渡配合充2, 动配合充3	
KXG[1:N]	截面处表面处理类别	不作强化处理充0, 高频淬火处理充1, 氮化处理充2, 渗碳淬火充3, 喷丸处理充4, 滚子碾压充5	
KYG[1:N]	截面处加工方法类别	磨削 $R_a=0.1\sim0.2$ 充1, 车削 $R_a=0.4\sim1.6$ 充2, 粗加工 $R_a=3.2\sim12.5$ 充3, 未加工表面充4	
FH[1:N]	在水平面内各截面上作用的集中力	无集中力作用时充0	N
MH[1:N]	在水平面内各截面上作用的集中力矩	无集中力矩作用时充0	N·mm
FV[1:N]	在垂直平面内各截面上作用的集中力	无集中力作用时充0	N
MV[1:N]	在垂直平面内各截面上作用的集中力矩	无集中力矩作用时充0	N·mm
AIG[1:N]	各截面的惯性矩		mm <sup>4</sup>
GP[1:N]	各截面的极惯性矩		mm <sup>4</sup>
TN[1:N]	各截面传递的扭矩		N·mm
HJ[1:N]	水平面内各截面上的弯矩		N·mm
VJ[1:N]	垂直面内各截面上的弯矩		N·mm
BMT[1:N]	总弯矩		N·mm
ZY[1:N]	各截面挠度		mm

(续)

标志符	意义	赋值说明	单位
ZC[1:N]	各截面转角		rad
TF[1:N]	总扭转变形角		(°)
CGM[1:N]	各截面上的弯曲应力值		N/mm <sup>2</sup>
CA[1:N]	各截面上弯曲应力的应力幅		N/mm <sup>2</sup>
GM[1:N]	各截面上弯曲应力的平均应力		N/mm <sup>2</sup>
TY[1:N]	各截面上的扭转应力值		N/mm <sup>2</sup>
TA[1:N]	各截面的扭转剪应力幅		N/mm <sup>2</sup>
TM[1:N]	各截面的扭转剪应力的平均应力		N/mm <sup>2</sup>
AKC <sub>1</sub> [1:N]	各截面过渡圆角处正应力集中系数K <sub>c</sub>		
AKT <sub>1</sub> [1:N]	各截面过渡圆角处剪应力集中系数K <sub>t</sub>		
AKC <sub>2</sub> [1:N]	各截面键槽处正应力集中系数		
AKT <sub>2</sub> [1:N]	各截面键槽处剪应力集中系数		
ACD[1:N]	截面有配合处正应力集中系数		
ATD[1:N]	截面有配合处剪应力集中系数		
AKCM[1:N]	各截面最大的正应力集中系数		
AKTM[1:N]	各截面最大的剪应力集中系数		
BEF[1:N]	各截面的表面状态系数		
EPC[1:N]	各截面的绝对尺寸系数e <sub>c</sub>		
EPT[1:N]	各截面的绝对尺寸系数e <sub>t</sub>		
ACDM[1:N]	各截面的弯曲综合影响系数		
ATDM[1:N]	各截面的扭转综合影响系数		
SC[1:N]	各截面在弯曲应力作用下的疲劳强度安全系数		
ST[1:N]	各截面在扭转应力作用下的疲劳强度安全系数		
S[1:N]	各截面在双向应力作用下的疲劳强度安全系数		

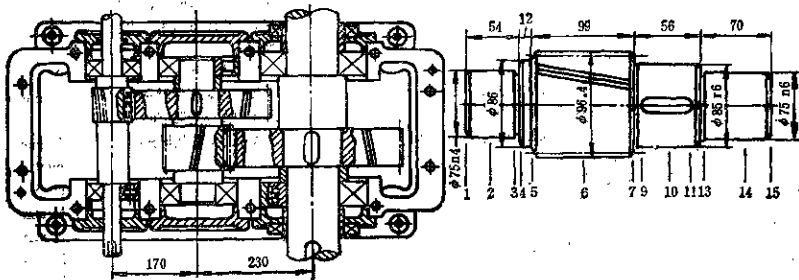


图8.8-12 变速器及其中间轴

三三三三三

表 8.8-7 轴计算输出报告

一、输入数据					
N=15	PR=53.750000	kW	E=206000.000000	MPS	
ISS=6	PNR=277.146890	R/M	GG=79380.000000	MPS	
ISE=10	D1=0.000000	MM	PL=248.000000	MM	
KCAM=1	CF1=520.000000		TF1=280.000000		
KTAM=0	PSIC=0.150000		PSIT=0.100000		
KXC=1	CB=1100.0000				

I	BB	TB
1	0.00000	0.00000
2	0.00000	0.00000
3	0.00000	0.00000
4	0.00000	0.00000
5	8.93000	112.42700
6	8.93000	112.42700
7	0.00000	0.00000
8	0.00000	0.00000
9	22.00000	9.00000
10	22.00000	9.00000
11	0.00000	0.00000
12	0.00000	0.00000
13	0.00000	0.00000
14	0.00000	0.00000
15	0.00000	0.00000

I	D	X	R
1	75.00000	-25.50000	0.00000
2	75.00000	0.00000	0.00000
3	72.00000	25.00000	2.50000
4	88.00000	27.50000	2.50000
5	88.58000	39.50000	3.00000
6	88.58000	89.00000	0.00000
7	82.00000	138.50000	2.50000
8	85.00000	141.00000	2.50000
9	85.00000	142.50000	0.00000
10	85.00000	172.50000	0.00000
11	85.00000	202.50000	0.00000
12	72.00000	204.00000	2.50000
13	75.00000	207.50000	2.50000
14	75.00000	248.00000	0.00000
15	75.00000	274.50000	0.00000

I	KTR	KTJ	KTD	KXG	KYG
1	0	0	1	3	1
2	0	0	1	3	1
3	2	0	1	3	1
4	2	0	0	3	1
5	1	17	0	3	1
6	0	17	0	3	1

(续)

	KTR	KTJ	KTD	KXG	KYG
7	2	0	0	3	1
8	2	0	1	3	1
9	0	1	1	3	1
10	0	1	1	3	1
11	0	0	1	3	1
12	2	0	0	3	1
13	2	0	1	3	1
14	0	0	1	3	1
15	0	0	1	3	1

	FH	MH	FV	MV
1	0.000000	0.000000	0.000000	0.000000
2	0.000000	0.000000	0.000000	0.000000
3	0.000000	0.000000	0.000000	0.000000
4	0.000000	0.000000	0.000000	0.000000
5	0.000000	0.000000	0.000000	0.000000
6	-14128.439941	472723.238281	37564.000000	0.000000
7	0.000000	0.000000	0.000000	0.000000
8	0.000000	0.000000	0.000000	0.000000
9	0.000000	0.000000	0.000000	0.000000
10	4883.950012	465626.601583	13029.000024	0.000000
11	0.000000	0.000000	0.000000	0.000000
12	0.000000	0.000000	0.000000	0.000000
13	0.000000	0.000000	0.000000	0.000000
14	0.000000	0.000000	0.000000	0.000000
15	0.000000	0.000000	0.000000	0.000000

二、输出数据

	AIG	GP
1	1553155.546875	3106311.093750
2	1553155.546875	3106311.093750
3	1319167.328125	2838334.656250
4	2465120.031250	5370240.062500
5	5306334.625000	10612669.250000
6	6306334.625000	10612669.250000
7	2219347.500000	4438696.000000
8	2562392.187500	5124784.375000
9	2276480.187500	4552960.375000
10	2276480.187500	4552960.375000
11	2562392.187500	5124784.375000
12	1319167.328125	2838334.656250
13	1553155.546875	3106311.093750
14	1553155.546875	3106311.093750
15	1553155.546875	3106311.093750

(续)

I	TN	HJ	VI	BMT
1	0.000000	0.000000	0.000000	0.000000
2	0.000000	0.000000	0.000000	0.000000
3	0.000000	282866.289062	-701253.375000	756154.500000
4	0.000000	311152.917969	-771378.703125	831769.945312
5	0.000000	446928.734375	-1107980.328125	1194724.109375
6	1851994.406250	1007003.992187	-2496462.000000	2691910.031250
7	1851994.406250	394998.214844	-2025525.687500	2063680.671875
8	1851994.406250	387963.761719	-2001741.000000	2038990.656250
9	1851994.406250	383743.082500	-1987470.203125	2024177.984375
10	1851994.406250	299329.425781	-1702054.250000	1728174.408250
11	0.000000	-94192.330078	-1025741.320312	1030057.015625
12	0.000000	-90052.017578	-980653.734375	984779.726563
13	0.000000	-83841.633203	-913022.463125	916883.898438
14	0.000000	0.000000	0.000000	0.000000
15	0.000000	0.026917	0.020752	0.033987

I	ZY	ZC
1	0.006706	0.000253
2	0.000000	0.000253
3	0.006033	0.000224
4	0.006533	0.000217
5	0.009110	0.000195
6	0.016888	0.000109
7	0.019589	0.000016
8	0.019587	0.000017
9	0.019572	0.000020
10	0.017358	0.000134
11	0.012019	0.000217
12	0.011581	0.000221
13	0.010902	0.000231
14	0.000000	0.000288
15	0.007635	0.000288

I	CGM	CA	CM	TT	TA	TM
1	0.00000	0.00000	0.00000	0.00000	0.00000	0.00000
2	0.00000	0.00000	0.00000	0.00000	0.00000	0.00000
3	20.69541	20.69541	0.00000	0.00000	0.00000	0.00000
4	22.69895	22.69895	0.00000	0.00000	0.00000	0.00000
5	13.03245	13.03245	0.00000	0.00000	0.00000	0.00000
6	28.51718	28.51718	0.00000	9.80970	4.90485	4.90485
7	38.12423	38.12423	0.00000	17.10678	8.55339	8.55339
8	37.66811	37.66811	0.00000	17.10678	8.55339	8.55339
9	37.78973	37.78973	0.00000	16.28614	8.13307	8.13307
10	32.26359	32.26359	0.00000	16.28614	8.13307	8.13307
11	17.08459	17.08459	0.00000	0.00000	0.00000	0.00000
12	26.87458	26.87458	0.00000	0.00000	0.00000	0.00000



(续)

I	CGM	CA	CM	TT	TA	TM
13	25.02116	25.02116	0.00000	0.00000	0.00000	0.00000
14	0.00000	0.00000	0.00000	0.00000	0.00000	0.00000
15	0.00000	0.00000	0.00000	0.00000	0.00000	0.00000
I	AKC <sub>1</sub>	AKC <sub>2</sub>	ACD	AKT <sub>1</sub>	AKT <sub>2</sub>	ATD
1	1.00000	1.00000	5.07500	1.00000	1.00000	3.49500
2	1.00000	1.00000	5.07500	1.00000	1.00000	3.49500
3	2.09648	1.00000	5.05400	1.92188	1.00000	3.48840
4	2.58453	1.00000	1.00000	1.92188	1.00000	1.00000
5	2.68478	1.73500	1.00000	2.01259	2.75000	1.00000
6	1.00000	1.73500	1.00000	1.00000	2.75000	1.00000
7	2.37188	1.00000	1.00000	1.96951	1.00000	1.00000
8	2.11488	1.00000	5.14500	1.86951	1.00000	3.51700
9	1.00000	1.84500	5.14500	1.00000	2.30500	3.51700
10	1.00000	1.84500	5.14500	1.00000	2.30500	3.51700
11	1.00000	1.00000	5.14500	1.00000	1.00000	3.51700
12	2.55732	1.00000	1.00000	1.92188	1.00000	1.00000
13	2.09648	1.00000	5.07500	1.92188	1.00000	3.49500
14	1.00000	1.00000	5.07500	1.00000	1.00000	3.49500
15	1.00000	1.00000	5.07500	1.00000	1.00000	3.49500

I	AKCM	AKTM	BET	EPC	EPT	ACDM	ATDM
1	1.00000	1.00000	1.55000	0.66000	0.73000	5.07500	3.49500
2	1.00000	1.00000	1.55000	0.66000	0.73000	5.07500	3.49500
3	2.09648	1.92188	1.00000	0.66000	0.73000	5.05400	3.48840
4	2.58453	1.92188	1.00000	0.64000	0.72000	4.03832	2.66927
5	2.68478	2.75000	1.00000	0.64000	0.72000	4.19498	3.81944
6	1.73500	2.75000	1.21645	0.64000	0.72000	2.22856	3.13983
7	2.37188	1.96951	1.00000	0.64000	0.72000	3.70602	2.73543
8	2.11488	1.96951	1.00000	0.64000	0.72000	5.14500	3.51700
9	1.84500	2.30500	1.00000	0.64000	0.72000	5.14500	3.51700
10	1.84500	2.30500	1.00000	0.64000	0.72000	5.14500	3.51700
11	1.00000	1.00000	1.55000	0.64000	0.72000	5.14500	3.51700
12	2.55732	1.92188	1.00000	0.66000	0.73000	3.87473	2.63271
13	2.09648	1.92188	1.00000	0.66000	0.73000	5.07500	3.49500
14	1.00000	1.00000	1.55000	0.66000	0.73000	5.07500	3.49500
15	1.00000	1.00000	1.55000	0.66000	0.73000	5.07500	3.49500

I	SC	ST	S
1	10000.00000	10000.00000	7071.06781
2	10000.00000	10000.00000	7071.06781
3	4.98803	10000.00000	4.98803
4	5.87278	10000.00000	5.87278
5	9.51150	10000.00000	9.51150
6	8.18223	17.82018	7.42112
7	3.68039	11.54917	3.50853

(续)

l	SC	ST	S
8	2.88315	9.05047	2.57248
9	2.87451	9.51821	2.57479
10	3.13260	9.51821	2.97559
11	5.91580	10000.00000	5.91680
12	4.89368	10000.00000	4.99368
13	4.08606	10000.00000	4.09508
14	10000.00000	10000.00000	7071.06781
15	10000.00000	10000.00000	7071.06781

表8.8-8 轴承计算输出报告

标识符	意 义	数 值		单 位
		右 轴 承	左 轴 承	
NR	转速	277.17	277.17	r/min
L	支承跨距	248	248	mm
T	轴承工作温度	100	100	°C
FP	载荷系数	1.0	1.0	
FR	可靠度	0.9	0.9	
BC	轴承类型代号	2615	2615	
C	轴承额定动负荷	179594.801	179594.801	N
CO	轴承额定静负荷	191100.000	191100.000	N
R	径向力	22638.615	30246.18	N
FA	轴向力	0	6578.16	N
P	当量动负荷	22638.615	30246.18	N
PO	当量静负荷	22638.615	30246.18	N
X	径向系数	1.0	1.0	
Y	轴向系数	0	0	
XO	静径向系数	1.0	1.0	
YO	静轴向系数	0	0	
LH	轴承寿命	68875.783	22795.496	h
SO	静载安全系数	8.441329	6.318153	

式中  $C_0$ —轴承的额定静载荷  $N$ ;

$S_0$ —静载安全系数;

$P_0$ —当量静载荷;

$$P_0 = x_0 F_r + y_0 F_a \quad N$$

$x_0$ —静径向系数;

$y_0$ —静轴向系数。

本程序内贮存有各类轴承的径向系数、轴向系数、静径向系数、静轴向系数,程序能对不同类型的轴承自行检索,插值,确定上述各系数的数值。

轴承计算程序的框图见图8.8-11。

### 3.2 程序的适用范围和主要功能

#### 3.2.1 轴程序的适用范围和主要功能

程序适用于计算简支梁形式的实心(或空心)阶梯轴、悬臂轴、齿轴。计算是在轴的结构尺寸、载荷作用位置、大小和方向、轴的材料参数均为已知的前提下进行的。

程序的主要功能是:

- (1) 根据外载荷计算轴的支反力。
- (2) 计算并给出各截面上的水平弯矩、垂直弯矩、扭矩、当量弯矩。
- (3) 计算并给出各截面的弯曲变形的挠度、转角。

(4) 计算并给出轴的扭转变形角。

(5) 计算并给出各截面的弯曲应力值、扭转剪应力值、疲劳强度安全系数。

### 3.2.2 轴承程序的适用范围和主要功能

本程序适用于各类单列、双列滚动轴承的寿命及静载安全系数计算,对于各种形式的结构安装的轴承都可作上述的计算。如两端都单向固定;一端双向固定和一端游动;正安装轴承;一端可以并列或串联二个轴承等等。

当支承处反力未知时,本程序可以计算支承反力。可按需要计算在不同可靠度时或不同工作温度下的轴承寿命。

本程序使用方便,输入数据时,屏幕上会出现相应的说明符,因此能较方便地完成数据输入且查核方便迅速。

### 3.3 应用实例

(1) 轴计算程序的应用实例见第4节综合应用实例中,轴计算输出报告(表8.8-7),表中所使用的符号及其说明见表8.8-8。

(2) 轴承计算程序的应用实例见第4节综合应用实例中轴承计算输出报告(表8.8-8),其所有符号说明示于附表。

## 4 综合应用实例

### 4.1 设计任务及步骤

#### 4.1.1 任务

设计一个二级斜齿硬齿面减速器。总传动比20,功率43kW并在结构确定后对轴和轴承进行精确校核,见图8.8-12。

#### 4.1.2 步骤

(1) 使用 I 型程序设计齿轮参数,计算结果见表8.8-4。

(2) 使用轴程序可精确校核各轴的强度和刚度,该例中取中间轴上共15个截面进行校核计算,其结果见表8.8-7。

(3) 使用轴承程序对轴承作寿命和静载安全系数校核,计算结果见表8.8-8。

### 4.2 计算结果的输出报告

(1) 齿轮计算报告见2.3节应用实例中例2。

(2) 轴计算报告见表8.8-7。

## 参 考 文 献

- [1] B. H. 库特略夫采夫, Ю. А. 捷尔采维茨, E. Г. 格罗哈列夫等著, 江朝华、顾永寿等译, 齿轮减速器的结构与计算, 上海科学技术出版社, 1982。
- [2] Л. И. Цехнович, И. П. Петриченко. Алас конструция редукторов. Киев головное издательство издательского объединения «Гриш ишла». 1979。
- [3] 机械设计手册编委会编, 机械工程手册, 第32册, 齿轮传动, 机械工业出版社, 1980。
- [4] 机械设计手册联合编写组主编, 机械设计手册, 中册, 机械设计计算, 第二版, 化学工业出版社, 1982。
- [5] 江朝华、胡裕、陈启松主编, 机械传动设计手册, 煤炭工业出版社, 1983。
- [6] 东北工学院《机械零件设计手册编写组》编, 机械零件设计手册, 中册, 第二版, 冶金工业出版社, 1982。
- [7] 洛阳矿山机械研究所等编译, 国际齿轮装置与传动会议论文集, 机械工业出版社, 1977。
- [8] 机械工业部标准, NGW-5型行星齿轮减速器标准 (JB1799-76), 技术标准出版社, 1976。
- [9] B. H. 库特略夫采夫著, 陈德楚等译, 行星齿轮传动, 上海科技出版社, 1982。
- [10] 饶鼎聚编, 行星传动机构设计, 国防工业出版社, 1980。
- [11] 朱景祥、张展、张强武、沈浩然、张同瑞, 渐开线齿轮变位系数的选择, 人民教育出版社, 1982。
- [12] 马从谦、王自正, 大型行星减速器在带式输送机上的应用, 陕西科技, No. 2, 1983。
- [13] 顾自修、陈治中, NGW-S型行星减速器浮动机构的设计及不均载系数 $k_H$ 值的测定, 重型机械, No. 6, 1982。
- [14] 许元礼, 大功率高速行星齿轮传动的研制经验, 齿轮, No. 3, 1983。
- [15] 褚启权、仲夏欣、刘英宝、杨金玉、宋保和, XL-30行星齿轮减速器试制报告, 矿山机械, No. 5, 1981。
- [16] 周福尧, 齿轮差速器及差动调速技术, 河北人民出版社, 1981。
- [17] 国家标准, 渐开线圆柱齿轮承载能力计算方法 (GB3450-83), 技术标准出版社, 1983。
- [18] 张展, 行星齿轮变速器主要零件的加工, 工程,

- 械, No. 6, 1974.
- [19] 袁治, 行星齿轮传动悬臂式转臂的设计计算, 重型机械, No. 5, 1983.
- [20] Л. Н. Редко, Конструирование Рациональных механизмов, 1972.
- [21] В. Н. Кудряшев Планетарные Передачи: Машиностроение, 1966.
- [22] В. Н. Кудряшев, Ю. Н. Кирдяшев. Планетарные передачи. Справочник. «Машиностроение» 1977.
- [23] 白波正壮, 齒車, 第10卷, 日刊工業新聞社, 昭和42年.
- [24] 小方源之助, 遊星齒車裝置の形式割依比 ( $i$ ) と伝達效率 ( $\eta$ ), 機械と工具, 1980, No. 5~8, No. 10, No. 12, 1981, No. 3, No. 5, No. 7.
- [25] 冯琪, 啮合功率法计算3K型行星齿轮传动总合效率的修正公式, 西安交通大学, 科学技术报告, 1981, 9.
- [26] 冯治信, 开线少齿差行星传动, 人民教育出版社, 1981.
- [27] 东北工学院机械设计、机械制图教研室编, 机械零件设计手册, 冶金工业出版社, 1976.
- [28] 开线少齿差行星齿轮减速器编写组编, 开线少齿差行星齿轮减速器, 机械工业出版社, 1978.
- [29] 国际标准, 主动和从动机器——轴高 (ISO496—1978)
- [30] 国家标准, 开线圆柱齿轮承载能力计算方法 (GB3480—83), 技术标准出版社, 1983.
- [31] Herbert W. Müller, Die Umlauftriebe, Springer-Verlag, 1971.
- [32] С. А. Шувалов, Расчет Волновые Передачи с Учетом Попалтности Эпнелев, «Вестник Машиностроения» No. 6, 1974.
- [33] Y. Shen, A Theoretical Analysis of involute Harmonic Gearing, AD—A 164327, 1982.
- [34] 复旦大学数学系《曲线与曲面》编写组编, 曲线与曲面, 科学出版社, 1977.
- [35] 沈介文, 谐波齿轮传动齿轮齿力分析及强度计算准则, 西北工业大学《科技资料》, JCH 8317 期, 1983.
- [36] В. И. Рудяцкий, В. Н. Ткаченко, А. Ф. Луч Ник-ОВ. Определения Напряжений Игнба в Зубчатом Вени Гибкого Колеса Волновой Передачи, «Детали Машины», No. 29, 1979.
- [37] Н. И. Колчин, Зубчатые и Червячные Передачи (Некоторые Вопросы Геометрии, Кинематики, Расчета и Производства), Изд. Машиностроение, 1973.
- [38] С. А. Шувалов, Ю. М. Паршия, Нагрузки На Генератор Волновой Зубчатой Передачи, «Известия вузов. Машиностроение», No. 2, 1971.
- [39] 王洪厚, 谐波齿轮传动效率的计算方法, 北京航空学院学报, No. 3, 1982
- [40] М. Н. Иванов, Волновые Зубчатые Передачи, М: Высш. школа, 1981.
- [41] 鼓形齿齿轮联轴器的计算  
H. Benkler, Berechnung von Bogendahnkupplungen. "Fortschritt Berichte der VDI Zeitschriften", 1970. Reihe J. Nr. 27. 译文见“西安重型所译文集1978~1980年”.
- [42] 鼓形齿联轴器的计算  
А. И. Робер, В. С. Плузников, «Вестник Машиностроения», 1972. No. 1, с. 26~27. 译文见“西安重型所译文集1978~1980年”
- [43] 杭州汽轮机厂, 卓泽华、陆中兴, 对 RENK 和 MAAG 齿式联轴器的初步剖析, 《杭州机械》, No. 1, 1980.



# 第九篇 专用减速器

主编 张长秦 (航空工业部301所)

	编写人	审稿人
第1章	薛同博 (湖南株州 215 信箱六室) 周志烈 (湖南株州 215 信箱六室)	张长秦
第2章	吴甄善 (上海 711 所)	雷光 (北京联合大学纺织工程学院)
第3章	方正 (西安重型机械研究所)	张长秦
第4章	高人宜 (北京起重机所)	张长秦
第5章	王炎武 (洛阳矿山机器厂)	杨志谦 (武汉建材学院)
第6章	徐玲 汪敏玉 } (天津工程机械研究所)	张长秦
第7章	胡长衡 (杭州汽轮机厂)	司春华 (郑州机械研究所)



# 第1章 航空减速器

## 1 概述

航空减速器的基本特点是高速、重载、传动比大、重量轻、体积小。目前直升机主减速器的传动功率已达到14914kW,比重水平为1.6~3.1N/kW,传动效率为97~98.5%,翻修寿命已达2000h。

航空减速器的主要用途有:①在直升机传动系统中,主减速器作为独立部件将涡轮轴发动机输出功率经减速换向后传递给主旋翼;②在涡轮螺旋桨发动机中,它作为发动机的部件,将轴功率经减速后传递给螺旋桨;③在涡轮轴发动机中,它作为发动机的部件,将轴功率经减速后输出;④在装有减速器的涡轮风扇发动机中,它将低压涡轮功率经减速后传递给风扇。

航空减速器用途较广,要求也不尽相同,本章论述是以直升机主减速器为代表的。

## 2 设计要求

### 2.1 性能

影响性能的主要因素是重量、效率、噪声级。

#### 2.1.1 重量

设计必须保证在最大寿命和可靠性情况下重量最轻,因此必须进行优化设计,并采用高温齿轮材料。减轻重量可通过各种方法来达到,例如:改进壳体结构并采用复合材料;轴承和齿轮采用长寿命材料;减小润滑油量;改进机械部件的设计,如简化结构、合理匹配速比等。此外,采用较高的输入转速、加大末级速比、采用分流传动方案等均可减轻重量。

#### 2.1.2 效率

减速器效率可通过功率损失计算或在试验中实测得到。功率损失主要包括齿轮、轴承、风阻损失。

a. 齿轮啮合损失 主要是由啮合时的滑动摩擦产生的,齿轮的摩擦功率损失 $P_g$ 可用下式计算。

$$P_g = Wv_g f / 1000 \quad \text{kW}$$

式中  $W$ ——载荷 N;

$f$ ——摩擦系数;

$v_g$ ——平均滑动速度;

$$v_g = v \cos \alpha \left( 1 + \frac{1}{i} \right) \left( \frac{\beta_1 + \beta_2}{4} \right) \quad \text{m/s}$$

$v$ ——节线速度 m/s;

$\alpha$ ——压力角 ( $^\circ$ );

$i$ ——传动比;

$\beta_1, \beta_2$ ——进入和退出啮合弧长 rad.

摩擦系数可用下式近似计算<sup>[1]</sup>。

$$f = \frac{2}{3} \left[ \frac{0.059}{e^{0.4i} v_g} + 0.00362 \sqrt{v_g} \right]$$

齿轮的摩擦系数为0.03~0.08,在弹流润滑状态下,摩擦系数为0.02~0.04。

b. 轴承功率损失 $P_b$

$$P_b = f R_s W n / 9549.3 \quad \text{kW}$$

式中  $f$ ——摩擦系数,可从轴承手册中查得;

$R_s$ ——轴的半径 m;

$W$ ——总的向量载荷 N;

$n$ ——转速 r/min。

c. 风阻损失 风阻损失受润滑油粘度,齿轮、轴承供油量,减速器回油情况的影响。风阻功率损失 $P_W$ 可用下式估算<sup>[2]</sup>。

$$P_W = 2.01 n^3 D b^{0.7} \times 10^{-7} \quad \text{kW}$$

式中  $D$ ——齿轮直径 m;

$b$ ——齿宽 m;

$n$ ——转速 r/min。

### 2.1.3 噪声级

在直升机中座舱噪声主要是减速器引起的,现在减速器的噪声级为110dB左右,降低噪声的途径:①在齿轮设计中采用较高的重合度及修型;②减小齿轮轴在轴承处的变形,以及改变轴的刚性、质量和惯性分布,以控制动力响应,避免共振;③利用噪声衰减材料的敷层以改善壳体的阻尼。

## 2.2 可靠性

通常在减速器方案设计完成后进行初步的可靠



性分析,在详细设计完成后需进行详细的可靠性分析。此外,在设计中要考虑下列因素对可靠性的影响:①在确定设计参数时,要考虑到有增大功率的余地,以免增大功率时,影响可靠性;②设计初要预料到可能的技术发展,例如超细油滤的采用,要求有较大的空间;③减速器故障检测要保证任何故障引起的金属屑能到达金属屑检测器;④尽可能减小噪声和振动对可靠性的影响。⑤最有效地利用减速器重量以提高可靠性。例如:加大末级速比,离合器设在输入端均可减轻重量。

2.3 维护性

维护性的定量单位是每飞行小时的维护工时数,为了提高维护性,在设计中应考虑:①可达性;②互换性;③标准化;④单元化。

2.4 生存力

生存力是军用直升飞机减速器的主要要求之一,它要求减速器中弹损伤以及失去正常润滑后仍能安全工作30分钟,为此需在基本结构设计中采用损伤容限设计,包括:多余度原理的应用;改进结构、材料;改进润滑系统;提高无润滑工作能力等。

3 主要设计方法

3.1 有限寿命设计

有限寿命设计可大大减小零部件的尺寸和重量。估算零件疲劳寿命的主要方法是基于疲劳损伤积累是线性的这一假设或称迈内尔(Miner)定律。方程式为:

$$\sum_{i=1}^n \frac{N_i}{N_i} = 1$$

式中  $n$ ——规定应力下,工作作用的循环数;  
 $N_i$ ——规定应力下,  $S-N$  曲线的横坐标。

减速器的末级传动中,对于承载大,重量大的零件,应进行有限寿命设计。对于影响减速器寿命的零件,为了在使用中进一步减少破坏的概率,给出的使用寿命(或称更换时间)可取计算值的75%左右。

3.2 可靠性设计

可靠性设计包括精心选择可靠性好的结构和

重要零部件乃至整台减速器进行可靠性估算。计算方法有:

a. 概率计算 以零件的应力和强度都是正态分布为基本假设。运用正态分布的性质计算出零件不破坏的概率,即可靠度  $R$ :

$$R = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_{-\infty}^{\infty} e^{-\frac{t^2}{2}} dt$$

式中  $\alpha$ ——可靠度系数:

$$\alpha = \frac{\bar{x}_s - \bar{x}_\sigma}{\sqrt{S_s^2 + S_\sigma^2}}$$

$\bar{x}_s, \bar{x}_\sigma$ ——强度、应力的均值;

$S_s, S_\sigma$ ——强度、应力标准方差。

利用正态分布积分表,可由  $\alpha$  查得  $R$  或者由  $R$  查得  $\alpha$ 。它们之间常用的对应关系见表9.1-1。

表9.1-1  $R$ 和  $\alpha$ 的对应关系

$R$	$\alpha$	$R$	$\alpha$
0.9	1.288	0.9999	3.719
0.95	1.645	0.99999	4.265
0.99	2.326	0.999999	4.753
0.995	2.576	0.9999999	5.199
0.999	3.091	0.99999999	5.612

在可靠性设计中,用正态分布参数间的代数运算,其运算规则见表9.1-2。

表9.1-2 正态分布函数的运算

$\sigma$	$\bar{\sigma}$	$S_\sigma$
$K$	$K$	$0$
$KA$	$K\bar{A}$	$S_A$
$A+K$	$\bar{A}+K$	$S_A$
$A \pm B$	$\bar{A} \pm \bar{B}$	$\sqrt{S_A^2 + S_B^2}$
$\frac{A}{B}$	$\frac{\bar{A}}{\bar{B}}$	$\frac{1}{\bar{B}} \sqrt{\frac{A^2 S_B^2 + B^2 S_A^2}{B^2 + S_B^2}}$
$AB$	$\bar{A}\bar{B}$	$\sqrt{\bar{A}^2 S_B^2 + \bar{B}^2 S_A^2}$
$A^2$	$\bar{A}^2$	$2\bar{A}S_A$
$A^3$	$\bar{A}^3$	$3\bar{A}^2 S_A$

在表9.1-2中,  $K$ 为常数;  $A, B, C$ 都为正态分布函数;  $\bar{A}, \bar{B}, \bar{C}$ 分别为它们的均值;  $S_A, S_B, S_C$ 分别为它们的标准方差。

零件强度的标准方差,可由材料强度的标准方差并考虑零件尺寸及表面各种状态而得到。材料强度的标准方差在无资料可查时可取疲劳强度  $[\sigma_{-1}]$  的10%。

b. 以威布尔分布来表达强度分布的函数 运

用伦得伯格-帕尔格恩(G. Lundberg-A. Palmgren)理论计算出零件一定可靠度的寿命值或一定寿命的可靠度。

c. 运用减速器零件的统计数据来估计新的设计 它主要用于方案设计中对其可靠性进行估计。

### 3.3 破损安全设计

对影响飞行器安全的重要零、部件要有一定的多余度,当某一部分损坏时,仍能继续执行任务或不致发生严重事故。如叠片联轴器的片数要保证若干片断裂后仍能继续传动扭矩;减速器的固定支臂断一根后仍能起正常支撑作用;多套功能相同的附件应经不同的传动路线驱动;避免使用开口档圈、垫圈等等。对于军用直升机该项内容更为全面,如:优先选用高断裂韧性的合金以减缓裂纹的扩展速度;零、部件的尺寸与一般弹头相比要足够大等等。

### 3.4 单元化设计

它是提高减速器的可靠性,改进维护性和降低维护成本的主要措施之一,并可在外场迅速更换有故障的单元,提高直升机的有效性。单元化设计的减速器各单元之间应互相隔离防止某单元产生的污物扩散;每个单元要设置金属屑检测器,在外场不需要专用工具能迅速更换单元体。

## 4 主减速器的结构及方案布置比较

### 4.1 主减速器的结构

图9.1-1为SA-321直升机主减速器结构图。它由三台发动机驱动,两台在主减速器之前,一台在之后,最大传动功率3042kW。主减速器有四级传动,斜齿轮并车减速,螺旋锥齿轮换向减速和两级行星减速。总传动比为28.57,总重量788kg,翻修寿命1000h。

### 4.2 主减速器方案布置比较

#### 4.2.1 换向并车

a. 并车后换向 见图9.1-2。由两级传动组成,结构紧凑,应用广泛,适合于发动机轴线平行布置。第一级圆柱齿轮并车允许较高的线速度,因此主动齿轮轴往往直接与发动机传动轴相联,为增

大传动比主从动齿轮可偏置。一级采用斜齿。第二级换向锥齿轮减速单路传递线荷,由于载荷大,因此尺寸较大,还须防止断齿。

b. 换向后并车 见图9.1-3。由两级传动组成,双路传递载荷,高度尺寸较大。发动机轴线可不平行,适用于中、小型动力装置。对于大功率发动机应采用分流传动以保证锥齿轮可靠工作。并车级可采用直齿、斜齿、或人字齿。

c. 同时换向并车 见图9.1-4。单级传动,双路传递载荷。在该级传动之前,往往需加一级锥齿轮换向减速,以便与发动机相联。适合于大中心距发动机布置。锥齿轮较多,成本较高。

#### 4.2.2 双级行星

a. 位于主减速器下部 见图9.1-5。使主减速器成锥体形状,由底盘传递反扭矩。三级行星架与旋翼轴的联接位于轴弯矩最小处,改善了行星级的工作条件,易保证行星级的润滑。旋翼轴较长,太阳齿轮要足够大,以通过旋翼轴。

b. 位于主减速器上部 见图9.1-6。多数主减速器采用该布置。各级零部件的安排灵活多样。旋翼轴较短,传扭路线短。太阳轮的尺寸不受轴尺寸的限制。

#### 4.2.3 旋翼轴及支承轴承

a. 向心推力球轴承和滚子轴承支承 见图9.1-7。应用广泛,旋翼轴是主减速器的组成部分。轴承有两种布置:①球轴承位于轴中部,滚子轴承位于轴下部。②滚子轴承位于轴中部,球轴承位于轴下部。球轴承可由1~2个轴承组成。轴支点离桨毂中心较远、弯矩大,轴承载荷大、轴较长。

b. 圆锥滚子轴承支承 见图9.1-8。轴承数量少,承载能力大。支点离桨毂中心近、轴短。轴及支承壳体与主减速器脱离成为独立部件,便于主减速器在机上安装和拆卸。轴下部与主减速器用花键相联,主减速器仅传递扭矩。

c. 采用双轴 见图9.1-9。为独立部件。外轴为静轴,支承升力系统并承受其载荷;内轴为动轴,仅传递扭矩。该结构的优点:①能防止旋翼系统在坠毁事故中松脱和桨叶撞击而穿透空勤人员座舱;②当主减速器被卡住时,能保证旋翼自转;③主减速器在机上拆装方便。

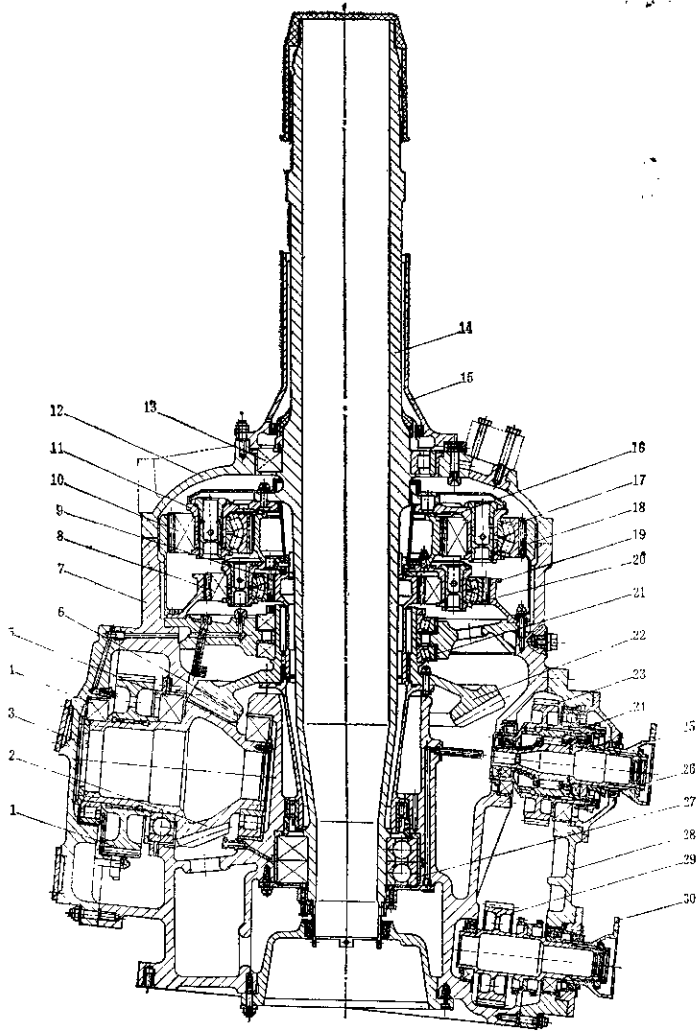


图9-1-1 SA-321直升机主减速器

- 1—并车从动斜齿轮 2—换向主动螺旋锥齿轮 3—主壳体前盖 4—向心滚子轴承 5—向心推力球轴承 6—向心滚子轴承 7—主壳体 8—双列向心球面滚子轴承 9—一级太阳齿轮 10—二级行星齿轮 11—二级行星架 12—上壳体 13—向心滚子轴承 14—旋翼轴 15—自动倾斜器导套 16—二级太阳齿轮 17—双列向心球面滚子轴承 18—二级固定齿圈 19—一级固定齿圈 20—一级行星齿轮 21—圆锥滚子轴承 22—轴向从动螺旋锥齿轮 23—二级从动斜齿轮 24—滚柱 25—输入法兰盘 26—圆周石墨密封 27—向心推力球轴承组 28—主壳体后盖 29—传动从动齿轮 30—尾传动输出法兰盘

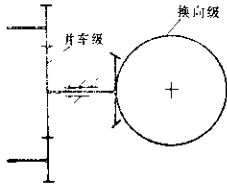


图9.1-2 并车后换向方案简图

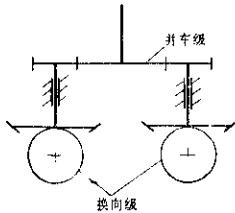


图9.1-3 换向后并车方案简图

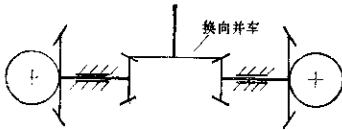


图9.1-4 同时换向并车方案简图

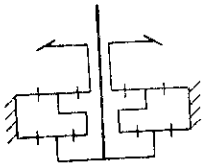


图9.1-5 双级行星位于主减速器下部

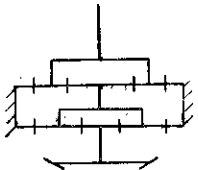


图9.1-6 两级行星位于主减速器上部

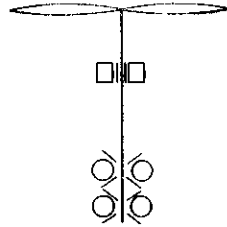


图9.1-7 向心推力球轴承和滚子轴承支承

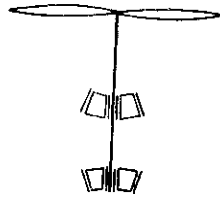


图9.1-8 圆锥滚子轴承支承

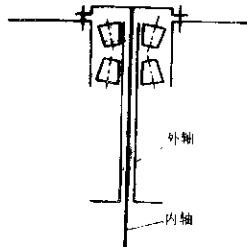


图9.1-9 采用双轴

## 5 常用的减速级型式和特点

### 5.1 行星传动

a. 单级行星 见图 9.1-10。体积小、重量轻、结构简单,应用广泛。传动比  $i_{AX}^B = 1 + \frac{z_B}{z_A}$ ,

$i_{AX}^B$  的推荐值为 3~6。高速行星传动中,行星轮应采用滑动轴承,为减小径向尺寸,提高承载能力,可使用电子束焊接的人字齿轮。双级行星应合理匹配两级传动比,对于大功率传动,第二级应有尽量多的行星轮,对于中、小功率可使两级参数相同。总传动比取 7.3~20,第一级取 3~6,第二级取

2.3~4。

b. 重行星 见图9.1-11。径向尺寸较小，轴向尺寸大，一般采用斜齿，行星轮的轴向力可抵消一部分。设计中应注意加强行星轮的支承刚性，传动比

$$i_{AX}^B = 1 + \frac{z_C \cdot z_B}{z_A \cdot z_D}, i_{AX}^B \text{ 一般小于 } 17。$$

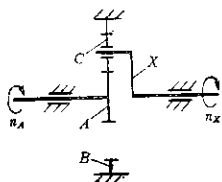


图9.1-10 单级行星

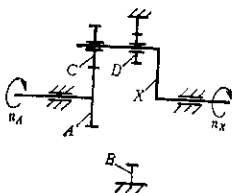


图9.1-11 重行星

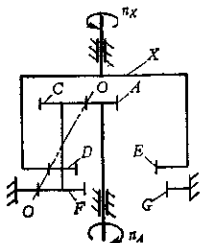


图9.1-12 自由行星

c. 自由行星 见图9.1-12。传动比大，效率高，行星轮载荷均布好，具有发展潜力。共轴的行星齿轮组件必须沿平衡线OO'排列，为了承受径向载荷和离心力，必须设置三个滚动环。传动比

$$i_{AX}^G = \left(1 + \frac{z_G \cdot z_C}{z_F \cdot z_A}\right) / \left(1 - \frac{z_G \cdot z_D}{z_F \cdot z_B}\right), i_{AX}^G < 30。$$

d. 重合行星 见图9.1-13。结构较复杂，双路传递功率，允许较高的输入转速。功率分配由齿数决定，差动路传递30~40%功率，跨轮路传递其

余功率。从动齿轮D也可单独输出而设计成同轴双

桨差动减速器，传动比  $i_{AX} = 1 + \frac{z_B}{z_A} + \frac{z_B z_D}{z_A z_C}$ ， $i_{AX} < 20$ 。

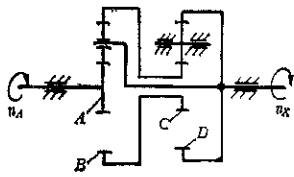


图9.1-13 重合行星

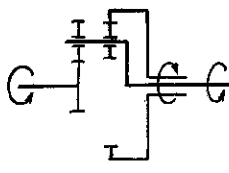


图9.1-14 重行星差动

### 5.2 差动齿轮传动

重行星差动见图9.1-14，以单行星和重行星差动用得较多。与行星传动相比，径向尺寸小，齿面磨损小、效率高。结构和操纵系统较复杂，内轴轴承安排较困难。传动比不定，一般小于15。

### 5.3 定轴传动

a. 内啮合 见图9.1-15。结构简单，传动比较小，可用于高速输入。中介齿轮可设计成双齿轮以提高传动比， $i_{AB} < 4$ 。

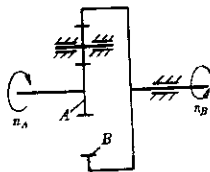


图9.1-15 内啮合

b. 外啮合 见图9.1-16。外啮合同轴传动取消了内齿轮，中介齿轮常用斜齿轮。中介轴的个数为2~3， $i_{AD} < 7$ 。

c. 滚柱齿轮传动 见图9.1-17。效率高，传

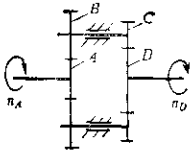


图 9.1-16 外啮合

动比大，可靠性好，可用于主减速器末级传动。主要元件是齿轮和滚柱，齿轮传递扭矩，滚柱承受径向载荷，滚柱直径等于齿轮节圆直径，除最后一层外，其它中间齿轮轴不需要支承。传动比  $i_{AF} = \frac{z_B z_D z_F}{z_A z_C z_E}$ ,  $i_k < 30$ , 其中  $i_{AB} > 1$ 。

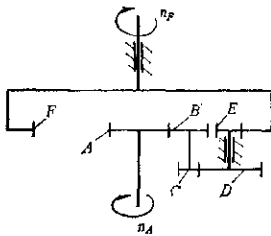


图 9.1-17 滚柱齿轮传动

## 6 载荷的初步确定

设计主减速器首先必须确定功率谱。功率谱由

直升机重心处过载系数  $n=1$  及  $n \neq 1$  的各种载荷情况构成。

$n=1$  的载荷情况占了绝大部分飞行时间。根据直升机的起飞重量及性能要求，发动机的特性数据和旋翼的几何参数计算出各种飞行状态下旋翼轴传递的总功率，见表 9.1-3。

表 9.1-3 典型飞行中各种状态的时间百分比统计

飞行状态	百分比(%)
在地面和静升限悬停	3~10
以 $\mu=0.02 \sim 0.15$ 作地面小速度飞行	10
近地面从 $\mu=0$ 到 $\mu=0.15$ 的加速飞行	2
以起飞功率进行爬高	5~10
以巡航速度水平飞行	40~65
以最大速度水平飞行	5~10
升桨带功率下滑	4~9
升桨自转下滑	1~5
消速飞行	
运输直升机	2次/h
旅客及多用途直升机	5次/h

注： $\mu$  为升桨的工作状态特性系数。

旋翼轴，拉力轴承及支承壳体等与升力系统联接的零部件其疲劳寿命往往取决于过载系数  $n \neq 1$  的载荷情况（见表 9.1-4）。

为了在直升机坠毁环境下保护机上人员的安全，减速器支承壳体，悬翼轴等零件还要能承受下

表 9.1-4 机动飞行时极限过载系数及时间百分比统计

类型	极限过载系数	任务类型	次/h	百分比(%)
一类	+3.5, -0.5	攻击、观测、运输、多用途		
二类	+3.0, -0.5	普通型, 运货 (有效载荷 < 2250kg)	~50	<0.01
三类	+2.5, -0.5	运货 (有效载荷 > 2250kg)		

面单独作用的载荷：

方向	加速度 (g)
侧向	$\pm 18$
纵向	$\pm 20$
垂直	+20, -18

在自转飞行中，是由旋翼带动主减速器，因而齿轮工作面改变，在某些轴承上可能产生反向载荷。尽管这些载荷不大，但在齿轮设计和轴承选型中必须考虑这一状态。

## 7 航空齿轮设计

### 7.1 圆柱齿轮的基准齿形参数

圆柱齿轮的基准齿形参数按 A 型、B 型（见图 9.1-18）给定如下：

(1) 齿形角  $\alpha$ ,  $20^\circ$ 、 $25^\circ$ ;

(2) 工作齿高  $k'$ :  $k' = 2m$ ;

(3) 基准齿形的分度线是工作齿高的平分线，在分度线上齿厚与齿间相等；

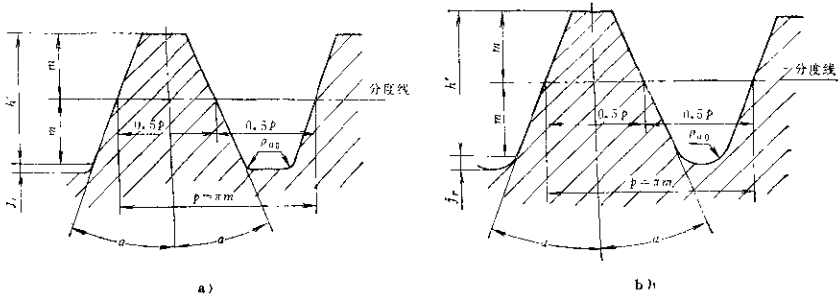


图9.1-18 圆柱齿轮的基准齿形参数  
a)A型 b)B型

(4) 径向间隙  $j_n$ ;

当  $\alpha = 20^\circ$ , A型时:  $j_n = 0.25m$ ;

当  $\alpha = 20^\circ$ , B型时:  $j_n = 0.20m$ ;

当  $\alpha = 25^\circ$ , B型时:  $j_n = 3.20m$ 。

(5) 齿根圆弧半径  $\rho_{ag}$ ;

当  $\alpha = 20^\circ$ , A型时:  $\rho_{ag} = 0.380m$ ;

当  $\alpha = 20^\circ$ , B型时:  $\rho_{ag} = 0.448m$ ;

当  $\alpha = 25^\circ$ , B型时:  $\rho_{ag} = 0.352m$ 。

为提高齿轮承载能力,必要时可以采用非标准的齿形角和齿高,调整范围如下:

(1) 齿形角  $\alpha$ :  $20^\circ \sim 28^\circ$ ;

(2) 工作齿高  $h'$ :  $1.8m \sim 2m$  (对内齿轮可将齿顶高  $h$  再减小  $0.1m$  (即工作齿高为  $1.7m \sim 2m$ ))。

选择上述参数时,应保证:

(1) 轮齿接触和弯曲疲劳强度及胶合承载能力符合设计要求;

(2) 端面重合度  $e_a$  为  $1.2 \sim 1.8$ , 一般不应小于  $1.4$ ;

(3) 端面齿顶厚不小于  $0.4m_n$ 。

航空渐开线圆柱齿轮的传动公差见 HB0-91-88《渐开线圆柱齿轮传动模数基准齿形公差》。

## 7.2 圆锥齿轮的齿形参数及公差

在航空减速器中,一般采用博格森制螺旋锥齿轮,几何尺寸和传动公差见 HB0-92-76《圆锥齿轮传动公差》。

为保证传动平稳和提高齿轮承载能力,总重合度应在  $1.75$  以上,单个齿轮的侧隙分配值见表 9.1-

5, 齿轮副的最大(最小)侧隙是两齿轮最大(最小)侧隙分配值之和。

在轻载荷下的理想接触斑点是沿齿宽中部偏小端接触,斑点中心应位于离小端  $\frac{1}{3}$  齿宽处,斑点长度占齿宽的  $1/2$ 。在全载荷下的理想接触斑点应沿齿形的顶部和根部及两端部逐渐减轻,在齿的边缘上应无载荷集中,应无不良接触斑点。

轮坯公差见表 9.1-6。

## 7.3 齿轮的精度和齿面粗糙度

直升机主减速器齿轮常用的精度及齿面粗糙度见表 9.1-7, 发动机减速器的齿轮常采用 4~5 级精度。圆柱齿轮的齿顶圆和齿根圆直径的公差可分别按  $d_5$  和  $d_6$ 。

## 7.4 齿轮的设计计算

齿轮传动的主要尺寸可参照相似的减速器用类比方法初步确定。航空减速器圆柱齿轮的齿宽系数

$\varphi_d$  ( $\varphi_d = \frac{b}{d}$ ) 范围(统计值)见表 9.1-8。

圆柱齿轮和圆锥齿轮的承载能力计算参见 HB/Z84.1-84~HB/Z84.4-85 和 HB/Z89.1-85~HB/Z89.4-85, 计算应力的推荐值见表 9.1-9。

## 7.5 齿轮的热处理要求

航空圆柱外齿轮和螺旋锥内齿通常采用渗碳热处理,内齿轮通常采用氮化处理。齿面合适的有效渗碳层深度可按下式近似确定:

表9.1-5 单个齿轮的侧隙分配值

μm

精度等	端面模数 (mm)	代 号	分度圆直径 (mm)				
			>50 ~80	>80 ~120	>120 ~200	>200 ~320	>320 ~500
4	>2.5~6	$f_{m10}^*$	70 150	75 160	80 180	90 210	100 250
	>6~10	$f_{m20}^*$	95 180	100 190	110 210	120 240	130 280
5	>2.5~6	$f_{m10}^*$	70 150	75 160	80 190	90 220	100 250
	>6~10	$f_{m20}^*$	95 180	100 190	110 220	120 260	130 280
6	>2.5~6	$f_{m12}^*$	70 170	75 180	80 200	90 240	100 280
	>6~10	$f_{m22}^*$	95 200	100 210	110 240	120 260	130 300
7	>2.5~6	$f_{m10}^*$	70 190	75 210	80 240	90 280	100 320
	>6~10	$f_{m22}^*$	95 200	100 240	110 280	120 320	130 360

表9.1-6 轮坯公差

μm

偏差名称	直径或模数(mm)		精度等级		
			4	5, 6	7
轮冠距 极限偏差	模 数	>2.5~6	0 -30	0 -40	0 -55
		>6~10	0 -40	0 -50	0 -70
齿顶圆 极限偏差	齿顶圆	>50~120	0 -30	0 -50	0 -70
		>120~260	0 -40	0 -65	0 -90
	直 径	>260~500	0 -55	0 -80	0 -120
顶锥角 极限偏差			+8' 0	+10' 0	+20' 0

圆柱齿轮

$$h_{eff} = 2.27 \times 10^{-5} \frac{\sigma_H d_1 \sin \alpha_n}{\cos^3 \beta_v} \left( \frac{n}{n+1} \right) \text{ mm}$$

圆锥齿轮

$$h_{eff} = 2.27 \times 10^{-5} \frac{\sigma_H d_{m1} \sin \alpha_n}{\cos^2 \beta_v} \left( \frac{n}{n+1} \right) \text{ mm}$$

式中  $h_{eff}$ ——齿高中部有效渗碳层深度 mm,  
 $\sigma_H$ ——计算接触应力  $\text{N/mm}^2$ ,  
 $d_{m1}$ ——圆锥齿轮小轮中点分度圆直径 mm;  
 $\beta_v$ ——圆锥齿轮中点当量圆柱齿轮基圆螺旋角 ( $^\circ$ ).



表9.1-7 直升机主减速器齿轮常用的精度和齿面粗糙度

		圆柱齿轮		圆锥齿轮
		外齿轮	内齿轮	
传动精度		HBO-91-88 5-5-5级	HBO-91-88 7-6-6级	HBO-92-88 5-6级
齿面粗糙度 $R_a(\mu m)$	工作面	0.63~0.16	1.25	1.25~0.63
	非工作面	1.25	1.25	1.25

表9.1-8 航空减速器圆柱齿轮的齿宽系数范围

分度圆直径(mm)	齿宽系数 $\phi_d$
50~80	0.25~0.65
80~140	0.25~0.52
140~220	0.1~0.37
220~350	0.09~0.22
350~500	0.09~0.11
500~700	0.045~0.11

表9.1-9 计算应力推荐值  $N/mm^2$

	计算接触应力	计算弯曲应力
圆柱齿轮	850~1120	380~520 对行星轮和中间轮可取 270~360
圆锥齿轮	1350~1550	350~450

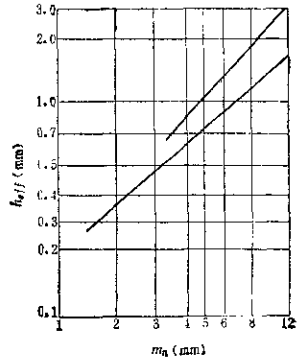


图9.1-1c 有效渗碳层深度经验值

有效渗碳层深度也可以按图9.1-1b的经验值选取。

为防止齿顶脆性，有效渗碳层深度应小于  $0.4m_n$  (圆柱齿轮) 或  $0.4m_{m_n}$  (圆锥齿轮)，( $m_{m_n}$  为中点法向模数)。

航空减速器齿轮的热处理要求见表9.1-10。

氮化后表面磨去层厚度可取为  $0.02 \sim 0.08$ 。

表9.1-10 航空减速器齿轮的热处理要求

钢种	硬 度		渗碳深度(mm) 氮化	检验类别
	表面	心 部		
12Cr2Ni4A	$HRC \geq 58 \sim 60$	HRC35~44	0.3~0.6	$I_C$
18Cr2Ni4WA			0.6~0.9	
			0.9~1.2	
			1.2~1.8	
38CrMoAlA	$HR_{N10} \geq 90$	HB263~323 (非渗氮表面) HB291~323	0.2~0.4 0.4~0.75	$I_N$

## 7.6 齿轮的结构设计

(1) 为避免边缘应力集中，可沿齿形面与齿顶圆转接处倒圆  $R0.1 \sim 0.3$ ，沿齿端面周边转接处倒圆  $R0.3 \sim 0.6$  或  $R0.2 \sim 0.4$ ，当  $m > 5$  时，可倒圆  $R0.5 \sim 0.8$  或倒角  $1 \times 45^\circ$  并抛光。负荷较大的齿轮齿的两边可有  $8^\circ \sim 15^\circ$  倒角，如图9.1-20所示。

(2) 齿轮的边缘应具有足够的强度和刚度，圆柱齿轮的轮缘厚度一般可以取为  $1.2h$ ，当齿轮刚

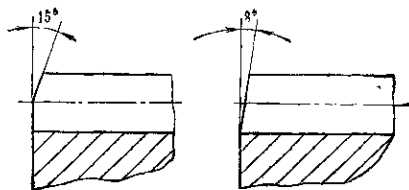


图9.1-20 齿轮齿的倒角

性较差时，可以取为 $1.5h \sim 1.5h$ 。在极限情况下，有轮辐部分的外齿轮的轮缘厚度不小于 $0.75h$ ，无轮辐部分的外齿轮和内齿轮的轮缘厚度不小于 $h$ 。负荷较大的齿轮轮缘上应有加强凸边。

(3) 齿轮轴应不在系统的共振转速范围内工作。在航空减速器中，广泛采用齿廓修形来减小圆柱齿轮的啮合振动，修形量一般为 $0.005 \sim 0.02\text{mm}$ ，根据载荷、系统的刚性条件和精度由试验确定。此外，可以采用增加结构阻尼或改变齿轮临界转速的方法减小应力峰值，如在轮缘上设置调频环或阻尼环，见图9.1-21。

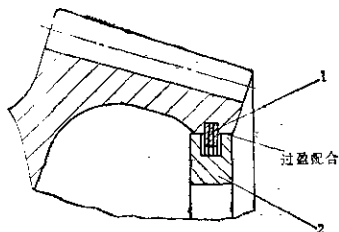


图9.1-21 设置调频环或阻尼环的轮缘  
1—加重阻尼环 2—调频环

(4) 在航空减速器中，为减小轮齿偏载，通常可以采用螺旋角修正（用于斜齿轮），鼓形修正或适当减小齿宽和提高减速器壳体刚性的方法。在行星齿轮传动中，可以采用行星齿轮球面滚子轴承（见图9.1-1）或曲线形轮辐的行星轮（见图9.1-22）。为适应内齿轮的变形，可将内齿轮两齿面齿向修形（见图9.1-23）或增加内齿轮轮圈柔度（见图9.1-1）。

(5) 承载较大的齿轮轴应尽量采用大直径薄壁结构，内表面转折处应尽可能作成大圆角。齿轮盘的轮毂应作成不等厚的锥形壁形状。尽可能接近等强度。

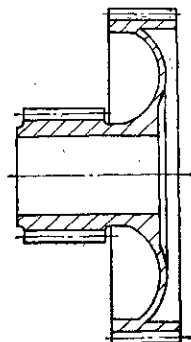


图9.1-22 曲线形轮辐

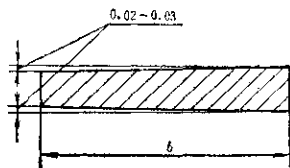


图9.1-23 齿向修形

(6) 应尽量采用整体结构以减少结合面之间的磨蚀疲劳。

(7) 齿轮一般用内圆柱面与轴定心，定心凸缘宽度应大于 $4\text{mm}$ 。

(8) 通常采用渐开线花键传递扭矩，花键齿长与节圆直径之比可以取为 $0.4 \sim 1.0$ 。在同时传递弯曲及扭转载荷的地方，如大型锥齿轮轮圈与轴的联接，采用预应力螺栓，效果更好。

## 7.7 行星齿轮传动的结构设计

为保证各行星轮之间载荷分配均匀，航空减速器的行星齿轮传动要求较高的加工和装配精度，并采用基本构件浮动的均载机构。此外，还有的采用如下措施：

(1) 双壁分叉式行星架两壁板与行星轮轴的连接处安装球形衬套；

(2) 行星架短轴为柔性结构，见图9.1-24；

(3) 结构上允许内齿轮有一定径向位移。

表9.1-11为航空减速器行星齿轮传动（双壁式

图 9.1-21

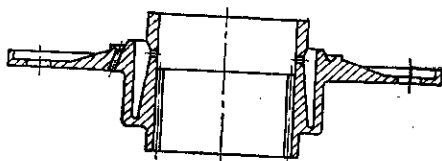


图9.1-24 行星架短轴为柔性结构

表9.1-11 行星传动设计要求举例  
(双壁式行星架)

项 目	数值(mm)
太阳轮与行星轮的中心距	136
行星轮个数	4个
行星架上行星轮轴安装孔轴线的位置度	$\phi 0.03$
两壁上行星轮轴安装孔轴线的同轴度	$\phi 0.01$
行星轮齿厚一套差	0.62
太阳轮与行星轮之间的齿隙	0.3~0.45
行星轮与内齿圈之间的齿隙	0.3~0.48
太阳轮渐开线花键处齿隙	0.29~0.41
内齿圈渐开线花键处齿隙	0.27~0.43

注: 装配时, 各行星轮的齿面径向跳动最高处应同时:  
对着与内齿圈的啮合处, 太阳轮与传动轴间的内  
外渐开线花键齿面径向跳动最高处应错开 $180^\circ$ 。

行星架)的设计要求举例。

在设计中, 可能出现齿数不满足装配条件的情况(如增加原减速器的行星轮个数以后), 此时可以采用行星轮沿圆周不等距分布的方式来保证装配。

太阳轮浮动花键的工作条件是很恶劣的, 需要合理安排喷嘴的位置并可以设置挡油盘等以保证花键结合面得到充足的润滑油和冷却。挡油盘的安排举例见图9.1-25。

## 8 航空减速器的常用材料

航空减速器常用材料的机械性能和应用举例见表9.1-12。材料的机械性能不应小于表中数值, 对合金结构钢应在锻件上沿纤维纵向切取试样。

## 9 润滑系统

### 9.1 典型的润滑系统

航空减速器多采用压力润滑系统, 图9.1-26为

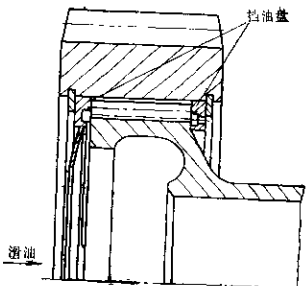


图9.1-25 挡油盘的安排

典型的直升机主减速器润滑系统。

减速器润滑系统常用的滑油泵有齿轮泵、叶片泵和转子泵; 滑油滤的过滤度用 $10\sim 40\mu$ , 超细油滤 $5\mu$ 以下, 当采用湿油槽时, 高度方向应留有足够空间, 以使含气泡的工作油面在齿轮和轴承之下; 滑油吸油管流速为 $1\sim 2\text{m/s}$ , 出油管流速为 $2\sim 4\text{m/s}$ ; 滑油喷嘴直径一般不小于 $0.8\text{mm}$ , 润滑剂目前多采用粘度5厘沱的合成滑油, 使减速器与发动机用油取得统一, 以简化维修。

### 9.2 润滑系统参数的确定

a. 滑油散热量 减速器发热量可由效率及传动功率算出:

$$Q_f = (1 - \eta)N$$

式中  $Q_f$ ——减速器的发热量 kW,

$\eta$ ——减速器效率;

$N$ ——减速器的最大功率 kW。

根据经验直升机减速器发热量至少有15%以机匣传导和辐射到周围空气中, 即滑油散热量 $Q_s$ 为总发热量的85%。

$$Q_s = 0.85Q_f \text{ kW}$$

b. 滑油循环量 $W$

$$W = \frac{Q_s}{\rho C_p \Delta T} \times 10^{-3}$$

式中  $W$ ——滑油系统的设计供油量, 即循环量  $\text{m}^3/\text{s}$ ;

$\rho$ ——滑油密度  $\text{kg}/\text{m}^3$ ;

$C_p$ ——滑油比热容  $\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ ;

$\Delta T$ ——滑油进出口温差, 通常取 $15\sim 40^\circ\text{C}$ 。

c. 滑油槽有效容量 一般为循环量的 $3.25\sim 0.5$ 倍。

表 9.1-12 航空减速器常用材料

材料牌号	热处理温度(°C)		抗拉强度 $\sigma_b$ (kg/mm <sup>2</sup> )	屈服点或 屈服强度 $\sigma_s$ 或 $\sigma_0$ (kg/mm <sup>2</sup> )	伸长率 $\delta_5$ (%)	收缩率 $\psi$ (%)	冲击值 $\alpha_k$ (kg·m/cm <sup>2</sup> )	应用举例
	淬 火	回 火						
12CrNi3A	730~810	150~170	100	70	11	55	11	附件传动齿轮、衬套、垫圈轴、销等
	油淬	空冷	90	65	12	55	12	
12Cr2Ni4A	730~810	150~170	105	80	12	55	10	重要齿轮、离合器、套圈联轴节、传动轴、销、衬套等
	油淬	空冷						
14CrNi5Si2Ni2MoA	800~840	150~200	110	90	12	55	10	重要齿轮
18CrNi4WA	850~880	150~170	120	90	10	45	10	重要齿轮、传动轴等
	空淬	空冷	115	85	11	45	10	
30CrMnSiA	880~910	510~570	110	85	10	45	5	套筒、接头、垫圈、盘等
	油淬	油冷						
38CrA	820~840	500~590	95	80	12	50	9	螺栓、螺母、垫圈、衬套、销、油嘴等
	温水淬或 840~860 油淬		油或水冷	90	80	12	50	
38CrMoAlA	930~950	600~670	95	80	15	50	10	经氮化处理的齿轮、齿轮盖副扭机构的固定座和活动座等
	油或温水冷	油或水冷	100	85	15	50	9	
40CrNiMoA	840~860	550~650	100	85	12	55	10	行星架、旋翼轴、浆轴、传动轴、盘联轴节、螺母等
	油淬	水或空冷	110	95	12	50	8	
50CrVA	850~870	460~520	130	110	10	45		弹簧
	油淬	油冷 100~500 油冷	130	110	10	45		
60Si2Mn	870	490	130	120	5 ( $\delta_{10}$ )	25		弹性挡圈、弹簧垫圈、弹簧
	油淬	回火						
GCr15	淬火回火状态		220~260	170~185				滚动轴承内外圈、液动体
LY11	淬火及自然时效 棒材直径 $\leq 160$		38	22	12			衬套、垫圈、油嘴、保持架等
ZL-105	砂型或金属型铸造，人工时效		16		0.5			壳体、盖等
	砂型铸造，淬火后不完全人工时效		23		0.5			
	金属型铸造，淬火后不完全人工时效		26		0.5			
	砂型或金属型铸造，淬火后稳定回火		20		1			
ZM-5	—		15		2			壳体、导油管等
	淬火		23		5			
	淬火后人工时效		23		2			
TC <sub>4</sub> (Ti-6Al-4V)	退火制度：750~800 保温1~2h，空冷		95		10	30	4	行星架、轴等

## 9-16 第九篇 专用 减速器

d. 滑油泵容量 一般应为循环量的1.2~1.6倍。

e. 滑油压力 通常取2~5bar。

f. 滑油温度 最低起油温度根据所用滑油不同而异,当采用5厘沱合成滑油时可在-40℃起油。当采用高粘度矿物油时,最低起油温度必须在10℃以上,最高进油温度一般不得超过120℃。

### 9.3 滑油量的分配及供油方式

每个转动构件所需的滑油量由发热量分析来确定。喷嘴直径由下式求出:

$$d = 0.95 \sqrt{\frac{W_L \mu}{\pi n} \sqrt{\frac{\rho}{\Delta p}}}$$

式中  $d$ ——喷嘴直径  $m$ , 通常取0.8~1.5mm,

$\mu$ ——喷嘴流量系数 0.6~0.8,

$n$ ——喷嘴数目,

$W_L$ ——工作部位要求的供油量  $m^3/s$ ,

$\Delta p$ ——喷嘴前后压差  $N/m^2$ ,

$\rho$ ——滑油密度  $N \cdot s^2/m^4$ 。

a. 齿轮润滑 重载齿轮均采用压力滑油喷射润滑,一般采用进入和退出啮合边同时喷射,进入喷射有利于改善润滑及提高承载能力,但在高速大齿宽时要防止困油现象,在退出啮合边喷射有利于齿轮冷却,供油量可占80%。

b. 轴承润滑 滚动轴承一般是对着保持架与内

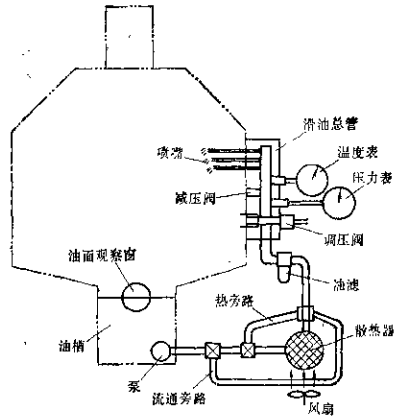


图9.1-26 直升机主减速器润滑系统

跑道之间的缝隙喷射,在高速轴承中,采用通过轴内径向孔离心供油润滑更为有效。

### 9.4 滑油系统监控

利用滑油系统对减速器工作情况进行监控是目前行之有效的办法,主要有,滑油压力和温度指示,滑油低压报警,滑油高温报警,金属屑报警,油滤堵塞指示,滑油光谱分析等。

## 第2章 船舶减速器

### 1 概述

船舶减速器的功能有减速、变速、离合、倒顺车、并车分车、折角、直角、功率输出、以及对桨等。

对于舰船,主机的类型以及推进方式,可由上述一种或多种功能组成齿轮传动机组,有齿轮减速器,多机并车齿轮传动,分车齿轮传动,倒顺离合器(包括减速),变速齿轮传动(双速、三速)、功率输出辅机齿轮传动(Pto)以及特种齿轮传动(对桨传动),V型(折角)及Z型(直角)传动等。

### 2 主机和螺旋桨的主要参数

主机的主要参数列于表9.2-1,螺旋桨的转速见表9.2-2。

### 3 船舶减速器的类型

#### 3.1 船用柴油机减速器

图9.2-1为一典型的内轮减速器机组布置系统,为了提高柴油机动力装置的倒车性能及脱开等要求,一般在主机和减速器之间设有离合器。

图9.2-2为一典型的并车齿轮传动机组布置系

表9.2-1 主机的主要参数

主机类型	功率 (kW)、(hp)	转速 (r/min)	大修期 (h)	反转特性	备注
柴油 机	高速 8~8000 (11~11000)	1000~2500	1000~5000	不可反转	
	中、高速 1478~4411 (2000~6000)	700~1000	2000~8000	不可反转	
	中速 150~1800 (204~24480)	300~800	8000~12000	可反转	
	低速 2588~30000 (3520~40000)	55~300	40000~100000	可反转	
汽轮机	2206~40440 (3000~50000)	3000~8000	~5000	可反转	
燃气轮机	8823~27570 (12000~37500)	3600~9000 (个别达11600)	100~1000	不可反转	用于加速机
	2573~3676 (3500~5000)	9000~13500	1000~5000	不可反转	用于巡航机

表9.2-2 螺旋桨转速

舰船类型	螺旋桨转速 (r/min)	备注
油船、大型货船	60~105	目前个别船用
快速定期货船、客货船	110~140	到45r/min
客船	140~180	
护卫舰、驱逐舰	200~400	
炮艇	400~800	
快艇、水翼艇、游艇	800~1800	

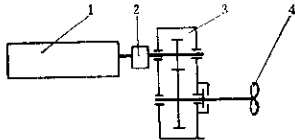


图9.2-1 齿轮减速器机组

1—主机(低、中速柴油机, 汽轮机)可反转或不可反转的 2—弹性联轴器或弹性离合器 3—减速器(包括双速或多速) 4—定距架或变距架(对主机不可反转的用变距架)

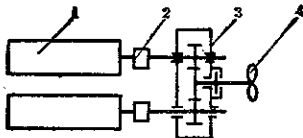


图9.2-2 并车齿轮传动机组

1—主机(柴油机燃气轮机), 二、三、四台同一机型或并机 2—高弹性联轴器或液力耦合器, 电磁滑差离合器 3—并车齿轮传动 4—变距架

统, 按舰船的工况可任意开动和脱开某一主机, 以满足多种工况需要。

图9.2-3为一典型的船用柴油机分车(分流式)齿轮传动系统。

图9.2-4为一典型的柴油机倒顺离合减速器机组布置系统。

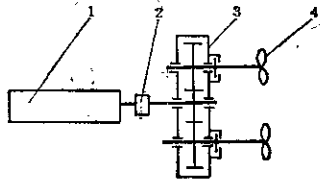


图9.2-3 分车齿轮传动

1—主机 2—联轴器 3—减速器 4—定距架

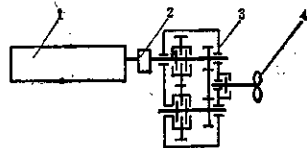


图9.2-4 倒顺离合减速器机组

1—主机(高、中速柴油机, 燃气轮机), 不可反转 2—弹性联轴器或刚性法兰 3—倒顺离合减速器 4—定距架

船用柴油机减速器广泛用于中、低速的大中型柴油机, 因其本身可逆转, 获得螺旋桨的正反转,

只要减速器通过齿轮减速, 以得到最佳的螺旋桨转速, 它也可与变距桨一起, 供各种柴油机配套使用, 可以实现倒顺车和减速, 而无须螺旋桨反转。

本减速器按其布置的方式, 可分为垂直异心、水平异心和同心以及行星四种, 其基本型式和选用详见表9.2-3。

表9.2-3 船用柴油机主减速器的基本型式

基本型式	代号	简 图	推荐或速 比范围	配套柴油机 (采用情况)	选用情况说明
立式异 向(外 啮合)	A1		1~8 常用 1.5~3	高、中速、 大、中、小 功率(普遍 采用)	结构简单、效率较高、成本较低可适用于单桨、双桨船 缺点是曲轴中心高出输出轴一对齿轮中心距, 对船的稳性、机座刚性有影响
异 立式同 向(外 啮合)	A2		1~8 常用 1.5~4	高速 中、小功 率(较少采 用)	结构简单、效率一般, 没有左、右机时可与立式异向齿轮减速器组合供双桨船使用 缺点是除有上述减速器缺点外, 因具有惰轮, 故减速比通用性较差, 惰轮轴承负荷较大, 刚性较差
心 卧式异 向(外 啮合)	A3		1~8 常用 1.5~4	高、中速 大、中、小 功率(少数 采用)	结构简单、效率高、成本低, 适用双桨船 缺点是曲轴与螺旋桨轴偏心, 单桨动力装置不宜布置
式 卧式同 向(外 啮合)	A4		1~8 常用 1.5~4	高速 中、小功 率(少数采 用)	结构较简单、效率一般, 没有左、右机时可与卧式异向齿轮减速器组合供双桨船使用 缺点是除有上述缺点外, 因具有惰轮, 故减速比通用性较差, 惰轮轴承负荷较大, 刚性较差
内啮合	A5		1~8 常用 1.5~4	高速 小功率 (很少采 用)立、卧 式都有, 立 式应用较多	结构简单, 效率一般, 曲轴与桨轴偏心距较上述小 缺点是内齿轮工艺较复杂, 轴承负荷较大, 刚性亦较差, 可用于单、双桨船不同向输出

(续)

基本型式	代号	简 图	推荐减速比范围	配套柴油机 (采用情况)	选用情况说明
功率分支式 (单级外啮合)	A6		1~8 常用 1.5~4	中速 大功率 (个别采用) 立、卧式都可	结构较复杂, 载荷、效率一般, 由于分支, 中心距和大小齿轮尺寸都较小, 日本三井最新采用IMT 缺点是不同心, 惰轮轴承负荷大, 换速比困难
立式 (双级外啮合)	A7		1.5~7 常用 1.5~8	高、中速 大、中、小功率 立式、卧式都可, 以立式为多	减速比范围较大, 曲轴与桨轴同心, 船舶稳性好, 不受影响, 可用于泵桨、双桨船 缺点是结构较复杂, 成本较高, 维修较复杂, 效率较低
功率分支式 (双级外啮合)	A8		1.5~7 常用 1.5~8	高、中速 大、中、小功率 (较少采用)	减速比范围较大, 曲轴与桨轴同心, 不影响船舶稳性, 能传递更大功率, 并减少大轮尺寸 缺点是结构复杂, 效率更低, 成本更高 联邦德国LS的ML系列, TACKLE HSCZ型
行星固定	A9		2.7~9 常用 1~8	高、中速 大、中功率 (一般采用, 近来有所发展)	减速比范围大, 同心、稳性好, 尺寸、重量小, 对船体变形影响小, 效率高 缺点是结构复杂, 工艺要求较高, 是船用最普遍的行星形式, 同方向
行星架固定	A10		1.7~8 常用 2~8	高、中速 大、中功率 (较少采用)	优缺点同上, 实际上系定轴功率分支内啮合传动, 可用于大功率、高速, 船用柴油机要求很小速比(1.8~3)及另外要求反方向时用得最多
太阳轮固定	A11		1.33~1.5	高、中速 大、中功率 (分别采用)	减速比范围小, 其余优缺点同上反方向转动, 适合于要求更小的速比



船用柴油机并车(汇流)齿轮传动装置,近年来应用也比较多,并车齿轮传动有双机、三机和四机并车。按齿轮数又可分二齿轮、三齿轮、五齿

轮、七齿轮(二级),七齿轮(分支)等。并车齿轮传动的基木型式见表9.2-4。

表9.2-4 船用柴油机并车齿轮传动

基本型式	代号	简图	推荐减速比范围	主要配套柴油机(采用情况)	选用情况说明
并车双齿轮减速传动	B1		1~6 常用 1.5~4	中速 大、中功率 (个别采用)	齿轮数最少,结构简单,可以水平,垂直偏心 缺点是轮齿受二台主机的作用力,尺寸较大,轴向长度大,二台机均载条件差,布置偏心
	B2		1~6 常用 1.5~4	中、低速 大、中功率 (普遍采用)	齿轮数少,结构简单,长度短 缺点是适用于两台发动机的轴线距离不大,否则大齿轮尺寸太大,需要切削机座,附件受到磨损
	B3		1~6 常用 1.5~4	中速 大、中功率 (一般采用)	齿轮数中等,结构一般,加了二个惰轮,以减小大齿轮的直径、重量,并降低齿轮圆周速度和噪声,适用于二台发动机的中心距较大的,如IV型发动机或十字头发动机
	B4		2.5~9 常用 3~6	中速 大、中功率 (个别采用)	齿轮数多,可以获得大的速比,大齿轮的直径可以减小 缺点是结构复杂,适用于二台发动机的中心距较大而减速比要求较大的
	B6		1~6 常用 1.5~4	中速 大、中功率 (个别采用)	齿轮数多,采用功率分支,可减小大齿轮直径及整个尺寸 缺点是结构复杂,要有均载装置,适用于功率很大的并车传动

(续)

基本型式	代号	简 图	推荐减速比范围	主要配套柴油机采用情况)	选用情况说明
并车 倒顺 减速 传动	四齿轮 B6		1~6 常用 1.5~4	中速 大、中功率 (个别采用)	齿轮数较少, 结构较简单, 其中一台位于船尾部, 能充分利用狭窄的船舱 缺点是大齿轮直径大, 长度尺寸大适用于三机并车传动
	三齿轮 B7		1~6 常用 1.5~4	中速 大、中功率 (个别采用)	齿轮数小, 结构简单, 多机分别选用, 经济性好 缺点是大齿轮直径大, 长度尺寸大, 控制复杂 适用于四机并车的渡船及滚装装卸货船(机舱尺寸较小)
机 并 车 倒 顺 传 动	五齿轮 Ba		1~6 常用 1.5~4	中速 大、中功率 (个别采用)	齿轮数中等, 结构一般, 大齿轮直径尺寸中等, 扭矩作用力较上面 B7 要小, 多机可分别选用, 经济性能好 缺点是空间尺寸大, 控制较复杂
	十一齿轮 B9		2.5~9 常用 3~6	中速 中等功率 (个别采用)	齿轮数多, 大齿轮直径尺寸较小, 采用双级减速, 可得到较大的减速比, 多机可分别选用, 经济性能好 缺点是结构复杂, 控制较复杂
双机 并车 单速	九齿轮 B10		1~6 常用 1.5~4 正车 $i_1$ 倒车 $i_2$ $= \pm \frac{z_0}{z_1} \cdot \frac{z_2}{z_0}$	高、中速 大、中功率 (一般采用)	是双机倒顺减速并车传动的较简单基本型式, 为二台倒顺离合减速器(C10)并联而成, 其减速比不大(单级), 正、倒车齿轮及离合磨合部通用 缺点是二个输入中心距尺寸小, 难以满足主机间中心距尺寸要求 联邦德国Renk公司的Swu2型系列

基本型式	代号	简图	推荐减速比范围	主要配套柴油机型(采用情况)	适用情况说明
双机并车 倒顺减速传动	B11		2.5~9 常用3~6 正车 <i>i</i> <sub>1</sub> = $\frac{z_b \cdot z_d}{z_a \cdot z_c}$ 倒车 <i>i</i> <sub>2</sub> = $\frac{z_b' \cdot z_d}{z_a \cdot z_c}$	高、中速 大、中功率 (个别采用)	由B10型的前端增加一级减速齿轮, 有较大的减速比和二个输入轴的中心距, 容易满足主机间中心距尺寸要求 缺点是离合器位于被动轴上尺寸, 重量增大 联邦德国LS公司的GVW型系列
双机并车 倒顺减速传动	B12		2.5~9 常用3~6 正车 <i>i</i> <sub>1</sub> = $\frac{z_c \cdot z_f}{z_b \cdot z_e}$ 倒车 <i>i</i> <sub>2</sub> = $\frac{z_c' \cdot z_f}{z_b \cdot z_e}$	高、中速 大、中功率 (一个采用)	由二个单机倒顺离合减速器与并车齿轮箱组成, 有较大的减速比和较大的二个输入轴的中心距, 全部对称, 通用件多 缺点是齿轮数多, 结构复杂 日本新潟MMG型及 日本大发公司DRD-17D和22D型
双机并车 双速	B13		1~6常用 正车 <i>i</i> <sub>1</sub> = $\frac{z_c \cdot z_f}{z_b \cdot z_e}$ 正车 <i>i</i> <sub>2</sub> = $\frac{z_c' \cdot z_f}{z_b \cdot z_e}$ 倒车 <i>i</i> <sub>3</sub> = $\frac{z_c'' \cdot z_f}{z_b \cdot z_e}$	高、中速 大、中功率 (一个采用)	本型式除了双机并车、倒顺减速功能外, 尚有正车双速, 并有功率输出齿轮传动供驱动轴机, 功能较全 缺点是结构复杂 联邦德国Renk公司的SW M2型系列

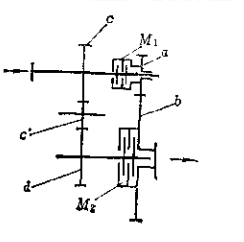
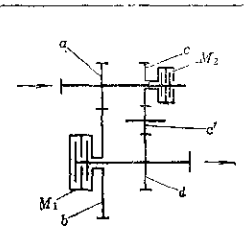
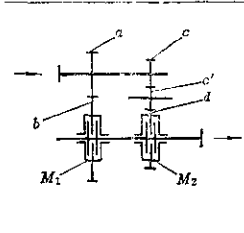
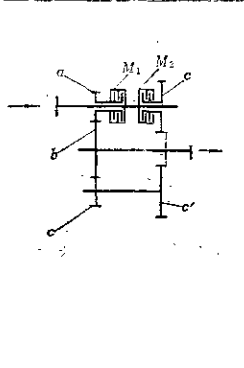
倒顺离合减速器对于中小型船用柴油机的配套是最广泛的, 它比上列减速器的应用还多。由于该类的柴油机的本身大都是不可逆转, 因此除了要齿轮传动减速, 还要能正、反转的齿系, 即倒顺离合减速器, 以实现倒顺车和减速。随着船舶动力装置的发展, 为了提高船舶的机动性, 即使柴油机本身可逆转, 往往也采用它。船用柴油机倒顺离合减速

器按结构及布置方式, 可分定轴圆柱齿系倒顺离合器和倒顺减速器, 单行星圆柱齿系(外啮合和内啮合)倒顺离合器, 单行星圆锥齿系倒顺离合器, 双行星圆柱齿系倒顺减速器, 定轴与行星圆柱齿系组合倒顺减速器以及行星圆柱齿系组合倒顺减速器等, 其基本型式和选用见表9.2-5。

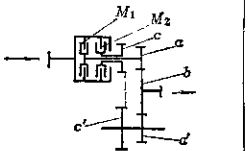
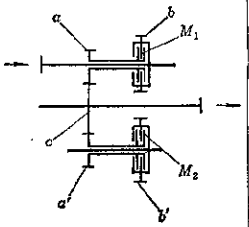
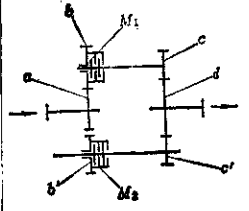
表 9.2-5 船用柴油机倒顺离合减速器的基本型式和选用

基本型式	代号	简 图	结 构 特 点	推荐配套情况
定轴四柱齿系倒顺离合器	C1		三轴五齿轮(有惰轮), 正车: $M_1$ 接合, $i_1=1$ ; 倒车: $M_2$ 接合, $i_2 = \frac{z_b}{z_a} \cdot \frac{z_d}{z_c}$ , 正车时效率较高(无齿轮啮合, 但有空转损失), 空车时无齿系转向损失, 倒车效率低(三对齿轮啮合)并有惰轮的缺点, 空车时带排扭矩小, 用一个操纵机构操纵, 二个串联离合器, 其接排性能好, 工作可靠(一个离合器接排的同时, 能确保另一个离合器断开)	通常其长度要比并联离合器大, 应用于中小功率正车不减速, 倒车减速比稍大于 1, 有同心输出要求的场合 个别采用 美国 Twin Disc 9028 型采用本结构
定轴四柱齿系倒顺离合器	C2		结构基本与 C1 相同, 但离合器 $M_1, M_2$ 并联, 空车时有二对齿轮啮合空转损失	长度较短, 应用于中小功率, 正车不减速, 倒车减速比稍大于 1, 有同心输出要求的场合 个别采用 联邦德国 Renk 厂的 SW F 型采用本结构
定轴四柱齿系倒顺离合器	C3		基本上与 C1 相同, $M_1$ 位于轮 a 内, $M_2$ 位于轴端, 与推力轴承并联 正车时效率较高(无齿轮啮合), 仅有空转损失, 空车时有二对空转损失, 倒车效率较低 空车带排扭矩小, 换排性能好	长度短, 应用于高、中、小功率, 正车不减速, 倒车速比略大于 1, 有同心输出要求的场合 个别采用 我国 QCL2 型采用本结构
定轴四柱齿系倒顺减速器	C4		三轴五齿轮(有惰轮), 速比通常为 2~6 正车: $M_1$ 接合, $i_1 = \frac{z_b}{z_a}$ ; 倒车: $M_2$ 接合, $i_2 = \frac{z_d}{z_c}$ , 正车时, 有一对齿轮啮合损失, 二对齿轮空转损失, 效率一般 空车时, 带排扭矩小, 无空转损失; 倒车时, 有二对齿啮合损失和一对齿空转损失, 效率较低, 结构简单, 有减速, 换排性能好, 可靠(同心), 离合器在高速轴, 扭矩小, 尺寸小, 重量轻	是一种带减速, 中、小功率异心布置的典型结构 60~70 年代用得较多, 联邦德国 Renk 厂的 WDV 型, Reintjes 厂的 MW 型及我国 ZF 55.80, 180 型均属此种结构, 近年来均被淘汰

(续)

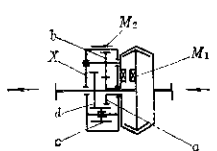
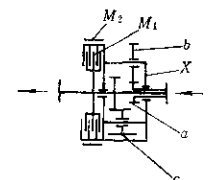
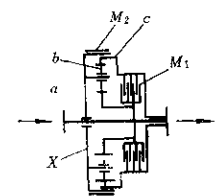
基本型式	代号	简 图	结 构 特 点	推 荐 配 合 情 况
异心, 减速, 离合器 $M_1$ 、 $M_2$ 并联	C5		结构基本同 C4, 唯二个离合器并联在主、从动轴上, 长度较短, 二个离合器分别控制, 故控制性能差, 另外, 被动轴上离合器尺寸较大	用得很少
定轴内系 异心, 减速, 离合器 $M_1$ 、 $M_2$ 串联在二根轴上	C6		结构基本同 C5, 唯离合器串联在轴端, $M_2$ 与推力轴承并装, 故长度尺寸不大, 由于离合器 $M_1$ 在被动轴上, 尺寸较大, 拆换离合器方便	用得很少
定轴内系 异心, 减速, 离合器 $M_1$ 、 $M_2$ 串联	C7		结构基本同 C4, 唯二个离合器串联, 在被动轴上, 其扭矩较大, 但由于被动齿轮也大, 如能将离合器设计在齿轮内部, 则长度可以缩短, 如公用一个齿轮机构, 则换排性能好	瑞士SLM, 英国MWD的MW, A型采用环牙式离合器结构 用得很少
定轴内系 异心, 减速, 离合器 $M_1$ 、 $M_2$ 串联在齿系中间(同一根轴上)	C8		三轴五齿轮(无惰轮) 正车: $M_1$ 接合, $i_1 = -\frac{z_b}{z_a}$ 倒车: $M_2$ 接合, $i_2 = \frac{z_c}{z_a'} \cdot \frac{z_b}{z_c'}$ $= -\frac{z_b}{z_a'}$ (通常 $z_a = z_a'$ , $z_b = z_b'$ ) 效率、特点及损失同 C4 基本相似, 唯设有惰轮这一缺点。可使二个离合器齿 $a$ 与齿 $a'$ , 齿 $c$ 与齿 $c'$ 做成一样, 即正倒车功率速比都一样, 正倒车可互换, 既能配变柔机左右机之用, 又简化零件的品种	是一种带减速, 异心, 离合器串联的新型结构, 以代替过去常用的惰轮 (C4) 结构 适用于大、中、小功率, 联邦德国ZF厂的BW型系列, 英国Napier三角形柴油机配套的齿轮箱均属此类型

(续)

基本型式	代号	简 图	结 构 特 点	推 荐 配 套 情 况
异心, 减速, 离合器 $M_1, M_2$ 串 联在输入端 (同一根轴 上)	C8		基本同C8 优点: 由于二离合器位于输入端, 轴系及齿轮箱体长度小, 刚性好, 重量轻, 采用公用控制活塞, 安全可靠 缺点: 离合器支承结构复杂, 如分别控制, 结构亦复杂 要确保换排安全可靠 (保证离合器先脱开后再接合另一个离合器)	这是一种较为理想的结构, 但由于轴端支承及控制困难等原因, 尚用得不多 美国 Snow-Nabstadt 厂的 SN-3600 型及英国 Western 齿轮厂的 RH 及 RV, 美国 Caterpillar T241 型均属于此类型
定轴圆柱系倒顺减速器 异心, 减速, 离合器 $M_1, M_2$ 并 联	C10		三轴五齿轮(无惰轮) 正车: $M_1$ 接合, $i_1 = -\frac{z_c}{z_a}$ 倒车: $M_2$ 接合, $i_2 = \frac{z_a'}{z_b} \cdot \frac{z_c}{z_d'}$ 正车一对齿啮合效率较高, 倒车二对齿啮合效率较低, 正倒车速比功率都一样, 可以互换为左右机配置, 由于离合器并联在轴端, 尺寸短, 拆检方便, 离合器带排扭短小, 控制要求高, 无惰轮的缺点 齿系 $a' = a, b' = b$ , 轴系相同, 故简化了品种, 交换速比方便	是异心减速用得最少的一种结构, 结构断面简单 联邦德国 LSIM GUU 及 GUS 型, Renk 厂的 SWV 型, 日本新潟 MG V 型, 大友厂的 DRA 型, 美国 Twin Disc 及 Western 的 PCMP 型美国 MWD 厂的 MWIA 型及我国杭州齿轮厂的 40、120、136、300 型均属此结构
同心, 减速, 离合器 $M_1, M_2$ 并 联	C11		四轴六齿轮 正车: $M_1$ 接合, 传动链 $a \rightarrow b \rightarrow c \rightarrow d, i_1 = -\frac{z_b}{z_a} \cdot \frac{z_d}{z_c}$ 倒车: $M_2$ 接合, 传动链 $a \rightarrow b \rightarrow b' \rightarrow c' \rightarrow d, i_2 = \frac{z_b}{z_a} \cdot \frac{z_b'}{z_1} \cdot \frac{z_d}{z_2}$ 正车二对齿啮合, 倒车三对齿啮合, 效率较低, 正倒车速比有些差别, 不利于左右机通用, 是同心减速器装置中齿轮数最少的一种, 并联联轴器尺寸短, 要求有较好的控制	是同心减速器中最简单的一种, 适用于大、中、小功率 日本岛津的 MW 型及 IHI 的 SRGN 型, 联邦德国 Renk 厂的 SWUF 型, 我国的 760 型均属此类结构

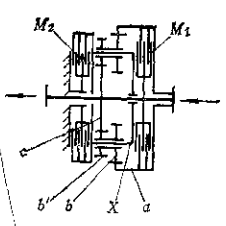
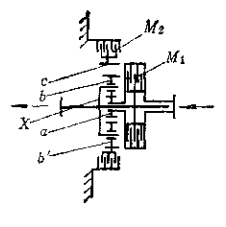
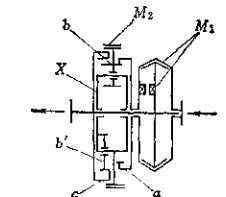


(续)

基本型号	代号	简图	结构特点	适用配套情况
单行星圆锥齿系(外啮合)倒顺离合器	C15		<p>正车: <math>M_1</math>接合, 齿d与齿a成一体, <math>i_1=1</math></p> <p>倒车: <math>M_2</math>制动</p> $i_2=i_2^0 = -\frac{z_d}{z_a} \cdot \frac{z_c}{z_b} \cdot \frac{z_b}{z_a}$ $= -\frac{z_d}{z_a} = -(1\sim3)$ <p>在输出端可配减速器减速, 正车时齿系不受力, 无空转损失, 效率高, 无内内和锥齿, 故工艺要求不高, 但齿轮数比锥齿系要多, 尺寸重量也稍大</p>	<p>英国Packard和苏联5ppn450型采用此结构, 此型减速器输入可与输出对调, 其情况基本一样, 唯速比 <math>i_2 = -\frac{z_a}{z_d}</math> 要调整, 可改用于双速情况, 即将原内齿轮及轴取消, 放到齿轮b轴上, 两对齿啮合即可实现正车, <math>i_1=1</math>, <math>i_2&gt;1</math> 的双速结构复杂, 可用于同心, 尺寸紧凑的场合</p> <p>极少采用</p>
	C16		<p>正车: <math>M_1</math>接合, 齿a与行星架X成一体, <math>i_1=1</math></p> <p>倒车: <math>M_2</math>制动, <math>i_2=i_2^0</math></p> $= -\frac{z_d}{z_a} \cdot \frac{z_c}{z_b} \cdot \frac{z_b}{z_a} = -\frac{z_d}{z_a} = -(1\sim3)$ <p>在输出端可配减速器减速, 此结构与C15不同处是 <math>M_2</math>在后端, 正车时齿系受力</p> <p>此型装置输入和输出可对换, 其情况基本不变, 唯速比 <math>i_2 = -\frac{z_a}{z_d}</math> 要调整</p>	<p>我国早期产品 85kg 1 m, 130kg 1m 以及 2~3 M40型, 国外Lues产品以及捷克斯洛伐克产品均属此类结构</p> <p>本结构少最用于小功率人力操纵的场合</p>
单行星圆锥齿系(内啮合)倒顺离合器	C17		<p>正车: <math>M_1</math>接合, 齿a与齿c成一体, <math>i_1=1</math></p> <p>倒车: <math>M_2</math>制动</p> $i_2=i_2^0 = -\frac{z_c}{z_b} \cdot \frac{z_b}{z_a} = -\frac{z_c}{z_a}$ $= -(1.6\sim5)$ <p>在输出端可配减速器减速, 结构简单, 齿数少, 长度短(单排齿), 正车效率高, 倒车效率比外啮合齿系高, 齿系不受力, 内齿工艺较难</p>	<p>个别采用</p>

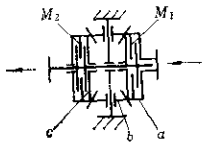
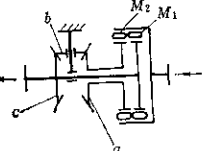
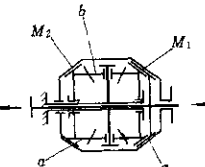
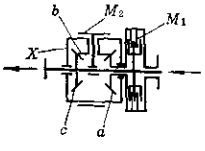


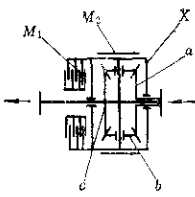
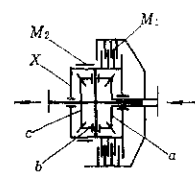
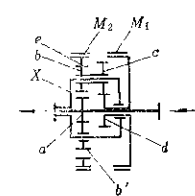
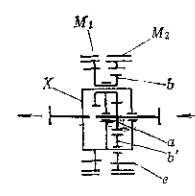
(续)

基本型式	代号	简 图	结 构 特 点	推荐配合情况
正车直接传动, 离合器 $M_1$ 接合 倒车二个啮合点 (一外一内) 制动器 $M_2$ 制动	C18		正车: $M_1$ 接合, 齿 $a$ 与齿 $d$ 成一体, $i_1=1$ 倒车: $M_2$ 制动 $i_2 = i_2^0 = 1 - \frac{z_a}{z_b} \cdot \frac{z_b'}{z_a} = \dots (1 \sim 1.2)$ 在输出端可配减速齿轮减速, 本型齿轮可将输入和输出对换, 其情况基本一样, 唯速比 $i_2 = 1 - \frac{z_a}{z_b}$ $\frac{z_b'}{z_a}$ 要调整 结构与C17一致, 由于速比关系增加齿轮 $b'$ (二排齿), 增加了长度, 改善了齿轮 $b$ 、 $b'$ 的受力情况 (脉动) 正车时齿系不受力, 倒车速比可稍大于正车速比	瑞士SLM厂的MWP型用环牙(多锥)离合器较少采用或不推荐采用
正车直接传动, 离合器 $M_1$ 接合 倒车三个啮合点 (二外一内) 行星架输出, 制动器 $M_2$ 制动 倒顺离合器	C19		正车: $M_1$ 接合, 齿 $a$ 与行星架 $X$ 成一体, $i_1=1$ 倒车: $M_2$ 制动 $i_2 = i_2^0 = 1 - \frac{z_a}{z_b'} \cdot \frac{z_b'}{z_b} \cdot \frac{z_b}{z_c}$ $= 1 - \frac{z_a}{z_c'} = \dots (0.7 \sim 1)$ 输出端可配减速齿轮减速, 与C17相比也是单排, 长度短, 由于采用行星架输出, 为了反向而增加惰轮 $b'$ , 倒车速比可稍大于正车, 满足要求, 虽有内齿轮, 但不转动, 工艺要求不高, 正车齿系不受力, 是一种较好的型式 本型式可将输入与输出调换, 情况基本不变, 唯速比 $i_2 = i_2^0 = \frac{1}{1 - \frac{z_a}{z_c}}$ 要调整	日本三菱24WZ柴油机采用该配套形式, 要求 $ \frac{z_d}{z_a}  \geq 2$ 美国SCG的MR10B型, 日本神钢的MRL型 (200~1600hp) 均为本型结构 极少采用
正车直接传动, 离合器 $M_1$ 接合 倒车三个啮合点 (二内一外) 制动器 $M_2$ 制动	C20		正车: $M_1$ 接合, 内齿 $a$ 与内齿 $c$ 成一体, $i_1=1$ 倒车: $M_2$ 制动 $i_2^0 = -\frac{z_b}{z_c} \cdot \frac{z_b'}{z_b} \cdot \frac{z_c}{z_a} = -\frac{z_b'}{z_a}$ $= \dots (1 \sim 1.6)$ 倒车采用二个内齿, 中间惰轮较宽, 相当于二排, 尺寸不经济, 内齿工艺差	美国Packard 采用本结构 不推荐采用

单行星圆柱齿系(内啮合)倒顺离合器

(续)

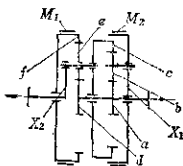
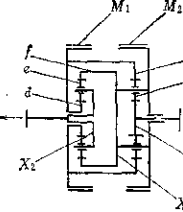
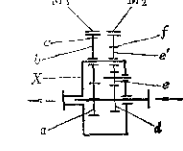
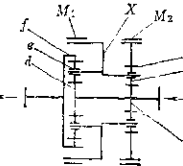
基本型式	代号	简图	结构特点	推荐配套情况
正车直接传动, 离合器 $M_1$ 接合 倒车用锥齿轮系定轴轮系, 功率分支, 离合器 $M_2$ 接合	C21		正车: $M_1$ 接合, $i_1=1$ 倒车: $M_2$ 接合 $i_2 = -\frac{z_b}{z_a} \cdot \frac{z_c}{z_b} = -\frac{z_c}{z_a} = -1$ (通常 $z_a = z_c$ ) 在输出端可配减速齿轮减速, 尺寸紧凑(离合器 $M_2$ 位于齿轮内)正车时齿轮系有空转损失, 锥齿轮工艺复杂 本型装置可将输入和输出调换, 情况不变	英国MWD厂的MWK型采用环牙(多锥)离合器 极少采用
正车直接传动, 离合器 $M_1$ 接合 倒车用锥齿轮离合器 $M_2$ 接合	C22		正车: $M_1$ 接合, $i_1=1$ 倒车: $M_2$ 接合 $i_2 = -\frac{z_b}{z_a} \cdot \frac{z_c}{z_b} = -\frac{z_c}{z_a} = -1$ (通常 $z_a = z_c$ ) 在输出端可配减速齿轮减速, 是C21的另一种型式, 原理基本一样, 尺寸、重量稍大 本型可将输入与输出调换, 情况基本不变, 但气胎位于主动端较好(脱开时保证回隙)	不推荐输入输出调换后的型式 Pawick 有的采用气胎离合器控制
正车直接传动, 离合器 $M_1$ 接合 倒车用锥齿轮系和锥面离合器 $M_2$ 接合	C23		正车: $M_1$ 接合, $i_1=1$ 倒车: $M_2$ 接合 $i_2 = -\frac{z_b}{z_a} \cdot \frac{z_c}{z_b} = -\frac{z_c}{z_a} = -1$ (通常 $z_a = z_c$ ) 通常不配减速齿轮 尺寸紧凑, 特别是直径小, 正车空转损失小, 效率高, 可靠性差, 换纵复杂费力, 锥齿轮工艺复杂	本型输入输出不好调换, 过去在日本渔船上用得较为广泛, 为密芝怀依式, 我国渔船上也用, 为上水型 本型结构极少采用
正车直接传动, 离合器 $M_1$ 接合 倒车用锥齿轮系和刹车 $M_2$ 制动	C24		正车: $M_1$ 接合, $i_1=1$ 倒车: $M_2$ 接合 $i_2 = -\frac{z_b}{z_a} \cdot \frac{z_c}{z_b} = -\frac{z_c}{z_a} = -1$ (通常 $z_a = z_c$ ) 在输出端可配减速齿轮减速 尺寸紧凑, 正车无空转损失, 正车用片式离合器, 倒车用制动带	本型式可将输入与输出调换 对于正车不要求减速, 倒车功率要求小, 寿命短, 尺寸要求严的军用尤为适用 联邦德国BHS的HWR型, Reintjes的WUO型, LS厂的GUV型 苏联M503、M60-63均属此型

基本型式	代号	简图	结构特点	作者配合情况
正车直接传动, 离合器 $M_1$ 接合 倒车用锥齿轮系和刹车 $M_2$ 制动	C25		正车: $M_1$ 接合, 行星架 $X$ 与轮 $a$ 成一体, $i_1=1$ 倒车: $M_2$ 制动, $i_2 = -\frac{z_b \cdot z_c}{z_a \cdot z_b}$ $= -\frac{z_c}{z_a}$ 可配减速齿轮减速, 情况同上, 唯离合器放在后端, 正车齿系受力, 倒车带制动减速比 $i_2=1.25$	本型行星输入与输出可互换, 大都用于小功率 联邦德国LS的GVX型及GUF型, 我国早期0.5868型均属此类结构
正车直接传动, 离合器 $M_1$ 接合 倒车用锥齿轮系和刹车 $M_2$ 制动	C26		正车: $M_1$ 接合, 行星架 $X$ 与齿轮 $a$ 成一体, $i_1=1$ 倒车: $M_2$ 制动, $i_2 = -\frac{z_b \cdot z_c}{z_a \cdot z_c}$ $= -\frac{z_c}{z_a}$ , 情况同C24, 不同点是: 正车时轮 $c$ 受力, 由于离合器与刹车同行星齿系并联, 长度很短, 而直径大些	本型装置输入与输出可互换
正车WW型(有惰轮)太阳轮固定 太阳轮固定 倒车 NGW型(有惰轮)内齿固定	C27		正车: $M_2$ 制动, 运动链为: $a \rightarrow b' \rightarrow c \rightarrow d$ $i_1 = i_{d,a}^c = 1 + \frac{z_b \cdot z_c}{z_a \cdot z_c} = 1.1 \sim 1.10$ 倒车: $M_2$ 制动, 运动链为: $a \rightarrow b' \rightarrow b \rightarrow c$ $i_2 = i_{c,a}^b = 1 - \frac{z_c}{z_b} = 0.7 \sim 0.4$ 结构复杂, 价格高, 维修及拆运比较困难, 工作时内齿不转动, 正车效率低, 正倒车速比可以在2以下	对柴油机机壳适合, 民主德国Gsch-SW150/32型, 我国6250C柴油机的新机匣有采用, 日本三菱的MR-H, MR-M型将齿轮 $b, c$ 做成一公用齿轮, 简化了工艺, 但速比难换
正车NW型(内齿固定)倒车 NGW型(有惰轮)内齿固定	C28		正车: $M_1$ 制动, 运动链为: $a \rightarrow b \rightarrow c \rightarrow d$ $i_1 = i_{d,a}^c = 1 + \frac{z_d \cdot z_b}{z_c \cdot z_a} = 1.8 \sim 1.1$ 倒车: $M_2$ 制动, 运动链为: $a \rightarrow b \rightarrow b' \rightarrow e$ $i_2 = i_{e,a}^b = 1 - \frac{z_c}{z_a}$ 它是C27的改进, 工作时内齿不转动	正倒车效率均高, 冲床常用 $2 \sim 4$ 民主德国GDK公司平用本结构, 为KJ系列

单行星圆锥齿轮系行星离合器

双行星圆柱齿轮系行星离合器

(续)

基本形式 代号	简 图	结 构 特 点	推 荐 配 套 情 况
正车 NGW 型 (内齿固定) 倒车 NGW 型 (行星架固 定) C20		正车: $M_1$ 制动, 运动链为: $d \rightarrow e \rightarrow f, i_1 = i_{12}^f = 1 + \frac{z_f}{z_d} = 2.7 \sim 6$ 倒车: $M_2$ 制动, 运动链为: $a \rightarrow b \rightarrow c, i_2^a = -\frac{z_c}{z_a} = -(1.7 \sim 5)$ 换速比较方便, 工作时内齿轮转动	正倒车效率高, 速比为 2.5~4.8, 日本 IMI 采用型号 96-RR-35, $i_1 = 3.648, i_2 = -3.266$ 联邦德国 Renk 厂的 PWS 型, 速比 > 2.5 对于 < 2.5 的速比, 往往先采用一级行星增速再减速
双 行 星 圆 柱 齿 系 倒 顺 减 速 器 C30 正车 一级 NGW (内齿固定), 二级 NGW (太阳轮固 定) 倒车 一级 NGW (行星架固 定) 二级 NGW (内齿固定)		正车: $M_1$ 制动, 传动链为: $a \rightarrow b \rightarrow c \rightarrow d \rightarrow e \rightarrow f, i_1 = i_{16}^f = (1 + \frac{z_e}{z_a})(1 + \frac{z_d}{z_f}) = 4.2 \sim 7.2$ 倒车: $M_2$ 制动, 传动链为: $a \rightarrow b \rightarrow c \rightarrow d \rightarrow e \rightarrow f, i_2 = i_{16}^f = -\frac{z_e}{z_a} (1 + \frac{z_f}{z_d})$ 正倒车效率高, 二级齿系在正倒车时全部承载, 二方向相等, 不冲击, 是一种较便宜, 较轻的型式	英国 Allen 采用 1250 及 UUW 型系列, $\frac{N}{72} = 150$ , 由于速比较小通常对燃气轮机配套较为合适 二级齿系参数一样, 不同在第二级采用较多行星轮以获得等强度
正车 NGW (内 齿固定) 倒车 NGW (内齿固定) C31		正车: $M_1$ 制动 $i_1 = i_{12}^f = 1 + \frac{z_f}{z_d} = 2.7 \sim 6$ 倒车: $M_2$ 制动 $i_2 = i_{12}^e = 1 - \frac{z_f}{z_d} = -(0.7 \sim 4)$ 刚性较好, 配速比方便	适用于要求同心, 其减速比大于 2.7 的场合
正车 NGW (行 星架固 定) 倒车 一级 NGW 型(内齿固 定) 二级 NGW 型盖动 C32		正车: $M_1$ 制动, 传动链为: $d \rightarrow e \rightarrow f, i_1 = i_{12}^f = -\frac{z_f}{z_d}$ 倒车: $M_2$ 制动, 传动链为: $a \rightarrow b \rightarrow c \rightarrow d \rightarrow e \rightarrow f$ $i_2 = i_{16}^f = \frac{z_f}{z_d} (1 + \frac{z_e}{z_a})$ 是 C30 的另一种型式, 正倒车效率高, 与 C30 双行星式相比, 尺寸, 重量要大些, 正车时仅部分零件受载, 有冲击振动	适用于燃气轮机, 优先采用

(续)

基本型式	代号	简 图	结 构 特 点	推荐配套情况
正车 NGW 型 (内齿固定) 倒车 一级 NGW 型(行星架 固定)二级 NGW 型 (内齿固定)	C33		正车: $M_1$ 制动, 传动链为: $d \rightarrow e \rightarrow f$ $i_1 = i_{1'2}^1 = 1 + \frac{Z_f}{Z_d}$ 倒车: $M_2$ 制动, 传动链为: $a \rightarrow b \rightarrow c \rightarrow d \rightarrow e \rightarrow f$ $i_1 = i_{1'2}^1 = -\frac{1 + \frac{Z_d}{Z_f}}{\frac{Z_c}{Z_e} \frac{Z_d}{Z_f}}$ 是C30的另一形式。正倒车效率高, 比C30双行星式的尺寸, 重量大, 速比较小, 正车第一级传动出现无载荷振动, 行星架传动会引起离心力好些, 但内齿联轴器也会引起振动	优先采用C29
正车 NGW 型 (行星架固 定) 倒车 NGW 型 (有惰轮, 行 星架固定)	C34		正车: $M_1$ 制动, 传动链 $a \rightarrow b \rightarrow c$ $i_1 = i_{12} = -\frac{Z_c}{Z_a}$ 倒车: $M_2$ 制动, 传动链为: $d \rightarrow e \rightarrow e' \rightarrow c$ $i_2 = i_{2'1} = \frac{Z_c}{Z_d}$ 全部定轴式, 内齿传动, 无行星架, 结构简单紧凑, 速比较小, 可至1.7	对于柴油机配套适合, 用于渔船、沿海商船等。日本IHI生产的SPDN系列比同心平行轴尺寸、重量小30~50%
C9 + A9 组 合	C35		正车: $M_1$ 接合, 传动链为: $a \rightarrow b \rightarrow e \rightarrow f \rightarrow g$ $i_1 = \frac{Z_g}{Z_a} \left(1 + \frac{Z_g}{Z_e}\right)$ 倒车: $M_2$ 接合, 传动链为: $c \rightarrow c' \rightarrow d \rightarrow e \rightarrow f \rightarrow g$ $i_2 = -\frac{Z_g}{Z_c} \left(1 + \frac{Z_g}{Z_e}\right)$ 第一级为定轴式倒顺齿系, 第二级为行星减速齿系 结构复杂	对于大减速比( $i=10$ ), 采取复合减速, 这样平行轴的大齿轮尺寸大大减小, 从而可获得大减速比, 总的看来, 尺寸是紧凑的 美国Caterpillar 7241型
C17 + A10 组 合	C36		参日本表C17和表0.2-3中A10	适用于倒顺, 减速同心, 并要求尺寸紧凑的场合, 其正车速比不得小于1.7 它与C37成对使用, 可得到同主机在正车时不同转向, 满足船上双桨的要求

双行星圆柱齿轮系倒顺减速器

定轴与行星圆柱齿轮系组合倒顺减速器

(续)

基本型式	代号	简图	结构特点	推荐配套情况
定轴与行星圆锥齿系组合倒顺减速器	C17+A11 组合 C37		参看本表 C17 和表 9.2-3 中 A11	适用于倒顺、减速、同心并要求尺寸紧凑的场合 其正车减速比范围小，速比为 1.33~1.5 它与 C36 成对使用，其正车速比为 1.5~1.7，倒车应大些，西德 BHS 公司早年就有典型产品，用于小型船用柴油机配套

### 3.2 船用燃气轮机减速器

舰船燃气轮机减速器的特点是功率大，转速高，减速比大，一般采用二级或三级，尺寸小，重量轻。由于燃气轮机本身通常是不可反转的，它常与变距桨配套使用，少量与定距桨配套使用，但其

减速器必须具有倒顺车功能的，即倒顺减速器，其它还有供并车用的减速器。按配套的结构及布置方式，减速器可分为单机单桨、双机单桨并车和单机双桨分车；倒顺减速器可分为单机和双机单桨并车；以及并车减速器可分为柴燃同心和柴燃异心。其基本型式及配套情况详见表 9.2-6。

表 9.2-6 船用燃气轮机减速器、倒顺减速器及并车减速器基本型式及配套情况

基本型式	代号	简图	基本参数	结构特点	配套情况
二级减速链式结构(二套)	D1		每合功率: 20000 kW (27200hp) 转速: 3600/325 r/min	左舷齿轮箱: 三轴四齿轮 右舷齿轮箱: 四轴五齿轮(有惰轮) 二台齿轮箱中心距不等，输出转向相反	可适用二台全相同的主机，左右舷对称的双桨船。输入轴与输出轴异心，Z 形布置
二级减速二个功率分支	D2		功率: 25735kW (35000hp) 转速: 3600/135 r/min	第一级和第二级小齿轮内有弹性轴，大齿轮由调质材料制成，故直径接近 4m 四轴六齿轮，采用挠性轴均载	“Euroliher” 级船舶传动系统，瑞士 MAAG 的 DTA 系列

单机单桨减速器(配定距桨)

(续)

基本型式 代号	简 图	基本参 数	结构特点	配套情况
三级 减速第 二、第 三级功 率二分 支 D3 单 机 单 桨 减 速 器 (配 调 距 桨)		功率: 27574kW (37500hp) 转速: 3800/171 r/min	三级传动比均较小, 因此大齿轮尺寸减小了。采用挠性轴内载 五轴八齿轮, 淬硬、磨齿	U型布置, 配有调距桨
三级 减速第 二、第 三级功 率分支 带离合 器 D4 单 机 单 桨 减 速 器 (配 调 距 桨)		功率: 27573kW (37500hp) 转速: 3800/171 r/min	结构基本同 D3, 采用双锥离合器, 高弹摩擦离合器在机组运行时, 允许进行燃气轮机接合或脱开 五轴八齿轮	"Finnjet" 渡船采用, 并配有调距桨 U型布置 LS公司GUY 7733型
三级 减速第 二、第 三级功 率二分 支带付 发电机 (pto) D5		功率: 19330.5 kW (26300hp) 转速: 4670/97 r/min	在第一次大齿轮和第二级功率分支小齿轮之间可装离合器, 以便燃气轮机在与螺旋桨脱开之前发电机与付传动始终与主机相联, 保证港内供电 五轴八齿轮	Z型布置, 配有调距桨
二级 减速链 式传动 D6 双 机 单 桨 并 桨 减 速 器		功率: 2 × 18375 kW (25000hp) 转速: 3800/170 r/min	双机并车, 第一级输入连接SSS离合器 脱开单机, 低速航行, 可省油, 二台主机生命力强, 便于在航行时检查主机	U型及Z型布置均可

(续)

基本型式 代号	简 图	基本参数	结构特点	配套情况
二级减 速功率二 分支  双机单液并车减速器		系列化功 率已超出 73500kW (100000hp)	双机并车, 功率二分支 为二个D2公用一个大齿 轮, 结构紧凑, 采用挠性 轴均载, 与蒸汽轮机可通 用	瑞士MAAG 的2DTA型 系列
三套独 立的齿轮 减速机组 一横二合 双调距桨		功率: 16905kW (23000hp) 转速: 4670r/min 二螺旋桨 转速: 135r/min	第一台, 一级减速, 并 分支二轴出轴, 通过离合 器联接二台第二级减速器, 位于左、右舷, 其中一台 多了一惰轮, 形成螺旋桨 转向相反, 可使任一离合 器脱开螺旋桨	适用于浅 水推进, 其 机动性较好 Z型布置
二级减 速正倒车 功率二分 支		功率: 14700kW (20000hp) 转速: 3600/135 r/min	正车功率二分支加二个 气胎离合器, 倒车功率二 分支加二个气胎离合器。 功率分支采用弹性轴均载 正倒车速比完全相同 发热是关键问题	用于Adm. Callaghan号 燃气轮机传 动装置 Falk公司
二级减 速正车功 率分支			有三套摩擦离合器, 二 套正车, 一套倒车, 倒车 离合器尺寸较大	



(续)

基本型式 代号	简 图	基本参数	结构特点	配套情况
三级 减速第 二、第 三级功 率分支 D10		功率: 27574kW (37500hp) 转速: 3800/171 r/min	有四只双锥摩擦离合器, 解决了离合器的发热问题 功率二分支用弹性轴均 载	“Finnjet”渡 船传动方案之 一
二级 减速 正车 功率二 分支 单 机 倒 顺 减 速 器 D11			正车二级减速, 功率二 分支 倒车二级减速, 有液力 耦合器和SSS离合器各一, 换向时用离合器 正车运转工况由SSS离 合器接合, 无滑差损失	
三级 减速 正车 功率二 分支 D12			正倒车换向用液力耦合器, 换向后, 全部正车功率由 SSS离合器传递, 避免长 期运行采用液力耦合器造 成滑差的功率损失	
双机 并车二 级减速 双机单穿并车倒顺减速器 D13		功率: 2×14700 kW (2×20000 hp) 转速: 3400/180 r/min	正倒车二级减速, 功率 二分支采用四套锥形摩擦 离合器, 可正倒车使用 操纵可靠	

(续)

基本型式	代号	简图	基本参数	结构特点	配套情况
一柴 一燃 式传动 —调距 桨  柴 燃 同 心 并 车 减 速 器	D14		燃气轮机 功率: 2000kW (27200hp) 转速: 3600r/min 柴油机 功率: 1918kW (2610hp) 转速: 1710 r/min 输出转速: 325/154 r/min	柴燃同轴经二级减速器 驱动螺旋桨 为使二螺旋桨转向相反, 左舷第一级加一惰轮 用四个SSS离合器各自 控制四台主机	
一柴 一燃 —调距 桨  柴 燃 同 心 并 车 减 速 器	D15		燃气轮机 功率: 18970kW (25800hp) 转速: 5660 r/min 柴油机 功率: 2757kW (3750hp) 转速: 1480 r/min 输出转速: 135 r/min	二套不同速比的齿轮系, 高速比用于燃气轮机,低 速比用于柴油机,二个 SSS离合器,根据要求联 接二台主机的任一合,以 达到航速,当其中一台主 机转速超过时,可自行脱 开另一台,实行交替使用。 本齿轮箱允许采用直径不 大于2.5m的淬硬产火磨齿 的大齿轮	
一柴 —调距 桨  柴 燃 异 心 并 车 减 速 器	D16		燃气轮机 功率: 16176kW (22000hp) 转速: 3600 r/min 柴油机 功率: 2205kW (3000hp) 转速: 800r/min 输出转速: 170 r/min	燃气轮机通过二级人字 齿轮减速,功率二分支 柴油机通过液力离合器 第二级小齿轮联接 二个SSS离合器位各自 主机输出的后端,在燃气 选平相联的螺旋桨转速低 于柴油机转速时,脱开燃 气选平	丹麦护卫型
一柴 —(二 套)行 星齿轮 和单级 平行轴 齿轮  柴 燃 异 心 并 车 减 速 器	D17			在单级平行轴主减速齿 轮箱前联接一个行星齿 轮箱,行星架输出,二台 柴油机各自用主动小齿轮 直接传动或经过惰轮传动, 一对行星齿轮箱中的一个 作为行星传动联接在前, 而另一个则作为星型传动, 即不用行星架而是内齿圈 与其后面的齿轮箱联接时, 这种情况可省去惰轮	

齿轮手册印

(续)

基本型式 代号	简 图	基本参数	结构特点	配套情况
一柴 一燃双 调距 桨, 功 率分支  柴 燃 异 心 并 车 减 速 器		燃气轮机 功率: 20558kW (28000hp) 转速: 3600 r/min 柴油机 功率: 4410kW (6000hp) 转速: 1000 r/min 输出转速: 500 r/min	第一级减速分支输出, 其中一支有一惰轮, 故输出转向相反。柴油机功率由第二级输入并套入字大齿轮, 采用弹性轴地载, 燃气轮机输出端为SSS离合器, 柴油机输出端为摩擦离合器。当柴油机转速超过燃气轮机相应转速时, SSS离合器脱开	泰国驱逐舰 突、丹麦KV72 护卫舰采用该装置
一柴 一燃双 调距 桨  柴 燃 异 心 并 车 减 速 器		燃气轮机 功率: 14338kW (19500hp) 转速: 5600 r/min 柴油机 功率: 2830kW (3850hp) 转速: 520 r/min	结构基本与D18同 采用斜齿、渗碳、淬火、磨齿, 有二个SSS离合器分别与二个主机相联, 在转速较低时脱开原动机	马来西亚 YARROW 驱逐舰采用该装置
二柴 一燃双 调距 桨  柴 燃 异 心 并 车 减 速 器		燃气轮机 功率: 16905kW (23000hp) 转速: 3600 r/min 柴油机 功率: 1515 r/min 输出转速: 695/385 r/min	有三套独立的减速器构成燃气轮机通过一功率分支齿轮箱分别输给二个第二级齿轮箱, 其中一个齿轮箱有惰轮以获得相反转向 柴油机动力由第二级输入, 共有四个双锥摩擦离合器, 二个为柴油机, 二个位于燃气轮机齿轮箱输出端	比利时F71 护卫舰采用类似装置, 不同点是柴油机用片式离合器, 燃气轮机用SSS离合器

(续)

基本型式 代号	简 图	基本参数	结构特点	配套情况
一燃 二柴双 调距桨  D21  柴 燃 异 心		燃气轮机 功率： 20000kW (27200hp) 转速： 3600 r/min 柴油机 功率：2× 4154kW (2×5650 hp) 转速： 1200 r/min 输出转速： 300 r/min	与D19相似 有一个SSS离合器，二 台柴油机距离较小	
二柴双 并调距桨  D22  车 减 速 器		燃气轮机 功率： 17199 kW (23400hp) 转速： 3480 r/min 柴油机 功率：2× 2646kW (2×3600 hp) 转速： 1460 r/min 输出转速： 357/240 r/min	与D18、D16相似 柴油机距离较小，布置 紧凑，柴油机与燃气轮机 均用双锥摩擦离合器	
一燃 (二级 减速) 二柴 (一级 减速)  D23		燃气轮机 功率： 9922.6kW (13500hp) 转速： 5500 r/min 柴油机 功率：2× 551.25kW (2×750hp) 转速： 2100 r/min 输出转速： 676 r/min	有三个齿轮箱，第一个 为功率分支齿轮箱，其余 二个为柴油机并车齿轮箱； 有四个SSS离合器，二个 控制柴油机，二个控制燃 气轮机	美国、荷兰、 丹麦海军巡逻 艇、“阿希维 尔”级炮艇等， 已有 20 多条。 美国还为沙特 阿拉伯建造大 型类似之装置 的导弹艇，不 同点用摩擦离 合器

3.3 船用蒸汽轮机减速器

船用蒸汽轮机减速器一般采用双级或三级，按齿轮轮系布置方式分，有集式、铰式、功率分支式

和行星式等。由于汽轮机本身具有可逆转，减速器就无须倒顺车齿系，其基本型式及配套情况见表9.2-7。

表9.2-7 船用蒸汽轮机减速器基本型式及配套情况

基本型式代号	简 图	结 构 特 点	配 套 情 况
第二级 齿 轮 分 离  E1  集 式 减 速 器		二级减速，第一级大齿轮插入第二级小齿轮（分离为二个斜齿轮）的中间。所有齿轮轴全由各二个轴承支承，无弹性轴，中心距大，箱体刚性差，第一级大齿轮直径不大于第二级大齿轮的半径，第二级小齿轮受到中间轴颈的限制，速比受到限制。第二级小齿轮轴承负荷大，轴变形也大，功率不宜大。齿加工及轴线安装误差对动载荷影响较灵敏，需要较高的工艺精度，螺旋线扭矩的变化易通过第二级大齿轮传至第一级齿轮上，临界振动频率需要另外通过联轴节在减速器的输入和输出端调整。拆除第二级小齿轮及大齿轮时，须同时拆除第一级齿轮	长度短，重量轻，用于小功率轻型装置
第一级 齿 轮 分 离  E2		基本同 E1，不同点是一级小齿轮分离为二个斜齿轮，各传一半功率。小齿轮轴承由原来每对二个增至每对四个	适用于尺寸、重量要求小及功率不大的场合

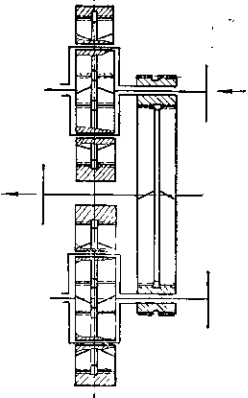
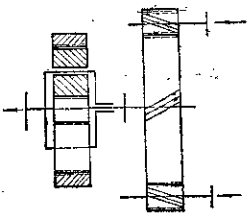
(续)

基本型式代号	图	结构特点	配套情况
人字齿 (弹性轴细齿联接) E3 式 减 速 器		二级减速人字齿，第一级与第二级之间装有弹性扭力轴，以细齿联轴器串联而成 对比巢式齿轮，大小齿轮直径有较多选择，制造工艺简单 一级、二级减速，可单独拆除，比较方便	长度与重量比巢式大，由于有弹性轴，对齿的啮合及轴线安装误差因螺旋桨扭矩变化引起动载可得到缓冲和吸收。适用于大功率、重量、尺寸要求不高的场合。如油船，干货船等
斜齿 (弹性轴法兰联接) E4		与 E3 的不同点为采用斜齿，另外将细齿联轴器改用普通法兰联接，用斜齿，无轴向振动可能，但须解决轴向力支撑，采用单斜齿渗碳淬硬磨齿工艺，较人字齿简单，其尺寸小，重量轻	斜齿通常用于淬硬磨齿重载的场合 瑞士MAAG采用

(续)

基本型式	代号	简 图	结构特点	配套情况
链式 减速器	E5		<p>采用斜齿, 渗碳淬硬磨齿 无弹性轴, 具有链式减速器某些优点</p>	<p>结构简单, 长度短。 适用于小功率 长轴系的货船等</p>
功率 分支 减速器	E6		<p>高压汽轮机输出端由各自齿系分成二路, 最后传至大齿轮输出, 每个分支轴都用弹性轴联接, 它具有弹性轴的优点, 每个齿轮都承受一半功率, 轴负荷减小, 因第二级大齿轮尺寸受到齿轮加工设备的限制, 采用同样尺寸大内轮, 较上面列式的功率可大一倍。缺点是结构复杂, 齿轮及轴承数量多, 工艺、装配和检验要求高, 可用斜齿, 也可用十字齿</p>	<p>结构紧凑, 重量轻, 适用于对中心高度和重量要求非常严格, 功率又很大的场合, 国外用得较普遍 美国GEC的MDT型航空母舰功率达36750kW, 日本IHI及荷兰 Scheide 可达32340kW, 也可用于大型油轮, 瑞士MAAG的IDTA型</p>
二级 减速 先单级 减速再 二级 功率分支	E7		<p>在E6齿系的输入端加一对齿轮减速, 形成三级减速 对尺寸、重量有进一步改善, 但因齿轮轴承数量增加, 结构复杂</p>	<p>对于功率和减速比较大而要求尺寸、重量很严格, 大齿轮直径受加工机床限制时, 可采用之</p>

(续)

基本型式	代号	简 图	结 构 特 点	配 套 情 况
行星齿轮减速器	E8		<p>大多采用 NGW(内齿固定)的行星齿轮,其速比较大,可达9。由于采用功率多分支,在尺寸、重量上都有明显优点。目前均载机构及加工精度都能满足行星要求,加之装卸、维修方便,因而得到广泛应用。由于行星减速比大,而并车减速比可减小,这样其重量、尺寸指标有所下降</p>	<p>单级行星齿轮与单级平行轴齿轮的组合,可以布置在一个平面上尺寸,重量都较小,近来得到了广泛的应用,早在20年代,瑞典Stal-LAV AL就采用了行星齿轮为stoelckicht 式人字齿轮为APG系列,最大功率达23520kW,联邦德国Renk也采用行星齿轮结构并采用C型弹簧组浮动及阻胀均载</p>
	E9		<p>同E8,不同的是先并车减速后行星减速,行星轮尺寸不会太大,可避免第二级过大尺寸的大齿轮</p> <p>由于行星齿轮检修困难,过去未推广,但现在已解决</p>	<p>近年来多采用人字齿轮Paraplan将行星齿轮(直齿)用于并车齿轮后面,内齿浮动用平衡销,太阳轮由弹性轴驱动。该系列功率可达2758.6 kW,英国Pamatand行星减速系列用于驱逐舰达36750kW。另外英国Vicker采用行星齿轮与一级平行轴齿轮(弹性稍浮动),美国海军驱逐舰达36750kW,亦用这种减速器</p>



#### 4 船用齿轮减速器的结构型式

图9.2-6为船用透平平行轴齿轮减速器的传动形式。图中a、b、c、d为纵向展开图，e为横向剖面。减速器的传动比参数以及轮齿表面硬度对其尺

寸的影响，由图可得出五种情况，它们的轮廓尺寸各不相同。

图9.2-6为一行星齿轮与平行轴齿轮组合的船用透平齿轮减速器，第一级为行星齿轮，第二级为平行轴齿轮。图中粗线为本齿轮减速器，细线为平

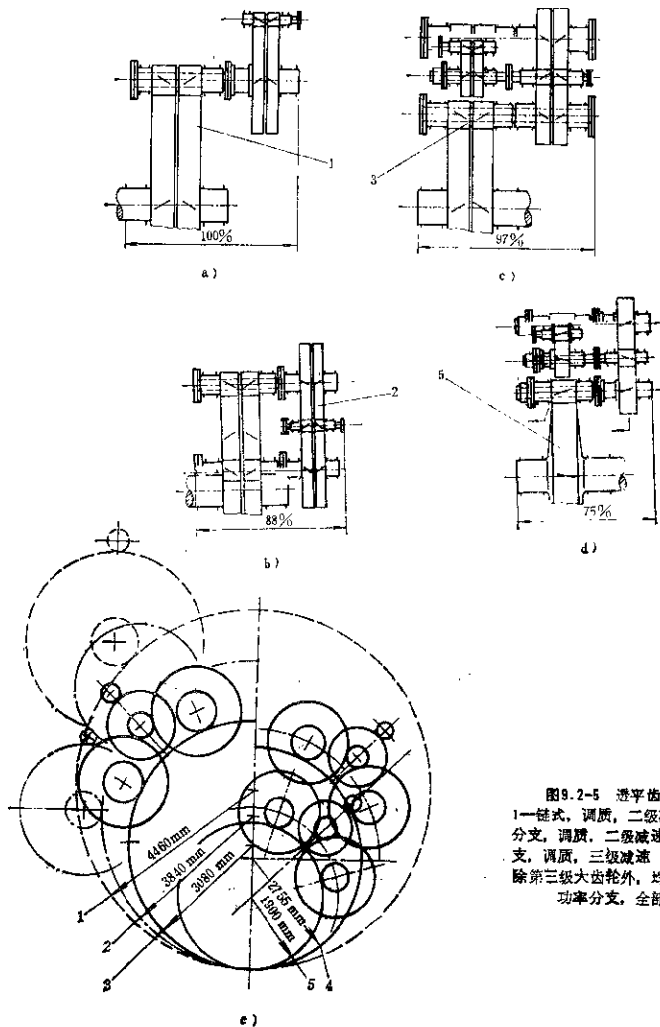


图9.2-5 透平齿轮减速器  
 1—链式，调质，二级减速 2—功率分支，调质，二级减速 3—功率分支，调质，三级减速 4—功率分支，除第三级大齿轮外，均为硬齿面 5—功率分支，全部为硬齿面

行轴齿轮减速器。

图 9.2-7 为一蒸汽轮机用的功率二分支的两级

减速器结构。图 9.2-8 为一柴油机同心平行轴齿轮减速器的结构。

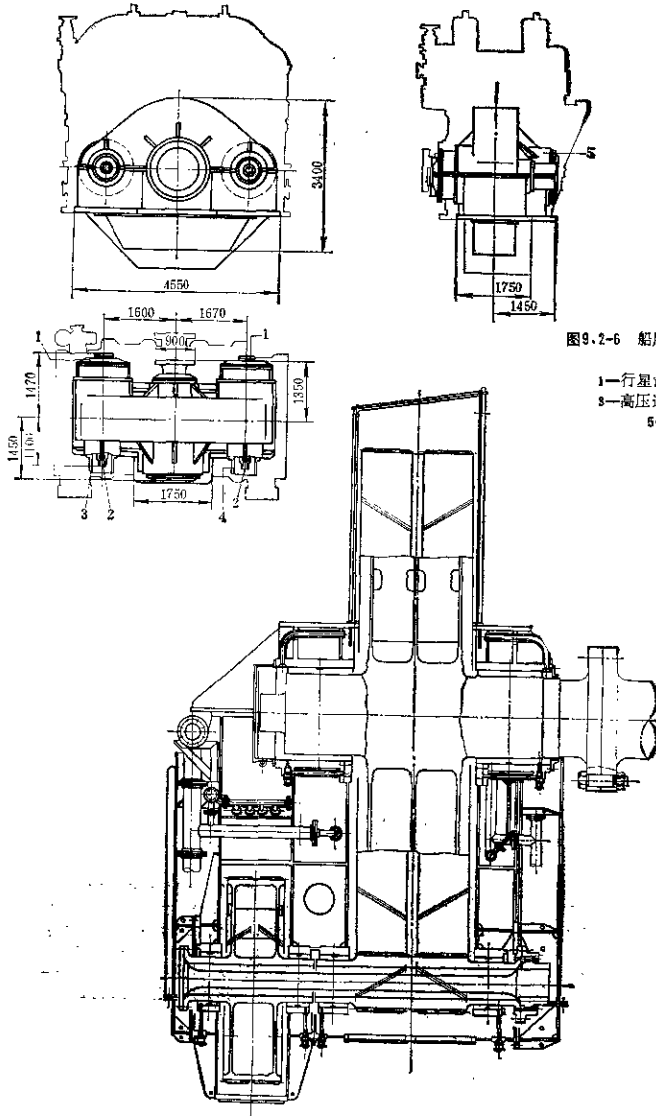


图9.2-6 船用行星齿轮与平行轴齿轮  
组合减速器  
1—行星齿轮 2—齿轮联轴器  
3—高压透平 4—低压透平  
5—推力轴承

图9.2-7 蒸汽轮机用减速器结构

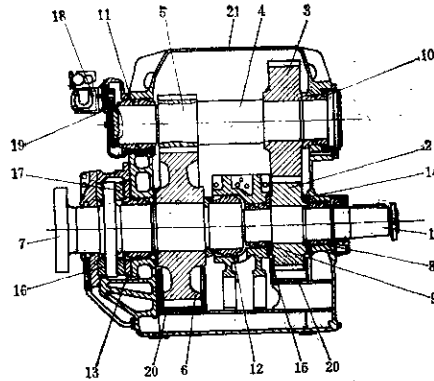


图9.2-8 柴油机齿轮减速器结构

1—输入轴 2—输出小齿轮轴 3—中间大齿轮 4—中间轴 5—中间小齿轮 6—输出大齿轮 7—输出轴 8~13—径向轴承 14~17—止推轴承 18—齿轮油泵 19—油泵传动装置 20—挡油盘 21—箱体

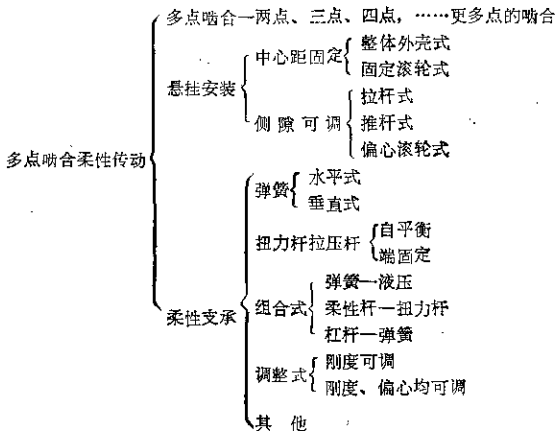
### 第3章 多点啮合柔性传动装置

#### 1 概述

##### 1.1 特征和类型

重型机械传动装置因传递的扭矩大且主轴转速较低，如仍采用普通的单个主动件的周边传动方式，势必使末级大齿轮和减速器的体积过大。

为此，逐步发展并采用了多点啮合柔性传动技术及其装置（以下简称多柔传动）。其特点为低速级大齿轮是由多个主动件同时驱动，全部传动装置或部分低速级传动装置悬挂安装于主轴，低速级的壳体是柔性支承，通过各种弹性减振件后再和地基固定。其类型为：



根据使用情况的差异,选用不同的啮合点数、悬挂安装方式和柔性支承种类进行不同组合,就可构成多种不同性能和结构的多柔传动装置。根据悬挂安装方式划分,同一种形式可以有不同的啮合点数和各种柔性支承。常用的几种型式有,拉杆式(B·F·T型或B·T型);固定滚轮式(B·F型);推杆式(B·F·P型);偏心滚轮式(T·S·P型);整体外壳式。

多点啮合柔性传动具有如下优点<sup>[32]</sup>:

(1) 传动性能好。采用悬挂安装,能保证低速级的良好啮合或正确传动,柔性支承能吸收较大的振动和冲击载荷,使运转平稳。

(2) 承载能力高。采用多点啮合可避免低速级的超载,中心距可减小;齿宽基本不受限制;同中心距,采用二点啮合,齿宽加大一倍时,比单点啮合地坪式安装的普通周边传动能提高承载能力6.6~14.7倍。

(3) 运转安全可靠。二点以上啮合时,即使装置中有1~2套传动部件出现故障尚可维持操作,确保设备安全运转,柔性支承不但可减少断轴和剪断地脚螺栓等事故,且便于设置测扭和过载保护装置,确保主要零部件的安全。

(4) 制造和使用方便。体积小、重量轻,采取末级中心距可调结构,可避免因齿厚超差造成的废品,齿面磨损后,可调小侧隙继续使用。

(5) 基础简单,安装方便。采用悬挂安装,

地基上仅有柔性支承的基础或高速级的传动装置,没有大扭矩的承力构件,基础受力小且简单,大部分部件是成套安装,安装十分方便。

(6) 易实现通用化、系列化和标准化,可适用于旧设备改造提高传动扭矩而要求主轴直径不变的情况;主轴无集中载荷,改善了主轴和其轴承的工作条件,对原要求主轴全正力矩设计的,改为全负力矩设计,仍能确保安全运行时,可成倍降低传动扭矩达到节能目的。

## 1.2 应用范围

七十年代中期,世界上已有千余台多柔传动装置,用于大型烧结机、破碎机、矿井提升机、水泥磨机、氧气转炉、回转窑、球磨机、棒磨机、斗轮挖掘机、混铁车、搅拌机、港口起重机、雷达、制糖和造纸机等设备上,在水泥磨机上,电机的功率已达到数万千瓦,在一些低速传动装置上,主轴传递的扭矩可达千万牛顿米,速比可达数千;世界上运转的氧气转炉都采用这种传动作为倾动装置。

## 2 主要结构型式

现将常用的拉杆式(B·F·T)、整体外壳式、固定滚轮式(B·F)、推杆式(B·F·P)和偏心滚轮式(T·S·P)的结构、性能、特点和优缺点等列于表9.3-1。

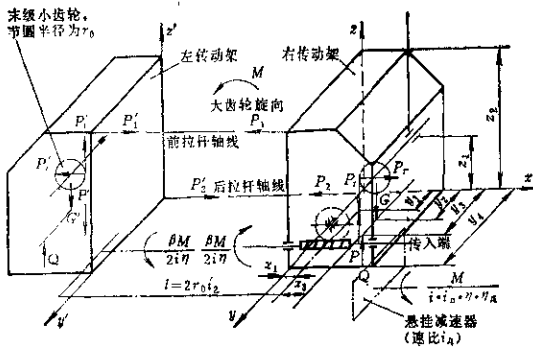
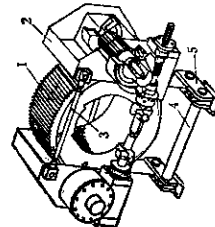
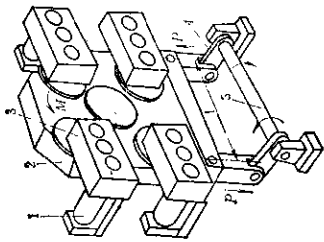
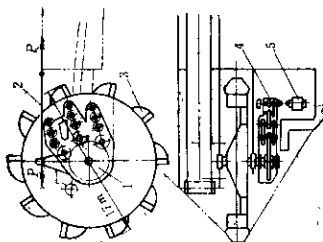
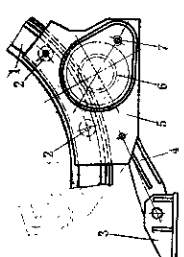


图9.3-1 拉杆式

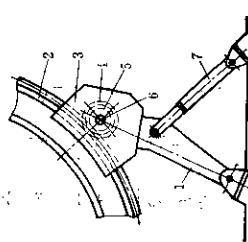
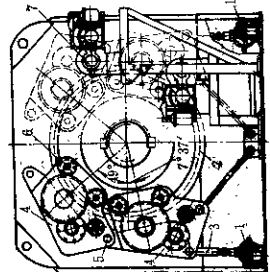
表 9-3-1 多点啮合柔性传动的主要结构型式

序号	结构型式	结构简图	说 明	结 构 特 点			优 缺 点
				啮合点数	悬挂方式	柔性支承	
1	扭杆式 (B、F、T型)	 <p>1—大齿轮 2—悬挂传动架 3—扭杆 4—扭力杆 5—曲柄</p>	<p>一种借扭杆悬挂去传动架的传动装置。一般二齿啮合不相等，以致清左右传动架重量时，用B、F、T型的改进型，并使设计参数合理，才能减少侧载误差并且自动平衡。</p> <p>低速级大小齿轮回有齿缘，以维持最小侧隙。扭杆的调整及刚度限制传动的最大侧隙。</p> <p>应用于绕结机等传动装置。</p>	一般为半悬挂	扭力杆或扭杆(均为自平衡式)	用2或4根扭杆悬挂输入端可带减速器	<p>1. 有系列化尺寸</p> <p>2. 只能用于端部传动(当大齿轮重摆和主轴连接时)</p> <p>3. 必须双轴同时工作，一轴损坏时就不能工作。</p>
2	整体外壳式之一	 <p>1—电动机 2—整体外壳 3—减速器 4—曲柄 5—扭力杆</p>	<p>以一个整体外壳并非在主轴上，因而低速级侧隙不能调整。</p> <p>四齿的负荷均衡由电机特性及电器控制系统确定。</p> <p>应用于宝钢 300 吨纯氧顶吹转炉的倾动机构等。</p>	全悬挂	扭力杆	啮合点数量允范比较大。(2~12点)	<p>1. 有限制扭杆过载荷的限制</p> <p>2. 基础简单</p> <p>3. 主轴上悬挂重量较大</p> <p>4. 1~2点传动损坏，仍可继续操作</p>

(续)

序号	结构型式	结构简图	简 述	结 构 特 点			优 缺 点
				悬挂方式	柔性支承	其 他	
3	整体外壳式之二	 <p>1—大齿轮 2—拉压杆 3—斗轮 4—减速机 5—电动机</p>	<p>亦是一种整体外壳悬挂在主轴上, 低速级啮合副隙也不能调整, 三点载荷由山形架和控制系统确定。</p> <p>应用于大型斗轮式挖掘机的斗轮旋转传动, 功率可达1800kW</p>	悬挂方式 全悬挂	柔性支承 拉压杆	非对称布置	<p>1. 主轴有集中载荷</p> <p>2. 只能用于端部传动</p> <p>3. 悬挂安装简单</p> <p>4. 个别传动附件损坏时可以维持操作</p>
4	固定滚轮式 (B.F.型)	 <p>1—大齿轮 2—滚轮 3—支腿 4—连杆 5—车体 6—凸缘 7—输入轴</p>	<p>每个传动装置的小车滚轮在大齿轮内侧的轨道上滚动限制最大侧隙, 大小齿轮 (低速级) 间有凸缘以保持最小侧隙。应用于回转窑, 干燥机等。</p>	一般为半悬挂	拉压杆 或 扭力杆		<p>1. 可用于中部传动</p> <p>2. 非对称布置时, 主油尚存在集中载荷</p> <p>3. 欲检修轮齿时, 对每个传动装置的水平几何位置有一定要求</p>

(续)

序号	结构型式	结构简图	简 述	特点	优缺点
5	推杆式 (B.F. P型)	 <p>1—支杆 2—大齿轮 3—小齿轮 4—凸轮 5—小齿轮 6—输入轴 7—推杆</p>	<p>每个传动装置的外壳由推杆支承，限制传动的最大侧隙，大小齿轮间有凸缘以保持最小侧隙。应用于连球机、水泥窑等。</p> <p>1~5</p>	<p>柔性支承 液压或弹簧推杆</p>	<p>1. 侧合侧隙与推杆刚度、传递扭矩等有关 2. 结构简单、尺寸较小 3. 可用于中部或端部传动 4. 非对称布置时，主侧尚有集中载荷</p>
6	偏心滚轮式 (T.S.P型)	 <p>1—扭力杆 2—大齿轮 3—连接直杆 4—悬挂小车 5—连接销 6—偏心滚轮 7—非悬挂传动装置</p>	<p>四个电机通过非悬挂的初级减速器和悬挂小车的二级减速器驱动主轴上的大齿轮，二个小车通过连接销后再通过直杆和扭力杆相连接。小车的滚轮在齿轮内缘滚道上滚动定位，用偏心调整限制传动侧最大侧隙，在低速或大小齿轮间也有凸缘用以保持传动的最小侧隙。应用于大型煤气转炉倾动装置。</p> <p>4</p>	<p>双扭力杆 (端面定式)侧隙 扭力杆受方 不一定相等</p>	<p>1. 可用于中部或端部传动 2. 扭力杆直径和长度可 变，支承侧变化范围大 3. 易于实现通用化，系列化和标准化 4. 结构较复杂</p>

表中的全悬挂指全部传动装置包括原动机都悬挂安装于主轴，半悬挂指低速级和部分传动装置悬挂安装于主轴，原动机或部分高速级传动装置仍安装于地基上。

### 3 受力分析及计算<sup>〔12〕〔13〕</sup>

受力分析时均取悬挂部分为分离体，求得有关力、力矩、结构参数。其通用符号或代号的说明如下：

$M$  为主轴输出的总扭矩  $N \cdot mm$ ， $M_0$  为输入扭矩  $N \cdot m$ ， $l$  为扭力杆或拉压杆的有效作用长度  $mm$ ， $P$  为直杆对悬挂部分的作用力  $N$ ， $P_0$  为大齿轮对小齿轮的作用力  $N$ ， $T_0$  为支承反力  $N$ ， $P_1$ ， $P_2$  分别为齿轮的圆周力和径向力  $N$ ， $i$  为传动比， $E$ ， $G$  为材料的拉压或扭转弹性模量  $N/mm^2$ ， $\alpha$ ， $\alpha_0$  分别为齿轮啮合角、刀具齿形角， $n$  为啮合点数，对应的为悬挂小车或架体数量， $d$ ，为大齿轮基圆直径  $mm$ ， $\gamma$  为扭力杆的曲柄或作用偏矩  $mm$ ， $F_0$  为杆的断面积  $mm^2$ ， $[\sigma]$ ， $[\tau]$  分别为许用拉压、扭转应力  $N/mm^2$ 。

#### 3.1 拉杆式(B·F·T型)

即悬挂传动架有弹性支杆支撑，在一个悬挂传动架上可悬挂有初级减速器的非对称的 B·F·T 型的改进型。我国宝钢 450m<sup>2</sup> 烧结机车传动装置就采用这种结构，其受力分析如图 9.3-1 所示。图中， $i$  为传动架输入轴到主轴的传动比， $i=i_1 \cdot i_2$ ， $i_1$  为蜗轮副传动比， $i_2$  为低速级减速比， $i_3$  为悬挂初级减速器的减速比， $P_1$ ， $P_2$  为上、下拉杆的作用力  $N$ ， $G$  为传动架的重力  $N$ ， $Q$  为弹性支杆反作用力  $N$ ， $\beta$  为传递系数，即考虑左右传动架传递动力不同的系数， $\eta$  为低速级和蜗轮副的总传动效率， $\eta_n$  为悬挂初级减速器的传动效率， $x_0$  为重心  $G$  在  $x$  方向的坐标。

以上为右传动架代号，左传动架代号为在其左上角加“'”，以示区别。

由力的平衡方程，可得

$$P = P'$$

$$P_1 = \frac{M}{l} (1 - \mu) + K \left( \Delta z_0 + \frac{16Mr^2}{G \cdot \pi d^3} + \frac{M}{lK_2} \right) N$$

$$\mu = \frac{G}{P} = \frac{Gl}{M}$$

式中  $K$ ——弹性支杆上弹簧的刚度  $N/mm$ ，  
 $\Delta z_0$ ——弹性支杆上弹簧的预压缩量  $mm$ ，  
 $d_B$ ——扭力杆直径  $mm$ ，  
 $K_2$ ——柔性直杆的刚度  $N/mm$ 。

$$P_1 = \frac{M}{l} (1 + \mu') - K \left( \Delta z_0 - \frac{16Mr^2}{G \cdot \pi d_B^3} - \frac{M}{lK_2} \right) N$$

$$\beta = \frac{P_1' l}{M}$$

$$P_1 = P_2 = \frac{P_1' \tan \alpha}{2} N$$

$$P_1' = P_2' = \frac{P_1' \tan \alpha}{2} N$$

不均衡系数

$$\delta = \frac{P_1'}{P_1}$$

弹性支杆的坐标位置尺寸：

$$y_1 = \frac{1}{Q} \left[ \frac{M}{i_1 i_2 \eta \eta_n} - \frac{\beta M}{2i\eta} - \left( \frac{M}{l} - P_1 \right) y_1 + G y_2 \right] mm$$

$$y_3 = \frac{1}{Q'} \left[ \frac{\beta M}{2i\eta} + \left( \frac{M}{l} - P_1 \right) y_1' + G' y_2' \right] mm$$

$$x_3 = \frac{1}{Q} \left[ P_1 z_1 + G x_0 - \left( \frac{M}{l} - P_1 \right) x_1 - Q x_1 - P_1 z_1 \right] mm$$

$$x_3' = \frac{1}{Q'} \left[ P_1' z_1' + G' x_0' + \left( \frac{M}{l} - P_1' \right) x_1' - Q' x_1' - P_1' z_1' \right] mm$$

#### 3.2 整体外壳式 I (见表 9.3-1 序号 2)

直杆对扭力杆的作用力  $P$

$$P = \frac{M}{l} N$$



3.3 壳体外壳式 I (见表9.3-1序号3)

拉压杆的作用力  $P$

$$P = \frac{M}{R} \quad N$$

式中  $R$ —拉压杆和外壳连接点到主轴中心的距离, 若拉压杆和  $R$  不垂直时, 则为垂直距离 mm.

3.4 固定滚轮式(B, F型) (结构见表9.3-1序号4)

在图9.3-2中,  $A_n, B_n$  为大齿轮轮缘对滚轮的  
作用力  $N$ ,

脚注“ $n$ ”为第  $n$  个车体的代号.

$$T_n = \frac{M \left(1 + \frac{1}{i}\right)}{n \cdot \sin \beta_n} \quad N$$

式中  $i$ —输入轴到主轴的减速比.

$$A_n = \frac{P_n \cos(\alpha - \theta_n) - T_n \sin(\gamma + \delta_n - \theta_n)}{\sin 2\theta_n} \quad N$$

$$B_n = \frac{M}{n \sin 2\theta_n} \left[ \frac{\left(1 + \frac{1}{i}\right) \sin(\gamma + \delta_n + \theta_n)}{\sin \beta_n} - \frac{2 \cos(\alpha + \theta_n)}{d_n} \right] \quad N$$

$$P_n = \frac{2M}{nd_n} \quad N$$

保持轮压的条件:

$$2\theta_n + 70^\circ \geq \gamma + \delta_n \geq 70^\circ - 2\theta_n$$

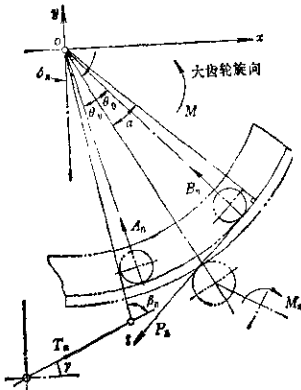


图9.3-2 固定滚轮式

3.5 推杆式(B, F, P型) (结构见表9.3-1序号5)

在图9.3-3中,  $Q_n$  为推杆反力, 代号脚注“ $n$ ”  
为第  $n$  个架体代号.

$$T_{n,x} = P_n \cos(\delta_n + \alpha) + Q_n \cos \delta_n \quad N$$

$$T_{n,y} = P_n \sin(\delta_n + \alpha) - Q_n \sin \delta_n \quad N$$

$$P_n = \frac{2M}{nd_n} \quad N$$

$$Q_n = \frac{MH}{nD} \quad N$$

式中  $H = \frac{2}{d_n} [A_n \sin(\delta_n + \alpha) + A_n \cos(\delta_n + \alpha)]$

$$- \left(1 + \frac{1}{i}\right)$$

$$D = A_n \sin \delta_n - A_n \cos \delta_n + A_n$$

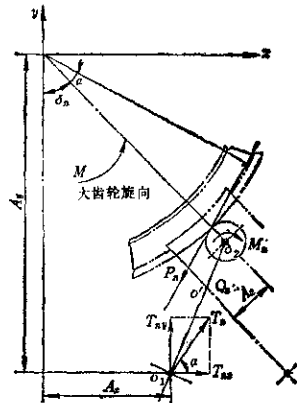


图9.3-3 推杆式

3.6 偏心滚轮式(T, S, P型) (结构见表9.3-1序号6)

图9.3-4中,  $Q_n$  为销轴对小车的作用力  $N$ ;  
 $F_n$  为斜撑杆对小车的作用力  $N$ .

脚注“ $n$ ”代表第  $n$  个车体的力或力矩,  $n=1, 2, 3, 4$ .

当每点载荷均衡时

$$P_1 = P_2 = P_3 = P_4 = \frac{2M}{nd} \quad (n=4)$$

$$Q_1 = \frac{P_1 d_2 - 2M_1}{2\omega_1^2 \sin(\beta_1 + \psi)} = -Q_2$$

欲保持轮压时,  $\beta_1$  的范围

$$\arctan \frac{\sin(\theta - \theta_0 - \psi)}{l \sin(\alpha_1 - \theta_0) - \cos(\theta - \theta_0 - \psi)} - \psi$$

$$\geq \beta_1 \geq \arctan \frac{\sin(\theta + \theta_0 - \psi)}{l \sin(\alpha_1 + \theta_0) - \cos(\theta + \theta_0 - \psi)} - \psi$$

其中  $l = \frac{2\omega_1^2}{d_2(1 - \frac{1}{i})} \approx \frac{2\omega_1^2}{d_2}$

$$A_1 = \frac{P_1 \sin(\alpha_1 + \theta_0) - \theta_1 \sin(\theta + \beta_1 + \theta_0)}{\sin 2\theta_0}$$

$$B_1 = \frac{Q_1 \sin(\theta - \theta_0 + \beta_1) - P_1 \sin(\alpha_1 - \theta_0)}{\sin 2\theta_0}$$

$$A_2 = \frac{P_2 \sin(\theta_0 + \alpha_2) - Q_2 \sin(\delta - \theta_0 - \beta_1)}{-F_2 \sin(\delta - \theta_0 + \psi) - T_2 \cos(\delta - \theta_0)}{\sin 2\theta_0}$$

$$B_2 = \frac{P_2 \sin(\theta_0 - \alpha_2) + Q_2 \sin(\delta + \theta_0 - \beta_1)}{\pm F_2 \sin(\delta + \theta_0 + \psi) + T_2 \cos(\delta + \theta_0)}{\sin 2\theta_0}$$

$$A_3 = \frac{Q_3 \sin(\theta + \theta_0 + \beta_3) - P_3 \sin(\alpha_3 - \theta_0)}{\sin 2\theta_0}$$

$$B_3 = \frac{P_3 \sin(\alpha_3 + \theta_0) - Q_3 \sin(\theta - \theta_0 + \beta_3)}{\sin 2\theta_0}$$

$$A_4 = \frac{-P_4 \sin(\alpha_4 - \theta_0) + Q_4 \sin(\delta - \theta_0 - \beta_3)}{+ F_4 \sin(\delta - \theta_0 + \psi) + T_4 \cos(\delta - \theta_0)}{\sin 2\theta_0}$$

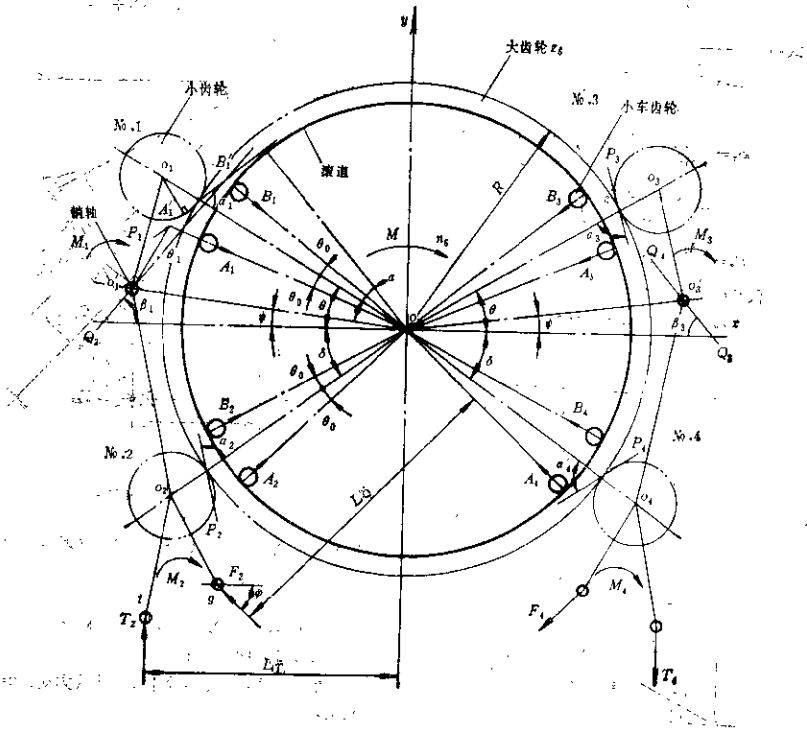


图9.3-4 偏心滚轮式

$$B_4 = \frac{P_3 \sin(\alpha_3 + \theta_0) - \theta_3 \sin(\delta + \theta_0 - \beta_3)}{-F_3 \sin(\delta + \theta_0 + \psi) - T_4 \cos(\delta + \theta_0)} \sin 2\theta_0$$

$$Q_3 = \frac{P_3 d_p - 2M_3}{2\omega_3^2 \sin(\beta_3 + \psi)} = -Q_4$$

$\beta_3$ 的范围如下

$$\arctan \frac{\sin(\theta + \theta_0 - \psi)}{\sin(\alpha_3 + \theta_0) - \cos(\theta + \theta_0 - \psi)} - \psi \geq \beta_3$$

$$\geq \arctan \frac{\sin(\theta - \theta_0 - \psi)}{\sin(\alpha_3 + \theta_0) - \cos(\theta - \theta_0 - \psi)} - \psi$$

求得  $A_n$ 、 $B_n$  后，按其最大值设计偏心滚轮机构；若其中有负值时，说明滚轮和大齿轮滚道不接触，而是大小齿轮间凸缘接触。

若斜撑杆和扭力杆同时受力，其变形情况如图 9.3-5 所示。

$T_2$ 、 $T_3$  存在下列变形协调条件

$$\frac{T_2 r^2}{G J_x \cos \theta_1} \frac{\partial q}{\partial t} = \frac{F_2 L_2}{E F_0 \cos \theta_2}$$

式中  $J_x$ ——断面积惯性矩  $\text{mm}^4$ ；

$L_2, F_0$ ——斜撑杆长度和断面积。

当斜撑杆不受力时， $F_2 = F_4 = 0$ ，此时

$$T_2 = T_4 = \frac{M}{2L_T} \left(1 - \frac{1}{i}\right)$$

式中  $L_T$ ——连接直杆到中心距离。

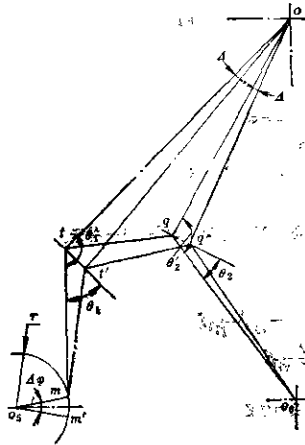


图 9.3-5 斜撑杆、扭力杆变形图

#### 4 低速级啮合侧隙计算

侧隙可调整变化的型式有拉杆式(B.F.T型)、偏心滚轮式(T.S.P型)、推杆式(B.F.P型)等几种，根据结构的不同，影响侧隙变化的参数也不可

(1) 拉杆式侧隙计算

$$c_n = 2 \left( \Delta a + \frac{M L \tan \alpha}{4 E F_0 l} \right) \tan \alpha_0$$

$$\Delta a = a_c - m \left( \frac{z_1 + z_2}{2} + y \right)$$

式中  $a_c$ ——由上下拉杆调整确定的实际中心距  $\text{mm}$ ；

$y$ ——中心距变动系数；

$L$ ——拉杆长度  $\text{mm}$ 。

侧隙不但和拉杆调整的中心距有关，且受传递总扭矩  $M$  和拉杆刚度  $\frac{E F_0}{L}$  的影响。

(2) 偏心滚轮式调整侧隙计算

调整侧隙的原理见图 9.3-6。图中  $A, B$  为偏

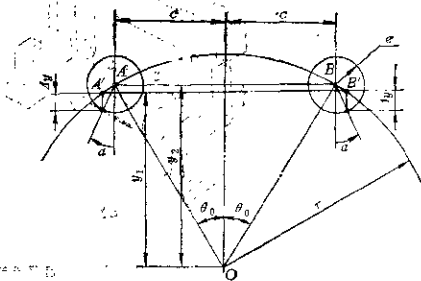


图 9.3-6 偏心滚轮式调整侧隙原理图

心滚轮的回传中心，即小车上安装滚轮的轴孔中心； $c$  为  $A, B$  点到传动中心的距离  $\text{mm}$ ， $O$  为大齿轮中心； $l$  为滚轮偏心距  $\text{mm}$ ； $r$  为滚轮中心轨迹半径  $\text{mm}$ ， $r_0$  为滚道半径—滚轮半径， $\alpha$  为偏心调整角，左滚轮顺时针方向转，右滚轮逆时针转。

齿轮啮合侧隙的增值  $\Delta c_n$  为

$$\Delta c_n = 2 \Delta y \tan \alpha$$

其中  $\Delta y = \sqrt{r^2 - (c + l \sin \alpha)^2} + l \cos \alpha - \frac{c}{\tan \theta_0}$

$\Delta y$  为负值时相当于侧隙值减小， $\alpha$  变化和  $\Delta y$  的变化为非线性关系，调整  $\alpha$  角时，侧隙的变化由

公式确定。

(3) 推杆式侧隙计算

其结构见表9.3-1序号5, 代号见图9.3-3。

传递扭矩后侧隙的增值为

$$\Delta c_n = \frac{2H\sigma_1\sigma_2 \tan\alpha_0}{D\sigma_1\sigma_2 K_\theta} \frac{M}{n}$$

式中  $K_\theta$  —— 推杆刚度 N/mm,

其他代号见本章3.5节。

若给定侧隙的最大增值  $\Delta c_{nmax}$ , 推杆应具有刚度  $K_\theta$ 。

$$K_\theta \geq \frac{2H\sigma_1\sigma_2 \tan\alpha_0}{D\sigma_1\sigma_2 \Delta c_{nmax}} \frac{M}{n}$$

5 柔性支承的结构和计算

一般传动装置的壳体均直接固定于地基, 而多柔传动的低速级壳体则通过各种柔性支承装置后再

和地基相连, 柔性支承起着减少冲击和振动的作  
用, 且保证了各种悬挂安装的实现, 使传动装置在  
各种复杂的变形情况下, 能保证传动的相对位置,  
符合这些要求的柔性支承有很多不同的结构型式,  
常见的有扭力杆、拉压杆、弹簧、组合式和调整式  
等。

5.1 扭力杆

a. 自平衡的单扭力杆 这种柔性支承应用的  
非常广泛, 结构及受力简图见图9.3-7, 作用于扭  
力杆的力  $P$  值和啮合点数, 载荷是否均衡等都无关。  
扭力杆的直径  $d$  需满足

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{16Pr}{\pi[\tau]}}$$

式中  $r$  —— 扭力杆作用扭矩。

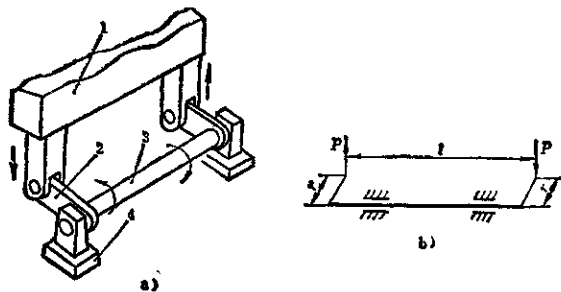


图9.3-7 自平衡单扭力杆柔性支承

a) 结构 b) 受力简图

1—悬挂外壳 2—齿柄 3—扭力杆 4—重量平衡器

b. 端固定的双扭力杆 这种柔性支承用于T、S、P型, 其受力简图如图9.3-8所示。

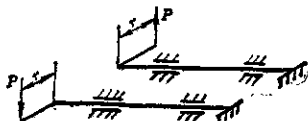


图9.3-8 端固定的双扭力杆受力简图

两根扭力杆上的作用力  $P$  不一定相等, 按较大  
的进行计算, 计算公式同自平衡的单扭力杆。

5.2 拉压杆

a. 自平衡的拉压杆 受力简图见图9.3-9。

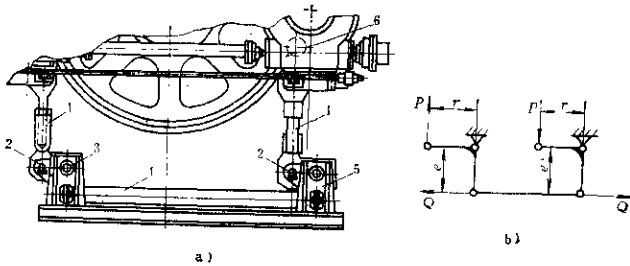


图9.3-9 自平衡拉压杆

a)结构 b)受力简图

1—直杆 2—曲柄 3—支轴 4—拉压杆 5—支座 6—悬挂减速器

拉压杆的直径 $d$ 需满足下式:

$$d \geq \sqrt{\frac{4Pr}{\pi e[\sigma]}} \text{ mm}$$

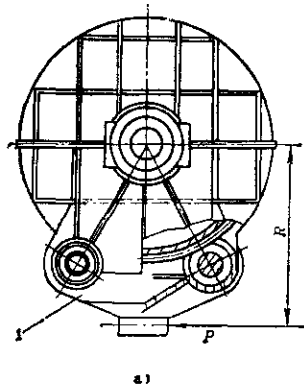
式中  $e$ 、 $r$ ——曲柄的偏距 mm。

转化作用于拉压杆的力  $Q = P \frac{r}{e}$

同样将各种装置作用于直杆的不同 $P$ 值代入公式,便可求得各种装置相应的拉压杆直径。

b. 端固定的拉压杆 这种柔性支承一般用于整体外壳式结构,需满足下式:

$$d \geq \sqrt{\frac{4P}{\pi[\sigma]}} \text{ mm}$$



### 5.3 弹簧

#### 6.3.1 水平式弹簧

结构见图9.3-10。一般为半悬挂时:

$$P = \frac{M + \sum m}{R} \text{ N}$$

$$F = \frac{M + \sum m}{R_n} \text{ N}$$

式中  $M$ ——主轴输出扭矩;

$\sum m$ ——半悬挂时,其他作用于壳体的力对中心的力矩之代数和;全悬挂时,  $\sum m = 0$ 。

根据 $F$ 设计计算碟形弹簧,其预压缩量根据壳体允许转角和碟形弹簧刚度确定。

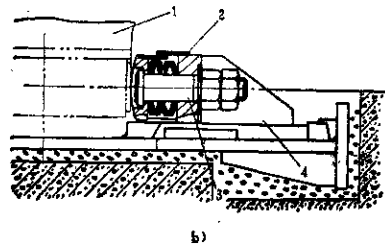


图9.3-10 悬挂减速器水平式弹簧

a) 总体结构 b) 支承部分结构

1—悬挂壳体 2—碟形弹簧 3—预紧螺栓

4—支架

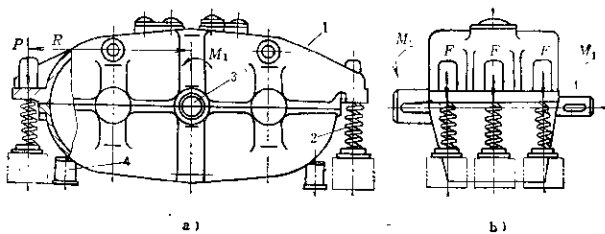


图9.3-11 悬挂式减速器垂直式弹簧

a) 结构简图 b) 受力简图

1—悬挂减速器 2—弹簧 3—传动轴 4—变压阻尼器

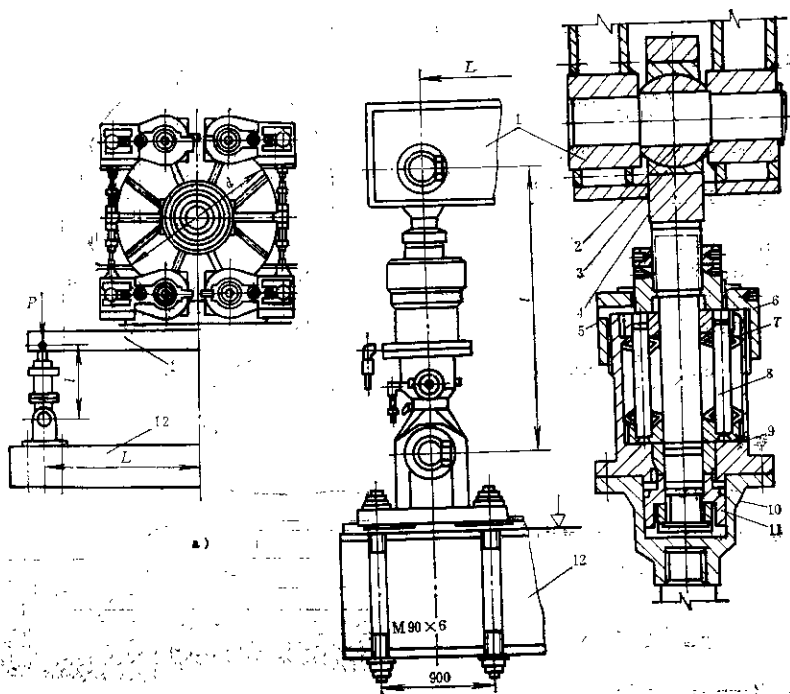


图9.3-12 弹簧-液压组合式柔性支承

a) 总体结构 b) 支承部分结构

1—悬挂壳体 2、3—球铰 4—基杆 5、6—螺母 7—碟形弹簧  
8—导杆 9—本体 10—液压缸 11—活塞 12—固定梁

5.3.2 垂直式弹簧

结构见图9.3-11。

$$F = \frac{P}{n} = \frac{M_2 + M_1}{nR}$$

输入减速器扭矩  $M_1$ 、主轴输出扭矩  $M_2$  同向时取“+”，异向时取“-”，根据  $F$  设计计算弹簧。

5.4 组合式柔性支承

5.4.1 弹簧-液压组合式柔性支承

图9.3-12为在总体中的位置及该部分结构，图

中  $L$  为弹簧-液压组合式柔性支承中心线到回转中心之间的距离，当为悬挂时：

$$P = \frac{M}{L}$$

根据  $P$  设计计算柔性支承的零件，如磁性弹簧等。

5.4.2 柔性杆-扭力杆组合式柔性支承

如图9.3-13，结构类似自平衡单扭力杆，只是和悬挂减速器与扭力杆联结的刚性直杆变为一根内装弹簧的柔性杆。扭力杆的计算和一般扭力杆相同，根据作用于柔性杆的力  $P$  值可设计计算柔性杆内弹簧等零件；宝钢 450m<sup>2</sup> 烧结机的主传动就采用这种柔性支承。

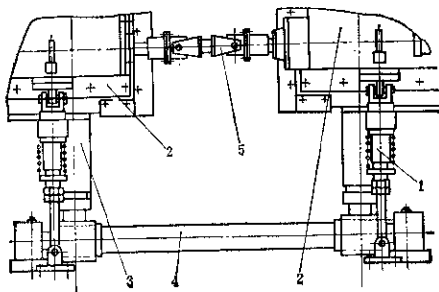


图9.3-13 柔性杆-扭力杆组合式柔性支承  
1—弹性支承 2—悬挂减速器 3—柔性杆 4—扭力杆 5—万向轴

5.4.3 杠杆-弹簧组合式柔性支承

结构和受力简图见图9.3-14，其中  $P$  为悬挂减速器上直杆对杠杆的作用力，即对柔性支承的作用

力， $Q$  为对弹簧的作用力；

$$\dot{Q} = P \frac{a}{b}$$

根据  $Q$  可对弹簧进行设计计算。

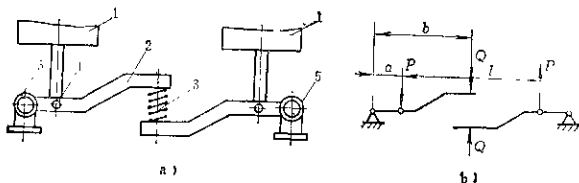


图9.3-14 杠杆-弹簧组合式柔性支承

a) 结构 b) 受力简图

1—悬挂减速器 2—杠杆 3—弹簧 4—铰链 5—支座

### 5.5 调基式

#### 5.5.1 刚度可调

结构及受力简图如图9.3-15所示,调整座可以左右移动调整以改变扭力杆的作用长度,从而改变柔性支承的刚度,在更大范围欲调整刚度,则需更

换扭力杆和调整座,图中 $l$ 为扭力杆有效长度,即调整座到扭力杆头部中心距离, $l$ 为变值,扭力杆最大直径 $d$ 为:

$$d \geq 2 \sqrt[3]{\frac{2Pl}{\pi[\tau]}} \text{ mm}$$

$P$ 值不同时,可得相应的 $d$ 值, $l$ 的值仅影响刚度和强度无关。

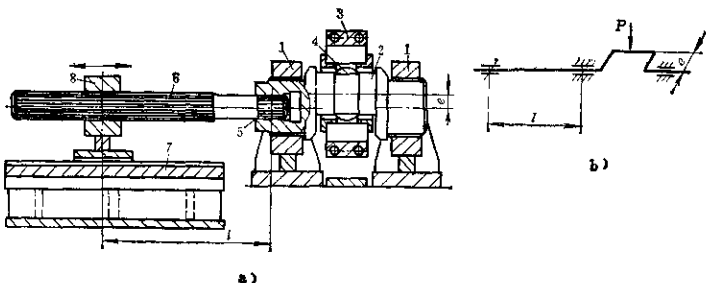


图9.3-15 刚度可调式柔性支承

a) 结构 b) 受力简图

1—轴承 2—曲柄 3—连杆头 4—球铰 5—花键 6—扭力杆 7—精平台 8—调整座

#### 5.5.2 刚度和偏心均可调

结构及受力简图如图9.3-16所示,柔性支承在心轴左右两侧对称,即有两根扭力杆,夹紧支座可根据要求控制夹紧力,尚起保险作用,扭力杆长度

为变值,调整两个调整螺帽的距离,就可改变作用偏矩 $l$ 值,达到刚度和偏心均可调整的目的,图中 $r$ 为 $l_{max}$ ,强度按最大偏心考虑,扭力杆直径 $d$ 为:

$$d \geq 2 \sqrt[3]{\frac{Pl_{max}}{\pi[\tau]}} \text{ mm}$$

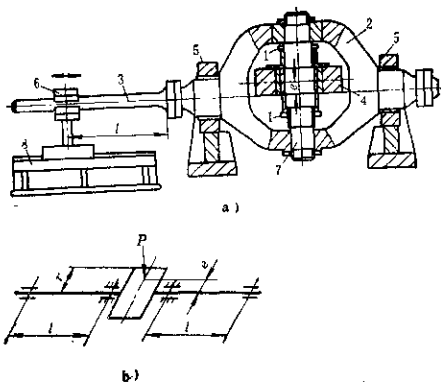


图9.3-16 刚度和偏心均可调整式

a) 结构 b) 受力简图

1—调整螺帽 2—框架 3—扭力杆 4—连杆头 5—轴承 6—夹紧支座 7—心轴 8—精平台



不均衡时, 在大、小齿轮凸缘间将产生一附加的径向力 $\Delta P$ ,

$$\Delta P_n = (\mu + \mu') \tan \alpha \frac{M}{l} \quad \text{N}$$

此附加径向力将增加凸缘间的摩擦, 使主轴传递扭矩增加; 凸缘的摩擦使传动侧隙增加, 由于径向力小的一边始终接触, 侧隙集中于圆周力大的一边, 造成同一传动装置两边侧隙不相等的局面。

为此, 国外发展了带弹性支杆的 B.F.T 型的改进型, 见图 9.3-13, 以解决均载问题。

### 6.2.2 有弹性支杆时的均载条件

当装置传递额定扭矩时, 考虑扭转杆和柔性支杆的变形后, 弹性支杆产生的反力正好和悬挂减速器的重量相抵消, 为此需调整左右弹性支杆的弹簧预压缩量。

右弹性支杆上弹簧预调压缩量为  $\Delta Z_0$ ,

$$\Delta Z_0 = \frac{M}{l} \left( \frac{\mu}{K} - \frac{16lr_0^2}{G_s \pi d_B^4} - \frac{1}{K_2} \right) \quad \text{mm}$$

左弹性支杆上弹簧预调压缩量为  $\Delta Z'_0$

$$\Delta Z'_0 = \frac{M}{l} \left( \frac{\mu'}{K} + \frac{16lr_0^2}{G_s \pi d_B^4} + \frac{1}{K_2} \right) \quad \text{mm}$$

以上两式物理符号的意义见 3.1 节。

由此可知, 为保持均载, 左右弹性支杆上弹簧的预调压缩量 ( $\Delta Z_0$  和  $\Delta Z'_0$ ) 是不相等的。据此可确定设备静止时左右弹性支杆上的弹簧预压缩量。

欲保证齿轮上无偏载, 左右弹性支杆的位置  $x_1$ ,  $y_3$  和  $x'_1$ ,  $y'_3$  应符合本章 3.1 节中有关的规定值。均载时,  $P_1 = P'_1 = P$ ,  $\beta = 1$ 。可得

$$y_3 = y_1 + \frac{l}{i_1 \eta \mu} \left( \frac{1}{i_B} - \frac{1}{2} \right) \quad \text{mm}$$

$$y'_3 = y'_1 + \frac{l}{2\mu' i_1 \eta} \quad \text{mm}$$

$$x_1 = \frac{1}{\mu} \left( z_1 - \frac{\tan \alpha}{2} z_2 \right) + x_G - x_i \quad \text{mm}$$

$$x'_1 = \frac{1}{\mu'} \left( z'_1 - \frac{\tan \alpha}{2} z'_2 \right) + x'_G - x'_i \quad \text{mm}$$

## 7 多柔传动装置的初步选择计算

### 7.1 B.F.T 型

a. 选择式 主轴输出修正扭矩:

$$M_{c2} = \frac{M_2 K_h}{K_d} \quad \text{N} \cdot \text{mm}$$

## 6 均载技术方法与计算

一般指传动装置采用多台电机共同驱动或一台电机分为几点啮合时, 如何保证每台电机载荷均衡和啮合点受力相等。

### 6.1 多电机驱动时的均载方法

(1) 原动机采用异步电机时, 依靠电机固有的转差特性——载荷大时转速下降, 载荷小时转速上升的规律, 使同一传动装置中的每台电动机自动保持功率的平衡, 宏观地维持各点的均载。

(2) 传动装置采用直流电机时, 电器控制系统的设计要求每台电机的电流值维持在一定范围, 从而保持各点的均载。

(3) 大功率 (数百千瓦以上) 传动装置采用同步电机有很高的技术经济效益, 此时, 在传动装置中可设置液体粘滞型载荷分配离合器, 用改变摩擦片间的夹紧力来控制相对滑动, 转速和电机负荷变化的反应时间小于 10 毫秒, 各点负荷差可小于 3%。

### 6.2 拉杆式 (B.F.T 型) 多柔传动装置的均载分析计算

#### 6.2.1 无弹性支杆时不均载的计算

普通 B.F.T 型 (见表 9.3-1 序号 1 结构简图) 在悬挂传动架下部无弹性支杆, 由于传动架重量的影响, 造成实际上负荷不均衡; 不均衡系数为两啮合点传递圆周力或扭矩之比。

在一个传动架上悬挂有初级减速器时, 不均衡系数  $\delta$  为:

$$\delta = \frac{P'_1}{P_1} = \frac{2 + (\mu' + \mu)}{2 - (\mu' + \mu)}$$

物理量符号的意义见本章 3.1 节。

传动架上未悬挂初级减速器, 即两边对称时,  $\mu = \mu'$ , 此时

$$\delta = \frac{1 + \mu}{1 - \mu}$$

$\mu$  值越大,  $\delta$  越大, 即两点不均衡越大, 若传动架重量为对扭力杆作用力的 20% 时, 即  $\mu = 0.2$ , 可求得  $\delta = 1.5$ , 左边将传递总扭矩的 60%, 而右边仅传递总扭矩的 40%, 出现较大的不均衡现象, 这种现象随传动架重量的增加而增加。

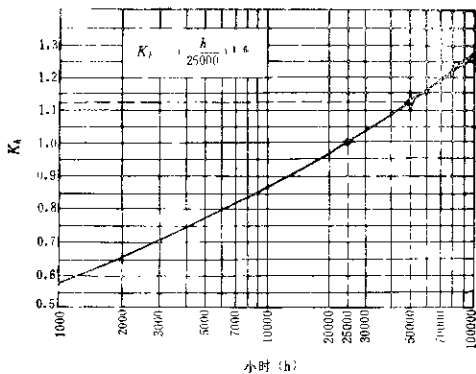


图9.3-17 寿命系数

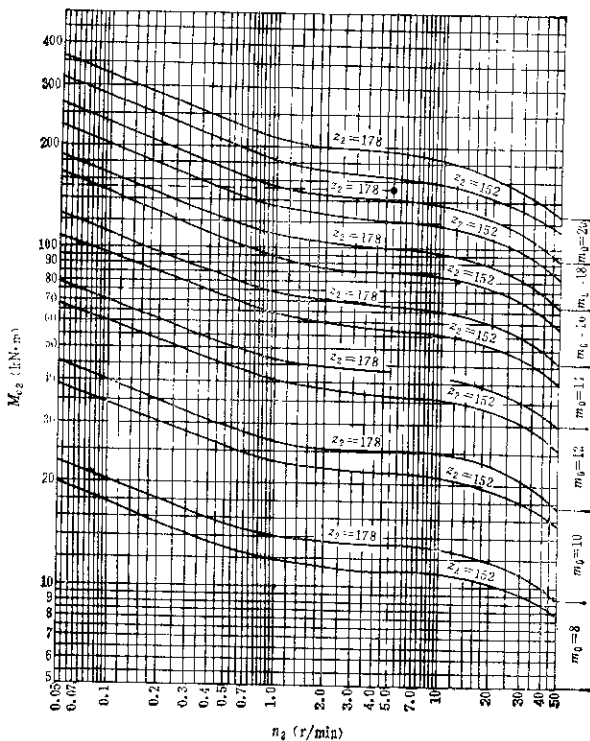


图9.3-18 主轴输出修正扭矩

式中  $M$  —— 主轴正常输出转矩  $\text{N}\cdot\text{mm}$ 。

b. 数据选取

(1) 使用系数  $K_A$  根据表 9.3-2 确定。

表 9.3-2 使用系数  $K_A$

原动机 分类	载荷 等级	载荷状态	运转时间	
			<12h/天	>12h/天
电动机	I	载荷很少变化	1.0	0.95
	II	载荷有变化	0.80	0.70
涡轮机	I	载荷变化不大	0.67	0.57
	II	载荷变化很大	0.67	0.57
多缸 发动机	I	载荷很少变化	0.80	0.70
	II	载荷有变化	0.67	0.57
发动机	I	载荷变化不大	0.67	0.57
	II	载荷变化很大	0.57	0.45

(2) 寿命系数  $K_H$  根据设计寿命  $h$  由图 9.3-17 查得  $K_H$  值。

(3) 根据  $K_A$ 、 $K_H$  及  $M_2$  求得  $M_{c2}$ ，再根据输出转速  $n_2$ ，利用图 9.3-18 线图求得低速级传动副的模数、齿数等传动参数。

【例 1】 挖泥船的运输机驱动装置，其原动机为电动机，减速机正常输出转矩  $M_2$  为  $1000\text{kN}\cdot\text{m}$ ，主轴转速  $n_2$  为  $5\text{r}/\text{min}$ ，使用时间为  $8\text{h}/\text{天}$ ，设计寿命为  $25000\text{h}$ 。

据有关图表中查取： $K_A=0.67$  (表 9.3-2)， $K_H=1.0$  (图 9.3-17)

所以

$$M_{c2} = \frac{1000000 \times 1.0}{0.67} = 1492.53\text{kN}\cdot\text{m}$$

用图 9.3-18 线图，根据  $n_2=5\text{r}/\text{min}$  及  $M_{c2}$  的交点，即可得到大齿轮模数为  $20\text{mm}$ ，齿数为  $152$ 。

### 7.2 B.F.P型 和 B.F型

a. 选择式 小齿轮轴修正扭矩

$$M_{c3} = M_2 \frac{z_1}{z_2} \frac{1}{q_2} \frac{K_A K_H}{K_A K_2} \text{N}\cdot\text{mm}$$

式中  $K_2$  —— 齿轮修正系数；

$q_2$  —— 大齿轮上配对的悬挂小齿轮数，即啮合点数。

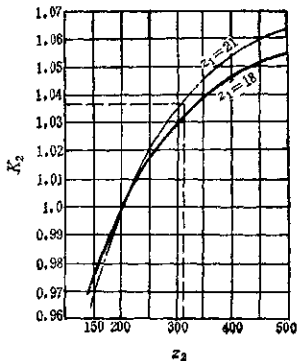


图 9.3-19 系数  $K_2$  曲线

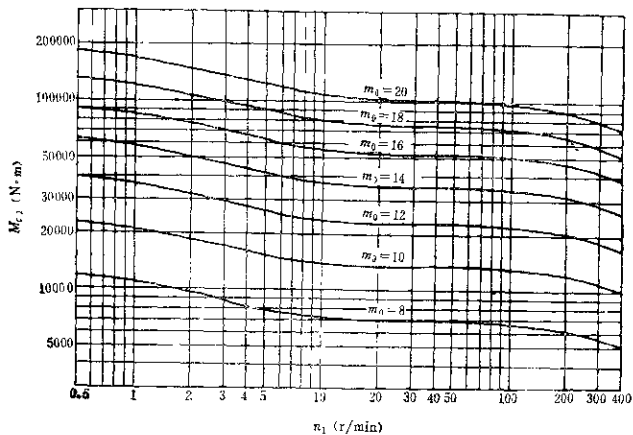


图 9.3-2 小齿轮轴修正系数 (一)

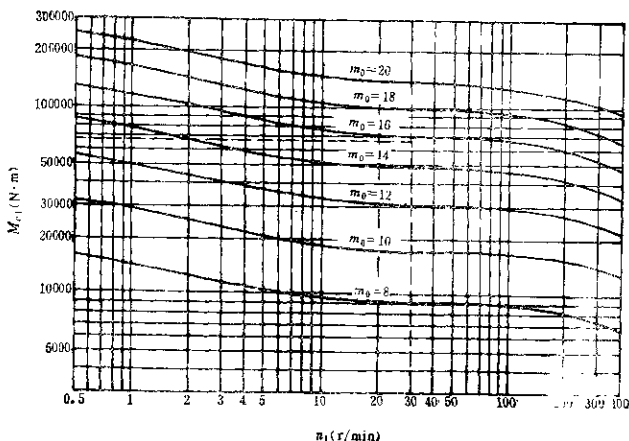


图9.3-21 小齿轮轴修正扭矩(二)

b. 数据选取  $K_A$ 、 $K_b$  的选取与 B.F.T 型相同用同样表和线图;  $K_2$  由大齿轮齿数  $z_2$  与小齿轮齿数  $z_1$  根据图 9.3-19 曲线求得。

再将  $M_2$ 、 $K_b$ 、 $K_A$ 、 $z_1$ 、 $z_2$ 、 $q_2$  等代入选择式, 便可求得  $M_{c1}$ , 并依据小齿轮转速  $n_1$ , 由图 9.3-20 或图 9.3-21 初步确定低速级的模数。

【例1】回转窑驱动装置(有载荷变化), 其原动机为电动机, 主轴正常输出扭矩  $M_2$  为 650 kN·m, 主轴转速  $n_2$  为 2r/min, 大齿轮齿数  $z_2$  为 312, 小齿轮齿数  $z_1$  为 21, 悬挂小齿轮数  $q_2=1$ , 使用时间为 24h/天, 设计寿命为 50000h。

数据的确定:

根据有关图表查取  $K_A=0.7$ (表 9.3-1),  $K_b=1.12$ (图 9.3-17),  $K_2=1.036$ (图 9.3-19), 而

$$n_1 = n_2 \cdot \frac{z_2}{z_1} = 2 \times \frac{312}{21} = 29.72 \text{ r/min}$$

所以

$$M_{c1} = 650 \times \frac{21}{312} \times 1 \times \frac{1.12}{0.7 \times 1.036} = 67560 \text{ N}\cdot\text{m}$$

然后由图 9.3-21, 根据  $n_1$ 、 $M_{c1}$  即可确定传动模数  $m=16$ 。

### 7.3 关于初步选择计算的说明

(1) 上述计算方法为一种初步粗略计算, 因齿轮宽度及材料等均未定, 所以应在确定齿轮全部尺寸及材料后, 再作最后的强度校核, 其方法和一般设计计算相同, 但因低速级接触良好, 齿宽可按 95% 接触考虑; 传递扭矩按每点平均传递扭矩乘以采用或不采用均载技术措施后每点的最大不平衡系数。

(2) 在装置使用次数很少, 输出转速又很低的情况下, 可以用另外的设计方法进行计算, 以获得更小的尺寸。

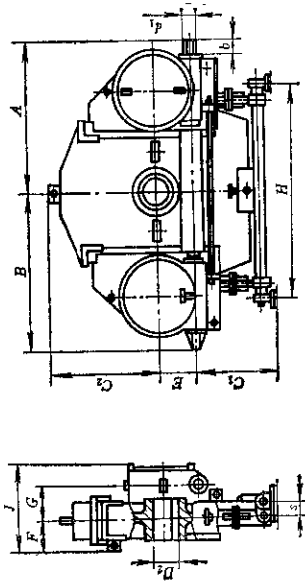
(3) 装置中使用的初级蜗轮减速器、输入端附加减速器等传动装置按其实际传递的扭矩和转速进行计算。

(4) 对超出线图范围的大型传动装置, 可仿此进行初步计算, 再根据实际传动参数和尺寸材料等进行最后的传动强度设计计算。

### 8 B.F.T 型的两种系列尺寸

a. 西德克龙伯公司的系列尺寸(表 9.3-3)

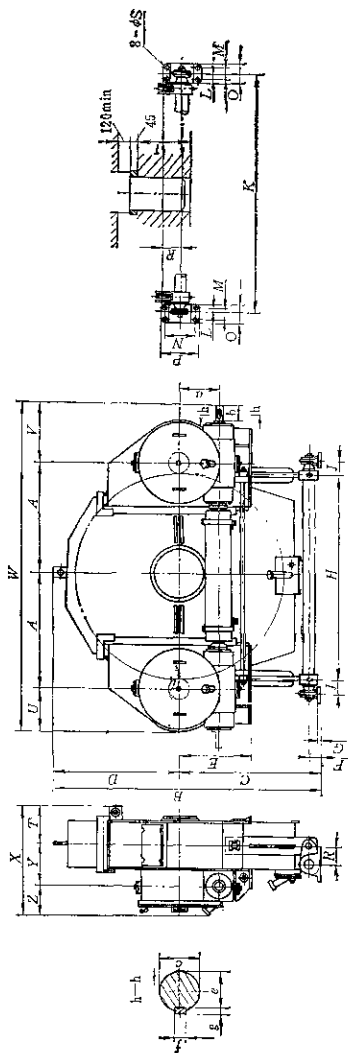
表9.3-3 联邦德克亮罗伯公司的系列尺寸



模数	mm															扭矩(N·m)		近似重 (kg)
	A	B	C <sub>1</sub>	C <sub>2</sub>	D <sub>2</sub>	E	F	G	H	I	L	M	N	d <sub>1</sub>	b	正常	最大	
8	950	964	980	700	250	200	272	275	1288	675	420	M24	120	50	110	60500	106000	2600
10	1185	1202	1252	850	320	250	340	340	1680	900	480	M36	180	60	140	117500	215000	4000
12	1405	1414	1492	1000	400	315	370	400	1932	1020	560	M36	180	70	140	203000	376000	5100
14	1668	1678	1650	1220	450	400	455	450	2304	1212	660	M48	240	90	170	320000	598000	7500
16	1942	1957	1900	1450	500	500	480	525	2576	1365	710	M48	240	110	210	477000	880000	12200
18	2095	2111	2250	1600	600	500	530	550	2948	1390	800	M56	300	110	210	875000	1280000	16300
20	2375	2380	2500	1770	800	580	580	610	3270	1595	900	M56	300	110	210	923000	1740000	20500

b. 日本精本公司的系列尺寸 (表9.3-4)

表9.3-4 日本精本公司的系列尺寸



齒數比	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L	M	N	O	P	R	S	T	I	U	V	W	X	Y	Z	b	c	e	f	g									
8	680	1870	1200	770	520	90	28	1218	100	1418	25	72	220	128	270	120	27	310	350	200	285	345	1990	855	285	280	110	50	44.5	14	9									
	305	425	2090	855	315	250	140	60	53	18	11	250	180	390	445	305	425	2090	855	315	250	140	60	53	18	11	250	180	390	445	305									
	360	480	2540	1045	385	290	140	70	62.5	20	12	315	360	480	2540	1045	385	290	140	70	62.5	20	12	360	480	2680	1150	430	290	140	70	62.5	20	12						
12	1020	2620	1520	1100	740	130	40	1824	150	2124	40	108	315	184	390	180	39	430	560	400	450	590	3080	1165	445	310	170	90	81	25	14	14								
	450	590	3420	1310	495	310	170	90	81	25	14	400	450	590	3420	1310	495	310	170	90	81	25	14	450	590	3080	1165	445	310	170	90	81	25	14						
14	1190	2910	1660	1250	920	150	56	2128	200	2528	55	144	415	242	510	240	52	505	685	500	550	710	3940	1390	515	330	210	110	100	28	16	16								
	550	710	3940	1390	515	330	210	110	100	28	16	500	550	710	3980	1445	565	330	210	110	100	28	16	550	710	3980	1445	565	330	210	110	100	28	16						
16	1350	3230	1790	1440	920	180	56	2432	200	2832	55	144	415	242	510	240	52	550	750	500	550	710	3980	1445	565	330	210	110	100	28	16	16								
	285	415	2198	855	295	250	110	50	44.5	14	9	200	285	415	2198	895	315	280	140	60	53	18	11	250	180	390	445	305	425	2090	855	315	250	140	60	53	18	11		
8	784	2070	1200	870	520	90	28	1424	100	1624	25	72	220	125	270	120	27	310	350	200	285	345	1990	855	285	280	110	50	44.5	14	9	9								
	305	425	2090	855	315	250	140	60	53	18	11	250	180	390	445	305	425	2090	855	315	250	140	60	53	18	11	250	180	390	445	305	425	2090	855	315	250	140	60	53	18
10	880	2490	1410	1080	625	130	40	1780	150	2080	40	108	315	184	390	130	39	990	445	315	360	480	2680	1045	385	290	140	70	62.5	20	12	12								
	350	480	2680	1045	385	290	140	70	62.5	20	12	315	360	480	2680	1045	385	290	140	70	62.5	20	12	360	480	2820	1165	445	310	170	90	81	25	14	14					
178/16	1176	2850	1590	1280	740	130	40	2130	150	2435	40	108	315	184	390	180	39	430	560	400	450	590	3382	1165	445	310	170	90	81	25	14	14								
	450	590	3420	1310	495	310	170	90	81	25	14	400	450	590	3420	1310	495	310	170	90	81	25	14	450	590	3080	1165	445	310	170	90	81	25	14						
14	1372	3260	1820	1440	920	180	56	2492	200	2892	55	144	415	242	510	240	52	505	685	500	550	710	4004	1390	515	330	210	110	100	28	16	16								
	550	710	4004	1390	515	330	210	110	100	28	16	500	550	710	4356	1445	565	330	210	110	100	28	16	550	710	4356	1445	565	330	210	110	100	28	16						
16	1568	3850	2000	1660	920	180	56	2848	200	3248	55	144	415	242	510	240	52	550	750	500	550	710	4356	1445	565	330	210	110	100	28	16	16								
	550	710	4356	1445	565	330	210	110	100	28	16	500	550	710	4608	1495	585	330	210	110	100	28	16	550	710	4608	1495	585	330	210	110	100	28	16						

## 第4章 起重机用齿轮减速器

### 1 起重机用齿轮减速器的设计原则

#### 1.1 减速器的工作级别

起重机用齿轮减速器要根据其工作频繁程度、载荷状态和使用条件来确定其工作级别。正确地选择减速器的工作级别,才能合理地设计计算齿轮减速器。减速器的工作级别由下列因素决定:

a. 减速器的利用等级 如表9.4-1所示,减速器的利用等级按其所在的机构总使用寿命分为10级(T<sub>0</sub>~T<sub>9</sub>)。表中总使用寿命规定为减速器在设计的使用年限内处于运转的总小时数,它仅作为减速器的设计基础,而不能视为保用期。

b. 减速器的载荷状态

减速器的载荷状态表明其受载的轻重程度。它可用载荷谱系数K<sub>m</sub>表示, K<sub>m</sub>用式(9.4-1)计算。

$$K_m = \sum \left[ \frac{t_i}{T} \cdot \left( \frac{P_i}{P_{max}} \right)^n \right] \quad (9.4-1)$$

式中 n——齿轮材料疲劳试验曲线指数,见表9.4-5及表9.4-8;

P<sub>i</sub>——减速器在工作时间内所承受的各个载荷(P<sub>1</sub>, P<sub>2</sub>, P<sub>3</sub>..., P<sub>n</sub>);

P<sub>max</sub>——P<sub>i</sub>中最大值;

t<sub>i</sub>——减速器承受各个载荷的持续时间(t<sub>1</sub>, t<sub>2</sub>, t<sub>3</sub>..., t<sub>n</sub>);

t<sub>T</sub>——所有工作载荷的总持续时间, t<sub>T</sub> = ∑t<sub>i</sub> = t<sub>1</sub> + t<sub>2</sub> + t<sub>3</sub>... + t<sub>n</sub>。

当减速器的实际载荷状态未知时,可根据经验按表9.4-2中“附注”栏的说明选择一个合适的载荷

状态。当减速器的载荷状态已知时,则先按式(9.4-1)计算实际载荷谱系数,然后按表9.4-2选择与它最接近的并不小于计算值的名义载荷谱系数作为减速器的载荷谱系数。

表9.4-1 减速器的利用等级

利用等级	总使用寿命(h)	工作的频繁程度
T <sub>0</sub>	200	不经常使用
T <sub>1</sub>	400	
T <sub>2</sub>	800	
T <sub>3</sub>	1600	
T <sub>4</sub>	3200	经常轻度使用 经常中等程度使用 不经常繁忙地使用
T <sub>5</sub>	6300	
T <sub>6</sub>	12600	
T <sub>7</sub>	25000	频繁使用
T <sub>8</sub>	50000	
T <sub>9</sub>	100000	

表9.4-2 载荷状态分级及其名义载荷谱系数

载荷状态	名义载荷谱系数	备注
L <sub>1</sub> ——轻	0.125	经常承受轻度载荷,偶尔承受最大载荷
L <sub>2</sub> ——中	0.25	经常承受中等载荷,较少承受最大载荷
L <sub>3</sub> ——重	0.5	经常承受较重载荷,也常承受最大载荷
L <sub>4</sub> ——特重	1	经常承受最大载荷

表9.4-3 减速器的工作级别

载荷状态	名义载荷谱系数 K <sub>m</sub>	利用等级									
		T <sub>0</sub>	T <sub>1</sub>	T <sub>2</sub>	T <sub>3</sub>	T <sub>4</sub>	T <sub>5</sub>	T <sub>6</sub>	T <sub>7</sub>	T <sub>8</sub>	T <sub>9</sub>
L <sub>1</sub> ——轻	0.125			M <sub>1</sub>	M <sub>1</sub>	M <sub>2</sub>	M <sub>2</sub>	M <sub>3</sub>	M <sub>3</sub>	M <sub>4</sub>	M <sub>4</sub>
L <sub>2</sub> ——中	0.25		M <sub>1</sub>	M <sub>2</sub>	M	M <sub>4</sub>	M <sub>5</sub>	M <sub>5</sub>	M <sub>6</sub>	M <sub>6</sub>	
L <sub>3</sub> ——重	0.5	M <sub>1</sub>	M <sub>2</sub>	M <sub>3</sub>	M	M <sub>6</sub>	M <sub>7</sub>	M <sub>7</sub>	M <sub>8</sub>	M <sub>8</sub>	
L <sub>4</sub> ——特重	1	M <sub>2</sub>	M <sub>3</sub>	M <sub>4</sub>	M	M <sub>8</sub>	M <sub>9</sub>	M <sub>9</sub>			

c. 减速器的工作级别 减速器的工作级别按其利用等级和载荷状态分为 M1~M8共 8 级(见表 9.4-3)。

设计减速器系列时,通常按 M5 或 M6 工作级别给出功率表或输出扭矩值。

### 1.2 计算载荷

齿轮应进行齿面接触强度计算与齿根弯曲强度计算。其计算公式基本按照 GB3480—83《渐开线圆柱齿轮承载能力计算方法》进行,仅在计算载荷部分应根据起重机各机构的工作特点,作以下计算。

#### 1.2.1 计算切向力 $F_t$

对于齿面接触强度

$$F_t = F_{t1} K_v K_{H\beta} K_{H\alpha} \quad (9.4-2)$$

对于轮齿弯曲强度

$$F_t = F_{t1} K_v K_{F\beta} K_{F\alpha} \quad (9.4-3)$$

式中  $F_{t1}$ ——等效切向力;

$K_v$ ——动载系数(见第一篇第 4 章);

$K_{H\beta}$ ——齿面接触强度计算用齿向载荷分布系数(见第一篇第 4 章);

$K_{F\beta}$ ——轮齿弯曲强度计算用齿向载荷分布系数(见第一篇第 4 章);

$K_{H\alpha}$ ——齿面接触强度计算用齿间载荷分配系数(第一篇第 4 章);

$K_{F\alpha}$ ——轮齿弯曲强度计算用齿间载荷分配系数(见第一篇第 4 章)。

a. 等效切向力  $F_{t1}$  的计算

$$F_{t1} = k_n \cdot k_m \cdot F_{t1\max} \quad (9.4-4)$$

式中  $k_n$ ——与实际承受的总应力循环次数有关的循环次数系数;

$k_m$ ——与实际载荷变化情况有关的载荷系数;

$F_{t1\max}$ ——分度圆上基本切向力  $N$ 。

1) 分度圆上基本切向力  $F_{t1\max}$  的计算

$$F_{t1\max} = \frac{2M_{1\max}}{d_1} \times 10^3 \quad (9.4-5)$$

式中  $d_1$ ——小齿轮分度圆直径 mm;

$M_{1\max}$ ——小齿轮疲劳计算的基本载荷 N·m。

$M_{1\max}$  的计算有三种情况要考虑:

(1) 对于运行和回转机构:

$$M_{1\max} = \varphi_0 M_e \quad (9.4-6)$$

式中  $M_e$ ——电动机额定力矩传递至计算齿轮的扭矩 N·m;

$\varphi_0$ ——刚性动载系数,  $\varphi_0 = 1.2 \sim 2.0$ 。

(2) 对于起升和非平衡变幅机构:

$M_{1\max}$  取为起升载荷与动载荷系数  $\phi_0$  的乘积产生的力矩。 $\phi_0 = \frac{1}{2}(1 + \phi_2)$ ,  $\phi_2$  按表 9.4-4 计算, 其中  $v$  为额定起升速度 m/s。

表 9.4-4  $\phi_2$  的计算表

起重机型别	$\phi_2$ 的计算式	应用实例
1	$1 + 0.17v$	作安装用 使用轻质的臂架起重机
2	$1 + 0.35v$	作安装用的桥式起重机, 作一般装卸用的吊钩式臂架起重机
3	$1 + 0.70v$	机加工车间和合集中用的吊钩桥式起重机, 港口抓斗门座起重机
4	$1 + 1.00v$	抓斗和电磁桥式起重机

(3) 当机构经常用来完成某种特殊工艺作业时应考虑这种作业产生的载荷。

2) 循环次数系数  $k_n$  按下式计算:

$$k_n = \sqrt{\frac{N_{\max}}{N_0}} \quad (9.4-7)$$

当  $N_{\max} \geq N_0$  时  $k_n = 1$

$$N_{\max} = FZ \quad (9.4-8)$$

$$F = k_0 \frac{n_{\text{电}} \times 60}{i_m} \quad (9.4-9)$$

式中  $N_{\max}$ ——计算齿轮轮齿在使用期限内承受的应力循环总次数;

$F$ ——每小时承受的应力循环次数;

$k_0$ ——对于交替使用两个齿侧面的齿轮, 在计算齿面接触应力循环次数时

$$\text{取 } k_0 = \frac{1}{2};$$

$n_{\text{电}}$ ——电动机每分钟转速 r/min;

$i_m$ ——电动机到计算齿轮的传动比;

$Z$ ——齿轮的总使用寿命, 按表 9.4-1 选取;

$N_0$ ——材料的基本应力循环次数, 见表 9.4-6 及表 9.4-6;

$m$ ——指数, 见表 9.4-5 及表 9.4-6;

$$k_0 < k_{\text{齿面}}.$$





3) 载荷系数  $k_m$  的计算

$$k_m = \sqrt[m]{\sum \left( \frac{F_{ti}}{F_{t(max)}} \right)^m \frac{N_i}{N_{max}}} \quad (9.4-10)$$

式中  $F_{ti}$ ——由载荷谱确定的各个切向力  $N$ ;  
 $N_i$ ——对应于切向力  $F_{ti}$  的应力循环次数。

与起重机构标准载荷谱 (见图9.4-1) 相应的载荷系数  $k_m$  值可根据其载荷状态和材料指数  $m$ , 由表9.4-7查取。

b. 齿间载荷分配系数  $K_{H\alpha}$  与  $K_{Fa}$ 。齿间载荷分配系数  $K_{H\alpha}$  与  $K_{Fa}$  按表9.4-8选取。

表9.4-8 齿间载荷分配系数  $K_{H\alpha}$  与  $K_{Fa}$

精度等级		$\geq 10(N/mm)$					$< 10(N/mm)$
		6	7	8	9	10	6级和6级以下
硬化的	直齿	$K_{H\alpha}$	1.0	1.1	1.2		$1/Z_v^2 \geq 1.2$
		$K_{Fa}$					$1/Y_{\beta} \geq 1.2$
	斜齿	$K_{H\alpha}$	1.1	1.2	1.4		$e_{\alpha} \geq 1.4$
		$K_{Fa}$					
未硬化的	直齿	$K_{H\alpha}$	1.0	1.0	1.1	1.2	$1/Z_v^2 \geq 1.2$
		$K_{Fa}$					$1/Y_{\beta} \geq 1.2$
	斜齿	$K_{H\alpha}$	1.0	1.1	1.2	1.4	$e_{\alpha} \geq 1.4$
		$K_{Fa}$					

注: 当硬化齿轮与非硬化齿轮配对使用时, 应取表中查得相应两轮值的算术平均值。

由于计算载荷  $F_t = F_{t1} K_{\alpha} K_{\beta} K_s$  已考虑了符合起重工况的全部载荷情况, 并以最大工作载荷作为疲劳计算的基本载荷, 因此使用系数  $K_s$  应取为1, 同时因在计算等效切向力  $F_{te}$  时引入了载荷循环次数系数  $k_n$  和载荷谱系数  $k_m$ , 这两个系数的乘积与 GB3480—83 中的寿命系数  $Z_N$  或  $Y_{NT}$  的含义是相同的, 它们的关系是  $k_n \cdot k_m = \frac{1}{Z_N^2}$ ,  $k_n \cdot k_m = \frac{1}{Y_{NT}}$ , 因此本计算中不再引入寿命系数。

1.2.2 磨损系数  $Y_{LW}$

由于起重机构的工作速度一般较低, 所以允许有较大面积的磨损量, 而齿轮磨损后齿厚减薄会降低齿根弯曲强度, 因此在齿根弯曲强度计算中应引入磨损系数  $Y_{LW}$ 。

齿根弯曲应力  $\sigma_F$  按式9.4-11计算:

$$\sigma_F = \frac{F_t}{b m_n} Y_{Fa} Y_{Sa} Y_{\beta} Y_{LW} \quad (9.4-11)$$

式中  $Y_{LW}$ ——磨损系数, 可从表9.4-9中查取;

b、 $m_n$ 、 $Y_{Fa}$ 、 $Y_{Sa}$ 、 $Y_{\beta}$  均见第一篇第4章。

表9.4-9 磨损系数  $Y_{LW}$

允许齿厚磨损量占原齿厚的百分数(%)	10	15	20	25	30
磨损系数 $Y_{LW}$	1.25	1.4	1.3	1.8	2.0

1.2.3 静强度计算载荷

起重机的特有工况之一是有短时期过载, 为防止齿面压碎或压溃变形, 应作齿面静强度计算。静强度计算中用最大切向力  $F_{t(max)}$  代入。

对于接触强度用式(9.4-12)计算:

$$F_{t(max)} = F_{t(max)} K_{H\beta} K_{H\alpha} \quad (9.4-12)$$

对于弯曲强度用式(9.4-13)计算:

$$F_{t(max)} = F_{t(max)} K_{Fa} K_{Fa} \quad (9.4-13)$$

$$F_{t(max)} = \frac{2M_{z(max)}}{d_1} \times 10^3 \quad (9.4-14)$$

式中  $M_{z(max)}$ ——小齿轮最大扭矩  $N \cdot m$ 。

$M_{z(max)}$  的计算应考虑:

(1) 对于运行机构和回转机构

$$M_{z(max)} = \psi_3 \psi_2 M_e \quad (9.4-15)$$

式中  $\psi_3$ ——弹性振动增大系数, 取  $\psi_3 = 1.5 \sim 1.7$ ;

当驱动机机山中串联液力耦合器, 摩擦离合器时, 可取  $\psi_3 = 1.1 \sim 1.5$ 。

(2) 对于起升和变幅(非平衡)机构:  $M_{z(max)}$  可取起升载荷与  $\psi_2$  的乘积作为对齿轮产生的载荷。

(3) 当机构经常用来完成某种特殊工艺作业时, 应考虑这种作业产生的载荷。

由于短期过载一般出现在起动开始阶段, 这时的齿轮工作速度是很低的, 所以在静强度设计时不

再引入动载系数 $K_d$ 。

齿轮弯曲静强度的安全系数 $S_{FS}$ 按式(9.4-16)计算:

$$S_{FS} = \frac{Y_{\sigma} \sigma_{F \min}}{\sigma_{F \max}} > 1 \quad (9.4-16)$$

$$\sigma_{F \max} = \frac{F_{t \max}}{b m_n} Y_{Fa} Y_{Sa} Y_{\beta} Y_{\alpha} Y_{L} Y_{LU}$$

式中 $Y_{\sigma}$ ——轮齿弯曲静强度极限应力计算系数,由表9.4-10选取。

表9.4-10 弯曲静强度极限应力  
计算系数 $Y_{\sigma}$

材料和热处理	$Y_{\sigma}$
气体氮化的调质钢, 氮化钢	1.6
液体氮化的调质钢	1.1
调质钢、渗碳硬化钢	2.5

### 1.3 开式齿轮的强度计算

在起重机各种驱动机构中,常设计有一对开式齿轮。由于开式齿轮磨损严重,一般不会出现点蚀等齿面接触疲劳失效形式,因此,对于开式齿轮一般仅作弯曲疲劳强度和弯曲静强度计算。

## 2 起重机电用减速器的设计特点

a. 载荷特点 减速器主要用于起重机的起升、运行、回转和变幅机构中。各机构有不同的特点:起升机构和非平衡变幅机构用减速器的齿轮为单面受力;运行机构和回转机构的减速器是双面受力,且受到较大的起、制动惯性力。无论用于何种机构,它们的共同特点是周期性工作,承受间歇式变载荷。

b. 安装方式 起升机构的传统布置要求采用中心高小,重量轻的卧式平行轴减速器。由于减速器的输入轴与输出轴常在同一方向,为使电动机与卷筒间有足够的空隙,减速器的中心距不易设计得太小。同时由于卷筒的一端直接支承在减速器输出轴端上,故要求输出轴端可承受较大的径向力。

运行机构上多采用立式安装的减速器。

c. 齿轮材料和热处理 目前常采用中硬齿面和中硬齿面齿轮减速器,其常用的材料和热处理方式有:

调质钢: 42CrMo, 35CrMo, 34CrNiMo6  
氮化钢: 42CrMo4, 31CrMoV9, 38CrMoAl

渗碳钢: 16MnCr5, 20CrMnTi, 17CrNiMo6  
此外尚有刃磨钢如42CrMoS4等。

d. 齿轮精度 齿轮精度多采用JB179-83中的8-8-7级或8-7-7级,以滚齿(或剃齿)为最终加工工序。渗碳、磨齿应选6~7级精度。

e. 密封与润滑 静面密封采用涂密封胶或用“O”型密封圈。动面密封多采用“J”型密封圈或采用耐磨材料做成的迷宫型密封环。

润滑的好坏直接影响齿轮的寿命,起重机电用齿轮是在经常起、制动情况下工作的。起动时由于速度低载荷大,在齿轮啮合处常处于无润滑油状态,这不利于齿轮的正常工作,并将导致齿轮的加速损坏。因此在设计大中心距卧式减速器、立式减速器时应采用强迫喷油润滑,可在高速轴端接上小油泵直接将油喷到轮齿啮合处。

## 3 减速器的种类和应用

目前国内起重机电用减速器系列有ZQ型、ZSC型减速器。ZQ型减速器一般用于起升机构和火车运行机构。ZSC型立式平行轴减速器,主要用于小车运行机构。这类减速器的结构设计较简单,但由于齿轮相对于两侧的轴承不是对称布置的,因而使载荷沿齿宽分布不均匀,且使两边轴承受力不等。为此在设计这类减速器时应注意轴的刚度宜取大些;扭矩应从离齿轮较远的轴端输入以减轻载荷沿齿宽分布的不均匀性;采用斜齿轮时应使轴力指向径向力小的轴承。

为了更适用于起重机电,也有倾向于设计三支点支承式的减速器。见图9.4-2。联邦德国工业标准DIN15053-76起重机电用减速器标准就是属于这种结构。国家机械工业委员会起重运输机械研究所与起重行业各厂共同设计的起重机电用减速器系列QJ型也属于这种类型。这类减速器有如下优点:箱体为焊接结构,外形美观、自重轻,单位重量所能传递的扭矩值较大。立式、卧式减速器统一于一种结构型式,从而减少了产品种类,有利于组织生产。这种减速器原则上可从任意角度进行安装,因此对于安装尺寸精度的要求减低,并便于安装。

用于大、小车运行机构上的减速器越来越倾向于设计成电动机、制动器、减速器三者直接连接的型式。国外常见的有联邦德国DEMAG公司生产的AF型系列(见图9.4-3)。芬兰KONE公司也生产此类

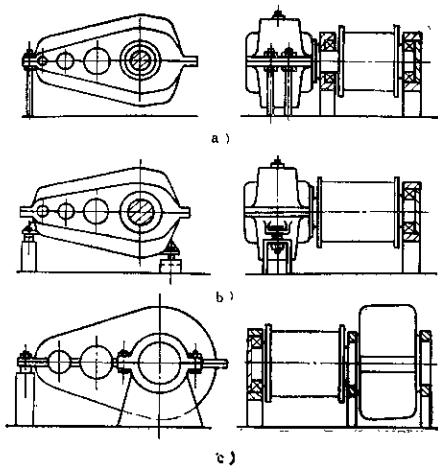


图9.4-2 三点支承式减速器

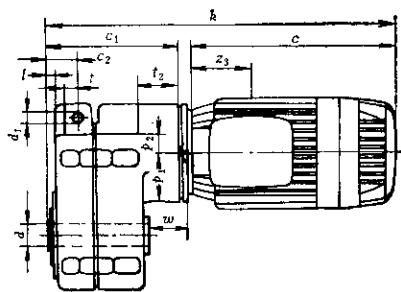


图9.4-3 联邦德图AF型减速器

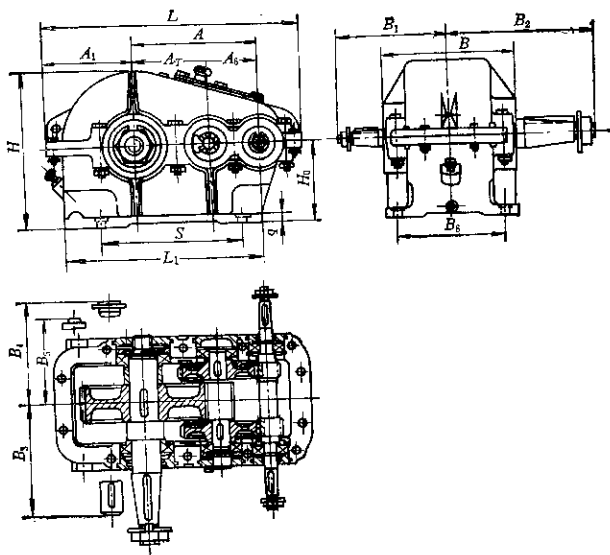


图9.4-4 U2型减速器

“三合一”减速器系列,我国起重机行业各厂也曾设计制造过某些规格的“三合一”减速器。“三合一”减速器具体结构简述如下:带有制动器的电动机(可采用YZR型电动机的派生系列或ZD型锥形制动电动机)直接固定在减速器壳体上,其转轴与减速器的输入轴直接联接。当采用鼠笼型电动机时,电动机转轴与减速器输入轴之间应设计一个较大的联轴节以增加电动机的飞轮矩,改善机构的起、制动性能。减速器的输出轴为一空心轴,大、小车轮轴可直接插入空心轴(用花键或键联接)。减速器壳体上没有底脚,但设计有吊耳。通过吊耳可将减速器固定在适当的位置上,以防止减速器转动,壳体也可设计成法兰盘式,用螺栓使之固定于车轮组用轴承箱上或起重机的端梁上。

国外也有将起重机电齿轮减速器设计成分流式。例如,全苏起重运输机械研究所设计的II<sub>2</sub>型减速器系列(见图9.4-4)。这种结构由于齿轮相对于两侧轴承是对称布置的,特别是受载大的低速级齿轮位于两轴承中间,齿轮受载时,即使是在变载荷情况

下,亦可保持载荷沿齿宽均匀分布。高速级内轮采用斜齿轮,一侧为左旋、另一侧为右旋,轴向力相互抵消,也是分流式减速器的一个特点。

仿造起重机的起升机构上常采用一台闭式减速器和一对开式齿轮(带有棘轮棘爪)的结构型式。因开式齿轮磨损严重,现多数采用行星齿轮减速器。塔式起重机及门式起重机的起升机构上也常采用行星齿轮减速器。

#### 4 起重机电齿轮减速器系列

起重机上最常选用的是ZQ型减速器。

##### 4.1 ZQ型大传动比(卧式)减速器系列\*<sup>⊙</sup>

本系列减速器系ZQ型减速器的变型。ZQ型大传动比减速器的传动比见表9.4-11。外形尺寸及安装尺寸见表9.4-12;轴端尺寸见表9.4-13;承载能力见表9.4-14。

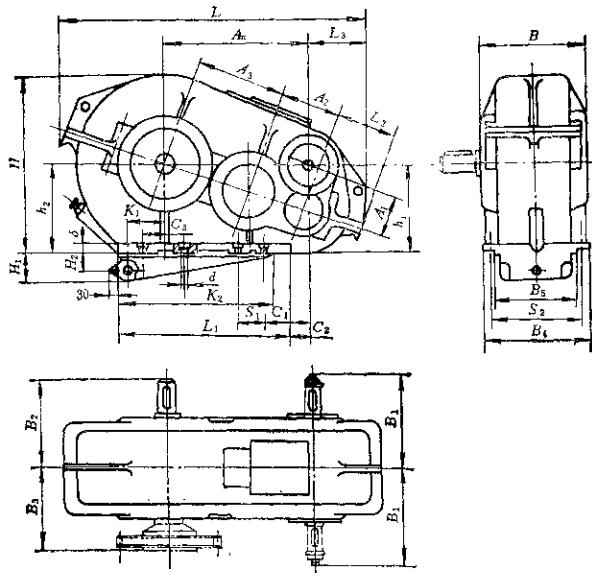
表9.4-11 ZQ型大传动比减速器的传动比

传动比号码	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X	XI	XII	
第一级	Z <sub>1</sub>	87	87	86	86	85	83	83	81	81	79	77	73
	Z <sub>2</sub>	12	12	13	13	14	16	16	18	18	20	22	26
第二级	Z <sub>3</sub>	86	85	85	85	85	85	83	83	83	81	81	81
	Z <sub>4</sub>	13	14	14	14	14	14	16	16	16	18	18	18
第三级	Z <sub>5</sub>	86	86	86	85	85	85	85	85	83	83	83	83
	Z <sub>6</sub>	13	13	13	14	14	14	14	14	16	16	16	16
传动比		317.28	291.19	265.71	243.86	223.80	191.22	163.38	141.73	121.10	92.21	81.70	65.54

\* ⊙ 带 \* 的减速器系列为行业中通用的系列。——作者注

表9.4-12 ZQ型大传动比减速器外形与安装尺寸

mm



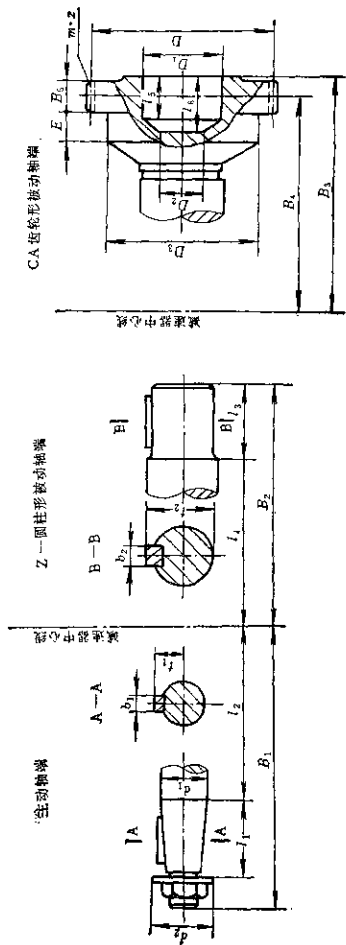
型 号	尺 寸				中 心 距		中 心 高		轮 廓 尺 寸			轴 端 尺 寸			L <sub>1</sub>	L <sub>2</sub>	L <sub>2</sub>
	A <sub>n</sub>	A <sub>1</sub>	A <sub>2</sub>	A <sub>3</sub>	h <sub>1</sub>	h <sub>2</sub>	L	B	H	B <sub>1</sub>	B <sub>2</sub>	B <sub>3</sub>	L <sub>1</sub>	L <sub>2</sub>			
ZQ-850+100	≈365	100	150	200	210	200	≈758	320	400	250	275	—	470	158	≈137		
ZQ-400+100	400	100	150	250	250	250	≈852	340	490	265	300	234	490	160	≈155		
ZQ-500+150	≈522	150	200	300	295	300	≈1080	390	560	320	350	270	620	206	≈198		
ZQ-650+150	650	150	250	400	320	320	≈1355	508	707	380	430	342	830	238	≈240		
ZQ-850+250	850	250	350	500	400	400	≈1690	625	875	480	525	400	1100	327	≈290		
ZQ-1000+250	≈1030	250	400	600	365	400	≈2000	703	876	530	605	507	1350	334	≈312		

型 号	尺 寸								安 装 尺 寸						质 量 (kg)
	K <sub>1</sub>	K <sub>2</sub>	B <sub>4</sub>	B <sub>5</sub>	H <sub>1</sub>	H <sub>2</sub>	δ	C <sub>1</sub>	C <sub>2</sub>	C <sub>3</sub>	孔 距 S <sub>1</sub>	孔 距 S <sub>2</sub>	孔 径 d	孔 数 n	
ZQ-850+100	—	—	290	150	—	23*	25	≈95	≈55	80	350	250	17	4	195
ZQ-400+100	185	—	310	170	—	23*	25	110	80	80	370	270	17	4	282
ZQ-500+150	185	—	360	210	—	28*	25	≈152	≈102	110	240	310	17	8	490
ZQ-650+150	240	300	470	317	95	65	35	160	35	155	215	410	25	8	770
ZQ-850+250	295	≈1380	530	418	120	90	35	155	75	205	300	520	32	8	1485
ZQ-1000+250	420	≈1882	660	480	200	170	40	≈231	≈131	250	350	590	32	8	2189

表 9.4-13 ZQ型大传动比减速器轴端尺寸

mm



尺 寸	主 动 轴 端					圆柱形鼓动轴“Z”型					齿轮形鼓动轴“CA”型																
	$d_1$	$l_1$	$B_1$	$d_2$	$b_2$	$t_2$	$d_3$	$l_3$	$B_3$	$l_4$	$B_4$	$b_2$	$t_2$	$z$	$m$	$D$	$D_1$	$D_2$	$D_3$	$B_5$	$B_6$	$E_5$	$E_6$	$l_5$	$l_6$		
ZQ-350+100	35	60	170	250	60	10	75 (双端) 85 (单端)	105 115	170 285	275 24	20 90	70.2															
ZQ-400+100	35	60	185	265	60	10	80 (双端) 90 (单端)	115 125	185 300	300 24	24 95	85															
ZQ-500+150	45	85	210	320	75	14	24.5 95	145 205	205 350	350 28	28 100.7																
ZQ-650+150	45	85	270	380	75	14	24.5 110	165 285	430 32	32 116.5																	
ZQ-850+250	60	110	340	480	110	18	32.5 140	200 325	525 38	38 147.2																	
ZQ-1000+250	70	110	390	530	120	20	38 160	240 385	605 40	40 168.5																	

表9.4-14 ZQ型大传动比

传 动 比		工 作 类 型	ZQ-350+100型		ZQ-400+100型	
			特			
			1000	750	1000	750
I	317.28	轻 级	—	—	1.56	1.35
		中 级	—	—	1.05	0.95
II	291.18	轻 级	—	—	1.67	1.52
		中 级	—	—	1.12	1.02
III	265.71	轻 级	—	—	1.92	1.72
		中 级	—	—	1.28	1.15
IV	243.88	轻 级	1.80	1.82	1.92	1.72
		中 级	1.20	1.22	1.28	1.15
V	223.80	轻 级	1.95	1.82	1.05	1.80
		中 级	1.30	1.22	1.38	1.20
VI	191.22	轻 级	2.30	1.95	1.35	1.88
		中 级	1.55	1.30	1.60	1.25
VII	169.38	轻 级	2.60	2.24	2.80	2.32
		中 级	1.74	1.50	2.00	1.58
VIII	141.73	轻 级	3.00	2.45	3.10	2.65
		中 级	2.00	1.65	2.15	1.77
IX	121.10	轻 级	3.30	2.55	3.25	2.65
		中 级	2.20	1.70	2.20	1.77
X	92.21	轻 级	4.26	3.40	4.27	3.55
		中 级	2.85	2.30	2.85	2.40
XI	81.70	轻 级	4.87	4.20	4.85	3.80
		中 级	3.25	2.80	3.25	2.55
XII	65.54	轻 级	5.60	4.85	5.50	4.40
		中 级	3.75	3.25	3.75	2.98

## 4.2 ZSC型立式减速器系列\*⊙

ZSC型减速器用于起重机电、小车运行机构，其齿轮圆周速度不超过10m/s，输出轴端为圆柱形，装配型式见图9.4-5。ZSC型减速器传动比及

传动比代号见表9.4-15，外形尺寸及安装尺寸见表9.4-16，承载能力见表9.4-17。

⊙ 带\*的减速器系列为行业中通用的系列。



减速器承载能力

kW

ZQ-500+150型		ZQ-650+150型		ZQ-850+250型		ZQ-1000+250型	
速 (r/min)							
1000	750	1000	750	1000	750	750	600
4.75	4.10	6.1	5.5	17.7	15.3	26.5	26.0
3.20	2.75	4.0	3.8	11.8	10.2	18.0	17.1
5.05	4.50	6.3	6.1	19.3	16.9	28.0	28.0
3.35	3.00	4.5	4.2	12.9	11.3	18.6	18.2
5.05	4.50	7.6	6.7	21.2	17.8	30.0	30.0
3.35	3.00	5.0	4.6	14.0	11.9	20.0	19.3
5.50	4.88	8.2	7.25	24.8	21.2	31.5	31.0
3.70	3.25	5.4	5.0	16.5	14.0	21.0	20.4
6.00	5.10	9.3	8.0	27.0	24.0	33.8	33.0
4.00	3.40	5.9	5.5	18.1	16.0	22.5	21.8
6.90	5.40	9.8	9.1	31.2	29.6	34.5	33.8
4.60	3.60	6.6	6.3	20.9	19.8	23.0	22.4
8.10	6.35	10.8	9.8	35.2	33.0	35.5	34.5
5.40	4.28	7.1	6.8	23.6	22.2	23.6	23.1
9.40	7.60	14.5	12.5	38.8	34.2	39.0	38.0
6.30	5.12	9.5	8.7	24.8	22.8	26.0	25.2
11.50	9.80	16.0	14.5	44.2	40.5	45.0	44.0
7.80	6.50	10.7	10.0	29.5	27.2	29.8	28.4
15.0	12.5	18.8	16.3	48.0	44.0	49.5	48.8
10.50	8.55	11.2	10.6	32.0	29.5	33.0	31.5
17.20	14.0	18.5	16.7	52.5	49.5	56.6	55.0
11.60	9.35	12.3	11.6	35.0	33.2	37.5	35.6
20.0	15.5	23.8	21.0	—	—	70.0	68.5
13.5	10.5	15.5	14.5	—	—	46.8	44.2

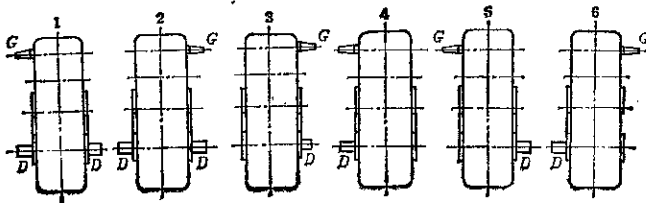
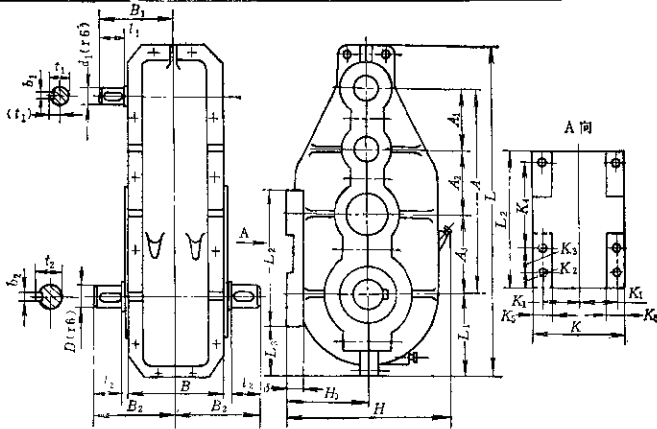


图 9-4-5 ZSC 型减速器装配型式

表 9.4-15 ZSC 型减速器传动比及传动比代号

型号 传动比号	ZSC-350				ZSC-400				ZSC-600				ZSC-750			
	$\frac{z_2}{z_1}$	$\frac{z_4}{z_3}$	$\frac{z_6}{z_5}$	$i$	$\frac{z_2}{z_1}$	$\frac{z_4}{z_3}$	$\frac{z_6}{z_5}$	$i$	$\frac{z_2}{z_1}$	$\frac{z_4}{z_3}$	$\frac{z_6}{z_5}$	$i$	$\frac{z_2}{z_1}$	$\frac{z_4}{z_3}$	$\frac{z_6}{z_5}$	$i$
I	44/14	67/15	80/20	35.1	42/18	56/14	48/20	22.4	83/16	86/14	78/24	77.5	83/16	85/15	85/16	166.88
II	40/18	62/20	50/20	17.2	40/20	54/16	48/20	16.4	79/20	86/14	76/24	59	83/16	82/18	85/15	133.87
III					47/13	56/14	49/19	37.33	75/24	85/14	76/24	46.7	83/16	85/15	85/15	54.75
IV					48/12	58/12	49/19	49.86	71/28	86/14	76/24	37.9	83/16	84/16	85/15	34.4
V									61/35	86/14	76/24	27.3	83/16	87/14	85/15	38.97
VI					42/18	58/12	48/20	27	87/32	86/14	76/24	31.2				
VII									58/41	86/14	76/24	21.15				
VIII									58/41	86/14	72/28	17.16				
IX									58/41	86/14	68/32	14.19				

表 9.4-16 ZSC 减速器的外形尺寸及安装尺寸



型号	尺寸										中心距		中心高			轮廓尺寸			主动轴轴端		从动轴轴端				
	A	A <sub>1</sub>	A <sub>2</sub>	A <sub>3</sub>	H <sub>0</sub>	L	B	H	d <sub>1</sub>	i <sub>1</sub>	B <sub>1</sub>	b <sub>1</sub>	t <sub>1</sub>	D	t <sub>2</sub>	B <sub>2</sub>	d <sub>1</sub>	i <sub>1</sub>	B <sub>1</sub>	b <sub>1</sub>	t <sub>1</sub>	D	t <sub>2</sub>	B <sub>2</sub>	
ZSC-350	350	87	123	140	130	490	180	282	22		50	145	6-0.025	24.2	45	70	170								
ZSC-400	400	90	140	170	150	670	210	330	30		55	170	8-0.03	32.5	65	85	205								
ZSC-600	600	150	200	250	235	980	312	481	35		55	220	10-0.03	37.8	80	115	290								
ZSC-750	750	200	250	300	335	1220	374	653	锥度 $\frac{1}{10}$		110	342	16-0.035	(28)	95	145	350								

型号	尺寸			被动轴轴端			轮廓尺寸			K		δ		安装尺寸					质量
	b <sub>2</sub>	t <sub>2</sub>		L <sub>1</sub>	L <sub>2</sub>	L <sub>3</sub>	K <sub>1</sub>	K <sub>2</sub>	K <sub>3</sub>	K <sub>4</sub>	K <sub>5</sub>	d	n	(kg)					
ZSC-350	14-0.035	48.2		110	290	152	195	25	60	42		220	77.5	21	4	76			
ZSC-400	18-0.035	68.9		100	340	170	230	25	60	25		280	95	21	4	170			
ZSC-600	24-0.035	85		165	410	262.5	340	30	86	30	120	330	140	21	6	273			
ZSC-750	28-0.045	100.7		217	680	335	400	35	85	40	120	380	165	25	6	452			

注：1. ZSC-750 减速器主动轴之轴端为圆锥形，其余为圆柱形。  
2. ZSC-350 和 ZSC-400 减速器的装配种类共有 1 和 2 两种（图 9.4-5）。

kW

表 9.4-17 ZSC 减速机承载能力表

转速 (r/min)	ZSC-360型												ZSC-400型												ZSC-600型												ZSC-760型																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																						
	I				II				III				IV				V				VI				VII				VIII				IX				X				XI				XII																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																														
	I	II	III	IV	I	II	III	IV	I	II	III	IV	I	II	III	IV	I	II	III	IV	I	II	III	IV	I	II	III	IV	I	II	III	IV	I	II	III	IV	I	II	III	IV																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																			
600	35.1	17.2	22.4	16.4	37.33	49.86	33	27	77.5	59	48.7	37.9	27.3	31.2	21.15	17.16	14.9	166.86	133.87	64.75	34.4	38.87	轻级 中級 重級	1.2 1.0 0.6	3.1 2.2 1.1	4.5 1.9 1.3	6.2 2.0 1.4	2.8 1.4 0.9	1.9 0.8 0.59	3.08 1.54 0.99	3.64 1.82 1.17	5.2 2.3 1.5	8.7 8.2 3.2	10.5 10.6 4.1	15.0 13.0 6.2	12.1 12.1 4.72	17.9 17.9 8.97	21.0 21.0 10.2	26.3 26.3 10.2	3.3 3.3 2.4	4.1 4.1 3.0	5.5 5.5 4.0	7.6 7.6 5.5	10.0 10.0 7.0	12.5 12.5 9.5	16.8 16.8 10.0	20.8 20.8 14.0	25.0 25.0 16.4	30.0 30.0 20.7	35.7 35.7 24.5	42.0 42.0 28.0	48.0 48.0 32.0	54.0 54.0 36.0	60.0 60.0 40.0	66.0 66.0 44.0	72.0 72.0 48.0	78.0 78.0 56.0	84.0 84.0 64.0	90.0 90.0 72.0	96.0 96.0 80.0	102.0 102.0 88.0	108.0 108.0 96.0	114.0 114.0 104.0	120.0 120.0 112.0	126.0 126.0 120.0	132.0 132.0 128.0	138.0 138.0 136.0	144.0 144.0 144.0	150.0 150.0 152.0	156.0 156.0 160.0	162.0 162.0 168.0	168.0 168.0 176.0	174.0 174.0 184.0	180.0 180.0 192.0	186.0 186.0 204.0	192.0 192.0 216.0	198.0 198.0 240.0	204.0 204.0 272.0	210.0 210.0 304.0	216.0 216.0 336.0	222.0 222.0 368.0	228.0 228.0 400.0	234.0 234.0 432.0	240.0 240.0 464.0	246.0 246.0 496.0	252.0 252.0 528.0	258.0 258.0 560.0	264.0 264.0 592.0	270.0 270.0 624.0	276.0 276.0 656.0	282.0 282.0 688.0	288.0 288.0 720.0	294.0 294.0 752.0	300.0 300.0 784.0	306.0 306.0 816.0	312.0 312.0 848.0	318.0 318.0 880.0	324.0 324.0 912.0	330.0 330.0 944.0	336.0 336.0 976.0	342.0 342.0 1008.0	348.0 348.0 1040.0	354.0 354.0 1072.0	360.0 360.0 1104.0	366.0 366.0 1136.0	372.0 372.0 1168.0	378.0 378.0 1200.0	384.0 384.0 1232.0	390.0 390.0 1264.0	396.0 396.0 1296.0	402.0 402.0 1328.0	408.0 408.0 1360.0	414.0 414.0 1392.0	420.0 420.0 1424.0	426.0 426.0 1456.0	432.0 432.0 1488.0	438.0 438.0 1520.0	444.0 444.0 1552.0	450.0 450.0 1584.0	456.0 456.0 1616.0	462.0 462.0 1648.0	468.0 468.0 1680.0	474.0 474.0 1712.0	480.0 480.0 1744.0	486.0 486.0 1776.0	492.0 492.0 1808.0	498.0 498.0 1840.0	504.0 504.0 1872.0	510.0 510.0 1904.0	516.0 516.0 1936.0	522.0 522.0 1968.0	528.0 528.0 2000.0	534.0 534.0 2032.0	540.0 540.0 2064.0	546.0 546.0 2096.0	552.0 552.0 2128.0	558.0 558.0 2160.0	564.0 564.0 2192.0	570.0 570.0 2224.0	576.0 576.0 2256.0	582.0 582.0 2288.0	588.0 588.0 2320.0	594.0 594.0 2352.0	600.0 600.0 2384.0	606.0 606.0 2416.0	612.0 612.0 2448.0	618.0 618.0 2480.0	624.0 624.0 2512.0	630.0 630.0 2544.0	636.0 636.0 2576.0	642.0 642.0 2608.0	648.0 648.0 2640.0	654.0 654.0 2672.0	660.0 660.0 2704.0	666.0 666.0 2736.0	672.0 672.0 2768.0	678.0 678.0 2800.0	684.0 684.0 2832.0	690.0 690.0 2864.0	696.0 696.0 2896.0	702.0 702.0 2928.0	708.0 708.0 2960.0	714.0 714.0 2992.0	720.0 720.0 3024.0	726.0 726.0 3056.0	732.0 732.0 3088.0	738.0 738.0 3120.0	744.0 744.0 3152.0	750.0 750.0 3184.0	756.0 756.0 3216.0	762.0 762.0 3248.0	768.0 768.0 3280.0	774.0 774.0 3312.0	780.0 780.0 3344.0	786.0 786.0 3376.0	792.0 792.0 3408.0	798.0 798.0 3440.0	804.0 804.0 3472.0	810.0 810.0 3504.0	816.0 816.0 3536.0	822.0 822.0 3568.0	828.0 828.0 3600.0	834.0 834.0 3632.0	840.0 840.0 3664.0	846.0 846.0 3696.0	852.0 852.0 3728.0	858.0 858.0 3760.0	864.0 864.0 3792.0	870.0 870.0 3824.0	876.0 876.0 3856.0	882.0 882.0 3888.0	888.0 888.0 3920.0	894.0 894.0 3952.0	900.0 900.0 3984.0	906.0 906.0 4016.0	912.0 912.0 4048.0	918.0 918.0 4080.0	924.0 924.0 4112.0	930.0 930.0 4144.0	936.0 936.0 4176.0	942.0 942.0 4208.0	948.0 948.0 4240.0	954.0 954.0 4272.0	960.0 960.0 4304.0	966.0 966.0 4336.0	972.0 972.0 4368.0	978.0 978.0 4400.0	984.0 984.0 4432.0	990.0 990.0 4464.0	996.0 996.0 4496.0	1002.0 1002.0 4528.0	1008.0 1008.0 4560.0	1014.0 1014.0 4592.0	1020.0 1020.0 4624.0	1026.0 1026.0 4656.0	1032.0 1032.0 4688.0	1038.0 1038.0 4720.0	1044.0 1044.0 4752.0	1050.0 1050.0 4784.0	1056.0 1056.0 4816.0	1062.0 1062.0 4848.0	1068.0 1068.0 4880.0	1074.0 1074.0 4912.0	1080.0 1080.0 4944.0	1086.0 1086.0 4976.0	1092.0 1092.0 5008.0	1098.0 1098.0 5040.0	1104.0 1104.0 5072.0	1110.0 1110.0 5104.0	1116.0 1116.0 5136.0	1122.0 1122.0 5168.0	1128.0 1128.0 5200.0	1134.0 1134.0 5232.0	1140.0 1140.0 5264.0	1146.0 1146.0 5296.0	1152.0 1152.0 5328.0	1158.0 1158.0 5360.0	1164.0 1164.0 5392.0	1170.0 1170.0 5424.0	1176.0 1176.0 5456.0	1182.0 1182.0 5488.0	1188.0 1188.0 5520.0	1194.0 1194.0 5552.0	1200.0 1200.0 5584.0	1206.0 1206.0 5616.0	1212.0 1212.0 5648.0	1218.0 1218.0 5680.0	1224.0 1224.0 5712.0	1230.0 1230.0 5744.0	1236.0 1236.0 5776.0	1242.0 1242.0 5808.0	1248.0 1248.0 5840.0	1254.0 1254.0 5872.0	1260.0 1260.0 5904.0	1266.0 1266.0 5936.0	1272.0 1272.0 5968.0	1278.0 1278.0 6000.0	1284.0 1284.0 6032.0	1290.0 1290.0 6064.0	1296.0 1296.0 6096.0	1302.0 1302.0 6128.0	1308.0 1308.0 6160.0	1314.0 1314.0 6192.0	1320.0 1320.0 6224.0	1326.0 1326.0 6256.0	1332.0 1332.0 6288.0	1338.0 1338.0 6320.0	1344.0 1344.0 6352.0	1350.0 1350.0 6384.0	1356.0 1356.0 6416.0	1362.0 1362.0 6448.0	1368.0 1368.0 6480.0	1374.0 1374.0 6512.0	1380.0 1380.0 6544.0	1386.0 1386.0 6576.0	1392.0 1392.0 6608.0	1398.0 1398.0 6640.0	1404.0 1404.0 6672.0	1410.0 1410.0 6704.0	1416.0 1416.0 6736.0	1422.0 1422.0 6768.0	1428.0 1428.0 6800.0	1434.0 1434.0 6832.0	1440.0 1440.0 6864.0	1446.0 1446.0 6896.0	1452.0 1452.0 6928.0	1458.0 1458.0 6960.0	1464.0 1464.0 6992.0	1470.0 1470.0 7024.0	1476.0 1476.0 7056.0	1482.0 1482.0 7088.0	1488.0 1488.0 7120.0	1494.0 1494.0 7152.0	1500.0 1500.0 7184.0	1506.0 1506.0 7216.0	1512.0 1512.0 7248.0	1518.0 1518.0 7280.0	1524.0 1524.0 7312.0	1530.0 1530.0 7344.0	1536.0 1536.0 7376.0	1542.0 1542.0 7408.0	1548.0 1548.0 7440.0	1554.0 1554.0 7472.0	1560.0 1560.0 7504.0	1566.0 1566.0 7536.0	1572.0 1572.0 7568.0	1578.0 1578.0 7600.0	1584.0 1584.0 7632.0	1590.0 1590.0 7664.0	1596.0 1596.0 7696.0	1602.0 1602.0 7728.0	1608.0 1608.0 7760.0	1614.0 1614.0 7792.0	1620.0 1620.0 7824.0	1626.0 1626.0 7856.0	1632.0 1632.0 7888.0	1638.0 1638.0 7920.0	1644.0 1644.0 7952.0	1650.0 1650.0 7984.0	1656.0 1656.0 8016.0	1662.0 1662.0 8048.0	1668.0 1668.0 8080.0	1674.0 1674.0 8112.0	1680.0 1680.0 8144.0	1686.0 1686.0 8176.0	1692.0 1692.0 8208.0	1698.0 1698.0 8240.0	1704.0 1704.0 8272.0	1710.0 1710.0 8304.0	1716.0 1716.0 8336.0	1722.0 1722.0 8368.0	1728.0 1728.0 8400.0	1734.0 1734.0 8432.0	1740.0 1740.0 8464.0	1746.0 1746.0 8496.0	1752.0 1752.0 8528.0	1758.0 1758.0 8560.0	1764.0 1764.0 8592.0	1770.0 1770.0 8624.0	1776.0 1776.0 8656.0	1782.0 1782.0 8688.0	1788.0 1788.0 8720.0	1794.0 1794.0 8752.0	1800.0 1800.0 8784.0	1806.0 1806.0 8816.0	1812.0 1812.0 8848.0	1818.0 1818.0 8880.0	1824.0 1824.0 8912.0	1830.0 1830.0 8944.0	1836.0 1836.0 8976.0	1842.0 1842.0 9008.0	1848.0 1848.0 9040.0	1854.0 1854.0 9072.0	1860.0 1860.0 9104.0	1866.0 1866.0 9136.0	1872.0 1872.0 9168.0	1878.0 1878.0 9200.0	1884.0 1884.0 9232.0	1890.0 1890.0 9264.0	1896.0 1896.0 9296.0	1902.0 1902.0 9328.0	1908.0 1908.0 9360.0	1914.0 1914.0 9392.0	1920.0 1920.0 9424.0	1926.0 1926.0 9456.0	1932.0 1932.0 9488.0	1938.0 1938.0 9520.0	1944.0 1944.0 9552.0	1950.0 1950.0 9584.0	1956.0 1956.0 9616.0	1962.0 1962.0 9648.0	1968.0 1968.0 9680.0	1974.0 1974.0 9712.0	1980.0 1980.0 9744.0	1986.0 1986.0 9776.0	1992.0 1992.0 9808.0	1998.0 1998.0 9840.0	2004.0 2004.0 9872.0	2010.0 2010.0 9904.0	2016.0 2016.0 9936.0	2022.0 2022.0 9968.0	2028.0 2028.0 10000.0	2034.0 2034.0 10032.0	2040.0 2040.0 10064.0	2046.0 2046.0 10096.0	2052.0 2052.0 10128.0	2058.0 2058.0 10160.0	2064.0 2064.0 10192.0	2070.0 2070.0 10224.0	2076.0 2076.0 10256.0	2082.0 2082.0 10288.0	2088.0 2088.0 10320.0	2094.0 2094.0 10352.0	2100.0 2100.0 10384.0	2106.0 2106.0 10416.0	2112.0 2112.0 10448.0	2118.0 2118.0 10480.0	2124.0 2124.0 10512.0	2130.0 2130.0 10544.0	2136.0 2136.0 10576.0	2142.0 2142.0 10608.0	2148.0 2148.0 10640.0	2154.0 2154.0 10672.0	2160.0 2160.0 10704.0	2166.0 2166.0 10736.0	2172.0 2172.0 10768.0	2178.0 2178.0 10800.0	2184.0 2184.0 10832.0	2190.0 2190.0 10864.0	2196.0 2196.0 10896.0	2202.0 2202.0 10928.0

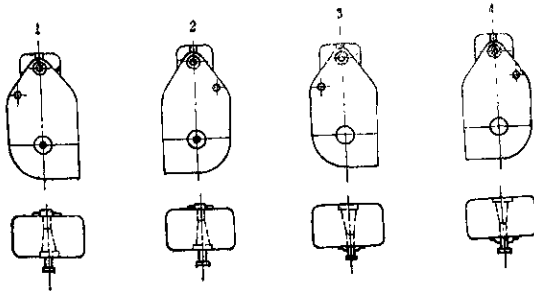


图9.4-6 ZSC立式套裝型減速器裝配型式

4.3 ZSC立式套裝型減速器系列\*⊖

ZSC立式套裝型減速器 (大連起重機廠資料) 用于起重機的大、小車運行機構, 其齒輪圓周速度不超過10m/s。本減速器的輸出軸做成空心軸套,

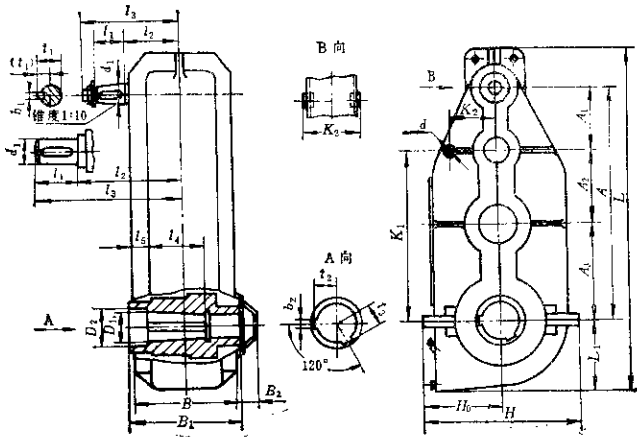
以便套裝在運行機構的輪軸的軸上。ZSC立式套裝型減速器的裝配型式見圖9.4-6, 傳動比及傳動比代號見表9.4-18, 外形尺寸及安裝尺寸見表9.4-19, 承載能力見表9.4-20。

表9.4-18 ZSC立式套裝型減速器傳動比及傳動比代號

減速器型號		ZSC-320		ZSC-400		ZSC-500	
總傳動比		$\frac{z_2 z_4 z_6}{z_1 z_3 z_5}$	<i>i</i>	$\frac{z_2 z_4 z_6}{z_1 z_3 z_5}$	<i>i</i>	$\frac{z_2 z_4 z_6}{z_1 z_3 z_5}$	<i>i</i>
傳動比代號	I	$\frac{39}{17} \frac{40}{13} \frac{49}{16}$	21.8	$\frac{48}{22} \frac{42}{23} \frac{50}{18}$	12.45	$\frac{51}{15} \frac{43}{22} \frac{78}{22}$	16.18
	II	—	—	$\frac{48}{22} \frac{51}{14} \frac{50}{16}$	24.9	$\frac{81}{15} \frac{50}{25} \frac{78}{22}$	24.08
	III	—	—	$\frac{54}{16} \frac{51}{14} \frac{52}{14}$	45.8	$\frac{51}{15} \frac{50}{20} \frac{78}{22}$	33.1
	IV	—	—	$\frac{52}{18} \frac{51}{14} \frac{50}{16}$	32.8	$\frac{51}{15} \frac{59}{16} \frac{78}{22}$	44.1
	V	—	—	$\frac{48}{22} \frac{38}{27} \frac{50}{16}$	9.58	—	—
減速器型號		ZSC-600		ZSC-650		ZSC-800	
總傳動比		$\frac{z_2 z_4 z_6}{z_1 z_3 z_5}$	<i>i</i>	$\frac{z_2 z_4 z_6}{z_1 z_3 z_5}$	<i>i</i>	$\frac{z_2 z_4 z_6}{z_1 z_3 z_5}$	<i>i</i>
傳動比代號	I	$\frac{83}{16} \frac{66}{14} \frac{76}{24}$	77.5	$\frac{81}{18} \frac{68}{14} \frac{82}{16}$	96.5	$\frac{82}{17} \frac{59}{41} \frac{82}{18}$	31.6
	II	$\frac{79}{20} \frac{66}{14} \frac{76}{24}$	59	$\frac{81}{18} \frac{68}{14} \frac{82}{16}$	81.8	$\frac{82}{17} \frac{63}{37} \frac{82}{18}$	37.4
	III	$\frac{75}{24} \frac{66}{14} \frac{76}{24}$	46.7	$\frac{79}{20} \frac{63}{17} \frac{81}{19}$	62.4	$\frac{82}{17} \frac{69}{31} \frac{82}{18}$	48.9
	IV	$\frac{71}{28} \frac{66}{14} \frac{76}{24}$	37.9	$\frac{79}{20} \frac{63}{17} \frac{78}{22}$	51.7	$\frac{82}{17} \frac{74}{26} \frac{82}{18}$	62.5
	V	$\frac{61}{35} \frac{66}{14} \frac{76}{24}$	27.3	$\frac{76}{23} \frac{61}{19} \frac{78}{22}$	37.6	—	—
	VI	$\frac{58}{41} \frac{66}{14} \frac{76}{24}$	21.15	—	—	—	—

⊖ 帶\*的減速器系列為行業中通用的系列。——作者注

表 9.4-18 ZSC 立式套裝型減速器的外形尺寸與安裝尺寸



減速器型號	中 心 距				主 動 軸					被 動 軸					質量 (kg)
	A	A <sub>1</sub>	A <sub>2</sub>	A <sub>3</sub>	d <sub>1</sub>	t <sub>1</sub>	l <sub>1</sub>	l <sub>2</sub>	l <sub>3</sub>	D <sub>3</sub>	D <sub>2</sub>	l <sub>4</sub>	l <sub>5</sub>	B <sub>1</sub>	
ZSC-320	320	84	108	130	22(je)	24.2	55	105	—	44.5	53	85	50	200	
ZSC-400	400	105	130	185	30(je)	32.5	55	115	—	64.5	75	105	60	230	
ZSC-500	500	100	150	200	35	(19.5)	60	152.5	232.5	79.5	95	130	65	305	
ZSC-600	600	150	200	250	40	(21.5)	85	160	265	89.5	98	130	140	330	
ZSC-650	650	150	200	300	40	(21.5)	86	185	295	99.5	112	155	65	380	
ZSC-800	800	200	250	350	50	(28)	85	265	375	119.5	138	165	95	470	
減速器型號	d	K <sub>1</sub>	K <sub>2</sub>	K <sub>3</sub>	L	H <sub>0</sub>	H	L <sub>1</sub>	t <sub>2</sub>	t <sub>3</sub>	b <sub>2</sub>	B	B <sub>2</sub>	質量 (kg)	
ZSC-320	25	240	80	120	525	150	300	120	24.7±0.16	—	14±0.035	175	52.5	63	
ZSC-400	25	350	110	130	650	182.5	368	155	35.8±0.16	—	18±0.035	210	60	114	
ZSC-500	28	400	140	205	822	255	511	225	44.2±0.16	—	24±0.045	285	81	253	
ZSC-600	28	420	180	312	955	288	530	235	46.7±0.16	—	24±0.045	312	—	273	
ZSC-650	32	470	200	270	1080	307(325*)	614(632*)	277	54.2±0.16	54.2±0.16	28±0.045	360	82	435	
ZSC-800	40	600	285	305	1340	400(430*)	800(830*)	340	65.2±0.2	65.2±0.2	32±0.05	450	80	866	

注：1. ZSC-320和ZSC-400減速器的主動軸為圓柱形，其餘為圓錐形。  
 2. ZSC-320、ZSC-600、ZSC-650和ZSC-800減速器裝配型式僅有1、2兩種(圖9.4-6)。  
 3. 表中\*號數據為油管路尺寸。



### 4.4 QJ型减速器系列

QJ型减速器系列主要用于起重机的起升机构和运行机构，其适用的一般工作条件为：①圆周速度不大于15m/s；②高速轴转速不大于1500r/min；③工作环境温度为一25~45℃；④可用于正、反双向运转。

a. 基本型式 减速器的型式如图9.4-7，包括R型（二级），S型（三级）二种。

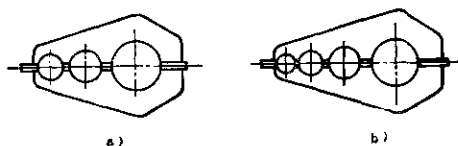


图9.4-7 QJ型减速器基本型式  
a) R型 b) S型

b. 配置型式 减速器的输入轴和输出轴的九种配置型式如图9.4-8所示。

c. 安装型式及润滑方式 减速器卧式安装W及Σ立式安装V的位置如图9.4-9所示， $\alpha \approx \pm 15^\circ$ 。卧式安装减速器采用油浴润滑，立式安装及大型卧式安装的减速器采用喷油润滑。

d. 公称传动比 表9.4-21为QJ型减速器的公称传动比，共14种。

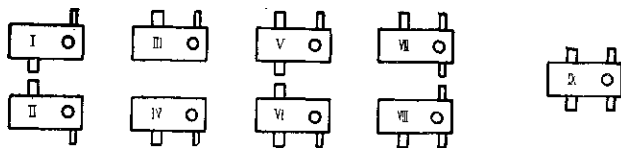


图9.4-8 QJ型减速器配置型式

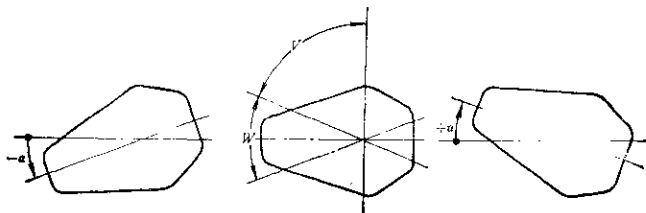


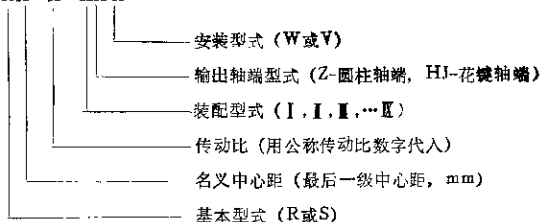
图9.4-9 安装型式

表9.4-21 公称传动比

10	12.5	16	20	25	31.5	40	50	63	80	125	160	200
----	------	----	----	----	------	----	----	----	----	-----	-----	-----

## e. QJ型减速器的标记

QJRX—X—XXX



## f. QJ型减速器承载能力 QJ型减速器的承载能力见表9.4-22。

表 9.4-22 QJ型减速器承载能力

电机转速 (r/min)	名义中心距 (mm)	输出扭矩 (Nm)																
			10	12.5	16	20	25	31.5	40	50	63	80	100	125	160	200		
1000	140	776	7.9	6.5	5.2	4.2	3.3	2.6	2.3	1.9	1.5	1.2	1.0	0.8	0.6	0.5		
	170	1350	13.2	10.9	8.7	7.1	5.7	4.4	3.9	3.2	2.6	2.1	1.7	1.3	1.0	0.8		
	200	2650	26	21	16.2	12.9	10.3	8.2	6.5	5.2	4.1	3.2	2.6	2.1	1.6	1.3		
	238	4500	44	35	27	22	17.6	13.9	11	8.8	7	5.5	4.4	3.5	2.7	2.2		
	280	7500	73	59	46	37	29	23	18.3	14.6	11.6	9.1	7.3	5.9	4.6	3.7		
	335	12500	122	98	76	61	49	39	31	24	19.4	15.2	12.2	9.8	7.6	6.1		
	400	21200	207	165	129	103	83	66	52	41	33	26	21	16.5	12.9	10.3		
	450	30000	293	234	183	146	117	93	73	59	47	37	29	23	18.3	14.6		
	500	42500	415	332	259	207	166	132	104	83	66	52	42	33	26	21		
	560	60000	585	468	366	293	234	186	146	117	93	73	59	47	37	29		
	630	85000	829	663	518	415	322	263	207	166	132	104	83	66	52	42		
	710	118000	1151	921	719	576	460	365	288	230	183	144	115	92	72	58		
800	170000	1658	1327	1036	829	663	526	415	332	263	207	166	133	104	83			
900	236000	2302	1842	1439	1151	921	731	576	460	365	288	230	184	144	115			
1000	335000	3268	2614	2042	1634	1307	1037	817	654	519	408	327	261	204	163			

注: 列出的输出扭矩值是对应于GB3811—83中规定的 $M_6$ 工作级别。

g. QJ型减速器的外形尺寸及安装尺寸 见表9.4-23(R型) 和表9.4-24 (S型)。  
 型减速器的外形尺寸及安装尺寸见表9.4-23(R型)

图9.4-19为QJ型减速器的结构。



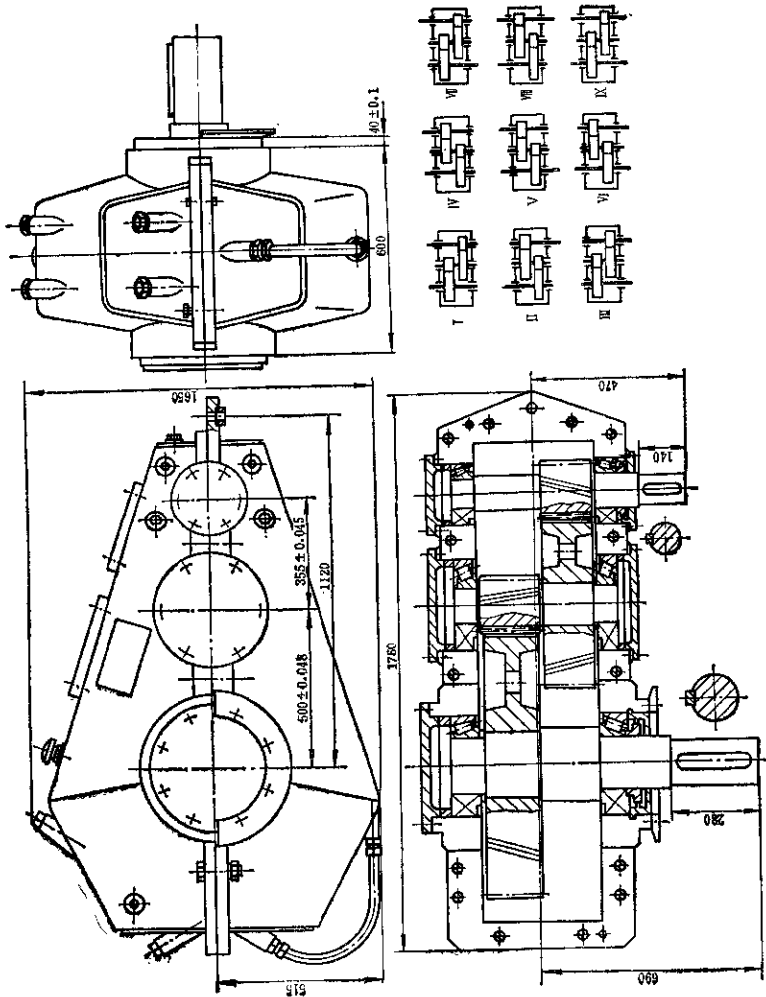
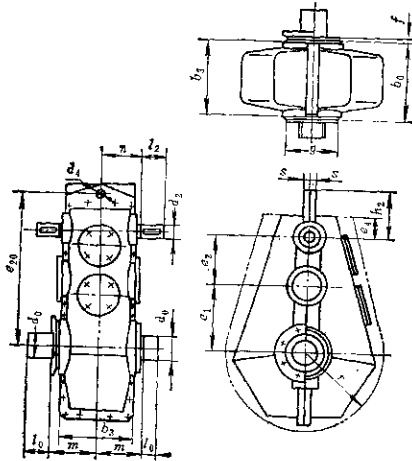


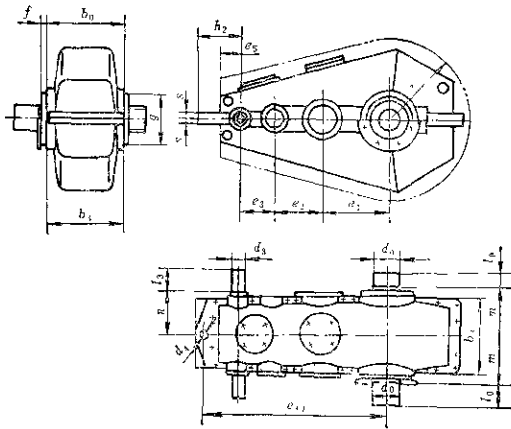
图9.4-10 QJ型减速器结构

表 9.4-23 QJ型减速器外形尺寸及安装尺寸表(R型)



$e_2$	$e_2$	$d_2$	$l_2$	$d_0$	$l_0$	$n$	$m$	$b_0$	$f$	$g$	$d_4$	$e_{20}$	$s$	$b_3$	$e_4$	$h_2$	$r$	质量(kg)
140	100	25	60	45	82	120	140	200	18	130	18	314	15	195	50	145	175	70
170	118	30	80	56	82	150	160	230	18	150	18	378	15	225	60	155	220	110
200	140	35	80	65	106	180	195	250	20	170	18	450	17	246	70	165	265	160
236	170	38	80	80	130	210	225	300	20	200	18	530	17	294	85	180	300	240
280	200	48	110	95	130	235	250	335	25	240	22	630	22	328	100	215	355	370
335	236	55	110	110	165	255	280	400	25	270	26	750	27	392	120	230	400	595
400	280	65	140	130	200	285	340	475	30	320	33	900	27	464	140	275	475	870
450	315	75	140	150	200	310	365	530	30	360	33	1000	32	518	160	300	530	1300
500	355	85	170	170	240	315	410	600	40	400	39	1120	32	588	180	330	600	1750
660	400	95	170	190	280	345	445	670	40	430	39	1250	37	656	200	385	670	2400
630	450	100	210	220	280	365	495	750	40	480	45	1400	37	734	225	430	750	3200
710	500	120	210	250	330	420	565	850	50	530	45	1600	42	832	250	490	850	4400
800	560	130	250	260	330	460	615	950	50	580	52	1800	42	930	280	545	950	6000
900	630	150	260	280	380	520	670	1060	50	650	62	2000	47	1038	320	605	1060	830
1000	710	170	300	360	450	600	740	1180	60	720	70	2240	55	1154	360	670	1180	11000

表 9.4-24 QJ 型減速器外形尺寸及安裝尺寸表 (S 型)



$e_1$	$e_2$	$e_3$	$d_3$	$l_3$	$d_0$	$l_0$	$n$	$m$	$b_0$	$f$	$g$	$d_4$	$e_{3a}$	$s$	$b_3$	$e_5$	$h_2$	$\gamma$	質量(kg)
140	100	70	16	40	45	82	120	140	200	18	130	370	15	195	40	145	175	75	
170	118	85	18	40	55	82	150	160	230	18	150	443	15	225	50	155	220	115	
200	140	100	22	50	65	105	180	195	260	20	170	530	17	246	58	165	285	170	
236	170	118	28	60	90	130	210	225	300	20	200	630	17	294	67	180	300	250	
280	200	140	35	80	95	130	235	250	335	25	240	750	22	328	80	215	355	385	
335	236	170	38	50	110	165	255	280	400	25	270	900	27	392	95	230	400	625	
400	280	200	48	110	130	200	285	340	475	30	320	1060	27	464	112	275	475	1030	
450	315	224	50	110	150	200	310	365	530	30	360	1180	32	518	125	300	530	1400	
500	355	250	55	110	170	240	315	410	600	40	400	1320	32	588	140	330	600	1850	
560	400	280	56	140	190	280	345	445	670	40	430	1500	37	656	160	385	670	2520	
630	450	315	75	140	220	280	385	495	760	40	480	1700	37	794	180	430	750	3500	
710	500	355	85	170	250	330	420	565	850	50	530	1900	42	832	200	480	850	4700	
800	560	400	95	170	280	330	460	615	930	50	580	2120	42	930	225	545	950	6400	
900	630	450	100	210	280	380	520	670	1060	50	650	2360	47	1038	250	605	1060	9000	
1000	710	500	120	210	360	450	600	740	1180	60	720	2650	55	1154	280	670	1180	11700	

附表1 起重机械减速器在不

起重机型式			主起升机构			副起升机构		
			利用等级	载荷情况	工作级别	利用等级	载荷情况	工作级别
桥式起重机	一般用途 (吊钩式)	电站安装及检修用 车间及仓库用 繁重工作车间及仓库用	$T_2$ $T_3, T_4$ $T_6, T_7$	$L_0, L_2$ $L_1, L_2$ $L_2, L_3$	$M_1, M_2$ $M_2-M_4$ $M_6-M_8$	$T_3$ $T_4, T_5$ $T_8$	$L_3$ $L_1, L_2$ $L_3$	$M_3$ $M_3-M_6$ $M_6$
	抓斗式	间断装卸用 连续装卸用	$T_1, T_4$ $T_6-T_8$	$L_3$ $L_3$	$M_6-M_7$ $M_7-M_8$			
冶金专用	冶金专用	吊料箱用	$T_6, T_7$	$L_3$	$M_7, M_8$			
		加料用	$T_7, T_8$	$L_1$	$M_6$	$T_7, T_8$	$L_3$	$M_6$
		铸造用	$T_6, T_7$	$L_3, L_4$	$M_7, M_8$	$T_6, T_7$	$L_3, L_4$	$M_7, M_8$
		锻造用	$T_6, T_7$	$L_3$	$M_7, M_8$	$T_6$	$L_3$	$M_7$
		淬火用	$T_7, T_8$	$L_3$	$M_7$	$T_7, T_8$	$L_3$	$M_7, M_8$
		夹钳、脱锭用	$T_7, T_8$	$L_0, L_1$	$M_6$	$T_7, T_8$	$L_2$	$M_5, M_6$
		揭盖用	$T_6, T_7$	$L_3$	$M_7, M_8$			
		料耙式 电磁铁式	$T_7$ $T_6, T_7$	$L_4$ $L_3$	$M_5$ $M_7, M_8$			
门式起重机		一般用途吊钩式	$T_3$	$L_2, L_3$	$M_5, M_6$	$T_4$	$L_2, L_3$	$M_5, M_6$
		装卸用抓斗式	$T_6, T_7$	$L_3, L_4$	$M_7, M_8$			
		电站用吊钩式	$T_3$	$L_1, L_2$	$M_5, M_6$	$T_3$	$L_3$	$M_5$
		造船安装用吊钩式	$T_4$	$L_2, L_3$	$M_4, M_5$	$T_4$	$L_2, L_3$	$M_4, M_5$
		装卸集装箱用	$T_6, T_7$	$L_2, L_3$	$M_6-M_8$			
装卸桥		料场装卸用抓斗式	$T_6, T_7$	$L_3, L_4$	$M_7, M_8$			
		港口装卸用抓斗式	$T_8, T_9$	$L_4$	$M_8$			
		港口装卸集装箱用	$T_6-T_7$	$L_2, L_3$	$M_6-M_8$			
门座起重机		安装用吊钩式	$T_3$	$L_1, L_2$	$M_4, M_5$	$T_3$	$L_1, L_2$	$M_4, M_5$
		装卸用吊钩式	$T_3$	$L_2$	$M_5$			
		装卸用抓斗式	$T_6, T_7$	$L_3, L_4$	$M_7, M_8$			
塔式起重机	建筑、施工安装用	$H < 60$ 米 $H > 60$ 米	$T_2-T_4$ $T_4-T_5$	$L_2$ $L_2$	$M_2-M_4$ $M_4-M_5$			
	输送混凝土用	$H < 60$ 米 $H > 60$ 米	$T_4$ $T_5$	$L_1$ $L_2$	$M_5$ $M_6$			
汽车、轮胎、履带、铁路起重	安装及装卸用吊钩式 装卸用抓斗式		$T_4-T_5$ $T_5, T_6$	$L_2$ $L_3$	$M_4-M_5$ $M_6, M_7$			
甲板起重机	重件装卸用 一般装卸用		$T_4$ $T_4, T_5$	$L_1$ $L_2$	$M_4$ $M_4, M_5$			
	浮式起重机	装卸用吊钩式	$T_5, T_6$	$L_2$	$M_5, M_6$			
装卸用抓斗式		$T_5-T_6$	$L_3$	$M_6-M_7$				
造船安装用		$T_4, T_7$	$L_2, L_3$	$M_4-M_6$	$T_4, T_5$	$L_2, L_3$	$M_4-M_6$	
缆索起重机	安装用吊钩式		$T_7-T_8$	$L_2$	$M_7-M_8$			
	装卸用吊钩式		$T_5, T_6$	$L_3$	$M_6, M_7$			
	装卸用抓斗式或输送混凝土用		$T_6, T_7$	$L_3, L_4$	$M_7, M_8$			

注：未列入等列表中的起重机械机构工作类型可参照最近起重机械机构工作级别选择。

同場合的工作級別

小车运行机构			大车运行机构			回转机构			变幅机构		
利用等级	载荷情况	工作级別	利用等级	载荷情况	工作级別	利用等级	载荷情况	工作级別	利用等级	载荷情况	工作级別
$T_1$ $T_4, T_5$ $T_5$	$L_1, L_2$ $L_1, L_2$ $L_1$	$M_1, M_1$ $M_3 \sim M_3$ $M_6$	$T_2$ $T_4, T_5$ $T_6$	$L_1, L_2$ $L_1, L_2$ $L_3$	$M_1$ $M_3, M_3$ $M_7$						
$T_5 \sim T_7$ $T_5 \sim T_7$	$L_3$ $L_3$	$M_6 \sim M_3$ $M_6 \sim M_3$	$T_5, T_6$ $T_6$	$L_3$ $L_3$	$M_6, M_7$ $M_7$						
$T_5 \sim T_6$ $T_7 \sim T_6$ $T_6$	$L_3$ $L_3$ $L_3, L_4$	$M_6, M_7$ $M_8$ $M_7, M_3$	$T_5$ $T_7, T_3$ $T_6, T_1$	$L_3$ $L_3$ $L_3$	$M_7$ $M_8$ $M_7, M_8$	$T_7$	$L_3$	$M_7$			
$T_1, T_2$ $T_3, T_4$ $T_6, T_7$	$L_1$ $L_1$ $L_1$	$M_6, M_7$ $M_6, M_7$ $M_6$	$T_6, T_1$ $T_6 \sim T_7$ $T_6, T_7$	$L_1, L_2$ $L_3$ $L_4$	$M_7, M_8$ $M_7, M_8$ $M_8$	$T_6, T_7$	$L_3$	$M_7, M_8$			
$T_6, T_7$ $T_3, T_6$	$L_4$ $L_3$	$M_3$ $M_6, M_7$	$T_6, T_7$ $T_5$	$L_4$ $L_3$	$M_8$ $M_6$	$T_6, T_7$	$L_3$	$M_3, M_8$			
$T_5$ $T_6, T_7$ $T_3$ $T_3$ $T_6, T_7$	$L_3$ $L_3, L_4$ $L_2$ $L_2, L_3$ $L_2, L_3$	$M_5$ $M_3, M_6$ $M_3$ $M_3, M_6$ $M_6 \sim M_8$	$T_5$ $T_6$ $T_3$ $T_5$ $T_3 \sim T_7$	$L_3$ $L_2, L_3$ $L_2$ $L_2, L_3$ $L_2, L_3$	$M_5$ $M_6, M_7$ $M_3$ $M_3, M_6$ $M_3 \sim M_8$						
$T_6, T_7$ $T_7, T_3$ $T_3 \sim T_7$	$L_3, L_4$ $L_4$ $L_2, L_3$	$M_7, M_8$ $M_8$ $M_3 \sim M_8$	$T_6$ $T_7$ $T_3 \sim T_7$	$L_2, L_3$ $L_3$ $L_2, L_3$	$M_6, M_7$ $M_8$ $M_3 \sim M_8$				$T_4$ $T_4$ $T_4$	$L_1$ $L_1$ $L_1$	$M_3$ $M_3$ $M_3$
			$T_3, T_4$ $T_5$ $T_4$	$L_3$ $L_2$ $L_3$	$M_3, M_4$ $M_3$ $M_4$	$T_3$ $T_4$ $T_6$	$L_3$ $L_3$ $L_3$	$M_6$ $M_6$ $M_7$	$T_4$ $T_4$ $T_5$	$L_3$ $L_3$ $L_3$	$M_5$ $M_5$ $M_6$
$T_3$ $T_3, T_5$	$L_1 \sim L_2$ $L_3$	$M_3$ $M_3$	$T_2$ $T_3$	$L_3$ $L_2$	$M_3$ $M_3$	$T_2 \sim T_4$ $T_3 \sim T_4$	$L_3$ $L_3$	$M_3 \sim M_8$ $M_3 \sim M_8$	$T_2 \sim T_3$ $T_2 \sim T_8$	$L_3$ $L_3$	$M_7 \sim M_3$ $M_2 \sim M_3$
$T_3$ $T_3$	$L_3$ $L_3$	$M_3 \sim M_6$ $M_6$	$T_3 \sim T_5$ $T_3$	$L_3$ $L_3$	$M_4 \sim M_6$ $M_7$	$T_4 \sim T_5$ $T_4 \sim T_5$	$L_3$ $L_3$	$M_3 \sim M_6$ $M_3 \sim M_6$	$T_3 \sim T_4$ $T_3 \sim T_4$	$L_3$	$M_4 \sim M_5$ $M_4 \sim M_8$
			$T_3, T_4$ $T_4, T_5$	$L_1, L_2$ $L_2$	$M_2 \sim M_4$ $M_4, M_5$	$T_4$ $T_5$	$L_2$ $L_3$	$M_4$ $M_5, M_6$	$T_4$ $T_4, T_5$	$L_2$ $L_2, L_3$	$M_4$ $M_4, M_5$
						$T_4$ $T_4, T_5$	$L_2$ $L_3$	$M_4$ $M_5, M_6$	$T_4$ $T_4$	$L_1, L_2$ $L_2$	$M_3, M_4$ $M_4$
						$T_3, T_6$ $T_3, T_6$ $T_4$	$L_2$ $L_2, L_3$ $L_2$	$M_3, M_6$ $M_3 \sim M_7$ $M_5$	$T_3, T_6$ $T_3 \sim T_7$ $T_4$	$L_1$ $L_3$ $L_2, L_3$	$M_5, M_6$ $M_6 \sim M_8$ $M_4 \sim M_5$
$T_3, T_4$ $T_3, T_6$ $T_6$	$L_2$ $L_3$ $L_3$	$M_3, M_4$ $M_6, M_7$ $M_3$	$T_3, T_4$ $T_4, T_5$ $T_6, T_5$	$L_1$ $L_2$ $L_2$	$M_3, M_4$ $M_4, M_5$ $M_4, M_5$						

## 第5章 水泥磨齿轮减速器

### 1 概述

常用水泥磨分为碾磨和筒形磨。筒形磨又分为棒球磨、球磨和砾石磨。其性能、载荷特性见表9.5-1, 齿轮传动装置形式见表9.5-2。

表9.5-1 常用水泥磨性能、载荷特性

磨种类	功率 (kW)	转速 (r/min)	尖峰工作载荷/额定载荷	启动载荷/额定载荷
碾磨	100~5000	75~20	≤2	<1 (卸载启动)
筒形磨	棒球磨 100~5500	25~11	≤1.75	≤2
球磨	100~8000	25~11	≤1.5	≤2
砾石磨	100~5000	28~17	≤1.5	≤2

表9.5-2 常用水泥磨齿轮传动装置设置形式

磨种类	功率(kW)	齿轮传动装置设置形式
碾磨	100~1000	立式圆锥、圆柱齿轮减速器 (图9.5-1b)
	600~5000	立式圆锥、行星圆柱齿轮减速器 (图9.5-1c)
筒形磨	100~2000	边缘传动装置 (图9.5-2a、b)
	600~4000	双分支边缘传动装置 (图9.5-2a、b、c、d)
	600~8000	单、双、多分支闭式减速器 (图9.5-3a、b、c)
	800~8000	全封闭行星减速器 (图9.5-3c)

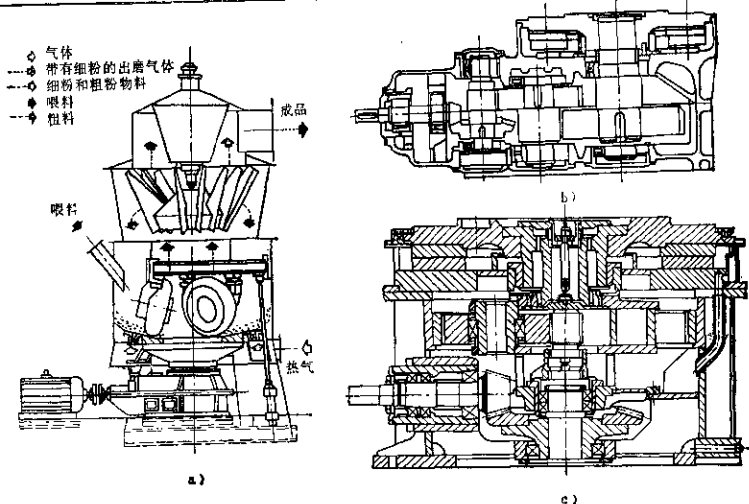


图9.5-1 碾磨传动装置

a) 碾磨传动装置设置形式 b) 碾磨立式圆锥、圆柱齿轮减速器 c) 碾磨立式圆锥、行星圆柱齿轮减速器

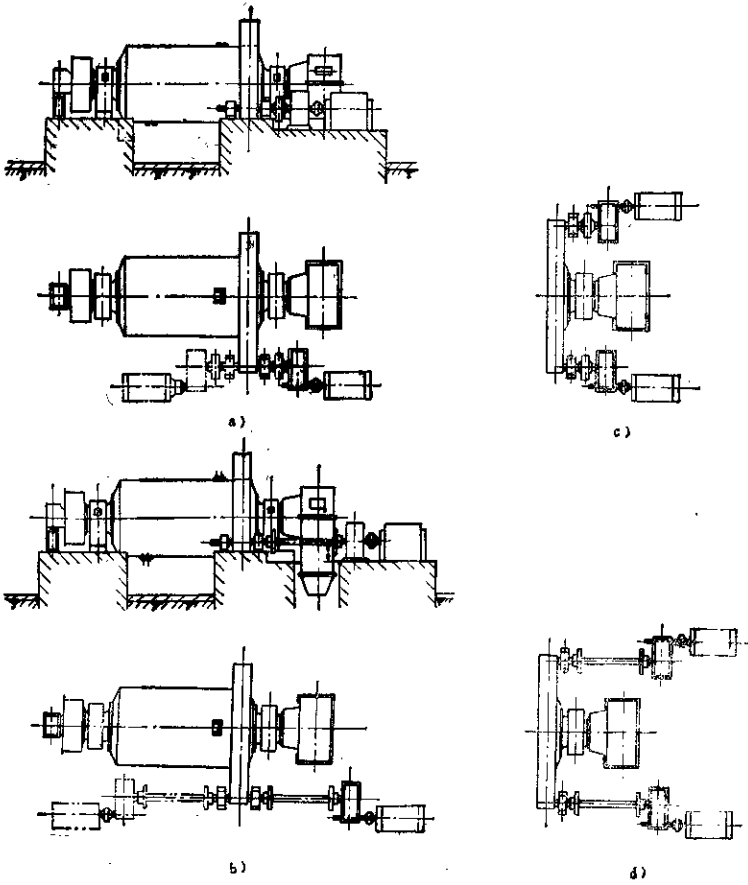


图9.5-2 筒形磨单传动和双分支传动的边缘传动装置

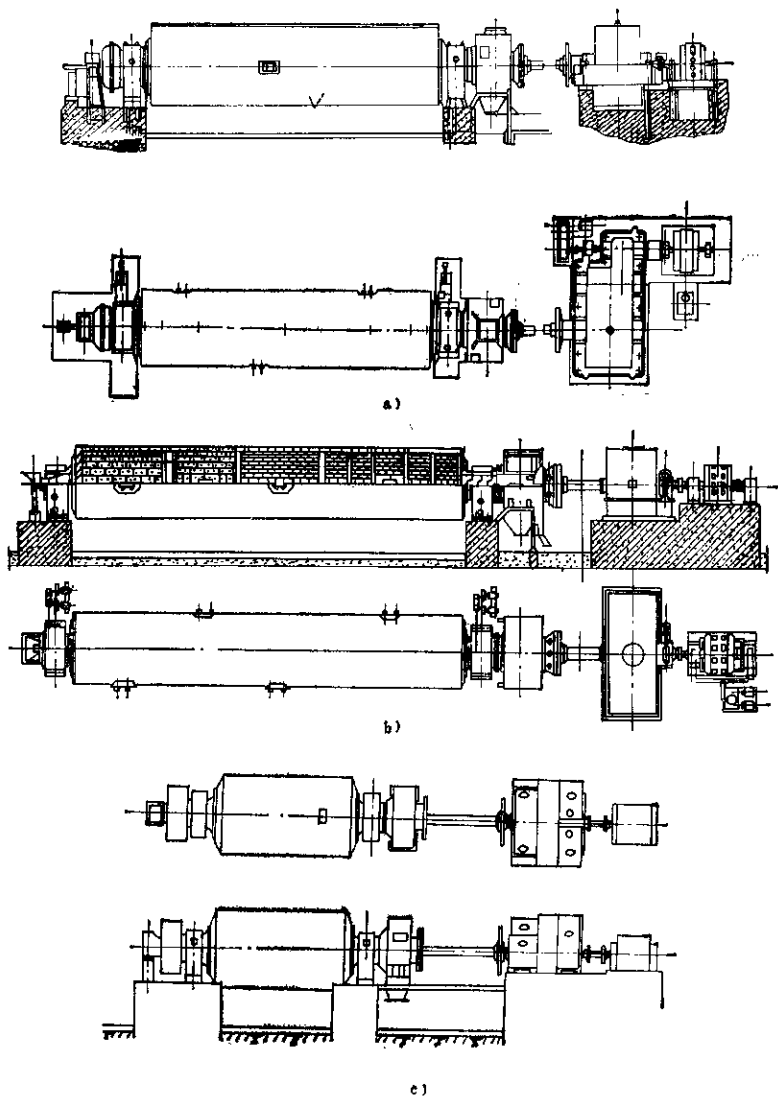


图9.5-3 筒形磨传动减速器

a) 筒形磨单传动减速器 b) 筒形磨双分支传动减速器 c) 筒形磨多分支和行星传动减速器



水泥磨齿轮传动装置的优点是功率大。筒形磨传动装置的边缘传动装置的齿轮制造、润滑、密封水平，目前提高到近乎闭式传动、应用双分支结构，传递能力可达4000kW，造价较低（见图9.5-4）。其缺点是传动效率低、难维护。典型单传动减速器，应用高强度齿轮、传递能力达到4000kW，且结构简单，易维护，双、多分支传动和典型行星传动减速器，齿轮尺寸小、结构特殊，传动能力和效率高，结构随制造水平和传递能力的提高而不断简化。

2 水泥磨减速器的结构分析

水泥磨减速器，除应用典型结构外，还广泛应用双、多分支传动结构，各齿轮啮合角误差造成装

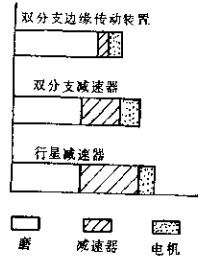


图9.5-4 三种4000kW筒形磨传动方案造价比

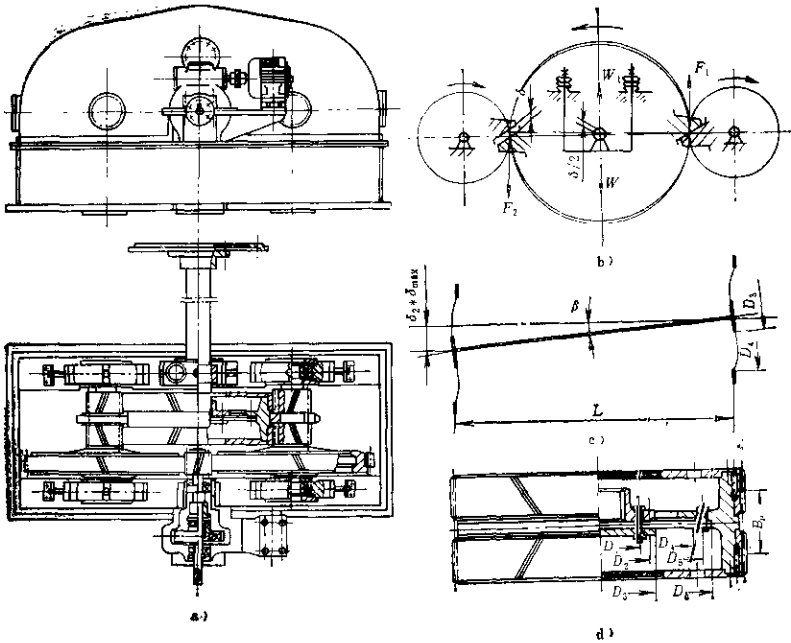


图9.5-5 输出大齿轮弹性悬挂均载结构的从分支传动减速器

配不同步和周节偏差 $\Delta f_p$ 造成运转不同步均载问题,需设置相应的同步均载结构,常用的同步均载结构有:输出大齿轮弹性悬浮均载结构、弹性轴均载结构等。

## 2.1 输出大齿轮弹性悬浮均载结构

这种减速器适用于双分支传动的结构,见图9.5-5。除输出大齿轮外,各齿轮都有典型的刚性连接和支承;输出轴两端各有一组薄板联轴器,一端装输出大齿轮,另一端与轴连接,并被支承,靠近输出大齿轮处由吊在两组盘形弹簧上的悬浮轴承支承,使输出大齿轮自由上下浮动和左右摆动,左右摆动由两侧输出小齿轮空刀槽里的定位环限制,上下浮动用于均载,其作用见图9.5-5b,双分支传动间的不同步误差换算到一输出小齿轮上,使其齿偏离同步位置 $\delta$ 距离,若输出大齿轮随之浮动 $\delta/2$ 距离,误差得到补偿。装配不同步误差,通过调整悬浮轴承吊杆长度,使输出大齿轮平衡悬浮位置偏离设计高度,予以补偿,最大补偿量相当于一个输入大齿轮半个齿距的换算值的一半。运转不同步均载误差,将引起输出大齿轮两侧圆周力不平衡,不平衡力使输出大齿轮向除误差方向浮动,误差及时得到补偿,最大补偿量是各齿轮周节累积误差换算值总和的一半,不平衡力的大小,等于最大补偿量引起的悬浮轴承不平衡支承力和薄板联轴器由此变形的变形反力之和,可通过悬吊联轴器和薄板联轴器的刚度设计控制。

a. 盘形弹簧组 盘形弹簧的强度、刚度按标准程序设计,工作压缩量取最大允许压缩量的2/3。盘形弹簧组的弹簧片数,按均载要求的弹簧组刚度设计。

### b. 薄板联轴器

薄板材料:普通冷轧钢板A<sub>3</sub>或A<sub>3</sub>F

薄板厚度b按表9.5-3选取。

表9.5-3 薄板的厚度

传递扭矩	kN·m	5~200	~2000	~6000
薄板厚度	mm	1.5	2	3

薄板片数按法兰连接螺栓的表面接触强度设计。

法兰和外缘连接螺栓直径 $d$ :  $d=(10\sim16)b$  mm

薄板与车接件间的连接螺栓按图9.5-5d所示以

标准最小间距和支承尺寸布置。薄板外圆直径 $D_0$ 按齿轮结构要求设计,为使薄板联轴器有较小轴线的斜倾度,应尽量减小法兰外径,使 $D_0/D_1$ 小于0.5,输出轴选用高强度合金钢材料。按静扭转强度设计,许用应力 $[\tau]$ 取 $100\sim120$  N/mm<sup>2</sup>。用直径为 $0.08\sim0.1$ 倍输出轴直径的骑缝销与法兰连接,法兰轴承部分径向厚度取2~3倍骑缝销直径。

薄板片数按下式设计

$$n = 4M/\sigma \cdot n_1 d b (D_1 + D_2) \quad (\text{圆整为整数})$$

式中  $M$ ——薄板联轴器传递扭矩 N·m,

$n_1$ ——法兰连接螺栓总数,

$d$ ——法兰连接螺栓直径 mm,

$b$ ——各层薄板总厚度 mm,

$D_1, D_2$ ——两圈法兰螺栓的分布直径 mm,

见图9.5-5d。

$$\sigma = 100 \text{ N/mm}^2$$

薄板联轴器轴线的倾斜刚度:

$$M_t = 10^{-4} n_1 b^3 E / K \quad \text{N·m/rad}$$

式中  $n, b, E$ ——薄板层数、厚度 (mm) 和弹性模量 (N/mm<sup>2</sup>),

$K$ ——尺寸系数,按表9.5-4选取。

表9.5-4 尺寸系数K

$D_0/D_1$	0.4	0.5	0.6	0.7
K	0.167	0.081	0.035	0.013

$D_0, D_1$ 为尺寸位置 (见图9.5-5d)。

c. 输出大齿轮的径向定位环 输出大齿轮的径向定位环的内径应至少比输出小齿轮齿顶圆直径大20mm,其余尺寸按定位推力要求和输出大、小齿轮结构尺寸确定,装配后单侧径向间隙为0.3~0.4mm,定位推力按定位环尺寸和重量计算。定位环重量 $W_0$ :

$$W_0 > 150M + \tan \alpha_1 (r_1 \sin C + r_2 \sin A) / d'$$

$(r_4 - d) \cos A$  kg

$$A = \cos^{-1} (r_2 + r_4 - d)^2 + (r_1 + r_2 - r_3 + r_4)^2 - (r_3 - r_1)^2 / 2(r_2 + r_4)(r_1 + r_2 - r_3 + r_4)^2$$

$$C = \sin^{-1} [(r_2 + r_4 - d) \sin A / (r_3 - r_1)]$$

式中  $M$ ——输出大齿轮的输出扭矩 N·m,

$\alpha_1$ ——输出大齿轮端面啮合压力角 rad,

$d'$ ——输出大齿轮啮合节圆直径 mm,

$r_1, r_2$ ——输出小、大齿轮空刀槽半径 mm,

$r_0, r_1$ —径向定位环内、外圆半径 mm,

$\Delta$ —定位环的径向间隙 mm.

d. 输出大齿轮的最大装配补偿量  $a$

$$a = \pi m_1 d_2 / \Delta d_1 \quad \text{mm}$$

式中  $m_1$ —输入级齿轮端面模数 mm,

$d_2$ —输入级大齿轮分度圆直径 mm,

$d_3$ —输出级小齿轮分度圆直径 mm.

e. 一个分支的浮动不均载率  $P_1$

$$P_1 = \{ [AK_1/n + (2a_1 + A)M_1/2L^2] / 2(F_1 \text{ 或 } F_2) \} \times 100\%$$

$$A = \Sigma(\Delta F_0)_1 d_3 / d_2 + \Sigma(\Delta F_0)_2 \quad \text{mm}$$

式中  $K_1$ —一片盘形弹簧在工作压缩位置上的刚性系数 N/mm,

$n$ —一组盘形弹簧片数,

$a$ —输出轴最大安装斜量,一般取0.3mm,

$M_1$ —薄板联轴器轴线倾斜刚度  $\text{kN} \cdot \text{m} / \text{rad}$ ,

$L$ —输出轴上两个薄板联轴器中心距 (见图9.5-5c) mm,

$F_1, F_2$ —分别是输出大齿轮一侧的周力 (见图9.5-5b) kg,

$\Sigma(\Delta F_0)_1, \Sigma(\Delta F_0)_2$ —分别是输入级和输出级三个齿轮的周节累积误差之和 mm,

$d_2, d_3$ —输出大、小齿轮的分度圆直径mm,

f. 输出大齿轮两半人字齿之间,薄板联轴器轴线倾斜引起的最大不均载率  $P_2$

$$P_2 = [(2a_1 + A)M_1/2LB_B(F_1 \text{ 或 } F_2)] \times 100\%$$

式中  $B_B$ —输出级大齿轮两半人字齿齿轮中心距 (见图9.5-5c) mm.

其余各代号意义见本章2.1e.

g. 减速器的最大不均载率  $P$

$$P = P_1 + P_2$$

式中  $P_1, P_2$  含义见2.1e、2.1f.

## 2.2 弹性轴均载结构

这种结构的减速器适用于多分支传动的结构 (见图9.5-6),各齿轮有刚性支承,均载弹性轴设在便于装配调整的相邻两级传动的前级大齿轮和后级小齿轮之间,用花键和销子连接。一组销孔在消除装配不同步误差后配加工,均载弹性轴选用高强度合金钢,按扭转强度设计。最大不均载率  $P$ ,

$$P = [0.2\delta D^4 G / dLM_2] \times 100\%$$

式中  $\delta$ —一个分支各齿轮周节累积误差  $\Delta F_0$  换算到与弹性轴连接的小齿轮上的换算量之和,

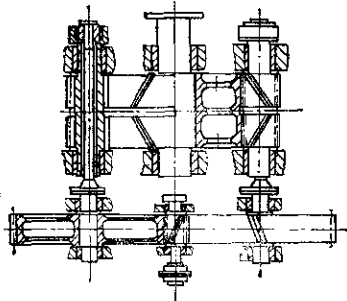
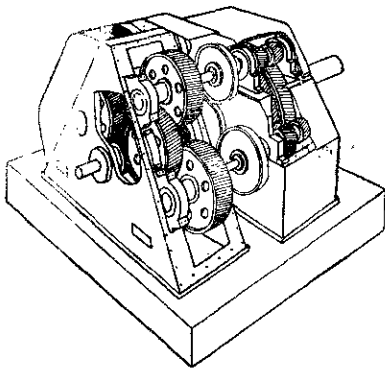
$D, L$ —弹性轴自由变形部分的直径和长度 mm,

$G$ —弹性轴材料的剪切弹性模量  $\text{N}/\text{mm}^2$ ,

$d$ —与弹性轴连接的小齿轮分度圆直径 mm,

$M_2$ —弹性轴额定载荷扭矩  $\text{N}/\text{mm}$ .

最大不均载率要控制到小于3%,弹性轴必须是一根细长轴,设在传动系统的低速部分,以便通过振动校核。



a)

b)

图 9-6 两种弹性轴均载结构的多分支传动减速机

## 2.3 载荷自位均载结构

这种结构的减速器适用于双分支传动的结构(见图9.5-7)。输入人字齿小齿轮分别和两侧旋向不同的单斜齿输入大齿轮啮合,为使轴向串动灵活,采用无轴向定位作用的短滚柱轴承和短滚柱联轴器与动力连接,装配不同步误差的补偿,一是在一个齿轮和轴之间设置装配调整后配加工的连接环节,一是控制各齿轮齿的角度精度,后一种方法成本高,且要求加大输入小齿轮齿宽。

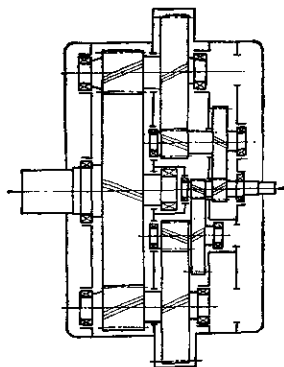


图9.5-7 载荷自位均载结构的双分支传动减速器

## 3 齿轮强度设计

水泥磨齿轮减速器的内轮强度,按GB3430-83“渐开线圆柱齿轮承载能力计算方法”设计计算。各系数的取值方法如下:

a. 使用系数 $K_A$

磨粉类	碾磨	棒球磨	球磨, 砾石磨
$K_A$	?	1.75	?

b. 动载系数 $K_V$  设计双、多分支传动和行星传动减速器,按标准规定的取值再乘以减速器的最大不均载率。

c. 齿间载荷分配系数 $K_{H\alpha}$ 、 $K_{F\alpha}$ 和齿间载荷分布系数 $K_{H\beta}$ 、 $K_{F\beta}$

(1)分析取值。齿轮加工、装配精度有完善的检验、控制手段、减速器各主要机件工作刚度有实测分析数据,可按标准规定分析取值。

(2)按齿轮齿面接触精度取值。齿面接触精度及其在各级载荷下变化规律有检验、控制手段,可按产品统计数据参照美国齿轮制造商协会标准AGMA211.02和AGMA221.02取值。

d. 最小安全系数 $S_{Hmin}$ 、 $S_{Fmin}$  接触强度设计的最小安全系数 $S_{Hmin}$ 不应小于1.1,弯曲强度设计的最小安全系数 $S_{Fmin}$ 一般在1.3~1.5 $S_{Hmin}$ 之间,最大不超过1.8。

## 4 齿轮润滑

水泥磨减速器选用运动粘度 $\nu_{40}=150\sim 200\text{cSt}$ 的齿轮油或极压齿轮油润滑。油的润滑性能和清洁度应在使用前和使用三个月及以后的逐年检查一次,并及时予以处理。

水泥磨减速器必须通过热平衡设计,通常将油池或油路出口温度控制在 $50\sim 55^\circ\text{C}$ 之间,热平衡设计方法,和标准减速器一样,各种结构的多分支传动和行星传动减速器,均载结构都有吸收齿轮运转动载的能力,按标准减速器进行热平衡设计足够安全。

## 第6章 工程机械变速器

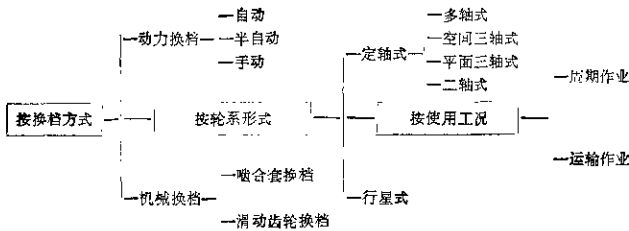
## 1 概述

工程机械变速器其主要功用:改变发动机和车轮间传动比,以满足作业机械对牵引力和行驶速度变化范围的需要;改变作业机的行驶方向,实现前进或倒退行驶;利用变速器空挡位置切断动力,便于启动和在急速运转工况实现停车,保证停车安

全。本章主要介绍装载机、推土机、铲运机、平地机、起重机、叉车等工程机械的变速器传动系。

## 1.1 分类

工程机械变速器可根据其特征进行分类。根据换挡方式、轮系形式、使用工况,工程变速器的分类如下:



## 1.2 特点

机械换挡变速器使用历史悠久。其优点：简单、可靠、效率高，但功率不能充分利用，换挡时要切断动力，即使采用同步器，也存在较大的换挡冲击。这些缺点对于经常需要起动、制动、频繁换向和爬坡、下坡的工程机械更为突出。要求司机注意力高度集中和具有较熟练的驾驶技术。因而在工程机械中除小功率的作业机械采用机械变速器以外，大多采用动力换挡变速器。

动力换挡变速器一般与液力变矩器相配合组成液力机械传动装置。液力变矩器由泵轮、涡轮和导轮组成，并具有以下优点：

- (1) 根据道路阻力自动平稳地改变牵引力；
- (2) 操纵简单方便；
- (3) 起动、加速平稳；
- (4) 发动机可在任意载荷下工作；
- (5) 在行进中能带载荷换挡，据统计可使生产率提高15~25%。

## 2 传动系的设计

变速器传动系的设计是根据主机性能要求，确定变速器的档位数、传动比和变速器传动系型式，以提供主机需要的速度和牵引力。动力换挡行星变速器具有结构紧凑、以制动器代替回转离合器、径向载荷互相平衡、采用浮动支承使行星轮载荷均匀等优点，因此行星传动的可靠性和寿命均超过定轴传动，在工程机械中获得广泛应用。下面主要介绍动力换挡行星变速器传动系的设计，对机械换挡变速器和动力换挡定轴变速器仅介绍设计原则、常用传动范围、公比值和档位数。

### 2.1 机械换挡和动力换挡定轴变速器

其主要差别在于操纵方式不同，如图9.6-1和图9.6-3都是定轴齿轮传动，图9.6-1是由人力经操

纵杆拨动啮合套实现换挡的机械换挡变速器，而图9.6-3是由液压操纵阀控制所需结合的离合器实现换挡的动力换挡变速器，其传动设计原则一致。

其设计原则如下：

(1) 缩短传动路线，减少传动齿轮的啮合对数，提高传动效率，如图9.6-1~9.6-3所示仅需2~3对齿轮啮合。

(2) 利用公用轴减少轴数，图9.6-1与图9.6-2相比，其传动简图基本相同，但图9.6-2多一根悬臂轴和一支撑，使结构繁杂，支撑情况不好。图9.6-1将图9.6-2中的悬臂轴和输出轴合并为一根轴，输出轴又是前进档的中间传动轴，这种两用轴称为公用轴。

(3) 利用公用齿轮减少齿轮数目。如图9.6-1~9.6-3所示，每对啮合齿轮均为各不同档位所采用，公用2~4次。

(4) 倒档的情轮轴应尽量布置在轴上合力*R*小的一侧（见图9.6-4），即从变速箱前面看，输入轴顺时针转时，倒档轴布置在右边合理。

(5) 为减少轴的变形，应将受力大的齿轮布置在靠近轴承处，如图9.6-1、图9.6-2中的 $Z_{10}$ 。对于机械换挡变速器相邻档位的齿轮应相邻布置，便于合用一个啮合套。如图9.6-1、图9.6-2中的 $Z_{13}$ 和 $Z_{14}$ 、 $Z_{13}$ 和 $Z_{16}$ 。

(6) 采用重迭轴向空间，以减少变速器轴向长度。各轴上的零件尽量布置在最大轴向长度范围内。如图9.6-1、图9.6-3中的C轴，与其他轴相比，其上布置的齿轮和操纵元件最多，所需轴向长度最长，因而其他轴上的零件应尽量布置在C轴长度范围内。图9.3-1中的五档齿轮 $z_5$ 和 $z_7$ 布置在啮合套位置上就是采用重迭轴向空间的示例。

目前，国内外工程机械用机械换挡变速器常用

传动范围为2~ $i_{\max}$ （传动范围 $d = \frac{i_{\max}}{i_{\min}}$ ，其中： $i_{\max}$ ，

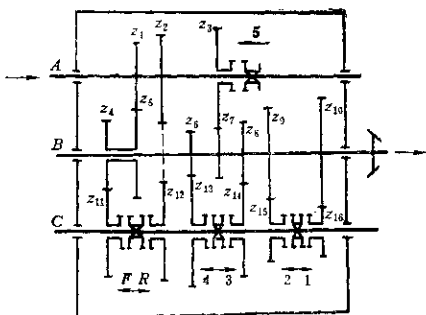


图 9.6-1 T180推土机变速器

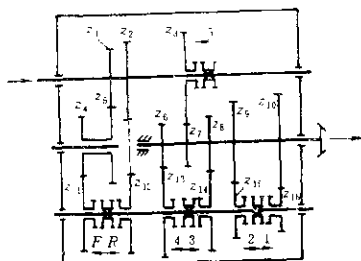


图 9.6-2 支撑情况不好的传动方案

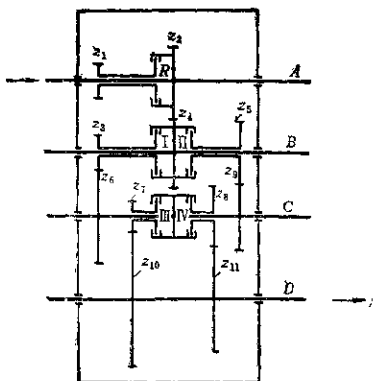


图 9.6-3 日本新河TDN-41-802-A变速器

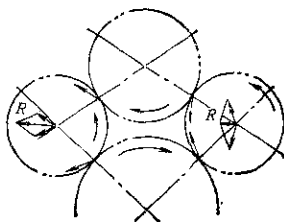


图 9.6-4 倒档齿轮轴受力分析

$i_{\min}$  为最大、最小传动比，公比值为 1.3~2.2 (公比  $q = \frac{i_1}{i_2} = \frac{i_2}{i_3} = \dots = \frac{i_{n-1}}{i_n}$ ,  $n$  为档位数)，档位数有二前二后、三前三后、四前二后、三前五后、五前四后等。主要用于叉车、推土机和平地机。一般档位数少的公比值大，档位数多的公比值小。

动力换挡定轴变速器常用传动范围为 1.95~18，公比值为 1.3~2.75，前进档位数为 1~9，倒退档位数为 1~4。选取以上各项数值主要根据主机牵引性能要求。对周期作业型，传动范围为 1.95~

9.56，公比值为 1.56~2.56，前进档位数为 1~4，对运输作业型；传动范围为 13.5~18，公比值为 1.3~1.7，前进档位数为 5~9。

## 2.2 动力换挡行星变速器

### 2.2.1 传动范围 $d_i$ 的确定

变速器的传动范围  $d_i$  决定于车辆牵引力的变化范围，取决于各种不同机种的牵引性能。

表 9.6-1 为国内、外动力换挡行星变速器传动范围统计值，仅供设计参考。

表9.6-1 动力换挡行星变速器传动范围

机 种		国 内	国 外
装 载 机	配单涡轮	2.7~6.8	3.17~7.48
	配双涡轮	3.33~3.73	2.9~3.8
叉 车	配单涡轮	2.1~2.5	2~3.1
	配双涡轮	/	2.73~2.9
推 土 机①		3.3~3.7	2.8~4
铲 运 机①		5.29~	5.29~16
平 地 机①		/	8.3~11

① 均为配单涡轮变速器。

2.2.2 公比值的选取

公比值是各档传动比分布规律性指标。选取得正确与否，直接影响功率的合理利用和变速器的档位数。公比 $q$ 选取过大，会降低变速器的平均使用效率，选取过小，会增加变速器档位数，使变速器与操纵系统复杂化，提高了造价。

公比选择原则：

(1) 以最少档位满足牵引力和速度范围的要求；

(2) 提高发动机的功率利用率。为此，牵引作业型车辆公比值较大，运输作业型车辆公比值较小；

(3) 保证变速器经常在高效传动范围内工作（一般指效率为0.7~0.75以上时的传动范围）。因而变速器高效传动范围宽的 $q$ 值可取大些，且尽量使公比值等于或接近变速器的高效传动范围 $d_g$ 。

表9.6-2为天津工程机械研究所单、双涡轮系列变速器的高效传动范围和国外变速器高效传动范围统计值。效率取为0.75（括号内效率取为0.7）。

表9.6-3为国外几大公司动力换挡行星变速器传动比公比统计值。

参照表9.6-2的变速器高效传动范围，结合不同机种的不同工况，可以预定传动比公比值 $q'$ 。

表9.6-2 变速器高效传动范围

		国 内								国 外
组 号	传动范围 $d_g$	1	2	3	4	5	6	7	8	
		单 涡轮	2.5	2.29	2.38	2.29	2.19	2.14	1.99	
双 涡轮		3.32 (4.86)	3.34 (4.8)	3.69 (4.87)	3.19 (4.46)	3.8 (4.77)	3.09 (4.44)	3 (4.173)	2.8 (3.83)	3左右 (4.5左右)

注：括号内数字的效率取0.70。

表9.6-3 行星变速器传动比公比

公 司		美国阿里森 (allison)	美国卡特皮勒 (caterpillar)	日本小松 (KOMATSU)
装 载 机	单 涡轮	1.67~2.9	1.72~1.9	/
	双 涡轮	2.9~3.8	/	/
叉 车	单 涡轮	2.9	/	/
	双 涡轮	3.73左右	/	/
推 土 机		1.67~1.82	1.58~1.8	1.61~1.78
铲 运 机		1.4~1.95	1.25~1.8	1.24~1.39
平 地 机			1.38~1.67	1.86~2.4

## 2.2.3 档位数的确定

动力换挡行星变速器的档位数是按几何级数划分的。因为按几何级数划分排档所需档位数较少,在档位数一定时可保证各档在高效范围内工作,功率利用较好。

根据选择传动范围 $d_s$ 和公比值 $q'$ ,可按下式预定档位数 $n'$

$$n' = \frac{\lg d_s}{\lg q'}$$

预定完档位数后,将 $n'$ 圆整为整数 $n$ 即为选定的档位数。然后再按选定的档位数 $n$ 和传动范围 $d_s$ 求出实际公比 $q$ :

$$q = \sqrt[n]{d_s}$$

## 2.2.4 预定传动比

选定传动比,应根据以上介绍的传动范围、档位数、公比值综合考虑确定。传动比选取太大,构件受力大,变速器体积大;传动比选取太小,构件及轴承转速高。且使整机主传动和终传动比加大。故选择变速器传动比时不可太大或太小。

国外几大公司预选I档传动比统计值见表9.6-4(此处传动比仅指行星传动部分的传动比,变速器总传动比还可通过改变变速器输出齿轮对进行调整)。

表9.6-4 前进I档传动比

I档传动比 前进档位数	公司	公司		
		美国 阿里森	美国卡 特皮勒	日本小松
前进2个 档位	单涡轮	2.9左右	/	/
	双涡轮	1.64~ 3.9	/	/
前进3个档位		3~8	1.22~ 4.08	2.07~3.45
前进4个档位		3.8~4	4.08~ 5.6	3.62~7.76
前进6个档位		3.81~4	2.1~2.3	6.53

变速器倒退档的传动比取决于主机作业要求,大多数工程机械车辆均要求前进档传动比比倒退档传动比大1.2倍左右。对于叉车则要求前进档的传动比近似或小于倒退档传动比。

2.2.5 确定传动型式和选取行星排特性参数 $\alpha$ 

确定了各档传动比后,便可以用角速度平面图的综合法确定传动系的型式,目前采用计算机进行变速器综合法计算,避免了繁琐的计算工作。选择最佳传动系是比较复杂的工作,它必须综合考虑实现传动系结构的可能性,行星轮最高转速、各构件受力情况、传动效率……。其中,行星排特性参数 $\alpha$ (行星排齿圈齿数 $z_r$ 与太阳轮齿数 $z_s$ 之比)在一定外形尺寸条件下,取得过大,则太阳轮齿数将少于最少齿数或内部装不下轴承和轴套;取得过小(接近1),则行星轮齿数将少于最少齿数或内部装不下轴承。一般行星排 $\alpha$ 值范围为1.6~4.5。

## 2.2.6 齿轮基本参数的确定

a. 齿轮模数和齿圈齿数的确定 齿轮模数 $m$ 和齿圈齿数 $z_r$ 是行星变速器的基本参数,它决定变速器的径向尺寸。一般在设计中是采用统计和类比的方法初步确定模数和齿圈齿数的。表9.6-5为美国卡特皮勒公司和日本小松公司的功率等级与对应模数,齿圈齿数统计值。

b. 配齿计算 当齿圈齿数确定后,太阳轮的齿数 $z_s = z_r/\alpha$ 就确定了。 $z_s$ 不能取得过少,以免齿轮产生根切,结构上难以布置轴和轴承。

由于齿数必须是整数,实际上特性参数 $\alpha$ 与原要求的特性参数 $\alpha_0$ 有差别,其变化率为 $\delta = \frac{\alpha - \alpha_0}{\alpha_0}$ , $\delta$ 不能超出规定范围,以免实际传动比与要求的传动比相差太远。

行星轮齿数 $z_g$ 可根据同心条件确定。对单行星行星排,同心条件为太阳轮与行星轮的中心距 $a_{s_g}$ 和齿圈与行星轮的中心距 $a_{r_g}$ 相等,即 $a_{s_g} = a_{r_g}$ 。(本章仅介绍常用的单行星行星排)。

对标准传动、高度变位传动及等啮合角的角度变位传动,即 $\cos \alpha_{s_g} = \cos \alpha_{r_g}$ 应满足

$$z_s - z_g = 2z_r$$

对不等啮合角角度变位传动应满足

$$\frac{z_s + z_g}{\cos \alpha_{s_g}} = \frac{z_r - z_g}{\cos \alpha_{r_g}}$$

式中  $\alpha_{s_g}$ ——太阳轮与行星轮啮合角;

$\alpha_{r_g}$ ——齿圈与行星轮啮合角。

c. 行星轮齿数选择和装配条件校核 行星



表 9.6-5 功率与模数、齿数对应值

美国卡特皮勒公司(caterpillar)					日本小松公司 (KOMATSU)				
轮式装载机		履带推土机		齿 圈	模 数	履带推土机		齿 圈	模 数
型 号	hP/r/min	型号	hP/r/min			齿 数	齿 数		
920	80/2200	D4E	75/2000	74、76、77	2.12	D53A	110/1900	78	2.5
930	100/2200								
950B	155/2200			83、84	2.54	D65A	140/1850	72、78、79	3
966D	200/2200			90		D65E	155/1850		
		D5B	105/1750	81、82、84	3.175	D65A	220/1800	81	4
980C	270/2100			88、90		D65E	220/1800		
988B	375/2200				D165A	320/2000	81、84	4.5	
		D6D	140/1900	80	D355	410/2000			
		D7G	200/2000		4.2	D455	620/2000		
		D8L	335/1900	84、90					
		D9L	460/1900						
992C	600/2200			80、82、85					
		D10	700/1800	78、82、85					

轮数过多, 可以减小尺寸和齿圈模数, 但齿数太多, 会使行星架刚度和强度降低, 通常取 3 个行星轮, 实际常用范围为 3~6 个。

为满足装配条件, 第一个行星轮装入后, 应从行星架上与该行星轮间隔角为  $\frac{2\pi}{z_a+z_b}$  的整数倍地方装入另一行星轮, 由此推出行星轮均匀分布的装配条件:

$$\frac{z_b - z_a}{N} = n$$

式中  $N$ ——行星轮个数;

$n$ ——整数。

行星轮对称分布的装配条件:

$$\beta = \frac{2\pi n}{z_a + z_b}$$

式中  $\beta$ ——一组行星轮间的间隔角 (见图 9.6-5)。

d. 相邻条件校核 相邻行星轮齿顶间应留有必要的间隙 (6~8mm), 即满足下式

$$2a_{ac} \sin \frac{\beta}{2} \geq d_c + (6 \sim 8)$$

式中  $a_{ac}$ ——太阳轮与行星轮中心距 mm;

$\beta$ ——相邻行星轮间最小夹角;

$d_c$ ——行星轮齿顶圆直径 (见图 9.6-6) mm。

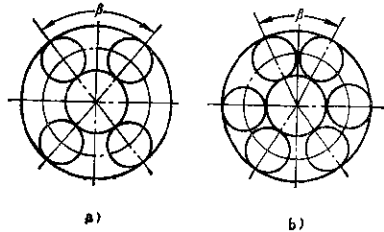


图 9.6-5 行星轮组数  
a) 组数  $M=2$  b) 组数  $M=3$

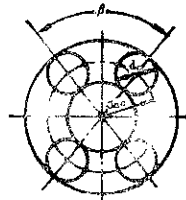


图 9.6-6 相邻条件校核

e. 齿宽的确定 齿宽  $b$  的大小直接影响齿轮强度, 在一定范围内,  $b$  大强度高, 但变速器的轴向尺寸和重量亦相应加大。实验表明, 齿宽过大时, 随着齿宽增大, 齿面载荷不均匀性亦增大, 使齿轮承载能力降低。一般以其与中心距  $a$  或模数  $m$  的比例系数来确定齿宽。据统计动力换挡行星变速器所采用的齿宽与模数之间的比例为  $b = (8 \sim 12)m$ 。

齿轮的基本参数确定后, 还应按照 GB3480—83

“渐开线圆柱齿轮承载能力计算方法”进行强度校核。

### 3 我国工程机械变速器的主要传动型式和基本参数

工程机械变速器有机械的和动力换挡的, 现将我国工程机械主要产品所采用的变速器型式及基本参数列于表 9.6-6, 有关传动简图见图 9.6-7~9.6-24。表 9.6-7~9.6-12 为各种变速器的传动比计算公式和功率传递路线。

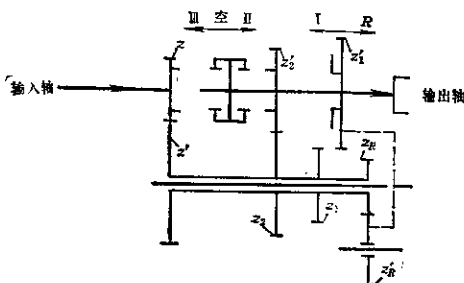


图 9.6-7 08 装载机变速器传动简图

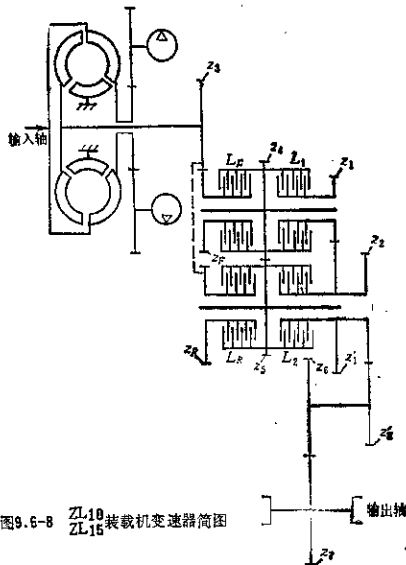


图 9.6-8 ZL10 ZL15 装载机变速器简图

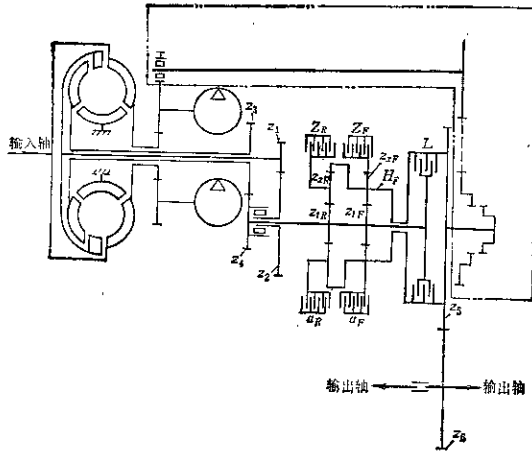


图 9.6-9 ZL20 40 30 50 装载机液力传动装置简图

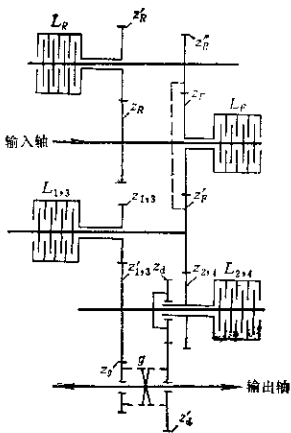


图 9.6-10 ZL35 装载机变速器、74 式推土机变速器传动简图

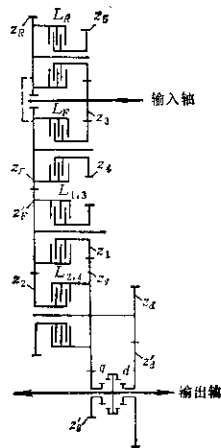


图 9.6-11 ZL45 装载机变速器传动简图

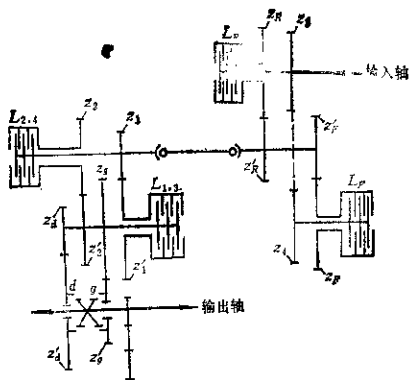


图9.6-12 ZL-160回转装载机变速器传动简图

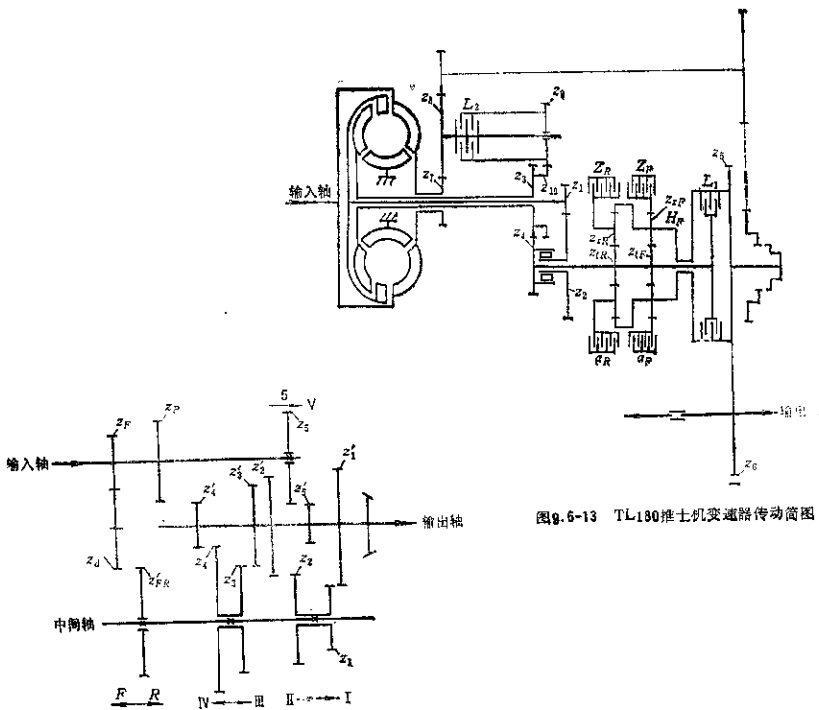


图9.6-13 TL130推土机变速器传动简图

图9.6-14 T120推土机变速器传动简图

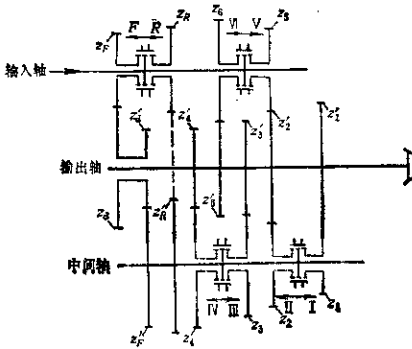


图9.6-15 T160推土机变速器传动简图

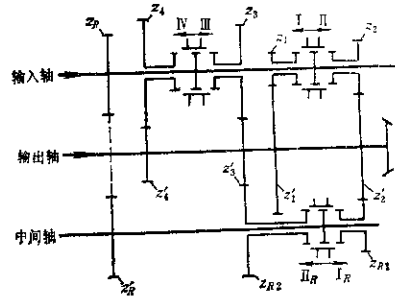


图9.6-16 T160推土机变速器传动简图

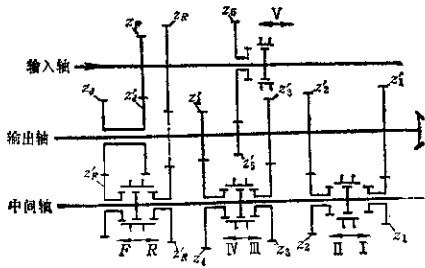


图9.6-17 T200、T220推土机变速器传动简图

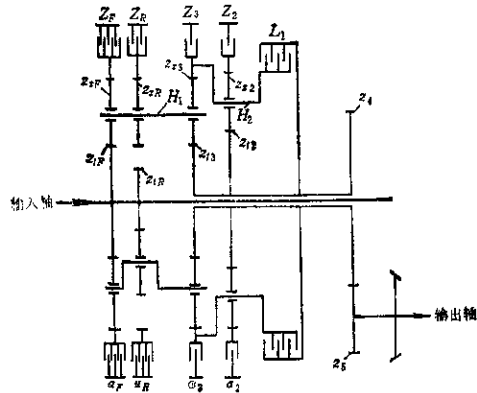


图9.6-18 TY140、TY220、TY320推土机变速器传动简图

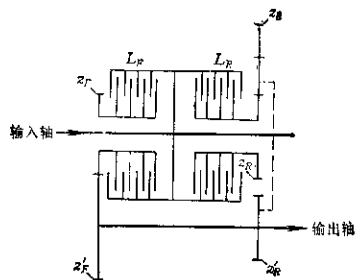


图9.6-19 CPCD3C叉车变速器传动简图

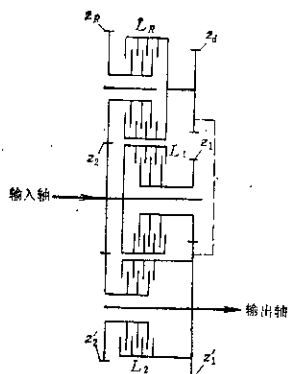


图9.6-20 CPCD5叉车变速器传动简图

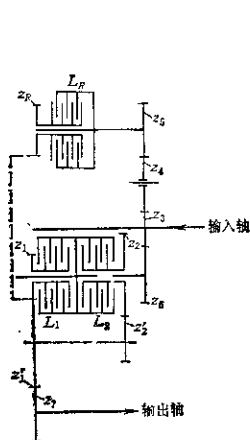


图9.6-21 QLY16A 轮胎起重机变速器传动简图

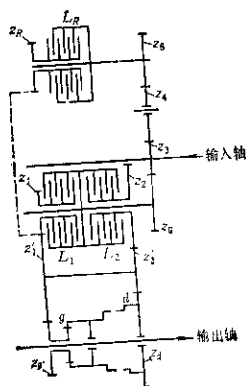


图9.6-22 QLY16B、QLY25 轮胎起重机变速器传动简图

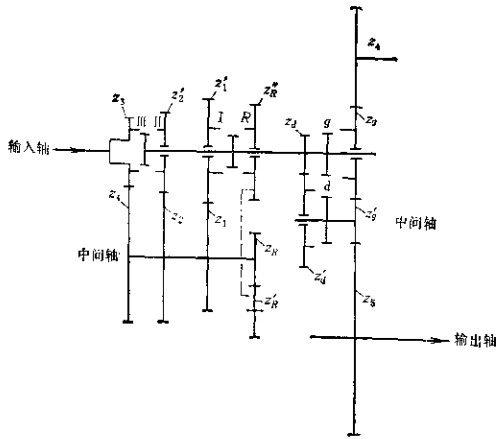


图9.6-23 PY100A平地机变速器传动简图

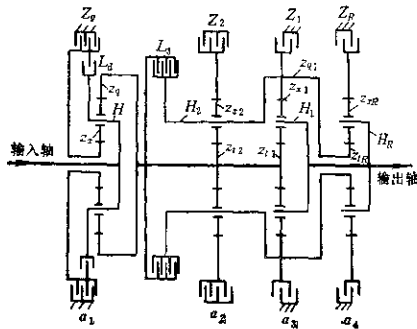


图9.6-24 CL7自行式铲运机变速器传动简图

表9.6-6 我国工程机械主要产品的变速器的型式及基本参数

序 号	主 机 型 号	主 机 马 力	变 速 器 型 式	前 进				倒 退				生 产 厂	传 动 简 图	
				1	2	3	4	5	6	1	2			3
1	08	24/2000	机 械	4.16	2.085	1						6.27		北京市政工程公司 见图9.6-7
2	ZL10	55/2400	动力换挡定轴式	2.065	0.735							2.111	0.761	烟台工程机械厂 成 结 见图9.6-8
3	ZL15	55/2400	动力换挡定轴式	2.139	0.783							2.207	0.785	秦皇岛市工程机械厂 天津市政
4	ZL20.30	80~100/2000	动力换挡行星式	2.21	0.59							1.62		宜春工程机械厂
5	ZL20.30	80~100/2000	动力换挡行星式	2.87	0.86							2.01		成都工程机械厂
6	ZL40.50	135~210/2000	动力换挡行星式	2.69	0.72							1.97		柳州工程机械厂 见图9.6-9
7	ZL40.50	135~210/2000	动力换挡行星式	2.155	0.578							1.577		厦门工程机械厂
8	ZL35	135/1800	动力换挡定轴式	3.466	1.729	1.018	0.507					3.410	1.697	柳州工程机械厂 见图9.6-10
9	ZL40	160/2000	动力换挡定轴式	4.776	2.388	1.316	0.658					4.776	2.388	天津工程机械厂 见图9.6-11
10	ZL 160	160/2000	动力换挡定轴式	5.06	1.647	1.253	0.457					4.676	1.779	天津工程机械厂 见图9.6-12
11	ZL90	400/2000	动力换挡行星式	3.046	0.817							2.229		德州工程机械厂 见图9.6-9
12	74式	160/2000	动力换挡定轴式	4.98	2.51	1.147	0.577					4.98	2.51	郑州工程机械厂 见图9.6-10
13	TL160	160/2100	动力换挡行星式	2.155	0.573	0.553						1.577	1.508	厦门工程机械厂 见图9.6-13



14	T120	120/1500	机械式	3	1.875	1.313	0.911	0.654	2.5	1.563	1.094	0.759	上海法浦机械厂	见图 9.6-14
15	T150	155/1800	机械式	3.28	2.31	1.89	1.43	1.19	0.84	2.58	1.32	1.48	鞍山红旗机械厂	见图 9.6-15
16	T160	160/1800	机械式	2.316	1.625	0.969	0.615			1.671	0.996		青岛工程机械厂	见图 9.6-16
17	T200	215/1800	机械式	2.518	1.675	1.194	0.841	0.819		1.923	1.280	0.812	沈阳桥梁厂	见图 9.6-17
18	T220	220/1800	机械式	2.04	1.43	0.97	0.68	0.52		1.71	1.19	0.82	黄河工程机械厂	
19	TY140	155/1800	动力换挡行星式	2.33	1.24	0.68				1.83	1.02	0.66	宣化工程机械厂	
20	TY220	220/1800	动力换挡行星式	2.33	1.24	0.68				1.83	1.02	0.66	山东井土机械厂	见图 9.6-18
21	TY320	330/2000	动力换挡行星式	2.76	1.46	0.8				2.38	1.21	0.80	上海法浦机械厂	
22	CPCD3C	50/3000	动力换挡定轴式	2.524						2.524			杭州叉车厂	见图 9.6-19
23	CPCD5	72/2400	动力换挡定轴式	1.959	0.935					1.85			大连叉车总厂	见图 9.6-20
24	OLY16A	160/2000	动力换挡定轴式	1.86	0.74					1.68			哈尔滨工程机械厂	见图 9.6-21
25	OLY16B OLY25	160/2000	动力换挡定轴式	4.3	1.80	1.71	0.74			3.86	1.66		哈尔滨工程机械厂	见图 9.6-22
26	PY160A	150/2000	机械式	14.933	9.117	6.288	4.343	2.651	1.929	14.67	4.287		天津工程机械厂	见图 9.6-23
27	CL7	130/2100	动力换挡行星式	3.81	1.94	1	0.72			4.35	3.13		郑州工程机械厂	见图 9.6-24

表 9-7 带式输送机用行星减速器的传动比计算公式和功率传递路线

主机型号	组合元件	传动比计算公式	功率传递路线
06 表 载 机	F <sub>1</sub>	$z_1/z_2 \cdot z_1'/z_2'$	输入轴→z <sub>1</sub> →z <sub>2</sub> '→z <sub>1</sub> '→z <sub>2</sub> →输出轴
	F <sub>2</sub>	$z_1/z_2 \cdot z_1'/z_2'$	输入轴→z <sub>1</sub> →z <sub>2</sub> '→z <sub>1</sub> '→z <sub>2</sub> →输出轴
	F <sub>3</sub>	1	输入轴→输出轴
ZL20.30 ZL40.50 ZL80 表 载 机	R	$z_1'/z_2 \cdot z_2'/z_1 \cdot z_1'/z_2'$	输入轴→z <sub>1</sub> →z <sub>2</sub> '→z <sub>1</sub> '→z <sub>2</sub> →z <sub>1</sub> '→z <sub>2</sub> '→z <sub>1</sub> →z <sub>2</sub> →输出轴
	F <sub>1</sub>	$z_2/z_3 \cdot z_1'/z_2' \cdot z_2/z_3$	输入轴→z <sub>1</sub> →z <sub>2</sub> '→z <sub>1</sub> '→z <sub>2</sub> →z <sub>1</sub> '→z <sub>2</sub> '→z <sub>1</sub> →z <sub>2</sub> →输出轴
	F <sub>2</sub>	$z_2/z_3 \cdot z_2'/z_1 \cdot z_1'/z_2'$	输入轴→z <sub>1</sub> →z <sub>2</sub> '→z <sub>1</sub> '→z <sub>2</sub> →z <sub>1</sub> '→z <sub>2</sub> '→z <sub>1</sub> →z <sub>2</sub> →输出轴
	R <sub>1</sub>	$z_2/z_3 \cdot z_1/z_2 \cdot z_1'/z_2'$	输入轴→z <sub>1</sub> →z <sub>2</sub> '→z <sub>1</sub> '→z <sub>2</sub> →z <sub>1</sub> '→z <sub>2</sub> '→z <sub>1</sub> →z <sub>2</sub> →输出轴
	R <sub>2</sub>	$z_2/z_3 \cdot z_2'/z_1 \cdot z_1'/z_2'$	输入轴→z <sub>1</sub> →z <sub>2</sub> '→z <sub>1</sub> '→z <sub>2</sub> →z <sub>1</sub> '→z <sub>2</sub> '→z <sub>1</sub> →z <sub>2</sub> →输出轴
	F <sub>3</sub>	$(1+\alpha_F) \cdot z_2/z_3$	输入轴→变矩器→z <sub>1</sub> '→z <sub>2</sub> '→z <sub>1</sub> →z <sub>2</sub> →H <sub>1</sub> →z <sub>1</sub> '→z <sub>2</sub> '→z <sub>1</sub> →z <sub>2</sub> →输出轴
ZL85 表 载 机	F <sub>1</sub>	$z_2/z_3$	输入轴→变矩器→z <sub>1</sub> '→z <sub>2</sub> '→z <sub>1</sub> →z <sub>2</sub> →H <sub>1</sub> →z <sub>1</sub> '→z <sub>2</sub> '→z <sub>1</sub> →z <sub>2</sub> →输出轴
	R	$\alpha_F \cdot z_2/z_3$	输入轴→变矩器→z <sub>1</sub> '→z <sub>2</sub> '→z <sub>1</sub> →z <sub>2</sub> →H <sub>1</sub> →z <sub>1</sub> '→z <sub>2</sub> '→z <sub>1</sub> →z <sub>2</sub> →输出轴
ZL85 表 载 机	F <sub>1</sub>	$z_1'/z_2 \cdot z_1'/z_2 \cdot z_1'/z_2$	输入轴→z <sub>1</sub> '→z <sub>2</sub> '→z <sub>1</sub> '→z <sub>2</sub> '→z <sub>1</sub> '→z <sub>2</sub> '→z <sub>1</sub> '→z <sub>2</sub> '→输出轴
	F <sub>2</sub>	$z_1'/z_2 \cdot z_2'/z_1 \cdot z_1'/z_2'$	输入轴→z <sub>1</sub> '→z <sub>2</sub> '→z <sub>1</sub> '→z <sub>2</sub> '→z <sub>1</sub> '→z <sub>2</sub> '→z <sub>1</sub> '→z <sub>2</sub> '→输出轴
	F <sub>3</sub>	$z_1'/z_2 \cdot z_1'/z_2 \cdot z_1'/z_2$	输入轴→z <sub>1</sub> '→z <sub>2</sub> '→z <sub>1</sub> '→z <sub>2</sub> '→z <sub>1</sub> '→z <sub>2</sub> '→z <sub>1</sub> '→z <sub>2</sub> '→输出轴
	F <sub>4</sub>	$z_1'/z_2 \cdot z_2'/z_1 \cdot z_1'/z_2'$	输入轴→z <sub>1</sub> '→z <sub>2</sub> '→z <sub>1</sub> '→z <sub>2</sub> '→z <sub>1</sub> '→z <sub>2</sub> '→z <sub>1</sub> '→z <sub>2</sub> '→输出轴
	R <sub>1</sub>	$z_1'/z_2 \cdot z_1'/z_2 \cdot z_1'/z_2$	输入轴→z <sub>1</sub> '→z <sub>2</sub> '→z <sub>1</sub> '→z <sub>2</sub> '→z <sub>1</sub> '→z <sub>2</sub> '→z <sub>1</sub> '→z <sub>2</sub> '→输出轴
	R <sub>2</sub>	$z_1'/z_2 \cdot z_2'/z_1 \cdot z_1'/z_2'$	输入轴→z <sub>1</sub> '→z <sub>2</sub> '→z <sub>1</sub> '→z <sub>2</sub> '→z <sub>1</sub> '→z <sub>2</sub> '→z <sub>1</sub> '→z <sub>2</sub> '→输出轴
	R <sub>3</sub>	$z_1'/z_2 \cdot z_1'/z_2 \cdot z_1'/z_2$	输入轴→z <sub>1</sub> '→z <sub>2</sub> '→z <sub>1</sub> '→z <sub>2</sub> '→z <sub>1</sub> '→z <sub>2</sub> '→z <sub>1</sub> '→z <sub>2</sub> '→输出轴
	R <sub>4</sub>	$z_1'/z_2 \cdot z_2'/z_1 \cdot z_1'/z_2'$	输入轴→z <sub>1</sub> '→z <sub>2</sub> '→z <sub>1</sub> '→z <sub>2</sub> '→z <sub>1</sub> '→z <sub>2</sub> '→z <sub>1</sub> '→z <sub>2</sub> '→输出轴



表9.8-8 履带式土机变速器的传动比计算公式和功率传递路线

主机型号	档位	结合元件	传动比计算公式	功率传递路线
T120 推 土 机	F <sub>1</sub>	F, I	$z_0/z_1 \cdot z_6/z_2 \cdot z_1'/z_3$	输入轴→z <sub>0</sub> →z <sub>1</sub> →z <sub>1'</sub> →z <sub>3</sub> →z <sub>3'</sub> →输出轴
	F <sub>2</sub>	F, I	$z_0/z_2 \cdot z_5/z_2 \cdot z_2'/z_3$	输入轴→z <sub>0</sub> →z <sub>2</sub> →z <sub>2'</sub> →z <sub>3</sub> →z <sub>3'</sub> →输出轴
	F <sub>3</sub>	F, II	$z_0/z_2 \cdot z_6/z_2 \cdot z_3'/z_5$	输入轴→z <sub>0</sub> →z <sub>2</sub> →z <sub>2'</sub> →z <sub>3</sub> →z <sub>3'</sub> →输出轴
	F <sub>4</sub>	F, IV	$z_0/z_2 \cdot z_6/z_2 \cdot z_4'/z_5$	输入轴→z <sub>0</sub> →z <sub>2</sub> →z <sub>2'</sub> →z <sub>4</sub> →z <sub>4'</sub> →输出轴
	F <sub>5</sub>	V	$z_4'/z_5$	输入轴→z <sub>4</sub> →z <sub>4'</sub> →输出轴
	R <sub>1</sub>	R, I	$z_1'/z_2 \cdot z_1'/z_3$	输入轴→z <sub>1</sub> →z <sub>1'</sub> →z <sub>2</sub> →z <sub>2'</sub> →z <sub>3</sub> →z <sub>3'</sub> →输出轴
	R <sub>2</sub>	R, I	$z_6/z_2 \cdot z_3'/z_5$	输入轴→z <sub>6</sub> →z <sub>2</sub> →z <sub>2'</sub> →z <sub>3</sub> →z <sub>3'</sub> →输出轴
	R <sub>3</sub>	R, V	$z_6/z_2 \cdot z_3'/z_5$	输入轴→z <sub>6</sub> →z <sub>2</sub> →z <sub>2'</sub> →z <sub>3</sub> →z <sub>3'</sub> →输出轴
	R <sub>4</sub>	R, IV	$z_6/z_2 \cdot z_4'/z_5$	输入轴→z <sub>6</sub> →z <sub>2</sub> →z <sub>2'</sub> →z <sub>4</sub> →z <sub>4'</sub> →输出轴
	F <sub>1</sub>	F, I	$z_0/z_1 \cdot z_1'/z_2 \cdot z_1'/z_3$	输入轴→z <sub>0</sub> →z <sub>1</sub> →z <sub>1'</sub> →z <sub>2</sub> →z <sub>2'</sub> →z <sub>3</sub> →z <sub>3'</sub> →输出轴
T150 推 土 机	F <sub>1</sub>	F, I	$z_0/z_1 \cdot z_1'/z_2 \cdot z_1'/z_3$	输入轴→z <sub>0</sub> →z <sub>1</sub> →z <sub>1'</sub> →z <sub>2</sub> →z <sub>2'</sub> →z <sub>3</sub> →z <sub>3'</sub> →输出轴
	F <sub>2</sub>	F, I	$z_0/z_2 \cdot z_1'/z_2 \cdot z_1'/z_3$	输入轴→z <sub>0</sub> →z <sub>2</sub> →z <sub>2'</sub> →z <sub>3</sub> →z <sub>3'</sub> →输出轴
	F <sub>3</sub>	F, IV	$z_0/z_2 \cdot z_1'/z_2 \cdot z_4'/z_3$	输入轴→z <sub>0</sub> →z <sub>2</sub> →z <sub>2'</sub> →z <sub>4</sub> →z <sub>4'</sub> →输出轴
	F <sub>4</sub>	F, V	$z_4'/z_3$	输入轴→z <sub>4</sub> →z <sub>4'</sub> →输出轴
	F <sub>5</sub>	F, V	$z_6'/z_3$	输入轴→z <sub>6</sub> →z <sub>6'</sub> →输出轴
	F <sub>6</sub>	F, VI	$z_6'/z_3$	输入轴→z <sub>6</sub> →z <sub>6'</sub> →输出轴
	R <sub>1</sub>	R, I	$z_0/z_2 \cdot z_1'/z_2 \cdot z_1'/z_3$	输入轴→z <sub>0</sub> →z <sub>2</sub> →z <sub>2'</sub> →z <sub>3</sub> →z <sub>3'</sub> →输出轴
	R <sub>2</sub>	R, I	$z_0/z_2 \cdot z_1'/z_2 \cdot z_1'/z_3$	输入轴→z <sub>0</sub> →z <sub>2</sub> →z <sub>2'</sub> →z <sub>3</sub> →z <sub>3'</sub> →输出轴
	R <sub>3</sub>	R, II	$z_0/z_2 \cdot z_1'/z_2 \cdot z_2'/z_3$	输入轴→z <sub>0</sub> →z <sub>2</sub> →z <sub>2'</sub> →z <sub>2</sub> →z <sub>2'</sub> →z <sub>3</sub> →z <sub>3'</sub> →输出轴
	R <sub>4</sub>	R, IV	$z_0/z_2 \cdot z_1'/z_2 \cdot z_4'/z_3$	输入轴→z <sub>0</sub> →z <sub>2</sub> →z <sub>2'</sub> →z <sub>4</sub> →z <sub>4'</sub> →输出轴
T160 推	F <sub>1</sub>	I	$z_1'/z_2$	输入轴→z <sub>1</sub> →z <sub>1'</sub> →输出轴
	F <sub>2</sub>	I	$z_2'/z_2$	输入轴→z <sub>2</sub> →z <sub>2'</sub> →输出轴
	F <sub>3</sub>	II	$z_3'/z_2$	输入轴→z <sub>3</sub> →z <sub>3'</sub> →输出轴

土 机	$F_4$	$z_4/z_1$	输入轴 $\rightarrow z_1 \rightarrow z_2 \rightarrow$ 输出轴
	$R_1$	$z_6/z_5 \cdot z_2'/z_2$	输入轴 $\rightarrow z_5 \rightarrow z_2' \rightarrow z_2 \rightarrow z_1 \rightarrow$ 输出轴
	$R_2$	$z_6'/z_6 \cdot z_2'/z_2$	输入轴 $\rightarrow z_6 \rightarrow z_2' \rightarrow z_2 \rightarrow z_1 \rightarrow$ 输出轴
	$F_1$	$z_4'/z_3 \cdot z_6'/z_6 \cdot z_4'/z_4$	输入轴 $\rightarrow z_3 \rightarrow z_6' \rightarrow z_6 \rightarrow z_4' \rightarrow z_4 \rightarrow$ 输出轴
	$F_2$	$z_4'/z_3 \cdot z_6'/z_6 \cdot z_2'/z_2$	输入轴 $\rightarrow z_3 \rightarrow z_6' \rightarrow z_6 \rightarrow z_2' \rightarrow z_2 \rightarrow z_1 \rightarrow$ 输出轴
	$F_3$	$z_6/z_5 \cdot z_6'/z_6 \cdot z_2'/z_2$	输入轴 $\rightarrow z_5 \rightarrow z_6 \rightarrow z_6' \rightarrow z_2' \rightarrow z_2 \rightarrow z_1 \rightarrow$ 输出轴
	$F_4$	$z_4'/z_3 \cdot z_6'/z_6 \cdot z_4'/z_4$	输入轴 $\rightarrow z_3 \rightarrow z_6' \rightarrow z_6 \rightarrow z_4' \rightarrow z_4 \rightarrow$ 输出轴
	$F_5$	$z_4'/z_3 \cdot z_6'/z_6 \cdot z_2'/z_2$	输入轴 $\rightarrow z_3 \rightarrow z_6' \rightarrow z_6 \rightarrow z_2' \rightarrow z_2 \rightarrow z_1 \rightarrow$ 输出轴
	$F_6$	$z_4'/z_3 \cdot z_6'/z_6 \cdot z_4'/z_4$	输入轴 $\rightarrow z_3 \rightarrow z_6' \rightarrow z_6 \rightarrow z_4' \rightarrow z_4 \rightarrow$ 输出轴
	$F_7$	$z_4'/z_3$	输入轴 $\rightarrow z_3 \rightarrow z_4' \rightarrow$ 输出轴
土 机	$R_1$	$z_6'/z_6 \cdot z_1'/z_1$	输入轴 $\rightarrow z_6 \rightarrow z_1' \rightarrow z_1 \rightarrow$ 输出轴
	$R_2$	$z_6'/z_6 \cdot z_4'/z_4$	输入轴 $\rightarrow z_6 \rightarrow z_4' \rightarrow z_4 \rightarrow$ 输出轴
	$R_3$	$z_6'/z_6 \cdot z_2'/z_2$	输入轴 $\rightarrow z_6 \rightarrow z_2' \rightarrow z_2 \rightarrow$ 输出轴
	$R_4$	$z_6'/z_6 \cdot z_4'/z_4$	输入轴 $\rightarrow z_6 \rightarrow z_4' \rightarrow z_4 \rightarrow$ 输出轴
	$F_1$	$1+a_1$	输入轴 $\rightarrow z_1 \rightarrow z_2 \rightarrow z_1 \rightarrow z_2 \rightarrow z_1 \rightarrow$ 输出轴
	$F_2$	$\frac{(1+a_2)(1+a_1+a_3)}{(1+a_1)(1+a_3)}$	输入轴 $\rightarrow z_1 \rightarrow z_2 \rightarrow H_1 \rightarrow z_3 \rightarrow z_2 \rightarrow z_1 \rightarrow$ 输出轴 $\left. \begin{array}{l} H_1 \rightarrow z_4 \rightarrow z_1 \\ H_1 \rightarrow z_5 \rightarrow z_1 \end{array} \right\} z_4 \rightarrow z_5 \rightarrow$ 输出轴
准 士 机	$F_3$	$\frac{1+a_1}{1+a_3}$	输入轴 $\rightarrow z_1 \rightarrow z_2 \rightarrow H_1 \rightarrow z_3 \rightarrow z_2 \rightarrow z_1 \rightarrow$ 输出轴
	$R_4$	$1-a_1$	输入轴 $\rightarrow z_1 \rightarrow z_2 \rightarrow H_1 \rightarrow z_1 \rightarrow z_2 \rightarrow z_1 \rightarrow$ 输出轴
	$R_5$	$\frac{(1-a_2)(1+a_1+a_3)}{(1+a_1)(1+a_3)}$	输入轴 $\rightarrow z_1 \rightarrow z_2 \rightarrow H_1 \rightarrow z_3 \rightarrow z_2 \rightarrow z_1 \rightarrow$ 输出轴 $\left. \begin{array}{l} H_1 \rightarrow z_4 \rightarrow z_1 \\ H_1 \rightarrow z_5 \rightarrow z_1 \end{array} \right\} z_4 \rightarrow z_5 \rightarrow$ 输出轴
	$R_6$	$\frac{1-a_1}{1+a_3}$	输入轴 $\rightarrow z_1 \rightarrow z_2 \rightarrow H_1 \rightarrow z_3 \rightarrow z_2 \rightarrow z_1 \rightarrow$ 输出轴

表9.6-9 叉车变速器的转速比计算公式和功率传递路线

主机型号	档位	结合元件	转速比计算公式	功率传递路线
CPGD3C	$F_1$	$L_F$	$z_F/z_2$	输入轴 $\rightarrow z_F \rightarrow z_2' \rightarrow$ 输出轴
	$R_1$	$L_R$	$z_R/z_2, z_2'/z_2$	输入轴 $\rightarrow z_R \rightarrow z_2' \rightarrow z_2 \rightarrow$ 输出轴
CPGD5	$F_1$	$L_1$	$z_1'/z_2$	输入轴 $\rightarrow z_1' \rightarrow z_2 \rightarrow$ 输出轴
	$F_2$	$L_2$	$z_2'/z_2$	输入轴 $\rightarrow z_2' \rightarrow z_2 \rightarrow$ 输出轴
叉车	$R$	$L_R$	$z_R/z_1, z_1'/z_2$	输入轴 $\rightarrow z_1 \rightarrow z_R \rightarrow z_1' \rightarrow z_2 \rightarrow$ 输出轴

表9.6-10 轮胎起重机变速器的传动比计算公式和功率传递路线

主机型号	档位	结合元件	转速比计算公式	功率传递路线
O1Y16A 起重 电机	$F_1$	$L_1$	$z_0/z_2, z_1'/z_2, z_1/z_1'$	输入轴 $\rightarrow z_1 \rightarrow z_0 \rightarrow z_1' \rightarrow z_1 \rightarrow z_2' \rightarrow$ 输出轴
	$F_2$	$L_2$	$z_0/z_2, z_2'/z_2, z_1/z_1'$	输入轴 $\rightarrow z_1 \rightarrow z_0 \rightarrow z_2' \rightarrow z_2 \rightarrow z_2' \rightarrow z_1 \rightarrow z_2' \rightarrow$ 输出轴
	$R$	$L_R$	$z_0/z_2, z_0/z_2, z_1'/z_R, z_1/z_1'$	输入轴 $\rightarrow z_1 \rightarrow z_0 \rightarrow z_1' \rightarrow z_1 \rightarrow z_2' \rightarrow z_0 \rightarrow z_1' \rightarrow z_2' \rightarrow$ 输出轴
	$F_3$	$L_3d$	$z_0/z_2, z_1'/z_2, z_0/z_2'$	输入轴 $\rightarrow z_1 \rightarrow z_0 \rightarrow z_1' \rightarrow z_1 \rightarrow z_2' \rightarrow$ 输出轴
OLY25 起重 电机	$F_1$	$L_1g$	$z_0/z_2, z_1'/z_2, z_0/z_2'$	输入轴 $\rightarrow z_1 \rightarrow z_0 \rightarrow z_1' \rightarrow z_1 \rightarrow z_2' \rightarrow$ 输出轴
	$F_2$	$L_2, d$	$z_0/z_2, z_2'/z_2, z_0/z_2'$	输入轴 $\rightarrow z_1 \rightarrow z_0 \rightarrow z_2' \rightarrow z_2 \rightarrow z_2' \rightarrow z_1 \rightarrow z_2' \rightarrow$ 输出轴
	$F_3$	$L_3, g$	$z_0/z_2, z_2'/z_2, z_0/z_2'$	输入轴 $\rightarrow z_1 \rightarrow z_0 \rightarrow z_2' \rightarrow z_2 \rightarrow z_2' \rightarrow z_1 \rightarrow z_2' \rightarrow$ 输出轴
	$R_1$	$L_R, d$	$z_0/z_2, z_0/z_2, z_1'/z_R, z_1/z_1'$	输入轴 $\rightarrow z_1 \rightarrow z_0 \rightarrow z_1' \rightarrow z_1 \rightarrow z_2' \rightarrow z_0 \rightarrow z_1' \rightarrow z_2' \rightarrow$ 输出轴
	$R_2$	$L_R, g$	$z_0/z_2, z_0/z_2, z_1'/z_R, z_1/z_1'$	输入轴 $\rightarrow z_1 \rightarrow z_0 \rightarrow z_1' \rightarrow z_1 \rightarrow z_2' \rightarrow z_0 \rightarrow z_1' \rightarrow z_2' \rightarrow$ 输出轴
	$R_3$	$L_R, g$	$z_0/z_2, z_0/z_2, z_1'/z_R, z_1/z_1'$	输入轴 $\rightarrow z_1 \rightarrow z_0 \rightarrow z_1' \rightarrow z_1 \rightarrow z_2' \rightarrow z_0 \rightarrow z_1' \rightarrow z_2' \rightarrow$ 输出轴

## 4 工程机械变速器典型结构介绍

## 4.1 动力换挡定轴变速器

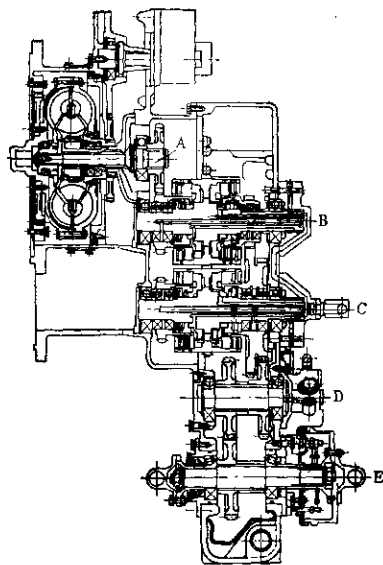


图9.6-25 ZL10 装载机液力传动装置结构图

图9.6-25为ZL10轮式装载机带定轴变速器的液力传动装置结构图。它前面为液力变矩器，后面为定轴变速器。变速器包括齿轮传动和液压操纵离合器两部分。

该变速器有五根轴：A为输入轴，E为输出轴，B、C既是换向机构轴又是变速机构轴，D为过渡轴。四个离合器分别布置在B、C轴的中间。变速器工作时需同时结合两个离合器。每个离合器均承担两个档位的功率传递。前进档的传动比经四级分配，传动范围较大，其功率传递见表9.6-7。

现以ZL10前进档离合器为例介绍该变速器离合器的结构及主要特点（见图9.6-26）。

ZL10前进档离合器的内传动鼓与驱动齿轮1做成一体，摩擦片的内花键与内传动鼓的外花键相配，离合器的外鼓又是作用油缸并与从动轮6做成

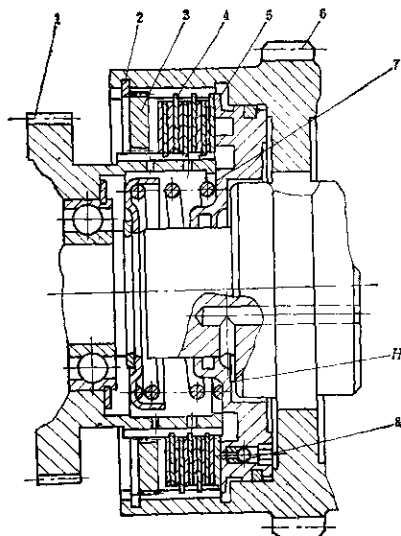


图9.6-26 ZL10变速器前进档离合器结构图

1—驱动齿轮 2—卡环 3—止推盘 4—钢片  
5—活塞 6—从动齿轮 7—回位弹簧 8—球阀  
H—活塞小腔面积

一体。钢片4和止推盘3的外花键与外鼓的内花键相配，止推盘还依靠弹簧卡环2在外鼓轴上定位。内鼓和外鼓上均有许多径向小孔为润滑油膜片过油用，同时也使摩擦片易于分离。

离合器作用活塞5做成阶梯形。换挡时，来油先作用于活塞小腔面积H，经缝隙节流后，活塞的整个面积才起作用。由于节流作用，控制了摩擦片压紧力的上升梯度，有助于离合器平稳接合。离合器接合后，内鼓和外鼓一起旋转传递功率。油压解除后，在回位弹簧7作用下活塞复位。由于定轴变速器离合器的油缸旋转，为克服旋转油缸中因液压油旋转产生的离心力的影响，使摩擦片快速分离，在活塞上安装了快速排油阀，即在活塞外径附近安装球阀8。由于作用油压欲使球阀关闭，油的离心力欲球阀打开，所以当施加压力油接合离合器时，球阀关闭。而当油压解除后，在离心力作用下，球阀打开。油缸外圈离心力甩出的油从偏心小孔排出，使摩擦片快速分离。

ZL10装载机变速器的离合器装在轴中间，使支承和倍受力条件大大改善，减少了轴的变形，从而提高了离合器的使用寿命。

#### 4.2 动力换挡行星变速器

目前我国生产的 ZL20, ZL30, ZL40, ZL50 轮式装载机均采用由双涡轮变速器和前进Ⅰ档，倒

退Ⅰ档的动力换挡行星变速器组成的液力传动装置。图9.6-27为 ZL50 装载机所采用的液力传动装置结构图。

a. 输入端的安装方式 该传动装置通过弹性连接盘与发动机飞轮相连。弹性连接盘通过螺栓与泵轮10相连的泵轮盖相连。弹性连接盘通过另一组螺栓与发动机飞轮相连。

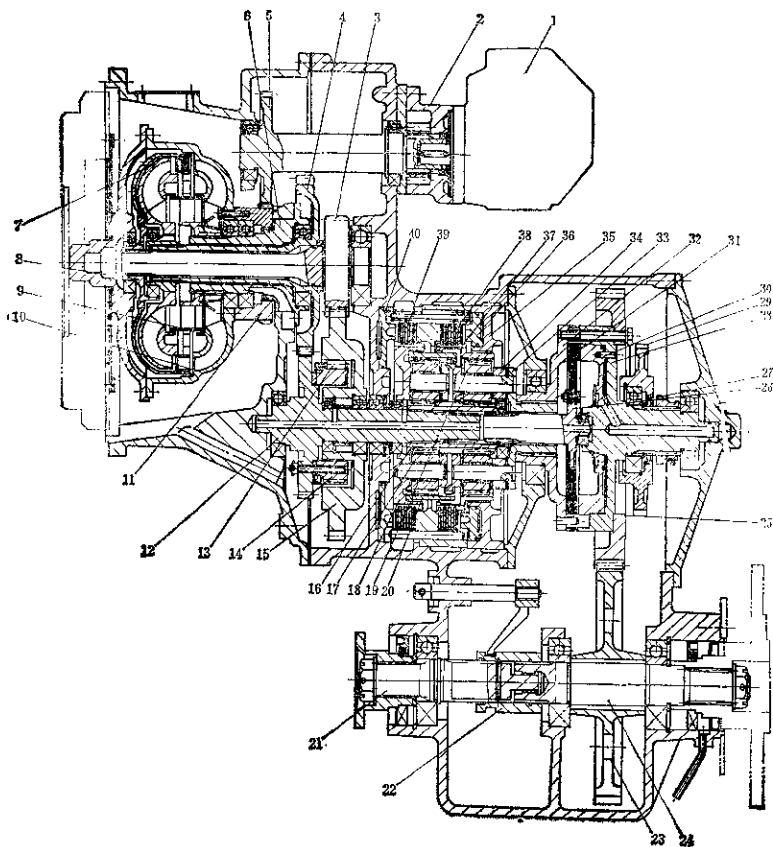


图9.6-27 ZL50装载机液

1—工作油泵 2—变速油泵 3—一级涡轮输出齿轮 4—二级涡轮输出齿轮 5—变速油泵输入齿轮 6—导轮齿  
 14—大扭矩离合器凸轮 15—大扭矩离合器外环齿 16—太阳轮 17—行星轮 18—行星架 19—行星架  
 出齿轮 20—Ⅰ档输入轴 21—“三合一”行星离合器凸轮 25—Ⅰ档油缸 29—“三合一”机构输入齿轮 30—Ⅰ  
 档 37—Ⅰ档内齿圈 38—Ⅰ档摩擦片 39—Ⅰ档摩擦片 40—Ⅰ档活塞 41—齿轮 42—转向油泵 43—转向油



b. 双涡轮变速器 变速器由 1 级涡轮 8, 二级涡轮 7, 导轮 9, 一级行星输出主动齿轮 3, 一级涡轮输出被动齿轮 15, 二级涡轮输出主动齿轮 4, 二级涡轮输出被动轴齿轮 12 和由大超越离合器滚子 13 及大超越离合器凸轮 14 组成的大超越离合器组成。

一级涡轮和二级涡轮通过大超越离合器可共同工作, 二级涡轮也可单独工作, 这取决于车辆的载荷和速度。

低速大载荷时, 大超越离合器楔紧, 一级涡轮和二级涡轮同时工作。

高速小载荷时, 大超越离合器脱开, 二级涡轮单独工作。

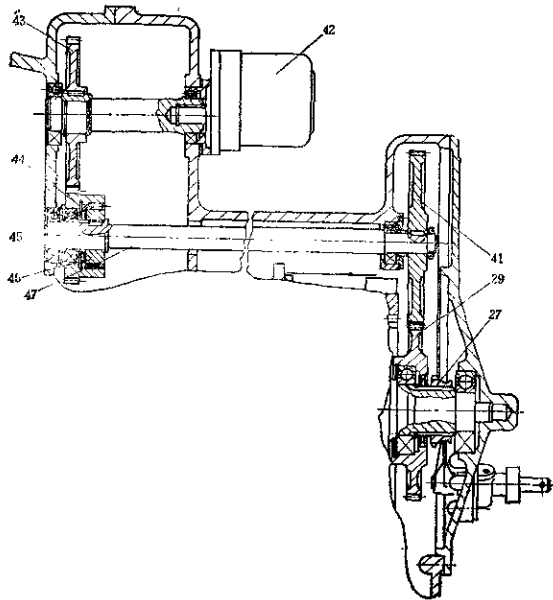
c. 行星排, 制动器和离合器 该变速器有倒退档和前进档两个行星排, 两个制动器和一个离合

器。

功率通过二级涡轮输出被动轴齿轮 12 传到倒退档和前进档行星齿轮装置, 驱动太阳轮 13, 倒退档摩擦片 39 结合时, 实现倒退档。前进档摩擦片 38 结合时, 实现前进 I 档。II 档摩擦片 31 结合时, 功率直接传给降阻主动齿轮 25, 实现前进 II 档。

d. 输出轴 输出轴由前桥输出轴 24 和后输出轴 21 组成。通过前后输出轴连接套 22 将轴 21 和轴 24 相连或断开。相连时, 动力从前后输出轴同时输出, 断开时, 动力仅从后输出轴 24 输出。在前后输出轴上有弹簧载荷钢球, 固定前后输出轴连接套 22 的位置, 车辆运行时, 前后输出轴连接套 22 不可移动。

e. 动力输出装置 动力输出主动齿轮 11 驱动变速泵, 驱动齿轮 5 和转向泵驱动齿轮 45。变速泵



力传动装置结构图

7—二级涡轮 8—一级涡轮 9—导轮 10—泵轮 11—分动齿轮 12—变速箱输入齿轮 13—大超越离合器滚子  
行星架 20—倒档内齿圈 21—后桥输出轴 22—前后桥脱开滑套 23—变速箱输出齿轮 24—前桥输出轴 25—一档  
档活塞 31—II 档摩擦片 32—I 档泵压盘 33—倒档, I 档联接盘 34—I 档行星架 35—I 档油缸 36—I 档活  
泵输入齿轮 44—小超越离合器外环齿轮 45—小超越离合器滚柱 46—小超越离合器凸轮 47—“三合一”输入轴

表 8.6-11 平轴机变速器的传动比计算公式和功率传递路线

主机型号	档位	结合元件	传动比计算公式	功率传递路线
PY160A 平轴机	F <sub>1</sub>	I-d	$z_1/z_2 \cdot z_1'/z_2 \cdot z_2'/z_3'$	输入轴 → z <sub>1</sub> → z <sub>2</sub> → z <sub>1'</sub> → z <sub>2'</sub> → z <sub>3'</sub> → 输出轴
	F <sub>2</sub>	I-d	$z_1/z_2 \cdot z_1'/z_2 \cdot z_2'/z_3'$	输入轴 → z <sub>1</sub> → z <sub>2</sub> → z <sub>1'</sub> → z <sub>2'</sub> → z <sub>3'</sub> → 输出轴
	F <sub>3</sub>	I-d	$z_1'/z_2 \cdot z_2'/z_3'$	输入轴 → z <sub>1'</sub> → z <sub>2'</sub> → z <sub>3'</sub> → 输出轴
	F <sub>4</sub>	I-g	$z_1/z_2 \cdot z_1'/z_2 \cdot z_2'/z_3'$	输入轴 → z <sub>1</sub> → z <sub>2</sub> → z <sub>1'</sub> → z <sub>2'</sub> → z <sub>3'</sub> → 输出轴
	F <sub>5</sub>	I-g	$z_1/z_2 \cdot z_1'/z_2 \cdot z_2'/z_3'$	输入轴 → z <sub>1</sub> → z <sub>2</sub> → z <sub>1'</sub> → z <sub>2'</sub> → z <sub>3'</sub> → 输出轴
	F <sub>6</sub>	I-g	$z_1'/z_2 \cdot z_2'/z_3'$	输入轴 → z <sub>1'</sub> → z <sub>2'</sub> → z <sub>3'</sub> → 输出轴
PY160A 平轴机	R <sub>1</sub>	R-d	$z_1/z_2 \cdot z_1'/z_2 \cdot z_2'/z_3'$	输入轴 → z <sub>1</sub> → z <sub>2</sub> → z <sub>1'</sub> → z <sub>2'</sub> → z <sub>3'</sub> → 输出轴
	R <sub>2</sub>	R-g	$z_1/z_2 \cdot z_1'/z_2 \cdot z_2'/z_3'$	输入轴 → z <sub>1</sub> → z <sub>2</sub> → z <sub>1'</sub> → z <sub>2'</sub> → z <sub>3'</sub> → 输出轴

表 9.6-12 CL7 斜轴机传动比计算公式和功率传递路线

主机型号	档位	结合元件	传动比计算公式	功率传递路线
CL7 斜轴机	F <sub>1</sub>	L <sub>d</sub> 、Z <sub>1</sub>	1+α <sub>1</sub>	输入轴 → H → z <sub>1</sub> → z <sub>2</sub> → z <sub>11</sub> → z <sub>21</sub> → H <sub>1</sub> → 输出轴
	F <sub>2</sub>	L <sub>d</sub> 、Z <sub>2</sub>	$\frac{(1+\alpha_1)(1+\alpha_2)}{1+\alpha_2+\alpha_3}$	输入轴 → H → z <sub>1</sub> → z <sub>2</sub> → z <sub>11</sub> → z <sub>21</sub> → H <sub>1</sub> → z <sub>31</sub> → H <sub>2</sub> → 输出轴
	F <sub>3</sub>	L <sub>d</sub> 、L <sub>1</sub>	1	输入轴 → H → z <sub>1</sub> → z <sub>2</sub> → z <sub>11</sub> → z <sub>21</sub> → H <sub>1</sub> → 输出轴
斜轴机	F <sub>4</sub>	Z <sub>1</sub> 、L <sub>3</sub>	$\frac{\alpha_1}{1+\alpha_1}$	输入轴 → H → z <sub>1</sub> → z <sub>2</sub> → z <sub>11</sub> → z <sub>21</sub> → H <sub>1</sub> → 输出轴
	R <sub>1</sub>	L <sub>d</sub> 、Z <sub>2</sub>	1-α <sub>1</sub> α <sub>2</sub>	输入轴 → H → z <sub>1</sub> → z <sub>2</sub> → z <sub>11</sub> → z <sub>21</sub> → z <sub>31</sub> → z <sub>41</sub> → z <sub>51</sub> → z <sub>61</sub> → z <sub>71</sub> → z <sub>81</sub> → H <sub>2</sub> → 输出轴
	R <sub>2</sub>	Z <sub>1</sub> 、Z <sub>2</sub>	$\frac{\alpha_1}{1+\alpha_1}(1-\alpha_2\alpha_3)$	输入轴 → H → z <sub>1</sub> → z <sub>2</sub> → z <sub>11</sub> → z <sub>21</sub> → z <sub>31</sub> → z <sub>41</sub> → z <sub>51</sub> → z <sub>61</sub> → z <sub>71</sub> → z <sub>81</sub> → H <sub>2</sub> → 输出轴

驱动齿轮5驱动变速油泵2和工作油泵1。转向泵驱动齿轮43驱动转向泵42。

f. “三合一”装置 为使采用该液力传动装置的主机具有“拖起动”、“拖转向”和“排气制动”性能,该传动装置有“三合一”装置。

当车轮转动时,驱动前后输出轴21、24→[4] 距被动齿轮23→降距主动齿轮25→I档油缸28→“三合一”装置输入内轮29→齿轮41→“三合一”装置输入轴47→小超越离合器凸轮46→小超越离合器滚柱45→小超越离合器外环齿44→转向泵驱动齿轮43→驱动转向油泵42实现“拖转向”。

转向泵驱动齿轮43→驱动动力输出主动内轮11→泵轮10→发动机,实现“拖起动”和“排气制动”。

小超越离合器的作用是在发动机工作时,小超越离合器的外环齿44的转速大于小超越离合器凸轮46的转速,小超越离合器空转,动力不经小超越离合器传出,只有当发动机熄火不工作而车辆车轮转动时(如车辆下坡自行下滑或外加载力拖动),传至小超越离合器凸轮46的转速大于小超越离合器外环齿44的转速,小超越离合器锁紧,实现“反拖”性能。

## 第7章 高速工业减(增)速器

### 1 概述

高速工业减[增]速器按结构形式分为定轴传动与行星传动两大类。

在我国,限于各方面条件(主要受铸圈加工和热处理设备——大型渗碳或氮化炉的限制),动力用行星传动技术尚未能广泛应用。因此,在高速齿轮行业中定轴传动仍占主导地位,广泛用于石油、化工、水利与火力发电、船舶、冶金、制糖、造纸、棉纺、印染等各种工业部门的透平机组、压缩机组中。本章仅介绍定轴式高速齿轮减[增]速器。其主要特征如下:

(1) 能传递大功率。如联邦德国 RENK 的 TAS 系列齿轮箱能传递功率可达 10 万 kW。

(2) 线速度高。如上述 TAS 系列允许线速度可达 200 m/s。

(3) 要求较高的制造精度。甚至须采用特殊的修正技术(齿形与齿向)。必要时还要对与齿面温度梯度相对应的变形作出修正,以改善高速工况下的负载、噪声、振动等性能。

(4) 高可靠性,如要求在 99% 以上。

(5) 要求寿命长,如与主机同寿命。

(6) 对滑动轴承的技术条件要求高,因为它往往须在极低的 P·V 值下工作,如在空载状态下流动功耗大,温升高,迫使人们研制特殊结构(如采用

可倾瓦等)与特殊的工艺。

(7) 采用单斜齿结构时,对轴推力轴承结构与配合间隙须十分慎重。

(8) 某些特殊处理。为改善其抗胶合性,有时需对齿面镀铬,甚至镀银处理。以及为降低噪音而对使用现场作特殊的声学处理等。

(9) 对残余不平衡量的控制有较严格要求。

以上说明透平齿轮在设计、材料、热处理、加工装备与制造技术等各方面均有较高或特殊要求。

### 2 设计原则

根据参数的高低与重要性,可靠性按 99% 考虑,寿命按持久寿命或与主机同寿命设计计算,振动、噪音、动平衡、结构型式等也需认真考虑。

#### 2.1 振动

在靠近每个径向轴承的轴的任一平面内测量振动的双振幅不得超过式(9.7-1)所规定的值或 50  $\mu\text{m}\phi$ 。取两值之小者。

$$A = 25.4 \sqrt{\frac{12000}{n_m}} + 6.35 \sqrt{\frac{12000}{n_m}} \quad (9.7-1)$$

式中 A——包括振动和跳动的不滤波的双振幅  $\mu\text{m}$ ;

$n_m$ ——最高连续转速 r/min。对于变速机组至少等于小齿轮额定转速的 105%。对

⊙《透平齿轮传动装置技术条件》标准。——作  $\phi$  出

恒速机组则为小齿轮额定转速。

## 2.2 噪声<sup>[24]</sup>

按下述计算的噪声主要频率应与由频谱仪(如B&K产)所测得之频谱相对照使用,且应按图9.7-1的NR85~NR90区段控制。

a. 转动频率 由回转体的残余不平衡量及联轴器中的找中误差所引起。

$$\text{主动齿轮转频 } f_1 = \frac{n_1}{60} [\text{Hz}]$$

$$\text{被动齿轮转频 } f_2 = \frac{n_2}{60} [\text{Hz}]$$

式中  $n_1, n_2$ ——主、被动轴每分钟转数 $r/min$ 。

b. 啮合齿频 由齿轮和轴等在加工、装配中的误差及变形所产生的周期性干扰力引起。

$$\text{主动齿轮齿频 } f_3 = \frac{n_1}{60} z_1 [\text{Hz}]$$

$$\text{被动齿轮齿频 } f_4 = \frac{n_2}{60} z_2 [\text{Hz}]$$

实际上由于 $n_1 z_1 = n_2 z_2$ , 所以 $f_3 = f_4$ 。

c. 周期频率 滚齿机分度蜗轮的周期误差以波度形式反映在被加工齿面上,在啮合中激发的干扰力所引起。

$$\text{主动齿轮周期 } f_5 = \frac{n_1}{60} z_k [\text{Hz}]$$

$$\text{被动齿轮周期 } f_6 = \frac{n_2}{60} z_k [\text{Hz}]$$

式中  $z_k$ ——滚齿机分度蜗轮齿数。

其余较次要的频率成分为上述各频率的组合频率及倍频,作较粗略频谱分析时可予以忽略。

## 2.3 噪声的频谱分析及质量控制规范

噪声是评定透平齿轮质量的主要依据之一。工矿一般以采用dB(A)声压级来测定,国内高速齿轮行业以往多参照瑞士MAAG公司的噪声限制线图(图9.7-1)的NR90左右区段来控制,若不作频谱分析而仅须知声压级时,可按表9.7-1API615评定,或参照《高速齿轮传动装置技术条件》标准附录A。

## 2.4 动平衡

高速齿轮的动平衡以往多参照ISO1940标准(图9.7-2)应用其中的G1.5~G2.5区段。转速高的取小值。动平衡时需套上全部回转附件,对刚性齿轮可在低于工作转速的动平衡机上校调。若

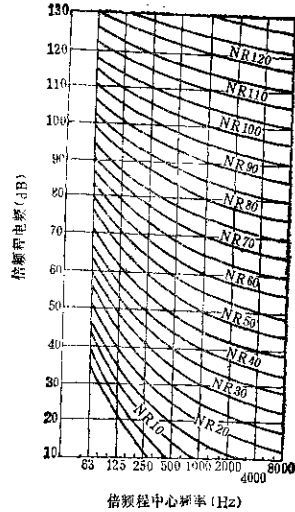


图9.7-1 MAAG公司的NR限制图

表9.7-1 允许的噪音暴露量

每天持续小时(h)	噪声水平dB(A)级慢响应
8	90
6	92
4	96
3	97
2	100
$1\frac{1}{2}$	102
1	106
$\frac{1}{2}$	110
$\frac{1}{4}$ 或更短	115

为挠性轴则应在相应的高速动平衡机上校调。

亦可参照JB《高速齿轮传动装置技术条件》标准的有关规定。

## 2.5 齿轮精度

根据JB179-83规定,可由表9.7-2选取。

⊙ NR为Noise Restriction,即噪声限制。

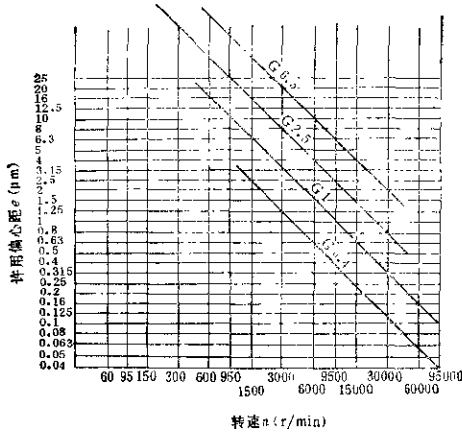


图 9.7-2

表 9.7-2 齿轮精度

线速度 (m/s)	精度等级
40~60	6
60~120	5
> 120	4~5

线速度超过 120m/s 的齿轮且必须考虑扭转与弯曲变形对齿形与齿向的影响时,应作相应的修正。

## 2.6 结构型式

### 2.6.1 渐开线单斜齿结构

这种结构采用渗碳淬火磨齿工艺,齿面硬度较高,国内多用于功率不超过 600kW。主要考虑炉内现有的热处理炉和磨齿机床等设备条件所限,齿向推力的平衡有两种结构型式:锥面上推盘型(见图 9.7-3)和推力轴承型式(见图 9.7-4)。

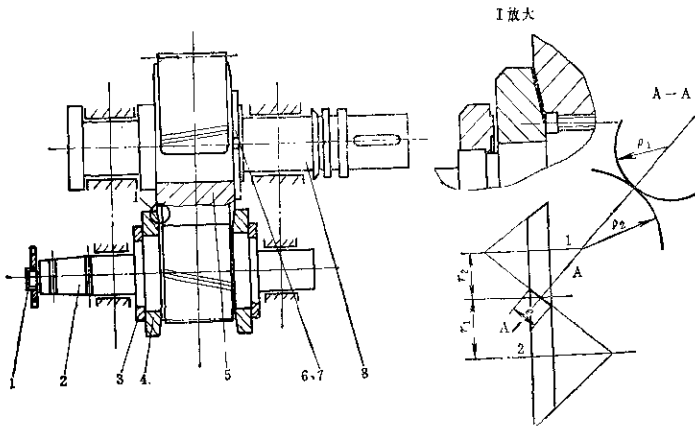


图 9.7-3 锥面止推盘型式

1—圆螺母 2—小齿轴销 3—挡圈 4—推力盘 5—大齿轴 6—圆螺母 7—止推垫片 8—大齿轴轴

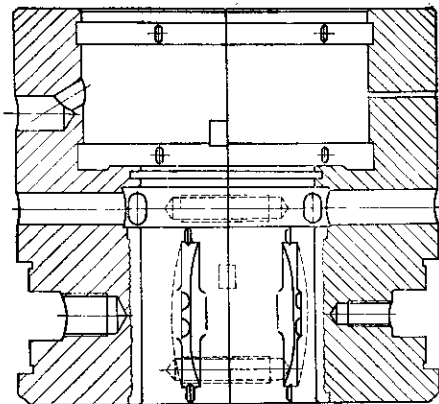


图9.7-4 推力轴承型式

### 2.6.2 双圆弧人字型齿轮结构

这种结构采用双圆弧调质齿轮,国内高速齿轮行业广泛采用,功率超过6000kW亦可。齿轮整体锻较好,与渗碳淬火磨齿的高开线齿轮相比,成本较低,有条件的工矿宜采用中硬度齿面,仍须保证加工精度,新安装后尤须按规范进行跑合。

### 2.6.3 联轴器

输入、输出端均以采用挠性联轴器为宜,如齿式联轴器等,若低速端转速 $\leq 1500\text{r/min}$ ,则亦允许采用刚性联轴器。

其转头在轴承外伸部分长度尽可能缩短,以减轻其对轴承的不利影响。

### 2.7 轴的挠度计算

当轴承跨距相对直径较大时,或载荷较大时,应核算轴的挠度。

a. 库特略夫采夫[苏]算法(对人字齿)

$$\delta = 3.32 \times 10^{-3} \psi_a^2 (1 + \psi_a^2) \frac{P_a}{b}$$

$$\frac{1}{1 - (d_i/d_1)} \leq [\delta] \quad \mu\text{m}$$

$$[\delta] \leq 15 \sim 25 \mu\text{m}$$

$$\psi_a = \frac{b}{d_1}$$

式中  $\delta$ ——弯曲与扭转的计算总变形量  $\mu\text{m}$ ;  
 $[\delta]$ ——弯曲与扭转的许用总变形量  $\mu\text{m}$ ;  
 $b$ ——对人字齿轮,但不包括中间退刀槽在内的两半人字齿齿宽之和  $\text{mm}$ ;  
 $d_1$ ——分度圆直径  $\text{mm}$ ;  
 $d_i$ ——空心轴内径  $\text{mm}$ ;  
 $P_a$ ——圆周力  $\text{N}$ 。

b. [瑞士]MAAG法<sup>[15]</sup>: 本法是瑞士MAAG公司计算齿轮弹性变形的经验公式,并以此为基础,作为改善齿面载荷分布的必要修正量的简易计算式(见图9.7-5)。

(1) 最大弯曲变形计算

$$\delta_b = \frac{2}{\pi E} W k^4 \left( \eta - \frac{7}{12} \right) \text{mm}$$

式中  $W$ ——单位齿宽载荷,  $W = \frac{P_i}{b}$   $\text{N/mm}$ ;

$$k = \frac{b}{d^2}$$

$$E = 2.06 \times 10^5 \text{ N/mm}^2$$

(2) 最大扭转变形计算

$$\delta_t = \frac{4}{\pi G} W k^3 \text{mm}$$

$$G = 7.95 \times 10^4 \text{ N/mm}^2$$

(3) 最大弯曲和扭转变形的合成计算式

$$\delta_{\text{综合}} = \delta_b + \delta_t \leq [\delta] = 0.01 \sim 0.015 \text{mm}$$

(4)  $\delta$ 综合值的定义图法

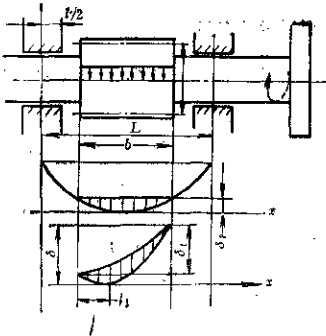


图9.7-5 小齿轮轴的挠度

利用图9.7-6可以很方便地算出 $\delta_{综合}$ 值, 即由

$$\delta_{综合} = \delta_{100} \frac{W}{100} \mu\text{m}$$

$\delta_{100}$ 可由线图横坐标  $k = \frac{b}{d^3}$  值按箭头所示查

知, 若已知  $W = \frac{P_L}{b}$  值, 则 $\delta_{综合}$ 可按上式计算。

### 3 齿轮传动参数的选择

其基准齿形可按GB1357—78、JB2940—81等渐开线或圆弧齿轮设计, 强度计算按GB3480—83进行。

a. 模数 按GB1356-78系列, 在高速齿轮行业, 一般取  $m_n = (0.01 \sim 0.0156) a$  mm。

选择较小模数是为了有利于增加重合度使工作平稳性提高, 亦有利于改善噪音和抗胶合性。

b. 分度圆螺旋角 $\beta$  对单斜齿:  $\beta = 12^\circ \sim 15^\circ$ , 对人字齿:  $\beta = 25^\circ \sim 35^\circ$ 。

当加工精度能保证且推力盘或轴承承载能力允许时, 应取其大值以利于提高工作平稳性及缩小轴向外尺寸, 加强轴的刚性。

某些制造厂经验表明: 大螺旋角噪声不一定比小螺旋角的大。设计时应该设法调整参数使啮合齿频尽量避开人耳最敏感区(尤其在4000Hz左右), 往低调则不可太刺耳, 往高调则易被衰减和阻尼吸收(稍加声学处理后)。

c. 齿宽 $B$  一般取:  $B = (0.46 \sim 0.53) a$ , 对人字齿:  $B = 2b$ ,  $b$ 为半边人字齿宽mm。

d. 齿数比  $z_1/z_2$  的比值应尽可能取无理数为佳, 以免由于周期性的激励频率而引起不应有的附加振动和噪声。

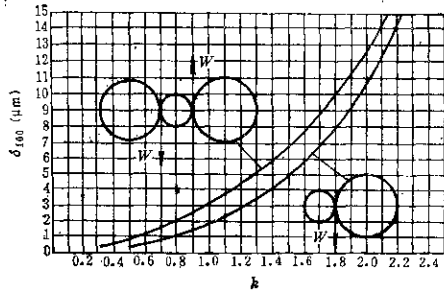


图9.7-6  $\delta_{综合}$ 值线图

e. 重合度 $e$  一般取得较大, 主要是由于工作平稳性要求很高, 一般取:  $e = 3.3 \sim 4.3$ 。

对齿向修形的(或齿端倒坡的圆弧齿轮)还应校核修形(或倒坡)后的 $e$ 值, 使其小数点的尾数不小于0.2, 以免由于各种原因造成工作中的 $e$ 值部分不能保障。

### 4 透平齿轮箱中采用圆弧齿轮的概况

#### 4.1 圆弧齿轮在透平齿轮箱中的地位

圆弧齿轮在我国透平齿轮箱中占有重要的地位, 功率多数为750~3000kW, 线速度为45~80m/s, 近年功率已在3000kW以上, 线速度为80~100m/s, 个别机组功率在6000kW, 线速度在118m/s, 齿向载荷系数为1.86N/mm<sup>2</sup>以上。各制造厂还将其跑合规范作为设计准则之一, 用以指导用户正确使用, 而这对其振动、噪声、寿命是极其重要的。

#### 4.2 跑合规范

较普遍采用分级加载跑合法。

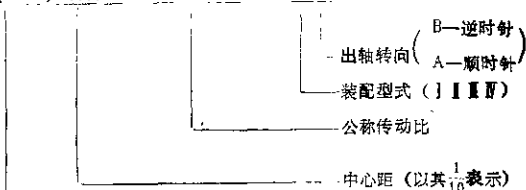
额定转速下空载跑合不少于4小时, 额定转速下25%载荷、50%载荷、75%载荷均跑合2~4小时, 中间至少揭盖观察1~2次, 注意跑合中接触痕迹的变化趋势, 必要时可刮瓦微调。但对人字齿若两半齿均在同侧接触(如在退刀槽侧或均在非退刀槽侧), 则已不能靠刮瓦来调, 此时只能上机床修滚螺旋角。另外, 制造厂禁止用户采用加磨料低速下跑合, 确有必要, 应在制造厂监督下实施, 事后严加清洗。

### 4.3 装配

圆弧齿轮易于形成油膜和较高的工作温度，这就要求给予较大的齿侧间隙，如(0.06~0.08) $m_n$ ，甚至更高。制造厂较多采用轻微制动下的打表法而不赞成用压铅法。轴承间隙的取值主要取决于温升情况，一般取轴径的1.5~2.5%，圆弧齿轮考虑到中心距变动的敏感性取得比渐开线齿的小些。当温升偏高时往往加开轴向三角形泄油槽，甚至采用诸如可倾瓦轴承。

#### (2) 系列代号

ZG(ZGH) ×× — ××××× — ××



—型号：ZG——渐开线圆柱齿轮减[增]速器  
ZGM——圆弧齿圆柱齿轮减[增]速器

例如：ZG—A.333—IB

表示：出轴转向逆时针、第一种装配型式、公称传动比为4.333，中心距为380的渐开线圆柱齿轮减[增]速器。

#### (3) 基准齿型

渐开线齿轮按GB1357—79；

### 5 选平齿轮选型

杭州汽轮机厂根据生产的需要，85年制订了企标“ZG型渐开线圆柱齿轮减[增]速器系列”，并用于生产，现简介如下：

#### (1) 适用条件

圆周线速度 $v=25\sim120$  m/s

低速轴转速 $n\geq 1000$  r/min

工作环境温度： $-40\sim+40$ ℃

转向 可逆

减速、增速均可。

圆弧齿轮按JB2940—81。

#### (4) 齿轮传动的基本参数

1) 各档中心距及与之相对应的外形尺寸(见表9.7-3)。

2) 模数制

表9.7-3 各档中心距及其相应外形尺寸(图9.7-7)

型号	尺寸	A	B	C	D	E	F	H	I	J*	N*	L	$d_1 \times L_1^*$	$d_2 \times L_2^*$
ZG16	160	165	185	610	35	260	445	476	70			270	$\phi 60 \times 60$	$\phi 70 \times 60$
ZG20	200	180	220	700	40	300	615	615	80			305	$\phi 70 \times 70$	$\phi 80 \times 64$
ZG25	250	225	285	870	45	370	640	560	100			340	$\phi 80 \times 80$	$\phi 80 \times 72$
ZG28	280	230	300	910	45	400	715	600	110			380	$\phi 90 \times 90$	$\phi 100 \times 80$
ZG32	320	240	330	1000	55	450	780	635	125			415	$\phi 100 \times 100$	$\phi 110 \times 90$
ZG38	380	280	370	1160	55	530	875	680	140			460	$\phi 100 \times 100$	$\phi 125 \times 100$
ZG40	400	285	420	1215	60	560	960	730	160			480	$\phi 110 \times 110$	$\phi 140 \times 110$
ZG46	450	320	480	1360	65	590	1045	800	180			530	$\phi 125 \times 125$	$\phi 160 \times 130$
ZG60	500	330	620	1470	65	590	1105	870	200			570	$\phi 140 \times 140$	$\phi 180 \times 140$
ZG80	600	350	600	1680	65	630	1245	940	225			630	$\phi 160 \times 160$	$\phi 200 \times 160$

注：1. L为轴承跨距。

2.  $d_1 \times L_1$ 为高速轴轴承的内径及长度； $d_2 \times L_2$ 为低速轴轴承的内径及长度；带\*者皆指最大尺寸。

3. N\*根据级  $\frac{N}{n_2}$  确定；J\*是指最高  $\frac{N}{n_2}$  时的轴头尺寸。



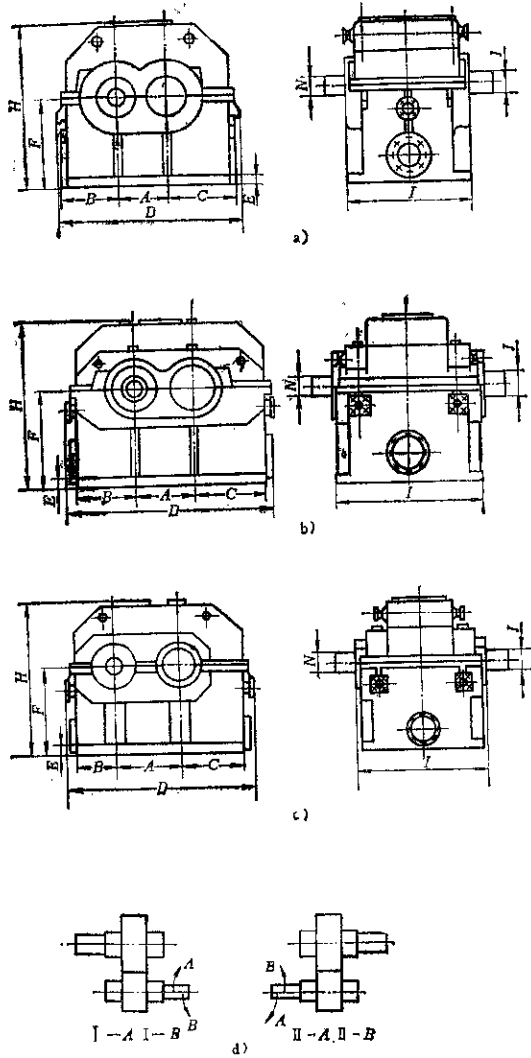


图9.1-7 外形图

- a) I型(GJ160-250)    b) II型(GJ280-450)  
 c) III型(GJ500, 600)    d) 转向及布置

表9.7-4 GJ系列齿轮的主要几何参数

项 目	型 号	中心距	法向模数	$m_n/a$	齿数相	螺旋角	螺旋角余弦	齿宽	$b/a$	轴向往合度
		$a$	$m_n$	$d_n$	$z_0$	$\beta_0$	$\cos\beta_0$	$b$	$\phi_a$	$e_a$
1	ZG160	160	2.5	0.016825	124	14°21'41.44"	0.96875000	95	0.625	3.000
2	ZG180	180	2.5	0.016825	125	12°25'45.33"	0.97058250	95	0.625	2.603
3	ZG200	200	2.5	0.012600	155	14°21'41.44"	0.96875000	105	0.525	3.316
4	ZG200	200	2.5	0.012800	156	12°50'18.85"	0.97500000	105	0.525	2.971
5	ZG200	200	2.5	0.012600	157	11°6'45.7"	0.98125000	105	0.525	2.577
6	ZG250	250	3.0	0.012000	161	14°59'0.86"	0.96800000	125	0.500	3.429
7	ZG250	250	3.0	0.012000	162	13°35'25.78"	0.97200000	125	0.500	3.117
8	ZG250	250	3.0	0.012000	163	12°2'26.19"	0.97800000	125	0.500	2.737
9	ZG280	280	3.0	0.010742	181	14°9'13.66"	0.96964288	140	0.500	3.632
10	ZG280	280	3.0	0.010742	182	12°50'18.85"	0.97500000	140	0.500	3.301
11	ZG280	280	3.0	0.010742	183	11°22'30.19"	0.98035714	140	0.500	2.930
12	ZG320	320	4.0	0.012500	155	14°21'41.44"	0.96875000	160	0.500	3.158
13	ZG320	320	4.0	0.012500	156	12°50'18.85"	0.97500000	160	0.500	2.829
14	ZG320	320	4.0	0.012500	157	11°6'45.7"	0.98125000	160	0.500	2.454
15	ZG360	360	4.0	0.011111	174	14°50'6.4"	0.96666667	180	0.500	3.667
16	ZG360	360	4.0	0.011111	175	13°32'10.33"	0.97222222	180	0.500	3.353
17	ZG360	360	4.0	0.011111	176	12°6'5.37"	0.97777778	180	0.500	3.003
18	ZG400	400	4.0	0.010000	194	14°4'11.53"	0.97000000	200	0.500	3.889
19	ZG400	400	4.0	0.010000	195	12°50'18.85"	0.97000000	200	0.500	3.537
20	ZG400	400	5.0	0.012500	155	14°21'41.44"	0.96875000	200	0.500	3.158
21	ZG400	400	5.0	0.012500	156	12°51'18.85"	0.97500000	200	0.500	2.829
22	ZG400	400	5.0	0.012500	157	11°6'45.7"	0.98125000	200	0.500	2.454
23	ZG450	450	5.0	0.011111	174	14°50'6.4"	0.96666667	225	0.500	3.667
24	ZG450	450	5.0	0.011111	175	13°32'10.33"	0.97222222	225	0.500	3.353
25	ZG450	450	5.0	0.011111	176	12°6'5.37"	0.97777778	225	0.500	3.003
26	ZG450	450	6.0	0.013333	145	14°50'6.4"	0.96666667	225	0.500	3.066
27	ZG450	450	6.0	0.013333	146	13°15'41.31"	0.97333333	225	0.500	2.788
28	ZG500	500	5.0	0.010000	194	14°4'11.53"	0.97000000	240	0.480	3.714
29	ZG500	500	5.0	0.010000	195	12°50'18.85"	0.97500000	240	0.480	3.365
30	ZG500	500	6.0	0.012000	161	14°59'0.86"	0.96600000	240	0.480	3.297
31	ZG500	500	6.0	0.012000	162	13°35'25.78"	0.97200000	240	0.48	2.992
32	ZG500	500	6.0	0.012000	163	12°2'26.19"	0.97800000	240	0.48	2.666
33	ZG600	600	6.0	0.010000	134	14°4'11.53"	0.97000000	270	0.45	3.482
34	ZG600	600	6.0	0.010000	195	12°50'18.85"	0.97500000	270	0.45	3.183
35	ZG600	600	7.0	0.011666	167	13°3'6.14"	0.97416667	270	0.45	2.773
36	ZG600	600	7.0	0.011666	168	14°27'26.81"	0.96833333	270	0.45	3.065
37	ZG600	600	8.0	0.013333	145	14°50'6.4"	0.96666667	270	0.45	2.751
38	ZG600	600	8.0	0.013333	146	13°15'41.31"	0.97333333	270	0.45	2.464
39	ZG280	280	3.5	0.012500	155	14°21'41.44"	0.96875000	140	0.50	3.158
40	ZG280	280	3.5	0.012500	156	12°50'18.85"	0.97500000	140	0.50	2.828
41	ZG280	280	3.5	0.012500	157	11°6'45.69"	0.98125000	140	0.50	2.454
42	ZG360	360	4.5	0.012500	155	14°21'41.44"	0.96875000	180	0.50	3.158
43	ZG360	360	4.5	0.012500	156	12°50'18.85"	0.97500000	180	0.50	2.829
44	ZG360	360	4.5	0.012500	157	11°6'45.69"	0.98875000	180	0.50	2.464

注：序号39~44为补充系列，应优先选择序号1~38。

渐开线齿轮(ZG系列)按GB1357-78;圆弧  
齿轮(ZGH系列)按JB2940-81(双圆弧)和  
JB29-67(单圆弧)。

不排斥更适于作高速传动用的新圆弧齿型。

3) 齿宽系数

$$\phi_m = \frac{m_a}{a} = 0.01 \sim 0.0156$$

$$\phi_o = \frac{b}{a} = 0.45 \sim 0.53$$

$$\phi_d = \frac{b}{d} = 1.4 \sim 1.8$$

4) 分度圆螺旋角

$$\beta = 10^\circ \sim 15^\circ$$

5) 传动比

$$1 \leq i \leq 5$$

6) 齿数及齿数和

齿数 $Z_1$ 与 $Z_2$ 应尽可能无公因数,以免产生周期性干扰力而激发附加的振动和噪声。本系列共分57组齿轮参数,其中24种齿数和、22种螺旋角。见表9.7-4。

7) 装配型式

图9.7-7中转向及布置图表示按输出轴(低速轴)联接方式和输出方向。分四种装配型式:

I为输出轴与刚性联轴器联接,过盈配合并加键,为右方向输出。

II为输出轴与齿式联轴器联接,过盈配合并液压套装,为右方向输出。

III为输出轴与刚性联轴器联接,过盈配合并加

键,为左方向输出。

IV为输出轴与齿式联轴器联接,过盈配合并液压套装,为左方向输出。

以上四种包括了顺时针(A)和逆时针(B)两种转向。

本系列透平齿轮箱按外形尺寸及结构可分为三种类型(见图9.7-7):

① 小型减[增]速器 ZG16、ZG20、ZG25等。

② 中型减[增]速器 ZG28、ZG32、ZG36、ZG40、ZG45等。

③ 大型减[增]速器 ZG50、ZG60等。

8) 齿轮精度制

采用JB179-83精度标准。

9) 轴承

本系列一律采用流体动力润滑轴承,由于齿轮轴的轴头尺寸已系列化(配透平时),所以,与之相配的轴承也已系列化(见表9.7-5)。

10) 联轴器

高速端采用齿式联轴器,如CL-H<sub>1</sub>、CL-H<sub>2</sub>、CL-H<sub>3</sub>(见第八篇10章)。

低速端由用户按被联接机械向制造厂提出要求后再确定所采用的联轴器型式。

(5) 润滑与冷却

一律采用强制压力油循环作润滑与冷却。油压一般为0.0785~0.147N/mm<sup>2</sup>。油品多为22号或30号透平油。箱体各轴承处均装有温度计,如WSS-411型电接点双金属温度计。油系统一般需装压力、温度报警装置。

表9.7-5 高速齿轮系列用径向滑动轴承主要尺寸

代 号 序	项	轴承内径	轴承长度	轴承体最大外径	轴承体配合外径	配合外径宽
		$d$	$l$	$D_2$	$D_1$	$b_1$
1		60	56	170	115	40
2		70	84	170	135	40
3		80	80 66	180	140	50
4		90	90 70	180	160	50
5		100	100 80	200	180	60
6		110	110 90	220	200	60
7		125	125 100	250	230	60
8		140	140 110	280	260	60
9		160	160 130	310	290	80 70
10		180	180 140	360	340	100 80
11		200	200 160	380	360	120 80

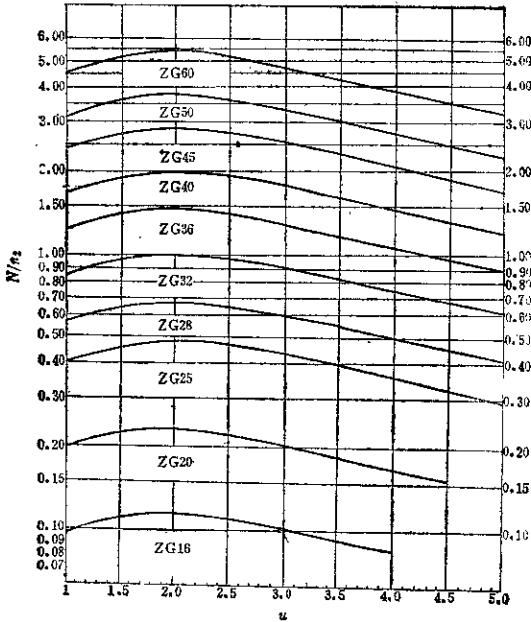


图9.7-8 ZG系列功率曲线

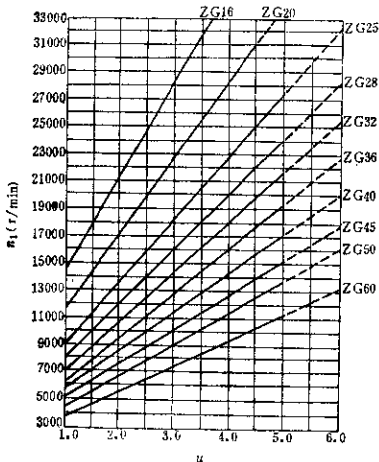


图9.7-9 ZG系列高速轴转速极限 $n_1$ 。  
(虚线表示暂无此速比)

(6) 功率选用曲线及极限转速图

功率选用曲线见图9.7-8, 由横座标 $u$ 与纵座标 $N/n_2$  (低速轴每转功率), 即可确定中心距。

极限转速见图9.7-9, 由速比 $u$ 及中心距线条即可确定高速轴转速范围。

图9.7-9所确定之中心距是按强度条件、且使用系数 $K_A=1$ 时。

图9.7-9所确定的高速轴的转速范围是按圆周线速度条件, 且 $v \leq 120$  m/s。

(7) 结构特征 (见图9.7-10)

本系列除其中ZG16、ZG20采用推力轴承外, 其余ZG25~ZG60均采用锥面止推盘结构。

6 典型结构设计

6.1 锥面止推盘的强度计算

其典型结构见图9.7-3, 其锥角 $\theta=0.5^\circ \sim 2^\circ$

(1) 应力计算式

$$\sigma_{\max} = 187.8 \sqrt{\frac{P}{d}} \left( \frac{1}{\rho_1} + \frac{1}{\rho_2} \right) < [\sigma] \text{ N/mm}^2$$

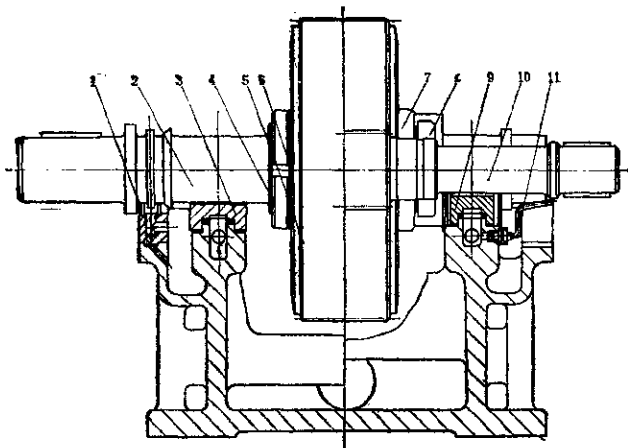


图9.7-10 结构特征图

1—油封齿 2—大齿轮轴 3—大齿轮轴轴承 4—圆螺母 5—大齿轮 6—止动垫片 7—推力盘  
8—挡圈 9—小齿轮轴轴承 10—小齿轮轴 11—齿式联轴器吸油管

其中  $\rho_1 = \frac{r_1}{\sin\theta}$  mm 止推盘1的平均曲率半径

$\rho_2 = \frac{r_2}{\sin\theta}$  mm 止推盘2的平均曲率半径

$[\sigma] = 78 \sim 98 \text{ N/mm}^2$  对合金结构钢

(2) 锥面止推盘最小工作油膜计算式

$$h = \left( \frac{P_N}{l} \right)^{0.091} \left( \frac{1.05 \times 10^{-7} (v_1 + v_2)^{0.72}}{\sin\theta \left( \frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2} \right)} \right)^{0.364} \text{ mm} > [h]$$

$$P_N \approx F_a = F_t \tan\beta \quad \text{N}$$

式中  $l$ ——接触线长度 mm;

$v_1, v_2$ ——主、被动齿轮推力盘锥面平均半径处的线速度 mm/s;

$[h]$ ——许用工作油膜厚度,  $[h] = 0.006 \sim 0.01$  mm.

当  $\sigma_{\max}$  接近  $[\sigma]$  的上限值时取大值, 反之取小值。

## 6.2 过盈联接计算

### 6.2.1 推力盘与小齿轮轴过盈联接计算

高速渐开线圆柱齿轮减速器中, 推力盘与小齿轮轴多采用过盈联接。其配合过盈量应能保证在松脱转速下推力盘受离心力及齿轮轴向力作用下不松

动。其使用的等厚推力盘与实心的小齿轮轴均为合金钢, 零件只受轴向力和离心力作用。

(1) 应力计算式

$$\alpha_r \sigma_{r1} + \alpha_t \sigma_{t1} + \alpha_c T = 0$$

其中  $\alpha_r = \frac{1+m^2}{2}$

$$\alpha_t = \frac{1-m^2}{2}$$

$$\alpha_c = -2.69(3.3 - 2.6m^2 - 0.7m^4)$$

$$T = d^2 n^2 \times 10^{-12} \text{ mm}$$

$$m = \frac{d_2}{d}$$

式中  $d_2, d$ ——推力盘内、外径 mm;

$\sigma_{r1}$ ——推力盘孔的径向应力 N/mm<sup>2</sup>;

$\sigma_{t1}$ ——推力盘孔的切向应力 N/mm<sup>2</sup>;

(2) 离心力引起的推力盘孔与小齿轮轴的径向变形量  $\Delta_1$

$$\Delta_1 = \frac{d_2}{E} \left( \sigma_{t1} - \sigma_{r1} - \frac{0.7}{4} R^2 \frac{\rho}{g} \omega^2 \right) \text{ mm}$$

当  $n = n_b$  时

$$\Delta'_1 = \frac{\nu \omega_b^2 d_2 d^2}{16gE} (3 + \mu) \text{ mm}$$

$$n_b = (1.15 \sim 1.3) n_p \quad \text{松脱转速}$$

$$\omega_b = \frac{\pi n_b}{30}$$

式中  $n_p$ ——额定工作转速 r/min,

$\Delta_1'$ ——松脱转速下小齿轮轴的径向变形量  
mm;

$\nu$ ——材料比重, 对钢 $\nu=7.85 \times 10^{-5}$   
N/mm<sup>3</sup>;

$\omega_s$ ——与松脱转速相对应的角速度  
rad/s;

$g$ ——重力加速度,  $g=9800$  mm/s<sup>2</sup>;

$\mu$ ——泊桑比,  $\mu \approx 0.27$ ;

$E$ ——弹性模量,  $E=2.058 \times 10^5$  N/mm<sup>2</sup>。

### (3) 过盈计算

最小计算过盈量 $\delta_{\min}$

$$\delta_{\min} = \Delta_1' + \Delta_2 \quad \text{mm}$$

其中  $\Delta_2 = \frac{2Pd^2d_2}{E(d^2-d_2^2)}$  mm 传递轴向力 $P_s$ 所

需之过盈,

$$P = \frac{P_s}{f\pi d_2 L} \quad \text{N/mm}^2$$

式中  $L$ ——配合面长度 mm;

$f$ ——摩擦系数。

最大过盈 $\delta_{\max}$

$$\delta_{\max} = \delta_{T\max} - 1.2(R_{z1} + R_{z2})$$

其中  $\delta_{i\max} = \delta_{T\min} + T$

$$\delta_{T\min} = \Delta_1' + \Delta_2 + 1.2(R_{z1} + R_{z2})$$

式中  $T$ ——配合公差 (过盈量范围);

$R_{z1}$ 、 $R_{z2}$ ——孔与轴表面的平均粗糙度  
mm。

### (4) 强度校核 (只对推力盘)

$$\delta_{\max} = \frac{d_2}{E} \left( \sigma_{r1} - \sigma_{r1} - \frac{0.7}{4} R^2 \frac{\nu}{g} \omega_s^2 \right) \text{mm}$$

其中 当 $n=n_0$

$$\sigma_{r1} = \frac{-\alpha_1 T - \alpha_1 \sigma_{r1}}{\alpha_1} \quad \text{N/mm}^2$$

$$\sigma_{r1} = \frac{\frac{E}{d_2} \delta_{\max} - \frac{\alpha_1 T}{\alpha_1} + 0.0438 \frac{\nu}{g} d_2^2 \omega_s^2}{1 + \frac{\alpha_1}{\alpha_2}}$$

$$\text{N/mm}^2$$

当 $n=0$ 时

$$\sigma_{r1} = \frac{-\alpha_1 \sigma_{r1}}{\alpha_1} \quad \text{N/mm}^2$$

$$\sigma_{r1} = \frac{\frac{E}{d_2} \delta_{\max}}{1 + \frac{\alpha_1}{\alpha_2}} \quad \text{N/mm}^2$$

强度条件

$$\sigma_{r1} - \sigma_{r1} \leq \frac{\sigma_s}{n}$$

式中  $\sigma_s$ ——材料屈服强度 N/mm<sup>2</sup>;

$n$ ——安全系数。

### 6.2.2 大齿轮与轴的过盈联接计算

基本上与 5.2.1 相同, 差别在于它不承受轴向力而仅承受纯扭矩, 即

$$P = \frac{2M_s}{f\pi d_2^2 l}$$

其中  $l=l_1+l_2$

式中  $M_s$ ——大齿轮传递的额定扭矩 N/mm<sup>2</sup>。

其余计算均可借用 5.2.1 节中各计算式。

## 参考文献

- [1] Donald F. Wilson, "CH-54B Main Gearbox Thermal Mapping Program", AD-712664 (1976).
- [2] "Installation of A High-Reduction-Ratio Transmission in The UH-1 Helicopter", AD-623531, 1969.
- [3] 中华人民共和国航空工业部标准, 航空渐开线圆柱齿轮承载能力一般系数计算, HB/Z89.1-84
- [4] 中华人民共和国航空工业部标准, 航空渐开线圆柱齿轮齿面接触疲劳强度计算, HB/Z89.2-84.
- [5] 中华人民共和国航空工业部标准, 航空渐开线圆柱齿轮齿弯曲疲劳强度计算, HB/Z89.3-84.
- [6] 中华人民共和国航空工业部标准, 航空渐开线圆柱齿轮胶合承载能力计算, HB/Z89.4-84.
- [7] 中华人民共和国航空工业部标准, 航空锥齿轮承载能力一般系数计算, HB/Z89.1-85.
- [8] 中华人民共和国航空工业部标准, 航空锥齿轮齿面接触疲劳强度计算, HB/Z89.2-85.
- [9] 中华人民共和国航空工业部标准, 航空锥齿轮齿弯曲疲劳强度计算, HB/Z89.3-85.
- [10] 中华人民共和国航空工业部标准, 航空锥齿轮胶合承载能力计算, HB/Z89.4-85
- [11] 方正, 冶金(矿山)机械传动的发展方向, 《冶金设备》, 1981, 3.
- [12] 重型机械研究所转炉组, 多点啮合柔性传动动力学分析, 《重型机械》, 1978, 3.
- [13] 方正, B. F. T. 型多柔传动装置的理论分析, 《重型机械》, 1985, 9.
- [14] 胡长衡, 高速重载双圆弧齿轮的工业试验及其噪声频谱初步分析, 《杭州机械》, №2, 1979.
- [15] 胡长衡译, 渐开线齿轮的齿形和齿面修正, 《浙江机械》, №1, 1980.

# 第十篇 齿轮材料及热处理

主编 吴季恂 (郑州机械研究所)

编写人

审稿人

第 1 章 陈国民 (郑州机械研究所)

吴季恂

陶金波 (郑州机械研究所)

郭载荣 (郑州机械研究所)

第 2 章 陈国民

丁得刚 (大连起重机厂)

仲复欣 (洛阳矿山机器厂)





# 第1章 齿轮材料

材料是齿轮承载能力的基础，合理选用材料可以使齿轮在充分满足性能要求的同时，以最低的成本生产出来。

齿轮用材料以钢为主，其次是铸铁、铜合金及其他各种特殊材料。

## 1 齿轮用钢材

### 1.1 齿轮钢材的合金化

因为齿轮形状及受力都比较复杂，所以钢材的选用十分讲究。生产中，齿轮多用合金钢，少量不

太重要的齿轮及某些小齿轮采用碳钢。这是由于大多数齿轮不仅需要强度高、韧性好、耐磨性佳，同时还要求能保证在截面上获得必要的淬透深度，以便在较厚的受力面内保持较均匀的综合机械性能。另外，从热处理工艺的角度看，为了减少热处理变形，应尽量减缓淬火冷却速度，这就需要奥氏体中含有各种能够减小临界冷却速度的合金元素。

齿轮钢材中常用的合金元素及其在钢中的作用列于表10.1-1，可供选择齿轮钢材，制订热处理工艺及进行质量分析时参考。

表10.1-1 合金元素在钢中的作用

元素	Mn	Si	Ni	Cr	Mo	W	V	Ti	Al	B	C
淬透性	大大提高	提高	提高	提高	大大提高	提高 <sup>①</sup>	提高 <sup>①</sup>	提高 <sup>①</sup>	作用小	特大提高	提高
形成碳化物倾向	小	—	—	中等	中等	大	大	大	—	—	—
细化晶粒	促进长大	小或无作用	小	中等	作用大	作用大	作用很大	作用很大	作用大	促进长大	促进长大
强化铁素体	大	最大	中等	小	小	小	小	溶入后作用大	含量少作用小	—	—
回火稳定性	提高很小	中等	提高很小	中等	强	强	强	—	—	—	—
形成残余奥氏体倾向	很大	一般	大	大	—	—	—	—	减小	—	—
强度、硬度	提高	提高	提高	提高	提高	提高	提高	稍提高	稍提高	提高	提高
耐磨性	—	提高	—	提高	提高	提高	提高	—	—	—	提高
塑性	提高	<0.8%提高	提高	提高	提高	<1%提高	提高	提高	含量少提高	降低	降低
韧性	提高	降低	大大提高	提高	提高	提高	提高	>0.05%降低	降低	—	降低

① 形成碳化物时则降低淬透性

轮钢材的冶金质量有各种规定和要求(表10.1-2)。

### 1.2 齿轮钢材的冶金质量

齿轮钢材的冶金质量不仅影响到产品的机械性能，特别是疲劳性能，而且还影响到齿轮生产过程中的冷热加工性能及热处理工艺性能。所以，对齿

### 1.3 齿轮钢材的热处理特性

齿轮钢材都必须经过热处理后使用，特别是大多数钢材都要经过淬火处理，所以表10.1-3列出了齿轮钢材热处理中的若干重要特性。

表10.1-2 齿轮钢材的冶金质量要求

项目名称	检 验 标 准	技 术 要 求				
疏松和偏析	GB1979-80《结构钢低倍组织缺陷评级图》:	合金钢按YB6-71规定不得超过表中数字:				
	缺陷名称	级数	钢种	一般疏松	中心疏松	偏析
	一般疏松和中心疏松	4级	优质钢	3级	3级	3级
	一般点状偏析和边缘点状偏析	4级	高级优质钢	2级	2级	2.5级
非金属夹杂	YB25-77《钢中非金属夹杂物显微评定法》“钢中非金属夹杂物级别图”	合金钢按YB6-71规定:				
		氧化物	硫化物	氧化物加硫化物		
		≤3级	≤3级	≤5.5级		
带状组织	YB25-77《钢的显微组织(游离渗碳体、带状组织、魏氏组织)》共6级	齿轮渗碳钢要求不大于3级				
晶粒度	YB27-77《钢的晶粒度测定法》	按YB6-71《合金结构钢技术条件》要求钢的本质晶粒度不小于6级				
淬透性	GB5216《保证淬透性结构钢技术条件》	根据用户要求,按A、B、C三种方法订货				

表10.1-3 齿轮材料的重要热处理特性

特性	合 义	设计时考虑要点
淬透性	指钢接受淬火而获得马氏体的能力,不同钢种接受淬火的能力不同 淬透性不同的钢,淬火后得到的淬透层深度不同,从而沿截面分布的金相组织以及机械性能也不同。淬透层深度是指由淬火表面马氏体到50%马氏体层的深度。全部淬透的工件通常表面残留着拉应力,容易产生变形和开裂,同时对工件的疲劳性能也不利	<ol style="list-style-type: none"> <li>1. 零件尺寸越大,内部热容量越大,淬火时零件的冷却速度越慢,因此,淬透层越薄,性能越差,这种现象叫做“钢材的尺寸效应”,所以,查阅手册时,不能根据小尺寸的性能数据用于大尺寸零件的强度计算,而必须考虑钢材的淬透性</li> <li>2. 大截面或结构复杂的齿轮采用多元合金钢,保证足够而适当的淬透性,保证沿整个截面有良好的综合机械性能,同时,减少变形,防止开裂</li> <li>3. 对碳钢齿轮,由于碳钢的淬透性低,在设计大尺寸时,正火和调质效果相似,而正火可降低成本,所以,不要求调质</li> <li>4. 大模数调质齿轮由于受到钢材淬透性的限制,应当先开齿后调质</li> </ol>
淬硬性	指钢在正常淬火条件下,以超过临界冷却速度所形成马氏体组织能够达到的最高硬度	淬硬性与淬透性不同,它主要取决于钢中的含碳量,钢中含碳量越高,淬火后硬度越高,而与合金元素关系不大,所以,淬火硬度高的钢不一定就淬透性高,而硬度低的钢,也可能具有高的淬透性
过热敏感性	指钢淬火加热时奥氏体晶粒发生长大的敏感性	奥氏体晶粒长大往往使钢材的机械性能降低,特别是冲击韧性变坏,淬火时也易形成裂纹,本质粗晶粒钢的过热敏感性大,本质细晶粒钢只有加热到930~950℃以上时晶粒才显著长大
回火稳定性	指回火时减慢钢的组织性能的变化,使钢的淬火硬度能保持到较高的回火温度而不下降	回火稳定性好的钢可在较高的温度回火,使韧性提高,内应力消除完善。合金钢的回火稳定性比碳钢好,因此,要达到同一回火硬度时,合金钢的回火温度可以比碳钢高,合金钢的内应力比碳钢小,韧性比碳钢好

(续)

特性	含 义	设计时考虑要点
变形开裂倾向	指钢在加热和冷却过程中产生热应力和组织应力,其综合作用超过钢的 $\sigma_0$ 或 $\sigma_b$ 而产生变形开裂的倾向	加热或冷却速度太快,加热和冷却不均匀都容易造成工件变形甚至开裂,因此, 1. 设计齿轮时,在结构上应尽量避免尖角和厚薄断面的突然变化 2. 采用缓和的淬火介质或淬火方法
尺寸稳定性	指零件在长期存放或使用中尺寸稳定不变的性能。这对精密齿轮是很重要的	引起尺寸变化的主要原因是内应力的存在以及组织中残余奥氏体的分解,因此,设计精密齿轮时,应当要求稳定化处理,如淬火后进行冷处理或低温时效,使马氏体趋于稳定,并减少内应力,以使齿轮尺寸稳定
回火脆性	指钢在某一温度范围回火时所发生的冲击韧性降低现象 产生回火脆性的钢,不仅室温下的冲击韧性较正常钢为低,而且使钢的冷脆温度大为提高	合金结构钢在 250~400℃ 回火时引起冲击韧性及断裂韧性下降,这种现象一般称为第一类回火脆性,它不能通过热处理方法来消除,设计时应考虑到这一点 某些合金结构钢(如Cr钢、Cr-Ni钢及Cr-Mn钢)在 375~575℃ 回火后缓慢冷却时也会产生脆性,一般称为第二类回火脆性,快冷可以予以消除,对于截面较大的齿轮,可选用含有 Mo 或W的钢,以消除或减小回火脆性

1.3.1 钢材的淬透性表示方法

方法,表10.1-4列举了常用的四种。

为了评定钢材的淬透性,工业中采用了若干种

表10.1-4 钢材的淬透性表示方法

方法名称	方法要点	表 示 方 法																	
末端淬火法	采用一种端淬试样,在标准条件下淬火,测量从水冷端开始的硬度梯度,测量方法细则则可见GB225-83	<p>1. 淬透性曲线</p> <table border="1" style="margin-left: auto; margin-right: auto;"> <thead> <tr> <th>相同淬火硬度的轴料直径 (mm)</th> <th>硬度部位</th> <th>淬火</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>97</td> <td>表面</td> <td rowspan="3">水淬</td> </tr> <tr> <td>28 51 74 97 122 147 170</td> <td>距中心3/4R</td> </tr> <tr> <td>18 31 41 51 61 71 81 91 99</td> <td>中心</td> </tr> <tr> <td>20 48 64 76 86 97</td> <td>表面</td> <td rowspan="3">油淬</td> </tr> <tr> <td>13 25 41 51 61 71 81 91 102</td> <td>距中心3/4R</td> </tr> <tr> <td>5 13 25 36 43 51 61 71 79</td> <td>中心</td> </tr> </tbody> </table> <p>2. 淬透性值J</p> <p>例: <math>J_{\frac{30}{9}}^{50}</math> 表示离水冷端距离9mm处的硬度为HRC30</p>	相同淬火硬度的轴料直径 (mm)	硬度部位	淬火	97	表面	水淬	28 51 74 97 122 147 170	距中心3/4R	18 31 41 51 61 71 81 91 99	中心	20 48 64 76 86 97	表面	油淬	13 25 41 51 61 71 81 91 102	距中心3/4R	5 13 25 36 43 51 61 71 79	中心
相同淬火硬度的轴料直径 (mm)	硬度部位	淬火																	
97	表面	水淬																	
28 51 74 97 122 147 170	距中心3/4R																		
18 31 41 51 61 71 81 91 99	中心																		
20 48 64 76 86 97	表面	油淬																	
13 25 41 51 61 71 81 91 102	距中心3/4R																		
5 13 25 36 43 51 61 71 79	中心																		

(续)

方法名称	方 法 要 点	表 示 法
U形曲线法	<p>采用一定尺寸大小的圆柱形试样淬入水、油或其它冷却介质中，然后切割试样，沿截面直径从表至里测其硬度值，根据硬度值画出“表面—中心—表面”的硬度分布曲线</p>	<p>U形曲线</p>
临界直径法	<p>采用一系列不同直径大小的圆形钢棒在水、油或其它冷却介质中淬火，然后逐个测定硬度，确定完全淬透的截面直径，用影线图画出如下：</p> <div style="display: flex; justify-content: space-around; align-items: center;"> <div style="text-align: center;"> <p>直径 25 37.5 50 62.5 75 100mm</p> <p>水淬</p> </div> <div style="text-align: center;"> <p>油淬</p> </div> </div>	<p><math>D_c</math>—在某一冷却介质中淬火后能获得完全淬透的最大截面直径(mm)</p> <p>例：<math>D_{c水}=37.5</math>，表示这种钢在水中淬火的临界直径为37.5mm</p>
理想临界直径计算法	<p>通过钢材的化学成分和本质晶粒度来计算其淬透性</p> $D_I = D_{IC} \times F_{Si} \times F_{Mn} \times F_{Cr} \times F_{Mo} \times \dots$ <p>式中 <math>D_I</math>—理想临界直径mm</p> <p><math>D_{IC}</math>—碳钢在不同含碳量及晶粒及时的理想临界直径mm</p> <p><math>F_{Si}</math>—合金元素Si一定含量时的淬透性系数 (<math>F_{Mn}</math>、<math>F_{Cr}</math>、<math>\dots</math>意义相同)</p>	<p><math>D_I</math>—某一钢材在冷却速度为无穷大的冷却介质中淬火后，其钢材中心部分获得50%马氏体组织时的最大直径</p>

1.3.2 淬火冷却介质及冷却条件

淬火冷却速度对钢的淬透性基本上没有影响，但对工件的淬透层深度却有决定性的作用，冷却速

度越高，淬透层深度越深。冷却速度主要由淬火介质及冷却条件决定。表10.1-5及表10.1-6分别为钢在各种冷却介质中的冷却速度及冷却介质的运动状况对冷却速度的影响。

表10.1-5 钢在各种常用淬火剂中的冷却速度和冷却强度

淬 火 剂	在下列温度区间的冷却速度 (°C/s)		以18℃水为标准的相对冷却强度(H)	
	950~550℃	300~200℃	650~550℃	300~200℃
18℃的10%苛性钠水溶液	1200	300	2	1.10
18℃的10%食盐溶液	1100	300	1.83	1.10
18℃的10%苏打水溶液	800	270	1.33	1.00
18℃的10%硫酸水溶液	750	300	1.25	1.10
0℃的水	—	—	1.05	1.02
18℃的水	600	270	1	1
26℃的水	500	270	0.84	1.00

(续)

淬 火 剂	在下列温度区间的冷却速度 ( $^{\circ}\text{C}/\text{s}$ )		以16 $^{\circ}\text{C}$ 水为标准的相对冷却强度(H)	
	850~650 $^{\circ}\text{C}$	300~200 $^{\circ}\text{C}$	850~650 $^{\circ}\text{C}$	300~200 $^{\circ}\text{C}$
50 $^{\circ}\text{C}$ 菜子油	200	35	0.33	0.13
50 $^{\circ}\text{C}$ 矿物机械油	150	30	0.25	0.11
50 $^{\circ}\text{C}$ 变压器油	120	25	0.20	0.09
50 $^{\circ}\text{C}$ 水	100	270	0.17	1.00
10%油在水中的乳浊液	70	200	0.12	0.74
肥皂水	30	200	0.05	0.74
74 $^{\circ}\text{C}$ 水	30	200	0.05	0.74
100 $^{\circ}\text{C}$ 水	—	—	0.044	0.71
空气(静止的)	—	—	0.028	0.007
真 空	—	—	0.011	0.004

表10.1-6 冷却条件对冷却强度的影响

搅 动 程 度	冷 却 强 度 (H)			
	空 气	油	水	食 盐 水
静 止	0.02	0.25~0.30	0.9~1.0	—
轻微搅动	—	0.30~0.35	1.0~1.1	2~2.2
缓慢搅动	—	0.35~0.40	1.3~1.3	—
中等搅动	—	0.4~0.5	1.4~1.5	—
强烈搅动	0.05	0.5~0.8	1.6~2.0	—
激烈搅动	—	0.8~1.1	4	5
端淬喷水	—	—	2.5	—

## 1.4 齿轮用钢的选择

## 1.4.1 调质及表面淬火齿轮用钢

表10.1-7 调质及表面淬火齿轮用钢的选择

齿 轮 种 类	钢 号 选 择	备 注
汽车、拖拉机及机床中的不重要齿轮	45	调 质
中速、中载车床变速箱、钻床变速箱次要齿轮及高速、中载磨床砂轮齿轮		调质+高频淬火
中速、中载较大截面机床齿轮	40Cr、42SiMn	调 质
中速、中载并带一定冲击的机床变速箱齿轮及高速、重载并要求齿面硬度高的机床齿轮	35SiMn、45MnB	调质+高频淬火
起重机械 运输机械 建筑机械 水泥石机械 冶金机械 矿山机械	I	1. 少数直径大、负荷低、转速不高的末级传动大齿轮可采用42SiMn钢正火 2. 根据齿轮截
	II	

(续)

齿 轮 种 类		钢 号 选 择	备 注
工程机械 石油机械 等设备中的低速重载 大齿轮	截面尺寸较大, 承受较大载荷, 要求比较高的齿轮	Ⅰ 35CrMo, 42CrMo, 40CrMnMo, 35CrMnSi, 40CrNi, 40CrNiMo, 45CrNiMoV	面尺寸大小及重要程度, 分别选用各类钢材(从Ⅰ到Ⅴ, 淬透性逐渐提高) s. 根据设计, 要求表面硬度大于HRC40者应采用调质+表面淬火
	截面尺寸很大, 承受载荷大, 并要求有足够韧性的齿圈	Ⅳ 36CrNi2Mo, 40CrNi2Mo,	
		Ⅴ 30CrNi3, 34CrNi3Mo, 37SiMn2MoV	

注: 低速、重载大齿轮用钢的Ⅰ~Ⅴ类基本上按淬透性划分, 可参看第2章的表10.2-6。

渗碳齿轮用钢可以大致分成两大类进行选择,

1.4.2 渗碳齿轮用钢①

见表10.1-8。

表10.1-8 渗碳齿轮用钢的选择

齿 轮 种 类	选 择 钢 号
汽车变速箱、分动箱、起动机及驱动桥的各类齿轮	20Cr, 20CrMnTi, 20CrMnMo, 26MnTiB, 20MnVB, 20CrMo
拖拉机动力传动装置中的各类齿轮	
机床变速箱、龙门铣电动机及立车等中的高速、重载、受冲击的齿轮	
起重、运输、矿山、通用、化工、机车等机械的变速箱中的小齿轮	
化工、冶金、电站、铁路、宇航、海运等设备中的汽轮发电机、工业汽轮机、燃气轮机、高速鼓风机、透平压缩机等的高速齿轮, 要求长周期、安全可靠地运行	12Cr2Ni4, 20Cr2Ni4, 20CrNi3,
大型轧钢机减速器齿轮, 人字机座轴齿轮, 大型皮带运输机传动轴齿轮、锥齿轮, 大型挖掘机传动箱主动齿轮, 井下采煤机传动齿轮, 坦克齿轮等低速重载、并受冲击载荷的传动齿轮	18Cr2Ni4W, 20CrNi2Mo, 20Cr2Mn2Mo

表10.1-9提供了不同工况条件使用的齿轮选择

1.4.3 渗氮齿轮用钢

渗氮钢材的基本原则, 可供参考。

表10.1-9 渗氮齿轮用钢的选择

齿 轮 种 类	性 能 要 求	选 择 钢 号
一般齿轮	表面耐磨	20Cr, 20CrMnTi, 40Cr
在冲击载荷下工作的齿轮	表面耐磨, 心部韧性高	18CrNiWA, 18Cr2Ni4WA, 30CrNi3, 35CrMo
在重载荷下工作的齿轮	表面耐磨, 心部强度高	30CrMn5P, 35CrMoV, 25Cr2MoV, 42CrMo
在重载荷及冲击下工作的齿轮	表面耐磨, 心部强度高, 韧性高	30CrNiMoA, 40CrNiMoA, 30CrNi2Mo
精齿耐磨齿轮	表面高硬度、变形小	38CrMoAlA, 30CrMoAl

表10.1-10是常用齿轮钢材的化学成分, 表

1.5 常用齿轮钢材的化学成分和机械性能

10.1-11是常用齿轮钢材不同截面尺寸的机械性能。

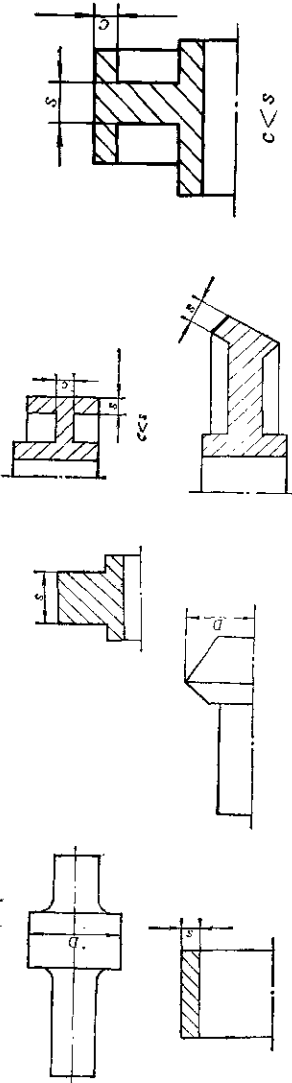
① 其中一部分可进行碳氮共渗。——作者注

表10.1-10 常用齿轮钢材的化学成分(%)

序号	牌 号	C	Si	Mn	Mo	W	Cr	Ni	V	Ti	B	Al
1	40Mn <sub>2</sub>	0.57~0.44	0.20~0.40	1.40~1.80								
2	50Mn <sub>2</sub>	0.47~0.55	0.20~0.40	1.40~1.80								
3	35SiMn	0.32~0.40	1.10~1.40	1.10~1.40								
4	42SiMn	0.39~0.45	1.10~1.40	1.10~1.40								
5	37SiMn <sub>2</sub> MoV	0.33~0.36	0.60~0.90	1.60~1.90	0.40~0.50				0.05~0.12	0.08~0.12	0.001~0.004	
6	20MnTiB	0.17~0.24	0.20~0.40	1.30~1.60					0.07~0.13	0.08~0.12	0.001~0.004	
7	25MnTiB	0.22~0.28	0.20~0.40	1.30~1.60					0.07~0.12	0.08~0.12	0.001~0.004	
8	15MnVB	0.12~0.18	0.20~0.40	1.20~1.60							0.001~0.0035	
9	20MnVH	0.17~0.24	0.20~0.40	1.50~1.80								
10	45MnH	0.42~0.49	0.20~0.40	1.10~1.40								
11	30CrMoSi	0.27~0.34	0.90~1.20	0.80~1.10								
12	35CrMoSi	0.32~0.38	1.10~1.40	0.80~1.10			0.80~1.10					
13	50CrV	0.47~0.54	0.20~0.40	0.50~0.80			1.10~1.40		0.10~0.20	0.08~0.12		
14	20CrMnTi	0.17~0.24	0.20~0.40	0.80~1.10			1.00~1.30					
15	20CrMo	0.17~0.24	0.20~0.40	0.60~0.70	0.15~0.25		0.80~1.10					
16	35CrMo	0.30~0.40	0.20~0.40	0.60~0.70	0.15~0.25		0.80~1.10					
17	42CrMo	0.38~0.45	0.20~0.40	0.50~0.80	0.15~0.25		0.90~1.20					
18	20CrMnMo	0.17~0.24	0.20~0.40	0.90~1.20	0.20~0.30		0.90~1.20					
19	40CrMnMo	0.37~0.45	0.20~0.40	0.80~1.20	0.20~0.30		1.10~1.40					
20	25CrMoV	0.22~0.29	0.20~0.40	0.40~0.70	0.25~0.35		1.50~1.80		0.15~0.30			0.70~1.10
21	35CrMoV	0.30~0.38	0.20~0.40	0.40~0.70	0.20~0.30		1.60~1.90		0.10~0.20			
22	38CrMoAl	0.35~0.42	0.20~0.40	0.30~0.60	0.15~0.25		1.35~1.65					
23	20Cr	0.17~0.24	0.20~0.40	0.50~0.80			0.70~1.00					
24	40Cr	0.37~0.45	0.20~0.40	0.50~0.80			0.80~1.10					
25	40CrNi	0.37~0.44	0.20~0.40	0.50~0.80			0.45~0.75	1.00~1.40				
26	12CrNi2	0.10~0.17	0.20~0.40	0.30~0.60			0.60~0.90	1.80~2.00				
27	12CrNi3	0.10~0.17	0.20~0.40	0.30~0.60			0.60~0.90	2.75~3.25				
28	20CrNi3	0.17~0.24	0.20~0.40	0.30~0.60			0.60~0.90	2.75~3.25				
29	30CrNi3	0.27~0.34	0.20~0.40	0.30~0.60			0.80~0.90	2.75~3.25				
30	12CrNi4	0.10~0.17	0.20~0.40	0.30~0.60			1.25~1.75	3.25~3.75				
31	20CrNi4	0.17~0.24	0.20~0.40	0.30~0.60			1.25~1.75	3.25~3.75				
32	40CrNiMo	0.37~0.44	0.20~0.40	0.50~0.80	0.15~0.25		0.60~0.80	1.35~1.75				
33	45CrNiMoV	0.42~0.49	0.20~0.40	0.50~0.80	0.20~0.30		0.80~1.10	1.30~1.60	0.10~0.20			
34	30CrNi2MoV	0.27~0.43	0.20~0.40	0.30~0.60	0.15~0.25		0.60~0.90	2.00~2.50	0.15~0.25			
35	18Cr2Ni4W	0.13~0.19	0.20~0.40	0.30~0.60	0.80~1.20		1.35~1.85	4.00~4.50				

表10.1-11 常用齿轮钢材的机械性能

钢号	热处理状态	截面尺寸		机械性能			硬度 (HB)	
		直径 $D$ (mm)	壁厚 $s$ (mm)	$\sigma_b$ (N/mm <sup>2</sup> )	$\sigma_s$ (N/mm <sup>2</sup> )	$\delta_5$ %		$\psi$ %
42Mn2	调质	50	25	$\geq 794$	$\geq 588$	$\geq 17$	$\geq 59$	$\geq 63.7$
		100	50	$\geq 746$	$\geq 510$	$\geq 15.5$	—	$\geq 19.6$
		$\leq 100$	$\leq 50$	$\geq 735$	$\geq 392$	$\geq 14$	$\geq 35$	—
60Mn2	正火+高温回火	100~300	50~150	$\geq 716$	$\geq 373$	$\geq 13$	$\geq 33$	—
		300~500	150~250	$\geq 686$	$\geq 353$	$\geq 12$	$\geq 30$	—
		$\leq 80$	$\leq 40$	$\geq 632$	$\geq 686$	$\geq 9$	$\geq 40$	—
36SiMn	调质	$< 100$	$< 50$	$\geq 755$	$\geq 490$	$\geq 15$	45	58.8
		100~300	50~150	$\geq 716$	$\geq 471$	$\geq 14$	$\geq 35$	49.0
		300~400	150~200	$\geq 686$	$\geq 392$	$\geq 13$	$\geq 31$	41.1
42SiMn	调质	400~600	200~250	$\geq 637$	$\geq 373$	$\geq 11$	$\geq 28$	39.2
		$\leq 100$	$\leq 50$	$\geq 784$	$\geq 510$	$\geq 15$	$\geq 45$	$\geq 39.2$
		100~200	50~100	$\geq 735$	$\geq 461$	$\geq 14$	$\geq 42$	$\geq 29.2$
42SiMn	调质	200~300	100~150	$\geq 686$	$\geq 441$	$\geq 13$	$\geq 40$	$\geq 29.2$
		300~500	150~250	$\geq 637$	$\geq 373$	$\geq 10$	$\geq 40$	$\geq 24.5$
		—	—	—	—	—	—	—





37SiMn2MoV	调质	200~400 400~600 800~800 1270	100~200 200~300 300~400 635	≥814 ≥765 ≥716 894/878	≥637 ≥588 ≥530 677/726	≥14	≥40 ≥35 45.0/40.0	≥59.2 ≥59.2 ≥34.3 28.4/22.6	241~286 241~269 220~241 241/248
20MnTiB	淬火+低、中温回火	25	12.5	≥451 ≥402 ≥1215	—	$\phi_{\text{外}} \geq 7.5$ $\phi_{\text{内}} \geq 7$ $\phi_{\text{外}} \geq 8$	≥58 ≥53 ≥59	≥98.1 ≥98.1 ≥98.1	HRC≥47 HRC≥47 HRC≥42
20MnVB	渗碳+淬火+低温回火	≤120	≤60	1500	—	11.5	45	127.5	心308
45MnB	调质	45	22.5	824 ≥884	598 550	14 16	60 59	103	表241 表277
30CrMnSi	调质	<100 100~200	<50 50~100	≥834 ≥106	≥688 ≥461	≥12 ≥16	≥35 ≥35	≥58.5 ≥49.0	240~292 207~229
50CrV	调质	40~100 100~250	20~50 50~125	981~1177 785~981	≥785 ≥588	≥11 ≥13	≥45 ≥50	—	—
20CrMnTi (18CrMnTi)	渗碳+淬火+低温回火	30 ≤90	15 ≤40	≥1079 ≥981	≥683 ≥785	≥8 ≥9	≥50 ≥50	≥78.5 ≥78.6	表HRC56~62 心240~300
20CrMo	淬火+低温回火	30	15	≥776	≥453	≥21.2	≥55	≥92.2	≥217
35CrMo	调质	50~100 100~240 100~300 300~500 500~800	25~50 50~120 50~150 150~250 250~400	735~883 655~834 ≥655 ≥637 ≥588	539~686 >441 ≥490 ≥441 ≥392	1.5~1.6 >1.5 ≥1.5 ≥1.5 ≥1.2	45~60 ≥45 ≥50 ≥33 ≥30	68.6~88.3 ≥49.0 ≥68.8 ≥39.2 ≥29.4	217~255 207~289 — 207~269 207~289
42CrMo	调质	40~100 100~250 100~250 250~300 300~600	20~50 50~125 50~125 125~150 150~250	653~1020 735~883 735 637 588	>656 >539 589 480 441	≥12 ≥14 ≥14 ≥14 10	≥50 ≥55 40 35 30	49.0~58.6 49.0~78.5 68.8 39.2 39.2	— — 207~260 207~269 207~269



40CrNi	调 质	300~500	150~250	≥735	≥540	≥8	≥36	≥44.1	265
		500~700	250~350	≥686	≥530	≥8	≥35	≥44.1	265
12CrNi2	渗碳+淬火+低温回火	20	10	≥686	≥530	≥12	≥50	≥88.3	表HRC≥58
		30	15	≥785	≥588	≥12	≥30	≥78.5	表HRC≥58
		60	30	≥932	≥686	≥12	≥50	≥88.3	表HRC≥58
12CrNi3	渗碳+淬火+低温回火	30	15	≥932	≥686	≥10	≥30	≥98.1	表HRC≥58 心225~302
		<40	<20	≥834	≥686	≥10	≥50	≥76.5	表HRC≥58 心≥241
20CrNi3	渗碳+淬火+低温回火	30	15	≥932	≥735	≥11	≥55	≥98.1	表HRC≥58
		30	15	≥1079	≥883	≥7	≥50	≥88.3	表HRC≥58 心208~415
30CrNi3	调 质	<100	50	≥785	≥550	≥16	≥50	≥88.6	≥241
		100~300	50~150	≥735	≥589	≥15	≥46	≥58.8	≥241
12Cr2Ni4	渗碳+淬火+低温回火 渗碳+高温回火+淬火 +低温回火	16	7.5	≥1079	≥834	≥10	≥50	≥88.3	表HRC≥60
		30	15	≥1177	≥1128	≥10	≥56	≥78.5	表HRC≥60 心309~388
20Cr2Ni4	渗碳+淬火+低温回火 渗碳+淬火+低温回火	25	12.5	≥1177	≥1079	≥10	≥45	≥78.5	表HRC≥60
		30	15	≥1177	≥1079	≥9	≥45	≥78.5	表HRC≥60 心36~45
40CrNiMo	调 质	120	60	≥834	≥686	≥13	≥50	≥78.5	—
		240	120	≥785	≥588	≥13	≥45	≥98.8	—
		≤250	≤125	886~834	≥490	≥14	—	≥9.0	—
		≤500	≤250	588~734	≥392	≥18	—	≥88.6	—
45CrNiMoV	调 质	25	12.5	≥1030	≥883	≥8	≥30	≥68.6	—
		60	30	≥1471	≥1324	≥7	≥35	≥39.2	—
		100	50	≥1030 ≥883	≥883 ≥686	≥9 ≥10	≥40 ≥45	≥49.0 ≥88.8	321~363 260~321
30CrNi2MoV	调 质	120	60	≥883	≥735	≥12	≥50	≥78.5	表HRC≥58 心310~387
		15	7.5	≥1198	≥834	≥11	≥45	≥98.1	表HRC≥58 心HRC≥47
		30	15	≥1128	≥834	≥12	≥50	≥98.1	表HRC≥58 心341~367
68Cr2Ni4W	渗碳+淬火+低温回火	60	30	≥1128	≥834	≥12	≥50	≥98.1	表HRC≥58 心341~367
		80~100	30~60	≥1128	≥834	≥11	≥45	≥84.3	表HRC≥58 心341~367

1.6 国外常用的齿轮材料

1.6.1 国外常用的齿轮调质和表面淬火用钢

表10.1-12 联邦德国用钢

钢 号	化 学 成 分 (%)								
	C	Si	Mn	S	P	Cr	Ni	Mo	V
CK35	0.32~0.40	0.15~0.35	0.40~0.70	≤0.035	≤0.035				
CK45	0.42~0.50	0.15~0.35	0.50~0.80						
C55B	0.50~0.57	0.15~0.35	0.40~0.70						
C55B	0.53~0.60	0.15~0.35	0.55						
C570	0.68~0.75	0.15~0.35	0.20~0.35						
40Mn4	0.36~0.44	0.25~0.50	0.80~1.10	≤0.035	≤0.035				
42MnV7	0.42		1.80						0.1
37MnSi5	0.37	1.25	1.25						
53MnSi4	0.50~0.57	0.80~1.10	0.80~1.00	≤0.035	≤0.035				
38Cr6	0.38		0.40			1.60			
37Cr4	0.34~0.41	0.15~0.35	0.60~0.80	≤0.035	≤0.035	0.90~1.20			
41Cr4	0.38~0.44	0.15~0.35	0.60~0.80	≤0.035	≤0.035	0.90~1.20			
34CrMo4	0.30~0.37	0.15~0.35	0.50~0.80	≤0.035	≤0.035	0.90~1.20		0.15~0.25	
42CrMo4	0.38~0.45	0.15~0.35	0.50~0.80	≤0.035	≤0.035	0.90~1.20		0.15~0.25	
50CrMo4	0.46~0.54	0.15~0.35	0.60~0.80	≤0.035	≤0.035	0.90~1.20		0.15~0.25	
36CrNiMo4	0.36		0.80			1.00	1.0	0.20	
30CrNiMo8	0.30		0.40			2.00	2.0	0.30	
55NiCrMoV6	0.55		0.80			0.70	1.7	0.20	

表10.1-13 日本用钢

钢 号	化 学 成 分 (%)							
	C	Si	Mn	S	P	Cr	Ni	Mo
S35C	0.32~0.38	0.15~0.35	0.60~0.90	≤0.030	≤0.030			
S40C	0.37~0.43	0.15~0.35	0.80~0.90	≤0.030	≤0.030			
S45C	0.42~0.48	0.15~0.35	0.60~0.90	≤0.030	≤0.030			
S50C	0.47~0.53	0.15~0.35	0.60~0.90	≤0.030	≤0.030			
S55C	0.52~0.58	0.15~0.35	0.60~0.90	≤0.030	≤0.030			
SCM430	0.28~0.33	0.15~0.35	0.60~0.85	≤0.030	≤0.030	0.90~1.20		0.15~0.30
SCM435	0.33~0.38	0.15~0.35	0.60~0.85	≤0.030	≤0.030	0.90~1.20		0.15~0.30
SCM440	0.38~0.43	0.15~0.35	0.60~0.85	≤0.030	≤0.030	0.90~1.20		0.15~0.30
SCM445	0.43~0.48	0.15~0.35	0.60~0.80	≤0.030	≤0.030	0.90~1.20		0.15~0.30
SNC331	0.27~0.35	0.15~0.35	0.35~0.65	≤0.030	≤0.030	0.80~1.00	2.50~3.00	
SNC335	0.32~0.40	0.15~0.35	0.35~0.65	≤0.030	≤0.030	0.8~1.00	3.00~3.50	
SNCM625	0.20~0.30	0.15~0.35	0.35~0.60	≤0.030	≤0.030	1.00~1.50	3.00~3.50	0.15~0.30
SNCM630	0.25~0.35	0.15~0.35	0.35~0.60	≤0.030	≤0.030	2.50~3.50	2.50~3.50	0.50~0.70
SNCM439	0.36~0.43	0.15~0.35	0.60~0.90	≤0.030	≤0.030	0.60~1.00	1.60~2.00	0.15~0.30

表10.1-14 美国用钢

钢 号	化 学 成 分 (%)					
	C	Mn	Cr	Ni	Mo	V
1035	0.32~0.38	0.60~0.90				
1040	0.37~0.44	0.60~0.90				
1045	0.43~0.50	0.60~0.90				
1050	0.48~0.55	0.60~0.90				
1330	0.28~0.33	1.60~1.90				
1335	0.33~0.38	1.60~1.90				
1340	0.38~0.43	1.60~1.90				
2335	0.33~0.35	0.60~0.80		3.25~3.75		
2340	0.38~0.43	0.70~0.90		3.25~3.75		
2345	0.43~0.48	0.70~0.90		3.25~3.75		
2350	0.48~0.53	0.70~0.90		3.25~3.75		
3130	0.28~0.33	0.60~0.80	0.55~0.75	1.10~1.40		
3135	0.33~0.38	0.60~0.80	0.55~0.75	1.10~1.40		
3140	0.38~0.43	0.70~0.90	0.55~0.75	1.10~1.40		
4137	0.33~0.40	0.70~0.90	0.80~1.10		0.15~0.25	
4140	0.38~0.43	0.75~1.00	0.80~1.10		0.15~0.25	
4150	0.48~0.53	0.75~1.00	0.80~1.10		0.15~0.25	
4340	0.38~0.43	0.65~0.85	0.70~0.90	1.85~2.00	0.20~0.30	
5140	0.38~0.43	0.70~0.90	0.70~0.90			
5150	0.48~0.53	0.70~0.90	0.70~0.90			
6135	0.35~0.45	0.60~0.90	0.80~1.10			V>0.15
6140	0.38~0.43	0.60~0.90	0.80~1.00			V>0.15
8640	0.38~0.43	0.70~1.00	0.40~0.60	0.40~0.70	0.15~0.25	

表10.1-15 苏联用钢

钢 号	化 学 成 分 (%)							
	C	Si	Mn	S	P	Cr	Ni	Mo
35	0.32~0.40	0.17~0.37	0.50~0.80					
40	0.37~0.45	0.17~0.37	0.50~0.80					
45	0.42~0.50	0.17~0.37	0.50~0.80					
50	0.47~0.55	0.17~0.37	0.50~0.80					
35Г <sub>2</sub>	0.30~0.40	0.17~0.37	1.40~1.80					
40Г <sub>2</sub>	0.35~0.45	0.17~0.37	1.40~1.80					
45Г <sub>2</sub>	0.40~0.50	0.17~0.37	1.40~1.80					
50Г <sub>2</sub>	0.45~0.55	0.17~0.37	0.70~1.00					
35X	0.30~0.40		0.50~0.80			0.80~1.10		
40X	0.35~0.45		0.50~0.80			0.80~1.10		
45X	0.40~0.50		0.50~0.80			0.80~1.10		
35XC	0.30~0.40	1.00~1.30	0.30~0.60			1.30~1.80		
40XC	0.37~0.45	1.20~1.60	0.30~0.60			1.30~1.80		
40XH	0.35~0.45		0.50~0.80			0.45~0.75	1.0~1.5	
40XHM	0.38~0.44		0.50~0.80			0.60~0.90	1.5	0.2
40XГM	0.37~0.45	0.17~0.37	0.90~1.20	≤0.040	≤0.040	0.90~1.20	≤0.40	0.20~0.30

1.8.2 国外常用齿轮渗碳钢

表10.1-16 国外常用的齿轮渗碳钢

国 (标准)	牌 号	化 学 成 分 (%)										其 他
		C	Si	Mn	P	S	Ni	Cr	Mo			
美 国 (AISI SAE)	4148H	0.17~0.23	0.20~0.35	0.60~1.00	<0.040	<0.040	—	0.30~0.70	0.08~0.15	—	—	—
	4320H	0.16~0.23	0.20~0.35	0.40~0.70	<0.040	<0.040	1.50~2.00	0.35~0.65	0.20~0.30	—	—	
	4620H	0.17~0.24	0.20~0.35	0.40~0.70	<0.040	<0.040	1.50~2.00	—	0.20~0.30	—	—	
	4720H	0.17~0.23	0.20~0.35	0.45~0.75	<0.040	<0.040	0.85~1.25	0.30~0.60	0.18~0.25	—	—	
	4820H	0.17~0.24	0.20~0.35	0.45~0.75	<0.040	<0.040	3.20~3.80	—	0.20~0.30	—	—	
	5620H	0.17~0.24	0.20~0.35	0.60~0.95	<0.040	<0.040	0.35~0.75	0.35~0.65	0.15~0.25	—	—	
	8720H	0.17~0.24	0.20~0.35	0.60~0.95	<0.040	<0.040	0.35~0.75	0.35~0.65	0.20~0.30	—	—	
	8822H	0.19~0.25	0.20~0.35	0.70~1.05	<0.040	<0.040	0.35~0.75	0.35~0.65	0.30~0.40	—	—	
	8310H	0.07~0.14	0.20~0.35	0.40~0.70	<0.040	<0.040	2.95~3.55	1.00~1.45	0.08~0.15	—	—	
日 本 (JIS)	SCr22H	0.17~0.23	0.15~0.35	0.55~0.90	<0.030	<0.030	—	0.85~1.25	—	—	—	
	SCM22H	0.17~0.23	0.15~0.35	0.55~0.90	<0.030	<0.030	—	0.85~1.25	0.15~0.35	—	—	
	SCM24H	0.19~0.25	0.15~0.35	0.55~0.90	<0.030	<0.030	—	0.85~1.25	0.35~0.45	—	—	
	SNC21	0.12~0.18	0.15~0.35	0.60~0.95	<0.030	<0.030	3.00~3.50	0.70~1.00	—	—	—	
	SNCM21H	0.17~0.23	0.15~0.35	0.60~0.95	<0.030	<0.030	0.35~0.75	0.35~0.65	0.15~0.30	—	—	
	SNCM23H	0.17~0.23	0.15~0.35	1.40~1.70	<0.030	<0.030	1.55~2.00	0.35~0.65	0.15~0.30	—	—	
英 国 (BS)	Ea35A	0.20~0.25	0.10~0.35	0.30~0.60	<0.050	<0.050	1.50~2.00	—	0.20~0.30	—	—	
	Ea35S	<0.20	<0.35	0.50~1.00	<0.050	<0.050	1.00~1.50	0.75~1.25	0.08~0.15	—	—	
	Ea32	<0.20	<0.35	0.50~1.00	<0.050	<0.050	0.85~1.25	0.60~1.00	<0.10	—	—	
	Ea361	0.13~0.17	<0.35	0.70~1.00	<0.050	<0.050	0.40~0.70	0.55~0.80	0.08~0.15	—	—	
联 邦 德 国 (DIN)	16MnCr5	0.14~0.19	0.15~0.35	1.00~1.30	<0.035	<0.035	—	0.80~1.10	—	—	—	
	20MnCr6	0.17~0.22	0.15~0.35	1.00~1.40	<0.036	<0.036	—	1.00~1.30	—	—	—	
	20MnCr4	0.17~0.22	0.15~0.35	0.60~0.90	<0.035	<0.035	—	0.30~0.50	0.40~0.50	—	—	
	35MnCr4	0.23~0.29	0.15~0.35	0.60~0.90	<0.035	<0.035	—	0.40~0.60	0.40~0.50	—	—	
	16CrNi6	0.15~0.20	0.15~0.35	0.40~0.60	<0.035	<0.035	1.80~2.10	1.60~2.00	—	—	—	
	17CrNiMo6	0.14~0.19	0.15~0.35	0.40~0.60	<0.035	<0.035	1.40~1.70	1.50~1.80	0.25~0.35	—	—	
	20NC8	0.15~0.22	0.10~0.40	0.60~0.90	<0.040	<0.035	1.20~1.60	0.85~1.20	—	—	—	
法 国 (W F)	16CD4	0.15~0.22	0.10~0.40	0.60~0.90	<0.040	<0.035	—	0.85~1.15	0.15~0.30	—	—	
	16NCD8	0.12~0.18	0.10~0.40	0.60~0.90	<0.040	<0.035	1.20~1.60	0.85~1.15	0.15~0.30	—	—	







表 10.1-19 中国与其他国家常用钢号近似对照表

中国 GB或YB	民主德国 TGL	西德 DIN	苏联 TOCT	波兰 PN	法国 NF	意大利 UNI	罗马尼亚 STAS	日本 JIS	英 B.S	美 SAE   AISI	瑞典 SIS	捷克 CSN	
日本	SACM1 MAC24 NT 70 NT 100 NT 200 N 6	0.40-0.50 0.15-0.50 0.22-0.28 0.15-0.50 0.12 0.28 0.17 0.30 0.28 0.30 0.20-0.30 0.20-0.50	≤0.60 0.40-0.70 1.10 1.00 1.00 0.50-1.00	≤0.030 ≤0.030 ≤0.025 ≤0.025 ≤0.035 ≤0.030	≤0.030 ≤0.030 ≤0.025 ≤0.025 ≤0.035 ≤0.030	≤0.030 ≤0.030 ≤0.025 ≤0.025 ≤0.035 ≤0.030	— — — — — 3.20-6.80	— — — — — —	1.30-1.70 2.50-3.00 0.72 1.00 2.40	0.15-0.35 0.50-0.70 0.60 — — 1.60 0.20-0.30	0.70-1.20 — — — — N5, 0.05 0.10-0.20 0.10-0.30	— — — — — — — —	— — — — — — — —
瑞典	2240	0.28-0.35 0.20-0.35	0.60-0.80	≤0.035	≤0.035	≤0.035	0.40-0.60	2.40-2.60	0.25-0.35	—	—	0.20-0.30	

中国	民主德国 TGL	西德 DIN	苏联 TOCT	波兰 PN	法国 NF	意大利 UNI	罗马尼亚 STAS	日本 JIS	英 B.S	美 SAE   AISI	瑞典 SIS	捷克 CSN
30	—	C30, CK30	30	30	C30, XC32	C30	—	S30C	080A30	1030	C1030	—
35	C35, CK35	C35, CK35	35	35, D35	C35, XC35	C35	OLC35	S35C	080A35	1035	C1035	12 031
40	—	C40, CK40	40	40	C40, XC40	C40	OLC40AT	S40C	080A40	1040	C1040	12 040
45	C45, CK45	C45, CK45	45	45, D45	C45, XC45	C45	OLC45	S45C	080A45	1045	C1045	12 050
50	—	C50, CK50	50	50	C50, XC48	C50	OLC47AT	S50C	080A52	1050	C1050	12 051
55	CK55	C55, CK55	55	55, D55	C55, XC55	—	OLC56AT	S55C	070M55	1055	C1055	12 050
40Mn	40Mn4	40Mn4	40Γ	40G	40M5	—	OLT65M	—	080A40, 080M40	1040	C1040	2120
45Mn	—	48Mn4	48Γ	—	—	—	OLT65	—	080M46	1046	C1046	—
50Mn	—	—	50Γ	50G	XC48	6253	OT80, OL60	—	080M50, 080A52	1052	C1052	13 150
60Mn	—	—	60Γ	60G	—	—	—	—	080A57	1060	C1060	—
35Mn2	36Mn5(5087) 36Mn7	36Mn5(5087)	35Γ2	—	35M5	—	36M15 36M17E	SMn1	150M36 (E,15)	1335	1335	2120
40Mn2	—	—	40Γ2	—	40M5	—	—	—	—	—	—	14 240
45Mn2	46Mn7(0943)	46Mn7(0943)	45Γ2	45G2	45M5	—	—	SMn2	—	1340	1340	2120
50Mn2	50Mn7(0943)	—	50Γ2	—	55M5	—	—	SMn3	—	1345	1345	13 450
35SiMn	37Mn5Si5 (5122)	37Mn5Si5 (5122)	35CT	35SG	—	35M5	38M12S 38M12E	—	—	1052	1052	12 150

1.7 中国与其他国家常用钢号近似对照表





1.8 齿轮钢和齿轮制造工艺指南

通用、万国等九个公司的齿轮材料和热处理工艺情况，供参考。

表10.1-20汇集了美国 伯格-瓦那、卡特彼勒、

表10.1-20 齿轮钢和齿轮制造工艺指南

钢号 <sup>①</sup>	尺寸(英寸)		成形工艺	热处理	应用
	节圆直径 <sup>②</sup>	齿面宽			
直 齿 圆 柱 齿 轮					
A EX33.8627 4027 4118	3.25~6.25	1.0~1.8	热 锻	正火(1,650F), 渗碳(1,350~1,709F), 300F油淬, 表面渗层深度: 0.035~0.050英寸	汽车变速器内齿 卡车四速差速齿轮
	5.6	2.4	热 锻		
	2.727~3.090	1.902~1.925	热 锻		
B 4118型 8822H 1039型 4118型 8822H 1018型 1019	2~20(0.2~0.8)	1~6	由锻钢料坯切削加工	渗碳(1,700F), 重新加热(1,560F), 油淬及回火(300F), 表面渗层深度: 0.9~1.2mm到2.0~2.4mm	拖拉机的主传动齿轮
	(0.4~1.0)				
	15~30(0.5~0.7)	3~6	由锻钢料坯切削加工	加热(1,550F), 水淬, 回火(300F)及感应加热淬火, 表面硬化层深度: 0.090~0.100英寸, 回火(300F)	拖拉机的主传动齿轮
	2~12(0.1~0.4)(0.3~0.5)	1~4	由锻钢料坯或棒料切削加工	渗碳(1,700F), 重新加热(1,560F), 油淬及回火(300F); 或渗碳(1,700F)并直接淬火; 用余热(150~200F)回火, 表面渗层深度: 0.9~1.2mm到2.0~2.4mm	拖拉机变速器
	(0.5~0.7)				
1~4(0.2~0.4)	0~1	由棒料切削加工	氮氮共渗(1,800F), 降温到1,450F, 油淬并回火(300F), 表面渗层深度: 0.3~0.8mm	拖拉机的辅助传动齿轮	
ASTM B426	1~2(0.1~0.4)	1~2	粉末金属	无	拖拉机的轴传动齿轮
C 1524 8820 1524 1022	0.5~48.0	0.385~3.00	滚削和剃削, 或滚削	渗碳(1,700F), 油淬并回火(300F), 有效层深: 0.050~0.060英寸	变速齿轮, 农机用行星齿轮
	0.5~48.0	0.385~3.00	滚削和剃削, 或滚削	渗碳(1,700F), 空冷, 感应加热, 水淬, 回火(300F)	变速齿轮, 农机用行星齿轮
D EX16	各种的	各种的	锻造和切削加工	渗碳(1,700F) 热油淬并回火(325F), 有效层深: 0.026~0.055英寸; 大齿轮渗层较深	卡车变速器
E 4027H 5120H 4027H	3.0(6.5)	0.87	滚削和剃削	渗碳有效层深0.042~0.055英寸, 350F回火	四速手动卡车变速器
	6.1(6.5)	1.1	滚削和剃削	同上	同上
	2.5(6.5)	1.1	高效切齿和剃削	同上	同上
F 9310 1118 4820 5130	3.0~18.0	0.12~3.00	滚削, 磨削	渗碳(1,500~1,550F)	飞机燃气涡轮发动机
	2.5~8.0	0.40~1.00	滚削, 剃削	氮氮共渗(1,500~1,700F)	重型卡车、越野车
	6.0~14.0	1.5~6.0	滚削, 剃削, 磨削	渗碳(1,500~1,700F)	公共汽车、卡车、军械零件的变速器
	1.0~16.0	0.50~4.00	滚削, 剃削	渗碳(1,500~1,700F)	

(续)

钢 号 <sup>①</sup>	尺 寸 (英寸)		成形工艺	热 处 理	应 用
	节圆直径 <sup>②</sup>	齿 面 宽			
5140	1.0~16.0	0.50~4.00	滚制、剃削	渗碳 (1,600~17,00F)	
5150	4.0~14.0	0.50~2.50	滚制、剃削	感应淬火 (1,475~1,550F)	
5155	4.0~14.0	0.50~2.50	滚制、剃削	感应淬火 (1,475~1,550F)	
8620	0.5~16.0	0.25~4.00	滚制、剃削、磨削、珩磨	渗碳 (1,525~1,675F)	
G 4023			由热轧管或棒料切削加工	渗碳、油淬并回火到洛氏硬度 Rc68 (最低值)。表面渗层深度 0.015~(4023,4027,4028) 0.025英寸。	卡车变速器齿轮 汽车起动马达驱动
4023			切削加工		
4027			由对焊管(值)	渗碳、油淬、回火到硬度 Rc58(最低值)	汽车起动马达驱动
4028			料、热轧棒料	表面渗层深度 0.030~0.045英寸	
1045			切削加工	齿部感应加热淬火、回火到硬度 Rc46~52 (最低值) 表面渗层深度 0.100~0.200英寸	
H 1020			棒料闭式模锻、自由锻、滚轧成同轴轴和齿轮焊接的钢环。钢铁铸件、需要时滚齿和剃齿	1020; 渗碳(1,750F), 从1,550F水淬并回火到要求硬度。中碳钢: 加热机、采矿机械, 挖土机、印刷机	轧钢设备, 造纸
低碳钢: 8620, 4320, 4620, 4820, 9310, 2320等。中碳钢: 1045, 4140, 4150, 4340等	Φ3/4英寸~16DP <sup>③</sup> 到Φ134英寸~0.75DP <sup>③</sup> 最大齿面宽54英寸			度回火(800~1,200F)——一些齿轮	
				火焰淬火或感应加热淬火。低碳钢: 渗层深。见注 <sup>④</sup>	
I 小齿轮: 4140 4340 4350 大齿轮: ASTM A148 铸钢	20~35 0.375~1 DP <sup>③</sup> 10~21		锻造, 齿部切削加工	加热 (1,600F), 水淬, 按所需要硬度回火到布氏硬度 B <sub>H</sub> 1229~363	采矿机械
	50~600 0.375~1DP <sup>③</sup> 10~21		铸造, 齿部切削加工		
材 质					
A EX33	1.1~6	3~1	锻造	退火、渗碳 (1,650F, 表面深度 0.025~0.040英寸), 喷丸强化以提高疲劳强度	手动变速器齿轮
EX33和8620	2.1~6.7	约1.0	锻造	正火(1,650F)、渗碳(1,650~1,700F)、油淬并回火 (275~425F, 根据所需要的硬度)。表面深度: 0.035~0.060英寸	汽车变速器齿轮
4027	3.5~6.4	1.1~1.8	锻造		
5130	0.862	0.748	由盘钢冷成形并切削加工	循环退火毛坯, 氮共渗 0.01~0.016英寸, 热油淬并回火	汽车变速器齿轮
313	2.044	3.700	由无缝管切削加工	氮共渗 0.012~0.016英寸, 热油淬并回火	汽车变速器齿轮
B 4118型	4~10 (0.1~0.5)	1~3	由锻钢坯切削加工	渗碳(1,750F)重新加热(1,560F), 油淬并回火(300F), 或渗碳(1,700F)后直接淬火并回火(300F); 或渗碳(1,700F)并直接淬火; 用余热(150	拖拉机的辅助传动

(续)

钢 号①	尺 寸(英寸)		成形工艺	热 处 理	应 用	
	节圆直径②	齿 面 宽				
C 1022, 1524	0.5~1.8	3	滚制和剃削	~200F) 回火。表面硬度: 0.9~1.2mm到2.0~2.4mm	农机用变速器	
	1524, 4023	0.5~1.8		3		渗碳(1,700F), 油淬并回火(300F), 有效表面深度: 0.050~0.080英寸
D EX16	各种的	各种的	锻造和切削加工	渗碳(1,700F), 热油淬火, 回火(325F), 有效表面深度: 0.055~0.065英寸; 大齿轮层数较厚	卡车变速器	
E 4027H	4.5(8.0)	0.9	插齿和剃齿	渗碳(有效表面深度0.035~0.055英寸)并在350F回火	四速手动卡车变速器	
	8620H	2.0(9.3)	0.9	滚削和剃削	渗碳(有效表面深度0.035~0.045英寸)并在350F回火	
	4027H	3.2(9.3)	0.8			
	4620H	3.2(8.3)	0.75			
	5120H	—	—			
	9310	2.1(9.2)	0.8			
	8620H	1.8(9.4)	1.4			
F 9310	3.0~18.0	0.12~3.0	滚削和磨削	渗碳(1,500~1,550F)	飞机燃气涡轮发动机	
	4140	1.0~11.0	2.5最大	滚削, 切削和珩磨	渗氮(1,550~1,600F)	卡车发动机
	4145	11.0~11.0	2.5最大	同上	同上	卡车发动机
	5140	8.0~14.0	1.0~4.0	滚削和剃削	渗碳(1,500~1,550F)	重型牵引公共汽车、卡车用的变速器
	8220	6.0~14.0	1.0~4.0	同上	渗氮(1,625~1,575F)	同上
	G 4023			从热轧管材或棒料切削加工热锻	渗碳, 油淬, 回火到至少Rc6; (见低值), 表面深度0.030~0.045英寸	汽车手动和自动变速器(4023, 4027)
4023, 4027						
H 1020	低碳钢: 8620, 4320, 4620, 4802 9310, 2320等	Φ3/4英寸~16DP③ 到Φ134英寸~1DP③ 最大齿面宽54英寸	材料形式: 锻、目占、锻、滚轧成有焊接齿轮和轮毂的钢环, 重铁铸件。需要时: 齿和剃齿	1020: 渗碳(1,750F), 从1,550F水淬并回火到要求的硬度。中碳钢: 加热(1,550~1,575F), 油淬, 按要求的硬度回火(600~1,200F)——一些齿轮火焰淬火或感应加热淬火。低合金钢: 渗层深浅见注④)	轧钢设备, 造纸机械, 采矿机械, 挖掘机, 掘土机, 印刷机。	
	中碳钢: 1045, 4140 4150, 4340等					
	I 小齿轮: 4140 4340, 435 大齿轮: ASTM A145	7~5 1~3 DP③	5~11	锻造并切削加工齿面	加热(1,600F), 水淬, 根据回火的硬度回火到氏氏硬度H220~230	采矿机械
		82~170	5~11	锻造并切削		

(续)

钢号①	尺寸(英寸)		成形工艺	热处理	应用
	节圆直径②	齿面宽			
铸钢	1~3 DP③		加工齿部		
J4142H	2~12	1~4	滚制和制削	加热(1,550F), 油淬, 回火, 气体渗氮(975F)	工业传动装置

人 字 齿 轮

H 1020 低碳钢: 8820, 4320 4620, 4820, 8310等 中碳钢: 1045, 4140 4150, 4340等	Φ3/4英寸~16DP③到 Φ134英寸~0.75DP③ 最大齿面宽54英寸	棒料闭式模锻, 自由锻, 滚轧或成有焊接的硬度回火(800~1,200F)——一些钢环, 钢铁铸齿和剃齿	1020: 渗碳(1,750F), 从1,550F水淬并回火到要求的硬度。中碳钢: 加热(1,550~1,575F), 油淬, 按要求的硬度回火(800~1,200F)——一些钢环, 钢铁铸齿火焰淬火或感应加热淬火。低碳钢: 浅层或深层, 见注⑥	轧钢设备, 造纸机械, 采矿机械, 挖土机, 印刷机
小齿轮: 4140 4340, 4350 大齿轮: ASTM A148 铸钢	1~3 DP③ 齿面宽: 12~22	锻造, 齿部切削加工  铸造, 齿部切削加工	加热(1,600F), 水淬, 按所要求的硬度回火到布氏硬度220~363	采矿机械

等 径 锥 齿 轮 (Mitre)  
H (同“人字齿轮”的“H”)

直 齿 齿 条 和 齿 轮  
H (同“人字齿轮”的“H”)

内 齿 轮 副

A EX33	2.7~4.5	1.0~1.25	热轧退火钢管	渗碳(1,650~1,700F), 油淬, 回火(275~425F, 根据所要求的硬度)。表面深度: 0.035~0.050英寸	汽车变速器齿轮
5130	3.988	1.090	从无缝钢管切削加工并拉削	渗氮共渗0.012~0.016英寸, 热油淬并回火	汽车变速器齿轮
8827	2.75~4.5	1.0~1.25	锻热锻	正火(1,650F), 渗碳(1,650~1,700F), 油淬, 回火(275~425F, 根据所要求的硬度)。表面深度: 0.035~0.050英寸	汽车变速器齿轮
珠光体可锻铸铁	0.666	1.000	由铸件切削加工并拉削	油淬(布氏硬度197~241), 感应加热淬火, 回火到洛氏硬度50~56	汽车变速器齿轮
B 4118型 882H	5~30(0~0.3) (0.9~0.7)	1~4	由锻钢或滚锻的铸环切削加工	渗碳(1,700F), 重新加热(1,580F), 油淬并回火(300F); 或渗碳(1,700F), 直接淬火并回火(300F); 或渗碳(1,700F)并直接淬火; 用余热回火(150~200F)。表面深度: 0.9~1.2mm到2.0~2.4mm。 加热(1,580F), 油淬, 回火(1,150F)并气体渗氮	拖拉机行星架级传动和变速器齿轮
140H 41L40H	5~20(0~0.2)	1~4			拖拉机变速器
C 1053钢环	3~18		插齿或拉削	退火, 消除应力, 齿部感应加热淬火	主传动被动齿轮

(续)

钢号 <sup>①</sup>	尺寸(英寸)		成形工艺	热处理	应用
	节圆直径 <sup>②</sup>	齿面宽			
1568钢环 1524				火, 回火(360F) 渗碳(1,700F), 油淬, 回火(360F) 有效表面深度: 0.050~0.060英寸; 轮 或渗碳(1,700F), 空冷, 感应加热 淬火并回火(360F)	农机齿轮 农机用行星小齿
F <sup>③</sup>					
9310	17.0最大	2.1最大	插齿和磨齿	渗碳(1,500~1,550F)	飞机燃气涡轮发动 动机
4140	6.0~18.0	0.60~3.0	插齿和磨齿	渗氮(1,550~1,600F)	重型车变速器、 发动机
4145	6.0~18.0	0.60~3.0	插齿和磨齿	渗氮(1,500~1,600F)	卡车发动机
5140	5.0~12.0	0.50~2.0	插齿和剃齿	渗碳(1,500~1,600F)	重型车-公共汽 车、卡车等的变速器
H 低碳钢: 8620, 4620等 中碳钢: 1050, 4140等	156	5±DP <sup>④</sup>	家轧钢环或 锻件。 插内齿轮, 行星齿轮	中碳钢: 加热(1,550~1,575F), 油淬, 按所要求的硬度回火(600~ 1,200F) —— 一些齿轮火焰淬火。低 碳钢: 渗碳层浅 见注 <sup>⑤</sup>	轧钢设备, 造纸 机械, 采矿机械, 掘土机, 印刷机
直 齿 锥 齿 轮					
A EX17 EX33 8627H EX16 EX33	2.124~3.398	0.800  0.875~0.950	由热锻材料 切削加工  同上	正火(1,650F), 碳氮共渗(1,550F), 300F油淬, 表面深度: 0.012~0.015 英寸。 正火(1,650F), 碳氮共渗(1,550F), 300F油淬	旅行汽车差速齿 轮 卡车差速齿轮
B 4118型 8620 8622H	3~25(0.1~ 0.2) (0.3~0.6)	0~3	由锻或冷 锻材料切削 加工	渗碳(1,700F), 重新加热(1,560F), 油淬并回火(300F), 表面渗碳深 度: 0.9~1.2mm到2.0~2.4mm	拖拉机主传动齿 轮
C 1524, EX15H 8615 1118	3			渗碳(1,700F), 油淬并回火(360F), 有效表面深度: 0.050~0.060英寸	农机用差动锥齿 轮和小齿轮
D 94B17 EX19			由棒料或锻 件切削加工	渗碳(1,700F), 热油淬并回火 (350F), 有效表面深度: 0.036~ 0.060英寸, 大齿轮渗碳较深。	卡车后桥, 差速 小齿轮
F <sup>⑤</sup>					
9310 8620	6.0最大 9.0最大	1.0最大 2.0最大	切齿和磨齿 切齿和磨齿	渗碳(1,500~1,550F) 渗碳(1,525~1,575F)	飞机燃气涡轮发 动机, 重型车变 速器, 发动机
G 4023, 4027, 1518, 1526 1518, 4615	1.5~5.0	0.6~1.0	冷成形 冷成形(1518) 或热锻(1526)	渗碳, 淬火并回火到硬度Rc58 (最 小)。表面深度: 0.030~0.045英寸	汽车后桥差速小 齿轮(4023, 4027, 1518, 4615)和半轴 齿轮(1518, 1526)
H 低碳钢: 8620,	外径94英寸 5±CP <sup>④</sup>	(13最大)	锻件, 钢铸 件; 滚齿	中碳钢: 加热(1,550~1,575F), 油淬并根据所要求的硬度回火(600~	轧钢设备, 造纸 机械, 采矿机械, 挖



(续)

钢 号①	尺 寸 (英寸)		成形工艺	热 处 理	应 用
	节圆直径②	齿 面 宽			
4620, 4820, 9310, 2920等 中碳钢; 1045, 4140, 4150, 4340等	在外径28英寸局部渗碳			1,200F)——一些齿轮火焰淬火或感应土机,印刷机 应加热 淬火。低碳钢: 渗层深浅见注③。	

曲 线 齿 锥 齿 轮

B 8822型 4118型	10~20(0.1~ 0.4)	1~3	由锻坯料 切削加工	渗碳(1,700F),重新加热(1,560F), 油淬并回火(300F)。表面深度: 0.9~1.2mm到2.0~2.4mm	拖拉机主传动
C 1524, 8620, EX15H	外径10英寸		切削加工	渗碳(1,700F),油淬并回火(360F), 有效表面深度: 0.050~0.060英寸	农用小齿轮和轴
F ⑥ 9310	7.0最大	1.5最大	切齿和磨齿	渗碳 (1,500~1,550F)	飞机燃气涡轮发 动机
4820	15.0最大	3.5最大	切齿	渗碳 (1,550~1,700F)	重型车-卡车、公 共汽车等的变速器
8620	10.0最大	3.0最大	切齿	渗碳 (1,525~1,575F)	
H 低碳钢; 8620, 4620, 4820, 9310等 中碳钢; 1045, 4140 4150, 4340等	外径84英寸 5-1/2 CP④	(13最大)	锻件, 钢铁 件, 滚齿齿	中碳钢: 加热(1,550~1,575F), 油淬并根据所要求的硬度回火(600~ 1,200F)——一些齿轮火焰 淬火。土机, 印刷机 碳钢: 渗层深浅, 见注③	轧钢设备, 造纸机 械, 采矿机械, 土 机, 印刷机

零 度 锥 齿 轮

R (同“曲线齿锥齿轮”的“B”)

F ⑥ 9310	5.0最大	1.0最大	切齿和磨齿	渗碳 (1,600~1,550F)	飞机燃气涡轮发 动机
-------------	-------	-------	-------	-------------------	---------------

H (同“曲线齿锥齿轮”的“H”)

斜 齿 锥 齿 轮

E 8620H 8620H	3.1(6) 5.5(6)	2.0 2.0	切削加工 同上	渗碳有效表面深度: 0.042~0.055 英寸) 350F回火	船用变速器
------------------	------------------	------------	------------	-------------------------------------	-------

H (同“曲线齿锥齿轮”的“H”)

圆 柱 齿 轮 端 面 齿 盘 副

B 8720型 8822H	1~4(0.1~0.3)	1~3	由锻坯料坯 切削加工	渗碳(1,700F),重新加热(1,560F), 油淬并回火(300F)。表面渗碳深度: 0.9~1.2mm到2.0~2.4mm	拖拉机差速器主 动齿轮
F ⑥ 9310	4.8	0.3最大	滚削和磨削	渗碳 (1,500~1,550F)	飞机燃气涡轮发 动机

(续)

钢 号 <sup>①</sup>	尺 寸 (英寸)		成形工艺	热 处 理	应 用
	节圆直径 <sup>②</sup>	齿 面 宽			
准 双 曲 面 齿 轮					
A EX33 1528 4826 1527 EX33 4130	6~8 $\frac{1}{2}$ 9 $\frac{1}{2}$ 8.50 10.5~15.0	1.240~1.375 1.552~2.0	锻造和切削 加工 热锻	渗碳(表面深度: 0.035~0.050或 0.045~0.080英寸), 端部继纹感应 淬火 渗碳(1,650~1,700F), 300F油淬, 表面深度: 0.035~0.050英寸	后桥主被动齿轮 旅行车差速齿 轮, 卡车差速齿 轮
D 小齿轮: 4130型  大齿轮: EX16 EX18	大		锻造和切削 加工	渗碳(1,700~1,750F), 油淬并回 火(350F), 有效表面深度: 0.036~ 0.070英寸; 大齿轮渗层较深。	卡车后桥
G 大齿轮: 4023, 8615, 4620 小齿轮: 4023, 8615 4422, 4620	7~9 3~4	1~ $\frac{1}{2}$ 1~ $\frac{1}{2}$	热锻	渗碳, 压床淬火, 回火到硬度Rc48 (最小), 表面深度: 0.040~0.055英 寸 渗碳, 批量淬火, 回火到Rc58最小。 表面深度: 0.040~0.055英寸	汽车后桥主动小 齿轮(4023, 8615, 4422, 4620) 和大 齿轮(4023, 8615, 4620)。

H (同“曲线齿锥齿轮”的“H”)

## 驱 动 蜗 杆

F <sup>③</sup> 1117	1.0最大	—	磨	渗碳(1,500~1,700F)	卡车发动机
H 1020 8620 4140	最大导程12英寸 外径20 $\frac{1}{2}$ DP1 <sup>④</sup>		棒料或锻 件, 切齿	1020: 渗碳(1,550F), 水淬并回火 到要求的硬度, 中淬钢: 加热(1,550 ~1,575F), 油淬, 并回火(600~ 1,200F, 按所要求的硬度), 低碳合 金钢: 渗层较浅, 见注 <sup>⑤</sup>	炼钢厂设备, 造纸机, 采矿机械, 挖土机, 印刷机

## 单 包 络 蜗 轮 副

B 蜗轮: 10L45  蜗杆: 1040 1215	8~10(0.2~ 0.4) 1~3(0.2~ 0.4) 2~4(0.3~ 0.5)	1.2	由锻钢坯 切削加工 由锻件切削 加工 由棒料切削 加工	无 加热(1,600F), 水淬并回火到布 氏硬度241~285 无	拖拉机转向齿轮
G 驱动蜗轮: 8620			由热轧棒料 切削加工	渗碳, 油淬并回火到硬度Rc58最低 值, 表面深度: 0.020~0.030英寸	汽车燃气蜗轮机 变速器驱动蜗轮

H (同“圆柱蜗杆”的“H”)

(续)

钢 号 <sup>①</sup>	尺 寸(英寸)		成形工艺	热 处 理	应 用
	节圆直径 <sup>②</sup>	齿 面 宽			
交 错 轴 圆 柱 齿 轮 副					
B 1040 1144	1~3 (0~0.2)	0~2	由锻件或冷 精轧钢切削加 工	加热(1,550F),水淬, 回火(300F) 并表面感应加热淬火0.050~0.100美 寸, 回火(300F); 或表面感应淬火 和炉内回火。	拖拉机辅助传动
4118型	1~3 (0~0.2)	0~2	由锻件切削 加工	渗碳(1,700F), 重新加热, (1,550 F), 油淬并回火(300F)。表面渗碳 深度: 0.9~1.2mm到2.0~2.4mm。	
4140H	1~3 (0~0.2)	0~2	由锻件切削 加工	加热(1,550F),油淬并回火(300F)	
F <sup>⑤</sup>					
1117	1.4 (最大)	0.75 (最大)	滚制	渗碳(1,500~1,700F)	卡车发动机

① 除有标明者外, 都是AISI或SAE标准钢。

② B的括弧中的数字是弧齿厚(锥齿轮的弦齿厚);  
E的括弧中的数字是法向齿距。

③ 径节——齿数与节圆直径(英寸)之比。

④ 弧齿距——节圆上相邻齿对应点之间的弧长。

⑤ 重型车渗碳齿轮的表面深度随径节而变化, 如下:

径 节	精加工前	精加工后
4.5~8	0.040~0.050英寸	0.035~0.050英寸
9~10	0.030~0.040	0.025~0.040
10~13	0.020~0.030	0.018~0.030
13~16	0.015~0.025	0.012~0.025
16~20	0.013~0.020	0.010~0.020

渗碳齿轮需要进一步精加工时, 必须符合“精加工后”的尺寸; 其他则必须符合“精加工前”的尺寸。所有其他表面硬化处理, 其表面深度随时间而异。通过对齿轮热处理时的变形倾向的认识, 经验地确定。

⑥ 浅渗碳层(0.030~0.035英寸)的低碳钢: 渗碳(1,700F), 降温到1,525F, 油淬, 回火到所要求的硬度。深渗碳层(0.200英寸)的低碳钢: 渗碳(1,800F 90小时), 冷却并在1,500F均温, 冷却到空温, 重新加热到1,525F, 根据钢种油淬或水淬, 350F回火。高碳钢齿轮冷却到-120F以减少残余奥氏体。

## 2 齿轮用铸铁

铸铁齿轮与钢齿轮相比, 具有成本低、被切削性能好、耐磨性高、噪声低等优点。

灰铸铁强度低, 塑性差, 常用来制造对强度要求不高, 但需耐磨的齿轮。球墨铸铁具有较高的强度和一定的塑性及韧性, 是较好的齿轮铸铁材料。球墨铸铁最适合于制造开式齿轮, 可提高抗磨性; 用来制造大型齿轮时可提高切削刀具的寿命; 利用其噪声低的特点, 可以制造出特殊要求低噪声的齿轮。常用齿轮铸铁材料还有可锻铸铁。

各种铸铁的性能对比见表10.1-21。

### 2.1 齿轮用灰铸铁

灰铸铁强度较低, 脆性较大, 但耐磨性较好。减振性好, 有最小的缺口敏感性; 还有良好的铸造性能及被切削性能, 生产工艺简单, 价格低廉。

#### 2.1.1 灰铸铁的分类

灰铸铁的牌号按强度分成7个等级, 其化学成分和机械性能见表10.1-22。用作齿轮材料的主要是高牌号灰铸铁。

#### 2.1.2 灰铸铁的性能

表10.1-23给出了不同牌号灰铸铁的性能变化趋势。

表10.1-21 常用齿轮铸铁性能对比

性能	铸铁种类	灰铸铁	珠光体型可锻铸铁	球墨铸铁
抗拉强度 $\sigma_b(N/mm^2)$		100~400	450~700	400~1200
屈服强度 $\sigma_{0.2}(N/mm^2)$		/	280~550	250~840
延伸率 $\delta(\%)$		0~1	2~5	1~17
弹性模量 $E \times 10^4(N/mm^2)$		6~16.6	17~19	15~18
疲劳极限 $\sigma_{-1}(N/mm^2)$		80~200	230~270	210~330
硬度 (HB)		143~269	152~270	121HB~HRC43
冲击韧性 $\sigma_K(J/cm^2)$		1~11	6~20	15~30
齿根弯曲疲劳极限 $\sigma_F(N/mm^2)$		50~110	140~230	150~320
齿面接触疲劳极限 $\sigma_H(N/mm^2)$		300~520	380~580	430~1370
减振性 (相移振幅比值的对数), 应力为 $110N/mm^2$		6.0	3.30	2.2~2.6
被切削性 (m/min)		60	18	30

表10.1-22 灰铸铁牌号及其化学成分和机械性能

牌 号	化 学 成 分 (%)					机械性能( $\geq$ )	
	C	Si	Mn	P	S	$\sigma_b(N/mm^2)$	$\sigma_{0.2}(N/mm^2)$
HT100	不控制	不控制	不控制	不控制	不控制	100	260
HT150	3.3~3.6	1.8~2.2	0.5~0.8	<0.3	<0.15	150	330
HT200	3.1~3.4	1.5~2.0	0.6~0.9	<0.3	<0.12	200	400
HT250	2.9~3.2	1.4~1.8	0.8~1.1	<0.2	<0.12	250	470
HT300	2.8~3.2	1.3~1.7	0.8~1.1	<0.2	<0.12	300	540
HT350	2.7~3.1	1.0~1.4	0.9~1.2	<0.15	<0.10	350	610
HT400	2.7~3.0	1.0~1.4	1.0~1.3	<0.15	<0.10	400	680

灰铸铁具有很小的缺口系数, 表 10.1-24 给出了一些参考数据。

## 2.2 球墨铸铁

球墨铸铁的性能介于钢和灰铸铁之间; 铸造性能和被切削性能近于灰铸铁, 而强度和韧性则近于

钢, 并具有一定的塑性。它是一种很有发展前途的齿轮材料。

### 2.2.1 球墨铸铁的分类

球墨铸铁的牌号按强度分为 7 个等级, 其基体组织和机械性能列于表 10.1-25。作为齿轮用材料主要是珠光体和贝氏体球铁。

表 10.1-23 灰铸铁性能变化趋势

牌号	HT100	HT150	HT200	HT250	HT300	HT350	HT400
性能	— 强度性能 —>						
	← 被切削性能 —						
	— 加工后表面光洁度 —>						
	← 耐温度急变性 —						
	— 高温强度 —>						
	— 减振性 —						
	— 弹性模量 —>						
	← 缺口敏感性 —						
— 耐磨性 —>							

注：箭头指向性能改善方向。

表 10.1-24 不同强度的灰铸铁与其它钢铁材料的缺口系数比较

材 料			缺口系数 $\beta = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_{-1K}}$
灰 铸 铁	$\sigma_s$	163	1.05
		213	1.09
		261	1.20
		298	1.24
球 墨 铸 铁	$\sigma_s$	400	1.5
		700	1.7
铸 钢 (ZG25)		1.6	
锻 钢		2.1	

表 10.1-25 球墨铸铁的牌号、基体组织和机械性能

牌 号	基 体	$\sigma_s$	$\sigma_{0.2}$	$\delta$	$a_5$	(HB)
		(N/mm <sup>2</sup> )	(N/mm <sup>2</sup> )	(%)	(J/cm <sup>2</sup> )	
QT400-17	铁素体	400	250	17	60	≤170
QT420-10	铁素体	420	270	10	30	≤207
QT500-6	铁素体+珠光体	500	350	5	—	147~241
QT600-2	珠光体	600	420	2	—	229~302
QT700-2	珠光体	700	490	2	—	229~302
QT800-2	珠光体	800	560	2	—	241~321
QT1200-1	下贝氏体	1200	840	1	30	≥HRC38

各类球铁的性能变化趋势列于表 10.1-26。

表10.1-26 各类牌号球铁性能的变化趋势

牌号	QT400-17	QT420-10	QT500-6	QT600-2	QT700-2	QT800-2	QT1200-1
性  能			— 抗拉强度 —————→				
			— 延伸率 —————→				
			— 弹性模量 —————→				
			— 硬度 —————→				
			— 冲击值 —————→				
			— 小能量多冲抗力 —————→				
			— 疲劳极限 —————→				
			— 耐磨性 —————→				
			— 减振性 —————→				
			— 耐温度急变性 —————→				
		— 被切削性 —————→					

注：箭头指向性能改善方向。

2.2.2 球墨铸铁的金相组织及性能

球墨铸铁中的石墨球化等级按球状石墨的圆整度及数量的多少共分为8级。生产中一般控制在2~

4级。

表 10.1-27 列出了各类球墨铸铁的组织状态及机械性能。

表10.1-27 球墨铸铁的组织状态和机械性能

球铁种类	热处理状态	$\sigma_b$ (N/mm <sup>2</sup> )	$\delta$ (%)	(HB)	$\alpha_k$ (J/cm <sup>2</sup> )
铁素体	铸态	450~550	10~20	137~193	30~150
铁素体	退火	400~500	15~25	121~179	60~150
珠光体+铁素体	铸态或退火	600~600	6~10	147~241	20~80
珠光体	铸态	600~750	2~4	217~269	15~30
珠光体	正火	700~850	2~5	228~302	20~50
珠光体+碎块状铁素体	仍保留奥氏体化正火	800~900	4~8	207~285	30~80
贝氏体+碎块状铁素体	仍保留奥氏体化等温淬火	900~1100	2~6	HRC32~40	40~100
下贝氏体	等温淬火	1200~1500	1~3	HRC38~50	30~160
回火索氏体	淬火, 550~600℃回火	900~1200	1~5	HRC32~43	20~60
回火马氏体	淬火, 200~250℃回火	700~800	0.5~1	HRC50~61	10~20

表 10.1-28 列出了各类球墨铸铁的齿根弯曲疲劳强度。

表10.1-28 球铁齿轮的齿根弯曲疲劳强度

球铁种类	硬度	$P=0.5$ 时疲劳曲线方程	失效概率 $P$	循环基数 $N_0$	疲劳极限 ( $\sigma_{Flim}$ ) ( $N/mm^2$ )
珠光体	244HB	$\sigma_F^{3.209} N=4.0735 \times 10^{14}$	0.50	$5 \times 10^6$	292.0
			0.01	$5 \times 10^6$	198.2
上贝氏体	HRC37	$\sigma_F^{5.1704} N=2.272 \times 10^{13}$	0.50	$3 \times 10^6$	308.48
			0.01	$3 \times 10^6$	289.45
下贝氏体	HRC43.5	$\sigma_F^{4.8878} N=2.0116 \times 10^{13}$	0.50	$3 \times 10^6$	263.01
			0.01	$3 \times 10^6$	236.91
下贝氏体	HRC41.8	$\sigma_F^{5.8928} N=1.7844 \times 10^{16}$	0.50	$3 \times 10^6$	324.25
			0.01	$3 \times 10^6$	307.36
钒铁 下贝氏体	HRC32.3	$\sigma_F^{6.6307} N=2.5074 \times 10^{13}$	0.50	$3 \times 10^6$	427.84
			0.01	$3 \times 10^6$	407.45
合金钢 (调质)	HRC37.5		0.01	$3 \times 10^6$	305.0
合金铸铁 (调质)	HRC37.5		0.01	$3 \times 10^6$	255.0

不同种类球墨铸铁的接触疲劳强度见表 10.1-29。

表10.1-29 球铁齿轮的接触疲劳强度

球铁种类	硬度	$P=0.5$ 时疲劳曲线方程	失效概率 $P$	循环基数 $N_0$	疲劳极限 $\sigma_{Hlim}$ ( $N/mm^2$ )
铁素体	180HB	$\sigma_H^{14.161} N=5.194 \times 10^{16}$	0.50	$5 \times 10^7$	669.1
			0.01	$5 \times 10^7$	538.5
珠光体+铁素体	226HB	$\sigma_H^{13.94} N=2.242 \times 10^{17}$	0.50	$5 \times 10^7$	687
			0.01	$5 \times 10^7$	632
珠光体	283HB	$\sigma_H^{13.941} N=3.688 \times 10^{16}$	0.50	$5 \times 10^7$	758
			0.01	$5 \times 10^7$	715
下贝氏体	HRC41	$\sigma_H^{4.5} N=1.307 \times 10^{21}$	0.50	$10^7$	1371
			0.01	$10^7$	1236
铁素体(软氮化)	HRC64	$\sigma_H^{20.83} N=2.307 \times 10^7$	0.50	$10^7$	1100
			0.01	$10^7$	1060

在齿面硬度低于 250HB 的情况下, 球墨铸铁齿轮齿面的接触疲劳强度不低于钢。若将不同牌号的球铁与不同种类的钢相比较, 则珠光体球铁的接触疲劳强度相当于调质钢, 而贝氏体球铁的接触疲

劳强度处于调质钢和渗碳钢之间, 相当于氮化钢的水平。

不同基体球墨铸铁的断裂韧性  $K_{Ic}$  值列于表 10.1-30。

表 10.1-30 球墨铸铁的断裂韧性

球铁种类	珠光体	铁素体	下贝氏体	奥-上贝氏体
$K_{Ic} (N/mm^{3/2})$	900~1200	2410~2620	1310~1880	2700~2910

2.2.5 球墨铸铁的热处理

球铁的常用热处理工艺列于表 10.1-31。

表 10.1-31 球铁的热处理工艺

热处理工艺	目的	工艺举例	基体组织	备注
高温退火	消除白口及游离渗碳体, 并使珠光体分解, 改善被切削性能, 提高塑性、韧性		铁素体	
低温退火	使珠光体分解, 提高塑性、韧性		铁素体	铸态, 无游离渗碳体
高温奥氏体化正火	提高组织均匀性及强度、硬度、耐磨性或消除白口及游离渗碳体		珠光体+少量铁素体(牛眼状)	复杂铸件正火后需进行回火



(续)

热处理工艺	目的	工艺举例	基体组织	备注
等温淬火	提高强度、硬度、耐腐性及韧性		上贝氏体+残余奥氏体	铸态组织应无游离渗碳体
			下贝氏体+残余奥氏体	
			下贝氏体+马氏体+残余奥氏体	

### 2.3 可锻铸铁

可锻铸铁亦称马铁，是白口铸铁经退火而获得，它有较高的强度和塑性，近似于钢和球墨铸铁，而耐磨性和减振性优于普通碳钢，铸造性能比灰铸铁差，被切削性能优于钢而接近灰铸铁。

#### 2.3.1 可锻铸铁的分类、化学成分及性能

可锻铸铁分为白心可锻铸铁和黑心可锻铸铁两大类。黑心可锻铸铁的基体为铁素体或珠光体。作为齿轮材料，主要是采用珠光体可锻铸铁。

可锻铸铁的牌号、化学成分和性能列于表10.1-32。

表10.1-32 可锻铸铁的牌号、成分和性能

分 类	牌 号	性 能			化 学 成 分 (%)				
		$\sigma_b(N/mm^2)$	$\delta$ (%)	(HB)	C	Si	Mn	P	S
								不大于	
铁素体可锻铸铁	KT30-6	300	6	120~163	2.2~2.8	1.2~1.8	0.4~0.6	0.1	0.2
	KT38-8	330	8	120~163					
	KT36-10	350	10	120~163					
	KT37-12	370	12	120~163					
珠光体可锻铸铁	KTZ45-5	450	5	152~219	2.2~2.8	1.2~2.0	0.8~1.2	0.1	0.2
	KTZ50-4	500	4	179~241					
	KTZ60-3	600	3	201~269					
	KTZ70-2	700	2	240~279					

#### 2.3.2 可锻铸铁的金相组织和热处理

可锻铸铁件未退火时称为生坯，生坯的金相组织为珠光体+渗碳体+莱氏体，不允许出现石墨，

因为即使是很小的石墨点也会在退火时形成片状石墨而强烈地降低可锻铸铁的性能。生坯经过不同的热处理可获得不同类型的可锻铸铁。表10.1-33是退火工艺举例。

表10.1-33 可锻铸铁的退火工艺举例

基体组织	化学成分 (%)					孕育剂 (%)	退火工艺
	C	Si	Mn	P	S		
铁素体	2.5~2.7	1.25~1.40	0.25~0.50	0.05~0.07	<0.15	B 0.001 Bi 0.008 Al 0.008	
片状珠光体	2.4~2.6	1.3~1.6	0.4~0.8	<0.1	<0.2		
粒状珠光体	2.4~2.8	1.0~1.3	0.85~1.20	<0.10	<0.15		

3 齿轮用有色金属

用作齿轮的有色金属主要是铜合金。

3.1 常用齿轮铜合金

常用齿轮铜合金的牌号及化学成分列于表10.1-34，这些铜合金的主要特性及应用见表10.1-35，各种铜合金的机械性能见表10.1-36及表10.1-37。

表 10.1-34 常用齿轮合金材料的化学成分

合金牌号	主 要 化 学 成 分 (%)									
	Cu	Fe	Al	Pb	Su	Si	Ni	Mn	P	Zn
HAI 60-171 (铝黄铜)	58.0~61.0	0.75~1.50	0.75~1.60	—	—	—	—	0.1~0.4	—	余量
HAI 60-6-3-2 (铝黄铜)	64.0~68.0	2.0~4.0	6.0~7.0	—	—	—	—	1.5~2.5	—	余量
48-3-3-1 铝黄铜 (ZHP48-3-2-1)	48.0~50.0	0.5~1.0	—	2.5~4.0	—	—	—	1.5~2.5	—	余量
60-6-3-2 铝黄铜 (ZHA1 60-6-3-2)	64.0~68.0	2.0~4.0	5.0~7.0	—	—	—	—	1.5~2.6	—	余量
58-2-3 铝黄铜 (ZHM58-2-2)	57.0~60.0	—	—	1.5~2.0	—	—	—	1.5~2.5	—	余量
6.5-0.1 锡青铜 (QSn6.5-0.1)	余量	—	—	—	6.0~7.0	—	—	—	0.1~0.25	—
7-0.2 锡青铜 (QSn7-0.2)	余量	—	—	—	6.0~8.0	—	—	—	0.1~0.25	—
5 铝青铜 (QA15)	余量	—	4.0~6.0	—	—	—	—	—	—	—
7 铝青铜 (QA17)	余量	—	6.0~8.0	—	—	—	—	—	—	—

(续)

合金牌号	主要化学成分 (%)									
	Cu	Fe	Al	Pb	Sn	Si	Ni	Mn	P	Zn
9-6铝青铜 (QA19-6)	余量	2.0~4.0	8.0~10.0	—	—	—	—	—	—	—
10-3-1.5铝青铜 (QA10-3-1.5)	余量	2.0~4.0	8.5~10.0	—	—	—	—	1.0~2.0	—	—
10-4-4铝青铜 (QA10-4-4)	余量	3.5~5.5	9.5~11.0	—	—	—	3.5~5.5	—	—	—
6-6-3锡青铜 (ZQSn6-6-3)	余量	—	—	2.0~4.0	8.0~7.0	—	—	—	—	8.0~7.0
7-0.2锡青铜 (ZQSn7-0.2)	余量	—	—	—	8.0~7.0	—	—	—	0.1~0.4	—
10-1锡青铜 (ZQSn10-1)	余量	—	—	—	8.0~11.0	—	—	—	0.8~1.2	—
10-2-1锡青铜 (ZQSn10-2-1)	余量	—	—	1.0~2.5	8.0~11.0	—	—	—	0.8~1.2	—
9-2铝青铜 (ZA19-2)	余量	—	8.0~10.0	—	—	—	—	1.5~2.5	—	—
9-4铝青铜 (ZA19-4)	余量	2.0~4.0	8.0~10.0	—	—	—	—	—	—	—
10-3-1.5铝青铜 (ZQA10-3-1.5)	余量	2.0~4.0	9.0~11.0	—	—	—	—	1.0~2.0	—	—

表10.1-35 各种铜合金的特性及用途

合金牌号	主要特性	用途
HA160-1-1	强度高, 耐蚀性好	耐蚀齿轮、蜗轮
HA166-6-3-2	强度高、耐磨性好、耐蚀性好	大型蜗杆
ZHPb48-3-2-1	强度高、耐磨性好、耐蚀性好、铸造性能好	蜗 轮
ZHA166-6-3-2	强度、硬度及耐磨性很高, 但塑性较低	重载大型蜗杆
ZHMn58-2-2	强度较高、减摩性好	蜗 轮
QSn5.5-0.1	强度高、耐磨性好、压力加工性能好	精密仪器齿轮
QSn7-0.2	强度高、耐磨性好	蜗 轮
QA15	较高的强度和耐磨性及耐蚀性	耐蚀齿轮、蜗轮
QA17	强度高于QA15	同 上
QA19-4	高的强度、减摩性及耐蚀性	高负荷齿轮、蜗轮
QA110-3-1.5	高的强度和耐蚀性, 可淬火强化, 高温抗氧化性, 耐蚀性好	高温下使用齿轮
QA110-4-4	高温(400℃)机械性能稳定, 减摩性好	高温下使用齿轮
ZQSn6-6-3	强度高、耐磨性好、减摩性好, 能承受冲击载荷	中等高载荷下的小蜗轮
ZQSn7-0.2	强度较高、耐磨性好	中等载荷的蜗轮
ZQSn10-1	高强度、耐冲击、较好的减摩性	耐磨、耐冲击的齿轮、蜗轮
ZQSn10-3-1	性能和ZQSn10-1相近, 因加了铅, 切削性能更好	同ZQSn10-1
ZQA19-2	高强度、耐磨性和减摩性都好	较大的齿轮和蜗轮
ZQA19-4	强度高、耐磨性好、耐蚀性好	高载荷并带冲击的齿轮和蜗轮
ZQA110-3-1.5	高强度、好的耐磨性和热稳定件(600℃时保持足够的强度)	高速、高温(400℃以下)下工作的齿轮、蜗轮

表10.1-36 黄铜、青铜加工产品的机械性能

合金牌号	$\sigma_b$ (N/mm <sup>2</sup> )		$\delta_5$ (%)		$\psi$ (%)	$\sigma_k$ (J/cm <sup>2</sup> )	(HB)	
	软的①	硬的②	软的	硬的			软的	硬的
HA100-1-1	441	735	—	—	—	—	—	180
QSn6.5-0.1	343~441	686~784	196~245	578~637	—	—	8	180~200
QSn7-0.2	353	—	225	—	—	—	7.6~11.2	70~80
QA15	377	735	157	529	50	—	—	75
QA17	461	960	245	—	75	108	—	200
QA19-4	490~588	784~880	186	343	36	59~69	—	154
QA110-3-1.5	490~588	686~882	206	—	55	59~78	—	180~200
QA110-4-4	588~686	882~1078	323	539~588	45	29~39	9~15	129~140

① 软的为退火态。  
② 硬的为压力加工态。

表10.1-37 铸造黄铜、铸造青铜的机械性能

合金牌号	铸造方法	机械性能(≥)			合金牌号	铸造方法	机械性能(≥)		
		$\sigma_b$ (N/mm <sup>2</sup> )	$\delta_5$ (%)	HB			$\sigma_b$ (N/mm <sup>2</sup> )	$\delta_5$ (%)	(HB)
ZHPb48-3-2-1	S① J②	392 441	10 10	100 120	ZQSn10-1	S	218	3	80
ZHA169-6-3-2	S	588	7	160	ZQSn10-2-1	S	245	5	80
ZHMn58-2-2	J	637	7	160	ZQA19-2	J	—	—	—
ZQSn6-3-3	S	245	10	70	ZQA19-4	S	245	5	75
	J	343	18	80		J	392	20	85
	S	176	8	60		S	441	20	95
	J	196	10	85		J	490	12	110
ZQSn7-0.2	S	196	10	70		S	441	10	110
	J	216	15	80		J	460	20	120

① S—砂型铸造。  
② J—金属型铸造。

某些蜗轮蜗杆副的材料选配及许用接触应力 $\sigma_{HP}$ 见表10.1-40。

3.2 蜗杆蜗轮副材料的选用

常用蜗杆和蜗轮材料见表10.1-38和10.1-39。

表10.1-38 蜗杆常用材料

材 料 牌 号	热 处 理	硬 度	齿 面 粗 糙 度
45、35SiMn、42SiMn、37SiMn2MoV、 40Cr、38SiMnMo	表面淬火	HRC=45~55	$R_a$ 为3.2~8.3 $\mu$ m
20MnVB、20SiMnVB、20Cr、20CrMnTi	渗碳淬火	HRC=58~63	$R_a$ 为3.2~6.3 $\mu$ m
45 (用于不重要的传动)	调 质	HB<270	$R_a$ 为25 $\mu$ m

表10.1-39 蜗轮常用材料

蜗轮材料	铸造方法	适用的 滑动速度 (m/s)	机 械 性 能	
			$\sigma_s$	$\sigma_b$
			(N/mm <sup>2</sup> )	
ZQSn10-1	砂 型	$\leq 12$	137	210
	金属型	$\leq 25$	196	245
ZQSn6-6-3	砂 型	$\leq 10$	78	176
	金属型	$\leq 12$	78	196

表10.1-40 几种蜗轮蜗杆副材料选配及许用接触应力 $\sigma_{HP}$ (N/mm<sup>2</sup>)

蜗轮材料	蜗杆材料	滑 动 速 度 (m/s)							
		0.25	0.5	1	2	3	4	6	8
ZQA9-4 ZQA110-3-1.5	钢(淬火) <sup>①</sup>	—	245	226	206	177	157	118	88.3
ZHMn68-2-2	钢(淬火) <sup>①</sup>	—	211	196	177	147	132	83.2	73.6
HT200 HT150 ( $H_f=120\sim 150$ )	渗碳钢	167	127	113	88.3	—	—	—	—
HT150 ( $H_f=120\sim 150$ )	钢 (调质或正火)	137	108	88.3	68.7	—	—	—	—

① 蜗杆未经淬火时，需将表中 $\sigma_{HP}$ 值降低20%。

## 第 2 章 齿轮热处理

齿轮的热处理主要有调质、表面淬火、渗碳和  
碳氮共渗以及渗氮等工艺。

调质齿轮的硬度配合要合适,表 10.2-1 和表  
10.2-2 是水泥工业大型磨机减速器齿轮副硬度选配  
的两个例子。

### 1 齿轮的调质

表 10.2-3 是常用减速器齿轮副的硬度选配方  
案,可供参考。

#### 1.1 调质齿轮副的硬度选配

表 10.2-1 大型磨机减速器齿轮副硬度选配(一)

齿轮名称	硬度 (HB)	热 处 理
一级小齿轮	280~320	调 质
一级大齿轮	320~280	
二级小齿轮	330~380	
二级大齿轮	280~320	

表 10.2-2 大型磨机减速器齿轮副硬度选配(二)

齿轮名称	功率 800~2000kW		功率 ≥4000kW	
	硬度 (HB)	热 处 理	硬度 (HB)	热 处 理
一级小齿轮	500	渗 碳	320	调 质
一级大齿轮	300	调 质	270	
二级小齿轮	500	渗 碳	320	
二级大齿轮	300	调 质	270	

表 10.2-3 各类齿轮副的硬度选配方案

齿面硬度	齿轮 种类	热 处 理		齿轮工作齿 面硬度差	工作齿面硬度举例	
		小齿轮	大齿轮		小 齿 轮	大 齿 轮
软 齿 面 (HB ≤ 350)	直齿 及 人字齿	调质	正火	$(HB_1)_{\min} - (HB_2)_{\max} \geq (20 \sim 25) \text{①}$	260~290HB	180~210HB
			调质		270~300HB	200~230HB
软、硬齿面组合 (HB <sub>1</sub> > 350, HB <sub>2</sub> ≤ 350)	斜齿 及 人字齿	表面 淬火	正火	$(HB_1)_{\min} - (HB_2)_{\max} \geq (40 \sim 50)$	240~270HB	160~190HB
			调质		260~290HB	180~210HB
硬 齿 面 (HB > 350)	直齿、斜齿 及 人字齿	渗氮 渗碳	调质	齿面硬度差很大	HRC45~50	270~300HB 200~230HB
			表面 淬火		HRC56~62	270~300HB 200~230HB
硬 齿 面 (HB > 350)	直齿、斜齿 及 人字齿	渗氮 渗碳	表面 淬火	齿面硬度大致相等	HRC45~50	
			调质		HRC56~62	

① HB<sub>1</sub>和HB<sub>2</sub>分别表示小齿轮和大齿轮的硬度。



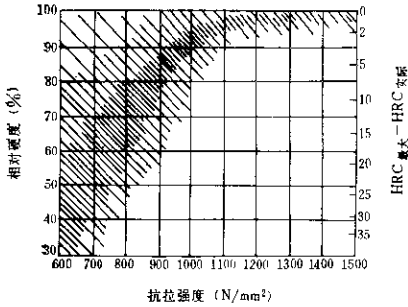


图10.2-1 要求的最高硬度与调质钢强度之间的关系

### 1.2 齿轮钢材调质硬度的确定

调质齿轮淬火后的最低硬度由表10.2-1所要求

的强度，并考虑具有足够的韧性。齿轮所需强度越高，相应其硬度也就要求越高，因此淬火时马氏体转变就应当越完全。这种关系由图10.2-1表示，图中影线重迭区具有较高的韧性。

相对硬度值的大小对调质钢的强度、塑性和韧性有影响，特别是在高强度时这种影响就显得更大，图10.2-2给出了这种关系。

### 1.3 齿轮钢材的调质深度

较大齿轮调质淬火时，由于受到钢材淬透性和冷却条件的限制，往往很难使整个截面淬透。不同种类的钢材，在不同冷却条件下，根据截面尺寸大小的不同，其淬透深度是不一样的。

已知钢材及尺寸大小求截面硬度分布，其求法如下：

- a. 圆棒钢材的求法 方法及步骤见表10.2-4.

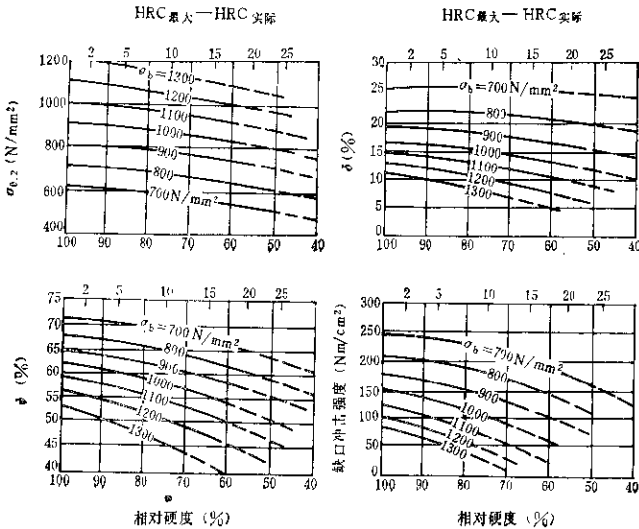


图10.2-2 相对淬火硬度对机械性能的影响

拉试样直径10mm，标距50mm；冲击试样尺寸10×10×55mm，缺口半径1mm，缺口深度2.5mm

表10.2-4 已知钢材及圆棒直径求截面硬度分布的方法

求作方法步骤		参 考 图																																																	
步	<p>已知： 钢材42CrMo，直径120mm</p> <p>求： 油淬后截面的硬度分布</p> <p>利用右图在纵坐标120mm处向右作平行于横坐标的直线，与各曲线相交；通过各交点作横坐标的垂线，得出不同直径处油淬后与末端淬火法中至水冷却距离的关系</p>	<p>直径为120mm的圆截面</p> <p>直径 (mm)</p> <p>240 200 160 120 80 40</p> <p>10 20 30 40 50 60mm</p> <p>H=0.40</p> <p>25 30 35 40</p> <p>端淬试棒</p>																																																	
	<p>利用右图42CrMo钢的淬透性曲线 (图a) 查出相应的硬度值</p> <table border="1"> <thead> <tr> <th>圆棒自表面至中心部距离 (mm)</th> <th>相应于至水冷却距离 (mm)</th> <th>相应硬度值 (HRC)</th> </tr> </thead> <tbody> <tr><td>0</td><td>15</td><td>50</td></tr> <tr><td>5</td><td>21</td><td>47</td></tr> <tr><td>10</td><td>26</td><td>44</td></tr> <tr><td>15</td><td>31</td><td>42</td></tr> <tr><td>20</td><td>35</td><td>41</td></tr> <tr><td>25</td><td>37</td><td>40</td></tr> <tr><td>30</td><td>42</td><td>39</td></tr> <tr><td>35</td><td>47</td><td>38</td></tr> <tr><td>40</td><td>48</td><td>38</td></tr> <tr><td>45</td><td>52</td><td>38</td></tr> </tbody> </table>		圆棒自表面至中心部距离 (mm)	相应于至水冷却距离 (mm)	相应硬度值 (HRC)	0	15	50	5	21	47	10	26	44	15	31	42	20	35	41	25	37	40	30	42	39	35	47	38	40	48	38	45	52	38	<table border="1"> <thead> <tr> <th>相同淬火硬度的棒料直径 (mm)</th> <th>硬度部位</th> <th>淬火</th> </tr> </thead> <tbody> <tr><td>97</td><td>表面</td><td rowspan="3">水淬</td></tr> <tr><td>28 51 74 97 122 147 170</td><td>距中心0.74R</td></tr> <tr><td>18 31 41 51 61 71 81 91 99</td><td>中心</td></tr> <tr><td>20 38 61 70 86 97</td><td>表面</td><td rowspan="3">油淬</td></tr> <tr><td>13 25 31 51 61 71 81 91 102</td><td>距中心3/4R</td></tr> <tr><td>5 13 25 36 43 51 61 71 79</td><td>中心</td></tr> </tbody> </table> <p>硬度 (HRC)</p> <p>至水冷却的距离 (mm)</p> <p>a)</p>	相同淬火硬度的棒料直径 (mm)	硬度部位	淬火	97	表面	水淬	28 51 74 97 122 147 170	距中心0.74R	18 31 41 51 61 71 81 91 99	中心	20 38 61 70 86 97	表面	油淬	13 25 31 51 61 71 81 91 102	距中心3/4R
圆棒自表面至中心部距离 (mm)	相应于至水冷却距离 (mm)	相应硬度值 (HRC)																																																	
0	15	50																																																	
5	21	47																																																	
10	26	44																																																	
15	31	42																																																	
20	35	41																																																	
25	37	40																																																	
30	42	39																																																	
35	47	38																																																	
40	48	38																																																	
45	52	38																																																	
相同淬火硬度的棒料直径 (mm)	硬度部位	淬火																																																	
97	表面	水淬																																																	
28 51 74 97 122 147 170	距中心0.74R																																																		
18 31 41 51 61 71 81 91 99	中心																																																		
20 38 61 70 86 97	表面	油淬																																																	
13 25 31 51 61 71 81 91 102	距中心3/4R																																																		
5 13 25 36 43 51 61 71 79	中心																																																		
歌	<p>2.</p>	<p>e) 42CrMo钢的淬透性曲线</p>																																																	

求 作 方 法 步 骤		参 考 图
已知:	钢材42CrMo, 直径120mm	<p>b) 视段分布曲线</p>
求:	油淬后截面的硬度分布	
步 骤	作出硬度分布曲线 (图b)	

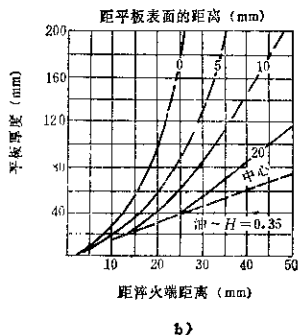
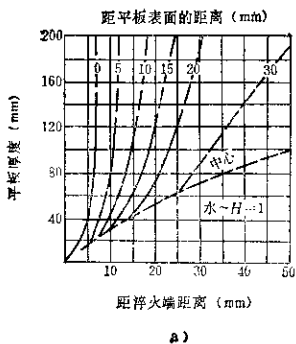


图10.2-3 根据端淬试样的硬度分布求平板试样截面的硬度分布图

b. 板状钢材的求法 方法及步骤与圆棒钢材相同, 只是所采用的参考曲线不一样。图10.2-3a、b分别为平板钢材在水冷及油冷条件下的截面硬度分布曲线图。

c. 齿轮毛坯的求法 齿轮毛坯件调质后截面硬度的分布求法, 其关键是截面尺寸的确定。实际使用中可根据各种齿轮的结构特点归并为圆形截面和板状截面两种, 然后再按上述两种截面的硬度分布求法来求作。表10.2-3列举了7种典型结构齿轮

截面尺寸的确定方法, 可供参考。

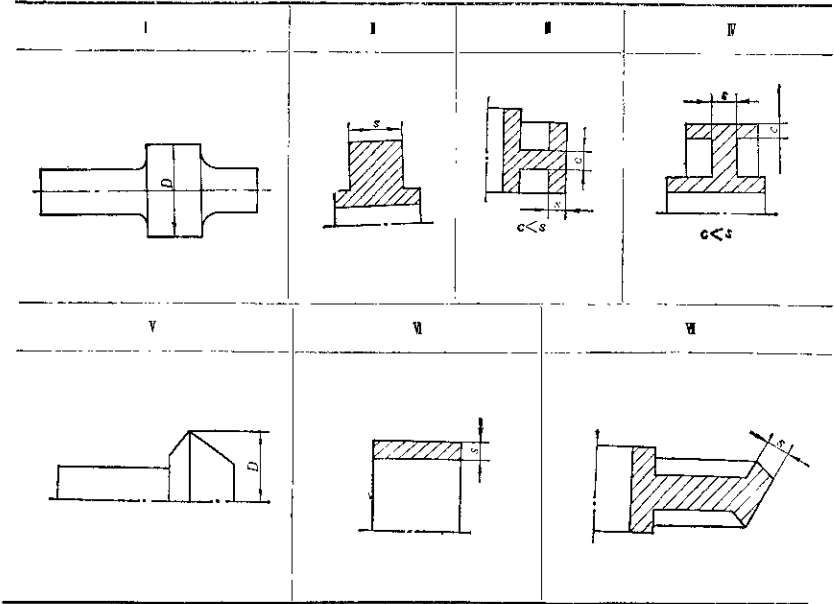
#### 1.4 调质齿轮钢材的选择

调质齿轮钢材的选择举例如下:

已知: 直径300mm的棒料, 用来制作模数8的齿轮, 要求距表面20mm处的强度 $\sigma_b$ 不低于900 N/mm<sup>2</sup>。

求: 采用油淬能满足要求的钢材方法和步骤:

表 10.2-5 典型结构齿轮截面尺寸确定法



1) 利用图10.2-1,  $\sigma_b = 900\text{N/mm}^2$ 时的相对硬度值选取为70%; 已知各类中碳合金钢油淬后的最高硬度值一般都在HRC55左右, 所以相对硬度值70%时的硬度便是HRC55 $\times$ 0.7=HRC38.5。

2) 利用图10.2-4中  $H=0.4$ 的曲线, 在纵座标300mm处向右作平行于横座标的直线与各曲线相交, 从距表面20mm的曲线交点向横座标作垂线, 得出该处油淬后硬度相当于末端淬火法中至水冷端距离为56mm。

3) 利用钢材的淬透性曲线查抄至水冷端距离56mm处其硬度值不低于HRC38.5的钢材, 从表10.2-6查得, 35CrMo、42CrMo、40CrMnMo等钢材均能满足要求, 可根据供货情况适当选用。

### 1.5 大模数齿轮的开齿调质

大模数齿轮采用整体毛坯调质, 由于受到钢材淬透性的限制, 往往在齿根部位不能获得要求的调

质组织和硬度。因此, 当齿轮模数较大时, 如碳素钢齿轮模数大于12时应采用先开齿再调质的工艺。其齿轮的加工工艺路线如下:

毛坯锻造—退火—粗车—精车—粗铣齿(开齿)—调质—精铣齿

图10.2-6所示为42CrMo钢制  $m=22$ 、 $r=20$ 的大齿轮采用开齿调质后轮齿各部位的硬度分布曲线。

采用开齿调质, 由于改善了齿部的冷却条件, 可以采用淬透性较低的合金元素较少的钢材, 从而降低成本。

### 1.6 常用调质齿轮钢材

表10.2-6是常用调质钢材的淬透性和化学成分, 并按钢材淬透性的大小分成8类, 各类钢材推荐的应用范围可参考表10.2-7。

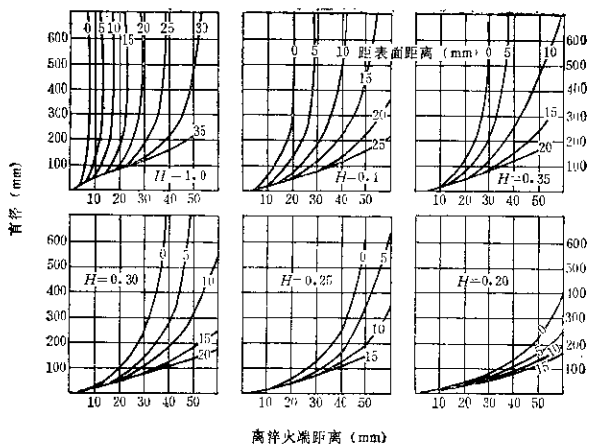


图 10.2-4 根据端淬试样的硬度分孔求大直径圆截面棒料硬度及分孔图

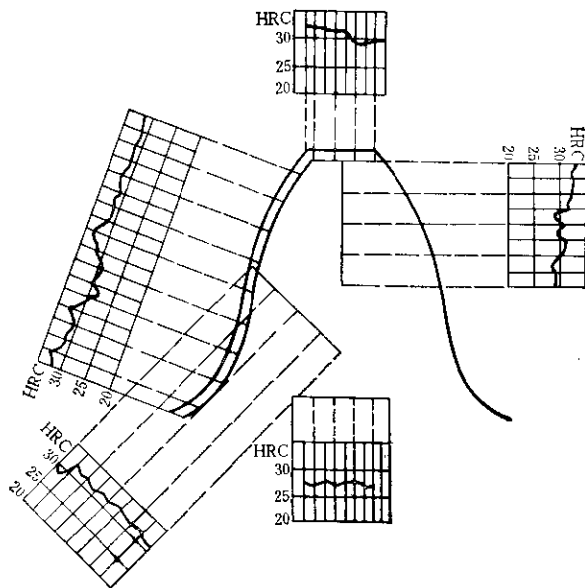
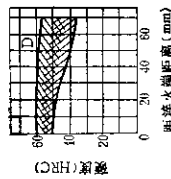


图 10.2-5 开齿调质齿轮的轮齿硬度分布  
模数  $m=22$ , 齿数  $z=20$



(续)

各种钢种的淬透性带	标准钢号				化学成分(%)									
	德国 DIN	法国 AFNOR	英国 BS970	美国 ASTM /SAE	中国 GB/YB	C	Mn	Si	P*	S	Cr	Ni	Mo	
<p>硬度(HRC)</p> <p>距淬火层距离(mm)</p>	C1	34CrMo4			35CrMo	0.32	0.5-0.8	0.15	f,g,h	0.9-1.2			0.15	
	C3	42CrMo4			42CrMo	0.37	0.5-0.8	0.15	f,g,h	0.9-1.2				0.15
	C1		35CD4			0.45	0.6-0.8	<0.4	f,g,h	0.85	0.85			0.20
	C3		42CD4			0.38	0.6-0.8	<0.4	f,g,h	0.85	0.85			0.30
	C2			En19A		0.45	0.5-0.8	0.1	f	0.9-1.2				0.30
	C2			En19		0.45	0.5-0.8	0.1	f	0.9-1.2				0.20
	C1			4135		0.45	0.5-0.8	0.1	f	0.9-1.2				0.20
	C2			4137		0.38	0.7-0.9	0.2	f	0.8	0.8			0.15
	C2			4140	40CrMnMo	0.40	0.7-0.9	0.2	f	1.15	1.15			0.15
	C3			4142		0.43	1.0	0.35	f	0.8	0.8			0.15
	C3			4145		0.45	1.0	0.35	f	0.8	0.8			0.15
	C2			36CrNiMo4		0.48	1.0	0.56	f	0.8	0.8			0.20
	C1			35NCD4		0.32	0.5-0.8	0.15	f,g,h	0.9-1.2	0.9-1.2			0.15
	D2			34CrNiMo6		0.32	0.5-0.9	<0.4	f,g,h	0.4-0.7	0.4-0.7	0.4-0.7	1.4-1.7	0.10
	D3			(42CrNiMo6)		0.38	0.4-0.7	0.15	f,g,h	1.4-1.7	1.4-1.7	1.4-1.7	1.7	0.25
D2			(30NiCrMo7)		0.45	0.4-0.7	0.15	f,g,h	1.4-1.7	1.4-1.7	1.4-1.7	1.7	0.15	
D1			(37NiCrMo7)	4337	0.28	0.4-0.7	0.15	f,g,h	0.9-1.2	0.9-2.1	0.9-2.1	2.1	0.20	
D1			(40NiCrMo7)	4340	0.35	0.6-0.8	0.20	f,g,h	0.7-0.9	0.65	0.7-0.9	0.9	0.30	
D6			(40NiCrMo6)	En24	0.38	0.6-0.8	0.20	f,g,h	0.7-0.9	1.65	0.7-0.9	0.9	0.20	
D3				En28	0.35	0.45	0.10	f,g,h	0.9-1.4	1.3-1.8	0.9-1.4	1.3-1.8	0.20	
					0.45	0.5-0.7	0.10	f,g,h	0.5-0.8	0.3-2.8	0.5-0.8	0.3-2.8	0.40	
					0.44	0.5-0.7	0.10	f,g,h	0.5-0.8	0.3-2.8	0.5-0.8	0.3-2.8	0.40	



材料	牌号	硬度 HRC	距离火端距离 (mm)	硬度 HRC	距离火端距离 (mm)	硬度 HRC	距离火端距离 (mm)	硬度 HRC	距离火端距离 (mm)	硬度 HRC	距离火端距离 (mm)	硬度 HRC	距离火端距离 (mm)
30CrNiMo8 (40CrNiMo8)	E1	30NCD8	0.28 -0.34	0.3-0.6	0.15 -0.35	f,g,h	1.8-2.1	1.8-2.1	0.25 -0.35				
	E3		0.37 -0.43	0.3-0.6	0.15 -0.36	f,g,h	1.9-2.1	1.9-2.1	0.25 -0.35				
	E1		0.28 -0.34	<0.5	<0.4	f,g,h	1.9-2.4	1.9-2.4	0.5-0.8				
	E6	34CrNi3Mo②	0.30 -0.40	<0.4	<0.35	f,g,h	4.2-1.5	4.2-1.5	3.7-0.3				
	E3	En26	0.36 -0.44	0.5-0.7	0.1 -0.35	f,g,h	0.5-0.8	0.5-0.8	0.4-0.7				
	E1	En27	0.30 -0.35	<0.7	0.1 -0.35	f,g,h	0.5-1.3	0.5-1.3	3.0 -3.76	0.2 -0.65			
E6	En28	0.30 -0.40	<0.7	0.1 -0.35	f,g,h	0.75 -1.15	3.0-4.5	0.2 -0.35					
34NiCrMo16	F2		0.30 -0.36	0.4-0.7	0.15 -0.35	g,h	1.6-2.0	3.7-4.2	0.25 -0.45				
	F1	30NCD16	0.28 -0.35	0.15 -0.40	0.10 -0.40	h	1.2-1.5	3.7-4.7	0.40 -0.60				
	F1		0.28 -0.34	0.4-0.6	0.10 -0.35	h	1.1-1.4	3.9-4.3	0.20 -0.40				
	F3	40NCD18	0.35 -0.45	0.15 -0.55	0.10 -0.40	h	1.4-1.7	4.3-4.8	0.40 -0.60				

3=淬透性带的上部区,左部斜线  
 2=淬透性带的中部区,网格线  
 1=淬透性带的下部区,右部斜线  
 阴影=淬透性带的全部阴影区域

注: A, B组可以用于正火态。

① 此列是在添加的,还可根据钢的淬透性曲线分别列入各表。

② 可用37SiNi2MoV替代。



表10.2-7 推荐的A~F组调质钢的应用范围①

尺 寸 (mm)	抗 拉 强 度 $\sigma_s$ (N/mm <sup>2</sup> )						
	588~735	686~833	784~931	882~1029	980~1127	1078~1225	1176~1323

## 圆 棒 直 径

~40	A1, A2	A3, B, C	B2, C	C	C3, D	D	D
>40~80	A2	A3, B, C	B3, C, D	C3, D	D	D, E	D, D3, E
>80~120	B, C1	C	C2, C3, D	D	D, E	D2, D3, E	E
>120~180	B, C1	C	C2, C3, D	D, E	E	E	E
>180~250	B, C1	C2, C3, D	D	D2, D3, E	E	E	E
>250	B2, B3, C	C2, C3, D	D2, D3, E	E	E	E, F	E, F

## 轮 架 的 厚 度

~20	A1	A2, B	C	C, D	D	D	D
>20~40	A2	B, C	C, D	C, D	D	D	D, E
>40~60	A2, B	B, C	C, D	D	D	D, E	E
>60~80	B, C	C, D	D	D	D, E	D, E	E
>80~120	B, C	C, D	D	D, E	E	E	E, F
>120	C	D	D, E	E	E	E, F	E, F

## 齿 轮 坯 的 厚 度

~12.5	A1, A2	A2, B	B, C	C	C, D	C, D	D
>12.5~25	A1, A2	B, C	C	C, D	D	D	D
>25~50	A2	B, C	C, D	C, D	D	D	D, E
>50~100	A2, B	C	C, D	D	D, E	E	E
>100~200	B	C	D	D	D, E	E, F	E, F
>200	B	C	D	D	D, E	E, F	E, F

① 表中A~F组钢的成分见表10.2-6。

## 2 齿轮的表面加热淬火

## 2.1 表面淬火齿轮的技术条件

a. 硬化层分布形式 齿轮表面淬火硬化层分

布形式、强化效果及应用范围列于表10.2-8, 以供参考。

b. 硬化层及心部技术条件 齿轮表面淬火硬化层及心部技术条件见表10.2-9, 硬化层深度的确定可参考表10.2-10。

表 10.2-8 齿轮表面淬火硬化层分布形式及应用范围





硬化层分布形式	工艺方法	强化效果	应用范围	应用范围
 (齿根不淬硬)	回转变热淬火法	齿面耐磨性提高; 弯曲疲劳强度没有多大影响, 许用弯曲应力不高于该钢材调质后的水平	高频 (包括超音频) 淬火	中频 (2.5kHz、8kHz) 淬火 处理齿轮直径由设备功率决定; 齿宽 35~150mm, 个别可达 400mm; $m \leq 10$
 (齿根淬硬)	回转变热淬火法	齿面耐磨性及齿根弯曲疲劳强度都得到提高; 作用弯曲应力比调质状态提高 30~50%; 可部分代替渗碳齿轮	处理齿轮直径由设备功率决定; 齿宽 10~100mm; $m \leq 5$	处理齿轮直径由设备功率决定; 齿宽 35~150mm, 个别可到 400mm; $m \leq 10$
 (齿根不淬硬)	连续加热淬火法	齿面耐磨性提高; 弯曲疲劳强度受一定影响 (一般硬化层系于离齿根 2~3mm 处); 许用弯曲应力不高于该钢材调质后的水平	齿轮直径不受限制	齿轮直径不受限制 $m \geq 8$
 (齿根淬硬)	箱式炉连续加热淬火法	齿面耐磨性及齿根弯曲疲劳强度均提高; 许用弯曲应力比调质状态提高 30~50%; 可部分代替渗碳齿轮	齿轮直径不受限制	齿轮直径不受限制 $m \geq 8$
				齿轮直径可到 450mm; 专用淬火机床 $m \leq 6$ , 个别情况可到 $m \leq 12$
				齿轮直径可到 450mm; 一般 $m \leq 6$ , 个别情况 $m \leq 10$
				齿轮直径不受限制 $m \geq 8$
				齿轮直径不受限制 $m \geq 6$

表10.2-9 表面淬火齿轮硬化层及心部的技术要求

	小齿轮	大齿轮	备 注
硬化层深度	0.2~0.4m		有关硬化层深度的确定见表10.2-10
齿面硬度 (HRC)	50~55	45~50或 HRC300~400	如果传动比为1:1, 大小齿轮齿面硬度可相同
表层组织	细针状马氏体		齿部不允许铁素体存在
心部硬度 (Hb)	经调质: 碳钢 265~280 合金钢 270~300		对某些要求不高的齿轮(如有的开式大齿轮)可以采用正火预备热处理

表10.2-10 表面淬火硬化层深度的确定

钢的含碳量(%)	硬化层终点硬度值	
	(HV)	(HRC)
0.27~0.35	332	35
0.32~0.40	392	40
0.37~0.45	413	42
0.42~0.50	461	45
>0.50	509	48

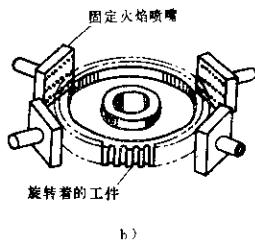
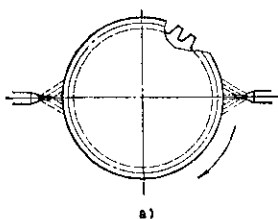


图10.2-6 火焰回转加热用烧嘴示意图

## 2.2 齿轮的火焰表面淬火

### 2.2.1 齿轮火焰加热烧嘴

图10.2-6a、b 是回转加热用的两种形式的烧嘴示意图。

图10.2-7是单齿连续加热用的一种烧嘴。

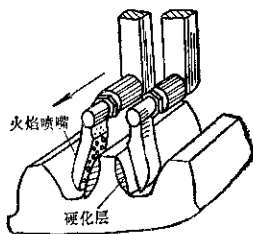


图10.2-7 火焰单齿连续加热用烧嘴示意图

图10.2-8是沿齿沟连续加热用的烧嘴示意图。

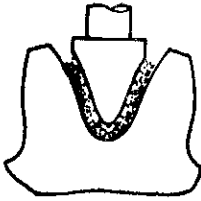


图10.2-8 火焰沿齿沟连续加热用烧嘴示意图

沿齿沟加热烧嘴的结构比较复杂，其结构示意图见图10.2-9。

图中 a 为仿形烧嘴外形， $h$  为火孔与水孔的行间距离。 $b$  为火孔排布情况，火孔直径一般为  $0.6 \sim 0.7\text{mm}$ 。 $c$  为水孔的排布情况，水孔直径一般为  $0.9 \sim 1.0\text{mm}$ 。烧嘴的外廓相似于齿沟轮廓，而且各处间距基本相等，约  $3 \sim 5\text{mm}$ 。加热的均匀性是依靠火孔的排布来保证，即齿根部由于导热快所以火孔数量要多些；而齿顶容易过热，火孔位置则低于齿顶  $3 \sim 5\text{mm}$ 。表 10.2-11 推荐了几种模数齿轮的烧嘴设计参数。表 10.2-12 推荐了几种钢材火焰加热淬火烧嘴火孔与水孔的排间距离。

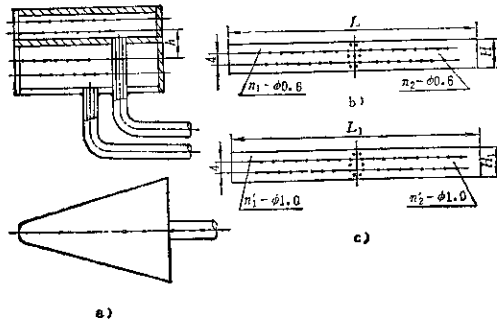


图10.2-9 正齿轮沿齿沟淬火仿形烧嘴结构示意图

a) 仿形烧嘴 b) 火焰围板展开图 c) 水孔围板展开图

表10.2-11 几种模数齿轮沿齿沟淬火烧嘴设计参数

模数	$L$	$L_1$	$H$	$H_1$	$n_1$	$n_2$	$n_1'$	$n_2'$	$n$ ①
10	80	80	15	25	12	10	14	12	8
12	80	80	15	25	14	12	16	14	9
14	90	90	15	25	16	14	20	18	10
16	95	95	15	25	18	16	22	20	11

①  $n$ ——齿顶火孔数目。

表10.2-12 各种钢号对水孔与火孔的行间距关系

钢号	水孔与火孔的行间距离(mm)
35、35Cr、40、45	10
40Cr、45Cr、50、ZG30Mn、ZG40Mn、ZG40Mn	15
55、50Mn、50Mn2、55CrMo、40CrNi、ZG55	20
35CrMnSi、40CrMnMo、38CrMnN	25

一般采用调质, 要求不高的齿轮也可采用正火处理。

2.2.2 火焰加热淬火工艺

a. 预备热处理 火焰淬火的预备热处理

b. 火焰加热淬火工艺参数 表 10.2-13 为常用工艺参数, 可供参考。

表10.2-13 火焰加热淬火推荐的工艺参数

工艺参数	推荐数值			说 明
加热温度	$A_{c3} + (80 \sim 100^\circ\text{C})$			根据齿轮材料确定
火焰强度	乙炔 $4.9 \sim 14.7 \times 10^4 \text{Pa}$ 氧 $29.4 \sim 58.8 \times 10^4 \text{Pa}$ 乙炔/氧 1/1.1~1/1.5			乙炔/氧一般取 1/1.15~1/1.25, 这跟比例火焰强度大、温度高、稳定性好, 并呈蓝色中伴蓝
焰芯距工件距离	套筒淬火 $8 \sim 15 \text{mm}$ 拨叉淬火 $5 \sim 10 \text{mm}$ 沿齿沟淬火 $2 \sim 3 \text{mm}$			焰芯与齿顶距离 焰芯与齿面距离
烧咀或工件的移动速度	单齿加热 棒 数 $> 20$ $11 \sim 20$ $5 \sim 10$ 移动速度(mm/min) $< 90$ $90 \sim 120$ $120 \sim 150$			要求淬火温度高, 淬硬层深, 采用低的速度; 反之, 采用高的速度
水孔与水孔距离	见表 10.2-12: 水孔角度 $10^\circ \sim 30^\circ$			连续加热淬火时, 要防止水花飞溅影响加热效果
冷却介质	碳钢可采用自来水, 一般压力为: $(15 \sim 40) \times 10^4 \text{Pa}$ 合金钢常采用聚乙烯醇、聚耐水溶液及乳化液、压缩空气等			温度、压力等参数要保持稳定
回 火	要求硬度	HRC45~50	HRC50~55	一般回火保温时间 $45 \sim 90 \text{min}$
	回火温度	$200 \sim 250^\circ\text{C}$	$180 \sim 220^\circ\text{C}$	

表 10.2-14 各种频率的电流在 45 钢中的透入深度

频率(Hz)	电 流 透 入 深 度 (cm)	
	冷态(15℃)	
	冷态(15℃)	热态(800℃)
50	0.5	1.0
500	0.15	2.2
2500	0.067	1.0
$10^4$	0.034	0.5
$10^5$	0.011	0.16
$10^6$	0.0034	0.05

表 10.2-15 感应圈用紫铜材厚度mm

冷却情况	200~300 (kHz)	8 (kHz)	2.5 (kHz)
加热时不通水①	1.5~2.5	6~8	10~12
加热时通水	0.6~1.5	1.5~2	2.0~3

① 同时加热自喷式感应器。

2.3 齿轮的感应加热淬火

2.3.1 感应加热的频率特性

不同频率电流透入深度(表 10.2-14)不同。在

表10.2-16 常用导磁体的种类和规格

电流频率 (kHz)	导磁体种类	规格	备注
2.5	硅钢片	每片厚 0.2~0.5mm	硅钢片经磷化处理, 以保证片间绝缘
8	硅钢片	每片厚 0.1~0.35mm	
200~300	铁磁性氧化物		

根据淬硬层深度选择频率, 制作感应器选择施感导体壁厚以及选择导磁体材料时都与高频电流的透入深度有关。表10.2-15和表10.2-16分别为感应器壁

厚及导磁体材料与电流频率的关系。

2.3.2 全齿圈感应加热淬火

a. 最佳电流频率的选择 为了得到沿齿廓分布的加热层, 其最佳频率按以下经验公式确定:

$$f = \frac{250}{m^2}$$

式中  $f$ —高频电流频率kHz,  $m$ —齿轮模数。

生产中频率的选择可参考表10.2-17。

b. 感应圈

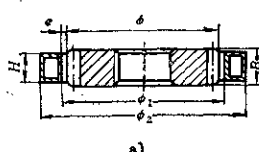
(1) 常用的几种全齿淬火感应圈的结构尺寸见表10.2-18。

表10.2-17 常用感应加热频率的适用范围

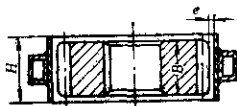
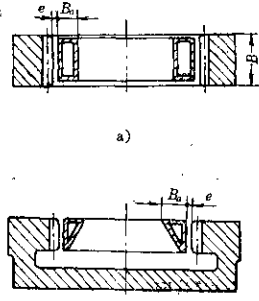
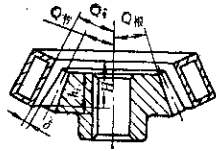
频率(KHz)	硬化层深 (mm)			齿 轮 模 数①
	最 小	适 中	最 大	
250~300	0.8	1~1.5	2.5~4.5	1.5~5 (2~3最佳)
30~80	1.0	1.5~2	3~5	3~7 (3~4最佳)
8	1.5	2~3	4~6	5~8 (5~6最佳)
2.5	2.5	4~6	7~10	8~12(9~11最佳)

① 全齿圈加热淬火。

表10.2-18 全齿淬火感应圈

名称	感应圈	说 明										
圆柱外齿感应圈	 <p>a)</p>	(1) $\phi_1 = \phi + 2e$ ; $\phi_2 = \phi_1 + 16$ ( $\phi < 150$ ), 或 $\phi_2 = \phi_1 + 20$ ( $\phi > 150$ ) (2) $e$ 的大小和模数有关: $\phi < 250$ 时, 选下限; $\phi > 250$ 时选上限										
		<table border="1"> <tr> <td>模数</td> <td>1~2.5</td> <td>3</td> <td>3.5</td> <td>4</td> </tr> <tr> <td><math>e</math></td> <td>2~2.5</td> <td>2.5~3</td> <td>3~3.5</td> <td>3~4</td> </tr> </table>	模数	1~2.5	3	3.5	4	$e$	2~2.5	2.5~3	3~3.5	3~4
	模数	1~2.5	3	3.5	4							
	$e$	2~2.5	2.5~3	3~3.5	3~4							
	<table border="1"> <tr> <td>模数</td> <td>4.5</td> <td>5</td> <td>6</td> </tr> <tr> <td><math>e</math></td> <td>3.5~4</td> <td>3.5~4.5</td> <td>4.5~5.5</td> </tr> </table>	模数	4.5	5	6	$e$	3.5~4	3.5~4.5	4.5~5.5			
模数	4.5	5	6									
$e$	3.5~4	3.5~4.5	4.5~5.5									
	(3) 常啮合齿轮, $H = B - (1 \sim 2)e$ ; 渐移齿轮 $\phi < 150$ 时, $H = B$ ; $\phi > 150$ 时, $H = B + (1 \sim 2)e$											

(续)

名称	感应圈	说明
圆柱外齿感应圈	 <p style="text-align: center;">c)</p>	<p>(4) 当 <math>B &lt; 26</math> 时, 采用单匝感应圈; <math>25 &lt; B &lt; 35</math> 采用双匝感应圈, 此时单匝高度 <math>h</math> 一般选用 <math>10 \sim 15</math>, <math>a = e</math></p> <p>(5) <math>B \geq 70</math> 采用连续加热淬火</p> <p>(6) 图 c, 为中频淬火感应圈。施感导体用 2mm 厚紫铜板绕成, 其上焊上矩形钢管冷却施感导体。 <math>H &lt; 40</math> 时用单匝冷却水管, <math>H = 40 \sim 80</math>, 用双匝, <math>H = 80 \sim 120</math>, 用三匝, <math>H = B + (8 \sim 10)</math>, <math>e = 3 \sim 4</math></p>
圆柱内齿感应圈	 <p style="text-align: center;">a)</p> <p style="text-align: center;">b)</p>	<p>(1) 在保证感应圈充分冷却的条件下, 即感应圈出口处冷却水 <math>&lt; 60^\circ\text{C}</math>, 选用较小 <math>B_0</math>, 减小四环路效应, 提高加热效率, <math>B_0</math> 一般取 <math>6 \sim 8</math></p> <p>(2) <math>e &lt; 2.5</math>. 当淬火机床精度较高时, 可取 <math>e = 1 \sim 1.5</math></p> <p>(3) <math>15 &lt; B &lt; 35</math> 用双匝感应圈; <math>B \geq 40</math>, 连续加热淬火</p> <p>(4) 模数 <math>&lt; 3</math> 的齿轮, 应采用导电体, 提高加热效率</p> <p>(5) 内齿端面有凸台的齿轮, 为减小邻近效应, 改善近凸台齿部的加热情况, 采用三角形截面感应圈, 如图 b, <math>B_0 = 10 \sim 15</math>, <math>e = 1.5 \sim 2.0</math></p>
圆锥齿轮感应圈	 <p style="text-align: center;">a)</p>	<p>(1) <math>2\theta_{\text{齿}} \leq 20^\circ</math>, 可用圆柱外齿感应圈。感应圈高度 <math>H = h_i + (1 \sim 1.5)\delta</math>, <math>\delta = 2 \sim 2.5</math>, 大端面间隙</p> <p>(2) <math>20^\circ &lt; 2\theta_{\text{齿}} \leq 60^\circ</math>, 感应圈做成锥形, 工作面之锥角 <math>\theta_i \approx \theta_{\text{齿}}</math>, <math>\delta = 2 \sim 2.5</math>, 感应圈的垂直高度 <math>H = h_i + (1 \sim 1.5)\delta</math></p> <p>(3) <math>60^\circ &lt; 2\theta_{\text{齿}} \leq 130^\circ</math> <math>\theta_i \approx \theta_{\text{根}}</math>  <math>\theta_{\text{根}}</math>——圆锥齿轮齿根圆锥角,  <math>\delta = 2 \sim 2.5</math>          感应圈的垂直高度 <math>H = h_i + (1 \sim 1.5)\delta</math></p> <p>(4) <math>2\theta_{\text{齿}} &gt; 130^\circ</math>, 为改善大端面的加热情况, 在</p>

(续)

名称	感应圈	说明
圆锥齿轮感应圈	<p style="text-align: center;">b)</p>	<p>感应圈大端面补接一块, <math>\alpha=2\sim4</math>, 如图 b 所示</p>
	<p style="text-align: center;">c)</p>	<p>(6) 中频用圆锥齿轮感应圈, 如图 c 所示, 也用紫铜板绕成, 焊上冷却水管, <math>\theta_1</math>, <math>\delta</math>, <math>H</math> 参照上面介绍的选取</p>
双联及多联齿轮感应圈	<p style="text-align: center;">a)</p>	<p>(1) 对双联及多联齿轮来说, 当大小齿轮的距离 <math>\leq 15</math> 毫米时, 先淬大齿轮, 后淬小齿轮。加热小齿轮时, 为减小邻近效应, 采用三角形截面感应圈</p>
	<p style="text-align: center;">b)</p>	<p>e 参照圆柱外齿轮选取,  <math>\phi_2 = \phi_1 + 2(10\sim15)</math>, <math>H \approx B</math></p> <p>(2) 加热小齿轮仍用圆柱外齿轮感应圈, 但用厚度为 1mm 的铜板或低碳钢板套在大齿轮, 邻近小齿轮的那面上, 起屏蔽作用</p> <p>(3) 三联齿轮可用串联的双匝感应圈同时加热, 上、下联齿轮靠感应圈直接加热, 中联齿轮靠邻近效应加热。在双匝感应圈中加热速度较慢的一匝上加磁体, 使三个齿轮同时到达淬火温度</p> <p>(4) 中频用双联齿轮感应圈结构如图 b 所示</p>



(2) 感应圈的喷孔设计 自喷式感应器喷孔孔径大小可参考表10.2-19中的数值;连续加热自喷式感应器的喷孔间距及排列见表10.2-20。

表10.2-19 自喷式感应器喷孔直径 mm

冷却剂	高频	中频
	(200~300kHz)	(8及2.5kHz)
水	0.70~0.85	1.0~1.2
聚乙烯醇水溶液	0.80~1.00	1.2~1.5
乳化液	1.0~1.2	1.5~2.0
油	1.2~1.5	1.5~2.5

(通常用附加喷头) (通常用附加喷头)

表10.2-20 连续加热自喷式感应器的喷孔分布

频率	喷孔间距 (mm)	喷孔轴线与	备注
		工件轴线夹角	
高频 (200~300kHz)	1.5~3.0	35°~55°	通常为—列孔
中频 (8kHz)	2.5~3.5	35°~55°	—列或二列孔

c. 电热规范的选择

(1) 加热功率的确定 齿轮加热时所需总功率可按下式估算:

$$P_{\text{齿}} = \Delta P \cdot S$$

式中  $P_{\text{齿}}$ ——齿轮加热所需总功率 kW,

$\Delta P$ ——比功率 kW/cm<sup>2</sup>;

$S$ ——齿轮受热等效面积 cm<sup>2</sup>.

比功率 $\Delta P$ 的选择与齿轮模数及硬化层深度要求有关,可参考表10.2-21和表10.2-22中推荐数值选择。

齿轮受热等效面积按下式计算:

$$S = 1.2\pi D_p B$$

式中  $D_p$ ——齿节圆直径 cm,

$B$ ——齿轮的齿宽 cm.

(2) 设备功率 根据齿轮加热所需功率,设备应提供的总功率按下式计算:

$$P_{\text{设}} = \frac{P_{\text{齿}}}{\eta}$$

式中  $\eta$ ——设备总效率。

机械式中频发电机的 $\eta=0.64$ (包括淬火变压器及感应器的能量损失);真空管高频设备的 $\eta=0.4\sim0.5$ (包括高频振荡管、振荡回路、变压器及感应器的能量损失)。如果设备总功率不能满足齿轮加热所需的总功率时,可以采用降低比功率的办法,适当延长加热时间。

(3) 感应加热电源设备的选择 感应加热表面淬火电源设备主要有中频、超音频和高频等几种,其设备参数列于表10.2-23。

(4) 加热和冷却规范 加热温度可根据表10.2-24作参考进行选择。

几种常用齿轮钢材的感应加热温度列于表10.2-25。

表10.2-21 全齿感应加热淬火不同模数比功率的选择

模数 $m$	1~2	2.5~3.5	3.75~4	5~6
比功率 $\Delta P$ (kW/cm <sup>2</sup> )	2~4	1~2	0.5~1	0.3~0.6

表10.2-22 感应淬火硬化层深度与比功率的关系

频率 (kHz)	硬化层深度 (mm)	比功率 $\Delta P$ (kW/cm <sup>2</sup> )		
		低值	最佳值	高值
8	1.0~3.0	1.2~1.4	1.6~2.3	2.5~4.0
	2.0~4.0	0.8~1.0	1.5~2.0	2.5~3.5
	3.0~6.0	0.4~0.7	1.0~1.7	2.0~2.8
2.5	2.5~5.0	1.0~1.5	2.5~3.0	4.0~7.0
	4.0~7.0	0.8~1.0	2.0~3.0	4.0~6.0
	5.0~10.0	0.8~1.0	2.0~3.0	3.0~5.0

表10.2-23 感应加热电源设备参数

设备型号	功率 (kW)	频率 (kHz)	适用模数		同时一次加热的 最大尺寸(mm)
			最佳	一般	
GP80-C <sub>3</sub>	80	200~300	2.5	≤4	φ200×35
GP100-C <sub>3</sub>	100	200~250	2.5	≤4	φ300×40
CYP60-C <sub>1</sub>	≥48	25~40	3~4	3~7	φ200×35
CYP60-C <sub>3</sub>	≥50	80~100	3	3~6	φ200×35
CYP100-C <sub>1</sub>	≥75	25~40	3~4	3~7	φ300×40
CYP100-C <sub>2</sub>	≥75	30~40	3~4	3~7	φ300×40
CYP200-C <sub>2</sub>	≥150	80~100	3	3~6	φ400×60
CYP200-C <sub>4</sub>	≥150	30~40	3~4	3~7	φ400×60
BPS100/8000	100	8	5~6	4~8	φ350×40
BPS100/2500	100	2.5	9~11	6~12	φ300×40
BPS250/2500	250	2.5	9~11	6~12	φ400×80
BPS500/2500	500	2.5	9~11	6~12	φ800×120

表10.2-24 碳钢和含非碳化物形成元素合金钢的感应加热淬火温度

钢材含碳量(%)	淬火温度(℃)	备注
0.30	900~925	对含有碳化物形成元素(如Cr、Mo、V、Ti等)的合金钢,则按表中对应含碳量的淬火温度加上40~100℃
0.35	900	
0.40	870~900	
0.45	870~900	
0.50	870	

表10.2-25 几种常用钢材的感应淬火加热温度

钢号	预先热处理	原始组织	下列情况下的加热温度(℃)			
			炉中加热	A <sub>c1</sub> 以上的加热速度(℃/s)		
				A <sub>c1</sub> 以上的持续时间(s)		
				30~80 2~4	100~200 1.0~1.5	400~500 0.5~0.8
35	正火	细片珠光体+铁素体	840~860	880~920	910~950	970~1050
	调质	索氏体	840~860	860~900	890~930	930~1020
40	正火	细片珠光体+铁素体	820~850	860~910	890~940	950~1020
	调质	索氏体	820~850	840~890	870~920	920~1000
45、50	正火	细片珠光体+铁素体	810~830	850~890	880~920	930~1000
	调质	索氏体	810~830	830~870	860~900	920~980
45Mn2	正火	细片珠光体+铁素体	780~810	830~870	860~900	920~980
50Mn	调质	索氏体	790~810	810~850	840~880	900~960
40Cr	调质	索氏体	830~850	860~900	880~920	940~1000
45Cr	退火	珠光体+铁素体	830~850	920~960	940~980	980~1050

感应淬火加热时间并非独立参数，而与其它许多因素有关，可参考图10.2-10中的曲线。

冷却介质和冷却方式可参考表10.2-26和图10.2-11。

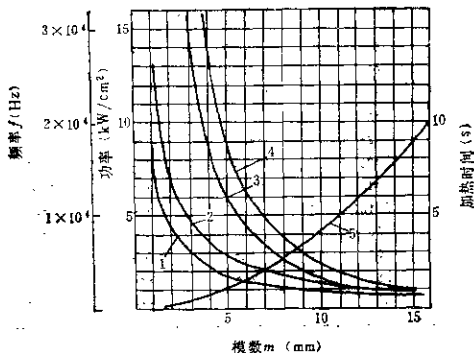


图10.2-10 沿齿廓淬火的电流频率、单位功率、加热时间和齿轮模数的经验曲线  
 1—零件所需的单位功率(kW/cm<sup>2</sup>) 2—发电机的单位功率(kW/cm<sup>2</sup>)  
 3— $f = \frac{300000}{m^2}$ 计算的频率(Hz) 4— $f = \frac{4.6 \times 10^5}{m^2}$ 计算的频率(Hz) 5—加热时间(s)

表10.2-26 常用冷却介质及应用举例

冷却介质	温度(°C)	应用钢种举例	
		喷冷 <sup>①</sup>	浸液冷却
水	10~35	46	46
5~15%乳化液	<50	40Cr, 45Cr, 42SiMn	
油	40~80	55	20Cr, 20CrMo, 20CrMnTi 以上三种均为渗碳后
0.2~0.3%聚乙烯醇塑料水溶液	10~40	55DTi, 60DTi	40Cr, 45Cr, 42SiMn

① 喷冷压力为15~40×10<sup>4</sup>Pa; 喷油冷注意防火, 油槽上设CO<sub>2</sub>气幕。

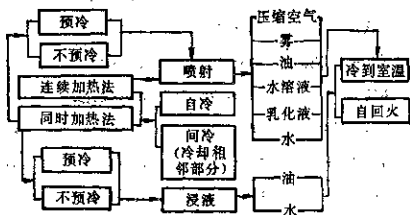


图10.2-11 感应加热淬火常用冷却方式

回火温度可参考表10.2-27中的推荐数值。对于某些模数较大、轮齿较厚的齿轮也可采用自行回火的方式。

2.3.3 齿轮的单齿淬火

a. 单齿同时加热淬火 表10.2-28是直齿轮和锥齿轮的感应器示意图。

b. 单齿连续加热淬火 对轮齿较宽的齿轮，由于受到设备功率的限制，可采用单齿连续加热淬火方法。表10.2-29是感应器示意图及其结构参数。

表10.2-27 几种常用钢材感应淬火后的回火规范

钢 号	要求硬度 (HRC)	淬火后硬度 (HRC)	回火温度 (°C)	回火时间 (min)
45	40~45	≥50	280~300	45~60
		≥55	300~320	
	45~50	≥50	200~220	45~60
		≥55	220~250	
50	53~60	54~56	160~180	80
		54~56	160~180	
40Cr	45~50	> 50	240~260	45~60
		> 55	260~280	
42SiMn	45~50	-	220~250	45~60
	50~55	-	180~220	60~90
20Cr, 18CrMnTi, 20CrMnMo (渗碳后)	56~62	56~62	180~220	60~120

表10.2-28 单齿同时加热淬火感应器

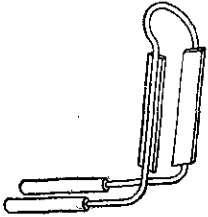

结构示意图	说 明
	<p>为了防止齿的两端面过热，感应器的上下部位要远离端面</p> <p>为了防止已淬过火的相邻齿遭到过分回火，一般采用0.5~1.0mm厚的紫铜板作屏蔽</p>
	<p>感应器距大端面距离尽量靠近，而距小端端面的距离要适当远些，以使齿面温度均匀</p>

表10.2-29 单齿连续加热感应器

淬火示意图	结构尺寸			
	模数	$\delta_1$ (mm)	$\delta_2$ (mm)	$\delta_3$ (mm)
	5~8	<1	1	3~4
	8~12	1	1~1.5	4~4.5
$\geq 10$	1~1.5	1.5~2	4.5~5	

- 注：1. 单齿连续加热淬火冷却一般采用自喷式。  
 2.  $m=5\sim 10$ 的齿轮，喷液孔应低于齿顶1.5~2mm，以防止齿顶冷却过激而产生裂纹。  
 3.  $m>10$ 的齿轮，喷液孔则应高于齿顶1.5~2mm，以保证齿顶能淬硬。

单齿连续加热淬火的电气规范列于表10.2-30。

表10.2-30 单齿连续感应加热淬火的电气规范

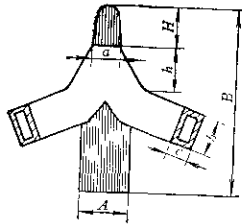
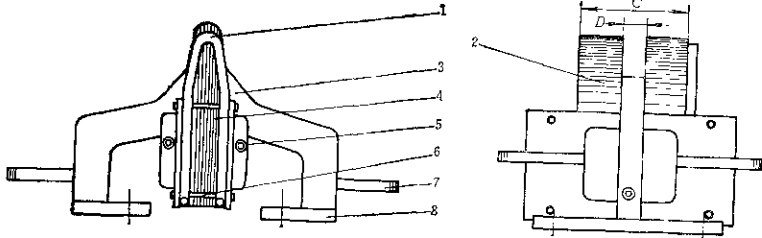
模数	功率 (kW)	板压 (kV)	阳流 (A)	阴流 (A)	移动速度① (mm/s)
5	18~20	8~8.5	2.5	0.6	5~8
6	20~27	8.5~9	2.5	0.6	4~5
8~9	25~33	9~9.6	3~4	0.8	4~5
10	35~35	10~11	3.5	0.8	4~5
12	34~40	11~11.5	3.5	0.8	4~5
16	40~45	11~11.5	3.5~4	0.8	3~4
18	45~50	11.5~12	4~5	0.8~1	3~4
$\geq 20$	66~75	12~12.5	5.5~6	1~1.2	3~4

① 输出功率取上限时，则移动速度取下限；反之亦然。

### 2.3.4 齿轮沿齿沟加热淬火

a. V形感应器沿齿沟淬火 图10.2-12是一种V形感应器的结构尺寸图。

图10.2-13是另一种结构形式的感应器，其特点是施感导体分隔成两部分，淬火冷却既可自喷，又能调节其冷却强度而不影响整个感应器的自身冷却。这种称为双管V形感应器。



尺寸 模数 (mm)	磁 体					加 热 导 体			
	A	B	C	D	H	a	e	e	h
10	15	75	46	15	20	10	18	10	18
14	18	75	60	15	20	5	18	10	22
18	24	95	55	15	18	18	20	10	25

图10.2-12 V形感应器结构图

1—淬火喷水器 2—云母板绝缘层 3—感应器加热导线 4—硅钢片气磁体 5—导磁体水冷套  
6—紧固铜螺钉 7—水管接头 8—接线板

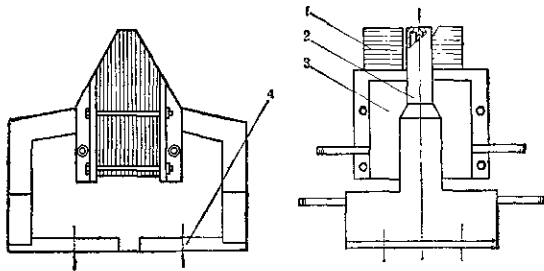


图10.2-13 双V形感应器结构示意图

1—砂钢片气磁体 2—感应导体及淬火喷水管 3—导磁体水冷套 4—接线板

表10.2-51列举了几种不同模数齿轮沿齿沟淬火工艺规范。

表10.2-51 V形感应器沿齿沟淬火工艺规范

模数	钢号	功率 (kW)	电压 (V)	电流 (A)	感应器速度 (mm/s)	冷却介质	表面硬度 (HRC)
10	40Cr	18	375	25	2.7~3.0	水55~60℃	40~45
	34CrNiMo	18	375	25	2.7~3.0	压缩空气	40~45
12	45	30	600	75	3.34	水25~30℃	40~45
	40Cr	30	600	75	3.34	水50~55℃	40~45
14	34CrNiMo	30	600	75	3.34	压缩空气	40~45
	40Cr	30	600~610	75	2.84	水50~55℃	40~45
16	40Cr	18	500	75	2.8	水50℃	40~45
18	40Cr	30	600	75	2.9	水50~55℃	40~45

注：发电机频率2.5kHz。

b. II形感应器沿齿沟淬火 II形感应器示意图见图10.2-14。感应器与齿沟各部位的间隙参见图10.2-15。

对于模数较小的齿轮（如 $m=8\sim10$ ）或煤油淬火齿轮，要求感应器尺寸更加精确，常用紫铜块加工制成，其结构见图10.2-16，感应器的主要尺寸可参考图10.2-17。

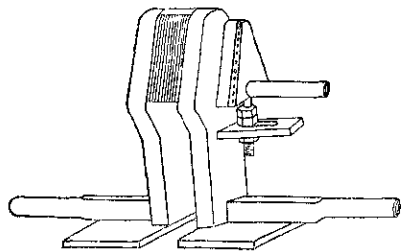


图10.2-14 II形感应器示意图

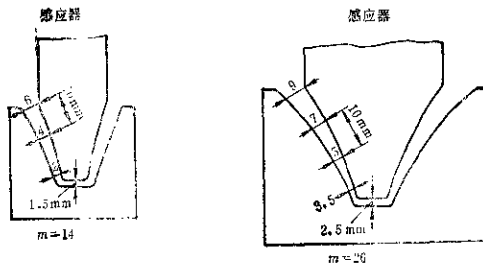


图10.2-15 感应器与齿沟的间隙

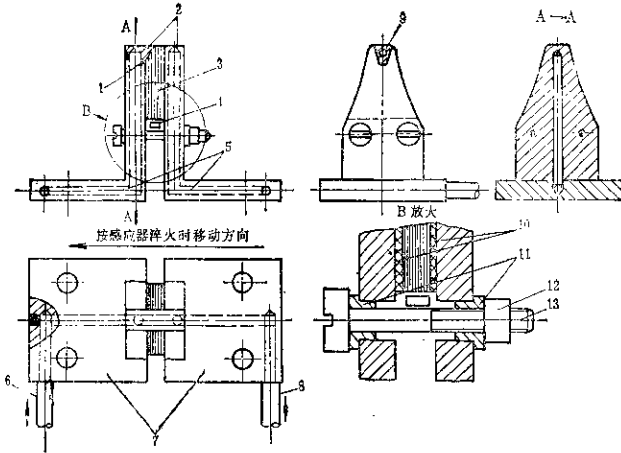


图10.2-16 精加工II形感应器结构图

1—前导线 2—连通冷却水孔 3—导线体 4—绝缘套紧固块 5—连通冷却水孔 6—进水管 7—连接导板  
8—出水管 9—鼻子 10—云母垫片 11—绝缘套 12—紧固方螺母 13—紧固螺钉

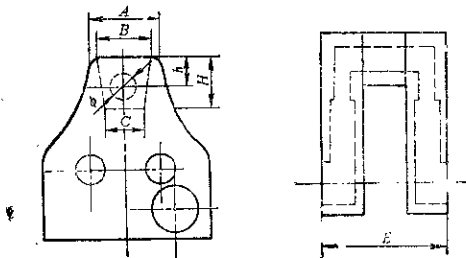


图10.2-17 II形感应器的主要结构

表10.2-32 II形感应器主要结构尺寸

模数 $m$	$A$	$B$	$C$	$H$	$h$	$\phi$	$E$ ②
6	4.0	3.2	2.3	4.0	1.8	2.0	22
7	4.5	3.7	2.8	4.5	2.2	2.5	22
10①	6.0	4.5	3.5	6.5	3.0	3.0	22
12①	6.5	5.5	4.5	6.5	3.2	3.5	22

① 修正齿径；

② "II"形沟槽和上下两块厚度各占  $1/3E$ 。



表10.2-33列举了几种齿轮的热处理规范。

表10.2-33 圆形感应器沿齿沟淬火工艺规范

模数	钢号	功率 (kW)	电压 (V)	电流 (A)	感应器速度 (mm/s)	冷却介质	表面硬度 (HRC)
26	ZG35	110	500	210	6.8	水25~30℃	40~45
26	ZG35CrMo	50	380	165	7.5	水30℃	40~45
26	35CrMoV	50	400	165	7.5	水30~35℃	40~45
20	ZG35CrMo	50	350	155	7.5	水30~35℃	40~45
14	ZG35Mn	65	580	125	5	水25~30℃	40~45

注：发电机频率50Hz。

c. 沿齿沟淬火的冷却 沿齿沟淬火的冷却方式、冷却介质及感应器移动速度列于表10.2-34。

表10.2-34 沿齿沟淬火的冷却

冷却介质	冷却方式	感应器移动速度 $v$ (mm/s)
碳钢： — 肥皂自来水	喷射 喷射角 $30^\circ \sim 45^\circ$	式中 —— 感应器加热结束至冷却开始的距离 mm —— 待冷时间 s。 碳钢一般2~3s。 合金钢一般3~5s
合金钢： 1. 10~15%乳化液 2. 0.2%聚乙烯醇水溶液 3. 喷雾 4. 压缩空气	喷嘴孔径 $\phi 0.6 \sim 0.8\text{mm}$ 喷嘴间距 $2 \sim 2.5\text{mm}$ 排列方式 齿底喷孔一排；齿侧喷孔二排，并交错排列	

2.3.5 低淬透性钢齿轮的感应淬火

模数2.5~8的齿轮采用沿齿沟淬火比较困难，而套圈加热淬火后不是将整个齿淬透，就是只能淬到节圆以下约2/3的齿高处。为了克服工艺上的这种困难而研制了低淬透性钢。采用低淬钢代替部分渗碳钢，可以节约能源，在齿轮生产上具有一定意义。

目前较常用的低淬透性钢有三种，即55Ti、

60Ti、70Ti。

a. 预备热处理 低淬透性钢的预备热处理一般采用正火工艺，正火工艺规范的选择根据低淬透性钢的临界点（表10.2-35）及晶粒长大倾向（表10.2-36）来制定。

表10.2-37是55Ti钢在830℃和860℃正火温度下的晶粒度及淬火后的金相组织。

低淬透性钢的正火工艺规范及结果列于表10.2-38。

表10.2-35 低淬透性钢的临界点

钢号	$A_{c1}$	$A_{c3}$	$A_{r3}$	$A_{r1}$	$M_s$	层里点
55Ti	723	777	733	705	295	765
60Ti	740	778	728	670	290	740
70Ti	735	770	715	670	280	735

表10.2-36 55Ti的晶粒长大倾向

奥氏体化温度(℃)	830	860	900	930	960
晶粒度级别	7.0	6.0	5.0	5.0	4.0

表10.2-37 55Ti钢正火温度对晶粒度及淬火组织的影响

正火温度 (°C)	晶粒度 (级)	淬 火 后 组 织		
		齿 顶	节 圆	齿 根
830	6~7	M (6)	M (6)	M (6)
860	5~6	M (6)	M (6)	M(5)+F少量

注: M——马氏体; (级)——钢的晶粒度级别; F——铁素体。

表10.2-38 低淬透性钢的正火工艺

项 目	正火温度 (°C)	冷 却	硬度(HB)	组 织	晶 粒 度 (级)
55Ti	830±10	散 装 冷	156~229	P+F <sup>①</sup> 均有	5~8
60Ti	820±10	同 上	同 上	同 上	同 上
70Ti	810±10	同 上	同 上	同 上	同 上

① P——珠光体; F——铁素体。

### b. 淬火工艺

(1) 频率选择 低淬透性钢齿轮淬火频率可参考表10.2-39进行选择。

表10.2-39 低淬透性钢齿轮淬火频率的选择

模 数	3、4	5、6	7、8	9~12
适合钢种	55Ti	60Ti		70Ti
推荐频率	30~40kHz	8kHz	4kHz	2.6kHz

在生产中,常因频率不匹配而难于实现沿齿廓的硬化层分布,为此可采取一些补救的措施。一种是采用低的比功率,间断加热方法,以使齿根能获得足够的加热深度而齿顶又不过热。另一种方法是当加热到齿根接近淬火温度的一瞬间,迅速接通自动附加电容,强化齿根加热,当加热深度达到要求时立即淬火。

(2) 淬火温度及加热速度 低淬透性钢的临界点较低,淬火温度通常控制在830~850°C之间,加热速度不宜过大,以避免齿顶与齿根温差悬殊,通常采用0.3~0.5kW/cm<sup>2</sup>的比功率。

(3) 冷却 低淬透性钢的临界冷却速度很高,达400~1000°C/s(45钢仅为150~400°C/s),所以要求淬火冷却速度很高。为了取得良好的冷却效果,可以采取表10.2-40所推荐的几种措施。为避免开裂,可采用0.2%浓度的聚乙烯醇水溶液淬火。

### 2.3.6 表面淬火齿轮的变形

a. 全齿淬火齿轮的变形 齿轮全齿淬火产生的内孔变形倾向见表10.2-41。

表10.2-40 加强低淬透性钢齿轮冷却的喷水圈结构

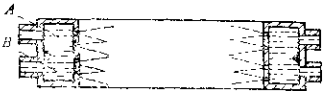
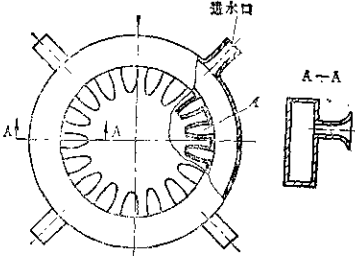
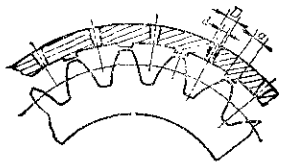
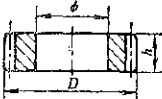
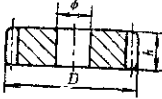
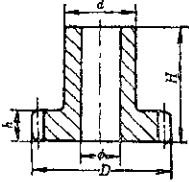
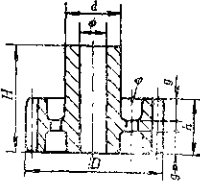
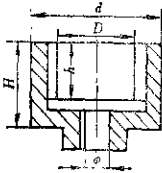
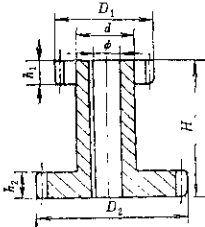
喷水圈结构示意图	说 明
 <p style="text-align: center;">双层淬火圈</p>	<p>上室A较下室B空间大, 以保证下室有更高的喷射压力, 借此防止上部冷却液沿齿面流下形成水帘影响冷却</p>
 <p style="text-align: center;">内管淬火圈</p>	<p>内圈上半部装有与齿数相等的扁咀喷管, 喷管出口处上下压力均匀, 淬火后能使齿底和齿根处充分淬火成马氏体, 并增加淬硬层深度, 这样便使得齿顶和齿根硬化层均匀</p>
 <p style="text-align: center;">喷水圈与牙齿位置图</p>	<p>喷水圈的内侧带凸台, 凸台正对齿顶, 喷水孔直对齿底, 从而使齿的冷却均匀</p> <p>结构要点: 槽长等于齿宽; 内槽宽 <math>d=1/2m</math> (模数); 外槽宽 <math>D=1/2m+2mm</math>; 槽数=齿数; 凸台宽 <math>a=h</math> (齿顶宽) + 3mm</p>

表10.2.41 全齿淬火齿轮内孔变形倾向

种类	齿轮形状	规格尺寸	淬火后变形倾向
A		<ol style="list-style-type: none"> <li><math>\phi/D \geq 3/4</math></li> <li>有单键、双键或花键</li> </ol>	<ol style="list-style-type: none"> <li>内孔胀大, 有键时呈椭圆形</li> <li><math>h \leq 6\text{mm}</math>, 平面发生翘曲</li> <li>公法线、节圆齿距超差</li> <li><math>h \geq 25\text{mm}</math>, 齿向超差</li> </ol>
B		<ol style="list-style-type: none"> <li><math>\phi/D &lt; 3/4</math></li> <li>有单键、双键或花键</li> </ol>	内孔收缩
C		<ol style="list-style-type: none"> <li><math>d - \phi \leq 10\text{mm}</math></li> <li>有单键、双键或花键</li> <li><math>H \gg h</math></li> </ol>	<ol style="list-style-type: none"> <li>内孔齿端缩小, 另一端胀大, 呈喇叭形</li> <li>内孔有时呈椭圆形, 花键呈六角形</li> <li>齿向超差</li> <li>公法线、节圆齿距超差</li> </ol>
D		<ol style="list-style-type: none"> <li>有凹槽g</li> <li>有减轻孔phi</li> <li><math>r \leq 50</math></li> <li>有单键、双键或花键</li> </ol>	<ol style="list-style-type: none"> <li>内孔呈喇叭形, 但在公差以内</li> <li>齿向开齿方向变形呈弧状</li> <li>减轻孔相应的齿节圆齿距严重超差</li> <li><math>h \geq 50\text{mm}</math> 齿向超差</li> </ol>
E		$D/\phi > 4/5$	<ol style="list-style-type: none"> <li>D孔呈喇叭形顶部收缩</li> <li><math>h \geq 50\text{mm}</math> 齿向超差</li> </ol>
F		<ol style="list-style-type: none"> <li><math>d - \phi \leq 10\text{mm}</math></li> <li><math>H \geq h_1 + h_2</math></li> </ol>	内孔和齿部相对应部分收缩, 内孔呈鼓形

减小齿轮内孔变形的的方法很多,表10.2-42介绍了几种生产中常用的方法。

b. 减小齿轮表面淬火变形的一般性措施

轮表面淬火所产生的热处理变形与很多因素有关,表10.2-43是减小齿轮表面淬火变形的一些措施。

表10.2-44是表面淬火齿轮正确结构设计举例。

表10.2-42 减小齿轮内孔变形的热处理工艺方法

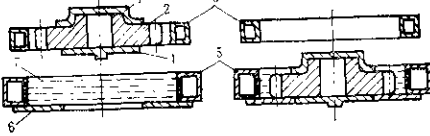
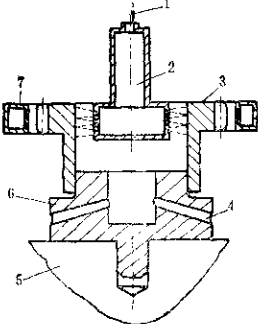
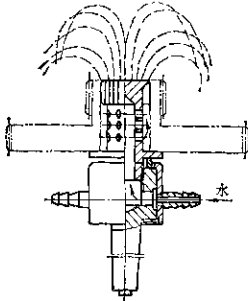
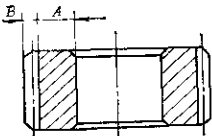
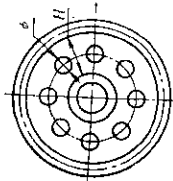
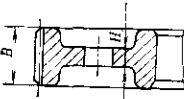
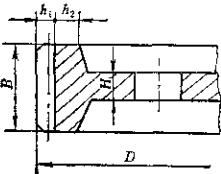
方 法	说 明
<p>高频回热法。工艺路线为：                      锻坯→正火→退火→高频预热(700℃)→精车→滚齿、剃齿→高频淬火→回火→齿油</p>	<p>粗车毛坯高频预热,在表面获得约10mm厚的加热层,随即冷却,使内孔产生一定预收缩变形,经加工成形后高频淬火。由于精车内孔是在预收缩条件下进行,所以淬火后内孔收缩得到补偿</p>
 <p>1—上防冷垫 2—内衬 3—感应圈 4—下防冷垫 5—淬火液 6—积水冷垫 7—淬火液</p>	<p>齿轮在淬火前于炉中预热(260~320℃),高频淬火时加防冷罩;当表面冷却接近室温时,取下罩盖让内孔冷却,以减小内孔收缩</p>
 <p>1—入水口 2—喷水枪 3—齿轮 4—排水管 5—淬火机床 6—底座 7—感应圈</p> 	<p>对薄壁花键孔齿轮淬火时内孔进行喷水冷却,由于内孔表层处于冷态,强度高,可以减小内孔的胀大</p>

表10.2-43 减小齿轮表面淬火变形的一般性措施

措 施	工 艺 方 法
消除毛坯内应力细化组织	毛坯正火
较低的淬火温度	淬火时调质, 获得均匀细小的索氏体组织
较短的加热时间	淬火时调质; 频率选择恰当; 火焰烧嘴或感应器与齿轮被加热部分距离不要过大; 淬火前预热
消除机加工应力	淬火前600~650℃预热
均匀加热	机床心轴偏摆要小; 烧咀或感应器制作规格合理; 套圈淬火时齿轮旋转
缓和的冷却	采用合适浓度的各种有机溶液淬火介质, 如聚乙烯醇、聚醇、聚二醇等水溶液
增加齿轮本体强度	<ol style="list-style-type: none"> <li>合理安排加工工序, 如某些沟槽及减轻孔安排在淬火后加工。</li> <li>合理的结构设计 (见表10.2-44)</li> </ol>

表10.2-44 表面淬火齿轮正确结构设计的举例

结构图例	说 明	结构图例	说 明
	$A > 2B$ 以增加轮辐部分的强度		工艺孔 $\phi \approx \frac{1}{3}H$ , 而且均匀分布; 工艺孔过大会增大齿部变形
	$H \approx \frac{1}{3}B$ , 且轮辐位于齿轮中心对称位置		$h_2/D \geq 0.1 \sim 0.2$ , 轮辐厚度与齿轮大小要相适应, 以保证有足够的强度

3 齿轮的渗碳及碳氮共渗

3.1 齿轮渗碳及碳氮共渗技术参数的确定

3.1.1 渗层深度

表10.2-45 渗层深度的推荐数据

推 荐 数 据		来 源
汽车变速箱, 分动箱齿轮 $m < 3$ $f = 0.8 \sim 1.0 \text{mm}$ $3 < m < 5$ $f = 0.9 \sim 1.3 \text{mm}$ $m > 5$ $f = 1.1 \sim 1.5 \text{mm}$ 40Cr C-N共渗 $f > 0.2 \text{mm}$		我国汽车拖拉机行业
汽车驱动桥主动及从动圆锥齿轮 $m_t \leq 5$ $f = 0.9 \sim 1.3 \text{mm}$ $5 < m_t < 8$ $f = 1.0 \sim 1.4 \text{mm}$ $m_t > 8$ $f = 1.2 \sim 1.6 \text{mm}$		
拖拉机传动, 动力齿轮 $f \geq 0.18 \text{m}$ 但 $f \leq 2.1 \text{mm}$ 40Cr C-N共渗 $f = 0.25 \sim 0.4 \text{mm}$ 低合金渗碳钢 $m \leq 4$ $f = 0.4 \sim 0.6 \text{mm}$ $m > 4$ $f = 0.5 \sim 0.8 \text{mm}$		
$f = (0.20 \sim 0.30)m$		我国大型重载齿轮
$f = 0.25m$		DIN 3990
$f = 0.15 \sim 0.2m$		西德本茨公司
$f = (\frac{1}{5} \sim \frac{1}{7}) \times \text{齿厚}$		美国AGMA
$f \geq 3.16b$ (齿面接触宽度的1/2)		日本 石田
$f = 0.15m$ $m \leq 8$ $f = 0.8 + 0.05m$ $m > 8$		瑞士 MAAG
$f = (0.18 \sim 0.26)m$ $m = 6.35 \sim 1.27$		英国 BS
径 节	渗 层 深 度 (mm)	美 国 Allis Chalmers (工程机械齿轮)
$> 4.5 \sim 6.0$	1.016~12.70	
$> 3.0 \sim 4.5$	1.270~1.851	
$> 2.5 \sim 3.0$	1.651~2.032	
$\leq 2.5$	2.032~2.504	
$0.1375 \times \text{弦齿厚}$ , 但最深不得超过齿厚的1/6	2.504~3.048	
	3.048~3.556	

(续)

推 荐 数 据			来 源
模 数	渗 层 深 度 (mm)		法 国 TM 公司 ("海豚" 发动机齿轮)
	最大 负荷	最小 负荷	
1; 1.25; 1.5	0.25~0.40	0.25~0.40	
1.75; 2; 2.25	0.45~0.60	0.35~0.50	
2.5; 3	0.60~0.80	0.60~0.75	
3.5; 4	0.80~1.00		

3.1.2 渗层表面碳(氮)浓度、表层组织及心部硬度

表 10.2-46 齿轮渗层表面碳(氮)浓度、表层组织及心部硬度的推荐数据

参 数	推 荐 数 值	说 明	
表面C(N)浓度	渗碳: C 0.7~1.0% 碳氮共渗: C 0.7~0.8% N 0.2~0.4%	对承载平稳,要求耐磨和主要抗麻点剥落的齿轮,碳氮含量选高限;对受冲击载荷的齿轮,碳(氮)含量选低限	
心部硬度 (HRC)	36.5	西德 本茨公司	
	45	日本 丰田公司	
	33.5~40	意大利 菲亚特	
	32~40	美国 Allis Chalmers (工程机械齿轮)	
	30~40	日本 (大型重载齿轮)	
	33~48, m ≤ 8 29~45, m > 8	我国汽车行业	
	30~40	大型重载齿轮	
表 层 组 织	马氏体	细针状 1~5级 汽车行业规定	
	残余奥氏体	15~30% 以硬度不低于 HRC67 为准	
	碳化物	渗碳 1~5级 C-N共渗 ≤ 6级	我国汽车行业规定
		常啮合齿轮 ≤ 6级 换挡齿轮 ≤ 5级	我国汽车行业规定
	轧机齿轮 ≤ 11um ≤ 11um (平均直径)	重机行业规定	



## 3.2 齿轮渗碳及碳氮共渗热处理工艺

## 3.2.1 齿轮毛坯的热处理

齿轮毛坯热处理的推荐工艺见表10.2-47。

如果设备允许,为了减少渗碳淬火中的齿轮变形,应尽可能选用高于渗碳温度30~50℃正火。为了改善切削性能,得到较高的光洁度,一般可采用

以下方法:

1) 提高正火温度,采用表10.2-47中的上限温度,或同时增加冷却速度;

2) 采用不完全淬火工艺,表10.2-48列举了三种常用齿轮渗碳钢的不完全淬火工艺规范。为了消除魏氏组织,不完全淬火前应进行一次正火。

表10.2-47 齿轮毛坯预备热处理工艺

序号	钢号	预备热处理		硬度 (HB)	显微组织
		工序	工艺规范		
1	20Cr	正火	900~950℃空冷	156~179 (179~207)	均匀分布的片状珠光体和铁素体
2	20CrMnTi, 20CrMo, 20Mn2TiB, 20MnVB, 20SiMnVB等	正火	920~1000℃空冷(常用950~970℃)	158~207 (179~217)	同上
3	20CrMnMo, 20CrNi3, 20Cr2Ni4A, 18Cr2Ni4WA等	正火 回火	正火: 880~940℃空冷; 回火: 650~700℃	171~229 (20CrMnMo) 207~269 (20CrNi3等)	粒状或薄片状珠光体及少量铁素体
4	20Cr2Ni4A或 18Cr2Ni4WA, 当锻造后晶粒粗大时	回火 正火 回火	回火: 840℃。 6~24小时空冷 正火: 以大于20℃/分的速度加热到880~940℃,空冷; 回火: 650~700℃	207~289	同上
5	40Cr, 40Mn2等	正火	850~900℃, 空冷	179~229	均匀分布的片状珠光体和铁素体

表10.2-48 改善渗碳齿轮毛坯被切削性的不完全淬火规范

钢号	$A_{c1}$ (°C)	$A_{c3}$ (°C)	热处理规范
20Cr	766	858	775~790℃ 水冷
20CrMnTi	740	825	765~790℃ 油冷
20CrMo	743	818	760~780℃ 油冷

表 10.2-49 列出了若干常用钢齿轮渗碳及碳氮共渗, 淬火及回火方式。渗后不直接淬火的齿轮其冷却方式可根据表 10.2-50 选择。

3.2.2 齿轮渗碳及碳氮共渗热处理工艺方式的选择

表 10.2-49 渗碳或碳氮共渗齿轮热处理的各种方式

钢号	齿轮类型	热 处 理 工 艺	序号
20Cr-MnTi; 20Mn2TiB 20SiMnVB 20CrMo 20CrMnMo	大多数经气体或液体渗碳(或碳氮共渗)的齿轮	渗碳(820~940℃)或碳氮共渗(840~860℃)→炉内顶冷均热(830~850℃、碳氮共渗者不顶冷)→直接淬火(油淬或热油、空气分级淬火)→回火(180℃, 2小时)	1
	(1) 直接淬火后变形不符合要求而需用压床或套芯棒淬火的齿轮 (2) 渗碳后需进行机械加工的齿轮 (3) 固体渗碳齿轮	渗碳或碳氮共渗→冷却→再加热(850~870℃)→淬火(油淬或热油、空气分级淬火)→回火	2
	精度要求较高(7级)的齿轮	齿轮在渗碳前经过粗加工成型; 渗碳后以较慢的冷速冷下来, 进行齿形的半精加工; 再用高频或中频感应加热装置透烧齿部及齿根附近部位进行淬火, 回火后再进行齿形的精加工(珩或磨齿)并用推刀修整花键内孔	3
20, 20Cr	渗碳齿轮	渗碳后直接淬火, 如晶粒较大, 宜用序号2的热处理工艺进行处理	4
12CrNi3A 20CrNi3A 12Cr2Ni4A 20Cr2Ni4A 18Cr2Ni4WA	渗碳齿轮	渗碳(900~920℃)→冷却→再加热(12CrNi3A、20CrNi3A、12Cr2Ni4A、20Cr2Ni4A: 800±10℃①; 18Cr2Ni4WA: 850±10℃)→淬火(油, 或200±30℃碱槽、保持5~10分钟后空冷)→冰冷处理(-70~-80℃, 1.5~2小时)→回火	5
	渗碳后还需进行切削加工的齿轮	渗碳→冷却→高温回火(650±10℃, 5.5~7.5小时空冷, 18Cr2Ni4WA则应随炉冷到350℃以下出炉空冷②)→再加热→淬火→回火	6
	一般淬火后心部硬度过高的齿轮	淬火可按下述规范进行: 18Cr2Ni4WA: 850±10℃保温后, 快速放入280~300℃碱槽中, 保持12~20分钟, 转入560~580℃硝盐浴中保持30~50分后油冷; 12CrNi3A: 820~850℃保温后, 在230±50℃的碱槽内保持8~12分钟后油冷; 12Cr2Ni4A: 820~850℃保温后, 在280±50℃的碱槽内保持8~12分钟后油冷	7
	碳氮共渗齿轮	碳氮共渗(830~850℃)→直接淬火(油或碱槽、空气分级淬火, 18Cr2Ni4WA可用空冷淬火)→冰冷处理→回火	8
	碳氮共渗后还需进行切削加工的齿轮	碳氮共渗→冷却→高温回火→淬火→回火	9

① 渗层残余奥氏体过多或心部硬度过高, 允许降低淬火温度到780℃; 心部硬度低, 心部铁素体量过多, 允许提高淬火温度到850℃。  
② 回火后硬度应不高于HRC35, 如个别零件硬度高时, 可再进行680~700℃高温回火一次。

表10.2-50 渗碳或碳氮共渗后冷却方式（直接淬火除外）的选择

齿轮用钢	冷却方式	说 明
20Cr 20CrMnTi 20Mn2TiB 20SiMnB 20CrMo 12CrNi3A 12Cr2Ni4A 20Cr2Ni4A 18Cr2Ni4WA	空冷	气体或盐浴渗碳（或碳氮共渗）后采用。比较简单易行，但齿表面形成一定的贫碳层，影响齿轮使用性能；宜适当降温后出炉并单独摆开，以增加冷速，减少脱碳
	在冷却井中冷却	冷却井为四周盘有蛇形管通水冷却的带盖容器。齿轮自井式渗碳炉中移入冷却井后，应向其中通入保护气或滴入煤油以保护齿面（事先最好先在冷却井中倒入适量甲醇）
	在 700℃ 等温盐浴中保持一段时间的空冷	盐浴渗碳（或碳氮共渗）后采用。为出炉空冷时温度较低，可减少齿面脱碳
	随罐冷却	采用20Cr2Ni4A 钢的齿轮固体渗碳后如随罐冷却到室温常出现表面裂纹，应在400~500℃左右开罐空冷，并及时回火
20CrMnMo 20CrNi3	在缓冷坑中冷却或油冷	20CrMnMo、20CrNi3 钢的齿轮如渗碳后空冷易产生表面裂纹，需慢冷或快冷；亦可采用随炉冷到 550℃ 再出炉空冷

3.2.3 齿轮的渗碳工艺

a. 工艺模式 生产中常用的渗碳工艺模式如表10.2-51所示。

b. 渗碳温度和时间 生产中一般采用 920~930℃。也可根据渗层深度采用如表10.2-52所示的相应温度。

表10.2-51 渗碳工艺模式举例

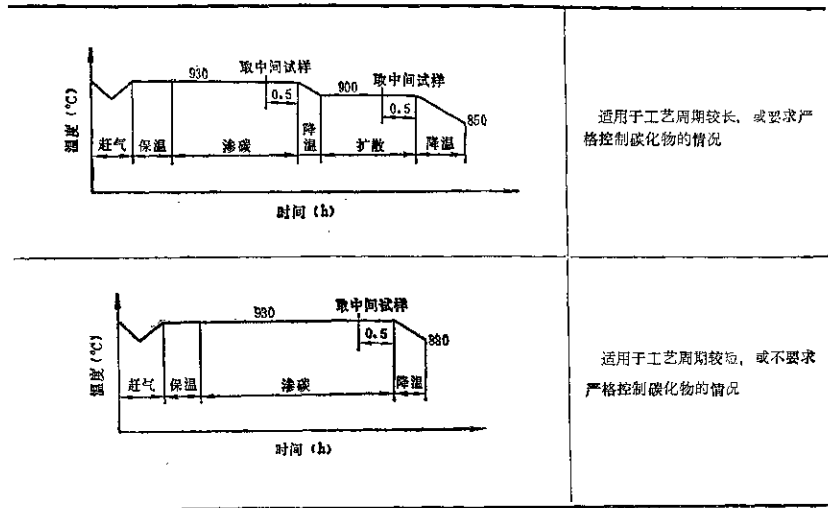


表10.2-52 不同渗层深度采用的渗碳温度

渗层深度 (mm)	渗碳温度(℃)
0.35~0.65	880±10
0.65~0.85	900±10
0.85~>1	920±10

渗碳时间主要根据渗层深度确定,同时与渗碳温度、炉内气氛等因素有关。在某一确定渗碳温度下,渗层深度与渗碳时间存在着以下关系:

$$d = k\sqrt{t}$$

式中  $d$ ——渗碳层总深度 mm;

$t$ ——渗碳时间h;

$k$ ——与渗碳温度有关的系数。

当渗碳温度为875℃  $k=0.45$ ;

温度为900℃  $k=0.54$ ;

温度为925℃  $k=0.63$ 。

表10.2-53 列出了正常渗碳条件下渗碳时间与渗层深度之间的关系。

表10.2-53 渗碳层总深度与渗碳时间的关系

渗碳时间, $t$ (h)	渗碳层深度 (mm)		
	875℃	900℃	925℃
2	0.64	0.78	0.89
4	0.89	1.06	1.27
8	1.27	1.52	1.80
12	1.56	1.85	2.21
16	1.80	2.19	2.54
20	2.00	2.39	2.84
24	2.18	2.62	3.10
30	2.48	2.95	3.48
36	2.74	3.20	3.81

c. 渗碳介质 表10.2-54 列出了常用的气体渗碳剂。采用甲醇和煤油渗碳时的用量可参考表10.2-55。

表10.2-54 常用的气体渗碳剂

类别	渗剂	组成及特点	使用方法
液	煤油	为石蜡烃、烷烃及芳香烃的混合物。一般灯用煤油含S<0.04%者均可使用。价格便宜,来源容易,易产生碳黑	直接滴入或用燃料泵喷入渗碳炉内,调节液滴数量以控制工件表面碳浓度。多用于井式炉。用甲醇和丙酮或醋酸乙酯可实现滴注式可控气氛渗碳
	甲醇添加酮、酯类有机化合物	甲醇(CH <sub>3</sub> OH)和一定比例的丙酮(CH <sub>3</sub> COCH <sub>3</sub> )或醋酸乙酯(CH <sub>3</sub> COOC <sub>2</sub> H <sub>5</sub> )滴入炉内裂解,靠调整丙酮或醋酸乙酯滴量控制碳势	
气	天然气	主要组成是甲烷(CH <sub>4</sub> ),尚含有少量乙烷和氢	直接通入炉内裂解
	工业丙烷和丁烷	工业丙烷(C <sub>3</sub> H <sub>8</sub> )和丁烷(C <sub>4</sub> H <sub>10</sub> )是炼油厂副产品,价格便宜,运贮方便	直接通入炉内或添加少量空气在炉内裂解
体	吸热式气	用天然气或工业丙、丁烷或焦炉煤气与空气按一定比例混合,在高温和有镍催化剂作用下裂解而成。	一般用吸热式气作运载气体,用天然气或丙烷作为富化气,以调整炉气碳势

表10.2-55 采用甲醇、煤油滴注式渗碳时的渗碳剂用量

设 备 型号及规格	缸气、保温		渗 碳		扩 散、降 温	
	甲醇 (滴/min)	煤 油 (滴/min)	甲 醇 (滴/min)	煤 油 (滴/min)	甲 醇 (滴/min)	煤 油 (滴/min)
RJJ-35-9T	120	20~50	20~50	80~100	20~50	80~80
RJJ-60-9T	160	25~55	25~55	100~120	25~65	90~100
RJJ-75-9T	200	30~60	30~60	120~140	30~60	100~120
RJJ-90-9T	220	35~65	35~65	160~180	35~65	140~160
RJJ-105-9T	300	50~80	50~80	200~220	50~80	180~220

d. 炉气碳势的控制 炉气碳势可采用露点仪, CO<sub>2</sub>红外仪及氧探头进行检测, 表10.2-56列出了CO<sub>2</sub>红外仪与氧探头的性能对比。

表10.2-56 碳势测控仪性能对比

仪表名称 比较项目	CO <sub>2</sub> 红外仪	氧 探 头
	使用温度(°C)	<1000
反应速度	5~10 min	5~10s
测量精度	0.12~0.2%	0.01~0.02%

炉气应在不同工艺阶段取废气1~2次进行分

析。渗碳阶段的炉气成分可参考表10.2-57的数值进行控制。

表10.2-57 渗碳阶段的气体成分 (%)

CO	H <sub>2</sub>	CO <sub>2</sub>	O <sub>2</sub>	N <sub>2</sub>		
5~15	≤0.5	15~25	40~60	≤0.5	≤0.5	余量

图10.2-18是20钢在920°C渗碳时渗层碳浓度与炉气碳势的关系。

e. 齿轮渗碳工艺举例

(1) 图10.2-19所示为20CrMnTi变速箱齿轮在井式渗碳炉的渗碳淬火工艺曲线。

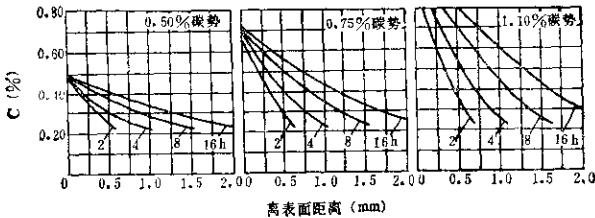


图10.2-18 20钢在920°C于不同碳势炉气中表面碳浓度随时间的变化

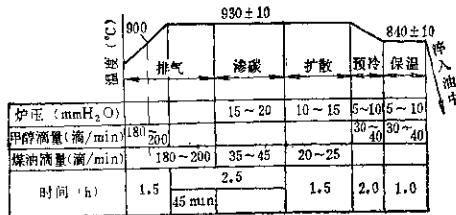


图10.2-19 在RJJ-75井式渗碳炉中的渗碳淬火工艺  
工件: 变速器齿轮 钢材: 20CrMnTi  
装炉量: 220kg。 渗碳表面积: 4~6.5m<sup>2</sup>

(2) 汽车从动锥齿轮在推杆式无罐贯通式炉 中的渗碳工艺见表10.2-58。

表 10.2-58 汽车零件在无罐贯通式炉中的渗碳工艺

工艺参数	煤气加热无罐炉各区参数					电加热无罐炉各区参数				
	I-1	I-2	I	II	IV	I-1	I-2	I	II	IV
各区温度℃	860	930	950	900	850	800	920	950	900	850
以热式气供给量m <sup>3</sup> /h	5	6	6	6	6	6	6	5	6	6
富化气(丙烷)供给量, m <sup>3</sup> /h	0.3	0.2~0.25	0.2~0.25	—	—	0.1~0.15	0.1~0.15	0.15~0.25	—	—
各区装炉盘数	4	3	6	4	3	4	3	6	4	3
炉气露点, ℃	-10~-12					-6~-8				
炉膛体积, m <sup>3</sup>	10					10				

注: 钢材20MnTiB, 要求渗碳层深1.2~1.6mm, 硬度HRC58~63; 渗碳后直接油冷。

(3) 20CrMnTi钢齿轮在用甲醇和丙酮作为滴注剂, 并采用红外仪控制碳势的井式渗碳炉渗碳工艺曲线见图10.2-20。

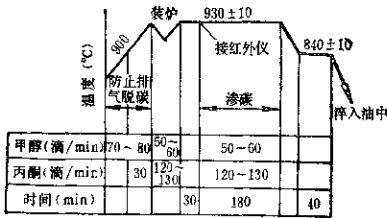


图10.2-20 在RJ-35井式渗碳炉中的渗碳淬火工艺  
钢材: 20CrMnTi  
层深: 0.8~1.2mm

### 3.2.4 齿轮的碳氮共渗工艺

碳氮共渗介质 齿轮气体碳氮共渗常用介质列于表10.2-59, 采用甲醇、煤油和液氮挥发气注

表10.2-59 常用的气体碳氮共渗介质

共渗介质	组 成	使用 方法
液体有机化合物+氮	1.煤油+氮 2.甲醇+丙酮+氮	液体有机化合物分别装在各个容器中, 通过针阀滴入炉内。氮经减压和干燥后通入炉内
气体渗碳剂+氮	吸热式气+甲烷(或丙烷)+氮	吸热式气露点控制在0℃左右, 通入5~10%的甲烷(1~3%丙烷), 氮通入量1~10%
含氮有机化合物	1.三乙醇胺 2.三乙醇胺+尿素 3.甲醇+三乙醇胺 4.甲醇+三乙醇胺+尿素 5.甲醇+甲酰胺	三乙醇胺由井式炉滴油器直接滴入。滴油管在入炉处要加水冷却, 以免在200~300℃形成沥青状物堵塞滴管。加入甲醇可防止堵塞。尿素可用螺旋送料机构送入炉内, 也可压成球状, 逐个送入。甲酰胺可直接滴入

表10.2-60 采用甲醇、煤油、液氮碳氮共渗时的共渗剂用量

设备型号	碳 氮 共 渗		
	甲醇(滴/min)	煤油(滴/min)	氮气(m <sup>3</sup> /h)
RJ-35-9T	100	55	0.08
RJ-60-9T	120	60	0.1
RJ-75-9T	160	90	0.17
RJ-99-9T	200	100	0.25
RJ-105-9T	240	180	0.35

表10.2-61 几种碳氮共渗盐浴成分

盐浴成分(%)	主要化学反应	使用说明
NaCN 10 NaCl 40 BaCl <sub>2</sub> 50	$BaCl_2 + 2NaCN \rightarrow 2NaCl + Ba(CN)_2$ $Ba(CN)_2 \rightarrow BaCN_2 + [C]$ $BaCN_2 + O_2 \rightarrow BaO + CO + 2[N]$	结构钢在 900°C 渗2h层深可达 0.7~0.8mm 4h达1.0~1.2mm
NaCN 30 NaCl 30 Na <sub>2</sub> CO <sub>3</sub> 40	$2NaCN + O_2 \rightarrow 2NaCNO$ $4NaCNO \rightarrow Na_2CO_3 + 2NaCN + CO + 2[N]$ $2CO \rightarrow CO_2 + [C]$ $NaCN + CO_2 \rightarrow NaCNO + CO$	830~860°C
(NH <sub>2</sub> ) <sub>2</sub> CO 40 KCl 25 Na <sub>2</sub> CO <sub>3</sub> 35	$2(NH_2)_2CO + Na_2CO_3 \rightarrow 2NaCNO + 2NH_3 + CO_2 + H_2O$ $4NaCNO \rightarrow Na_2CO_3 + 2NaCN + 2[N] + CO$ $2CO \rightarrow CO_2 + [C]$ $NaCN + CO \rightarrow NaCNO + CO$	780~820°C。原料无毒, 反应产物有毒

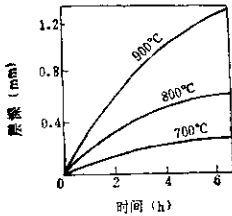


图10.2-21 共渗温度和时间对低碳钢渗层深度的影响  
炉气成分 CO19%, CO<sub>2</sub>0.5%, NH<sub>3</sub>5%, H<sub>2</sub>45%, CH<sub>4</sub>10%, 其余N<sub>2</sub>

行碳氮共渗时的介质用量可参考表10.2-60。液体碳氮共渗常用的几种盐浴成分列于表10.2-61。

b. 碳氮共渗温度和时间 齿轮碳氮共渗温度随钢种而定, 一般在 820~870°C 范围内。图 10.2-21 所示为温度和时间对共渗层深度的影响, 一般碳氮共渗时间可参考表10.2-62。

c. 气氛 图 10.2-22 所示为炉气露点和氮量对20钢共渗层碳氮浓度的影响。

齿轮碳氮共渗时, 在共渗20分钟后取炉气进行气体分析, 其成分要符合工艺规定, 可参照表10.2-

表10.2-62 共渗层深度与共渗时间的关系

共渗层深度(mm)	0.3~0.5	0.5~0.7	0.7~0.9	0.8~1.1	1.1~1.3
共渗时间(h)	3	6	8	10	13

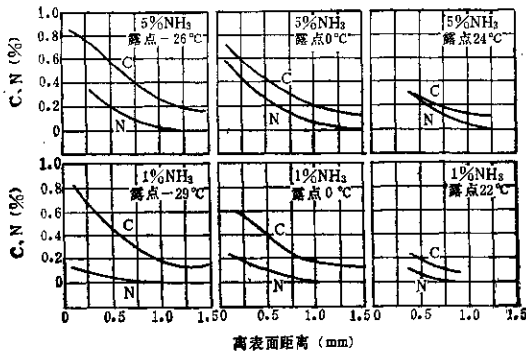


图10.2-22 炉气露点和氮量对20钢渗层碳氮浓度的影响  
甲烷制备吸热气+5%甲烷+氨; 温度845°C, 4h

表 10.2-63 碳氮共渗时的气体成分 (%)

CaH <sub>2n+2</sub>	CaH <sub>2</sub>	CO	H <sub>2</sub>	CO <sub>2</sub>	O <sub>2</sub>	N <sub>2</sub>
8~10	≤0.5	5~10	60~80	≤0.5	≤0.5	余量

63进行分析。

d. 工艺举例

(1) 图 10.2-23 所示为 40Cr 钢汽车变速箱齿轮采用煤油加氮气共渗的工艺。

(2) 表 10.2-64 为 20CrMnTi 和 20Mn<sub>2</sub>TiB

汽车变速箱齿轮在连续式电热无罐炉中的碳氮共渗工艺。

(3) 图 10.2-24 所示为 30CrMnTi 拖拉机变速箱齿轮 (模数 4.5) 用三乙醇胺裂解作为共渗介质的工艺曲线。

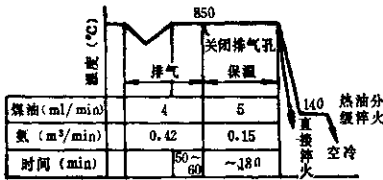


图 10.2-23 40Cr 钢在 RJJ-60 炉中的碳氮共渗工艺  
技术条件: 渗层深度 0.25~0.40mm

表面硬度 HRC60~63  
表面组织状态 马氏体和少量残余奥氏体  
表面碳氮浓度 (0.1mm 以内) C: 0.8%,  
N: 0.3~0.4%

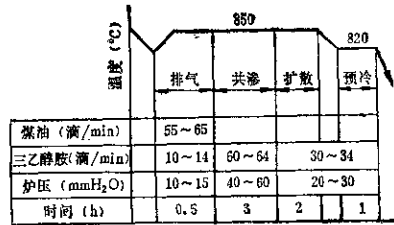


图 10.2-24 30CrMnTi 钢齿轮在 RJJ-36 炉

中的气体碳氮共渗工艺  
技术条件: 渗层深度 0.6~0.9mm  
表面硬度 HRC63 以上

表 10.2-64 变速箱齿轮在连续式电热无罐炉中碳氮共渗工艺

共渗区段	I-1	I-2	I	II	IV
温度(°C)	780	860	880	860	840
吸热式气(m <sup>3</sup> /h)	7	6	4	5	6
丙烷(m <sup>3</sup> /h)	0	0.1	0.2	0.1	0
氮(m <sup>3</sup> /h)	0	0.3	0.3	0.2	0
吸热式气成分(%)	CO <sub>2</sub> CaH <sub>2</sub> n		CO H <sub>2</sub>	CH <sub>4</sub> N <sub>2</sub>	
	0.2 0.4		23 34	1.5 其余	
炉气成分(%)	CO <sub>2</sub> CaH <sub>2</sub> n		CO H <sub>2</sub>	CH <sub>4</sub> N <sub>2</sub>	
	0.2 0.4		20 39	1.6 其余	
炉停留总时间(h)	10				
渗层碳氮含量	0.85~0.98% C, 0.25~0.30% N				
硬度 HRC	表面		62		
	心部		40~44		

注: 炉气成分为奥氏体分析结果。

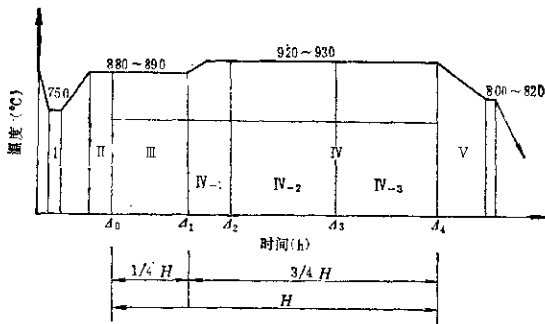


3.2.5 深层渗碳工艺①

大型轧钢机的人字齿轮轴轮及减速机大齿轮,大型挖掘机减速器齿轮,以及其它一些重载大模数齿轮,国外已多采用渗碳淬火工艺,国内也已开始采

用,以提高承载能力和使用寿命。这类大模数齿轮的渗层深度一般大于3mm,通常4~6mm,最深可达8mm,这就形成了所谓“深层渗碳”工艺。

a. 深层渗碳工艺 图10.2-25是一种“滴注式变温变碳势深层渗碳”的工艺曲线。



渗碳阶段	设定层深(1%)	设定表面碳浓度(%)
$\Delta_0$	炉外试样	
$\Delta_1$	$t_1=40$	1.2~1.3
$\Delta_2$	$t_2=50$	1.0~1.1
$\Delta_3$	$t_3=80$	0.9~1.0
$\Delta_4$	$t_4=100$	0.8~0.9

注: 1.  $t$  最终渗碳层深度, 计算到C0.4%处 2.  $t_1 \sim t_4$  阶段渗碳层深度  
3.  $H$  渗扩时间

图10.2-25 滴注式变温变碳势深层渗碳工艺曲线

表10.2-65是深层渗碳工艺中的参数控制。

表10.2-65 深层渗碳工艺中各区的参数控制要点

区段序号	名称	参数控制要点
I	预热区	从齿轮装炉到渗碳温度的排气阶段中,于750℃时保温1~2小时,以减小型齿轮截面温差
II	均热区	齿轮各部位温度均达到渗碳温度时开始渗碳
III	强渗区	炉内碳势控制在1.65~1.85%,零件表面碳浓度在1.2~1.3%之间。强渗时间占总渗碳时间的1/4左右
IV	IV-1 第一扩散期	停止滴注,迅速降低碳势,同时升温到92~930℃。碳势降到1.2~1.25%,零件表面碳浓度降到1.0~1.1%,渗层深度达总深度的1/2。这段扩散时间应为强渗时间的1/3左右
	IV-2 第二扩散期	炉内碳势控制在1.1~1.15%,零件表面碳浓度降至0.9~1.0%,深层深度达总层深的80%
	IV-3 第三扩散期	炉内碳势维持在1.05~1.0%,零件表面碳浓度达0.8~0.95%,渗层深度达最终要求值,这一阶段与第二阶段扩散时间大致相等
V	降温区	随炉降温到800~820℃,再于该温度下保温1小时后出炉冷却

① 洛阳矿山机器厂资料。——作者注

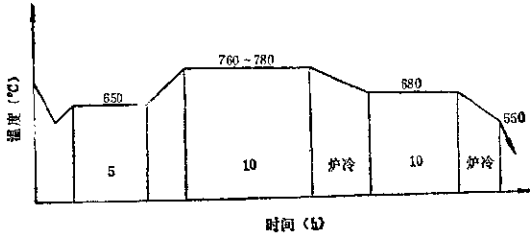


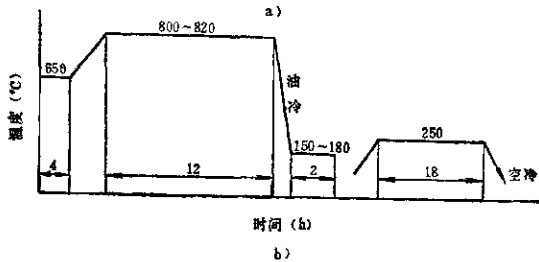
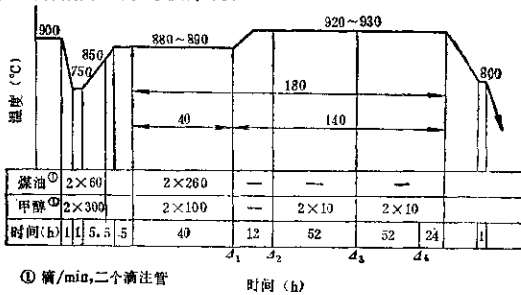
图10.2-26 球化退火工艺曲线

b. 深层渗碳齿轮渗层的球化退火 由于深层渗碳的周期长，渗层中碳化物的形态和分布难于达到技术要求，所以要进行一次球化退火，以提高齿轮的接触疲劳强度。其工艺可参考图10.2-26。

c. 渗碳层深度的判定 齿轮渗碳过程中深度的检查一般以含碳量0.4%作为界限，但技术要求硬化层深度是从表面测至HV650处，这两者之间将由于钢材化学成分、零件截面尺寸大小及冷却介

质等的不同而有不同的对应关系。表10.2-66是根据试验得到的20CrNi2MoA钢由含碳量表示的渗层深度与油淬时有效硬化层深度之间的关系，可供参考。

d. 齿轮深层渗碳淬火工艺举例 图10.2-27所示为两种减速器大齿轮轴的深层渗碳淬火工艺，中间球化退火工艺同图10.2-26。



零件	M	D(mm)	L(mm)	装炉量(件)	表面积(m <sup>2</sup> )	有效层深(mm)
齿轮轴	16	615	1800	1	3.6	6~6.5
齿轮轴	16	486	1506	1	2.5	6~6.5

图10.2-27 深层渗碳淬火工艺图  
a) 渗碳 b) 淬回火

表10.2-66 20CrNi2MoA钢渗碳层深和硬化层深关系

试样截面	淬火冷却剂	表面硬度HRC	HV550或HRC52处的含C量(%)	渗碳层深度 $t = \frac{\text{有效硬化层}T}{K}$
φ30	静油	60	0.34	$t = \frac{T}{1.15} \quad K=1.15$
φ50	静油	60	0.40	$t = \frac{T}{1.0} \quad K=1$
φ70	静油	60	0.48	$t = \frac{T}{0.85} \quad K=0.85$
φ30	静油	55	0.38	$t = \frac{T}{1.1} \quad K=1.1$
φ50	静油	55	0.52	$t = \frac{T}{0.80} \quad K=0.80$
φ70	静油	55	0.62	$t = \frac{T}{0.70} \quad K=0.70$

3.3 齿轮渗碳及碳氮共渗的热处理变形

a. 影响齿轮热处理变形的因素 影响渗碳及碳氮共渗齿轮变形的主要因素见表10.2-68。

3.3.1 热处理变形规律

b. 控制齿轮热处理的一般性措施

表10.2-67列举了齿轮渗碳及碳氮共渗 淬火后产生的各种变形形式。

(1) 合理的齿轮结构设计 表10.2-69列举了在齿轮设计时应当注意的问题。

3.3.2 减小齿轮热处理变形的措施

(2) 合理的加热淬火夹具及装夹方式 表10.2-70介绍了几种生产中使用的夹具及装夹形式

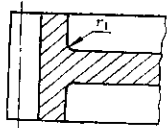
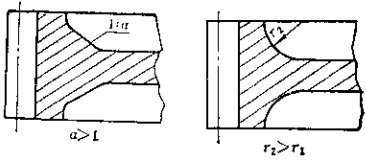
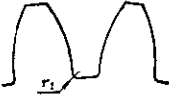
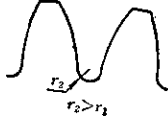
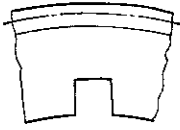
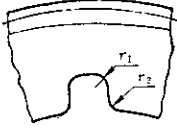
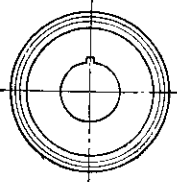
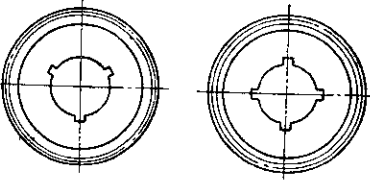
表10.2-67 渗碳及碳氮共渗齿轮热处理变形的主要形式

齿轮种类	齿轮参数变化	热处理变形趋势
圆柱齿	直径变化	盘状齿轮的齿顶圆直径通常胀大；轴齿轮齿顶圆直径通常缩小
	齿顶圆及内孔的不均匀变化	由于齿轮材料质量不均匀，几何形状不均匀及加工工艺不当，热处理时引起不均匀胀缩，从而形成椭圆
	平面翘曲及齿圈锥度	外径较大的盘状齿轮其端面容易产生翘曲以及使齿圈形成锥度
	齿形变化	低碳合金钢渗碳后，齿厚增加，齿形曲线齿顶变负 40Cr浅层碳氮共渗后，齿厚增加，齿形曲线齿顶变正
齿轮	齿向尺寸变化	靠近两端面处齿厚胀得较多，齿宽中部呈凹形
	轴向变化	由于材料，几何形状及工艺等原因造成齿轴弯曲变形
锥齿轮	齿轮端面及内孔变形	端面翘曲、内孔呈椭圆
螺旋齿轮	螺旋角变化	螺旋角变小。斜齿盘齿轮角度改变较大；斜齿轴齿轮角度改变较小。螺旋齿圈、锥齿轮主动轮角度改变较大
带花键孔齿	内孔胀缩	低合金钢齿轮渗碳淬火后内孔通常缩小；钢材淬透性越高，渗层越厚，则收缩越大；内孔经防渗的齿轮则微胀 40Cr钢浅层碳氮共渗淬火后，内孔通常胀大
	内孔锥度	通常截面较小处内孔收缩较大；截面较厚处内孔收缩较小或微胀
	内孔椭圆	

表10.2-68 影响齿轮热处理变形的主要因素

影响因素	造成齿轮变形的原因
设计	形状对称性及截面均匀性差, 轮辐刚度差
材料	晶粒度不均匀, 带状组织严重, 淬透性带宽
锻造	锻造流线不对称, 锻后冷却不均匀
预备热处理	加热温度过高或过低, 冷却不均匀
切削加工	切削用量过大, 工艺孔位置不当
最终热处理	加热不均匀, 夹具设计不合理, 冷却剂及冷却规范选择不当, 渗层质量不均匀

表10.2-69 减小齿轮热处理变形的结构设计原则

设计原则	结构示意图	
	不佳	比较合理
加大		
圆角		
形状对称		
形状对称		

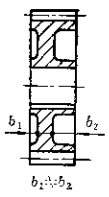
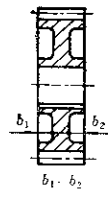
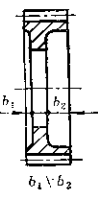
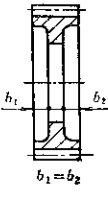
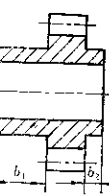



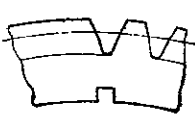
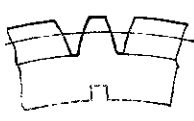
设计原则	结构示意图	
	不佳	比较合理
形状对称	 <p><math>b_1</math> <math>b_2</math> <math>b_1 &gt; b_2</math> <math>h_1</math> <math>h_2</math></p>	 <p><math>b_1</math> <math>b_2</math> <math>b_1 &gt; b_2</math> <math>h_1</math> <math>h_2</math></p>
	 <p><math>b_1</math> <math>b_2</math> <math>b_1 &gt; b_2</math> <math>h_1</math> <math>h_2</math></p>	 <p><math>b_1</math> <math>b_2</math> <math>b_1 &gt; b_2</math> <math>h_1</math> <math>h_2</math></p>
	 <p><math>b_1</math> <math>b_2</math> <math>b_1 &gt; b_2</math> <math>h_1</math> <math>h_2</math></p>	 <p><math>b_1</math> <math>b_2</math> <math>b_1 &gt; b_2</math> <math>h_1</math> <math>h_2</math></p>
	 <p><math>b_1</math> <math>b_2</math> <math>b_1 &gt; b_2</math> <math>h_1</math> <math>h_2</math></p>	 <p><math>b_1</math> <math>b_2</math> <math>b_1 &gt; b_2</math> <math>h_1</math> <math>h_2</math></p>
合理安排键槽		

图 10-38

图 10-38

(续)

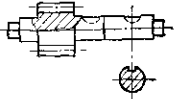
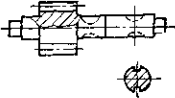
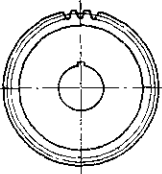
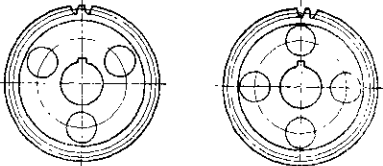
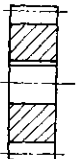

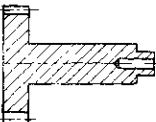
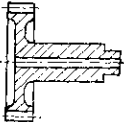
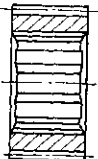
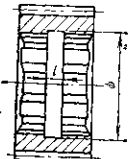
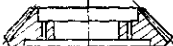

设计原则	结构示意图	
	不佳	比较合理
合理安排键槽		
挖槽打孔，均衡冷却		
		
		
		
改善锥齿 轮支承底面		

表10.2-70 齿轮渗碳或碳氮共渗及淬火冷却时常用的几种夹具及装夹方式

	<p>串作横装夹具</p>		<p>立装夹具</p>
	<p>摆 放</p>		<p>内孔补偿垫圈</p>
	<p>内孔花键槽 套芯夹具</p>		<p>平装夹具</p>
	<p>内孔单键槽 套芯夹具</p>		<p>淬火芯轴 1—吊杆 2—导向轴 3—花键轴 4—托盘</p>
	<p>齿轮补偿 垫圈 1—补偿 垫圈 2—齿轮 3—支承 垫圈</p>		

c. 热处理前的齿轮加工尺寸调整 掌握热处理变形规律，在热处理前调整齿轮的加工尺寸，以补偿热处理变形，这是批量生产齿轮常用的方法。

生产中常用50件齿轮在确定的条件下进行冷加

工和热处理，经过对热处理前后齿轮各几何参数的测量，并对其数据进行统计处理，掌握变形趋势，然后移动公差带位置，并按下式确定热处理前的机械加工尺寸公差：

热处理前某参数的上限值 = 齿轮成品允差的上限值 - 热处理时可能造成的最大尺寸变形量

热处理前某参数的下限值 = 齿轮成品允差的下限值 - 热处理时可能造成的最小尺寸变形量

将上两式相减，便得到：

成品齿轮的公差范围 = 热处理前内轮公差范围 + 热处理变形公差范围

不过，机械加工尺寸的真差，其可能性必须建

立在齿轮整个生产过程的工序稳定性之上。

d. 控制齿轮花键孔精度的常用方法 表 10.2-71 列举了几种方法可供参考。

e. 减小锥齿轮热处理变形的办法 锥齿轮渗碳淬火变形在生产中主要采用压力淬火方法来控制。图 10.2-28 是一种典型的脉动淬火压床的结构示意图。表 10.2-72 举出了两例齿轮压淬的参数。压床淬火齿轮变形有时仍然不能控制到要求的水平，这时可参考表 10.2-73 中所列项目进行分析检查。

表 10.2-71 控制渗碳齿轮花键孔精度的常用方法

齿轮定位方式	控制花键孔精度的方法	加 工 工 艺 流 程	说 明
内径定位	热处理后挤键宽及磨内孔	机械加工 → 渗碳、淬火、回火 → 挤键宽 → 磨内孔	热处理时对变形的控制要求不太严，仅用于内径定位齿轮
底径或键槽定位	热处理后用锉刀修整花键	机械加工 → 内孔滚圆（或采用其他防渗措施） → 渗碳、淬火、回火 → 去尖 → 推刀修整花键孔	工序复杂，花键孔硬度较低，耐磨性较差，但精度较高
	同上	机械加工 → 渗碳（然后空淬、缓冷或再加高温回火） → 齿部感应加热淬火 → 回火 → 推刀修整花键孔	省略滚圆工序，但齿面淬硬应加热；尚有其他方面的精度也较差，花键孔圆角较钝
	渗碳后再加热，套芯棒淬火	机械加工 → 渗碳（然后空冷或缓冷）再加热套芯棒淬火 → 回火	适用于淬火时内孔收缩的齿轮（大部分渗碳齿轮）
	热处理后挤花键孔。花键孔出现锥度者可采用补套垫圈	机械加工 → 渗碳后直接淬火 → 回火 → 挤花键孔	工序简单，但用挤刀挤花键孔所能校正的变形很有限，因此应在原材料质量稳定及工艺控制较严的情况下应用
	热处理前对收缩较大的一端施行预胀孔	机械加工 → 一端预胀孔 → 渗碳、淬火、回火	适用于热处理时花键孔出现锥度的齿轮
热处理后分解加工精密花键孔	机械加工 → 渗碳、淬火、回火 → 电解加工精密花键孔	工序简单，适应性强，但需有直流电源的电解加工机床	



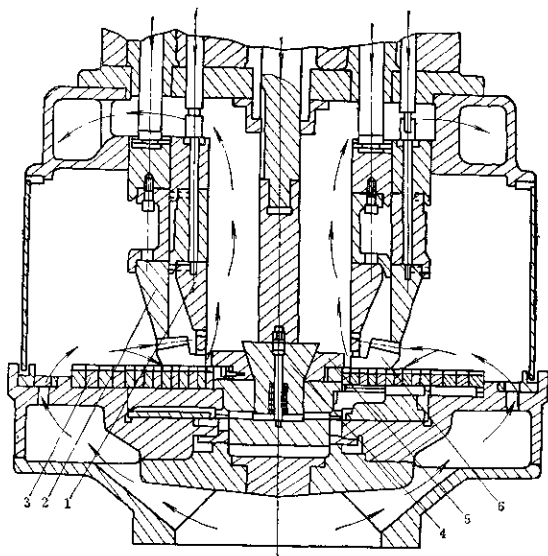
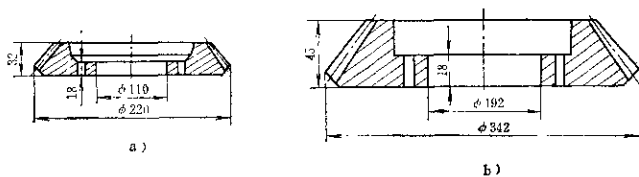


图10.2-28 转动淬火压铸结构示意图  
1—内压环 2—外压环 3—底模齿 4—压头 5—扩张块 6—齿轮

表10.2-72 齿轮压铸参数举例



齿 轮 号	压力(N)			冷却条件 油流量 ( l/min ) 时间 ( s )			底 模 凸 凹 盘 (mm)	压 床 型 号
	内压环	外压环	扩张块	第一阶段	第二阶段	第三阶段		
a	11740	16003	3810	$\frac{800}{20}$	$\frac{190}{30}$	$\frac{800}{30}$	0	格里森537*
b	30184	52773	9349	$\frac{1130}{10}$	$\frac{180}{60}$	$\frac{1130}{30}$	+0.35	国产YZ13050/1

表10.2-73 机床淬火时齿轮变形不符合要求的主要原因

变形情况	主要原因
内孔椭圆	<ol style="list-style-type: none"> <li>1. 锥形胀杆与中心模的锥面配合不好</li> <li>2. 中心模工作面或齿轮内孔表面不干净</li> <li>3. 中心模或限位圈尺寸精度不够或限位圈尺寸选用不当</li> <li>4. 中心模压力太小</li> <li>5. 无压冷却时间太长 (对定压压床而言)</li> </ol>
内端面不平度大	<ol style="list-style-type: none"> <li>1. 中心模压力太大或限位圈内径太大</li> <li>2. 内压环压力太小</li> <li>3. 外压环压力太大</li> <li>4. 下模面锥度太大</li> <li>5. 无压冷却时间太长</li> </ol>
外端面不平度大	<ol style="list-style-type: none"> <li>1. 外压环压力太小</li> <li>2. 内压环压力太大</li> <li>3. 下模面锥度太小</li> <li>4. 无压冷却时间太长</li> </ol>

4 齿轮的渗氮

4.1.1 影响渗氮齿轮强度和韧性的因素

影响渗氮工件强度和韧性的因素很多,表10.2-

4.1 齿轮渗氮技术参数的确定

74列出了一些试验结果以供参考。

表10.2-74 影响渗氮试件机械性能的因素

机械性能	影响因素及影响倾向性		
接触疲劳强度	<ol style="list-style-type: none"> <li>1. 渗氮层厚度。一般厚度增加,强度提高</li> <li>2. 心部强度。心部强度提高,接触强度提高</li> <li>3. 表面硬度。表面硬度提高,接触强度提高</li> </ol>		
弯曲疲劳强度	光滑试样	<ol style="list-style-type: none"> <li>1. 扩散层厚度增加,强度提高</li> <li>2. 氮的固溶量增加,强度提高</li> </ol>	
	缺口试样	<ol style="list-style-type: none"> <li>1. 化合物层越厚,强度下降</li> <li>2. 晶间化合物严重,强度下降</li> <li>3. <math>\gamma'</math>相越多,强度越高</li> </ol>	
耐磨性及抗胶合性能	有润滑条件	$e + Fe_3C$ 最耐磨, $e$ 单相次之, $\gamma' + e$ 较差	
	干摩擦条件	$\gamma'$ 最耐磨( $\gamma'$ 的韧性起主导作用)	
抗胶合性能	$e$ 相具有最高的抗胶合极限,其次是 $e + \gamma'$ ; $\gamma'$ 相和纯扩散层的抗胶合极限最低		
渗氮层脆性	以 $e$ 相为主的渗层脆性最高;具有 $\gamma'$ 单相的渗层韧性最高,下表是45钢渗氮试样扭转声发射试验数据:		
	化合层组织	化合层厚度( $\mu m$ )	出现第一条裂纹扭转角( $^\circ$ )
	$\gamma'$	6	61.5
	$\gamma' + e$ (少)	10	50.0
	$e + \gamma'$	20①	28.5
	$e$	20	14.5

① 化合层与扩散层交界处有须状氮化物

(续)

机械性能		影响因素及影响倾向性	
冲击韧性		1. 经渗氮后试件冲击韧性下降	
		2. 预先热处理为正火, 其冲击值比调质更低。 下表是不同材料渗氮后的试验结果:	
钢号	预先热处理	离子渗氮工艺	冲击韧性 $a_k$ (J/cm <sup>2</sup> )
38CrMoAlA	930℃正火	—	91
		530℃×12h	27
	880℃油淬, 670℃回火	530℃×12h	162
40Cr	880℃正火	—	73
		530℃×12h	3.8
	860℃油淬, 600℃回火	530℃×12h	159
20CrMnTi	930℃正火	—	71
		530℃×12h	245
	930℃油淬, 920℃回火	530℃×12h	25
30CrMoAl	930℃正火	—	249
		530℃×12h	67
	930℃油淬, 620℃回火	530℃×12h	134
30CrMnAl	930℃, 900℃两次正火	—	28
		530℃×12h	120
	900℃油淬, 620℃回火	530℃×12h	92
30CrMnAl	930℃, 900℃两次正火	—	111
		530℃×12h	15
	880℃油淬, 620℃回火	530℃×12h	131
		530℃×12h	99

表10.2-75 齿渗氮层深度的选择

模数	公称齿厚 (mm)	深度范围 (mm)
≤1.25	0.15	0.10~0.25
1.5~2.5	0.30	0.25~0.40
3~4	0.40	0.35~0.50
4.5~6	0.50	0.45~0.55
>6 <sup>①</sup>	0.60	>0.50

## 4.1.2 渗氮齿轮的技术参数

a. 渗氮层深度 齿轮的渗氮层深度可以根据模数按表10.2-76中推荐数值选用。

b. 渗氮层表面硬度 常用齿轮材料渗氮后的硬度可参考表10.2-76中所列数值。

c. 渗氮层组织及心部组织 针对渗氮齿轮机械性能的不同要求, 表10.2-77提供了一些参考原则。

①对于某些重载齿轮, 其渗氮层深度要求达0.8~1.2mm。



表10.2-78 常用齿轮渗氮钢的调质热处理工艺

钢 种	淬 火	回 火	硬 度 (HB)
38CrMoAl	940±10℃ 淬油	650±30℃	241~285
	930±10℃ 淬油	630±30℃	269~321
40Cr	860±10℃ 淬油	610±20℃	220~250
35CrMo	860±10℃ 淬油	620±20℃	220~255
40CrMnMo	860±10℃ 淬油	620±20℃	250~280
40CrNiMoA	850±10℃ 淬油	600±20℃	260~300
42CrMo	850±10℃ 淬油	600±20℃	250~269
34CrNi3Mo	860±10℃ 淬油	650±20℃	300~330
37SiMn2MoV	860±10℃ 淬油	640±20℃	241~288
25Cr2MoV	950±10℃ 淬油	650±20℃	270~288
20Cr3MoWV	970±10℃ 淬油	650±10℃	280~293

调质回火温度及回火时间对渗氮后表面硬度有一定的影响，随着回火温度提高及回火时间的延长，其表面硬度下降，渗层深度减薄。一般调质回火温度比渗氮温度高20℃以上，回火时间2~4小时。

b. 除应力处理 渗氮前进行一次除应力处理对减小齿轮变形有显著效果。500℃回火可将渗氮

前因锻造、调质及机加工造成的内应力消除80~95%。低温时效处理对应力去除效果不大，所以不提倡200℃以下的时效处理。

c. 局部防渗 对于不需要渗氮的部位要进行防渗处理。表10.2-79列举了局部防渗氮的方法。

气体渗氮常用镀膜防渗法。

离子渗氮常用机械防渗法（见图10.2-29）。

表10.2-79 局部防渗氮的方法

渗氮法	局 部 防 渗 方 法
气体渗氮	<ol style="list-style-type: none"> <li>1. 镀锡膜。一般锡膜厚0.003~0.015mm，当锡膜厚度大于0.01mm时，为了防止流锡，可进行350℃左右加热1~2小时的匀锡处理</li> <li>2. 镀铜膜。无孔隙铜膜0.010~0.020mm</li> <li>3. 其它有机或无机涂料</li> </ol>
离子渗氮	常用的机械屏蔽防渗法见图10.2-29

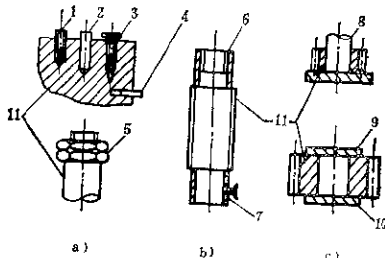


图 10.2-29 离子渗氮机械屏蔽法防渗示意图

a) 屏蔽小孔、螺孔和螺线 b) 屏蔽螺线和外圆 c) 屏蔽内孔  
 1—顶丝 2—销 3—螺钉 4—箔 5—螺母  
 6—套 7—套 8—芯轴 9—屏蔽 10—底板 11—工件

渗氮工艺中，温度对渗层深度和表面硬度的影响如图10.2-30所示，渗氮时间与渗层深度的关系见图10.2-31。

4.2.3 齿轮的气体渗氮工艺

表10.2-80是两种典型的气体渗氮工艺，可根据齿轮材料及不同技术要求进行选择。

表10.2-80 齿轮气体渗氮工艺方法及应用选择

工艺方法	工 艺 参 数	工艺特点及应用场合
一段渗氮法 (等温渗氮法)		渗氮温度较低，组织变形小；但工艺周期较长，且易产生脆性富氮层。适用于硬度要求高、高应力以及容易变形的齿轮。
二段渗氮法		可以缩短工艺周期，得到较深的渗层深度。适用于应力水平较高，而且渗层还要较厚的齿轮。

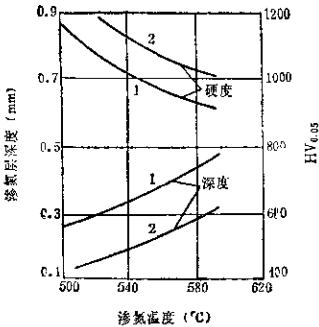


图10.2-29 渗氮温度对38CrMoAl钢渗层深度和硬度的影响

1—离子渗氮，2—气体渗氮  
保温6小时

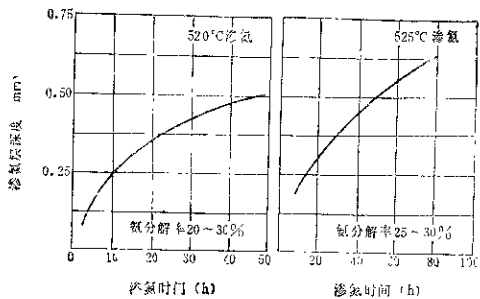


图10.2-31 31CrMoAl的一段渗氮时渗层深度与渗氮时间的关系

渗氮时氮分解率的选择与渗氮温度有关,可参考表10.2-81推荐的数值。一般来说,氮分解率增加到60~65%对硬度和深度的影响不大(图10.2-

32)。为了控制脆性相 $\epsilon$ 的生成,应增大氮分解率。对38CrMoAlA钢建议采用比表10.2-81所列数值高一些的氮分解率。

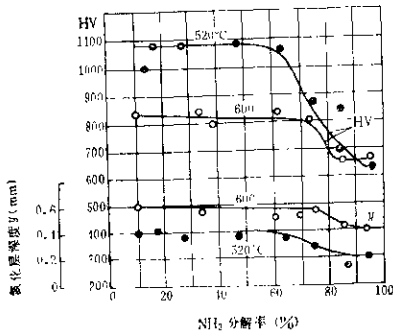


图10.2-32 氮分解率对38CrMoAlA钢渗氮层深度及硬度的影响

表10.2-81 氮分解率与渗氮温度的关系

渗氮温度 (°C)	氮分解率(%)
500~520	20~40
520~540	30~50
540~560	40~60

齿轮气体渗氮工艺举例。

齿轮名称 GJK250增速箱齿轮

(30万吨合成氨DA930-121型离心式空气压缩机)

主要技术参数见表10.2-82。

表10.2-82 GJK250高速齿轮箱主要技术参数

项目	符号	单位	数据	项目	符号	单位	数据
齿轮箱中心距	$A$	mm	250	齿型			修缘渐开线
速比	$i$		1.596	额定转速	$n$	r/min	6700/10700
法向模数	$M_n$	mm	4	最高转速	$n_{max}$	r/min	7100/11300
齿数	$Z$		76/47	线速度	$v$	m/s	114.3
螺旋角	$\beta$		$12^{\circ}34'41.23''$	传递功率	$N$	kW	4700
名义齿宽	$b$	mm	320	载荷系数	$K$	N/cm <sup>2</sup>	120
有效齿宽	$b_0$	mm	309				

齿轮材料 25Cr2MoV

工艺流程 调质→涂应力→精滚→跑合

→渗氮

调质见图10.2-33。

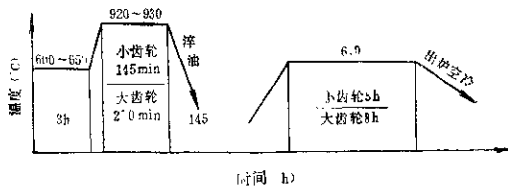


图10.2-33 齿轮调质工艺

除应力处理见图10.2-34。

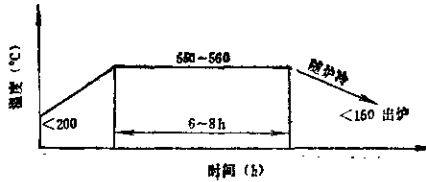


图10.2-34 除应力工艺

渗氮工艺见图10.2-35。

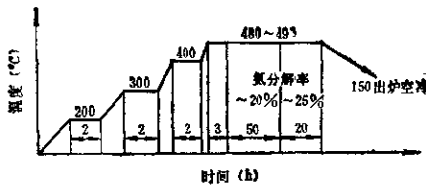


图10.2-35 齿轮气体渗氮工艺

结果 渗层质量见表10.2-83。

表10.2-83 齿轮渗氮后渗层检测结果

渗层深度 (mm)	表面硬度(HV)	渗层脆性	渗层表面组织
0.5	888~713	1级	表层有极薄的(0.01mm)ε相, 近表面为脉状氮化物

渗氮后齿轮的接触情况见表10.2-84。

表10.2-84 齿轮的接触面积

状 况	沿齿高方向	沿齿长方向	备 注
精滚后	~50%	~80%	加载跑合, 功率800~1000kW
氮化后	~60%	~100%	额定负荷跑合98h

#### 4.2.4 齿轮的离子渗氮工艺

离子渗氮工艺比普通气体渗氮工艺有渗层成分可控、渗速快、变形较小等优点, 不过影响工艺

稳定性的因素较多, 设备维护的难度也较大。

a. 离子渗氮工艺参数的选择 齿轮离子渗氮工艺参数及其选择见表10.2-86。

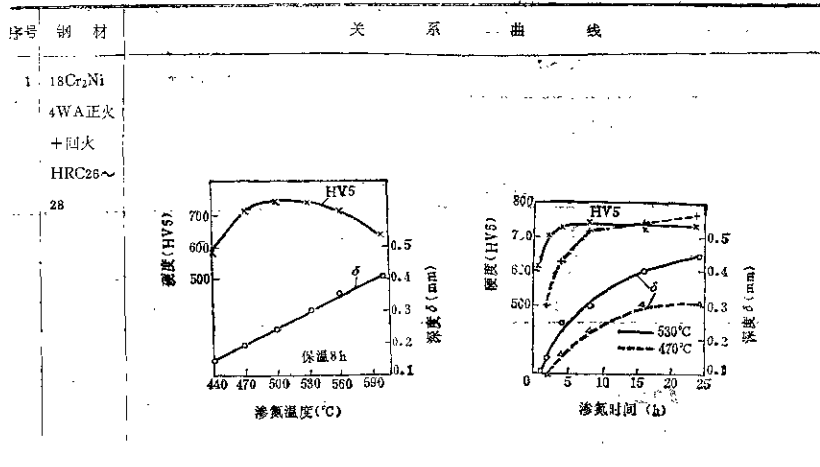


表10.2-85 离子渗氮工艺参数的选择

工艺参数	选择范围	说明
辉光电压	一般保温阶段保持在500~700V	与气体电离电压、炉内真空度及工件与阴极间距离有关
电流密度	2~15mA/cm <sup>2</sup>	电流密度大, 加热速度快, 但总电流过大将使辉光不稳定, 易打弧
炉内真空度	133~1332Pa, 生产上常用266~532Pa (辉光层厚度为5~0.5mm)	当炉内压力低于133Pa时达不到加热目的, 而当压力高于1332Pa时, 辉光将受到破坏而产生打弧现象, 造成工件局部烧熔
渗氮气体	液氮蒸发气、热分解氮及氮氢混合气	液氮虽使用简单, 但渗层脆性大; 热分解氮后得到1:3的氮氢混合气可改善渗层性能; 氮氢混合气可调整炉气氛, 从而控制渗层相成分
渗氮温度	含Al钢宜采用二段渗氮法: 第1段520~530℃ 第2段560~580℃  不含Al钢一般采用等温(一段)渗氮工艺: 520~550℃	对某些精度要求较高的齿轮, 为减小变形, 也可采用等温(一段)渗氮工艺, 一般510~530℃, 但渗氮时间较长  当渗氮温度高于550℃时, 很容易使合金氧化物与基体的共格结合破坏, 而且还会使氮化物发生聚集现象, 造成长大和球化, 使渗层硬度下降
渗氮时间	渗氮层深度0.2~0.6mm时, 通常渗氮时间在8~30小时的范围	渗层深度与时间存在如下关系: $\delta = D\sqrt{t}$ $\delta$ —渗层深度 mm; $t$ —渗氮时间 h; $D$ —系数 即渗氮时前期渗透较快, 到一定深度之后渗透便大大减慢。举35CrMo钢为例, 在530℃渗氮时, 6小时可以获得0.3mm的深度, 而要达到0.5mm的深度, 则要25小时左右的时间

表10.2-86为常用齿轮渗氮钢材离子渗氮时渗氮层深度和表面硬度与渗氮温度和渗氮时间的关系曲线, 可供制订齿轮离子渗氮工艺时参考。

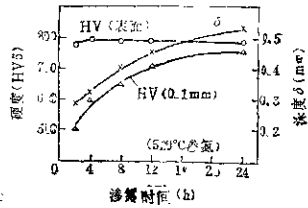
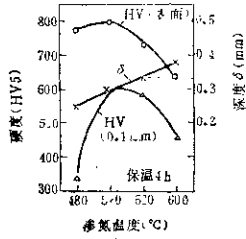
表10.2-86 离子渗氮温度和渗氮时间对各种钢材渗层深度和表面硬度的影响



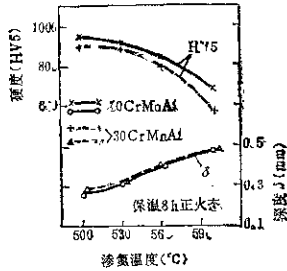
(续)

序号 材料 关系 曲线

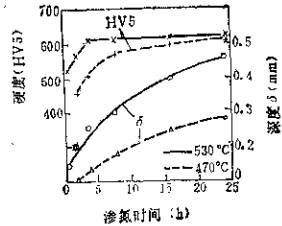
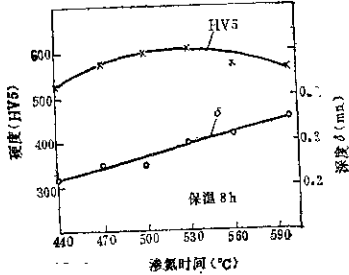
2. 20CrMnTi  
调质态



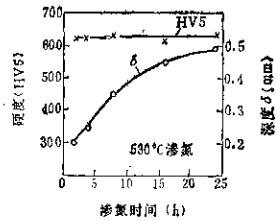
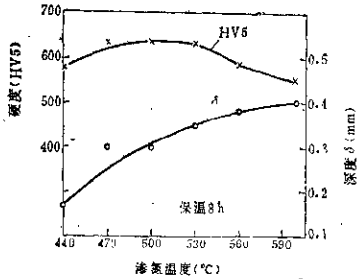
3. 30CrMoAl  
30CrMnAl  
正火态



4. 30CrNi3

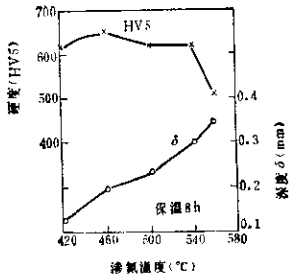


5. 35CrMo  
调质态  
HRC32

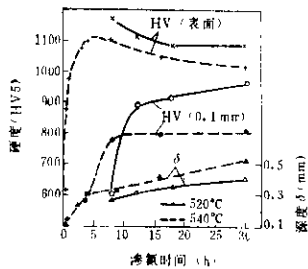
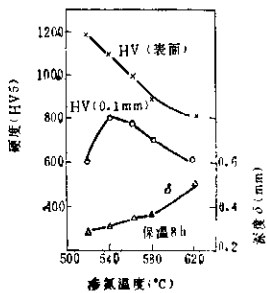


序号 钢材 关系 曲线

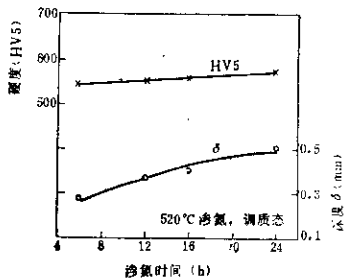
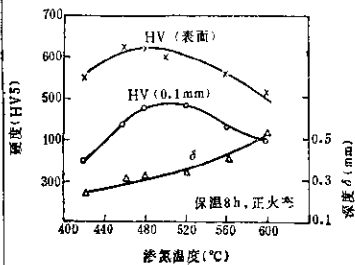
6 35CrMnSi  
调质态  
HV280



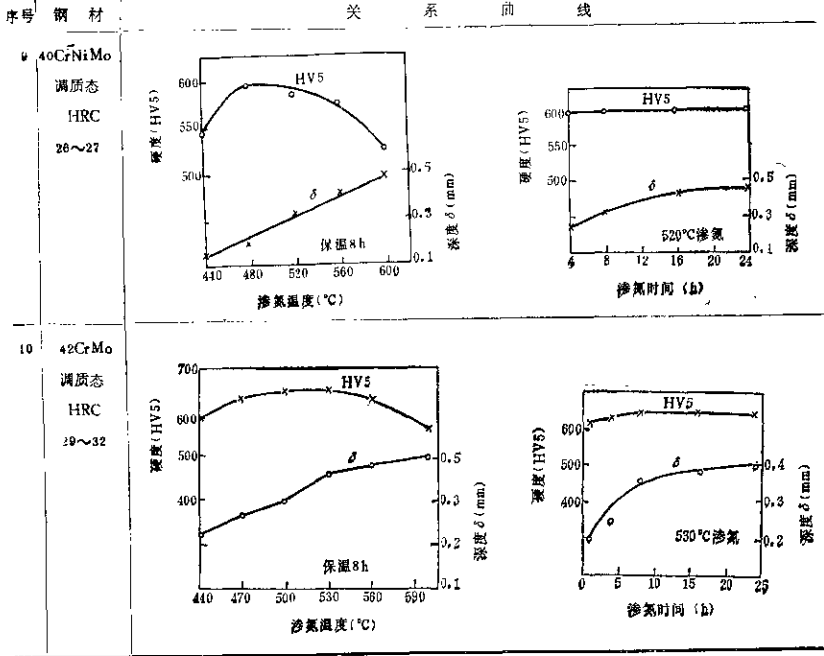
7 38CrMoAlA  
调质态



8 40Cr



(续)



## b. 齿轮离子渗氮工艺举例

齿轮名称: 高速(30m/s)线材轧机减速器齿轮

主要参数: 模数8, 齿数94, 重量796Kg

材料: 25Cr2MoV

热处理技术参数: 渗层深度 $>0.4\text{mm}$ , 表面硬度 HV600~700

预备热处理工艺: 调质 $930\pm 10^\circ\text{C}$ , 油淬,  
620℃回火

去应力回火 $500^\circ\text{C}$ , 6~8h

离子渗氮工艺: 设备LD-100A

工艺参数 520~530℃, 34h,  
热分解氨28l/h, 辉光电压480  
~550V, 辉光电流39~44A,  
炉压266~533Pa

结果: 渗层深度 0.4~0.45mm

渗层组织  $\gamma' + \epsilon$

表面硬度 HV5 680~701

渗层脆性 1级

齿轮精度 6级(珩齿后)

## 4.2.5 齿轮的软氮化工艺

软氮化的实质是以渗氮为主的低温碳氮共渗, 经软氮化处理的齿轮其耐磨性、抗胶合和抗损伤能力以及耐疲劳性能都得到显著提高, 另外, 由于软氮化温度低, 时间短, 所以变形也小。

a. 软氮化用介质 表10.2-87和表10.2-88分别为气体软氮化和液体软氮化的常用介质。

b. 软氮化温度 一般气体和液体软氮化温度为 $570^\circ\text{C}$ 。低于此温度, 渗层浅, 高于此温度, 表面易产生疏松结构。离子软氮化的温度一般选在 $580\sim 600^\circ\text{C}$ 范围, 表10.2-89是温度对离子软氮化结果的影响。

表10.2-87 低温气体软氮化介质

共渗介质	主要反应	工艺说明
50%吸热式气 +50% $N_2$	在500℃以上发生 $2CO \rightarrow CO_2 + [C]$ $2NH_3 \rightarrow 3H_2 + 2[N]$	常用温度570℃, 吸热式气炉点0℃
100%尿素	$(NH_2)_2CO \rightarrow CO + 2H_2 + 2[N]$ $2CO \rightarrow CO_2 + [C]$	直接送入500℃以上炉膛内, 在RJ1-35炉中的加入量为0.65~0.9kg/h, 用压成球状尿素时, 每隔30~40s向炉内投入重5g的球1枚
酒精+氨	$C_2H_5OH \rightarrow CO + 3H_2 + [C]$ $2NH_3 \rightarrow 3H_2 + 2[N]$	酒精先在裂解炉(450℃以上)裂解后, 再通入共渗炉中或直接滴入炉中裂解
100%甲酰胺	在400~700℃ $2HCONH_2 \rightarrow NH_3 + HCN + CO + H_2O$ $2NH_3 \rightarrow 3H_2 + 2[N]$ $2HCN \rightarrow H_2 + 2[N] + 2[C]$	在 $\phi 220 \times 340$ mm炉罐中的加入量80~100滴/min

表10.2-88 几种常用的低温液体软氮化盐浴

盐浴成分(%)	主要化学反应	工艺说明
NaCN 50	$2NaCN + O_2 \rightarrow 2NaCNO$	常用温度570℃, 氰盐控制在30~50%, 亚酸盐<30%
KCN 50	$4NaCNO \rightarrow Na_2CO_3 + 2NaCN + CO + 2[N]$ $2CO \rightarrow CO_2 + [C]$	
通入空气		
$(NH_2)_2CO$ 50	$2(NH_2)_2CO + Na_2CO_3 \rightarrow$	熔点340℃, 使用时使氰盐保持在~40%, 盐浴通空气
$K_2CO_3$ 10	$2NaCNO + 2NH_3 + CO_2 + H_2O$	
$Na_2CO$ 30	其余同上	
$(NH_2)_2CO$ 40		
$Na_2CO_3$ 30		
KCl 20		熔点420℃, 氰酸盐浴控制在30~35%
KOH 10		
$(NH_2)_2CO$ 37.5		
$Na_2CO_3$ 25		
KCl 37.5		

表10.2-89 不同温度对20钢、45钢和40Cr离子软氮化的影响

材料	20钢				45钢			40Cr		
	表面硬度 (HV0.1)	化合物层厚度 ( $\mu m$ )	扩散层厚度 (mm)	表面硬度 (HV0.1)	化合物层厚度 ( $\mu m$ )	扩散层厚度 (mm)	表面硬度 (HV0.1)	化合物层厚度 ( $\mu m$ )	扩散层厚度 (mm)	
340	550/720	8.57	0.38/0.40	550/770	8.52	0.38/0.38	734/814	7.5	0.25	
560	734/814	12	0.40/0.43	734/830	12	0.38/0.40	850/923	8/10	0.31	
580	820/880	15	0.43/0.45	834/870	15/18	0.40/0.42	923/940	12/13	0.35	
600	876/889	19/20	0.45/0.48	876/880	20	0.42/0.45	934/987	17/18	0.38/0.40	
820	764/928	13/11	0.48/0.52	820/852	13/15	0.45/0.50	885/934	11/12	0.40/0.42	
641	41	5/7	0.52/0.55	412	5/7	0.60/0.52	446	5/6	0.43	
660	473	4.42		373	2.84		429	3.25	0.45	

注: 试验条件为: 气氛: 氮气; 保温: 1.5h。

c. 软氮化时间 软氮化开始阶段, 化合物层深度增加较迅速, 以后便显著减慢, 所以软氮化时间不宜过长, 一般2~4小时, 对大型齿轮, 可到

5~6小时。

d. 齿轮软氮化工艺举例 表10.2-90为几种齿轮材料经不同软氮化工艺处理后的结果。

表10.2-90 几种常用齿轮钢材软氮化结果

钢 材	工 艺 号	化 合 层		扩 散 层		备 注
		厚度 (μm)	硬度 (HV 50g)	浸蚀层 (mm)	硬化层 (mm)	
45	1	10~12	562~685	0.2~0.4		HV <sub>0.1</sub>
	2	24~28	780	0.55		
	3	7~16	650~700	0.15~0.30		
	4	10~26	450~650	0.24~0.38		
40Cr	1	7~16	711~772	0.15~0.25		HV <sub>0.1</sub>
	2	20~24	960	0.22   0.40		
	3	5~12	650~800	0.10~0.20		
	4	4~10	580~800	0.12		
38CrMoAl	1	7~12	888~940	0.10~0.20		HV <sub>0.1</sub>
	2	20~22	1170	0.20~0.22   0.55		
	3	5~12	900~1100	0.10~0.20		
30CrMo	2	19~21	980	0.22   0.40		HV <sub>0.1</sub> 560℃×4h
35CrMo	3	5~12	650~800	0.10~0.20		
18Cr2Ni4W	1	9~10	880	0.27		

工 艺 号	软 氮 化 工 艺	温 度 (℃)	时 间 (h)
1	酒 精 + 氨	570	3
2	盐 酸 催 渗 气 体 软 氮 化		2
3	尿 素		3
4	甲 酰 胺 + 尿 素		3

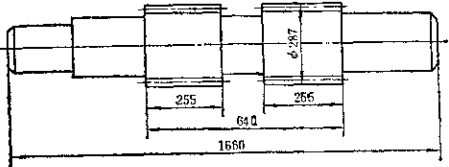
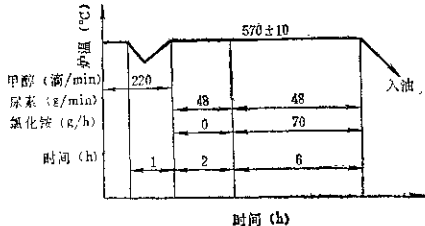
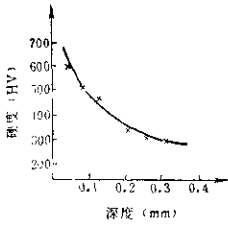
⊙ “国内外氮化齿轮的应用情况简介”, 峨江齿轮厂。——作者注

力  
N

齿  
轮  
子

表10.2-91是气体软氮化工艺应用的举例。

表10.2-91 齿轮气体软氮化工艺举例

项 目	参 数、 工 艺 及 结 果
齿轮名称	煤矿卷扬机圆弧齿轴 
齿轮参数	$m, 10, Z 26, \beta 18^{\circ}11'42'', A 800mm$
材 料	35SiMnMo
调质工艺	$860 \pm 10^{\circ}C$ 油淬, $570^{\circ}C$ 回火; HB286
软氮化工艺	
处理结果	

## 5 齿轮热处理缺陷及质量控制

齿轮的热处理质量好与齿轮的承载能力及使用寿命有直接关系,同时对齿轮生产的其它工序也有很大的影响,

齿轮热处理时在其内部产生复杂的组织及应力变化,很容易引起各种缺陷的产生,如何检验这些缺陷,弄清产生这些缺陷的原因,并提出有效的防止措施,这是保证和提高齿轮质量的重要环节,

5.1 齿轮热处理质量检验

以及材料白点和其他冶金缺陷，一般在齿轮本体上进行无损检测，其它检验项目用连体试样和随炉试样检查评定。

5.1.1 质量检验方法

有关试样的种类及要求列于表10.2-92。

齿轮的外观质量、表面硬度、变形、表面裂纹

表10.2-92 性能及随炉试样的使用和要求

试样种类		用途	技术要求	数量
机械性能试样		齿轮机械性能检查	轴齿轮：试样留在轴的冒口端，长度180mm 齿轮或齿圈：试样留在端面，厚度40mm	按机械性能试验要求
工艺试样	中间试样 (过程试样)	检查控制热处理工艺过程，调整工艺参数，决定停炉降温时间等	试样材料与齿轮相同	按不同工艺及操作水平决定
	最终试样	质量评定。如表面及心部硬度、组织、表面C、N浓度，渗层（表面淬火层）深度，硬度梯度等	1. 与齿轮同批材料，并在相同条件下预处理 2. 圆棒或方块试样的结果用来表明同炉齿轮的结果必须另有试验依据 3. 齿块试样不得少于3个齿	1. 周期炉：1~2个试样/炉 2. 大批量生产连续炉：定期检查，1~2件齿轮/批 3. 表面淬火：2个齿块/批检查首末工艺
	齿块试样			

表面淬火齿轮、渗碳齿轮、碳氮共渗齿轮及渗氮齿轮的一般检验项目和检验内容及要求。

5.1.2 质量检验内容

表10.2-93~表10.2-97分别列出了调质齿轮。

表10.2-93 调质齿轮的检验项目、内容和要求

序号	检验项目	检验内容及要求
1	钢材	试样 1. 化学成分 2. 低倍组织 3. 晶粒度
2	机械性能	试样 一般检查HB，应该以加工成形后的齿面硬度为准；要求较高的齿轮按图纸检查 $\sigma_b$ 、 $\sigma_{0.2}$ 、 $\delta_5$ 、 $\psi$ 、 $\alpha_k$
3	探伤	齿轮 对要求较高的齿轮，应在机加工后检查齿部裂纹、气孔、缩孔、白点等
4	金相组织	试样 齿部基本上为索氏体
5	脱碳层	试样 一般不超过加工余量的1/3



表10.2-84 表面淬火齿轮的检验项目、内容及要求

序号	检验项目	检验内容及要求																		
1	钢材	试样 1. 化学成分 2. 低倍组织 3. 晶粒度																		
2	心部硬度	齿块 齿根中心处应达到要求																		
3	表面质量	目检: 齿部不能有过热熔化的 挫伤: 齿部裂纹, 小批量100%检查, 大批量按规定比例检查																		
4	表面硬度	齿轮 小批量100%检查, 大批量按规定比例检查, 一般要求硬度 HRC45~50, 承载能力高者HRC50~58																		
5	表面组织	齿块 马氏体按JB2641-79标准检查, 3~7级合格, 1~2级过热, 8~10级欠热																		
6	硬化层深度	齿块 用维氏硬度计, 在齿宽中部齿的法截面上, 节圆线处自 表至里进行测量, 硬化层终点硬度值可参考下表:																		
		<table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <thead> <tr> <th rowspan="2">钢的含碳量(%)</th> <th colspan="2">硬化层终点硬度值</th> </tr> <tr> <th>HV</th> <th>HRC</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>0.27~0.35</td> <td>332</td> <td>35</td> </tr> <tr> <td>0.32~0.40</td> <td>392</td> <td>40</td> </tr> <tr> <td>0.37~0.45</td> <td>413</td> <td>42</td> </tr> <tr> <td>0.42~0.50</td> <td>461</td> <td>45</td> </tr> <tr> <td>&gt;0.50</td> <td>509</td> <td>48</td> </tr> </tbody> </table>	钢的含碳量(%)	硬化层终点硬度值		HV	HRC	0.27~0.35	332	35	0.32~0.40	392	40	0.37~0.45	413	42	0.42~0.50	461	45	>0.50
钢的含碳量(%)	硬化层终点硬度值																			
	HV	HRC																		
0.27~0.35	332	35																		
0.32~0.40	392	40																		
0.37~0.45	413	42																		
0.42~0.50	461	45																		
>0.50	509	48																		
7	硬化层分布	齿块或齿轮 1. $m < 4$ 的齿轮, 允许全齿淬硬, 齿底要求有一层的硬化层, 一般为1.2mm 2. $m = 4.5 \sim 6$ 的齿轮采用同时一次加热淬火时, 允许离齿根有 1/3齿高不淬硬; 采用单齿连续淬火时, 允许有1/4齿高不淬 硬 3. 同时加热一次淬火的齿轮, 轮齿纵剖面的中心硬化层深 度为 端面硬化层深度的2/3 以上 4. 双联、多联齿轮淬火时, 相 邻齿轮距离在 $8 < a \leq 16$ mm 时, 较小的齿轮硬化层允许 稍稍斜度 5. 内齿轮 $m < 6$ 时, 硬化层允 许稍稍斜度 6. $m > 8$ 的火焰淬火齿轮, 齿 部淬硬的高度应为模数的 1.7倍; $m < 8$ 时, 应有 2/3 齿高淬硬																		

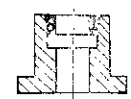
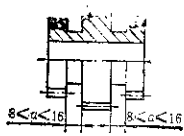
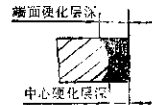


表10.2-95 渗碳齿轮的检验项目、内容和要求

序号	检验项目	检验内容及要求
1	钢材	试样 1. 化学成分 2. 低倍组织 3. 晶粒度 4. 淬透性 5. 带状组织
2	毛坯机械性能	试样 一般检查HB; 要求高者按图纸检查 $\sigma_b$ 、 $\sigma_{0.2}$ 、 $\delta_5$ 、 $\psi$ 、 $\alpha_k$
3	外观质量	齿轮 渗碳淬火后100%检查表面氧化、裂纹及缺陷
4	渗层深度	试样 按图纸要求, 从表面测到HV550深度处为有效硬化层深度, 金相检查渗层总深度时, 碳钢: 过共析+共析+1/2过渡区; 合金钢: 过共析+共析+全部过渡区, 过共析+共析层应占总深度的50~70%
5	表面硬度	齿轮 按图纸要求, 一般为HRC60~64
6	表面碳浓度	试样 按图纸要求, 一般为0.75~1.0%
7	表层金相组织	试样 按JB1673-75检查, 细针马氏体+分散细小碳化物+少量残余奥氏体为佳, 按标准图, 马氏体和残余奥氏体1~5级合格; 碳化物, 对无冲击负荷齿轮, 1~8级, 对有冲击负荷齿轮, 1~5级合格
8	心部硬度组织	试样 心部硬度, 一般 $m \leq 8$ 者, HRC30~45; $m > 8$ 者, HRC30~40, 心部组织应基本上为低碳马氏体+少量铁素体, 铁素体级别按标准图评级; $m \leq 5$ , 1~4级; $m > 5$ , 1~5级合格
9	变形	齿轮 按图纸和工艺要求检查

表10.2-96 碳氮共渗齿轮的检验项目、内容和要求

序号	检验项目	检验内容及要求
1	钢材	同渗碳齿轮
2	毛坯机械性能	
3	外观质量	
4	共渗层深度	试样 按图纸要求, 硬度法测至HV550处; 金相法测至心部
5	表面碳氮浓度	试样 一般含碳量0.7~0.9%, 含氮量0.2~0.4%
6	表面硬度	齿轮 按图纸要求, 一般HRC57~63
7	表层金相组织	试样 按JB2782-78检查, 碳氮化合物1~6级合格, 马氏体, 残余奥氏体1~5级合格, 黑色组织暂不作规定, 一般以不影响表面硬度为准
8	心部硬度组织	试样 心部硬度按图纸规定, 一般不作统一规定, 心部组织按JB1673-75检查, 小模数齿轮1~4级, 大模数齿轮1~5级合格
9	变形	齿轮 按图纸和工艺要求检查

表10.2-97 渗氮齿轮的检验项目、内容和要求

序号	检验项目	检验内容及要求
1.	钢材	试样 1. 化学成分 2. 低倍组织 3. 晶粒度
2	机械性能	试样 一般检查HB, 性能要求高者按图纸要求检查 $\sigma_s$ 、 $\sigma_{0.2}$ 、 $\delta_5$ 、 $\psi$ 、 $\alpha_k$
	金相组织	试样 调质后距表面10mm内应为索氏体, 齿部表面不允许有脱碳
3	表面状况	齿轮 目测色泽, 裂纹及剥落
4	渗层深度	试样 参照JB2849-80以金相法为主, 硬度梯度测量为仲裁, 深度范围允许在公称深度的 $-0.05 \sim +0.10$ 之内
5	表面硬度	试样 根据图纸要求, 用HV10检测(层深 $<0.2$ mm者用HV5检测)
6	渗层组织	试样 不允许有网状或鱼骨状氮化物, 允许有少量网状组织; 扩散层氮化物按金相标准检查, 不磨件化合物层一般不应大于0.03mm
7	渗层脆性	试样 参照JB2849-80脆性评定标准, 共5级, 1~3级合格
8	防 渗	齿轮 防渗部位渗氮后应保持原金属光泽; 漏渗者应检查硬度, 不能影响加工
9	变 形	齿轮 按图纸和工艺要求检查

## 5.2 齿轮的热处理质量控制

齿轮在热处理过程中或热处理之后常常产生各

种质量缺陷。表10.2-98~表10.2-101列出了调质齿轮、表面淬火齿轮、渗碳和碳氮共渗齿轮及渗氮齿轮的常见热处理缺陷、产生原因以及防止措施。

表10.2-98 调质齿轮的常见缺陷及防止措施

序号	缺陷名称	产生原因	防止措施
1	调质硬度偏低	齿轮钢材含碳量偏低; 淬火加热规范不当; 表面脱碳; 淬火冷却不足; 回火温度偏高; 材料选择不当	检查钢材化学成分; 调整加热淬火规范; 降低回火温度; 更换钢材
2	调质层深不足	选材不当, 钢材测量或合金含量偏低; 淬火规范不当	根据齿轮模数和尺寸选用合适淬透性钢材; 检查钢材化学成分; 调整加热冷却规范; 大模数齿轮采用开齿调质
3	硬度不均匀	钢材原始组织不良; 淬火冷却不均匀; 淬火回火加热温度不均匀	检查钢材质量; 重新进行一次正火或退火; 加强冷却液的循环; 改善淬火回火温度均匀性
4	塑性韧性偏低	材料夹杂等内部缺陷超标; 调质工艺规范不当; 材料选择不当; 取样位置不当	重新检查材料; 调整调质工艺; 更换材料; 正确选取试样
5	变形	加热不均匀; 装炉不合理; 冷却规范不当	适当加大加工余量; 改善加热条件; 正确选用冷却方法; 校正并时效

表10.2-98 表面淬火齿轮的常见缺陷及防止措施

序号	缺陷名称	产生原因	防止措施
1	表面硬度过高或过低	钢材含碳量偏高或偏低; 预处理组织不良; 表面脱碳; 淬火加热温度不当, 冷却不合理; 回火温度和保温时间选择不合适	检查钢材含碳量及原始组织; 采用首件检查硬度来调整工艺参数; 合理选用冷却介质; 喷淋淬火应能调节压力、流量、温度; 淬火液应具有循环装置; 回火规范合理选择
2	表面硬度不均匀	感应器或火焰喷嘴结构不合理; 钢材有带状组织, 偏析, 局部脱碳; 加热和冷却不均匀	检查钢材质量; 预处理组织要均匀; 淬火前表面要清洗干净, 不允许有油污和锈斑; 淬火介质要清洁; 喷水孔分布要均匀, 并检查有无堵塞现象; 加热面温度要均匀
3	硬化层深度过浅	加热时间不足; 加热频率过高; 火焰过度激烈; 钢材淬透性低; 冷却规范选择不恰当	根据深度合理选择加热频率, 如无条件, 则调整电参数和机械参数, 缓慢加热; 调整火焰强度; 改变冷却规范; 采用预热
4	淬火开裂	淬火温度过高; 冷却过度激烈; 局部(齿顶、齿端面)过热; 钢材含碳量偏高; 成分偏析; 钢材有缺陷; 回火不及时、不充分; 齿根圆角过小	严格控制淬火温度; 修正感应器或火焰喷嘴; 调整电参数(感应淬火)或气体参数(火焰淬火); 检查钢材质量; 根据钢材选择合适的淬火介质; 采用合理的冷却规范; 减轻齿顶及端面的冷却强度; 加大齿根圆角; 沿齿沟淬火采用隔齿淬火方法; 有条件者采用煤油淬火
5	变形	加热规范不恰当; 冷却过激; 加热冷却不均匀; 原始组织不均匀	改善原始组织; 调整加热规范; 保证加热和冷却均匀; 选择合适的冷却介质; 预热

表10.2-100 渗碳及硬氮共渗淬火齿轮的常见缺陷及防止措施

序号	缺陷名称	产生原因	防止措施
1	毛坯硬度偏高	正火温度偏低或保温时间不足, 使组织中有魏氏组织存在; 加热温度偏高, 使晶粒粗大, 铁素体量少, 珠光体呈薄片状; 正火冷却过快	均应重新制订正火工艺; 检查温控仪表, 校准温度; 控制正火冷却速度
2	毛坯硬度偏低	正火冷却过慢, 铁素体呈块状, 珠光体片粗, 有球状珠光体存在	重新正火, 加强冷却
3	带状偏析	钢材合金元素和杂质偏析, 一般正火难于消除	更换材料
4	层深不足	碳势偏低; 温度偏低或渗期过短	提高碳势; 检查炉温; 调整工艺; 延长渗碳(共渗)时间
5	渗层过深	碳势过高, 渗碳(共渗)温度偏高; 渗期过长	降低碳势; 缩短周期; 调整工艺
6	渗层不均	炉内各部分温度不均; 碳势不均; 炉气循环不佳; 工件相互遮挡; 齿面有脏物; 渗碳时在齿面结焦	齿轮表面清洗干净; 合理设计夹具, 防止齿轮相互碰撞; 在齿轮料盘上加导流罩; 保证炉内各部温度均匀; 严格控制渗碳剂中不能和碳氮化合物

(续)

序号	缺陷名称	产生原因	防止措施
7	过共析+共析层比例过大(大于总深度的3/4)	炉气碳势过高; 强渗和扩散时间的比例选择不当	降低碳势; 调整强渗与扩散期的比例; 如果渗层深度允许, 可返修进行扩散处理
8	过共析+共析层比例过小(小于1/2)	炉气碳势过低, 强渗时间过短; 强渗和扩散时间比例不当	提高炉气碳势; 增加强渗时间; 可在炉气碳势较高的炉中补渗
9	表面碳浓度过高, 形成大块、网状碳(氮)化物	炉气碳势过高, 强渗时间过长; 扩散期内碳势过高	降低碳势; 缩短强渗时间; 如果渗层深度允许, 可在较低碳势炉中进行扩散处理; 适当提高淬火温度; 进行一次渗层的球化退火
10	表面残余奥氏体过多	碳(氮)含量过高; 渗后冷却过快, 碳(氮)量析出不够; 淬火温度偏高	调整渗碳(共渗)工艺, 控制碳(氮)含量; 从渗碳(共渗)炉或预冷炉中出炉的温度不宜过高; 降低淬火温度
11	表面碳层过低	炉气碳势过低, 炉温偏高; 扩散时间过长	提高碳势; 检查炉温; 调整强渗与扩散时间的比例
12	表层马氏体组织粗大	淬火温度偏高	降低淬火温度
13	表层出现非马氏体组织	升温排气不充分; 炉子密封性差, 漏气; 使表层合金元素氧化; 淬火冷却速度低	从设备和工艺操作上减少空气进入炉内; 适当提高淬火冷却速度; 在渗碳最后10分钟左右通入适量氨气
14	表面脱碳	渗后出炉温度过高; 炉子出现严重漏气; 淬火时产生氧化	防止炉子漏气, 降低出炉温度; 控制淬火时炉内气氛; 盐炉淬火脱氧要充分; 补渗碳
15	心部硬度偏低	淬火温度过低; 冷却速度不足, 心部游离铁素体过多; 选材不当	提高淬火温度; 加强淬火冷却; 采用两次淬火; 更换材料
16	变形	淬火温度偏高, 冷却方法不当; 夹具设计不合理; 材料选择不当	调整淬火工艺; 合理设计夹具; 改善冷却条件; 改换钢材

表10.2-101 渗氮齿轮的常见缺陷及防止措施

序号	缺陷名称	产生原因	防止措施
1	心部硬度偏低	预备热处理时淬火温度偏低, 出现游离铁素体; 调质回火温度偏高; 调质淬火冷却速度不够	提高淬火温度, 充分保温; 调质回火温度不宜超过渗氮温度过多
2	渗氮层厚度过浅	渗氮温度偏低; 氨气不足; 保温时间过短	提高渗氮温度; 检查漏气; 提高氨势; 增加保温时间
3	表层高硬度区太薄	第一段渗氮温度过低, 时间偏短; 或第一段渗氮温度过高	调整第一段渗氮温度, 适当延长保温时间
4	硬度梯度过陡	第二段渗氮温度偏低, 时间过短	提高第二段渗氮温度, 延长保温时间

(续)

序号	缺陷名称	产生原因	防止措施
5	渗层深度不均匀	渗氮温度不均匀; 工件之间相互碰撞; 气流速度过大	正确设计夹具; 合理装炉; 气体流量控制适中; 离子渗氮采用分解氨改善炉内工件温度的均匀性
6	局部软点	工件表面有氧化皮或其它脏物; 防渗镀膜污染	渗氮前仔细清洗表面; 仔细进行防渗镀膜
7	表面硬度偏低	材料有错; 渗氮温度过高或过低; 渗氮时间不够; 氨势偏低	检查核对材料; 调整渗氮温度和时间, 降低氨分解率; 检查炉子漏气
8	组织中出現网状或鱼骨状氮化物	齿轮表面有脱碳层; 渗氮温度过高; 氨势过高	控制渗氮温度和氨势; 齿轮倒角; 留足加工余量
9	表面脆性高, 产生剥落	表面含氮量过高; 渗氮层太厚; 表面脱碳; 予备热处理有过热现象, 晶粒粗大	予处理保护加热; 留足加工余量; 降低氨势; 采用二段渗氮法; 后期采用脱氮方法; 细化原始晶粒
10	齿轮表面色泽不良	(1)表面发蓝: 炉子漏气, 气氛含水量高, 发生氧化 (2)表面发黑: 炉子漏气严重, 炉气含氧量过高, 齿轮油污多, 产生严重氧化 (3)表面发亮: 渗氮温度低, 时间短, 渗氮不足	调整渗氮温度、时间及氨分解率; 检查炉子漏气; 通入炉中气体要充分干燥; 工件要仔细清洗, 去除表面油污及脏物
11	变形超差	渗氮前应力消除不良; 加热温度不均匀; 升温速度过快; 防渗部位不对称; 调质组织不良	改善调质组织; 进行充分去应力退火; 适当降低升温速度; 保证炉温均匀; 工件合理装夹; 防渗部位要尽量布置均匀对称

## 参 考 文 献

- [1] 第一汽车制造厂设备修造分厂: 机械工程材料手册 上册(修订第三版), 机械工业出版社, 1982。
- [2] 机械设计手册联合编写组: 机械设计手册上册第一分册(第三版), 化学工业出版社, 1978。
- [3] 刘羽辉: 金属材料物理性能检验标准工作手册, 技术标准出版社, 1982。
- [4] 傅代直等: 钢的淬透性手册, 机械工业出版社, 1973。

- [5] 朱孝禄等: 稀土镁球铁齿轮承载能力的研究, 第六届IFTOMM会议论文, 1982。
- [6] 机械工程手册电机工程手册编委会: 机械工程手册第32篇, 机械工业出版社, 1980。
- [7] 日本大阪造机株式会社: 大齿轮的制造, 大重科技, №1, 1981。
- [8] 热处理手册编委会: 热处理手册 第二分册, 机械工业出版社, 1978。
- [9] 机械工程手册电机工程手册编委会: 机械工程手册, 第44篇, 机械工业出版社, 1979。



# 第十一篇 齿轮的损伤和润滑

主编：余梦生（北京科技大学）

编写人

- 第1章 何德芳 鄂中凯（东北工学院）  
第2章 韩翠蝉（洛阳矿山机械研究所）

审稿人

余梦生  
余梦生



# 第1章 齿轮的损伤及防止措施

## 1 概述

### 1.1 齿轮损伤分析的意义

根据损伤统计,在传动装置中,齿轮损伤占总数的80%左右,其中轮齿损伤又常占主要部分。

齿轮损伤的影响因素很广,包括选材、设计计算、毛坯、加工、热处理、安装调试和使用维护等。轮齿承载能力的极限值主要取决于:材质、表面状态、圆周速度、润滑条件、传动方式以及轮齿参数等。为避免轮齿过早损伤,必须对具体轮齿的损伤作具体的分析,找出原因与对策。

### 1.2 齿轮损伤和基本类型

通常根据齿轮损伤的本质,把损伤分为若干类:磨损、齿面疲劳、塑性变形、轮齿折断以及其他损伤等<sup>[1]</sup>。我国于1983年批准了国标《齿轮轮齿损伤的术语、特征和原因》,其分类见表11.1-1。西德标准则先根据损伤部位分为齿面损伤及断齿两大类,然后再分小类<sup>[9]</sup>,日本标准则先根据损伤的形成过程分为最终损伤与过程损伤两大类<sup>[10]</sup>。由于对损伤机理的看法不一致,目前在分类及解释上还未统一。

表11.1-1 齿轮损伤的基本类型

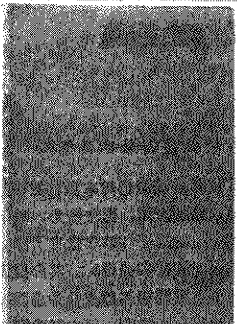

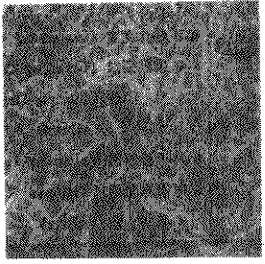
序号	损伤类型		序号	损伤类型	
1	轮齿折断 (Breakage)	1.1 过载断齿 (Overload Breakage)	5	塑性变形 (Plastic Deformation)	5.1 辗击塑变 (Cold Flow)
		1.2 疲劳断齿 (Fatigue Breakage)			5.2 鳞 皱 (Rippling)
		1.3 随机断裂 (Random Fracture)			5.3 起 脊 (Ridging)
2	齿面疲劳 (Surface Fatigue)	2.1 早期点蚀 (Initial Pitting)			5.4 压 痕 (Indenting)
		2.2 破坏性点蚀 (Destructive Pitting)			5.5 齿体塑变 (Tooth Plastic Flow)
		2.3 表面剥落 (Surface Spalling)			
		2.4 表层压碎 (Case Crushing)			
3	胶 合 (Scoring)	3.1 轻微胶合 (Slight Scoring)	6	其他损伤 (Associated Gear Failure)	6.1 轮环缺陷 (Blank Deficiencies)
		3.2 中等胶合 (Moderate Scoring)			6.2 淬火裂纹 (Quenching Cracks)
		3.3 破坏性胶合 (Destructive Scoring)			6.3 磨削裂纹 (Grinding Cracks)
		3.4 局部胶合 (Localized Scoring)			6.4 电 蚀 (Electric Current Damage)
		3.5 冷胶合 (Cold Scoring)			6.5 干涉损伤 (Failure by Interference)
4	磨 损 (Wear)	4.1 轻微磨损 (Polishing)			6.6 轮缘和辐板损伤 (Rim and Web Failure)
		4.2 中等磨损 (Moderate Wear)			
		4.3 过度磨损 (Excessive Wear)			
		4.4 磨粒磨损 (Abrasive Wear)			
		4.5 腐蚀磨损 (Corrosive Wear)			

## 2 轮齿折断 (断齿)

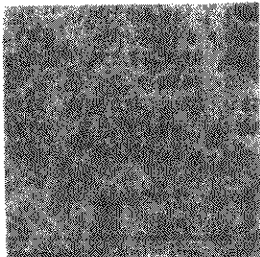
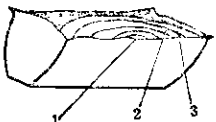

断齿是指齿轮的一个或多个齿的整体或其局部的断裂。断齿常由微裂纹扩展而成。根据断齿的原

因及裂纹扩展的情况,断齿可分为过载折断(包含冲击折断)、疲劳折断以及随机断裂等。它们的特征,原因和对策见表11.1-2。

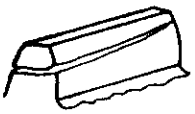
表 11.1-2 断齿的类型、特征、原因和对策

类型	图 例	特 征	原 因	对 策
过 载 折 断	 <p>图 11.1-1 过载折断 (脆性断裂)</p> <p>起重机电齿轮, <math>m=8\text{mm}</math>, 45 号钢, 调质, 由于突然过载造成多个齿轮从根部折断</p>	<p>断口有呈放射状 (或人字纹) 花样的飞纹高速扩展区 (放射区), 放射方向与裂纹扩展方向大致平行; 其放射中心为断裂源, 断口无贝壳纹疲劳线</p> <p>脆性过载断口无明显宏观塑性变形, 放射区占断口的很大部分; 断口通常可拼合; 韧性过载断口有明显的宏观塑性变形, 断口终止处有平滑的韧断区 (微隆起或凹陷), 韧断常在塑性较好的材料中发生</p>	<p>总的起由于许用的应力超过其极限应力, 断齿的瞬时性主要是齿轮的应力强度因子 <math>\Delta K_I \gg \Delta K_{IC}</math>, (<math>\Delta K_{IC}</math> 为轮齿材料的裂纹扩展门槛值), 导致裂纹从亚临界扩展区进入高速扩展区, 齿轮的应力过高常由于载荷严重集中、突然冲击过载、轴承损坏、轴弯曲或较大硬质异物挤入啮合等引起</p>	<p>在设计时应充分估计产生严重过载的因素, 并采取相应的监控与安全装置 (如过载报警器, 安全联轴器等) 安装时保证接触精度, 使用时防止较大的硬质异物挤入啮合</p> <p>从材质、毛坯到精加工的全过程中进行必要的质量控制 (如对齿根部的微裂纹抛光等)</p>
	 <p>图 11.1-2 过载折断 (韧性断裂, 混合断裂)</p>	<p>脆性过载折断断口微观上主要为解理 (韧性最差) 及准解理 (韧性中等, 调质齿轮中常见) 结构; 而韧断断口则主要为韧窝结构 (韧性较好), (图 11.1-1 至图 11.1-4)</p>	<p>齿轮精度过差, 齿面过于粗糙, 材质有缺陷</p>	
	 <p>图 11.1-3 冲击过载折断断口 (脆性)</p> <p>扫描电镜照片 <math>1000\times</math></p> <p>断口主要为准解理 (面), 调质齿轮</p>			

(续)

类型	图 例	特 征	原 因	防 止 措 施
过 载 折 断	 <p>图11.1-4 韧性过载折断断口，扫描电镜照片 1000× 断口上韧性过载折断的典型韧断区结构—韧窝</p>			
疲 劳 折 断	 <p>图11.1-5 齿轮疲劳折断示意图 1—断裂源区 2—疲劳扩展区 3—瞬时折断区</p>  <p>图11.1-6 疲劳折断齿体断口示意图 双向受载，断口分为断裂区，扩展区和表面粗糙不平的瞬断区</p>	<p>断口分三个区：断裂源区，是疲劳折断的发源地，是贝纹状疲劳扩展迹线的“焦点”（出发点），位于齿齿根部断面的受拉侧，“焦点”可有单焦点（图11.1-5）和多焦点结构（图11.1-6），后者表明应力集中情况较严重；疲劳扩展区，其主要特征是存在由源区向外放射扩展的“源纹线”，还可看到以贝纹为中心向外辐射的放射台阶（图11.1-6）；瞬断区，类似于过载折断断口，瞬断区占断口的比例愈大，说明齿轮过载愈严重，材料对裂纹的敏感性越高</p>	<p>根本原因是轮齿在过高的交变应力重复作用下，从危险截面（如齿根）的疲劳源起始的疲劳裂纹不断扩展，使齿齿剩余截面上的应力超过其极限应力，造成瞬时折断，相应地形成三个区</p> <p>主要因素：载荷估计不足（如载荷谱不知道，动载严重等）；齿体材料选用不当，质量不能保证（如齿根部存在非金属夹杂、加工缺陷、热处理微裂纹、磨削烧伤等）；精度过低（如局部接触严重）；齿根向槽底过渡的曲线选择不当，特别是最小过渡圆角半径值过小使局部应力集中过大</p>	<p>优选轮齿参数，降低齿根表面粗糙度，增大齿根圆角半径并调整齿根圆角过渡区，以降低齿根危险截面的弯曲疲劳应力</p> <p>正确选择齿轮副的材料，并进行适当的热处理，特别应注意质量控制，以获得较好的金相组织，以及对齿根进行正确的喷丸处理，以降低有害的残余应力</p> <p>适当选择齿轮精度，特别应注意安装精度以减少齿轮的动载荷及严重偏载</p> <p>掌握传动的载荷谱，正确进行设计</p>

(续)



类型	图 例	特 征	原 因	对 策
随 机 断 裂	 <p>图11.1-7 随机断裂示意图 球墨铸铁齿轮, 由于齿面缺陷造成随机断裂</p>	<p>其轮齿折断的危险截面的部位与正常的断齿不同, 不是在齿根部即齿根圆角危险截面处, 而是在有缺陷或存在过高残余应力的位置发生(图11.1-7)</p> <p>断口与一般疲劳折断的断口相似</p>	<p>通常是由于轮齿材料缺陷, 点蚀、剥落或其他应力集中源在该处形成过高的局部应力集中热处理不当, 导致局部的残余应力过高</p> <p>较大的异物进入啮合处</p>	<p>确保轮齿材质, 在加工过程中严格检查, 防止产生各种不允许的缺陷</p> <p>防止硬性异物进入啮合处</p>

### 3 齿面疲劳

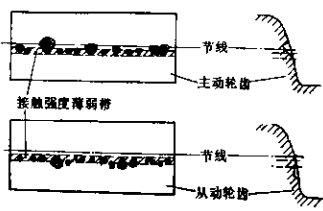

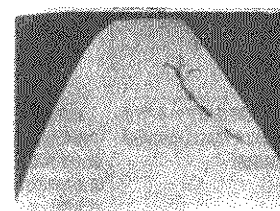
齿面疲劳是在过大的当量接触应力作用下, 在表面、次表面或表层下产生疲劳裂纹并进一步扩展而成的一种齿面损伤。这种损伤主要取决于相啮合齿面的接触应力和应力循环次数。

齿面疲劳裂纹常呈现为不规则的细线状。根据齿面状况(如齿形精度、齿面粗糙度)、材质及载荷等条件的不同, 裂纹可扩展成不同形貌与不同严重程度度的齿面疲劳: 早期点蚀、破坏性点蚀, 齿面剥落和表层压碎等。它们的类型、特征、原因及对策见表11.1-3。

表11.1-3 齿面疲劳的类型、特征、原因和对策

类型	图 例	特 征	原 因	对 策
早 期 点 蚀	 <p>图11.1-8 早期点蚀示意图 轮齿工作面节线附近呈现细小麻点</p>	<p>齿面出现较小的麻点(疲劳点蚀微坑), 且数目不多, 常发生在局部应力过高区。新工作的齿面在未经跑合时更易出现。对于软齿面, 经跑合后, 接触应力趋向均匀, 且微坑边缘逐渐钝化, 麻点不再继续扩展; 但对硬齿面, 早期点蚀有扩展的危险性(图11.1-8, 11.1-9)</p>	<p>主要由于相啮合齿面贴合不良, 造成局部过载, 使齿面局部接触应力过高</p> <p>齿面粗糙度过高, 齿形误差较大或轴线歪斜等</p>	<p>提高齿形精度, 采用齿廓修形以减轻负载</p> <p>适当降低齿面粗糙度, 按规定跑合制度进行跑合, 改善齿轮的贴合状况</p>
破 坏 性 点 蚀	 <p>图11.1-10 破坏性点蚀示意图</p>	<p>其点蚀坑较早期点蚀的要大而深, 呈贝壳状</p> <p>一般首先出现在节线附近的下齿面上, 并且不断扩展(图11.1-10), 使齿面严</p>	<p>总是齿面接触应力过高, 随着应力循环次数的增多, 点蚀坑不断扩展</p> <p>对载荷估计不足使设计齿面接触应</p>	<p>使接触应力低于轮齿材料的疲劳极限</p> <p>测定载荷谱, 正确进行强度计算</p> <p>改善材质, 提高齿面硬度, 保证材</p>

(续)

类型	图 例	特 征	原 因	对 策
点蚀	<p>轧钢机齿轮, 节线附近齿面点蚀麻坑扩展严重, 几乎达全齿宽</p>  <p>图 11.1-11 点蚀坑位向</p> <p>在节线附近的点蚀坑, 在主动轮上的有从节线往上齿面扩展的趋势, 而在从动轮上的则有离开节线向齿根部扩展的趋向</p>	<p>重损伤, 动载、噪声与磨损明显增大, 最终可能断齿</p> <p>主动轮齿上的点蚀坑有从节线向上齿面方向扩展的趋势, 在从动轮齿上的则有离开节线向齿根部扩展的趋向 (图 11.1-11)</p>	<p>度不够, 硬度不够; 偏载、动载严重 (安装精度低, 轴系及箱体的误差和变形过大)</p> <p>齿面粗糙度低 (对硬齿面)</p> <p>润滑不良 (油品选择不当、粘度过低等)</p>	<p>材料及热处理质量</p> <p>提高安装精度及齿轮、轴及箱体的刚度, 对轮齿进行修理</p> <p>适当选择软齿面齿轮的齿面粗糙度并进行磨合, 降低硬齿面齿轮的齿面粗糙度</p> <p>改善润滑 (适当提高油的粘度, 采用合成油代替普通矿物油等)</p>
齿面剥落	 <p>图 11.1-12 齿面剥落示意图</p> <p>轧钢机齿轮, 齿面点蚀坑破裂扩展, 出现大片剥落</p>	<p>材料成片状剥离齿面, 形成浅平 (但比点蚀坑大) 的剥落坑, 形状不规则, 坑间碎裂边的连接处呈脆裂断口</p> <p>调质的中硬齿面上常可见到点蚀坑的边缘碎裂扩大连接而成的剥落, 但剥落坑间连接处及边缘) 可在未达到接触疲劳极限之前发生 (图 11.1-12)</p> <p>整体淬火齿轮通常首先在轮齿表层或次表层内产生微裂纹, 然后裂纹平行于表面扩展, 成片剥落</p>	<p>过高的接触应力</p> <p>局部过载荷或材料缺陷 (也可热处理不良, 随后形成过大内应力)</p> <p>润滑油粘度不合适 (常为粘度过低)</p> <p>轮齿表面质量较差</p>	<p>消除造成局部过载荷的原因, 特别是齿轮轴线的平行度误差以及齿形误差</p> <p>改善齿轮材质, 适当提高硬度, 特别应在热处理工艺过程中控制加热质量</p> <p>对于由点蚀坑连接而成的剥落, 可对凹坑边缘进行“钝化”修磨, 防止裂纹扩展相连</p>
表层压碎	 <p>图 11.1-13 表层压碎的局部放大</p> <p>由图可见到过渡区裂纹的扩展情况</p>	<p>由表层、次表层或硬软层过渡区的裂纹扩展 (主要向表面) 而成</p> <p>常在表面硬化处理的齿面上发生, 剥落坑一般较大, 较深 (由硬软层过渡区裂纹扩展而成的剥落坑深度常稍大于硬化层深度) (图 11.1-13, 11.1-14)</p>	<p>由于表层材料缺陷, 热处理不良, 磨削过热局部应力集中严重 (过载、高残余应力等) 等造成表层质量不良 (硬化层过浅, 硬软层过渡区硬度梯度过大、硬度分布不均等), 在表层或过渡层形成裂纹</p> <p>材质塑性差, 裂</p>	<p>改善加工与热处理工艺, 以提高轮齿硬度, 降低表层与心部过渡区的硬度梯度与硬度不均匀程度, 并使表层有足够深度</p> <p>更换材料, 使齿保证有足够的表层及心部强度条件下具有较好塑性</p> <p>从设计和安装工</p>

(续)

类型	图 例	特 征	原 因	对 策
表层压痕	<p>图11.1-14 表层压痕示意图</p>	齿落坑边缘有明显的崩裂性, 片常具有低周疲劳性质	纹易于扩展	齿(如控制比配合过紧, 使之不在轮齿根部产生高残余应力)上避免发生高残余应力发生

#### 4 胶合

胶合是相啮合齿面的金属在一定压力下直接接触发生粘着, 同时随着齿面的相对运动, 使金属从齿面上撕落而引起的一种严重粘着磨损现象。根据在一定工作条件下粘着概念的涵义特征的不同, 胶合可分为热胶合(图11.1-15)与冷胶合(图11.1-

16)两种损伤形式。热胶合通常是由于啮合处局部过热, 边界膜破坏, 导致两接触齿面金属融焊而粘着; 而冷胶合则是在低速时(一般为圆周速度 $v \leq 4$  m/s), 由于啮合处局部压力很高而使两接触表面间表面膜被刺破而粘着。齿面产生热胶合的部位常呈现过热特征(回火色), 而冷胶合常在齿面的局部处发生。胶合的类型、特征、原因和对策见表11.1-4。



图11.1-15 热胶合示意图

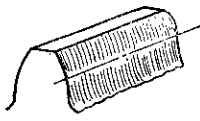



图11.1-16 冷胶合示意图

表11.1-4 胶合的类型、特征、原因和对策

类型	图 例	特 征	原 因	对 策
轻微胶合	<p>图11.1-17 轻微胶合示意图 渗碳淬火齿面顶部呈现轻微胶合暗带</p>	常表现为在靠近齿顶或齿根的齿面上沿滑动方向的极轻微而细密的伤痕(一条暗带), 有时要借助于显微镜才能见到粘着痕迹(图11.1-17)	可能是由于在运动初期相啮合齿面的润滑条件不够好, 但材质条件较好; 也可能是由于有轻微干涉	控制起动载荷, 保证良好的润滑条件和进行磨合 及时排除产生干涉的因素
中等胶合	<p>图11.1-18 中等胶合示意图 齿顶部是现细而浅的胶合条纹</p>	齿轮的齿顶、齿根或两者均呈现沿滑动方向的粘着伤痕, 在较软的齿面上更为明显。这种胶合的条纹较细较浅(图11.1-18)	主要是由于齿轮啮合处的局部高温使润滑油膜破裂	造成良好的润滑条件, 如降低供油温度, 以降低齿轮整体温度; 换用有极压添加剂的润滑油; 在接触齿面涂敷固体润滑剂; 用研磨降低表面粗糙度等。在可能的条件下, 适当降低载荷和速度

(续)

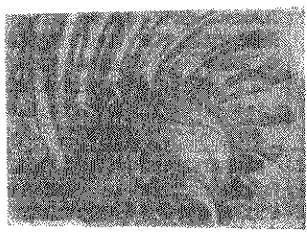
类型	图 例	特 征	原 因	对 策
破坏性胶合	 <p>图11.1-19 破坏性胶合示意图 渗碳淬火齿轮因严重缺油造成齿面破坏性胶合, 齿顶部有严重胶合沟痕</p>	<p>沿滑动方向呈现明显的粘滞沟痕。整个齿面, 尤其是齿顶有明显的材料 移 失 迹 象, 相对滑动速度为零的工作节线明显, 齿廓几乎完全毁坏, 振动与噪声增大, 齿轮很快失效(图11.1-19)</p>	<p>润滑不充分, 工作温度过高, 齿面接触应力或转速高, 引起过热</p>	<p>保证齿轮传动在规定的载荷、速度、温度等条件下, 始终具有良好的润滑, 对低速重载齿轮, 采用极压添加剂和高粘度的复合齿轮油, 在较高温度下工作的齿轮可采用含极压添加剂的合成油</p>
局部胶合	 <p>图11.1-20 局部胶合示意图 表面渗碳淬火齿轮在齿面胶合区域上叠加有明显的局部胶合伤痕</p>	<p>在形貌上与中等胶合有相似之处, 但仅发生于相接触齿面的局部区域上(图11.1-20)</p>	<p>通常由载荷集中造成, 其起因可能是设计不当, 也可能是制造误差、安装误差、载荷倾斜或齿面不均匀冷却, 在鼓形齿中, 鼓形量过大, 在凸起部分形成载荷集中。齿轮热膨胀不均匀也会导致载荷集中, 尤其在齿宽较大时, 齿轮的中部比两端温升高, 热膨胀量大</p>	<p>主要为消除局部载荷集中, 如适当选择齿轮箱体轴孔中心线的形位公差和齿轮齿向误差; 冷却油量 and 供油部位要适当, 使高速齿经啮合区宽度散热均匀。鼓形齿的鼓形量不能过大</p>

材料摩擦损耗的现象。磨损的类型、特征、原因和对策见表11.1-5。


5 磨损

磨损是在啮合传动过程中, 轮齿接触表面上的

表11.1-5 磨损的类型、特征、原因和对策

类型	图 例	特 征	原 因	对 策
轻微磨损	 <p>图11.1-21 轻微磨损 机车齿轮, 渗碳淬火, 工作8000小时后齿面如镜面样光亮平滑</p>	<p>磨损相当缓慢而且非常均匀。磨损后的齿面非常平滑光亮(图11.1-21) 不影响齿轮的工作寿命和性能, 一般还可得到良好的贴合齿面</p>	<p>接触齿面的粗糙度与润滑油粘度、齿面工作速度、工作载荷之间不相匹配, 造成齿面间润滑油膜厚度不够, 导致齿面微凸体峰部被磨平或塑性压平, 粗糙度变小</p>	<p>除非齿轮装置的设计寿命要求比在轻载磨损基础上确定的磨损寿命长得多, 轻微磨损一般不需避免 在齿轮磨光后, 应更换润滑剂, 采用粘度较大的润滑油, 以得到较合适的油膜厚度</p>

(续)

类型	图 例	特 征	原 因	对 策
表 层 压 碎	 <p>硬化层 过渡区微裂纹</p> <p>图11.1-14 表层压碎示意图</p>	剥落坑边缘有明显的脆裂性，且常具有低周疲劳性质	纹易于扩展	艺（如控制压配合过量，使之不在轮齿根部产生高残余应力）上避免发生高残余应力发生

4 胶合

胶合是相啮合齿面的金属在一定压力下直接接触发生粘着，同时随着齿面的相对运动，使金属从齿面上撕落而引起的一种严重粘着磨损现象。根据在一定工作条件下粘着概念的内涵特征的不同，胶合可分为热胶合（图11.1-15）与冷胶合（图11.1-

16）两种损伤形式。热胶合通常是由于啮合处局部过热，边界膜破坏，导致两接触齿面金属融焊而粘着；而冷胶合则是在低速时（一般为圆周速度 $v \leq 4$  m/s），由于啮合处局部压力很高而使两接触表面间表面膜被刺破而粘着。齿面产生热胶合的部位常呈现过热特征（回火色），而冷胶合常在齿面的局部处发生。胶合的类型、特征、原因和对策见表11.1-4。





图11.1-15 热胶合示意图



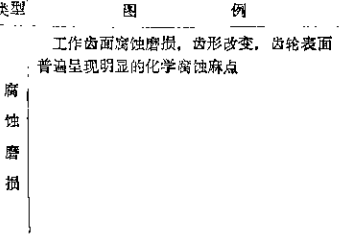
图11.1-16 冷胶合示意图

表11.1-4 胶合的类型、特征、原因和对策

类型	图 例	特 征	原 因	对 策
轻 微 胶 合	 <p>图11.1-17 轻微胶合示意图 渗碳淬火齿面顶部呈现轻微胶合暗带</p>	常表现为在接近齿顶或齿根的齿面上沿滑动方向的极轻微而细密的伤痕（一条暗带），有时要借助于显微镜才能见到粘着痕迹（图11.1-17）	可能是由于在运动初期相啮合齿面的润滑油条件不够好，但材质条件较好；也可能是由于有轻微干涉	控制起动载荷，保证良好的润滑条件和进行啮合 及时排除产生干涉的起因
中 等 胶 合	 <p>图11.1-18 中等胶合示意图 齿顶部呈现细而浅的胶合条纹</p>	齿轮的齿顶、齿根或两者均呈现沿滑动方向的粘撕伤痕，在较软的齿面上更为明显。这种胶合的条纹较细较浅（图11.1-18）	主要是由于轮齿啮合处的局部高温使润滑油膜破裂	造成良好的润滑条件，如降低供油温度，以降低齿轮整体温度；换用有极压添加剂的润滑油；在接触齿面涂敷固体润滑剂；用珩磨降低表面粗糙度等，在可能的条件下，适当降低载荷和速度



(续)


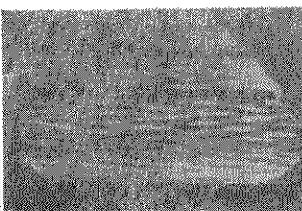
类型	图 例	特 征	原 因	对 策
腐 蚀 磨 损	 <p>工作齿面腐蚀磨损, 齿形改变, 齿轮表面普遍呈现明显的化学腐蚀麻点</p>	<p>腐蚀坑形状不规则, 无疲劳特征 (图 11.1-26)</p>	<p>在高温时, 极压添加剂会形成非常活泼的腐蚀性剂, 工艺过程中残留在齿面上的不利介质也起腐蚀作用</p>	<p>添加适量的阻蚀剂以降低电极反应速率。齿轮装置有良好的密封, 以防止润滑油被外界的水, 酸和其他有害的物质污染。此外在加工、检验过程中, 若与高蚀介质接触, 应建立合理的工艺规程</p>

6 塑性变形



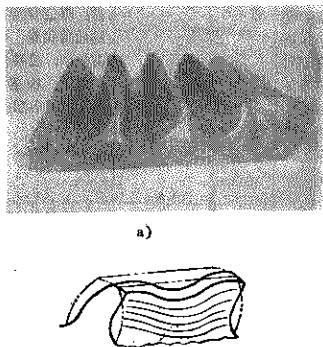
在过大的应力作用下, 轮齿材料因屈服而产生塑性流动, 形成齿面或齿体的塑性变形。它一般多

发生于硬度低的齿轮上; 但在重载时, 硬度高的齿轮上也常发生。塑性变形的类型、特征、原因和对策见表11.1-6。

表11.1-6 塑性变形的类型、特征、原因和对策

类型	图 例	特 征	原 因	对 策
碾 击 变 形	 <p>图11.1-26 碾击变形示意图 矿用电力铲开式齿轮, 在重载和冲击作用下, 齿面呈现明显的塑性变形, 齿顶和端部出现飞边, 齿面节线附近出现一条凹沟, 齿形明显改变</p>	<p>在相互滚碾和冲击作用下, 表面及次表面材料出现明显的金属流动, 在齿顶棱角和齿端出现飞边; 有时齿顶被滚圆, 接触齿面被压陷; 有的主动轮齿节线上被碾出沟槽而由动轮齿节线上被挤出脊棱 (图 11.1-26)</p>	<p>轮齿材料硬度过低, 接触应力过高, 传动啮合不良, 动载荷太大以及润滑不良等</p>	<p>提高齿面硬度以提高抗塑性变形能力; 提高齿距精度, 减小齿形误差, 以降低动载荷; 保证安装精度, 控制齿向误差, 以免载荷集中; 提高润滑油的粘度, 改善润滑条件, 以减小摩擦</p>
碾 蚀	 <p>图11.1-27 碾蚀 齿面呈现鱼鳞状塑性变形裂纹</p>	<p>工作齿面有较轻的塑性变形, 呈鱼鳞状或微小波纹, 垂直于滑动速度方向 (图 11.1-27)。它一般发生在硬齿面上, 但在较软的齿面上有时也发生。它常出现在重载的蜗杆传动和渗碳的准双曲面齿轮传动中。轻度的碾蚀对传动没有明显的影响, 但严重的碾蚀会使齿廓破坏并引起其他形式的损伤</p>	<p>通常是由于润滑不良及高压力的作用, 在工作齿面间产生“爬行” (粘滑现象) 而引起的, 它往往与低速 (或中速) 条件下的油膜厚度不足, 振动等因素有关, 虽然发生碾蚀的某些条件与发生磨损的条件类似, 但它只是齿面塑性流动</p>	<p>减小接触应力, 增加齿面硬度, 采用极压添加剂和高粘度的润滑油, 提高速度, 控制齿轮的振动等</p>

(续)

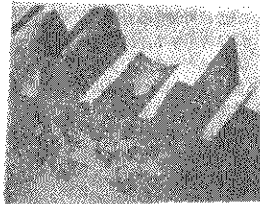
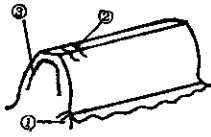

类型	图 例	特 征	原 因	对 策
起 脊	 <p>图11.1-28 起脊示意图 汽车后桥准双曲面小齿轮, 沿滑动方向有明显的脊棱</p>	齿面上沿滑动方向呈现明显的条状脊棱。常发生于重载的低(中)速准双曲面齿轮, 螺旋锥齿轮及蜗杆传动中(图11.1-28)	接触应力过高, 齿面硬度较低, 加上滑动速度低, 造成齿面间润滑状态不良	减小接触应力, 增加齿面硬度采用含极压添加剂的粘度较大的润滑油。在非循环润滑的传动中, 要经常过滤或更换润滑油, 保证润滑油中没有外来杂质
压 痕	 <p>图11.1-29 压痕示意图 机车齿轮, 因啮合齿面间落入异物造成压痕</p>	通常为齿面上压出浅平的凹痕。严重的压痕常伴有局部的轮齿变形, 甚至使正常的啮合遭到破坏。轻度的压痕, 经修整后仍可使用(图11.1-29)	外界异物或从轮齿上掉下的金属碎片进入啮合	防止外界异物进入啮合, 及时清理传动装置, 排除金属碎片等外界异物
齿 体 塑 变	 <p>a) b)</p> <p>图11.1-30 齿体畸变(图b为示意图) 轧钢机工作辊道圆锥齿轮, 调质处理, 由于过载或载荷集中造成齿体严重冷塑性变形</p>	一个(或多个)齿的全部或部分齿体发生塑性变形。轮齿歪扭, 齿形剧烈变化, 硬齿面轮齿还常伴有变色现象(图11.1-30)	润滑失常, 造成剧烈温升, 使齿轮材料的屈服强度降低, 引起轮齿热塑性变形。对于强度低的塑性材料, 在过大的载荷作用下, 轮齿可发生冷塑性变形	对于循环润滑的齿轮装置, 要防止润滑系统给油不足或中断, 对于油池润滑的齿轮装置, 要注意油面位置。提高润滑油的粘度。对于冷塑性变形齿轮, 应提高材料的屈服强度, 防止过载

## 7 其它损伤



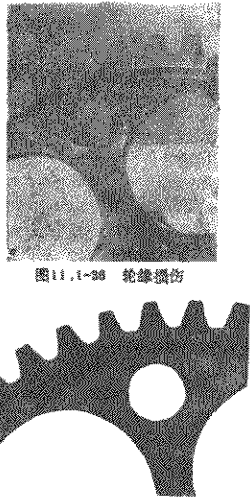
其他损伤主要指由于材料缺陷, 不合适的工

艺, 周围环境或意外事故造成的齿轮失效。它们也包括除轮齿以外的其他部位的损伤。其类型、特征、原因和对策见表11.1-7。

表11.1-7 其他损伤的类型、特征、原因和对策

类型	图 例	特 征	原 因	对 策
轮 坯 缺 陷	 <p>图11.1-31 轮坯缺陷 球墨铸铁齿轮, 由于组织疏松引起断齿</p>	<p>为齿轮轮齿部位在毛坯阶段就已存在的缺陷, 如气孔、砂眼、夹杂物和裂纹、锻造起层等。它们通常在局部出现, 有时可贯穿几个齿, 也可达到较深部位(图11.1-31)</p>	<p>轮坯材料的冶、铸、锻、焊等工艺过程不当或控制不严, 导致夹杂或非金属夹杂物混入轮坯, 出现气孔、砂眼或产生裂纹等</p>	<p>采用合理的冶、铸、锻、焊工艺, 建立严格的轮坯检验制度, 及时剔除不合格的轮坯</p>
淬 火 裂 纹	 <p>图11.1-32 淬火裂纹示意图 齿面中等硬度的淬火齿轮, 加载使用一短时期后, 齿根圆角、齿端面、齿顶呈现淬火裂纹。①为径向裂纹②为穿越裂纹③为相变不协调转化裂纹</p>	<p>在淬火时产生, 多数呈发丝状, 有时能自行扩展。裂纹有的沿齿根圆角半径方向, 有的在齿的两个端面, 也有的穿越齿顶或存在在齿的端面的表面硬化层与芯部的交界面处。较大裂纹的初始部位常有锈蚀或氧化的痕迹。淬火裂纹也可能在齿轮使用一短时期后才见到。它常为其他损伤形式(如疲劳断齿)的根源</p>	<p>主要是淬火过程中产生过大的内应力, 它通常由不合适的淬火工艺, 如升温过急、淬火过急、淬火过缓等引起。齿的端面上的裂纹, 通常由硬化层与芯部交界处的相变不协调引起</p>	<p>根据齿轮材料、尺寸、结构和工作要求制订合理的淬火工艺规程, 并严格加以控制, 防止淬火速度过高或过低, 淬火温度不合适, 对淬火后的齿轮应严格检验</p>
磨 削 裂 纹	 <p>图11.1-33 磨削裂纹示意图 采煤机齿轮, 渗碳淬火, 因热处理工艺不当, 经磨齿后, 用磁粉探伤, 显示出网状裂纹</p>	<p>在磨削过程中产生, 常在齿面上有几乎平行的短裂纹或网状裂纹。平行裂纹通常比网状裂纹深。磨削裂纹一般较浅, 肉眼不易发现, 需用磁粉探伤或用5%硝酸乙醇腐蚀液处理等方法才能检测。有时磨削裂纹是齿在, 要在闲置若干时间或加载工作后才显示出来(图11.1-33)</p>	<p>主要由磨削过程中产生的热引起, 也可能是由热处理工艺不合理(在热处理过程中形成了磨削过热敏感的金相组织)引起。磨削过热可能是由于磨削工艺参数选择不正确, 砂轮不合格或选用不当、冷却措施不当等。某些对磨削过热敏感的轮齿材料, 更易产生磨削裂纹</p>	<p>选择适当的磨削工艺, 控制进给量和磨削速度, 加强冷却措施, 选用不易磨裂的材质和合适的热处理工艺, 适当选用合适的砂轮, 并注意对其修整和平衡; 采用具有新修工作表面的砂轮, 以降低表层的热应力</p>

(续)

类型	图 例	特 征	原 因	对 策
电 蚀	 <p>图11.1-34 电蚀示意图 齿面有大量均匀分布的电蚀斑点</p>	<p>常发生于多个齿面,甚至全部齿面上。齿面呈现大量均匀分布的微小蚀坑,偶而也有较大的电火花烧蚀坑。电蚀坑形貌光滑,有熔融状放电痕迹,坑点边缘有退火色(图11.1-34)</p>	<p>当电流通过轻微接触或快速离离合面间向接地零电位流动时,齿面间产生很高的电位差,造成火花放电,使齿面电蚀。这种杂散电流的来源可能为:电气设备(如电动机、电磁离合器等)的漏电;带传动或其他与传动有关的零件的静电流;有时,附近的电器设备(如电焊机)通过齿轮装置不当地接地,也会造成电蚀</p>	<p>对有关电气设备可能通过杂散电流的齿轮装置进行严格绝缘。适当地安置接地线</p>
干 涉 损 伤	 <p>图11.1-35 干涉损伤示意图 采煤机齿轮,渗碳淬火,由于啮合干涉造成齿根部有明显的呈沟槽状的干涉条带,与之相啮合的齿顶也会被挤伤</p>	<p>齿轮的齿顶部,尤其是齿根部有明显的金属移动痕迹。齿根部挖出沟槽,齿顶部被液圆(图11.1-35)。干涉损伤通常可引起齿面磨损、塑性变形、胶合,甚致导致轮齿折断</p>	<p>啮合参数设计不合理,加工齿形误差过大,安装中心距过小,工作中热变形过大等,造成齿轮不正常啮合,引起干涉。相啮合的轮齿顶部或根部载荷过大或啮合过紧,使润滑油膜失效,造成齿顶、齿根部金属急剧移动,导致整个齿面损伤</p>	<p>在设计时正确选择参数;在加工时严格控制齿轮的误差及刀具误差;在安装时确保安装精度,选择适当的润滑油和冷却措施</p>
轮 缘 和 辐 板 损 伤	 <p>图11.1-36 轮缘损伤</p> <p>图11.1-37 辐板损伤</p>	<p>轮缘裂纹通常发生在两相邻齿之间的齿根部。辐板裂纹有的是由轮缘裂纹沿径向扩展而成,有的是在辐板自身中产生,不一定扩展到轮缘</p>	<p>轮缘断裂通常是轮齿齿根圆角疲劳裂纹发展的结果。齿根部分的残余应力过高,也会形成并促使疲劳裂纹扩展。对镶套式齿轮,轮缘与轮芯的过盈过大也可引起轮缘断裂。辐板损伤,多因辐板强度不足,应力集中或振动等因素引起</p>	<p>轮缘及辐板的尺寸应满足强度要求。对局部应力集中因素,如切削刀痕、磨削与淬火裂纹、轮缘与辐板过渡处的尖锐圆角等,应设法减少或消除。在结构设计上应采取减振、防振措施。对镶套齿轮,应适当控制过盈量</p>

## 第2章 齿轮传动的润滑

由第1章可知, 润滑对齿轮传动的工作能力有很大的影响, 许多类型的齿面损伤如点蚀、胶合、磨损、塑性变形等都可通过合理的润滑来防止或减轻。

随着齿轮传动装置的速度提高, 单位重量的功率的增大, 工作条件的苛刻性增加, 对齿轮润滑提出了更高的要求。正确的润滑, 可以提高齿轮的承载能力, 减少齿轮的失效, 延长齿轮的使用寿命, 提高齿轮的传动效率。为此, 设计制造部门需要掌握摩擦学知识, 根据齿轮的使用条件正确地选择润滑剂和润滑方法。使用部门需要严格按照产品说明书的规定使用润滑油, 并加强维护管理和化验监督工作, 作好运行记录, 积累油品的使用变化数据, 制定出

合理的消耗定额和换油周期。

### 1 齿轮的润滑原理

#### 1.1 齿轮的啮合特性

由图11.2-1所示的渐开线齿轮啮合过程可知, 齿面间的接触应力很大, 啮合时间非常短, 时存在着滑动与滚动, 它们只在一定的条件下才能形成流体动压油膜(见下节)。由于滑动方向不同, 滑动速度与滚动速度的比值不同, 各种传动的摩擦损耗亦即效率不同, 损伤形式亦不同。

渐开线直齿圆柱齿轮和直齿圆锥齿轮沿齿高方向有滑动, 滑动方向与接触线垂直, 因此容易形成

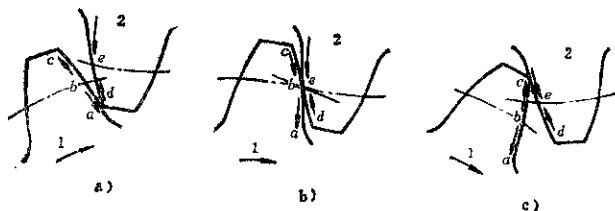


图11.2-1 齿轮的啮合过程  
1—主动齿轮 2—被动齿轮

动压油膜。

渐开线斜齿圆柱齿轮和弧齿锥齿轮的滑动方向与接触线也接近垂直, 同时沿齿高方向有滚动, 滚动速度比较大, 因此也比较容易形成动压油膜。

圆弧齿轮是等齿, 传动时是点接触, 啮合线与轴线平行。啮合时沿轴向高速滚动, 沿齿高方向无滑动, 因此更易形成动压油膜。

摆线齿面齿沿齿高方向与齿长方向都有较大的滑动速度(最高可达8m/s), 特别是沿齿长方向的滑动与接触线的夹角很小, 形成油膜的条件较差。加之它的接触应力较大(500~1500N/mm<sup>2</sup>, 最高可达2000N/mm<sup>2</sup>), 所以润滑条件苛刻。

蜗杆传动的滑动速度最大, 可以认为没有滚动。圆柱蜗杆的螺旋面与蜗轮齿面的接触线沿齿宽方向, 并随着啮合过程向齿高移动。蜗杆圆周速度的方向(接近于滑动速度的方向)与接触线的夹角

很小, 甚至为零, 所以形成动压油膜的条件最差(图11.2-2a)。环面蜗杆传动的接触线是沿齿高方向的, 而且沿整个齿面高度接触, 接触线与蜗杆的圆周速度方向的夹角很大, 最大的可达90°, 因此容易形成动压油膜(图11.2-2b)。此外, 蜗轮的接触位置对润滑的影响也很大, 这与安装和加工都有很大关系。为此, 必须保证入口处有一定的侧隙(图11.2-3)(可参看第六篇第1章)。

摆线针轮传动的针齿套筒表面与摆线齿面之间以及输出轴柱销套与摆线轮孔表面之间的滑动速度及接触应力都较大, 无法形成动压油膜。

#### 1.2 齿轮的润滑状态

齿面的润滑状态可分为边界润滑、混合润滑与弹性流体动力润滑三类, 它们取决于速度、应力、啮合精度、齿面光洁度、润滑油及润滑方式。图

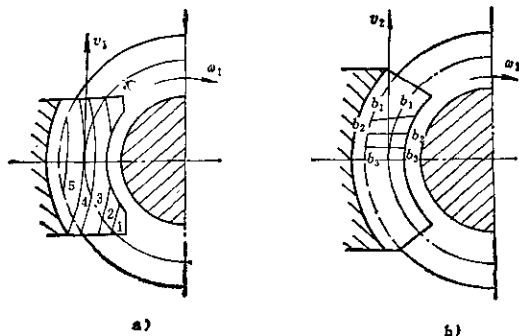


图11.2-2 蜗杆与蜗轮的接触线  
a)圆柱蜗杆传动 b)环面蜗杆传动

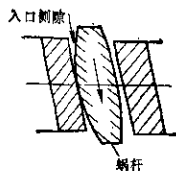


图11.2-3 蜗轮入口侧隙

11.2-4所示为润滑状态与速度及载荷的近似关系<sup>(16)</sup>。其中Ⅰ为边界润滑区，Ⅱ为混合润滑区，Ⅲ为弹性流体动力润滑区。上图为啮合精度与齿面光洁度较好，油的粘度合适并有添加剂的情况。图中的K因子为

$$K = \frac{w_m}{d_1} \left( \frac{u+1}{u} \right) \quad (\text{外啮合齿轮})$$

$$K = \frac{w_m}{d_1'} \left( \frac{u-1}{u} \right) \quad (\text{内啮合齿轮})$$

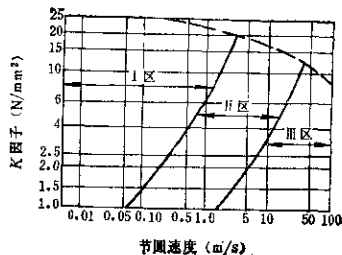
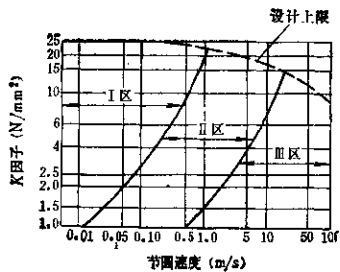


图11.2-4 齿轮的润滑状态图

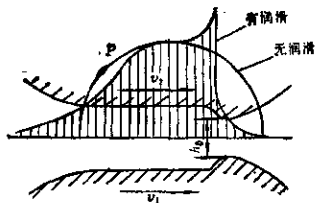


图11.2-5 弹性流体动力润滑的油膜形状和压力分布

### 1.2.1 弹性流体动力润滑

此时，齿轮速度相当高，齿面间存在着完整的弹性流体动力润滑油膜（如图11.2-5所示），把两齿面隔开。除非有初始跑合磨损以及油受到污染，轮齿表面不会出现磨损。如果散热良好，不产生胶合，则它只会因疲劳点蚀面损伤。这是比较理想的润滑状态，其摩擦系数一般为0.01~0.04。

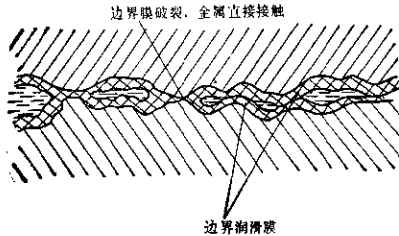


图11.2-6 边界润滑示意图

### 1.2.2 边界润滑

此时，齿轮速度很低，不可能建立弹性流体动力润滑油膜。齿面被吸附于其上的边界膜隔开，而边界膜的性能则又取决于润滑剂及添加剂的性能，以及材料、热处理和周围环境等（图11.2-6）。

边界膜有三类：

1) 物理吸附膜 此时，润滑剂及其添加剂的分子靠Van der Waals力吸附在表面上。物理吸附是可逆的过程，对温度很敏感，只能在低温及摩擦热小的条件下存在。

2) 化学吸附膜 此时润滑剂及其添加剂的分子靠化学键吸附在表面上。化学吸附一般是不可逆的，能在中等温度下存在。

3) 化学反应膜 此时润滑剂中的添加剂的分子与固体表面起化学反应，产生剪切强度低而熔点高的膜。化学反应膜能在较高的温度下存在。

不同的边界膜适用于不同的边界润滑状态。

1) 轻载低速下的边界润滑，主要因速度过低引起，一般在低速轻载的齿轮传动中产生。此时，摩擦热很小，温度不高，用物理吸附膜已经足够。为了减少摩擦与磨损，常在油中加入适当的油性剂。

2) 轻载高速下的边界润滑，主要由于接触线与滑动方向平行，不能形成油楔而引起。一般在圆柱蜗杆传动中产生，此时，摩擦热较大，要靠化学吸附膜或化学反应膜来保护。为了减少摩擦系数，可在润滑剂中加入油性剂。为了防止胶合，可以在润滑剂中加入弱极压添加剂。

3) 重载低速下的边界润滑，主要由于速度过低，无法形成弹性流体动力润滑油膜，而边界膜又往往易在高压下被挤掉。一般在低速重载的齿轮传

动中产生，此时要靠牢固的化学反应膜来保护，通常是在润滑剂中加入弱极压添加剂。

4) 重载高速下的边界润滑，主要由于接触线与滑动方向之间的夹角小，不易形成弹性流体动力润滑油膜，加之摩擦热大，温升高，只能靠牢固的化学反应膜来保护，一般常见于准双曲面齿轮传动中。为了防止胶合，经常是在润滑油中加入强极压添加剂。

边界润滑下的摩擦系数可高至0.16~0.20，但在有良好的润滑剂及表面光滑时，摩擦系数可低至0.06~0.10。

### 1.2.3 混合润滑状态

此时齿轮的速度相当高，产生部份的弹性流体动力润滑油膜，在运行初期不足以把两表面完全隔开，以致有一部份表面靠边界膜接触，有轻微磨损。以后表面逐步磨光，弹性动力润滑油膜加大，甚至可以产生金属接触。多数闭式齿轮传动属于此种润滑状态。混合润滑状态的摩擦系数为0.03~0.07。

## 2 齿轮润滑剂的主要要求

齿轮润滑剂的作用在于：1) 减少摩擦与磨损，防止胶合；2) 降低噪声；3) 吸收冲击和振动；4) 防止疲劳点蚀；5) 冷却，排除异物；6) 防锈，抗腐蚀。但不同类型的传动有不同的要求。

### 2.1 闭式齿轮传动的润滑剂的主要要求

闭式齿轮传动的主要失效形式是胶合与点蚀。为了保证有足够的油膜厚度及边界膜强度，在选择时要考虑下列方面：

a. 粘度要恰当 粘度大，有利于提高油膜厚

度，但粘度过大，摩擦损失和发热量大。一般在较宽转速，速度较低时，而且粘度较大时选择粘度较大的润滑油。表 11.2-4, 11.2-6, 11.2-7, 11.2-8, 11.2-9, 11.2-10, 11.2-12, 11.2-13 给出了各种类型闭式减速器的润滑油粘度。另外还须注意：

- (1) 环境温度较高时，粘度要高。
- (2) 二级齿轮箱按低速级选粘度，多级齿轮箱按按最末两级的平均值选粘度。
- (3) 大小齿轮材料相同或用锻钢制造时要选高粘度。
- (4) 浸油润滑的粘度比喷油润滑的粘度要选得高一些。
- (5) 频繁启动或经常运转时，粘度要选得高一些。

b. 粘度指数(VI)的规定要合理 一般只在较大温差下工作(例如在低温下启动，在高温下持续运行)的齿轮才要求有较高的粘度指数。石蜡基油的  $VI=90\sim 100$ ，环烷基油的  $VI=30\sim 80$ ，合成油聚乙二醇的  $VI=120\sim 180$ 。美国AGMA规定通用减速器的VI不低于90。普通矿物油可以通过加入增粘剂(或粘度指数改进剂)来提高粘度指数。但这类添加剂的使用寿命都较短。

c. 防锈和防腐性能良好 在间歇工作与温度变化剧烈的齿轮箱中都容易形成凝结水，使零件生锈，此时，要求齿轮油具有良好的防锈性能。一般在油中加入腐蚀性小的极压添加剂，脂肪酸或乳化剂。

d. 良好的氧化安定性与热氧化安全性 油在长期使用后要氧化。在超过 $60^{\circ}\text{C}$ 以后，温度每升高 $10\text{K}$ ，润滑油的寿命要降低50%左右。油在氧化后生成各种反应物，影响润滑性能，提高粘度与酸值。对于长期循环使用的油要求有良好的氧化安全性，对在高温下循环使用的油要求有良好的热氧化安定性。

e. 良好的油性或湿润能力 这是润滑油能吸附在齿面上建立边界油膜的前提，也是用油进行有效的防锈的前提。在低速重载传动及蜗杆传动中尤其需要。一般都是靠润滑油中加入油性添加剂或强极压性添加剂来达到。某些合成油的湿润能力较差。

#### f. 良好的极压性能

这对于承受重载荷和冲击载荷的齿轮传动装置

如孔型齿轮尤为必要。一般都通过在油中加入适当的极压添加剂来达到。极压添加剂一般为含硫、磷、氯、氮或硼的化合物。由于极压添加剂有一些副作用，加上价格上比较贵，在选择使用时必须小心。

g. 良好的抗泡沫性 对于循环润滑和飞溅润滑，油在与空气搅拌过程中形成的表面泡(大泡)与球形泡(油中的小泡)不仅影响润滑性能，而且能引起整个循环系统的振动，产生气蚀，降低泵的功率等。油的氧化生成物及多数极压添加剂起着不好的作用。加入抑制剂如硅油，可以把泡沫去掉。

h. 良好的抗乳化性能 乳化是油中含水的一种表现。少量的乳化并不严重地影响润滑性能，但却容易使零件生锈或腐蚀。油中的水一般是凝结水或掉进去的水。新的纯矿物油不易乳化。当油中有氧化生成物、抗腐剂或极压添加剂时，就容易乳化。对于容易有水或水蒸汽浸入的循环使用的油，需要有良好的抗乳化能力。一般可在油中加入抗乳化剂。

i. 凝固点要低 凝固点至少应比最低工作温度低5K，以保证油的流动性与低温启动性能。在油中加入降凝剂来降低凝固点要比采用深度脱蜡的高级油更经济。

j. 空气释气能力要好 这与液压系统和控制系统的压力供油系统中比较重要。如油中的空气不能及时排出，它将降低润滑油膜的承载能力，并在供油时引起压力降，影响液压系统与控制系统的灵敏性。

## 2.2 开式齿轮传动的润滑剂的主要要求

开式齿轮传动易于落入灰砂等异物，造成磨料磨损。开式齿轮的发热一般不严重，但油易被离心作用甩掉。为此，在选择润滑剂时必须考虑下列方面：

a. 有良好的粘附性 它可以使润滑剂牢固地粘附在齿面上，不易被离心力甩掉，同时还能防止大气的影响。

b. 粘度要适当 除非特殊情况，开式传动一般都用高粘度润滑剂润滑。由于品种与施加方式不同，有不同的粘度要求。例如用喷射法润滑时，粘度就低一些，而用加热或用溶剂稀释润滑时，粘度就很大，因此必须仔细选择。



e. 有较高的油膜强度 这一般可由组成润滑油的皂或润滑剂中的极压添加剂来保证。

d. 有抗水能力和防锈性 这一要求对于环境潮湿、有水冲刷的齿轮较为重要。

### 2.3 选择齿轮润滑油的一般原则

选择齿轮润滑油时,主要考虑下列原则:

a. 齿轮的种类 对于不易形成弹性流体动力润滑或在边界润滑下工作的齿轮,一般选粘度较大,能保证形成边界膜的润滑油。没有油性剂或极压抗磨剂的矿物油对很多工业齿轮箱已经足够。

b. 环境温度 在环境温度较低时,要选择凝固点低的油。在环境温度变化较大时,要选用粘度指数较高的油。一般把含粘度指数改进剂的适用温度范围较宽的油称为多级油。如果环境温度较高,有起火的危险性时,要选用高闪点或高燃点的油,一般要求闪点比环境温度高 $20\sim 30^{\circ}\text{C}$ (矿物油的燃点仅为 $200\sim 300^{\circ}\text{C}$ 左右,而合成油有的可超过 $600^{\circ}\text{C}$ )。

c. 载荷、速度与工作温度 载荷大,速度低,不易形成弹性流体动力润滑油膜,一般都选用粘度较大的油,有时还需要加入油性添加剂或极压添加剂。载荷轻,速度高,容易形成弹性流体动力润滑油膜,一般都选用粘度较小的油,除非有胶合的危险,一般都不加极压添加剂。高速齿轮箱的油对水和空气的分离性,对起泡性和氧化稳定性都有特殊的要求。在工作温度较高,超过 $50\sim 60^{\circ}\text{C}$ 的循环润滑系统中,要求油有良好的抗氧化性能。当工作温度超过 $100^{\circ}\text{C}$ 时,油中还要有极压剂,并且最好用合成油。

d. 润滑方法 循环润滑、喷雾润滑与飞溅润滑一般用粘度较低的油,以减少泵送功率与搅油损失。同轴润滑一般用粘度较高的油。当齿轮与轴承、联轴器、离合器等其他零件采用同一种润滑油时,要照顾其他零件的要求,有时不得不采用粘度低的油,而加入极压抗磨剂。

e. 传动级数 多级传动常按低速级的要求选取粘度,必要时可用分隔的注油,分别选用不同粘度的油。

f. 工作环境 当环境潮湿,或有水侵入或有腐蚀介质时,要考虑防锈、抗乳化、抗氧化的要求。如环境多尘,要加强密封与过滤。

表11.2-1示出了润滑油种类选择的一般推荐。

### 3 国内外齿轮油的分类

齿轮油的分类方法各国及各个生产厂都不相同,比较普遍的是按规定温度下的粘度分类,按各个温度下的平均粘度编号。如加有添加剂,则按添加剂的种类另外附加标识符号。但规定的温度各国也不一样,有的按 $130^{\circ}\text{F}$ 及 $210^{\circ}\text{F}$ 两种(如AGMA),有的按 $50^{\circ}\text{C}$ 及 $100^{\circ}\text{C}$ 两种(如我国),国际标准化组织则规定为 $40^{\circ}\text{C}$ 及 $100^{\circ}\text{C}$ 两种,至于粘度单位各国也不一样,有的按cSt(厘斯),有的按赛氏秒(SUS),有的按恩氏度( $^{\circ}\text{E}$ )。表11.2-2示出了国内外的闭式工业齿轮油的粘度对照换算示例。更具体的可参看有关的齿轮油规格表。

也还有一种分类方法是根据齿轮油的使用对象和所含添加剂的种类进行分类。如美国石油学会(API)(表11.2-14)、AGMA(附录十八)及各个生产厂的分类,这种分类的名称还不统一。表11.2-3所示为AGMA和我国的分类对照。

由于这两种分类方法各有缺点,目前趋向于把这两种分类法结合起来,即在分类编号中同时包括使用要求与粘度。多数生产厂的产品都是如此,例如附录表二十五、二十六,更具体的可参看有关的规格表。

### 4 齿轮润滑油的选择

#### 4.1 渐开线直齿、斜齿圆柱齿轮传动及圆锥齿轮传动

许多生产厂与研究机构都根据使用经验与试验研究制订了各种不同的齿轮润滑油选择表格。有的按转速、功率、润滑方式及传动比推荐粘度,有的按中心距、环境温度及载荷级别推荐粘度,有的按圆周速度、齿面硬度及材料选择粘度,在使用上各有方便之处。由于影响齿轮的润滑状态的因素极为复杂,而各个表格所考虑的侧重点又有所不同,因此得出的结果不可能一致,对于重要的场合,有时尚须经过试验才能确定。

表11.2-4所示为AGMA250.04按中心距、环境温度与载荷级别选择润滑油的推荐表 $\ominus$ 。

$\ominus$  该表原不分载荷级别,中-重载荷级系根据其他资料补入。原表中所列粘度为AGMA级别,此处将其折合为cSt。

表11.2-1 润滑油种类选择的一般推荐<sup>①</sup>

齿 轮 类 别	负 荷	推荐使用的润滑油 <sup>①②</sup>
直齿和斜齿圆柱齿轮及圆锥齿轮	轻 载	一般机械油。对于重要的传动可以加防锈剂和抗氧化剂等
	中 载	汽缸油，28号轧钢机油，一般汽车齿轮油（非极压型，如HL-20，HL-30），工业齿轮油（包括中极压型工业齿轮油）
	重 载	中极压型工业齿轮油（硫磷型或铝型）
蜗 杆 传 动	—	复合型润滑油，对于不重要的传动可用汽缸油或工业齿轮油
准双曲面齿轮传动	—	高级压型的准双曲面齿轮油

① 具体油品规格见表11.2-2至表11.2-24及附录中的各个表。

② 轻载指齿面接触应力为350~500N/mm<sup>2</sup>，中载指齿面接触应力为500~1000N/mm<sup>2</sup>，重载指齿面接触应力大于1000N/mm<sup>2</sup>，而国际标准化组织则规定，齿接触力低于500N/mm<sup>2</sup>为中载，大于500N/mm<sup>2</sup>为重载。

表11.2-2 国内外封闭式工业齿轮油的粘度对照举例<sup>②</sup>

AGMA				中 国		国际标准化组织粘度分级 (ISO)	
分 类 号	粘度范围 100°F (37.8°C)		ASTM-	分 类 号	粘度范围	40°C时	
防锈、抗氧矿物油	极压油	赛氏通用砂 cSt	ASLE号 <sup>①</sup>	普通工业齿轮油	极压工业齿轮油	级 号	40°C时 (cSt)
1		193~235	S215				
2	2EP	284~347	S315	(30)		25~35	68号 61~75
3	3EP	417~510	S465	50号	50号	45~55	100号 90~110
4	4EP	626~765	S700	70号	70号	35~75	150号 135~165
5	5EP	918~1122	S1000	90号	90号	80~100	220号 193~242
6	6EP	1335~1632	S1500	150号	150号	130~170	320号 288~352
7Comp	7EP	1919~2346	S2150	200号	200号	180~220	460号 414~506
8Comp	8EP	2837~3467	S3150	300号	300号	280~320	680号 612~748
8AComp	8AEP	4171~5098	S4650	350号 (450)号	350号	330~370	1000号 900~1100

① ASLE (American Society of Lubrication Engineers), 美国润滑工程师协会; ASTM (American Society For Testing Materials), 美国材料试验学会。

② 引自兰州炼油厂质量管理处编《润滑油脂技术服务讲义》，1981年。

齿轮手册

表11.2-3 AGMA和我国工业齿轮油使用分类对照<sup>①</sup>

AGMA类别	我国现用分类	说 明
防锈、抗氧矿物油 (R&O)	普通工业齿轮油	矿物油加防锈剂、抗氧化剂
极 压 油 (EP)	极压工业齿轮油	矿物油加极压添加剂等等，有铅钙和硫一磷型两类
复 合 油 (Comp)	蜗 轮 蜗 杆 油	矿物油加3~10%脂肪油或合成脂肪油等

① 引自兰州炼油厂质量管理处编《润滑油脂技术服务讲义》，1981年。

表11.2-4 闭式齿轮常用润滑油粘度(蜗轮除外)<sup>(1)</sup>

类 型	低速级齿轮中心距 (mm)	通用粘度(40℃), (cSt)			
		环境温度-10~10℃		环境温度10~50℃	
		轻-中载荷	中-重载荷	轻-中载荷	中-重载荷
平行轴减速器 (1级减速)	<200	60~70	80~100EP	90~110	110~150EP
	200~500	55~80	75~110EP	110~150	130~160EP
	>500	75~110	110~150EP	130~160	150~200EP
平行轴减速器 (2级减速)	<200	60~70	75~110EP	90~110	110~150EP
	200~500	75~110	110~150EP	130~150	130~160EP
	>500	110~150	130~160EP	130~160	150~200EP
平行轴减速器 (3级减速)	<200	50~70	75~110EP	90~130	110~150EP
	200~500	90~110	90~130EP	130~160	150~200EP
	>500	130~160	130~160EP	150~200	180~250EP
行星齿轮减速器	齿轮箱外径<400mm	50~70	75~110EP	90~110	130~160EP
	齿轮箱外径>400mm	90~110	90~130EP	130~160	150~200EP
锥 齿 轮	外锥距<300	50~70	75~110EP	130~160	150~200EP
	外锥距>300	90~110	90~130EP	150~200	180~250EP
齿轮马达	各 种	50~70	60~75EP	130~160	160~200EP
高速齿轮 <sup>①</sup>		35~50	60~75EP	60~70	60~110EP

① 指3600r/min或圆周速度25m/s以上的齿轮。

表11.2-5所示为瑞士Maag公司的按转速及工作条件选择粘度的推荐表。

表11.2-6所示为英国David-Brown公司按材料、硬度及圆周速度选择粘度的推荐表。

表11.2-7所示为按功率、小轮转速和油温选择粘度的推荐表。

表11.2-8所示为按材料、硬度及圆周速度选择粘度的推荐表。

表11.2-5 根据工作条件的推荐粘度<sup>(1)</sup>

用滚动轴承的齿轮传动	50℃ 的 粘 度	
	cSt	°E
中等工作条件: 小齿轮转数<1500r/min 小齿轮转数>1500r/min	53~76	7~10
	37~60	5~8
	68~90	9~12
重工作条件: 重冲击、力矩有变化、中等速度	68~90	9~12
用滑动轴承的齿轮传动	50℃ 的 粘 度	
	cSt	°E
普通齿轮及行星齿轮传动 低速 中速 高速	45~68	6~7
	34~49	4.5~6.5
	25~47	2.5~5
船用透平齿轮传动	45~53	6~7

表 11.2-6 闭式圆柱直齿轮和圆锥齿轮减速器用油的粘度<sup>11)</sup>

单位:  $E_{cc}(^{\circ}E_{100})$

齿轮的材质 (啮合中最大者)	抗拉强度, (N/mm <sup>2</sup> )	齿轮圆周速度, (m/s)				
		0.5以下	0.5~1.0	1~2.5	2.5~6	5~12.5
铸铁或青铜	—	24(3)	16(2)	11	8	6
钢	470~1000	36(4.5)	24(3)	16(2)	11	6
钢	1000~1250	36(4.5)	36(4.5)	24(2)	16(2)	11
钢	1250~1580	60(7)	36(4.5)	36(4.5)	24(3)	16(2)
渗碳钢或表面淬火钢	—	60(7)	36(4.5)	36(4.5)	24(3)	16(2)

表 11.2-7 一般减速器用的齿轮油粘度, 赛氏秒(100°F)<sup>1)</sup>

小齿轮转速 (r/min)	功率修正系数			功率修正系数与齿面油层厚度及齿数有关 齿数增加, 则齿面油层厚度减小								
	驱动	载荷	系数	油的温度范围(°C)								
	电动机 透平	均匀 中等冲击 严重冲击	1.00 1.25 1.75									
	内燃机	均匀 中等冲击 严重冲击	1.25 1.50 2.00									
	修正马力 (马力× 功率修正系数)	给油方法		10~5	5~40	40~65	60~85	80~100	100~150	150~200	200~300	300~500
>5000	1以下	油浴	或	60	60	300	60	60	300	300	300	300
	1~10			60	150	600	60	60	300	300	300	300
	10以上			60	150	600	60	60	300	300	300	300
2000~5000	5以下	油浴	或	90	150	600	90	300	300	300	300	300
	5~20			90	300	900	150	600	600	1500	1500	1500
	20以上			150	600	1500	150	600	600	1500	1500	1500
1000~2000	10以下	油浴	或	90	300	900	150	600	600	600	600	600
	10~50			150	600	1500	150	900	900	2500	2500	2500
	50以上			150	900	1500	400	1500	1500	3500	3500	3500
300~1000	20以下	油浴	或	90	300	900	150	600	600	600	600	600
	20~75			150	600	1500	150	900	900	1500	1500	1500
				150	900	1500	150	1500	1500	1500	1500	1500
75以上	油浴	或	150	900	1500	300	1500	1500	1500	1500		
<300	30以下	油浴	或	150	600	1500	150	900	900	1500	1500	1500
	30~100			150	900	1500	300	1500	1500	1500	1500	1500
				150	900	1500	300	1500	1500	1500	1500	1500
100以上	油浴	或	300	1500	1500	350	2100	2100	2100	2100		
				300	500	8500	350	2500	2500	2500	2500	
				300	2500	6500	350	2500	2500	2500	2500	

表11.2-8 渐开线齿轮减速器(连续运行)润滑油选用表<sup>①②③</sup>

材料及热处理		工作面硬度	圆周速度 (m/s) <sup>①②③</sup>						
			<0.5	0.5~1.0	1.0~2.5	2.5~5.0	5~12.5	12.5~15.0	>15.0
			极压齿轮油的牌号						
塑料、铸铁、青铜	调质	<HB280	150	120	90	70	50		
		HB280~350	250	200	150	90	70	50	
		>HRC40	250	200	150	120	90	70	50
钢	淬火、渗碳、氮化	>HRC40	300或350	250	200	150	120	90	70

- ① 多级减速器可按各级速度的平均值选用；或者按最重要一级的速度选用。
- ② 当一对齿轮齿面硬度不同时，可按最低硬度选用。
- ③ 对于具有冲击载荷的齿轮副，可选用比按表查得的牌号高一档的油。

渐开线齿轮减速器润滑油选用举例：某矿井提升机ZL-150闭式减速器，两级传动，齿面接触应力大于500N/mm<sup>2</sup>，由表11.2-1可知，属于中等载荷，可选工业齿轮油或中极压齿轮油。又由表11.2-4，平行轴两级传动减速器，低速级中心距大于500mm，工作环境温度-15~50℃，则选用粘度在40℃时为150~200EPcSt (EP为极压齿轮油)。再由附录表五中选用N150 (旧牌号120号) 中极压工业齿轮油。若传动部位有水，可由附录之六选取N150的硫磺型中极压齿轮油。

#### 4.2 圆弧齿轮传动

圆弧齿轮在理论上是点接触，但经跑合及接触变形后是面接触，它在工作时沿轴向滚动，由于当量曲率半径大，形成弹性流体动力润滑油膜的条件比较好。因此原则上可把粘度选得比同样工作条件的渐开线齿轮传动的低一级。由于圆弧齿轮在大模数时比小模数时易产生胶合，因此粘度要相应地高一些。表11.2-9可作为粘度选择的参考，轻载和一般速度可用机械油，中载和重载可用普通工业齿轮油或极压齿轮油；轧钢机上的大型重载圆弧齿轮或人字齿轮机座可采用极压齿轮油。

表11.2-10所示为我国某些重型机械厂按中心距选择工业齿轮油的粘度的推荐表。

表11.2-9 圆弧齿轮润滑油选择<sup>①</sup>

圆周速度 <sup>①</sup> (m/s)		粘 度 单位: °E <sub>100</sub> (°E <sub>100</sub> )						
		≤0.5	>0.5~1	>1~2.5	>2.5~5	>5~12.5	>12.5	
工作特性	连续工作制	$m_n < 8$	36(4.5)	24(3)	16(2)	11	8	6
	无冲击的传动	$m_n > 8$	36(4.5)	24(3)	24(3)	24(3)	16(2)	11
间断工作制，带		$m_n < 8$	36(4.5)	24(3)	24(3)	16(2)	11	8
	冲击载荷的传动	$m_n > 8$	36(4.5)	36(4.6)	24(3)	24(3)	16(2)	16(2)

① 圆周速度系指减速器中的低速级齿轮的速度。

圆弧齿轮传动润滑油选用举例：某矿井提升机上的ZHLR-150-20闭式圆弧齿轮减速器，两级传动，各级圆周速度均小于12m/s，速比为20，中心距1500mm，齿面接触应力大于500N/mm<sup>2</sup>。按11.2-10及附录表六选用N320 (旧牌号15) 极压工业齿轮油。

#### 4.3 蜗杆传动

低速小功率的传动可用粘度较高的矿物油如汽缸油等，100℃时的运动粘度应大于20cSt。

中速中等功率的传动，可用含有少量油性添加剂的高粘度油，100℃时的运动粘度应不小于20

表 11.2-10 低速重载荷弧齿齿轮用的工业齿轮油粘度<sup>(1)</sup>

工作制度	减速器 级 别	中 心 距 (mm)①②③						
		200~400	400~600	600~800	800~1200	1200~1800	1800~2000	2000以上
连续工作 制, 无冲击	单 级	50号	50号	70号	100号	150号	200号	200号 (250号)
	二 级	50号	50号	70号	100号	150号	200号	200号 (250号)
	三 级	50号	70号	70号 (100号)	100号 (150号)	200号	200号 (250号)	250号
间断工作 制, 有冲击	单 级	50号	70号	100号	150号	200号	200号 (250号)	250号
	二、三级	50号	70号	100号	150号	200号	200号 (250号)	250号

① 中心距较大时有时可用括号内的牌号。

② 必要时可采用重级压齿轮油。

③ 表中所列为旧牌号。

cSt.

高速大功率的传动可选用含有较多的油性添加剂或中等极压添加剂的油, 100℃时的运动粘度不应小于20cSt.

表11.2-11所示为根据相对滑动速度、工作条件及润滑方式选择粘度的推荐表。

表11.2-12为AGMA250.04根据中心距、蜗杆转速及环境温度选择粘度的推荐表。

表11.2-13所示为圆弧齿圆柱蜗杆传动的粘度选择推荐表。

表 11.2-11 根据滑动速度选择润滑油的粘度<sup>(1)</sup>

滑动速度 (m/s)	< 1						1~1.25		2.5~5		5~10		10~15		15~25		> 25	
	重载		重载		中载													
粘度 <sup>(1)</sup> ( $\nu_{100}$ )	60(7)		38(4,5)		24(3)		18(2)		11		8		6					
润滑方式	油浴润滑						油浴或 喷油润滑		油浴或 喷油润滑		油浴或 喷油润滑		油浴或 喷油润滑		油浴或 喷油润滑		油浴或 喷油润滑	

表 11.2-12 圆柱蜗杆与环面蜗杆减速器润滑油粘度选择<sup>(1)①</sup>

中心距 (mm)	蜗杆种类	蜗杆转速, (r/min)低于	环境温度(℃)		蜗杆转速, (r/min)高于	环境温度(℃)	
			-10~+10	10~50		-10~+10	10~50
<150	圆柱蜗杆	700	7Comp 7EP	8Comp 8EP	700	7Comp 7EP	8Comp 8EP
	环面蜗杆	700	8Comp	8AComp	700	8Comp	8Comp
150~300	圆柱蜗杆	450	7Comp 7EP	8Comp 8EP	450	7Comp 7EP	7Comp 7EP
	环面蜗杆	450	8Comp	8AComp	450	8Comp	8Comp
300~450	圆柱蜗杆	300	7Comp 7EP	8Comp 8EP	300	7Comp 7EP	7Comp 7EP
	环面蜗杆	300	8Comp	8AComp	300	8Comp	8Comp
450~600	圆柱蜗杆	250	7Comp 7EP	8Comp 8EP	250	7Comp 7EP	7Comp 7EP
	环面蜗杆	250	8Comp	8AComp	250	8Comp	8Comp
> 600	圆柱蜗杆	200	7Comp 7EP	8Comp 8EP	200	7Comp 7EP	7Comp 7EP
	环面蜗杆	200	8Comp	8AComp	200	8Comp	8AComp

① 当转速超过2400r/min或滑动速度超过10m/s时, 要用强制润滑。在强制润滑时, 所用粘度要低一些。

表 11.2-13 圆弧齿圆柱蜗杆传动减速器润滑油粘度选择①②

滑动速度, (m/s)	≤1	>1~2.5	>2.5~5	>5~10	>10
粘度(°E <sub>50</sub> )	36~45	30~35	23~28	17~22	13~18

- ① 适用于蜗轮在下和在侧的油浴润滑的减速器。如果蜗杆在上, 粘度可较表值高 25~40%, 但不超过 45°E<sub>50</sub>, 也可用浸油和喷油相结合的润滑方式。
- ② 引自太原工学院郝佩娟编著的《蜗杆传动的润滑》, 1982年。

#### 4.4 车辆齿轮

车辆齿轮油专指汽车和拖拉机的变速箱、转向机构和后桥齿轮箱所用的润滑油。由于用量大, 有专门的产品, 它们要求有: 良好的耐压抗磨性; 一定的抗氧化和热氧化稳定性; 抗腐蚀性和防锈性; 清净性等。用于变速箱、差速器、前后桥齿轮和转向器的称为汽车齿轮油, 用于前后桥的准双曲面齿轮传动的称为准双曲面齿轮油。目前分类还不统一。

a. API车辆齿轮油 这是美国石油学会

(API)按使用性能所作的分类。它把汽车上所有各种齿轮(包括准双曲面齿轮)所用的油按使用条件的苛刻程度分成6类。表11.2-14所示为按API分类的油与我国实际用油的对应情况。

b. SAE汽车齿轮油 这是美国汽车工程师学会(SAE)按粘度所作的分类。SAE粘度分类与我国现用车辆齿轮的粘度号的对应关系见表11.2-15。W表示用于冬季及寒冷地区。

c. 我国生产的普通汽车齿轮油 我国生产的普通汽车齿轮油, 由馏份油、含硫直馏渣油再调入部分机械油而成。其规格见表11.2-19。

表 11.2-14 API车辆齿轮油 and 我国实际使用的车辆齿轮油油的对应①

分 类	使 用 说 明	我国实际使用情况	添 加 剂
GL-1	低齿面压力、低滑动速度下运行的螺旋锥齿轮或蜗轮差速器。各种手动变速箱。直馏矿物油可满足这类要求	机 械 油	可加抗氧、防锈、抗泡剂
GL-2	中等载荷螺旋锥齿轮、直齿圆柱齿轮差速器和手动变速箱、蜗杆传动装置	普通齿轮油, 符合SY1103-77规格	加油性剂(摩擦改进剂)
GL-3	重载螺旋锥齿轮、直齿圆柱齿轮差速器和手动变速箱, 如汽车前后桥、差速器	极压工业齿轮油	中等极压剂
GL-4	在高速低扭矩、低速高扭矩条件下工作的准双曲面齿轮差速器或其它类型齿轮差速器和变速箱, 相当于MIL-L-2106	残渣型准双曲面齿轮油, 符合SY1102-77	极压剂, 添加量一般为GL-3的50%
GL-5	在高速冲击载荷、高速低扭矩、低速高扭矩条件下工作的准双曲面齿轮差速器或其它类型的齿轮差速器和变速箱, 特别是客车、越野车的准双曲面齿轮变速器。相当于MIL-L-2105C	18号准双曲面齿轮油等 (馏份型)	高剂量极压剂

① 引自兰州炼油厂质量管理处编《润滑油脂技术服务讲义》, 1981年。目前已有GL-6, 用于极高速。

表11.2-15 SAEJ306 汽车齿轮油粘度与我国现用汽车齿轮油粘度号的对应关系①

SAEJ306粘度号				我国现用齿轮油粘度号	
粘度号	粘度达到15万cSt时的最高温度, (°C)	粘度(cSt), 98.9°C		粘度号	粘度, (cSt) 100°C
		最 小	最 大		
70W	-55	4.1	—		
75W	-40	4.1	—		
80W	-25	7.0	—		
90	-10	13.5	24	17号	17号>17; 18号=17~22;
				18号	
				20号	20号=18.5~23; 26号=20~28;
140	-10	24.0	41	22号	22号=18.1~28.4;
				28号	28号=24.5~32.4;
				30号	30号=28~33; 26号=20~28
250	—	41.0	—		

① 引自兰州炼油厂质量管理处编《润滑油脂技术服务讲义》，1981年。

表11.2-16 我国汽车齿轮油规格①②

项 目	质量指标		
	HL-20	HL-30	兰炼26号
粘度(°E), 100°C	2.7~3.2	4~4.5	20~28cSt
闪点(开口)(°C), 不低于	170	180	180
凝点(°C), 不高于	-20	-5	-20
水溶性酸或碱	无	无	无
机械杂质(%), 不大于	0.05	0.05	0.1
水份(%), 不大于	痕迹	痕迹	痕迹
腐蚀试验, 100°C 3小时	合格	合格	合格

① HL-20号齿轮油供夏天使用，而兰炼26号齿轮油则在一般地区四季通用。

② 引自兰州炼油厂质量管理处编《润滑油脂技术服务讲义》，1981年。

d. 准双曲面齿轮油 准双曲面齿轮油要求有很高的极压抗磨性，良好的抗氧化安定性、防锈性、防锈性、抗乳化性和低温性能。

我国生产的准双曲面齿轮油有残渣型和馏份型两种。残渣型准双曲面齿轮油有22号及28号两种规格，见表11.2-17。28号适用于夏季，22号适用于冬季及寒冷地区。馏份型准双曲面齿轮油系新产品，适用于重负荷准双曲面齿轮传动，目前只有企业标准，见表11.2-18。

表11.2-19所示为国产和国外准双曲面齿轮油所用的添加剂比较。

表11.2-17 国产残渣型准双曲面齿轮油(SY1102-77)①

项 目	质 量 指 标		试验方法
	HL57-22	HL57-28	
粘度(100°C)			
恩氏粘度(°E)	2.5~4.0	3.5~4.5	GB266-77
运动粘度(cSt)	16.1~28.4	24.5~32.4	GB265-75
凝点(°C), 不高于	-20	-5	GB510-77
硫含量(%), 不小于	1.5	1.5	GB387-64
水溶性酸或碱	无	无	GB259-77
机械杂质(%), 不大于	0.1	0.1	GB511-77
水份(%)	无	无	GB260-77
腐蚀			SY2620-77
铜片(40号或50号铜片, 100°C 3小时)	合 格	合 格	
铜片(T3铜片)	发 暗	发 暗	

① 引自兰州炼油厂质量管理处编《润滑油脂技术服务讲义》，1981年。



表11.2-18 国产型号双曲面齿轮油(企业标准)①

项 目	生产厂	兰州炼油厂		克拉玛依炼油厂		抚顺石油一厂(合成油)		
	牌号(标准)	18号 甘Q/SY 8074-81	18号 Q/SY 11069-77	26号 Q/SY 11069-77	13号 Q/SY 1504-77	18号 Q/SY 1514×77	26号 Q/SY 1516-77	
运动粘度(100℃), (cSt)		18~22	17~22	26~32	13	17	24~28	
凝固点, (℃)不高于		-15	-18	-10	-45	-35	-25	
闪点(开口)(℃)不低于		210	180	180	150	170	200	
机械杂质(%), 不大于		0.1	0.1	0.1	无	0.05	0.05	
水份, 不大于		痕迹	痕迹	痕迹	痕迹	痕迹	痕迹	
铜片腐蚀		(100℃×3h) 合格	(121℃×3h) ≥3级	(121℃×3h) ≥3级	(100℃×3h) 合格	(100℃×3h) 合格	(100℃×3h) 合格	
水溶性酸或碱		无	—	—	—	—	—	
四球机试验, P <sub>0</sub> 值(N)		实测	实测	实测	—	—	—	
抗泡沫试验(93℃) 发泡倾向, (毫升)		实测	实测	实测	—	—	—	
液相腐蚀性试验(蒸馏水)		实测	—	—	—	—	—	

项 目	生产厂	上海炼油厂		石油七厂		试验方法
	牌号(标准)	15号 沪Q/H 9-5-77	18号 沪Q/HG 8-6-77	15号 油七企 007-77	18号 油七企 007-77	
运动粘度(100℃), (cSt)		14~16	17~20	14~16	18~20	GB265-75
凝固点, (℃)不高于		-12	-18	-10	-10	GB410-77
闪点(开口)(℃)不低于		190	190	205	210	GB267-77
机械杂质(%), 不大于		0.1	0.1	0.1	0.1	GB511-77
水份, 不大于		无	无	痕迹	痕迹	GB260-77
铜片腐蚀		(120℃×3h) 合格	(120℃×3h) 合格	—	—	GB260-77
水溶性酸或碱		—	—	无	无	GB250-77
四球机试验, P <sub>0</sub> 值(N)		实测	实测	实测	实测	SY2665-77
抗泡沫试验(93℃) 发泡倾向, (毫升)		实测	实测	≥50	≥50	SY2669-77
液相腐蚀性试验(蒸馏水)		合格	合格	—	—	SY2674-86

① 引自兰州炼油厂质量管理处编《润滑油脂技术服务讲义》，1981年。

表 11.2-19 国产及国外准双曲面齿轮油所用添加剂举例<sup>(1)</sup>

类别	硫—磷—氯—锌型		硫—磷型	
	国 产	Hitec E302	国内试制产品	Hitec E320
添加剂	氯化石蜡 二烷基二硫代磷酸锌 亚磷酸二正丁酯 碱性石油磺酸钙 硅油	氯化石蜡 二烷基二硫代磷酸锌 N—油酰胺肌氨酸盐 长链脂肪酸	硫化三聚丁烯 (硫化烯烃) 亚磷酸二正丁酯 碱性石油磺酸钙 二烷基二硫代磷酸锌	硫化烯烃 硫代二聚二正丁基亚 磷酸酯, 硫代二正丁基 磷酸油胶盐 二正丁基磷酸十八胺 盐, 聚甲基丙烯酸酯
备注	在矿物油中添加 13~15%	GL—4油添加5.5% GL—5油添加12%	在矿物油中添加 7~10%	GL—4油添加2.0% GL—5油添加5.25%

4.5 开式齿轮传动

表11.2-20为AGMA251.02在连续润滑时按齿  
轮速度和环境温度选择开式齿轮润滑剂的粘度的推  
荐表。其中的9及9EP在37.8℃时为1400~1700  
cSt, 10及10EP为3000~3800cSt, 11及11EP为  
4200~5200cSt, 表11.2-21为AGMA251.02在间

歇润滑时按环境温度选择开式齿轮润滑剂的粘度的  
推荐表。它只限于圆周速度为8m/s以下。其中的  
12EP在37.8℃时的粘度为6300~7700cSt, 13EP  
在98.9℃时的粘度为190~700cSt, 14R与15R均为  
残渣复合油, 要用溶剂稀释后才能用, 最后在齿面  
上形成干膜。14R在98.9℃时的粘度为428.5~856.0  
cSt, 15R为857.0~1714.7cSt。

表 11.2-20 开式齿轮润滑剂的推荐粘度 (连续润滑)<sup>(1)(2)</sup>

环境温度 (℃)	运转特性	圆周速度, (m/s)				
		压力润滑		飞溅润滑		惰轮润滑
		<5	>5	<5	5~10	<1.5
-9~16	连续	5或5EP	4或4EP	5或5EP	4或4EP	8~9 8EP~9EP
	正反转或频繁 起动停车	5或6EP	4或4EP	7或7EP	6或6EP	8~9 8EP~9EP
10~52	连续	7或7EP	6或6EP	7或7EP	6或6EP	11或11EP
	正反转或频繁 起动停车	7或7EP	6或6EP	9~10 6EP~10EP	8~9 8EP~9EP	11或11EP

表 11.2-21 开式齿轮润滑剂的推荐粘度 (间歇润滑), 速度低于8m/s<sup>(1)(2)</sup>

环境温度, ℃	机械喷刷		重力滴油
	EP润滑剂	残渣复合油	或强迫喷雾
-9~16	—	14R	—
4~38	12EP	15R	12EP
21~52	13EP	15R	13EP

表 11.2-22 开式蜗杆传动的润滑油粘度<sup>(1)</sup>

给油方法	粘度, (cSt), 100℃	
	温度, -17~5℃	温度, 5~38℃
涂 抹	22~26	32~41

歇式蜗杆传动按表11.2-22选择润滑剂的粘  
度。

我国生产的开式齿轮传动润滑油中含有抗磨极  
压剂、防锈剂等添加剂, 适用于重载, 其企业标准  
见表11.2-23。该油品在使用时需进行稀释。在载  
荷较轻的开式齿轮及蜗杆传动中可采用 润滑脂润  
滑。常用的为钙基润滑脂、铝基润滑脂等。油脂中  
也可以添加各种添加剂, 以提高某些性能。

表11.2-24所示为国内外开式齿轮油对照。

开式齿轮传动的润滑方法有涂抹法, 喷射法及  
浸泡法等。油法基本上已废弃不用, 可参看本章  
第6节《润滑脂润滑》。

表11.2-23 国产开式齿轮油 (企业标准甘Q/Sy8060-79S)①

项 目	质 量 指 标				试 验 方 法
	1号	2号	3号	4号	
运动粘度(sSt).(100℃)	50~70	80~120	120~160	250~330	企业方法
闪点(开口)(℃), 不低于	200	200	210	210	GB267-77
铜片腐蚀, 100℃, 3小时	合格	合格	合格	合格	SY2820-77
锈蚀试验, 蒸馏水	实测	实测	实测	实测	SY2674-66*
四球机试验, P <sub>B</sub> 值, (N)	"	"	—	—	SY2865-77*

① 引自兰州炼油厂质量管理处编《润滑油脂技术服务讲义》, 1981年。

表11.2-24 国内外开式齿轮油对照表①

国产开式齿轮油	Shell Cardium Compound	美国齿轮制造者协会(AGMA)号
1号	A	
2号	C	9
3号	D	10
4号	F	11

① 引自兰州炼油厂质量管理处编《润滑油脂技术服务讲义》, 1981年。

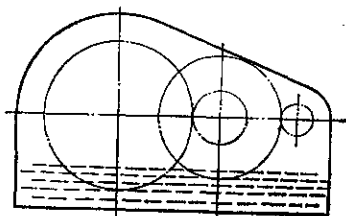


图11.2-7 油浴润滑

## 5 齿轮传动润滑方式的选择

### 5.1 油浴润滑法

此法以齿轮箱作为油箱, 将齿轮浸入油中至一定深度, 靠齿轮旋转时飞溅起来的油润滑闭式传动的各个部位, 见图11.2-7。此方法简单、可靠而又节约成本。其缺点为油的容量有限(油容易老化), 不能中间冷却和不能过滤。

齿轮可以自身浸在油中(如第一级)或是用一个与齿轮啮合的浸油轮浸在油中, 也可采用特殊的溅油盘、勺轮或勺杆将油直接加到齿廓上, 或通过从箱壁上的滴落或通过接油板和导油沟间接将油加到齿廓上。但通过向箱壳喷油来润滑位于上方的轴承或齿轮, 只有当  $v_1/d \geq 5$  ( $v_1$  为齿轮圆周速度, 单位为  $m/s$ ,  $d$  为浸油齿轮直径, 单位为  $m$ ) 时才可

靠, 否则必须装刮油器。汽车后桥齿轮一般亦为油浴润滑。

a. 极限速度 一般情况, 极限圆周速度为:

直齿及斜齿圆柱齿轮、圆锥齿轮  $v \leq 15m/s$

蜗杆传动  $v \leq 10m/s$

如果齿轮传动装置的轴承也靠飞溅润滑, 则圆周速度应在  $3m/s$  以上。如将高速级与低速级的齿轮用分隔的油池润滑, 则速度也可到  $30m/s$ 。特殊情况有用到  $100m/s$  的, 但此时搅油损失太大, 有时还使齿廓受到冲蚀。

b. 浸油深度 浸油温度在圆周速度  $v_1 < 3m/s$  时为3个模数至最大为6个模数。当  $v_1 > 12m/s$  时, 最少为1个模数至3个模数。对于多级齿轮箱, 最好将各级齿轮分别浸在高度不同的可以溢流的分隔室中。表11.2-25所示, 为各种减速箱的浸油深度推荐。

油面高度按箱体容积及散热所需油量确定。油量约为损耗每千瓦功率需  $5 \sim 10l$ , 装油量多, 则油

表11.2-25 浸油深度推荐①

齿轮的种类	浸油深度	
二级减速器(直、斜齿圆柱齿轮)	大齿轮浸在油内, 最深为齿高3倍, 最浅为 $1/3$ 齿高	
三级减速器(直、斜齿圆柱齿轮)	中间大齿轮浸在油内的深度值同上	
多级减速器(直、斜齿圆柱齿轮)	选一基准齿轮, 使其浸油深度符合上述	
圆锥齿轮	浸油深度在全齿宽以上	
蜗杆传动	蜗杆在下边	最深浸到蜗杆的中心, 最浅浸到蜗杆齿高
	蜗杆在上边	最深浸到蜗轮直径的 $1/6$ , 最浅浸到蜗轮的齿高

的寿命可长一些,尘土与磨屑还能较好地沉跟。要用各种油面观测装置经常检查工作状态的油面位置,以保证浸油的深度。

为了使由于发热而引起的箱体内的压力升高得到平衡,必须设置排气装置。还必须在箱体底部设置磁塞,吸住金属颗粒。

c. 油温 油温、工作持续时间、油量、添加剂、环境和其他运转条件都影响油的寿命。油温高,油的寿命降低,粘度减小,胶合的危险性增加。浸油润滑的最高温度见表11.2-26。

表11.2-26 各类齿轮箱的最高油温 $\theta_{max}$ ( $^{\circ}C$ )<sup>(1)</sup>

齿轮箱类型	$\theta_{max}(^{\circ}C)$ <sup>(1)</sup>
大型工业齿轮箱	60~80
起重机械齿轮箱	40~50
组合式小型齿轮箱	90~100
汽车变速箱	100~130
汽车后桥齿轮箱	130~150

<sup>(1)</sup> 下限值适用于环境温度为20 $^{\circ}C$ 左右,上限值适用于夏季或热带气温。

## 5.2 循环喷油润滑

这种方法(图11.2-8)可以避免搅油损耗,可以将油在循环中过滤、冷却并进行监控,还可将油引入轴承。油量可以根据需要散走的热量精确控制。还可以用齿轮箱或设在箱体外的容器作为油箱。

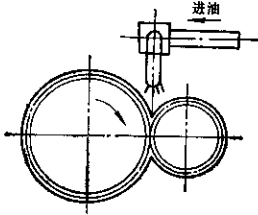


图11.2-8 循环喷油润滑

a. 喷油量 喷油量由齿轮箱的总效率进行热平衡计算后得出。但每mm齿宽至少要为0.05l/min,一般可按每mm齿宽0.08~0.1l/min进行估算。

b. 总油量 总油量还要考虑油的循环冷却时间,需要循环冷却的时间越长,总油量越大。通常可按喷油量乘以循环时间计算。循环时间通常为4

~30min。对工业齿轮箱,至少为4~5min,对透平齿轮箱,至少为5~10min。从油箱中吸油时,要用0.5~2.5min。油箱体积可按总油量适当加大。如环境温度在4 $^{\circ}C$ 以下,配管长度大于8m或油箱体积超过2500L,要加预热装置。如油温超过60 $^{\circ}C$ ,要加冷却装置。

c. 喷油压力 在工业齿轮箱中,进入传动之前的油压为0.5~1.0bar表压,在工作温度较高的飞机齿轮箱中和 $v_1$ 小于150m/s左右的高速齿轮箱中,约为1.5bar,在圆周速度还要高时,可达3.5bar左右。压力越高,油从密封中漏失的危险性也越大。

d. 喷油方向 在低速时,油主要用于润滑,在高速时,主要用于冷却。在圆周速度超过80m/s时,有80%或更多的油用于冷却。在低于25~30m/s时及立式齿轮箱中,油从啮入侧喷入,在超过60m/s时,要从啮出侧喷入。在30~60m/s之间,没有严格要求。如果啮入侧和啮出侧都不可能装喷嘴,则可将一部分油从内侧通过齿面上的径向孔向外喷油。

e. 喷嘴 孔径要足够大,以免堵塞。对于过滤得较好的稀油(如飞机齿轮箱),孔径要大于0.75mm;对于工业齿轮箱,要大于2~2.5mm;在油有弄脏的危险的地方,可达5mm。在高压时,可用勺形喷嘴造成一个片状的油幕。喷嘴离齿顶的距离约为150~200mm,喷嘴与喷嘴之间的距离为150mm,第一个喷嘴要离齿端50mm。

f. 过滤器 过滤器及其安装要可靠。在装有狭喷嘴的飞机齿轮箱中,常用孔径(或网眼) $\leq 10\mu m$ 的纸质(或网式)过滤器;对于同时要润滑滑动轴承的高速齿轮箱,要用网式(或缝隙式)过滤器,网眼(或缝隙) $\leq 50\mu m$ ,对于工业齿轮箱, $\leq 100\mu m$ 。

g. 油温 喷油润滑的油温均低于油浴润滑。其喷油温度及出油与喷油的温差均见表11.2-27。

## 5.3 油雾润滑

油雾润滑是用压缩空气通过一个包含贮油器的装置把油变成雾状,然后用低压喷入齿的啮合部位,同时起到冷却和润滑的作用。~这种方法的优点是没有搅拌损失,冷却效果好,没有因密封不好而产生的漏油,没有由磨屑产生的磨损,能有效地防

止箱体内零件生锈。缺点为不能通过油散热，不宜用于载荷较大和速度较高之处。常用于机床齿轮箱。

表11.2-27 喷油润滑的油温<sup>[58]</sup>

齿轮箱类型	喷油温度(°C)	出油与喷油的温差(K)
工业齿轮箱	40~60	<10
高速齿轮箱	40~60	15~20
	49(美国API规定)	28(美国API规定)
船用齿轮箱(大型)	45~55	10
船用齿轮箱(小型)	55~85	20
飞机齿轮箱	50~70	10~30
飞机齿轮箱(合成油)	≤160	≤40

a. 雾化装置 见图11.2-9。另外还需要装空气过滤器，空气压力调节阀及其他辅助设备。

b. 对喷雾的要求 润滑油的粘度一般为16~32cSt(38°C)。在齿轮圆周速度低于5m/s的小齿轮箱中，只要喷到封闭的齿轮箱中就已足够，不必将油直接喷到啮合处。在速度较高时(可达到40m/s)，则要在啮入侧向齿面喷油雾，喷嘴离齿顶油的距离约为10mm。压缩空气的压力低于50bar，空气流速约为5m/s，空气经过雾化装置的速度约为45m/s以上。

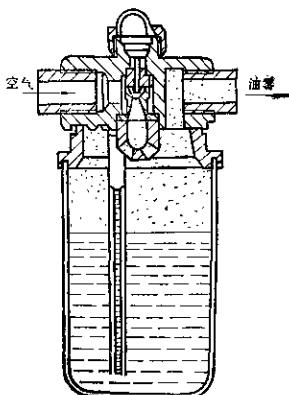


图11.2-9 雾化装置

#### 5.4 离心润滑法

如这种方法是沿槽底部钻若若干个径向小孔，图11.2-11所示。油喷向齿圈，靠离心力甩向啮

合面。常用于薄齿圈(如飞机齿轮箱)及行星齿轮箱。

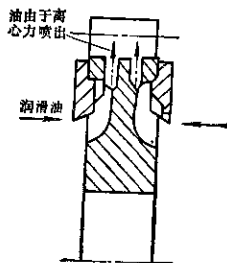


图11.2-10 齿轮的离心润滑

#### 5.5 润滑脂润滑

主要用于某些低速重载的闭式及开式齿轮传动。其优点为密封简单，不易漏油；缺点为散热性差，有些方法在使用时还比较麻烦。

润滑脂包括流动性脂及粘附性润滑剂两类。流动性脂可以在润滑部位继续流动，通称为齿轮箱脂，多用于闭式减速器。粘附性润滑剂一般在润滑部位不能继续流动，通称为炭黑阴齿轮脂。它们在有冷胶合或严重磨损的危险性时，都可加入MoS<sub>2</sub>、石墨或EP添加剂。

有些粘附性润滑剂在涂抹时必须加热或用溶剂稀释。含沥青的粘附性润滑剂形成的是有粘着性的脂肪状外层，能防止大气的影响，不含沥青的粘附性润滑剂形成的是干的润滑膜。粘附性润滑剂的润滑周期可长达2周。

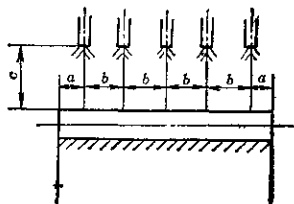


图11.2-11 喷射润滑剂的喷嘴位置  
喷向向着大齿轮的受载面

$a=50\sim 65\text{mm}$   $b=130\sim 180\text{mm}$   $c=150\sim 200\text{mm}$

表11.2-28 每一次喷项脂量<sup>①</sup> g

类型	方法	齿轮直径				
		(mm)	200	400	600	800
自动喷射装置	每分钟	300	6	9	11	14
		360	9	9	11	14
	喷射	420	9	11	14	17
		480	11	14	17	20
	每分钟	300	11	17	23	28
		360	17	20	26	31
	喷射	420	20	25	28	34
		480	23	26	34	40
	喷射	550	28	34	40	46
		300	23	34	45	57
半自动或手动喷射	每隔1小时	360	34	40	51	62
		420	40	46	57	68
	喷射	480	45	57	68	79
		550	57	68	79	90
	每隔4小时	300	140	170	230	280
		360	170	200	255	310
	喷射	420	200	230	280	340
		480	230	280	340	400
	喷射	550	280	340	490	450

注：其他情况可按每26毫米齿宽喷射0.02~0.054g，喷射时间可按齿每1~2转后喷一次。

a. 喷射润滑 多用于大型传动，最简便的方式为用移动式喷射器通过固定的喷向向齿合处喷射流动脂。重要的场合用集中润滑站供油。喷嘴位置如图11.2-10所示。喷射润滑的每次喷脂量见表11.2-28，详细的见参考资料[2]。

b. 涂抹润滑 在每工作8小时甚至两周以后，在热的状态下将流动脂与粘附给润滑油涂抹在齿面上。

c. 浸泡润滑 将齿轮浸在流动脂或特种粘附性润滑剂中作永久性润滑（一次性润滑）。一般用于间歇工作，为了使齿轮不在脂中晃出油来，要用美国润滑脂协会（NLGI）00C级至0级的脂。表11.2-29为按照润滑方法选择润滑脂的稠度。

### 5.6 固体润滑和自润滑

在极高温和极低温时，在有灰尘作用时，对主要为传递运动用的轻载齿轮或在真空中工作的齿轮，可用固体润滑。材料为石墨或MoS<sub>2</sub>粉末，做成油膏或半干性粉脂膜。

将以MoS<sub>2</sub>为基础的减摩擦熔膜在齿面上（厚度为5μm左右），可以自润滑，但寿命只有几个小时。用粉末冶金制造的配对齿轮浸油，也可起到自润滑作用。

表11.2-29 按照润滑方法选择润滑脂的稠度<sup>①</sup>

润滑方法	NLGI级	备注
手工涂抹	1~2	多级者为NLGI 2~3级
集中润滑	1~2	可以泵之
喷射润滑	00~0	可以喷射
浸泡润滑	000~0	有流动性

## 6 齿轮润滑油的代用、混用和更换

### 6.1 润滑油的代用

最好正确选用润滑油，尽量避免代用。如果在实用中，一时买不到合适的润滑油，就需要考虑用相当的其他润滑油代用。表11.2-30列出了润滑油的代用原则及其代用建议。

表11.2-30 润滑油的代用原则及具体代用建议<sup>①</sup>

序号	代用原则	具体代用建议举例
1	尽量用同类油品或添加剂性能接近者代替	铝型和硫磷型中低压力齿轮油可以互相代用 有水的部位以使用磺基型的为宜
2	润滑油的粘度要相近，偏差不得超过±25%或上下不超过一号	蜗轮蜗杆油，可用工业齿轮油和高粘度汽油代替
3	油品的精制度要低，只能以低代高，质量只能以高代低	机械油可用粘度相当的汽车机油或工业齿轮油代替
4	粘温特性要合适	低温工作时，代用油的凝固点要低于工作温度10℃，高温工作时的闪点要高一些

① 引自兰州炼油厂是行部处的《润滑油技术服务有限公司讲义》，1981年。

有时可在基本合适的润滑油中加入适当的添加剂，以作为代用。例如在AGMA 3Comp就可以加入38号透汽汽缸油加入1%的抗氧剂，以润滑汽缸蜗杆。详细的可参阅资料[19]。

### 6.2 润滑油的混用

由于有些添加剂能相互起作用,使润滑油的性能变坏,因此在不了解情况时,两种不同类型的油不要混合使用。

两种粘度不同的机械油可以混用,但混合后的粘度与闪点都要按比例发生变化。混合后的粘度及闪点计算可参看附录图8及资料[19]。

名称相同,但不属于同一厂家出品的含添加剂的油,不能混用,除非他们的配方完全一样。

如果两种油的添加剂不同,但各种添加剂不会起反应时,则可以混用。但在混用前后要进行必要的理化指标检验,甚至进行某些负荷能力试验。

润滑油混用后的主要理化性能的变化有:

- a. 粘度变化 粘度不同的两种油混合后,高粘度的粘度下降,而对低粘度的油粘度提高。
- b. 闪点变化 高闪点的油中,混入低闪点的油,即使其量不多,对油品的闪点也会降低很多。

两种油在混合后的密度、酸值、残炭及灰分的变化可按下式进行计算:

$$P = \frac{x_1 P_1 + x_2 P_2}{100} \quad (11.2-7-1)$$

式中  $P$ ——混合后的油的某项质量指标;

$P_1$ ——甲种油的某项质量指标值;

$x_1$ ——甲种油的配合比例, %;

$P_2$ ——乙种油的某项质量指标值;

$x_2$ ——乙种油的配合比例, %;

$$x_1 + x_2 = 100$$

不同皂基的润滑油也不能随意混用。锂基脂与钙基脂、钼基脂、钨基脂均绝对不能混用;钨基脂与钙基脂、钼基脂也绝对不能混用。其它的脂虽可以混用,但混用后性能要下降。只有同一皂基的润滑油才可混用,但其针入度与滴点都要发生变化。

### 6.3 润滑油的更换

润滑油在使用一段时间后,由于油的氧化、异物侵入,会逐渐变质,影响润滑性能,要及时报废更换。更换前首先要检查:

- (1) 是否有沉淀物产生;
- (2) 颜色与气味是否发生变化;
- (3) 是否混入燃料、切削液、水分及金属等

### 机械杂质。

(4) 运转中的油温及声音是否正常。

(5) 油质及润滑系统是否异常;

(6) 齿面有无早期失效。

以后就要检查粘度等各项理化指标。对于国产齿轮油,当下列指标超过规定值时,就要更换。

粘度:超过新油的士10~15%

酸值:无添加剂的油超过1.0mgKOH/g,有添加剂的油超过新油酸值的0.5~1mgKOH/g。

不溶物:石油醚不溶物或正戊烷不溶物与苯不溶物之差>0.5%左右。

水分:超过0.5%

灰分:显著增加

进口油也各有其指标。表11.2-31所示为加德士(CALTEX)润滑油使用监测手册中对工业齿轮油规定的报废标准。

在检验后,如仅仅是添加剂含量减少,则可以补充添加剂,继续使用。

如果各项指标都不合格,就要换油。在换油同时检查润滑系统,并进行清洗。换下的油可分类收集,按情况不同,分别进行过滤、再生、加添加剂,经检验合格后再用。

表11.2-32为润滑油品质变化的原因。

润滑油的更换期因基础油与稠化剂的成分不同,要分别对待。详细可参看有关资料<sup>①</sup>。

表11.2-31 工业齿轮油报废指标①

项目	使用检验项目	质量变化控制指标	附注
基本 检验 项目	外观和气味	迅速变化	观察者判断
	爆震试验	有水	测定水分
	粘度: 40℃, cSt	降低 增加	50% 50%
补充 项目	水	0.2% (体积)	爆震试验证明有水口测试
	添加剂(极压剂)	低于新油的50%	使用一年或根据要求,用红外法测有机磷

① 引自兴州炼油厂厂管处理处《润滑油脂技术服务讲义》, 1981年。

表11.2-32 润滑油品质变化的原因<sup>①)</sup>

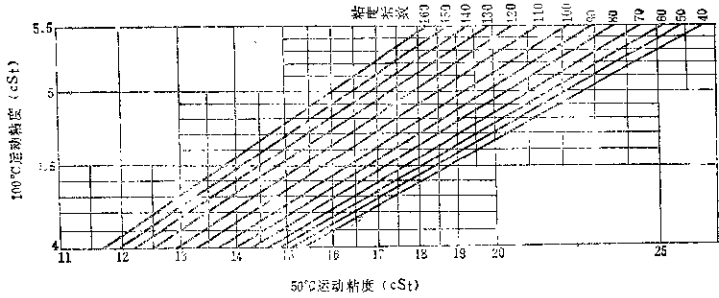
试验项目	差异		试验项目	差异	
	指标数字减少	指标数字增加		指标数字减少	指标数字增加
闪点	1)低粘度等级油的混入 2)燃料油的稀释	高粘度等级油的混入	灰分	1)添加剂的消耗 2)加了补充油	1)污染物存在 2)发生磨损 3)发生腐蚀
粘度	1)低粘度等级油的混入 2)燃料油的稀释	1)高粘度等级油的混入 2)酸值上升 3)溶剂不溶物增加	酸值	加了补充油	1)污染物存在 2)油的氧化 3)酸性物
溶剂不溶物	1)循环油中有析出物 2)加了补充油	1)杂质增加 2)酸值上升 3)发生腐蚀 4)发生磨损	颜色	加了补充油	1)污染物存在 2)溶剂不溶物存在 3)油的氧化 4)其他油的混入
水分	1)循环油的静置(分水高) 2)蒸发	水的混入			



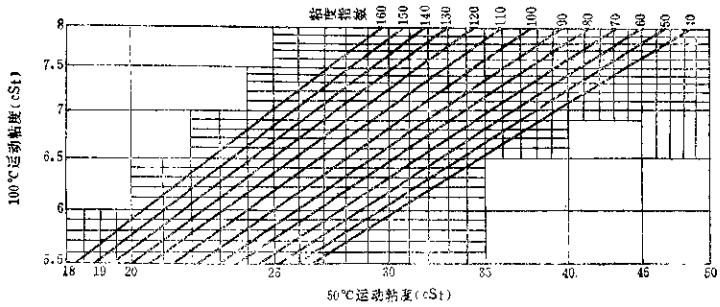
# 附 录

## 一、粘度换算表<sup>(1)</sup>

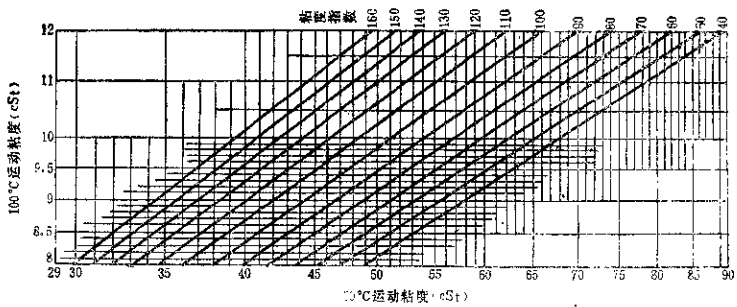
运动粘度 (cSt)	恩氏粘度 (°E)	一号雷氏粘度 (秒)	赛氏粘度 (秒) (SUS)	运动粘度 (cSt)	恩氏粘度 (°E)	一号雷氏粘度 (秒)	赛氏粘度 (秒) (SUS)
1.0	1.00	28.5		11.0	1.93	55	62.3
1.5	1.08	30		11.4	1.97	56	63.7
2.0	1.12	31	32.6	11.8	2.00	57.5	65.2
2.5	1.17	32	34.3	12.2	2.04	59	66.6
3.0	1.22	33	36.0	12.6	2.08	60	68.1
3.5	1.26	34.5	37.6	13.0	2.12	61	69.6
4.0	1.30	36.5	39.1	13.5	2.17	63	71.5
4.5	1.35	37	40.7	14.0	2.22	64.5	73.4
5.0	1.40	38	42.3	14.5	2.27	66	75.3
5.5	1.44	39.5	43.9	15.0	2.32	68	77.2
6.0	1.48	41	45.5	15.5	2.38	70	79.2
6.5	1.52	42	47.1	16.0	2.43	71.5	81.1
7.0	1.56	43.5	48.7	16.5	2.5	73	83.1
7.5	1.60	45	50.3	17.0	2.55	75	85.1
8.0	1.65	46	52.0	17.5	2.6	77	87.1
8.5	1.70	47.5	53.7	18.0	2.65	78.5	89.2
9.0	1.75	49	55.4	18.5	2.7	80	91.2
9.5	1.79	50.5	57.1	19.0	2.75	82	93.3
10.0	1.83	52	58.8	19.5	2.8	84	95.4
10.2	1.85	52.5	59.5	20.0	2.9	86	97.5
10.4	1.87	53	60.2	20.5	2.95	88	99.6
10.6	1.89	53.5	60.9	21.0	3.0	90	101.7
10.8	1.91	54.5	61.6	21.5	3.05	92	103.9
22.0	3.1	93	108.0	38	5.1	156	176.7
22.5	3.15	95	108.2	39	5.2	160	181.2
23.0	3.2	97	110.3	40	5.35	164	185.7
23.5	3.3	98	112.4	41	5.45	168	190.2
24.0	3.35	101	114.6	42	5.6	172	194.7
24.5	3.4	103	116.8	43	5.75	177	199.2
25	3.45	105	118.9	44	5.85	181	203.8
26	3.6	109	123.3	45	6.0	185	208.4
27	3.7	113	127.7	46	6.1	189	213.0
28	3.85	117	132.1	47	6.25	193	217.6
29	3.95	121	136.5	48	6.45	197	222.2
30	4.1	125	140.9	49	6.5	201	226.8
31	4.2	129	145.3	50	6.65	205	231.4
32	4.35	133	149.7	52	6.9	213	240.6
33	4.45	138	154.2	54	7.1	221	249.9
34	4.6	140	168.7	56	7.4	229	259.0



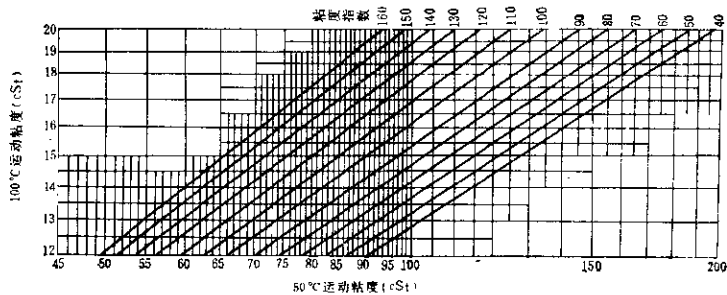
附录图3 粘度指数计算图



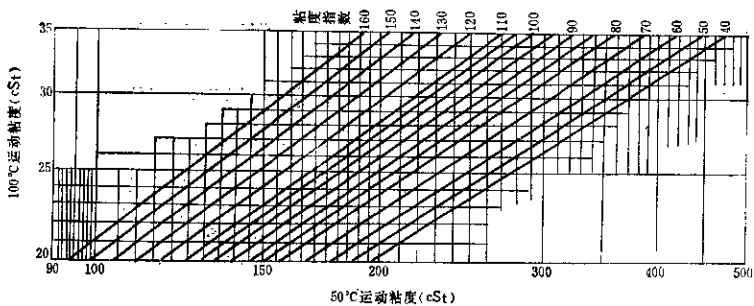
附录图4 粘度指数计算图



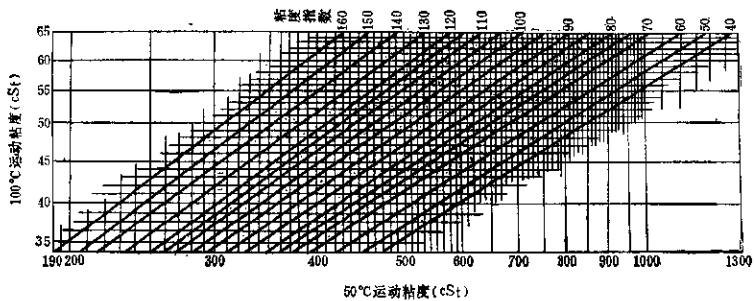
附录图4 粘度指数计算图



附录图5 粘度指数计算图



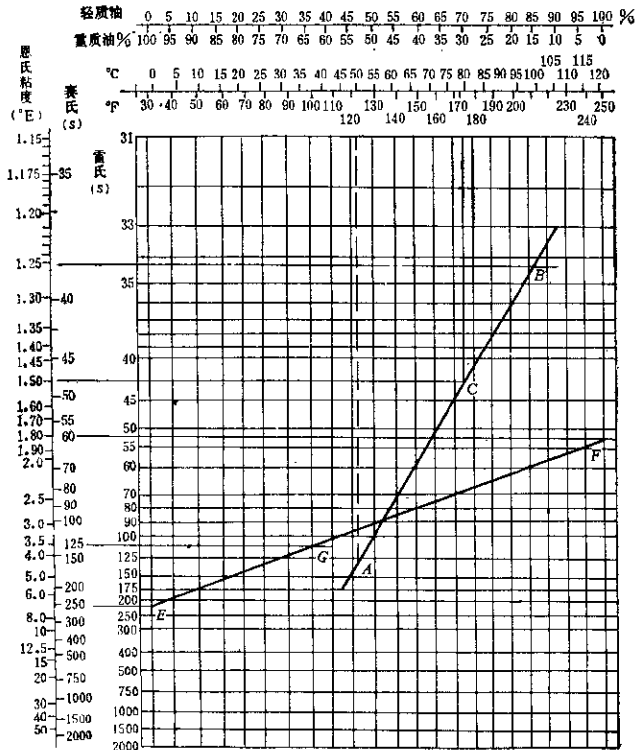
附录图6 粘度指数计算图



附录图7 粘度指数计算图

三、石油产品粘度-温度换算图、混合油粘度-成分计算图(附录图8)<sup>(1)</sup>

使用举例: 已知30#汽轮机油的粘度为4°E<sub>50</sub>和1.25°E<sub>100</sub>, 求80℃时该油粘度(求法见附录图8)



附录图 8

四、工业齿轮油<sup>①</sup>

项 目	质 量 指 标							注	
	牌 号	N 68	N 100	N 150	N 220	N 320	N 460		N 680
运动粘度, cSt, 40℃/50℃	旧牌号, 50号	70号	90号	120号	150号	200~250号	300~350号		
	51.2~74	90~110	135~165	198~242	288~352	414~506	612~748	GB 265	
	45~55	75~90	(88~120)	(110~130)	(140~160)	(230~320)	(330~370)		
闪点(开口), (°C), 不低于	170	170	190	190	200	220		GB 267	
凝点, (°C), 不高于	-5	-5	-5	-5	-5	-	-	GB 510	
铜片腐蚀, 100℃×3小时	合	格	合	格	合	格	合	格	SY 2620
四球试验磨损负荷 P <sub>B</sub> (N), 不小于	600	600	600	600	600	600	600		SY 2665

① 飞天牌石油产品, 兰州炼油厂, 1985年。

## 五、中极压齿轮油 (铅型) ①

项 目	质 量 指 标									试 验 方 法	
	牌号	N100		N150		N200	N320	N460			N680
	旧牌号	50号	70号	90号	120号	150号	200号	50号	300号		350号
运动粘度, (cSt), 40℃	90~110	135~165	135~165	198~242	288~352	414~506	414~506	612~748	612~748	812~748	GB265
50℃	45~55	65~75	80~100	110~130	130~170	180~220	230~270	280~320	330~370		
闪点(开口), (℃), 不低于	170	170	190	190	200	200	220	220	220	220	GB267
凝固点, (℃), 不高于	-8	-8	-8	-8	-8	-8	-8	-8	-8	-5	GB510
油中铅含量, (%), 不小于	1.8	1.8	1.8	1.8	1.8	1.8	1.8	1.8	1.8	1.8	原子吸收法
铜片腐蚀, T-3 铜片, 100℃×3小时不大于	1 级	1 级	1 级	1 级	1 级	1 级	1 级	1 级	1 级	1 级	ASTM D-130
四球抗磨结负荷 $P_B(N)$ , 不大于	3550	3550	3550	3550	3550	3550	3550	3550	3550	3550	SY2665
抗胶合能力OK值	45	45	45	45	45	45	45	45	45	45	SY2685

① 飞天牌石油产品, 兰州炼油厂, 1985年。

## 六、中极压工业齿轮油 (硫磷型) ①

项 目	质 量 指 标						试 验 方 法	
	牌号	N100	N150	N200	N320	N460		N680
	旧牌号	50号	70~90号	120号	150号	200~250号		300~350号
运动粘度, (cSt), 40℃	90~110	135~165	198~242	288~352	414~506	612~748	812~748	GB265
50℃	54~65	79~94	112~134	158~190	220~264	314~378		
闪点(开口), (℃), 不低于	180	200	200	200	200	220	220	GB267
凝固点, (℃), 不高于	-8	-8	-8	-8	-8	-8	-5	GB510
铜片腐蚀, 100℃, 3小时, 不大于	1 级	1 级	1 级	1 级	1 级	1 级	1 级	ASTM D-130
氧化安定性, 100℃ 粘度增大, % (95℃, 312小时), 不大于	10	10	10	10	10	10	10	ASTM D-2893
抗胶合能力OK值	45	45	45	45	45	45	45	SY2685
FZG齿轮试验通过, 级, 不小于	11	11	11	11	11	11	11	IP344
液相腐蚀24小时蒸馏水	无锈	无锈	无锈	无锈	无锈	无锈	无锈	SY2674
人工海水	无锈	无锈	无锈	无锈	无锈	无锈	无锈	SY2674

① 飞天牌石油产品, 兰州炼油厂, 1985年。

七、国产工业齿轮油目前使用的添加剂<sup>[6]</sup>

添 加 剂	蜗 轮 油 (相当于复合油)	普通工业齿轮油	极压工业齿轮油
粘度指数改进剂	—	—	—
降凝剂	—	—	—
抗泡沫剂	硅 油	矽 油	硅 油
抗氧化剂	2,6-二叔丁基对甲酚	2,6-二叔丁基对甲酚	2,6-二叔丁基对甲酚
金属钝化剂	—	—	苯胺三氮唑 苯三唑十八胺
防锈剂	烯 基 丁 二 酸	石 油 磺 酸 钡	二壬基苯磺酸钡
		烯 基 丁 二 酸	烯基丁二酸 石油磺酸钡
抗乳化剂	—	—	—
极压剂	—	—	环烷酸铅
		—	二苄基二硫化物 硫化烯烃类 磷—氯剂、硫化烯烃
抗磨损剂	—	二烷基二硫代磷酸锌	二烷基二硫代磷酸锌
摩擦改进剂	脂 肪 酸 酯	—	脂肪酸酯

八、新的MIL—L—2105C粘度等级<sup>[8]</sup>

已废除的规格	发 涂 的 等 级	MIL—L—2105C 等 级	100℃粘度(cSt)
MIL—L—10324A	—	75W	4.1 (最小)
MIL—L—2105B	80	80W—90	13.5 (最小)
	90	80W—90	13.5 (最小)
	140	80W—140	24 (最小)

注：80W—90指的是齿轮油低温流动性符合SAE80W的要求，而正常操作条件下的粘度符合SAE90的要求，从表看出，SAE90和SAE80在MIL—L—2105C中合并成了一个等级SAE80W—90。

九、国内外工业齿轮油对照表①

运动粘度, (cSt)		国 产 油	BP Energel GR-EP	CAL/TEX Meropa Lubricant	ESSO Pen-O-Led, Spartan EP, Compound	MOBIL Mobilgear	SHELL Maconia													
38°C	50°C							68°C	100°C	125°C	150°C	180°C	200°C	250°C	300°C	320°C	350°C	400°C	450°C	500°C
43	25	6					33													
86	45	9.5	50	50级压	1	68	37													
130	68	12.3	70	70级压	1	823	37													
160	84	13.8	90	90级压	2	150	68													
215	110	17.8	120	120级压	3	220	68													
260	130	20			3		72													
300	150	22	150	150级压	3	320	73													
345	165	24			4		75													
390	190	26			4		75													
430	205	28	200	200级压	5	460	632													
620	250	30	250	250级压	5		633													
800	280	35	700		6		634													
880	310	38	900	300级压	6	680	636													
780	350	42	350	350级压	6		82													
860	395	48			6		85													
1100	450	50			7	1000	85													
1500	620	60	1号开式	7H	7(8)	1500														
3200	1330	110	2号开式	8	9	3200	96													
				10																

注 工业齿轮油

工业齿轮油

工业齿轮油

工业齿轮油

① 引自兰州炼油厂质量检验室编《润滑油脂技术服务讲义》，1981年。

十、工业齿轮油, C系 (齿轮油) 分类, ISO/TC28/SC4/GT

齿轮	润滑油使用场合	润滑油组分及特性	ISO-L代号	典型使用
闭式齿轮		具有氧化安定性、抗腐性(铁、或非铁金属)和抗泡性的精制矿油。	CB	轻载齿轮
	连续润滑油, 飞溅油, 循环或喷油	增进极压、抗磨性的CB型油	CC	工作在稳定的常温或中等温度下, 重载齿轮
		增进热氧化安定性的CC油以用于较高温度	CD	工作在高的稳定温度下, 重载齿轮
		具有低摩擦系数的CB型油	CE	用于有高摩擦的场合(如蜗轮)
		具有氧化安定性、抗磨性和抗腐蚀性(铁与非铁), 可用于超低温或超高温状态	CS	用于低温或极高稳定温度状态下的轻载齿轮
		可使用于超低温或超高温状态的重载的C型油	CT	用于低温或极高稳定温度状态下的重载齿轮
开式齿轮	连续润滑油润滑	具有极压与抗磨性的润滑油脂	CG	轻载齿轮
	间歇加油	通常是具有抗腐性的沥青型产品	CH	用于中等环境温度及轻载的圆柱、圆锥齿轮
	或浸入或机械涂抹	增进极压性和抗磨性的CH型产品	CJ	
		增进极压性、抗磨性和抗腐性以及增强氧化安定性的润滑油脂	CK	用于高或非非常高的环境温度下, 重载的圆柱、圆锥齿轮
	间歇涂抹	使用在超负荷状态, 具有抗腐性及增进抗胶合性能的树脂产品	CM	用于在偶尔出现特殊高的载荷下工作的齿轮

十一、苏联不含添加剂的普通润滑油的质量指标 (ГОСТ 20799—75)<sup>1)2)</sup>

指 标	牌 号									
	И-6А	И-8А	И-12А	И-20А <sup>①</sup>	И-25А	И-30А	И-40А <sup>②</sup>	И-50А	И-70А	И-100А
运动粘度, (cSt), 50℃	4~5	6~8	10~14	17~23	24~27	28~33	35~45	47~55	65~75	90~118
粘度指数, 不低于	—	—	—	85	85	85	85	85	85	85
凝固点, (°C), 不高于	-25	-20	-30	-15	-15	-15	-15	-25	-10	-10
闪点(开口), (°C), 不低于	120	130	165	180	180	190	200	200	200	210
残炭值, (%), 不大于	—	—	—	—	0.15	0.15	0.15	0.20	0.40	0.45
灰份, (%), 不大于	0.005	0.005	0.005	0.005	0.005	0.005	0.005	0.005	0.005	0.005
酸值, mgKOH/g 不大于	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05
油中硫含量, (%), 不大于	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	1.1	1.1	1.2	1.2

① 粘度指数≥100, 闪点≥190℃。

② 粘度指数≥97, 闪点≥210℃。



十二、苏联不含添加剂的普通润滑油牌号(ГОСТ 20799—75)和相应的旧的ГОСТ和ТУ的牌号<sup>[14]</sup>

牌号 (ГОСТ 20799—75)

И-5А	И-8А	И-12А	И-20А	И-25А	И-30А	И-40А	И-50А	И-70А	И-100А
相应的旧 ГОСТ 和 ТУ 的 牌 号									
高速机油 ГОСТ 1840—51	凡士林油 ГОСТ 1840—51	И-12, ГОСТ 1707—51	И-20 ГОСТ 1707—51	ИС-25, ТУ38 1270—69	И-30 ГОСТ 1707—51	И-45, ГОСТ 1707—51	И-50(СУ) ГОСТ 1707—51	ИС-65, ТУ38 1272—69	ИСТ-11, ГОСТ 8675—62
	缝纫机油 ГОСТ 973—50	ИС-12, ГОСТ 8675—62	ИС-20 ГОСТ 8675—62	—	ИС-30, ГОСТ 8675—62	ИС-45 ГОСТ 8675—62	ИС-50, ГОСТ 8675—62	—	ИС-110, ТУ38 1272—69
—	—	ИС-12 ТУ38 1272—69	—	—	—	ИС-40, ТУ38 1272—69	ИС-45, ТУ38 1272—69	—	—
—	—	—	—	—	—	—	И-50(ДУ) МРТУ38 1233—68	—	—

十三、苏联工业用油的运动粘度和动力粘度<sup>[15]</sup>

润滑油牌号	粘 度, 50℃ 时		润滑油牌号	粘 度, 50℃ 时	
	运动粘度, (cSt)	动力粘度 N×10 <sup>3</sup> ·s/m <sup>2</sup> (Pa·s)		运动粘度, (cSt)	动力粘度 N×10 <sup>3</sup> ·s/m <sup>2</sup> (Pa·s)
И-5А	4~6	3.4~4.3	ИГП-91	88.0~94.0	77.5~82.3
И-8А	6~8	5.2~6.9	ИГП-114	110.0~118.0	96.9~104.0
И-12А	10~14	8.6~12.0	ИГП-152	147.6~158.0	130.2~140.0
И-20А	17~23	14.6~19.8	ИГП-182	175.0~190.0	156.0~159.4
И-25А	24~27	20.9~23.5	ИНС <sub>n</sub> -20	18.0~25.0	15.8~21.9
И-30А	28~33	24.5~28.9	ИНС <sub>n</sub> -40	35.6~45.0	30.8~39.7
И-40А	35~45	30.7~39.4	ИНС <sub>n</sub> -65	60.0~70.0	53.2~62.0
И-50А	47~55	41.2~48.2	ИНС <sub>n</sub> -110	100.0~120.0	88.6~106.3
И-70А	65~75	57.3~66.1	ИСП <sub>n</sub> -25	23.7~27.0	20.6~23.5
И-100А	90~118	79.3~104.0	ИСП <sub>n</sub> -40	34.2~40.5	30.1~36.3
ИГП-4	3.4~4.4	2.8~3.7	ИСП <sub>n</sub> -65	60.8~68.1	53.5~60.0
ИГП-6	5.5~7.5	3.9~6.3	ИСП <sub>n</sub> -110	109.5~118.5	97.6~105.8
ИГП-8	7.0~9.0	6.0~7.7	ИР <sub>n</sub> -40	35~40	30.8~35.2
ИГП-18	18.5~20.5	14.2~17.6	ИР <sub>n</sub> -75	72~80	64.2~71.3
ИГП-30	28.0~31.0	24.2~26.8	ИР <sub>n</sub> -150	140~160	124.7~142.5
ИГП-38	35.0~40.0	30.5~34.8	ИТП-200	216~240	198.0~224.4
ИГП-49	47.0~51.0	41.2~44.7	ИТН-300	304~357	258.1~340.9
ИГП-72	70.0~75.0	61.7~66.1			

十四、苏联极压工业齿轮油的抗磨损与抗胶合性能<sup>[15]</sup>

油 号	ГОСТ标准号	应 用	添加剂的种类	抗胶合性能, ГОСТ 9401-75		抗磨性能: 齿痕直径, mm
				PC 等级	OHJ 符合标	
ИГП-18	38 101413-73	机床、冶金设备的液压系统、袋袋齿轮传动和承受高抗氧化的其他部件的润滑油	抗氧化, 抗磨损, 防锈和消泡沫	29	21	0.45
ИГП-38				29	23	0.48
ИГП-72				30	25	0.42
ИГП-91				31	27	0.45
ИГП-114				31	29	0.39
ИГП-182				31	29	0.42
ИГС <sub>н</sub> -18	38 101238-72	同上, 还可以用于要求高抗胶合性能的液压传动	同上, 增加了极压添加剂	30	31	0.45
ИГС <sub>н</sub> -38				31	32	0.45
ИНС <sub>н</sub> -20	38 101-76	用于低速齿轮的(1~200mm/min)机械导轨和各种工业设备	防爬行, 减摩, 极压, 防锈剂	30	31	1.04
ИНС <sub>н</sub> -40				31	32	0.94
ИНС <sub>н</sub> -65				32	35	0.88
ИНС <sub>н</sub> -110				34	42	1.04
ИР <sub>н</sub> -40	38 101236-72	用于中等载荷的齿轮传动和工业设备	抗氧化, 极压, 防锈剂, 消泡沫, 抗磨损	35	46	0.42
ИР <sub>н</sub> -75				36	60	0.51
ИР <sub>н</sub> -150	38 101451-72			37	67	0.86
ИТП-200	38 101292-72	用于齿轮传动和重载蜗杆传动	抗氧化, 极压, 减摩	37	60	0.54
ИТП-300				37	64	0.52

十五、各种齿轮传动在用不同的润滑油时的PV极限值<sup>[11]</sup> ①

齿 种 类	润 滑 油	PV (Pa·m/s)
直 齿 轮	矿物油	58.8 × 10 <sup>8</sup>
	中极压齿轮油	88.2 × 10 <sup>8</sup>
	准双曲面齿轮油	117.6 × 10 <sup>8</sup>
淬 火 硬 齿 的 蜗 轮 齿 传 动	矿物油	29.4 × 10 <sup>8</sup>
	中极压齿轮油	39.2 × 10 <sup>8</sup>
常 速 齿 传 动	准双曲面齿轮油	49 × 10 <sup>8</sup>
天 桥 齿 传 动		以 上

① PV值是定压系数μ一定时齿面的相速度v<sub>相</sub>和齿面接触点处齿面曲率半径r<sub>相</sub>的乘积, 因此与入射点到啮合点的距离r<sub>相</sub>有关, 引用PV值时应考虑实际。

十六、PVT的极限值<sup>[11]</sup>

润 滑 油	PVT (Pa·m/s·mm)
矿物油	78.4 × 10 <sup>8</sup>
中极压齿轮油	102.8 × 10 <sup>8</sup>
准双曲面齿轮油	196 × 10 <sup>8</sup>

十七、国外各类工业极压齿轮油大致水平<sup>[11]</sup>

性 质 和 试 验 方 法	质 量 指 标 水 平
极压性: 滚动筒OK值, 磅, 不小于 PZG 齿轮试验, 不小于	45~60 3~11
热氧化安定性: 312小时, 121°C, 油液增加, 不大于	0~16 2
稠油性: ASTM D-130法, 121°C, 3小时, 不大于	2级
防锈性: ASTM D-665A法: 热浸水, 24小时 防锈油 (俄罗斯标准)	2级 3级
抗乳化性: ASTM D-2711法, 30分钟, ml (最大)	90

## 十八、AGMA闭式工业齿轮油标准和SAE齿轮油标准对比(14)

AGMA号	油脂号	AGMA闭式工业齿轮油标准 (AGMA 250.02及04) <sup>②</sup>			SAE汽车齿轮油粘度分级(1306C)		ISO 3448工业润滑油粘度		ASLE		相当国产 润滑油牌号
		粘度, (cSt)		精度(40℃) SUS	号	15000cP 时温度(℃)	100℃(cSt)	ISOVG	cSt, 40℃	机械油号	
		40℃	100℃								
1	—	41.4~50.8	—	183~235	75W	-40	4.1以上	46	41.4~50.8	机械油	30
2	2EP	61.2~74.8	—	248~347	75W/80W	-26	4.1~7.0	68	61.2~74.8	机械油	40
3	3EP	90~110	—	417~510	80W/85W	-12	7.0~11.0	100	90.0~110	机械油	50
4	4EP	135~165	—	628~765	85W/90	—	11.0~24.0	150	135~165	机械油	70
5	5EP	188~242	14~21	918~1122	85/90	—	11.0~24.0	220	188~242	G1000	90
6	6EP	268~352	21~25	1335~1632	90/140	—	24.0~41.0	320	268~352	G1500	15
7	7Comp	414~508	25~30	1919~2348	140	—	24.0~41.0	460	414~508	G2150	20
8	8Comp	612~748	30~40	2837~3487	140	—	24.0~41.0	680	612~748	汽缸油	24
	8AComp	900~1100	40~50	4171~5098	140/250	—	41.0以上	1000	900~1100	汽缸油	38
9	9EP	1350~1650	70~110	6260~7650	—	—	—	1500	1350~1650	汽缸油	52
10	10EP	2880~3520	85~250	13350~16320	—	—	—	—	—	—	—
11	11EP	4140~5080	380~520	19190~23480	—	—	—	—	—	—	—
12	12EP	6120~7480	540~640	28370~34870	—	—	—	—	—	—	—
13	13EP	—	—	(98.9℃) 850~1000	—	—	—	—	—	—	—
14R <sup>①</sup>	—	—	400~800	2000~4000	—	—	—	—	—	—	—
16R <sup>①</sup>	—	—	800~1600	4000~8000	—	—	—	—	—	—	—

① 润滑油牌规格型。

② 闭式齿轮油(AGMA 250.04); No. 1~8, 7Comp~8AComp, 2EP~8EP; 半闭式及开式用(AGMA 251.02); No. 4~13, 4EP~13EP, 14R, 15R; Comp系如~19号规格牛油或任何其他动物油或合成脂肪油, 9号以上高粘度油现已不用。

十九、日本齿轮油标准 (JISK2219)①②

级别	号 别	反 应	闪 点 (℃)	运动粘度 (cSt)		粘 度 指 数	倾 点 (℃)	机械腐蚀 100℃× 3小时	混 浊 试 验
				37.8℃	98.9℃				
一 级	1 号	中 性	> 170	30~60			< -10	< 1	
	2 号	中 性	> 180	60~80			< -10	< 1	
	3 号	中 性	> 180	105~160			< -5	< 1	
	4 号	中 性	> 190	150~215			< -5	< 1	
	5 号	中 性	> 190		15~20		< 0	< 1	
	6 号	中 性	> 200		20~25		< 0	< 1	
	7 号	中 性	> 200		25~30		< 5	< 1	
	8 号	中 性	> 200		30~40		< 5	< 1	
二 级①	1 号		> 165	30~80		> 60	< -20		
	2 号		> 165	80~80		> 60	< -20		
	3 号		> 165	105~150		> 60	< -15		
	4 号		> 165	150~215		> 60	< -15		
	5 号		> 165		15~20	> 60	< -10		
	6 号		> 165		20~25	> 60	< -10		
	7 号		> 165		25~30	> 60	< 0		
	8 号		> 165		30~40	> 60	< 0		
三 级②	1 号		> 170		8~15	> 85	< -20		合 格
	2 号		> 170		15~25	> 85	< -12.5		合 格
	3 号		> 170		25~40	> 85	< 0		合 格

① 二级作起泡试验报告。

② 三级作起泡试验报告和负荷性能报告。

③ 一级适用于一般较轻载齿轮；二级含有极压添加剂，适用于一般机械和轧网机等较重载齿轮；三级含有大量极压添加剂，主要用于汽车及高速重载齿轮。

二十、国内外汽车齿轮油对照表<sup>①</sup>

国产油	API 分 级	EP	Caltex	Esso	Mobil	Shell	大 协	丸 善	日 石	出 光	共 石
机械油	GL-1	Gear Oil	Thuban		Redmobil gear oil	Dentax 80	バイオ ルブ オイル				共石ギ ヤ ー オイル
工业齿轮油 齿轮油 SYB1103- e2S	GL-2	Gear oil WA	Universal thuban								
极压工业齿 轮油 准双曲面齿 轮油 SYB1102- 60S	GL-3	Gear oil EP	Gear Lub- ricant AIF			Macoma	バイオギ ヤ-EP	スワギ ヤ-	极压ギ ヤ-オ イル		サンウ エ ー EPギ ヤ-オ イル100系
极压齿油 (部分型准 双曲面齿 油)	GL-4	Hypogear EP	Multipar- pose thuban EP	Esso gear oil GP	Mobilube EP	Spirax EP	バイオギ ヤ-	ハイボ イドス ワギヤ ー	特ハイ ボイド ギヤ- オイル	アボロ イルギ ヤ-HR	サンウ エ ー EPギ ヤ-オ イル200系

(续)

国产油	API 分級	BP	Caltex	Esso	Mobil	Shell	大 协	丸 善	日 石	出 光	共 石
极压齿轮油 (部分型准双曲面齿轮油)	GL-5	Multigear oil EP	Multipurpose thuban EF	Esso gear oil GX Standard gear oil	Mobilube HD	Spirax EP heavy duty	コールドハイボイル ンバイオドスワギ ニブギヤース ーオイル	ハイボイルギヤール ブEHD ギヤール ーS	アプロイサンウェ ルギヤール HE-S	アプロイサンウェ ルギヤール マルチシ ツクス	アプロイサンウェ ルギヤール マルチシ ツクス
	GL-6									アプロイ ルギヤール マルチシ ツクス	

二十一、美国汽车齿轮油GL-4、5、6与其对应标准<sup>①</sup>

规 格	MIL-L-2105 (GL-4)			MIL-L-2105B (GL-5)			Ford E6W-M2C <sup>①</sup> 105A (GL-6)
	75号	80号	90号	80号	90号	140号	
粘度, 赛氏秒							
98.9℃	—	55~65	80~90	55~65	85~95	120~160	85~95
37.8℃	150~190	—	—	—	—	—	—
-17.8℃	—	—	—	<49000	<300000	—	—
粘度指数, 大于	85	85	85	—	—	75	90
闪点, (℃), 高于	149	163	163	163	177	191	182
成点, (℃), 低于	-45.6	-34.4	-17.8	-34.4	-17.8	-6.7	-31.7
流动点, (℃), 低于	—	—	—	—	—	—	-23.3
铜片腐蚀		不变黑	—	—	—	—	—
121℃×1小时		—	—	—	<2c	—	<3a
121℃×3小时		—	—	—	—	—	—
防 锈 性		CRCL-13 CRCL-21	—	GRCL-33	—	—	法列克斯耐蚀试验(BI6-1) 马达差速器试验 (BI15-1)
热氧化安定性		—	—	Fed. 791 2504 163℃×50小时 粘度增加<100% 生成不溶物<3% 苯不溶物<2%	—	—	149℃×100小时 蒸发损失<10% 粘度增加<15%  马达差速器试验(BI16-1)
起 泡 性		CRCL-12 24℃ <650ml 93℃ <650ml	—	ASTM D892 24℃ <300ml 93℃ <50ml 24℃ <300ml	—	—	ASTM D892 24℃ 25~0 ml 93℃ 25~0 ml 24℃ 25~0 ml
齿 轮 试 验		CRCL-19 CRCL-20	—	CRCL-42 CRCL-37	—	—	汽车后桥鼓合试验(100阻力 启动) 2 1/4英寸支距齿轮
泰姆肯磨损试验		—	—	—	—	—	BI1-2 <10mg
硫, (%)		—	—	—	—	—	3.0~4.0
磷, (%)		—	—	—	—	—	>0.15
水分, (%)		—	—	—	—	—	<0.1
剪切试验		—	—	—	—	—	马达差速器试验(BI16-1)
溶解性 (室温贮存30天)		—	—	—	—	—	—
固态物, % (重量) 小于		—	0.25	—	0.25	—	—
不溶物, % (体积) 小于		—	0.25	—	0.50	—	—

① 福特汽车公司标准。

二十二、苏联汽车齿轮箱和拖拉机传动装置用的含抗磨剂的齿轮油<sup>[15]</sup>

主要指标	ТС3-9-ИФ-11,	ТС-14.5-ИФ-11	Т2-15-ЭФ0	试验方法
	ТУ38 101159-71	ТУ 38 101294-72	ТУ 38 101521-75	
运动粘度 (cSt), 100℃	9.0	14.5~15.5	15±1	ГОСТ 33-66 <sup>①</sup>
粘度指数, 不小于	120	80	—	
凝固点(℃), 不高于	-50	-25	-18	ГОСТ 20287-74
动力粘度(P), 不大于	(-45℃) 2000	(-20℃) 800	(-15℃) 2000	
抗胶合性能: 磨损综合指标 ОПИ <sup>①</sup>	40	42	—	ГОСТ 9490-75
Иа	34	37	—	
Рс.(N)	2000	2000	—	—
四球机磨痕 斑痕直径, mm 4小时, 200N,	—	0.45 (130℃)	—	ВНИИ НП

① 试验数据。

二十三、苏联重载汽车和牵引车辆传动装置用的含极压剂的齿轮油<sup>[16]</sup>

主要指标	ТС-10-ОП ТУ 38- 101148-72	ТАП-15В ТУ 38- 101178-74	ТСП-14, ТУ 38- 101488-74	闭式齿轮传动, 用的润滑油 ГОСТ 4002-53	ТСЭП-8 ТУ38- 101313-72	ТСЭП-9 ТУ 38- 101388-73	试验方法	
	运动粘度 (cSt) 100℃时 50℃时 -45℃时	≥-10 — —	15±1 — —	14~15 — —	20.5~32.4 — —	7.5~8.5 — ≤25000		≥9 ≤36 —
粘度指数	—	—	—	—	—	120	90	
凝固点(℃), 动力粘度(P), 不 大于	-40 3000	-20 3000	-25 1000	-20 —	-50 —	-50 2500	-25 800	ГОСТ 20287-74 ГОСТ 1929-51
大丁	(-35℃时)	(-20℃时)	(-20℃时)	(-20℃时)	(-40℃时)	(-20℃时)	(-20℃时)	
抗胶合性能: 综合磨损指标 ОПИ <sup>①</sup> 不小于	60	60	60	—	50	60	60	ГОСТ 9490-75
Иа	~53	~52	53~62	—	45~48	52~54	55~62	
Рс.(N), 不小于	3980	3550	3980	—	2820	3160	3550	

① 试验数据。

二十四、苏联准双曲面齿轮油<sup>[15]</sup>

主要指标	ТС3-9 ТУ 38 101386-72 (用于重型机器)	轻型汽车中北双 曲面齿轮油, ГОСТ4003-53	ТСП-14С 氣-40ТУ 38 101270-72 (重型汽车用)	ТСЭП-18А ТУ38 401101-75	ТАП-17И ТУ 38 101306-72 (轻型汽车用)	试验方法
	运动粘度, (cSt) 100℃时 50℃时	≥9 ≤36	20.5~32.4 —	≥14.0 —	≥15.0 —	
粘度指数, 不低于	120	—	—	120	95	
凝固点(℃), 不高于	-50	-20	-25	-38	-25	ГОСТ20287-74
动力粘度(P), 不大于	2500 (-45℃时)	—	800 (-20℃时)	1500 (-35℃时)	—	

(续)

主要指标	TC <sub>9</sub> -9 TУ 38 101366-72 (用于重型机器)	轻型汽车中准双、 曲面齿轮用油。 ГОСТ 4003-53	TC <sub>11</sub> -14C 羧-40 TУ 38 101270-72 (重型汽车用)	ТСЭП-16А TУ 38 401101-75	ТАД-17И TУ 38 101306-72 (轻型汽车用)	试验方法
抗胶合性能、 磨损综合指标 ОПИ <sup>①</sup> , 不小于	80	—	80	70	70	ГОСТ 9490-75
И <sub>3</sub>	63~70	—	65~72	62~65	62~68	ГОСТ 9490-75
Pc(N), 不小于	3980	—	4470	3980	3980	—
四球机磨损系数直 径, mm, 不大于, 130℃时	—	—	—	—	0.40	ВНИИ НП
不大于, 150℃时	—	—	—	0.5	—	方法

① 试验数据。

二十五、苏联与其他国家主要公司的润滑油互换表<sup>(15)</sup>

苏 联	国 外 公 司			
	Oliofiat	Shell	Mobil	Esso
ИГП-2		Spindel oil 33	Velocite 3	
ИГП-4	RAX-11	Tellus 11	Velocite 4	Spinesso 32
ИГП-6	RAX-15	Tellus 13	Velocite 6	Spinesso 34
ИГП-8	RAX-15	Tellus 15	Velocite 6	Spinesso 36
ИГП-14		Tellus 23	Velocite 10	
ИГП-18	RZA-27	Tellus 27	DTE Light	Teresso 43
ИГП-30	RZA-40	Tellus 29	DTE Medium	Teresso 47
ИГП-38	RZA-50	Tellus 33	DTE Heavy Medium	Teresso 52
ИГП-49	RZA-65	Tellus 41	DTE Heavy	Teresso 56
ИГП-60	RZA-65	Tellus 41	DTE 103	Teresso 65
ИГП-72	RZA-95	Tellus 69	DTE Extra Heavy	Teresso 65
ИГП-91	RZA-120	Tellus 72	DTE 88	Teresso 85
ИГП-114	RZA-150	Tellus 72	DTE 105	Teresso 100
ИГП-152	RZA-200	Tellus 75	EI 6IL	Teresso 120
ИГП-182	RZA-240	Tellus 75	DTE AA	Teresso 140
ИГС <sub>11</sub> -18	RCS-27	Tonna 27		Febis K43
ИГС <sub>11</sub> -38	RCS-50	Tonna 33		Febis K48
ИНС <sub>11</sub> -20		Tonna 27	Vactra 1	
ИНС <sub>11</sub> -40		Tonna 33	Vactra 2	
ИНС <sub>11</sub> -65		Tonna 41	Vactra 3	
ИНС <sub>11</sub> -110		Tonna 72	Vactra 4	
ИСП <sub>11</sub> -25	EP 35/S	Tonna 27		Febis K48
ИСН <sub>11</sub> -40	EP 50/S	Tonna 33		Febis K53
ИСП <sub>11</sub> -65	EP 85/S	Tonna R41		—
ИСП <sub>11</sub> -110	EP 150/S	Tonna 72		Febis K73
ИР <sub>11</sub> -40	EP 50/P	Macoma 33	Compound AA	Pen-O-Led EP1
ИР <sub>11</sub> -75	EP 100/P	Macoma 68	Compound BB	Pen-O-Led EP2
ИР <sub>11</sub> -150	EP 150/P	Macoma 72, 73	Compound DD	Pen-O-Led EP3
ИТП-200	EP 300/P	Macoma 75, 76	Compound EE, PP	Pen-O-Led EP5
ИТП-300	EP 400/P	Macoma 82	Compound GG	Pen-O-Led EP6
ИЦ <sub>11</sub> -20	XTO Medium	—	—	—
ИЦ <sub>11</sub> -40	Rothea 2000p	—	—	—

二十六、进口润滑油的试验结果<sup>[15]</sup>

润滑油牌号	运动粘度 (cSt), 温度℃时		粘度 指数	闪点 (开口) (℃) 不低于	残炭值 (%) 按质 量计	酸值, 在1g油 中的 KOH 不大于 (mg)	灰分, (%) 按质 量计	含硫 量, (%) 按质 量计	色度, NPA 标准	凝固点 (℃)	胶合性能		磨损斑 痕直径, (mm)
	50	100									OPH	P <sub>1</sub> 等级	
Velosite 4	4.20	1.70	69	140	0.004	0.07	—	0.364	1.0	-10	13.3	27	1.10
Velosite 6	7.36	2.63	102	158	0.034	0.10	0.023	0.270	1.0	-22	14.5	27	0.98
Vacuoline 1405	20.13	5.24	108	206	0.022	0.15	—	0.463	2.5	-14	17.8	27	0.95
Vacuoline 1409	37.86	8.20	108	228	0.052	0.06	0.004	0.640	2.5	-14	17.1	26	0.95
Vactra No 2	40.10	8.80	113	230	0.176	1.54	0.045	0.045	>8.0	-26	26.3	33	0.69
Mobilgear 630	105.49	18.16	91	232	—	0.99	0.092	0.864	6.0	—	51.7	34	0.91
Mobilgear 636	296.06	32.79	85	>280	—	0.505	0.146	2.31	>8.0	-7	59.2	36	0.37
Mobil DTE 24	20.55	5.19	100	208	—	1.13	0.21	0.924	1.0	-24	20.5	29	0.39
Mobil DTE Heavy													
Medium	38.04	7.80	104	230	0.06	0.20	0.022	0.990	1.5	-12	22.1	28	0.45
Teilus 33	39.71	8.16	97	230	0.134	0.84	0.104	1.05	2.5	—	—	—	—
Macoma 37	50.0	8.60	63	180	4.4	6.35	3.54	1.464	>8.0	-26	38.95	33	0.94
Macoma R 63	75.85	11.92	75	190	2.8	5.31	1.62	1.79	>8.0	-24	67.6	42	1.32
Tegula 72	114.30	18.76	87	226	—	2.70	5.58	0.62	1.5	-16	—	—	—
Valvata J-81	305.70	35.62	97	306	1.1	0.10	—	0.35	>8.0	-4	28	23	—
Energol HP-20	35.05	7.40	95	220	0.226	0.58	0.067	1.65	3.5	-16	30	20	0.38
Energol HP-40	63.20	10.90	85	234	0.300	0.52	0.10	1.82	4.5	-24	33	31	0.40
Energol HLP 40	8.40	2.80	83	164	0.028	0.20	—	0.68	1.5	-28	20.6	29	0.43
Energol HLP 65	20.60	5.40	114	212	0.034	0.21	0.01	0.52	1.0	-28	22.7	29	0.37
Energol HLP 80	27.20	6.50	111	220	0.138	0.21	0.02	0.50	1.5	-30	26	30	0.37
Energol HP 20C	39.35	8.10	97	224	0.134	0.65	0.05	2.14	—	-28	34	21	0.64
Energol RD 150	57.19	13.46	93	220	0.260	0.36	—	1.60	5.0	-30	42.7	32	1.07
Energol GR													
700BP	300.90	23.20	57	280	1.696	0.22	0.035	2.17	>8.0	-3	49.4	35	0.45

二十七、我国机械油规格(GB443—64)<sup>[11]</sup>

项 目	运动粘度 (50℃) (cSt)	凝固点 (℃) 不低于	残炭 (%) 不大于	灰分 (%) 不大于	水溶性 酸或碱	酸 值 mg KOH/g 不大于	机械杂质 (%) 不大于	水分 (%) 不大于	闪点 (开口) (℃) 不低于	磨 蚀 T <sub>3</sub> 铜片 3小时		
											GB265 —75	GB510 —77
质 量 指 标	HJ-10	7~13	-15	0.15	0.007	无	0.14	0.005	无	165	均 合 格	
	HJ-20	17~23	-15	0.15	0.007	无	0.16	0.005	无	170		
	HJ-30	27~33	-10	0.25	0.007	无	0.20	0.005	无	180		
	HJ-40	37~43	-10	0.25	0.007	无	0.35	0.007	无	190		
	HJ-50	45~53	-10	0.3	0.007	无	0.35	0.007	无	200		
	HJ-70	67~73	0	0.5	0.007	无	0.35	0.007	痕迹	210		
	HJ-90	87~93	0	0.6	0.007	无	0.35	0.007	痕迹	220		
	试验方法	GB265 —75	GB510 —77	GB268 —64	GB508—65	GB259 —64	GB264—84	GB511—65	GB260 —64	GB267 —74		SY 2620 —66



二十八、我国汽缸油规格<sup>[1]</sup>

名称	代号	运动粘度		闪点 (°C)	凝固点 (°C)	酸 值 mgKOH/g	水溶性 残 炭 (%)	灰 分 (%)	水 分 (%)	机械杂质 (%)	
		(100°C)	(100°C)								
饱和汽缸油 (按GB448-67)											
11号汽缸油	HG-11	9~13		215	5	0.25	无	0.8	0.02	痕迹	
24号汽缸油	HG-24	20~28		240	15	—	无	2.0	0.03	0.05	
合成过热汽缸油 (按SYB1203-77)											
65号合成汽缸油	HG-65H	8.0~9.5	320	—	—	—	无	4.0	0.035	0.05	
过热汽缸油 (按GB447-77)											
38号汽缸油	HG-38	32~44		290	10	—	无	2.5	0.015	0.05	
52号汽缸油	HG-52	44~55		300	10	—	无	3.0	0.01	0.05	
实验方法		GB265-75	GB266-64	GB287-74	GB510-77	GB264-64	GB259-64	GB268-64	GB608-65	GB260-64	GB511-65

二十九、我国28号轧钢机油规格(SY1224-77)<sup>[1]</sup>

项目	运动粘度 (100°C) cSt	酸 值 mg KOH/g	残 炭 (%)	闪 点 (开口) °C	凝 点 °C	水溶性 酸或碱	机械杂质 (%)	水 分 (%)	离 蚀 钢片100°C 3小时
质量指标	26~30	0.1	0.8	250	-10	无	无	无	合格
试验方法	GB265-75	GB264-64	GB268-64	GB267-74	GB510-77	GB259-64	GB511-65	GB260-64	SY2620-66

## 三十、润滑油的各项指标的

允许变化值<sup>[1]</sup>

试验项目	摘 要	使用润滑油的机械的重要性	
		高 <sup>①</sup>	普 通
反 应		中 性	中 性
闪 点	比规格值下降	10%以下	15%以下
凝 点	比规格值上升	10%以下	15%以下
腐 蚀		合 格	合 格
粘 度		±10%	±15%
水 分		1%以下	3%以下
残 炭	比规格值上升	15%以下	20%以下
灰 分	比规格值上升	15%以下	20%以下
不 溶 物		0.5%以下	1%以下
酸 值	比规格值上升	15%以下	25%以下
抗乳化度	比规格值上升	15%以下	20%以下

①使用润滑油的机械重要性高的是指:

- (1) 循环给油法; (2) 液压装置;  
(3) 绝对不能因事故而停车的机械。

## 参 考 文 献

- [1] 林子光、徐大明、郑明山、韩翠群: 齿轮传动的润滑, 机械工业出版社, 1980。  
 [2] 陈田才、夏耀明主编: 设备润滑基础, 冶金工业出版社, 1982。  
 [3] 上海交通大学《金属断口分析》编写组: 金属断口分析, 国防工业出版社, 1979。  
 [4] 太原工学院齿轮研究室主编: 圆弧齿轮, 机械工业出版社, 1980。  
 [5] 藤田稔、杉浦健介、兰藤文之: 新版润滑油的实用性能, 日本株式会社, 1980。  
 [6] 美国金属学会: 金属手册, 第九卷, 第八版, 机械工业出版社, 1974。  
 [7] 机械工程手册第22篇, 摩擦、磨损与润滑, 机械工业出版社, 1978。  
 [8] GB 3481-83, 齿轮齿面损伤的术语、特征和

原因, 1983

[9] DIN 3979, Zahn-häden an Zahnradgetriebem. Bezeichnung, Merkmale Ursachen, 1979.

[10] 日本机械学会技术资料“轴承强さ设计资料”出版分科会编, 轴承强さ设计资料, 1bq.

[11] 石油化工科学研究院: 齿轮油, 石油工业出版社, 1980.

[12] ANSI/AGMA 110.04 Nomenclature of Gear Tooth Failure Modes, 1980.

[13] 王克胜: 齿轮传动润滑的几个问题, 《矿山机械》, 1982年第1期.

[14] 耿凤: 石油产品应用技术, 石油工业出版社,

1983

[15] Крагельский, И. В.: Трение, изнашивание и смазка, Справочник, То I, 1978.

[16] Peterson, M. B., Winer, W. O.: Wear control handbook, 1980.

[17] CRC Handbook of lubrication, Vol I, 1984.

[18] Niemann, G., Winter, H.: Maschinenelemente, Bd I, 1983.

[19] 大连工学院机械设计教研室, 机械基础, 化学工业出版社, 1980.

本手册总结了国内外齿轮行业有效的实践经验和先进成果,收集了大量技术资料,内容丰富、涉及面广,具有较高实用价值。

手册分上、下两册,上册以设计为主,主要包括各种齿轮及减速器的设计、材料、热处理、损伤和润滑等;下册以加工为主,主要包括各种齿轮加工工艺、刀具和机床、测量和量具量仪、齿轮测绘和试验等。

本手册可供从事齿轮设计、制造、使用的工程技术人员及工科院校师生参考、使用。

2P30/10702

## 齿 轮 手 册

上 册

齿轮手册编委会

责任编辑:冯宗青 叶克明 辛 宁 李骏带  
责任校对:宁秀娥 封面设计:田淑文  
版式设计:冉晓华 责任印制:卢子祥

机械工业出版社出版(北京阜成门外百万庄南街一号)

(北京市书刊出版业营业许可证出字第117号)

重庆印制一厂印刷

新华书店北京发行所发行·新华书店经售

开本 787×1092 1/16·印张 82 1/2·插页 2·字数 2560千字

1990年11月重庆第一版·1990年11月重庆第一次印刷

印数:0.001-4.819·定价:32.00元

ISBN 7-111-01624-8/TH·278