

# 第九章 齿轮传动

## 第一节 概 述



### 一、齿轮传动的特点

齿轮传动是机械传动中应用最为广泛的一种传动方式。它具有传递速度和功率的范围广、传动比稳定、传动效率高、工作可靠、使用寿命长、结构紧凑等优点，适用于平行轴、相交轴和交错轴之间的传动。主要的缺点是：制造齿轮需要专用机床，成本较高；精度低时，传动噪声和振动较大，不宜用于轴间距离过大的场合。

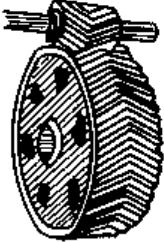
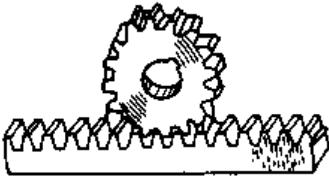

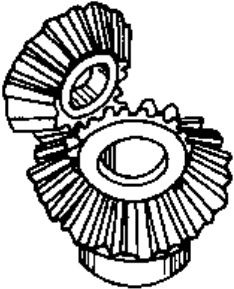

### 二、齿轮传动的分类

按照两轴相对位置和齿的倾斜方向，齿轮传动的主要类型、特点及应用如表 9-1 所示。



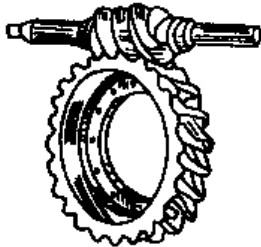
表 9-1 齿轮传动的主要类型、特点及应用

分类	名 称	示 图	特 点 及 应 用
两轴平行的齿轮传动	外啮合直齿圆柱齿轮传动		两齿轮转向相反；轮齿与轴线平行，工作时无轴向力；重合度较小，传动平稳性较差，承载能力较低，多用于速度较低的传动，尤其适用于变速箱的换挡齿轮
	外啮合斜齿圆柱齿轮传动		两齿轮转向相反；轮齿与轴线成一夹角，工作时有轴向力，所需支承较复杂；重合度较大，传动较平稳，承载能力较高；适用于速度较高、载荷较大或要求结构较紧凑的场合

(续)

分类	名称	示图	特点及应用
两轴平行的齿轮传动	外啮合人字齿圆柱齿轮传动		<p>两齿轮转向相反；可看成是一个由两个螺旋角大小相等方向相反的斜齿轮所组成的齿轮，承载能力高，轴向力能抵消；多用于重载传动</p>
	齿轮齿条传动		<p>齿条相当于一个半径为无限大的齿轮，可以变旋转运动为直线运动或相反</p>
	内啮合圆柱齿轮传动		<p>两齿轮转向相同；重合度大，轴间距离小，结构紧凑，效率较高；多用于轮系</p>
两轴不平行的齿轮传动	直齿锥齿轮传动		<p>两轴线相交；制造和安装简便，传动平稳性较差，承载能力较低；用于速度较低(<math>&lt; 5\text{m/s}</math>)、载荷小而稳定的传动</p>
	斜齿锥齿轮传动		<p>两轴线相交；只限于单件或小批量生产，一般只用于代替曲线齿锥齿轮加工机床切削范围以外的曲线齿锥齿轮传动</p>

(续)

分类	名称	示图	特点及应用
两轴不平行的齿轮传动	曲线齿锥 齿轮传动		两轴线相交；重合度大，工作平稳，承载能力高；轴向力较大且与齿轮转向有关；用于速度较高及载荷较大的传动
	交错轴斜 齿轮传动		两轴线交错；两齿轮点接触，传动效率低；适用于载荷小、速度较低的传动
	圆柱蜗杆 传动		两轴线交错，一般成 $90^\circ$ ；传动比 $i$ 较大，一般 $i=10\sim 80$ ；结构紧凑，传动平稳，噪声和振动小，传动效率低，易发热

按照齿轮工作条件的不同可分为：闭式传动、开式传动和半开式传动。在润滑条件良好、刚性足够的封闭箱体内工作的齿轮传动称为闭式齿轮传动；无箱体封闭，外露的齿轮传动则称为开式齿轮传动；不能保证良好润滑，齿轮浸入油池内，上装防护罩，不封闭的齿轮传动称为半开式齿轮传动。

按照齿轮齿面硬度的不同，齿轮传动可分为软齿面传动和硬齿面传动。当两轮或其中有一轮的齿面硬度  $\leq 350\text{HBS}$  时，称为软齿面齿轮传动；若两轮的齿面硬度均  $> 350\text{HBS}$  时，称之为硬齿面齿轮传动。

按齿廓曲线的形状，齿轮传动可分为渐开线、摆线和圆弧齿轮三种，其中渐开线齿轮应用最广。

## 第二节 齿廓啮合基本定律

### 一、齿轮传动应满足的基本要求

机械中对齿轮传动的要求是多方面的，但归纳起来有以下两个方面：

(1) 传动准确平稳 即要求其瞬时传动比  $i$  恒定不变, 以免齿轮传动在工作过程中产生冲击、振动和噪声。

(2) 承载能力高 即要求齿轮传动尺寸小, 重量轻, 传递较大的动力, 且有较长的安全使用寿命。

本章将围绕上述两个方面探讨齿轮传动的设计问题。

## 二、齿廓啮合基本定律

齿轮传动的基本要求之一就是传动准确平稳。要满足此要求, 就需使传动的瞬时传动比恒定不变。齿廓啮合基本定律就是研究当齿廓形状符合什么条件时才能满足这一基本要求。

图 9-1 所示为一对平面齿廓曲线  $G_1$ 、 $G_2$  在任意点  $K$  处接触的情况。 $G_1$  绕  $O_1$  作定轴转动,  $G_2$  绕  $O_2$  作定轴转动, 过点  $K$  作两齿廓公法线  $nm$  与连心线  $O_1O_2$  交于点  $C$ , 则点  $C$  为这对齿轮的相对速度瞬心, 即两轮在  $C$  点具有相同的绝对速度

$$v_1 = v_2 = \omega_1 \overline{O_1C} = \omega_2 \overline{O_2C}$$

由此得

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{\overline{O_2C}}{\overline{O_1C}} \quad (9-1)$$

由于  $\overline{O_1O_2}$  不变, 要使  $i$  为定值, 则过任一瞬时接触点所作的齿廓公法线, 必须通过两轮连心线上的固定点。这就是齿廓啮合基本定律。

定点  $C$  称为节点, 分别以  $O_1$  和  $O_2$  为圆心。过节点  $C$  所作的两个相切的圆称为节圆。 $\overline{O_1C}$ 、 $\overline{O_2C}$  为两轮的节圆半径, 分别用  $r'_1$  和  $r'_2$  表示。则有

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{\overline{O_2C}}{\overline{O_1C}} = \frac{r'_2}{r'_1} = \text{常数}$$

由于  $\omega_1 r'_1 = \omega_2 r'_2$ , 故两轮的啮合传动可视为两节圆作无滑动的纯滚动。一对外啮合齿轮的中心距  $a$  恒等于两节圆半径之和, 即  $a = r'_1 + r'_2$ 。

满足齿廓啮合基本定律的一对齿廓称为共轭齿廓。从理论上说, 共轭齿廓有无穷多。但考虑加工、强度、效率、寿命、安装及互换性等因素, 机械中常用渐

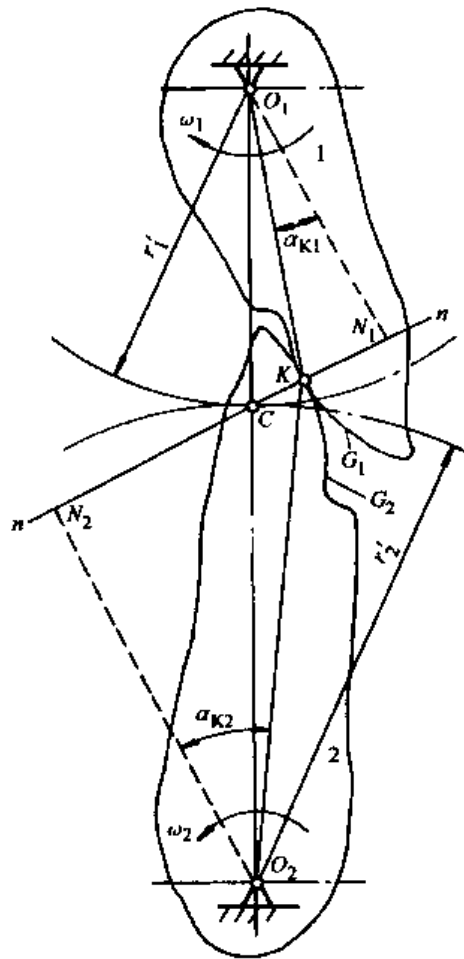


图 9-1 齿廓啮合基本定律

开线、摆线及圆弧等几种曲线作齿廓曲线。其中由于渐开线齿廓便于制造，安装精度要求相对较低，故应用最广泛。本章主要介绍渐开线齿轮传动。

### 第三节 渐开线齿轮的啮合特性

#### 一、渐开线的形成

如图 9-2 所示，当直线  $\overline{BK}$  沿半径为  $r_b$  的圆作纯滚动时，直线上任一点  $K$  的轨迹 ( $\overline{AK}$ ) 就是该圆的渐开线。这个圆称为基圆， $r_b$  称为基圆半径，直线  $\overline{BK}$  称为渐开线的发生线，图中  $\theta_K$  称为渐开线上点  $K$  的展角。

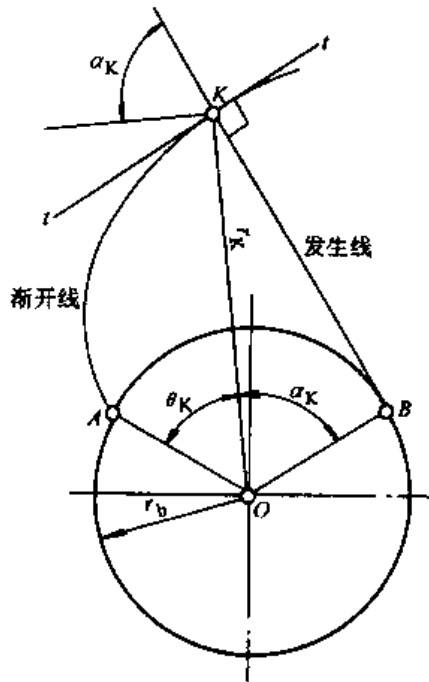


图 9-2 渐开线的形成

#### 二、渐开线的性质

1) 发生线沿基圆滚过的长度等于基圆上被滚过的圆弧长度。由于发生线在基圆上作纯滚动，如图 9-2 所示，可知  $\overline{KB} = \widehat{AB}$ 。

2) 渐开线上任一点的法线恒切于基圆。由于  $BK$  在基圆上作纯滚动，故  $BK$  的速度瞬心必为切点  $B$ ，所以  $BK$  即为渐开线上点  $K$  的法线。由于发生线  $BK$  恒切于基圆，故渐开线上任一点的法线恒切于基圆。

3) 渐开线上任一点  $K$  的法向压力方向线 (即渐开线上该点的法线)，与该点速度方向线所夹的锐角  $\alpha_K$  称为该点的压力角。以  $r_b$  表示基圆半径， $r_K$  表示渐开线上  $K$  点的向径，由图 9-2 可得

$$\cos \alpha_K = \frac{r_b}{r_K} \quad (9-2)$$

由式 (9-2) 可知，渐开线上各点压力角不等，离轮心越远 (即  $r_K$  越大) 的点，其压力角越大。

4) 渐开线的形状取决于基圆的大小。如图 9-3 所示，基圆大小不同，其渐开线形状亦不同。基圆愈大，渐开线在  $K$  点的曲率半径愈大，渐开线愈平直。当基圆半径为无穷大时，其渐开线将成为一条垂直于  $B_3K$  的直线。直线为齿条的齿廓曲线。

5) 基圆内无渐开线。

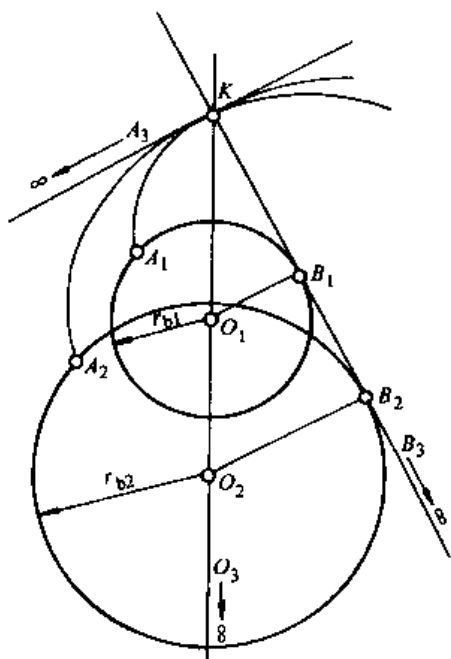


图 9-3 基圆大小与渐开线形状

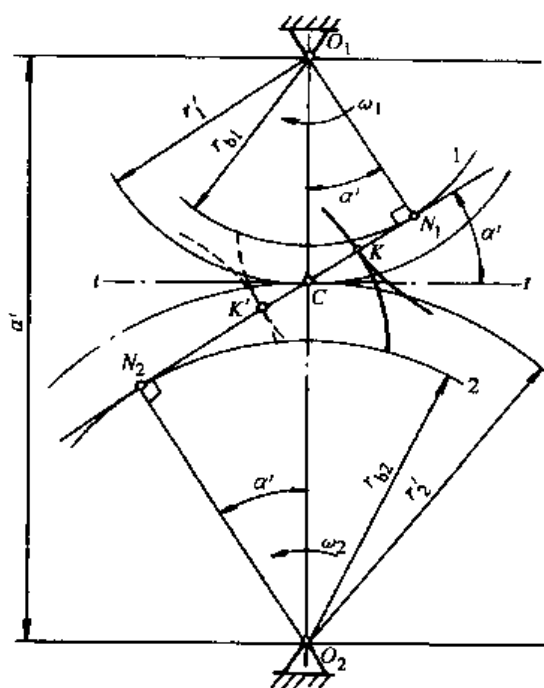


图 9-4 渐开线齿廓的啮合传动

### 三、渐开线齿廓的啮合特性

#### 1. 能实现定比传动

如图 9-4 所示, 实线表示一对渐开线齿廓在任意位置  $K$  点处的啮合情况。过  $K$  点作这对齿廓的公法线  $N_1N_2$ , 根据渐开线性质的可知, 此公法线  $N_1N_2$  必同时与两轮齿廓的基圆相切, 即  $N_1N_2$  为两基圆的一条内公切线。由于两齿廓的基圆是位置固定的定圆, 在同一方向上的内公切线只有一条, 因此它与两轮连心线交点的位置不变。故两齿廓无论在何处接触, 过接触点所作两齿廓的公法线必与两基圆的内公切线重合, 则均通过连心线上同一点  $C$ 。所以渐开线齿轮满足定比传动的要求。

如图 9-4 所示, 由于  $\triangle O_1CN_1 \sim \triangle O_2CN_2$ , 因此传动比可写成

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{\overline{O_2C}}{\overline{O_1C}} = \frac{r'_2}{r'_1} = \frac{r_{b2}}{r_{b1}} \quad (9-3)$$

#### 2. 中心距可变性

由式 (9-3) 可知, 传动比取决于两轮的基圆半径。当齿轮加工好以后, 两基圆的大小就不变了, 即使中心距略有增减, 节圆半径略有变化, 但基圆半径却不变, 传动比也仍旧保持不变。

渐开线齿轮中心距变化而传动比保持不变的特性称为中心距可变性。这一特性使渐开线齿轮具有因加工、安装和轴承磨损导致中心距改变时仍能保持传动比

恒定的良好传动性能，这也是渐开线齿廓被广泛采用的主要原因之一。

### 3. 传力方向不变

如图 9-4 所示，两轮基圆的内公切线  $N_1N_2$  是过所有啮合接触点的公法线。即是说，不同瞬时的所有啮合点都在  $N_1N_2$  线上，齿廓间作用力的方向线也与公法线  $N_1N_2$  重合，因此，渐开线齿轮的传力方向始终不变。这一特性有利于保持传动平稳，减小冲击。

不同瞬时啮合点的轨迹，称为啮合线。理论上，渐开线齿轮的啮合线为线段  $N_1N_2$ ，又称线段  $N_1N_2$  为理论啮合线。如图 9-4 所示，理论啮合线  $N_1N_2$  与两节圆公切线  $t-t$  之间所夹的锐角  $\alpha'$ ，称为啮合角。渐开线齿廓在啮合过程中，啮合角大小不变，其值等于两齿廓在节圆上的压力角。

## 第四节 渐开线标准直齿圆柱齿轮的基本参数和几何尺寸计算

### 一、直齿圆柱齿轮各部分名称及代号

图 9-5 所示为直齿圆柱外齿轮的一部分，齿轮各部分的名称代号如下：

(1) 齿顶圆 过所有轮齿顶的圆称为齿顶圆，半径用  $r_a$  表示，直径用  $d_a$  表示。

(2) 齿根圆 过所有齿槽底部的圆称为齿根圆，其半径用  $r_f$  表示，直径用  $d_f$  表示。

(3) 基圆 产生渐开线的圆称为基圆，其半径用  $r_b$  表示，直径用  $d_b$  表示。

(4) 齿厚 在任意直径为  $d_k$  的圆周上，轮齿两侧齿廓间的弧长称为该圆上的齿厚，用  $S_k$  表示。

(5) 齿槽宽 在任意直径为  $d_k$  的圆周上，齿槽两侧齿廓间的弧长称为该圆上的齿槽宽，用  $e_k$  表示。

(6) 齿距 在任意直径为  $d_k$  的圆周上，相邻两齿同侧齿廓之间的弧长称为该圆上的齿距，用  $p_k$  表示，

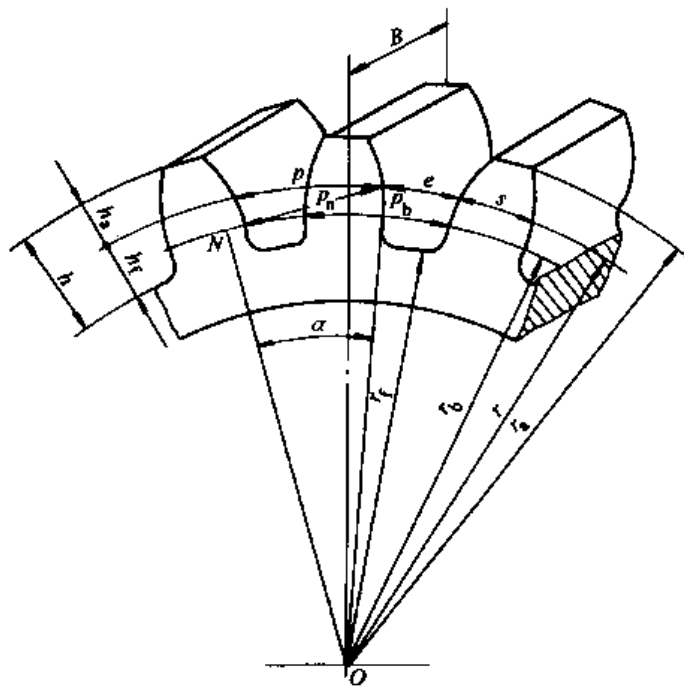


图 9-5 齿轮各部分名称

$$p_k = s_k + e_k$$

(7) 法向齿距 相邻两齿同侧齿廓之间在法线方向上的距离称为法向齿距, 用  $p_n$  表示。由渐开线性质可知:  $p_n = p_b$  ( $p_b$  为基圆齿距)。

(8) 分度圆 在齿顶圆与齿根圆之间, 其齿厚用  $s$  表示, 齿槽宽用  $e$  表示, 齿距用  $p$  表示, 对于标准齿轮,  $s = e = \frac{p}{2}$  的圆称为分度圆, 该圆的半径用  $r$  表示, 直径用  $d$  表示。

(9) 齿顶高 齿顶圆与分度圆之间的径向距离称为齿顶高, 用  $h_a$  表示。

(10) 齿根高 齿根圆与分度圆之间的径向距离称为齿根高, 用  $h_f$  表示。

(11) 全齿高 齿根圆与齿顶圆之间的径向距离称为全齿高, 用  $h$  表示,  $h = h_f + h_a$ 。

## 二、直齿圆柱齿轮的基本参数

决定齿轮尺寸和齿形的基本参数有五个, 即齿数  $z$ , 模数  $m$ , 压力角  $\alpha$ , 齿顶高系数  $h_a^*$  和顶隙系数  $c^*$ 。

### 1. 模数 $m$

在任意直径  $d_K$  的圆周上, 其齿距  $p_K$  及齿数  $z$  与  $d_K$  之间的关系为

$$\pi d_K = zp_K \text{ 或 } d_K = \frac{p_K}{\pi} z$$

由上式可知, 在不同直径的圆周上, 比值  $\frac{p_K}{\pi}$  不同, 且为无理数, 尽管齿数  $z$  为整数, 其  $d_K$  也是无理数。为了便于设计制造和检验, 人为地将齿轮上某一特定圆 (即分度圆) 上的  $\frac{p}{\pi}$  定为标准值 (为一有理数列), 用  $m$  表示,  $m$  称为模数 (单位为 mm)。即

$$m = \frac{p}{\pi}$$

于是分度圆直径

$$d = mz$$

模数是齿轮几何尺寸计算的重要基本参数。显然,  $m$  越大,  $p$  越大,  $s$  越大, 轮齿的抗弯强度也越高。我国已制定了标准的模数系列, 如表 9-2 所示。

表 9-2 标准模数 (GB/T 1357—1987) (单位: mm)

第一系列	0.1	0.12	0.15	0.2	0.25	0.3	0.4	0.5	0.6	0.8	1
	1.25	1.5	2	2.5	3	4	5	6	8	10	12
	16	20	25	32	40	50					
第二系列	0.35	0.7	0.9	1.75	2.25	2.75	(3.25)	3.5	(3.75)	4.5	5.5
	(6.5)	7	9	(11)	14	18	22	28	(30)	36	45



## 2. 压力角 $\alpha$

渐开线上各点的压力角不等, 分度圆上的压力角简称为压力角, 用  $\alpha$  表示。我国国家标准规定, 标准压力角  $\alpha = 20^\circ$ 。

## 3. 齿顶高系数 $h_a^*$

齿轮的齿顶高规定为  $h_a = h_a^* m$ , 式中  $h_a^*$  称为齿顶高系数。

## 4. 顶隙系数 $c^*$

齿轮的齿根高规定为  $h_f = (h_a^* + c^*) m$ , 式中  $c^*$  称为顶隙系数。

我国规定的齿顶高系数和顶隙系数值为:

正常齿制  $h_a^* = 1, \quad c^* = 0.25$

短齿制  $h_a^* = 0.8, \quad c^* = 0.3$

## 三、渐开线标准直齿圆柱齿轮的几何尺寸计算

渐开线标准直齿圆柱齿轮的几何尺寸计算公式如表 9-3 所示。

表 9-3 外啮合标准直齿圆柱齿轮的几何尺寸计算

名 称	代 号	计 算 公 式
模 数	$m$	根据强度计算或结构需要而定 ( $m$ 为标准值, 见表 9-2)
压力角	$\alpha$	$\alpha = 20^\circ$
分度圆直径	$d$	$d_1 = mz_1, d_2 = mz_2$
齿顶高	$h_a$	$h_a = m$
齿根高	$h_f$	$h_f = 1.25m$
全齿高	$h$	$h = h_a + h_f = 2.25m$
顶 隙	$c$	$c = 0.25m$
齿顶圆直径	$d_a$	$d_a = m(z + 2)$
齿根圆直径	$d_f$	$d_f = m(z - 2.5)$
基圆直径	$d_b$	$d_{b1} = d_1 \cos \alpha, d_{b2} = d_2 \cos \alpha$
齿 距	$p$	$p = \pi m$
齿 厚	$s$	$s = \frac{\pi}{2} m$
齿槽宽	$e$	$e = \frac{\pi}{2} m$
中心距	$a$	$a = \frac{1}{2}(d_1 + d_2) = \frac{1}{2}(z_1 + z_2)m$
基圆齿距	$p_b$	$p_b = p \cos \alpha$

**例 9-1** 一对外啮合的渐开线标准直齿圆柱齿轮传动。已知  $m = 4\text{mm}$ ,  $z_1 = 25$ ,  $z_2 = 100$ ,  $\alpha = 20^\circ$ , 正常齿制。试求: 两轮的分度圆直径  $d_1$  和  $d_2$ , 齿顶圆直径  $d_{a1}$  和  $d_{a2}$ , 齿根圆直径  $d_{f1}$  和  $d_{f2}$ , 基圆直径  $d_{b1}$  和  $d_{b2}$  以及中心距  $a$ 。

**解** (1) 分度圆直径

$$d_1 = mz_1 = 4\text{mm} \times 25 = 100\text{mm}$$

$$d_2 = mz_2 = 4\text{mm} \times 100 = 400\text{mm}$$

(2) 齿顶圆直径

$$d_{a1} = d_1 + 2h_a = d_1 + 2h_a^* m = 100\text{mm} + 2 \times 1 \times 4\text{mm} = 108\text{mm}$$

$$d_{a2} = d_2 + 2h_a = d_2 + 2h_a^* m = 400\text{mm} + 2 \times 1 \times 4\text{mm} = 408\text{mm}$$

(3) 齿根圆直径

$$d_{f1} = d_1 - 2(h_a^* + c^*) m = 100\text{mm} - 2 \times (1 + 0.25) \times 4\text{mm} = 90\text{mm}$$

$$d_{f2} = d_2 - 2(h_a^* + c^*) m = 400\text{mm} - 2 \times (1 + 0.25) \times 4\text{mm} = 390\text{mm}$$

(4) 基圆直径

$$d_{b1} = d_1 \cos \alpha = 100\text{mm} \times \cos 20^\circ = 93.97\text{mm}$$

$$d_{b2} = d_2 \cos \alpha = 400\text{mm} \times \cos 20^\circ = 375.88\text{mm}$$

(5) 中心距

$$a = \frac{1}{2}(d_1 + d_2) = \frac{1}{2}(100\text{mm} + 400\text{mm}) = 250\text{mm}$$

## 第五节 渐开线标准直齿圆柱齿轮的啮合传动

### 一、正确啮合条件

一对渐开线齿轮必须满足两轮模数相同、两轮压力角相等这两个条件, 才能相互正确啮合传动。即正确啮合条件为

$$m_1 = m_2 = m$$

$$\alpha_1 = \alpha_2 = \alpha$$

式中  $m$ 、 $\alpha$ ——标准模数、标准压力角 ( $\alpha = 20^\circ$ )。

### 二、连续传动条件

齿轮传动由一对轮齿的啮合过渡到另一对轮齿啮合时, 不但要满足定传动比传动, 同时还要满足连续传动。

图 9-6 所示为一对渐开线直齿圆柱齿轮的啮合情况。主动轮 1 以等角速度  $\omega_1$  进入啮合, 其齿根推动从动轮 2 的齿顶, 起始啮合点是轮 2 齿顶圆与理论啮

合线 $\overline{N_1N_2}$ 的交点 $B_2$ ，而这对轮齿退出啮合时的终点是轮1齿顶圆与 $\overline{N_1N_2}$ 的交点 $B_1$ ，线段 $\overline{B_1B_2}$ 为齿廓啮合点的实际轨迹，称为实际啮合线。

要保证连续传动，必须在前一对轮齿尚未脱离啮合时，后一对轮齿必须进入啮合。即满足： $\overline{B_1B_2} \geq P_b$ 。定义 $\overline{B_1B_2}$ 与基圆齿距 $p_b$ 的比值为重合度，用 $\epsilon$ 表示，即

$$\epsilon = \frac{\overline{B_1B_2}}{P_b}$$

则齿轮连续传动的条件是： $\epsilon \geq 1$

重合度 $\epsilon$ 越大，表示同时参与啮合的轮齿的对数越多，传动就越平稳，每对轮齿承担的载荷也越小，从而提高了齿轮的承载能力。标准齿轮传动的重合度恒大于1，故不必验算。

### 三、标准安装中心距

齿轮传动的标准安装，指的是理论上为无齿侧间隙安装。标准安装时，齿轮的分度圆与节圆重合，此时的中心距称为标准中心距，用 $a$ 表示。对于外啮合齿轮传动

$$a = r_1' + r_2' = r_1 + r_2 = \frac{1}{2}(d_1 + d_2) = \frac{m}{2}(z_1 + z_2)$$

## 第六节 渐开线齿轮的加工与根切现象

### 一、渐开线齿轮的加工

齿轮轮齿的加工方法很多，如铸造、精锻、热轧、粉末冶金、切削加工等。但最基本也是最常用的是切削加工方法。切削加工方法按其切齿原理可分为仿形法和展成法两类。

#### (一) 仿形法

仿形法是用与齿轮齿槽形状相同的盘形铣刀（见图9-7）或指状铣刀（见图9-8）在铣床上进行加工。加工时，铣刀绕本身轴线旋转，同时轮坯沿齿轮轴线方向直移。铣出一个齿槽后，将轮坯转过 $360^\circ/z$ ，再铣下一个齿槽。

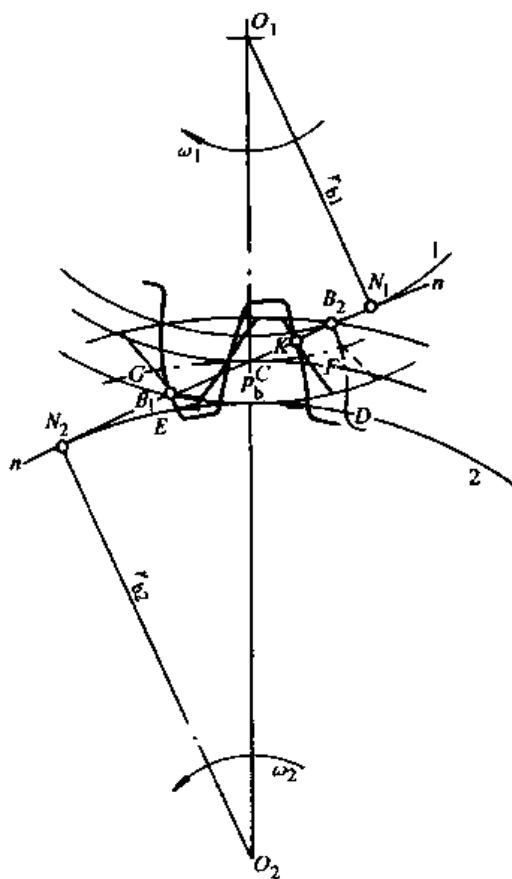


图9-6 连续传动条件

这种切齿方法简单，不需专用机床。但生产率低，精度差，故仅适用于单件生产及精度要求不高的齿轮加工。

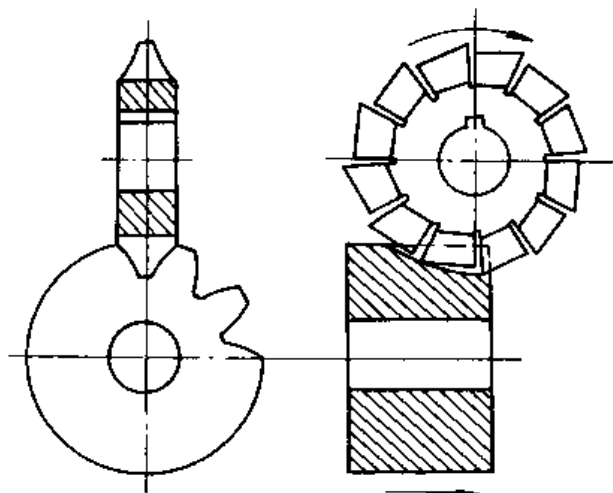


图 9-7 盘铣刀切齿

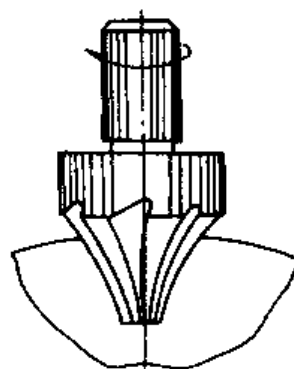


图 9-8 指状铣刀切齿

## (二) 展成法

这是目前齿轮加工中最常用的一种方法。它是利用一对齿轮（或齿轮与齿条）互相啮合时，其共轭齿廓互为包络线的原理来切齿的。如果把其中一个齿轮（或齿条）做成刀具，就可以切制出与它共轭的渐开线齿廓。用展成法切齿常用的刀具有：齿轮插刀、齿条插刀和齿轮滚刀。

### 1. 齿轮插刀

图 9-9a 所示为用齿轮插刀切削齿轮的情况。齿轮插刀的外形就像一个具有刀刃的外齿轮，刀具顶部比正常齿高出  $c^*m$ ，以便切出顶隙部分。插齿时，插刀沿轮坯轴线方向作往复切削运动，同时，插齿机的传动系统严格保证插齿刀与轮坯之间的啮合运动关系（见图 9-9b），直至全部齿槽切削完毕。

因插齿刀的齿廓是渐开线，所以插制的齿轮齿廓也是渐开线。根据正确啮合条件，被加工齿轮的模数和压力角必定与插齿刀的模数和压力角相同。通过改变插齿刀与轮坯的传动比，即可用同一把插齿刀加工出模数和压力角相同而齿数不同的齿轮。

### 2. 齿条插刀

用齿条插刀切齿是模仿齿轮与齿条的啮合过程，把刀具做成条状，如图 9-10 所示。齿条插刀的顶部比传动用的齿条高出  $c^*m$ ，以便切出传动时的顶隙部分。

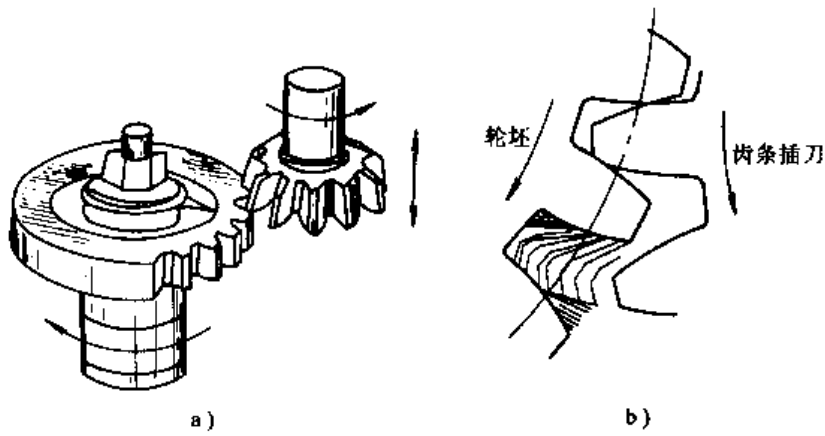


图 9-9 齿轮插刀切齿

在切制标准齿轮时，应使轮坯沿径向进给至刀具分度线与轮坯分度圆相切并保持纯滚动。这样切制成的齿轮，分度圆齿厚与分度圆齿槽宽相等，且模数和压力角与刀具的模数和压力角相同。

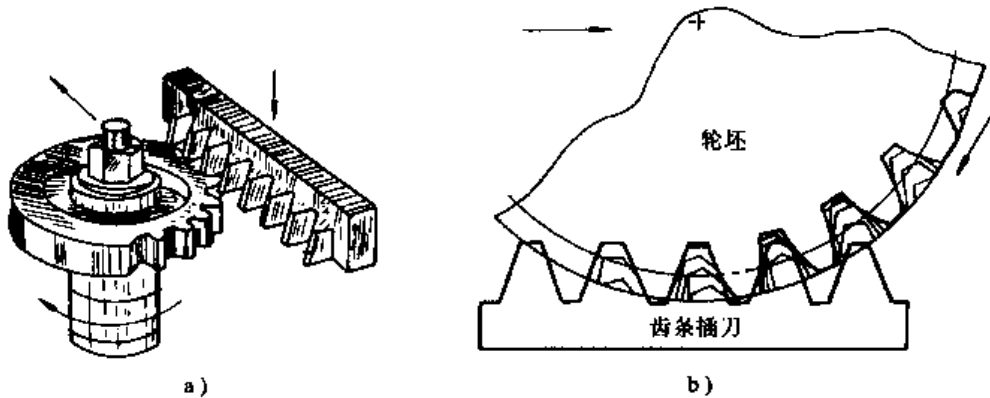


图 9-10 齿条插刀切齿

### 3. 齿轮滚刀

图 9-11a 所示为用齿轮滚刀在滚齿机上加工齿轮时的情况。滚刀的外形类似沿纵向开了沟槽的螺旋，其轴向截面齿形与齿条插刀相同，滚刀绕其轴线的转动相当于齿条的移动。因此，滚齿加工的切齿过程是连续的，生产率比插齿高，故这种加工方法应用最为广泛。

齿轮滚刀除转动外，还沿轮坯的轴向作进给运动，以便切出整个齿宽。在滚切齿轮时，为了使滚刀齿螺旋线方向与被切轮齿方向一致，安装时，应使滚刀轴线与轮坯端面倾斜一个其值等于滚刀螺旋升角  $\gamma$  的角度，如图 9-11b 所示。

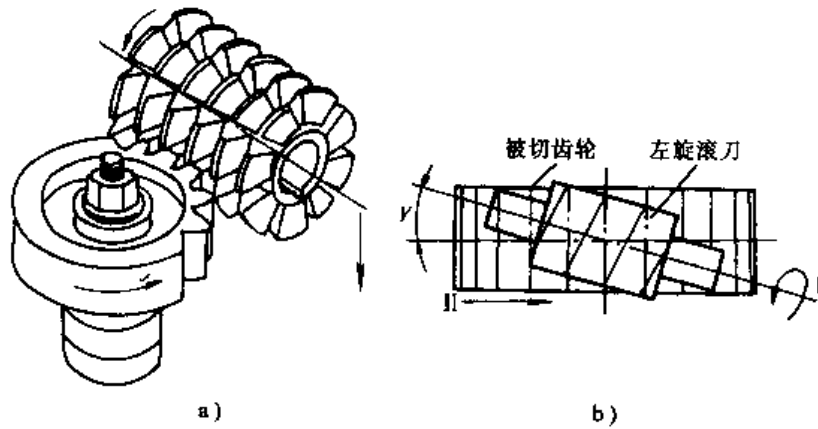


图 9-11 齿轮滚刀切齿

## 二、根切现象及最少齿数

### (一) 根切现象

当传动比和模数一定时，为了减小齿轮传动的尺寸和重量，可选用齿数  $z_1$  较少的小齿轮，从而使大齿轮的齿数  $z_2$  随之减少。但是，当用展成法加工渐开线齿轮时，若齿数过少，刀刃将会把轮齿根部的渐开线齿廓切去一部分，如图 9-12 所示，这种现象称为齿轮的根切现象。产生根切的原因是此时刀具齿顶线超过  $N_1$  点。根切使齿轮的齿根弯曲强度降低，实际啮合线变短，重合度降低，影响了传动的平稳性。因此在设计齿轮时应设法避免根切现象的产生。

### (二) 标准齿轮无根切的最少齿数

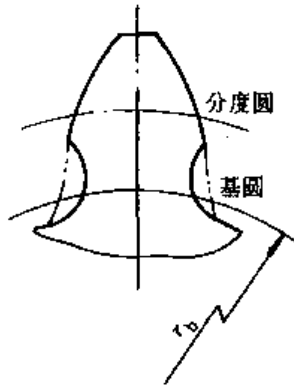


图 9-12 齿轮根切

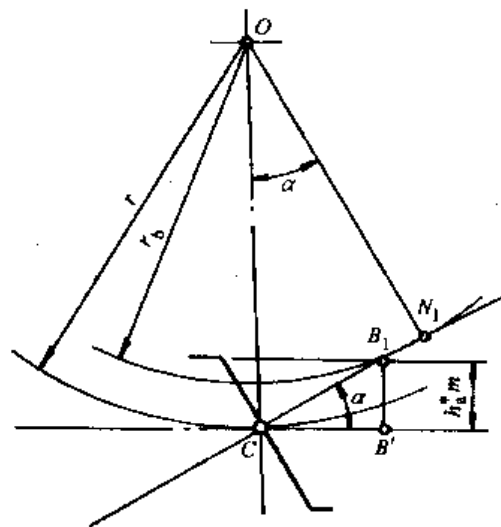


图 9-13 最少齿数

标准齿轮不产生根切的最少齿数  $z_{\min} = 17$ 。若允许略有根切，正常齿标准齿轮的实际最少齿数可取 14。

标准齿轮是否发生根切，取决于啮合线与被加工齿轮基圆的切点  $N_1$ （见图 9-13）的位置是否在齿条顶线之内。由图可知， $N_1$  点的位置与轮坯基圆半径  $r_b$  有关；由于  $r_b = r \cos \alpha = \frac{mz}{2} \cos \alpha$ ，而被切齿轮的模数  $m$  及压力角  $\alpha$  均与刀具相同，所以  $N_1$  点的位置将取决于被切齿轮的齿数  $z$ 。由图可知，要避免根切，应使

$$CN_1 \geq CB_1$$

由  $\triangle CN_1O$  知

$$CN_1 = r \sin \alpha = \frac{mz}{2} \sin \alpha$$

由  $\triangle CB_1B_1'$  知

$$CB_1 = \frac{h_a^* m}{\sin \alpha}$$

得到

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

对于标准直齿圆柱齿轮，其  $h_a^* = 1$ ， $\alpha = 20^\circ$ ，不产生根切的最小齿数为

$$z_{\min} = \frac{2h_a^*}{\sin^2 \alpha} = \frac{2 \times 1}{\sin^2 20^\circ} \approx 17$$

## 第七节 齿轮传动的精度

凡有齿轮传动的机器，其工作性能、承载能力及使用寿命都和齿轮的制造精度有关。如精度过低，会影响齿轮传动的质量和寿命；若精度过高，又会增加制造成本。因此，在设计齿轮传动时，应根据其具体工作情况合理选择齿轮的精度等级。

### 一、齿轮传动的精度等级及其选择

GB/T 10095.1—2001 标准中规定单个渐开线圆柱齿轮轮齿同侧齿面的精度有 1~12 等级，1 级最高，第 12 级最低。通用机械中齿轮传动常用的精度等级为 6、7、8、9 级。

齿轮副中两个齿轮的精度等级一般取成相同。

齿轮的各项精度指标，按其在使用性能的主要影响可划分为 3 个公差组，如表 9-4 所示。

齿轮的精度等级应根据传动的用途、使用条件、传递的功率、圆周速度及其

他技术要求决定。选择时，先根据齿轮的圆周速度确定第Ⅱ公差组的等级（表9-5），第Ⅰ公差组可比第Ⅱ公差组低一级或同级，第Ⅲ公差组通常与第Ⅱ公差组同级。

表 9-4 不同公差组对传动性能的影响

公差组	对传动性能的主要影响	说 明
I	传递运动的精确度	要准确地传递转速和准确地分度，就要求齿轮在一转范围内传动比的变化（即齿轮在一转范围内实际转角和公称转角之差的总幅度值）不超过一定的限度
II	传动工作的平稳性	要求齿轮在一转中瞬时传动比的变化（即齿轮在一转范围内回转角的全部误差多次重复的数值）不超过一定的限定，从而减小冲击、振动和噪声
III	载荷分布的均匀性	要求齿轮传动中齿面有一定的接触面积（即接触斑点的大小），接触面积越大，接触精度越高，齿面受载越均匀，不致引起过早磨损或其他失效

表 9-5 齿轮第Ⅱ公差组精度等级与圆周速度的关系

齿的形式	硬度 (HBS)	第Ⅱ公差组精度等级			
		6	7	8	9
		圆周速度/(m·s <sup>-1</sup> )			
直齿	≤350	≤18	≤12	≤6	≤4
	>350	≤15	≤10	≤5	≤3
斜齿	≤350	≤36	≤25	≤12	≤8
	>350	≤30	≤20	≤9	≤6

锥齿轮的精度按 GB/T 11365—1989 标准规定，其含义、内容及选择方法可参阅设计手册。

## 二、齿轮副的侧隙

齿轮啮合时，非工作齿面间有一定间隙，此间隙称为齿侧间隙，这个侧隙对于贮藏润滑油，补偿齿轮传动受力后的弹性变形及热膨胀，以及补偿齿轮及齿轮传动装置其他元件的制造误差及装配误差均是必需的，否则齿轮在传动过程中可能出现卡死或烧伤。

侧隙量的大小按齿轮工作条件决定，与精度等级无关。标准中规定在固定中心距极限偏差的情况下，通过改变齿厚偏差的大小而获得不同的最小侧隙。齿厚偏差的确定，可采用类比法或参考设计手册中的有关推荐资料。



在齿轮工作图上，应标注齿轮的精度等级和齿厚偏差的字母代号。

标注示例：

(1) 8GJ GB/T 10095.1—2001

标注中 8—第 I、II、III 公差组的精度等级

G—齿厚上偏差

J—齿厚下偏差

(2) 8-7-7HK GB/T 10095.1—2001

标注中 8—第 I 公差组的精度等级

7—第 II、III 公差组的精度等级

H—齿厚上偏差

K—齿厚下偏差

## 第八节 齿轮的失效形式及齿轮传动的设计准则

为使设计的齿轮传动在预期寿命内不产生任何形式的失效而正常工作，有必要对齿轮失效的形式、原因进行分析，并据此决定齿轮传动的设计准则。

### 一、齿轮的失效形式

齿轮的失效主要产生在轮齿部分，齿轮的轮毂、轮辐等部分很少损坏，其尺寸通常按经验公式设计。轮齿的失效形式有以下五种。

#### 1. 轮齿折断

一对轮齿进入啮合时，在载荷作用下，轮齿相当于悬臂梁，齿根处弯曲应力最大，而且在齿根圆角处尺寸的急剧变化和加工刀痕的存在都会引起应力集中，因此轮齿折断一般均发生在齿根部分。

轮齿折断有两种。一种是疲劳折断。它是由于轮齿齿根部分受到弯曲应力的多次重复作用后，首先在受拉的一侧产生疲劳裂纹。随着裂纹的逐渐发展、扩大，最终引起轮齿疲劳折断（图 9-14a）。另一种是突然折断。用脆性材料（铸铁、淬火钢等）制成的齿轮，在短时过载或受到冲击载荷的轮齿，当其齿根受到的弯曲应力超过其极限应力时，将会引起突然折断。

齿宽较小的直齿圆柱齿轮往往产生全齿折断。齿宽较大的直齿圆柱齿轮，如载荷沿齿宽分布不均，出现局部偏载时，则产生局部折断。对于斜齿圆柱齿轮，由于齿面接触线倾斜的缘故，其轮齿通常也产生局部折断（图 9-14b）。

#### 2. 齿面点蚀

齿轮工作时，齿面受脉动循环变应力作用，经多次重复后，首先在齿面产生细微的疲劳裂纹。随着应力循环次数增多，裂纹逐渐蔓延、扩展而导致齿面上的小块金属剥落，形成疲劳剥坑，称为齿面点蚀（图 9-15）。点蚀发生后，破坏

了齿轮的正常工作，引起振动和噪声。实践表明，疲劳点蚀首先出现在节线附近的齿根表面处。高、中速的软齿面闭式齿轮传动的主要失效形式是疲劳点蚀。在开式齿轮传动中，由于齿面磨损较快，点蚀还来不及出现即被磨损掉，故一般看不到点蚀现象。

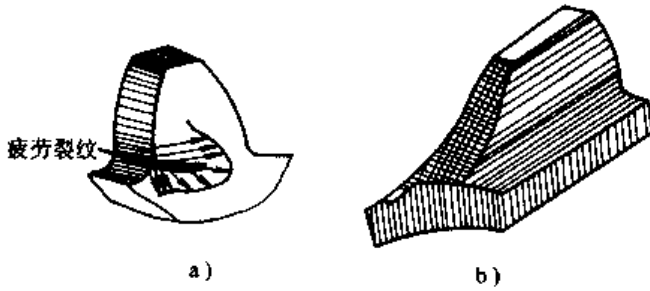


图 9-14 轮齿折断  
a) 疲劳折断 b) 局部折断

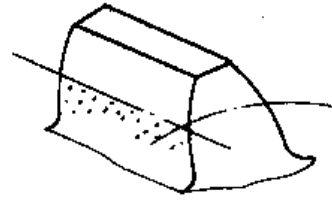


图 9-15 齿面点蚀

提高齿面硬度、增大润滑油的粘度及减小动载荷等，都可以提高齿面的抗点蚀能力。

### 3. 齿面胶合

在高速重载的齿轮传动中，由于齿面间压力大，相对滑动速度高，因而发热量大，使啮合区温度增高而引起润滑失效，相啮合两齿面金属直接接触并在瞬间相互粘连，齿轮继续转动时，较软齿面上的金属沿滑动方向被撕出沟纹，称为齿面胶合（图 9-16）。载荷越大，相对滑动速度越高，越容易发生胶合。在低速重载传动中，由于齿面间压力大，不易形成油膜，也可能产生胶合。

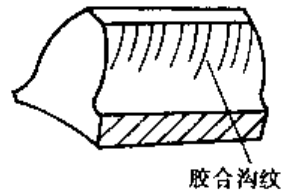


图 9-16 齿面胶合

采用粘度较大的润滑油（低速重载传动）或含抗胶合添加剂的润滑油（高速重载传动）以及提高齿面硬度和降低齿面粗糙度等都可以提高齿面的抗胶合能力。

### 4. 齿面磨损

轮齿的齿面磨损有两种。一种是磨粒磨损。它是由于砂粒、金属屑等硬质颗粒掉入啮合面而产生的磨损。磨损后的齿廓失去正确形状（图 9-17），侧隙增大，使运转中产生冲击和噪声，严重时，因齿厚过度减薄而折断。这种磨损是开式齿轮传动的主要失效形式。另一种是磨合磨损。它是由于齿面间的相互摩擦而产生的磨

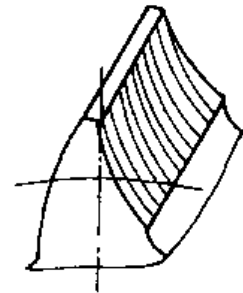


图 9-17 齿面磨损

损。对于新齿轮，可经磨合磨损减小齿面的表面粗糙度值。但磨合后应及时更换齿轮箱内的润滑油，以免发生磨粒磨损。

保持良好的润滑和密封，合理提高齿面硬度和质量，采用闭式传动，是防止磨损的有效措施。

### 5. 齿面塑性变形

齿面较软的齿轮，当受重载或严重过载时，齿面表层的金属可能沿摩擦力的方向产生塑性流动而失去正确齿形，称为齿面塑性变形。这种失效主要产生在低速和起动、过载频繁的齿轮传动中。

适当提高齿面硬度和润滑油的粘度，减小接触应力，可防止和减轻齿面的塑性变形。

## 二、齿轮传动的设计准则

齿轮的失效形式虽多种多样，但在某一具体使用场合这些失效形式并不同时发生。轮齿究竟产生哪种失效，主要取决于齿轮材料的齿面硬度和具体工作条件。因此，齿轮传动的设计准则取决于轮齿可能出现的失效形式。在一般闭式齿轮传动中，轮齿的主要失效形式是齿面疲劳点蚀和齿根弯曲疲劳折断，所以目前应用最普遍也是最成熟的设计准则是，针对齿面点蚀和齿根弯曲折断进行的齿面接触疲劳强度及齿根弯曲疲劳强度计算。开式齿轮传动的主要失效形式是齿面的磨损和轮齿的弯曲疲劳折断。但当前针对磨损的计算方法尚不完善，因此只进行齿根弯曲疲劳强度计算，并通过适当增大模数以考虑过度磨损的影响。

## 第九节 齿轮常用材料及热处理

对齿轮材料的基本要求是：齿面要硬，齿心要韧。在选择齿轮材料和热处理方法时，主要应根据齿轮传动的工作条件以及对结构尺寸、重量、经济性等方面的要求来确定。制造齿轮最常用的材料是锻钢，其次是铸钢、铸铁，在某些情况下也采用非金属材料。

常用齿轮材料及其力学性能如表 9-6 所示。

齿轮的热处理主要采用下列方法：

(1) 表面淬火 承受中等冲击载荷的齿轮需进行表面淬火处理。热处理后由于齿轮心部未淬硬，故具有一定的冲击韧性，且齿面接触强度高，耐磨性好。淬火后齿形变化不大，一般可不磨齿。表面淬火齿轮常用的材料有 45 钢和 40Cr，齿面硬度可达 50~55HRC。

(2) 渗碳淬火 冲击载荷很大时，需采用渗碳淬火齿轮。其材料为低碳钢或低碳合金钢。渗碳淬火后的轮齿变形相对较大，一般都要磨齿。但齿面接触强度高，耐磨性好，轮心具有较高的冲击韧性。齿面硬度可达 56~62HRC。

表 9-6 齿轮常用材料及其力学性能

材 料	热处理方法	力学性能/MPa		硬 度		特 性 及 应 用
		$\sigma_b$	$\sigma_s$	HBS	HRC (表面淬火)	
45	正火	580	290	162~217	40~50	用于不宜调质和淬火的大齿轮
	调质	650	380	217~255		
35SiMn 42SiMn	调质	750	450	217~269	45~55	齿轮调质后强度及韧性均较好, 适用于中、低速中载的一般齿轮传动(如一般减速器), 调质后表面淬火的硬齿面可以大大提高齿面承载能力, 适用于中速、中载的主传动齿轮, 如机床主传动箱齿轮等
40MnB	调质	750	500	241~4286	45~55	
35CrMo	调质	700	500	207~269	45~55	
40Cr	调质	700	500	241~286	48~55	
20Cr	渗碳淬火	637	392		56~62	
20CrMnTi	渗碳淬火	1080	834		56~62	渗碳淬火后齿面硬度高, 耐冲击性能好, 适用于汽车、拖拉机等有冲击载荷的主传动
38CrMoAlA	调质、渗氮	1000	850	229	渗氮 >850HV	齿面硬度高, 变形小, 但不耐冲击, 适用于平稳载荷及内齿轮传动
ZG310-570	正火	570	310	163~197		适用于尺寸大、形状复杂、不易锻造的齿轮
ZG340-640	正火	640	340	169~229		
	调质	700	380	241~269		
HT300		300		187~255		铸铁易成形, 成本低, 适用于低速轻载、载荷平稳的齿轮
HT350		350		197~269		
QT500-7	正火	500	320	170~230		在某些场合可替代铸钢使用
QT600-3	正火	600	370	190~270		

(3) 调质和正火 不需高硬度的一般齿轮传动可采用调质或正火的热处理方法。因调质、正火后齿面硬度一般不超过 300HBS, 故可先热处理后切齿。调质多采用中碳钢或中碳合金钢, 正火的主要材料为 Q275、Q295 或中碳钢。这类齿轮在使用中易磨合, 工艺过程简单。

(4) 渗氮 尺寸难于磨削的齿轮如内齿轮常用渗氮处理。这是一种化学热处理方法, 齿面硬度可达 60~62HRC。常用的渗氮钢为 38CrMoAlA。

以上五种热处理方法中, 调质和正火热处理后的齿面硬度 $\leq 350$ HBS, 属软齿面齿轮传动。为使大、小齿轮的寿命接近, 一般使小齿轮齿面硬度高 20~50HBS。表面淬火, 渗碳淬火和渗氮后齿面硬度 $> 350$ HBS, 均属硬齿面齿轮传动。当要求齿轮传动的结构很紧凑时, 可采用硬齿面的组合, 两齿面硬度可相

等，小齿轮齿面硬度也可略高。

## 第十节 标准直齿圆柱齿轮传动的强度计算

### 一、轮齿上的作用力与计算载荷

#### 1. 轮齿上的作用力

为了计算轮齿的强度，设计轴和轴承，需首先分析轮齿上的作用力。

图 9-18a 所示为按标准中心距安装的一对标准直齿圆柱齿轮。如果略去摩擦力，轮齿齿廓在节点  $C$  啮合时相互作用的总压力为法向力  $F_n$ ，其方向沿啮合线  $N_1N_2$ 。  $F_n$  可以分解为  $F_t$  和  $F_r$  两个分力。

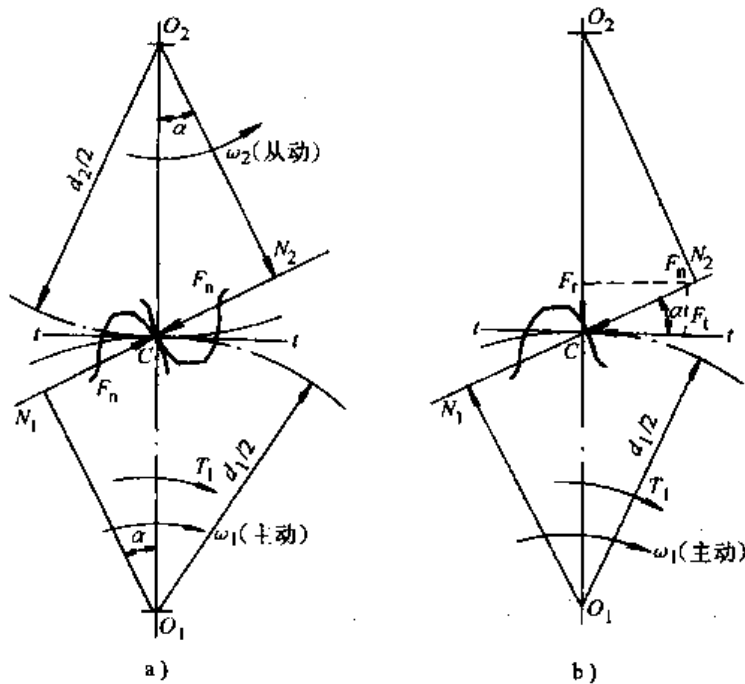


图 9-18 直齿圆柱齿轮作用力分析

$$\text{圆周力} \quad F_t = \frac{2000 T_1}{d_1} \quad (9-4)$$

$$\text{径向力} \quad F_r = F_t \tan \alpha \quad (9-5)$$

$$\text{法向力} \quad F_n = \frac{F_t}{\cos \alpha} \quad (9-6)$$

式中  $T_1$ ——小齿轮传递的转矩， $T_1 = 9550 P_1 / n_1$ ，单位为  $\text{N} \cdot \text{m}$ ；  
 $P_1$ ——小齿轮传递的功率，单位为  $\text{kW}$ ；

$n_1$ ——小齿轮的转速，单位为 r/min；

$d_1$ ——小齿轮的分度圆直径，单位为 mm；

$\alpha$ ——分度圆上的压力角，对标准齿轮， $\alpha = 20^\circ$ 。

圆周力  $F_t$  的方向：主动轮  $F_{t1}$  的方向与其运动方向相反；在从动轮上， $F_{t2}$  的方向与其运动方向相同。径向力  $F_r$  的方向都是通过啮合点指向各自的轮心。

## 2. 计算载荷

根据名义功率求得的法向力  $F_n$  称为名义载荷。设计齿轮传动时，还应考虑到由于原动机和工作机载荷变化产生的外部附加动载荷；由于齿轮制造误差并在啮合过程中产生的内部附加动载荷；以及由于齿轮、轴、轴承和支座等的制造、安装误差和弹性变形，使载荷沿齿宽分布不均匀而产生的偏载荷对齿轮强度的影响，因此设计中应按计算载荷  $F_{nc}$  进行计算。即  $F_{nc} = KF_n$ ，式中  $K$  为载荷系数，一般可取  $K = 1.2 \sim 2$ ，当载荷平稳、精度较高、速度较低、齿轮相对轴承对称布置时取较小值，反之取较大值。对斜齿轮传动取较小值；对直齿轮传动取较大值。

## 二、齿面接触疲劳强度计算

### 1. 接触强度计算依据

两个零件（如齿轮、滚动轴承等）通过点或线接触传递载荷时，接触部分受载后产生弹性变形。接触面积很小且在表面层产生很大的压力，这个压力在其表面层产生的应力称为接触应力，用  $\sigma_H$  表示。这时零件的强度叫接触强度。

由弹性力学知识可知，当两个平行轴圆柱体互相接触并承受载荷  $F_n$  时，其接触线变为一狭长矩形接触面，接触面上的接触应力分布如图 9-19 所示。最大接触应力  $\sigma_H$  发生在接触区的中线上，其值由赫兹（Hertz）公式确定，即

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{F_n/L}{\pi\rho} \frac{1}{\left[\frac{1-\mu_1^2}{E_1} + \frac{1-\mu_2^2}{E_2}\right]}} \quad (9-7)$$

式中  $E_1$ 、 $E_2$ ——两圆柱体的弹性模量，单位为 MPa；

$\mu_1$ 、 $\mu_2$ ——两圆柱体材料的泊松比；

$\rho$ ——综合曲率半径， $\rho = \frac{\rho_1\rho_2}{\rho_2 \pm \rho_1}$ ，式中  $\rho_1$ 、 $\rho_2$  分别表示两圆柱体的

曲率半径，单位为 mm，“+”号用于外接触（图 9-19a），

“-”号用于内接触（图 9-19b）；

$L$ ——接触线长度，单位为 mm。

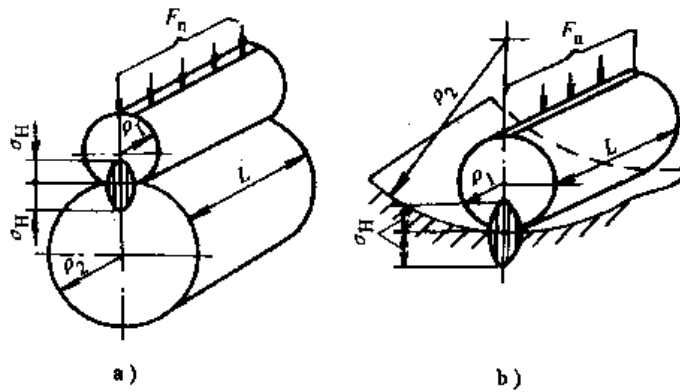


图 9-19 平行轴圆柱体的接触应力

a) 外接触 b) 内接触

则在预期寿命内保证零件表面接触疲劳强度的强度条件为

$$\sigma_H \leq [\sigma_H]$$

式中  $[\sigma_H]$  ——零件的许用接触应力，单位为 MPa。

## 2. 齿面接触疲劳强度计算

齿面接触疲劳强度计算是针对齿面点蚀失效进行的，齿面疲劳点蚀与齿面的接触应力大小有关。由式 (9-7) 可知，两圆柱体在法向力  $F_n$  作用下压紧时，最大接触应力为

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{F_n/L}{\pi \rho} \frac{1}{\left[ \frac{1-\mu_1^2}{E_1} + \frac{1-\mu_2^2}{E_2} \right]}}$$

两齿轮啮合时，可以看作是两圆柱体的接触，其半径等于两齿廓在啮合点处的曲率半径。由渐开线的特性知，齿廓上各点的曲率半径是变化的，但考虑到点蚀多发生在节点附近，且节点附近处一般只有一对轮齿受载，故齿面接触应力按轮齿在节点啮合时计算。

如图 9-20 所示，两轮在节点啮合时，两齿廓在啮合点处的曲率半径分别为

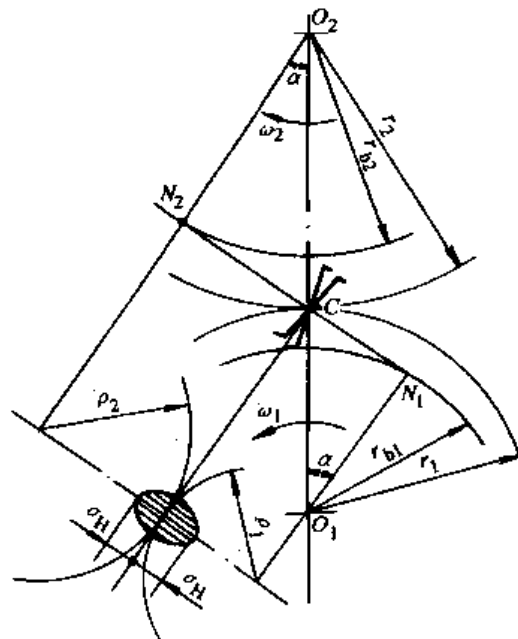


图 9-20 齿面接触强度计算简图

将  $Z_E = 189.8 \sqrt{\text{MPa}}$ 、 $Z_H = 2.5$  代入上式, 可得一对钢制标准直齿圆柱齿轮传动齿面接触疲劳强度验算公式

$$\sigma_H = 21260 \sqrt{\frac{KT_1(u \pm 1)}{bd_1^2 u}} \leq [\sigma_H] \quad (9-8)$$

式中  $[\sigma_H]$ ——许用接触应力, 单位为 MPa。

引入齿宽系数  $\psi_d (\psi_d = b/d_1)$ , 由式(9-8)可得一对钢制标准直齿圆柱齿轮传动齿面接触疲劳强度的设计公式

$$d_1 \geq 766 \sqrt[3]{\frac{KT_1(u \pm 1)}{\psi_d [\sigma_H]^2 u}} \quad (9-9)$$

式中 “+” 号用于外啮合, “-” 号用于内啮合。两轮啮合时, 其接触应力相等, 但许用接触应力不一定相等, 计算时应取两轮中许用接触应力的较小值代人。当配对齿轮材料改变时, 公式中的系数 21260 及 766 应相应改变。

许用接触应力按下式确定

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{Hlim}}{S_{Hmin}} Z_N \quad (9-10)$$

式中  $\sigma_{Hlim}$  为试验齿轮的接触疲劳极限应力 (MPa), 其值可由图 9-21 查得 (图中 ME、MQ、ML 分别表示齿轮材料质量和热处理质量达到很高要求、中等要求、最低要求时的疲劳极限取值线)。

$Z_N$  为接触疲劳强度寿命系数, 用以考虑应力循环次数影响的系数, 其值可由图 9-22 查出。图中齿轮的工作应力循环次数  $N$  可由下式求出

$$N = 60ant \quad (9-11)$$

式中  $a$ ——齿轮每转一圈时, 轮齿同一侧面啮合的次数;

$n$ ——齿轮转速, 单位为 r/min;

$t$ ——齿轮总的工作小时数, 单位为 h。

$S_{Hmin}$  为接触疲劳强度的最小安全系数。一般传动取  $S_{Hmin} = 1 \sim 1.1$ , 重要传动取  $S_{Hmin} = 1.25 \sim 1.6$ 。

### 三、齿根弯曲疲劳强度计算

齿根弯曲疲劳强度计算针对轮齿折断失效。

#### 1. 弯曲强度计算依据

假设只有一对齿啮合, 当载荷作用于齿顶时, 轮齿可视为宽度为  $b$  的悬臂梁。按悬臂梁理论, 在齿根危险截面产生的弯曲应力最大。若最大弯曲应力用  $\sigma_F$  (MPa) 表示, 许用弯曲应力用  $[\sigma_F]$  (MPa) 表示, 则在预期寿命内保证齿根弯曲疲劳强度的强度条件为

$$\sigma_F \leq [\sigma_F]$$



将  $Z_E = 189.8 \sqrt{\text{MPa}}$ 、 $Z_H = 2.5$  代入上式, 可得一对钢制标准直齿圆柱齿轮传动齿面接触疲劳强度验算公式

$$\sigma_H = 21260 \sqrt{\frac{KT_1(u \pm 1)}{bd_1^2 u}} \leq [\sigma_H] \quad (9-8)$$

式中  $[\sigma_H]$ ——许用接触应力, 单位为 MPa。

引入齿宽系数  $\psi_d (\psi_d = b/d_1)$ , 由式(9-8)可得一对钢制标准直齿圆柱齿轮传动齿面接触疲劳强度的设计公式

$$d_1 \geq 766 \sqrt[3]{\frac{KT_1(u \pm 1)}{\psi_d [\sigma_H]^2 u}} \quad (9-9)$$

式中 “+” 号用于外啮合, “-” 号用于内啮合。两轮啮合时, 其接触应力相等, 但许用接触应力不一定相等, 计算时应取两轮中许用接触应力的较小值代人。当配对齿轮材料改变时, 公式中的系数 21260 及 766 应相应改变。

许用接触应力按下式确定

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{Hlim}}{S_{Hmin}} Z_N \quad (9-10)$$

式中  $\sigma_{Hlim}$  为试验齿轮的接触疲劳极限应力 (MPa), 其值可由图 9-21 查得 (图中 ME、MQ、ML 分别表示齿轮材料质量和热处理质量达到很高要求、中等要求、最低要求时的疲劳极限取值线)。

$Z_N$  为接触疲劳强度寿命系数, 用以考虑应力循环次数影响的系数, 其值可由图 9-22 查出。图中齿轮的工作应力循环次数  $N$  可由下式求出

$$N = 60ant \quad (9-11)$$

式中  $a$ ——齿轮每转一圈时, 轮齿同一侧面啮合的次数;

$n$ ——齿轮转速, 单位为 r/min;

$t$ ——齿轮总的工作小时数, 单位为 h。

$S_{Hmin}$  为接触疲劳强度的最小安全系数。一般传动取  $S_{Hmin} = 1 \sim 1.1$ , 重要传动取  $S_{Hmin} = 1.25 \sim 1.6$ 。

### 三、齿根弯曲疲劳强度计算

齿根弯曲疲劳强度计算针对轮齿折断失效。

#### 1. 弯曲强度计算依据

假设只有一对齿啮合, 当载荷作用于齿顶时, 轮齿可视为宽度为  $b$  的悬臂梁。按悬臂梁理论, 在齿根危险截面产生的弯曲应力最大。若最大弯曲应力用  $\sigma_F$  (MPa) 表示, 许用弯曲应力用  $[\sigma_F]$  (MPa) 表示, 则在预期寿命内保证齿根弯曲疲劳强度的强度条件为

$$\sigma_F \leq [\sigma_F]$$

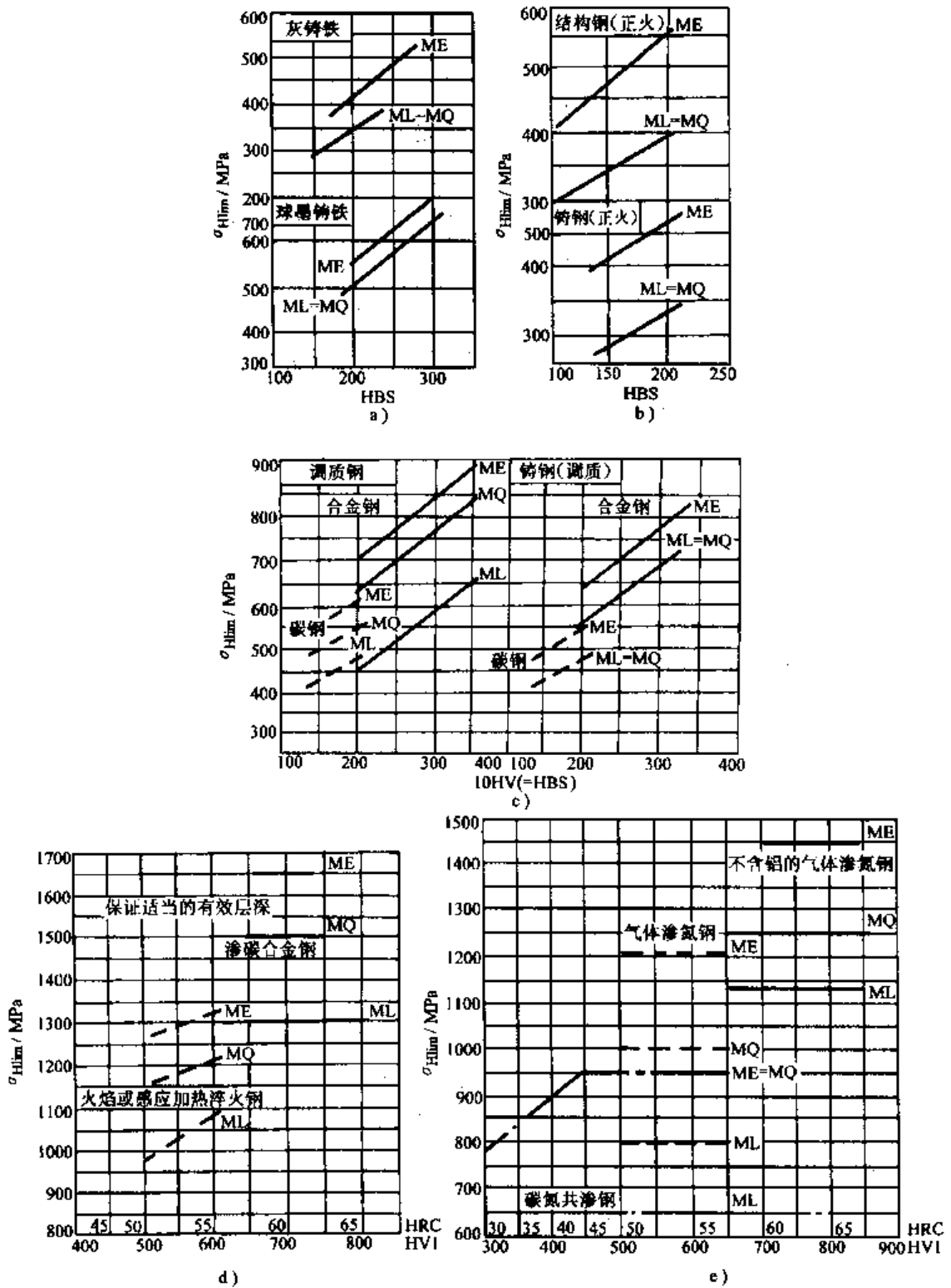


图 9-21 试验齿轮的接触疲劳极限  $\sigma_{Hlim}$

- a) 铸铁 b) 正火处理的结构钢和铸钢 c) 调质处理的碳钢、合金钢及铸钢  
 d) 渗碳淬火钢和表面硬化(火焰或感应加热淬火)钢 e) 渗氮钢和碳氮共渗钢

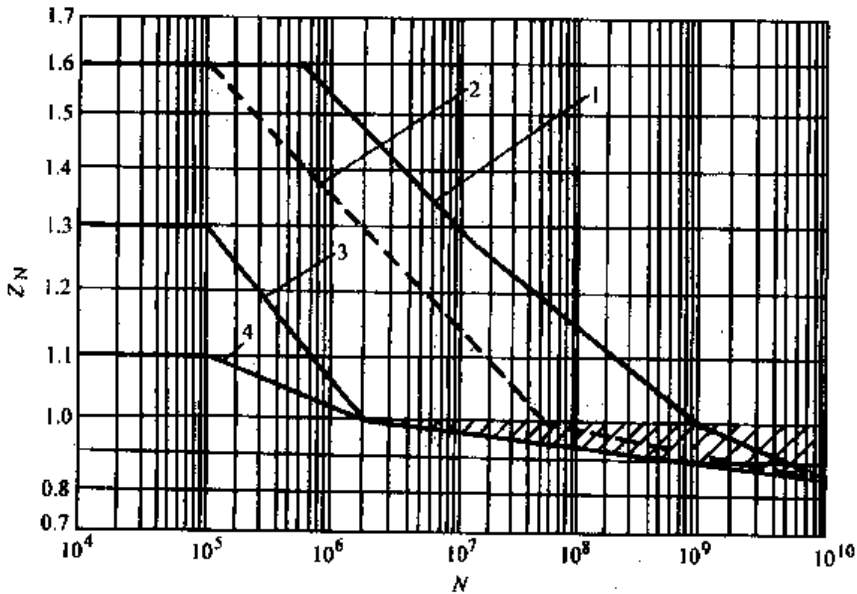


图 9-22 接触疲劳寿命系数  $Z_N$

1—结构钢，调质钢，珠光体、贝氏体球墨铸铁，珠光体黑色可锻铸铁，渗碳淬火的渗碳钢（允许一定点蚀） 2—结构钢，调质钢，渗碳淬火钢，火焰或感应加热淬火钢，珠光体、贝氏体球墨铸铁，珠光体可锻铸铁 3—灰铸铁，铁素体球墨铸铁，渗氮的渗氮钢，调质钢，渗碳钢 4—碳氮共渗的调质钢和渗碳钢

齿根危险截面的位置用  $30^\circ$ 切线法确定。作与轮齿对称中线成  $30^\circ$  夹角的两直线与齿根圆角过渡曲线相切，连结两切点的齿厚即为齿根危险截面的齿厚，用  $S_{Fa}$  表示，如图 9-23 所示。

2. 齿根弯曲疲劳强度计算

图 9-23 所示为轮齿的受力情况。 $F_n$  与轮齿对称中线垂线的夹角为  $\alpha_{Fa}$ ，将  $F_n$  移至轮齿的对称线，并分解为两个分力， $F_n \cos \alpha_{Fa}$  使齿根产生弯曲应力， $F_n \sin \alpha_{Fa}$  使齿根受压应力。通常略去压应力的影响，仅按弯曲应力进行计算。假设弯曲力臂为  $h_{Fa}$ ，并引入载荷系数  $K$ ，则当载荷作用于齿顶时，危险截面处的弯曲应力为

$$\sigma_F = \frac{M}{W} = \frac{KF_n \cos \alpha_{Fa} h_{Fa}}{bS_{Fa}^2}$$

$$= \frac{6KF_n h_{Fa} \cos \alpha_{Fa}}{bS_{Fa}^2}$$

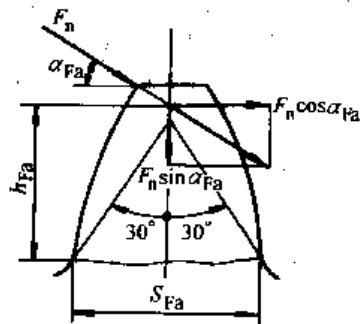


图 9-23 齿根弯曲强度计算简图

将  $F_n = F_t / \cos\alpha$  代入上式, 并将分子分母同除以模数  $m^2$ , 得

$$\sigma_F = \frac{KF_t}{bm} \frac{6 \left( \frac{h_{Fa}}{m} \right) \cos\alpha_{Fa}}{\left( \frac{S_{Fa}}{m} \right)^2 \cos\alpha}$$

$$Y_{Fa} = \frac{6 \left( \frac{h_{Fa}}{m} \right) \cos\alpha_{Fa}}{\left( \frac{S_{Fa}}{m} \right)^2 \cos\alpha}$$

令

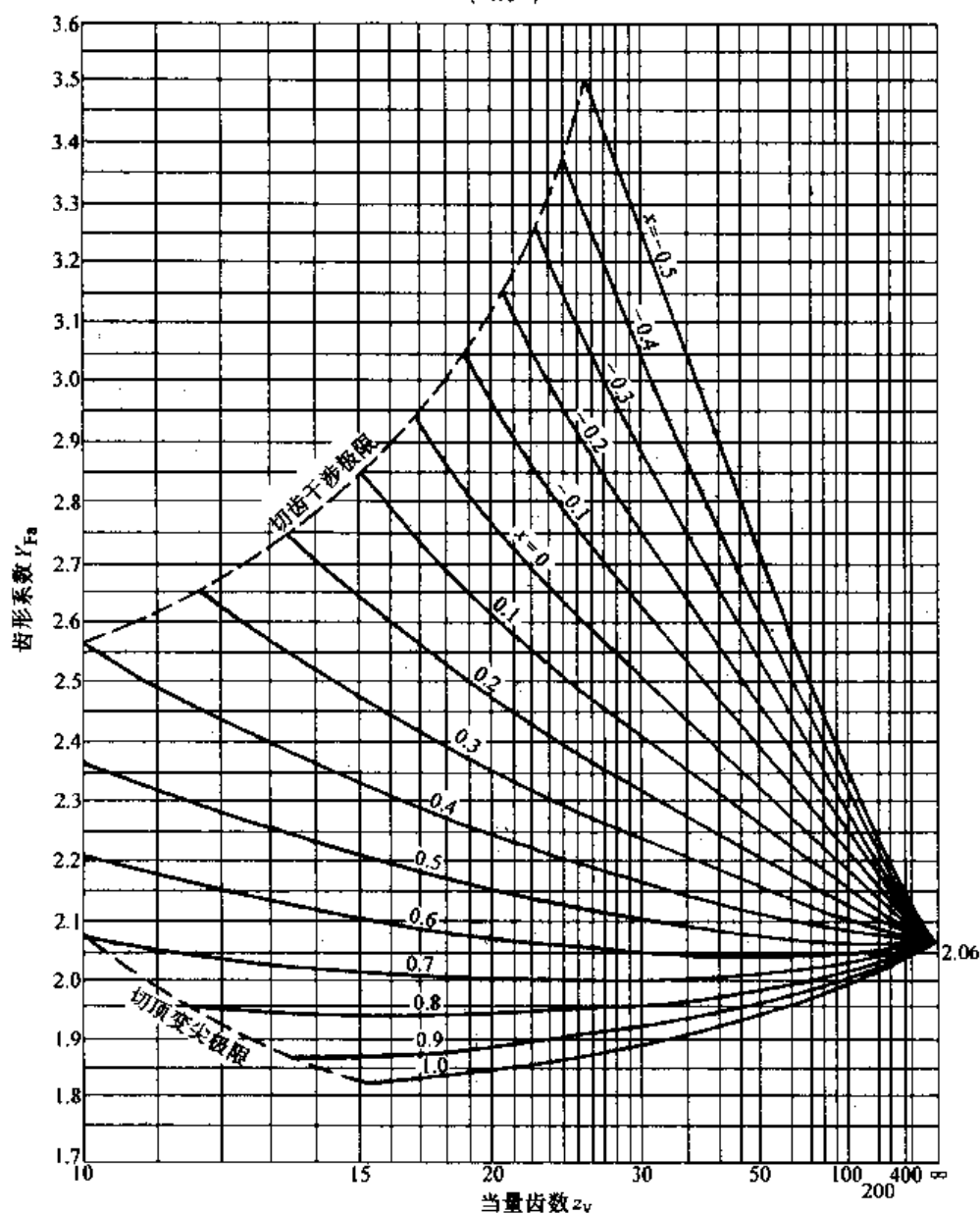


图 9-24 外齿轮齿形系数  $Y_{Fa}$

$Y_{Fa}$ 称为齿形系数，它是考虑法向力作用于齿顶时，齿廓形状对弯曲应力影响的系数。由齿轮尺寸关系知， $h_{Fa}$ 与 $S_{Fa}$ 都和模数成正比，因此 $Y_{Fa}$ 之值仅与齿廓形状有关而与模数无关，对正常齿制的标准齿轮， $Y_{Fa}$ 之值仅与齿数 $z$ 有关，其值可查图9-24。

引入应力修正系数 $Y_{Sa}$ ，可得齿根弯曲疲劳强度的校核公式

$$\sigma_F = \frac{KF_t}{bm} Y_{Fa} Y_{Sa} = \frac{2000KT_1}{bd_1 m} Y_F Y_S \leq [\sigma_F]$$

将 $d_1 = mz_1$ 代入，则

$$\sigma_F = \frac{2000KT_1}{bm^2 z_1} Y_F Y_S \leq [\sigma_F] \quad (9-12)$$

应力修正系数 $Y_{Sa}$ 考虑了齿根圆角引起的应力集中，同时也考虑了齿根危险截面上压应力等其他应力的影响，其值可查图9-25。

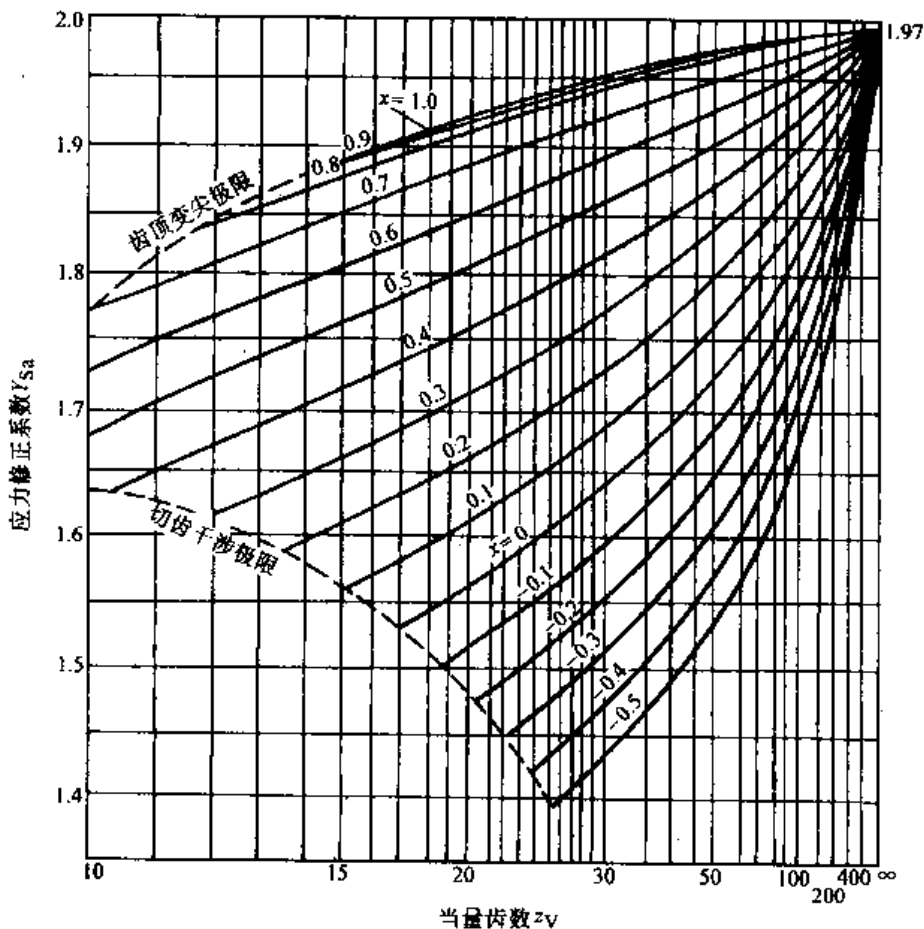


图9-25 外齿轮应力修正系数 $Y_{Sa}$

将齿宽系数  $\psi_d = b/d_1$  代入, 则由式 (9-12) 可得直齿圆柱齿轮传动齿根弯曲疲劳强度的设计公式为

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{2000KT_1 Y_{Fa} Y_{Sa}}{\psi_d z_1^2 [\sigma_F]}} \quad (9-13)$$

通常两轮的齿数比  $u = z_2/z_1 > 1$ , 故  $Y_{Fa1} \neq Y_{Fa2}$ ,  $Y_{Sa1} \neq Y_{Sa2}$ , 两轮材料的许用弯曲应力  $[\sigma_{F1}]$  和  $[\sigma_{F2}]$  也不相同, 用式 (9-12) 校核时, 应分别校核两轮的弯曲强度。由该式可知, 计算弯曲应力时, 除齿形系数  $Y_{Fa}$  与应力修正系数  $Y_{Sa}$  可能不同外, 其他各参数相同, 所以当其中一轮弯曲应力确定后, 另一轮的弯曲应力可按下式求得

$$\sigma_{F2} = \frac{Y_{Fa2} Y_{Sa2}}{Y_{Fa1} Y_{Sa1}} \sigma_{F1} \text{ 或 } \sigma_{F1} = \frac{Y_{Fa1} Y_{Sa1}}{Y_{Fa2} Y_{Sa2}} \sigma_{F2}$$

用式 (9-13) 设计时, 应以两轮中比值  $Y_{Fa} Y_{Sa} / [\sigma_F]$  的大者代入, 求得的模数  $m$  应圆整为标准值。传递动力用的齿轮, 其模数一般不应小于 1.5~2mm, 以免轮齿尺寸过小而有过载折断的危险。

设计开式齿轮传动时, 为补偿因磨损而使轮齿弯曲强度削弱的影响, 通常将计算所得的模数加大 10%~15%, 然后再圆整为标准值。

许用弯曲应力按下式确定

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{Flim} Y_N}{S_{Fmin}} \quad (9-14)$$

式中  $\sigma_{Flim}$  为试验齿轮的齿根弯曲疲劳极限应力 (MPa), 其值由图 9-26 查得, 方法与查  $\sigma_{Hlim}$  相同。图中的  $\sigma_{Flim}$  值已考虑了试验齿轮应力集中的影响。图 9-26 所示为单向弯曲齿即其弯曲应力为脉动循环应力时的  $\sigma_{Flim}$  值 (图中 ME、MQ、ML 意义同前)。对双向弯曲的齿 (如中间轮或行星轮), 其弯曲应力为对称循环应力时应取图示值的 70% 进行计算。

$Y_N$  为弯曲疲劳强度的寿命系数, 是考虑在轮齿弯曲疲劳强度计算中应力循环次数对其影响的系数。 $Y_N$  值按齿轮的应力循环次数  $N$  由图 9-27 查得。齿轮的应力循环次数  $N$  的计算方法同前。

$S_{Fmin}$  为弯曲疲劳强度的最小安全系数。一般传动取  $S_{Fmin} = 1.25$ , 重要传动取  $S_{Fmin} = 1.6 \sim 2$ 。

#### 四、齿轮传动的参数选择

(1) 齿数比  $u$   $u = z_2/z_1$ ,  $u$  值总是大于或等于 1 的。而传动比  $i = \omega_1/\omega_2$ , 其值可大于等于 1 或小于 1。对于用作减速传动的一对齿轮, 则  $u = i$ 。在单级闭式齿轮传动中, 一般取: 直齿  $u \leq 5$ 、斜齿  $u \leq 8$ , 以免传动的尺寸过大。当需要大传动比时, 应采用多级传动。在开式齿轮传动中  $u$  可适当大些。

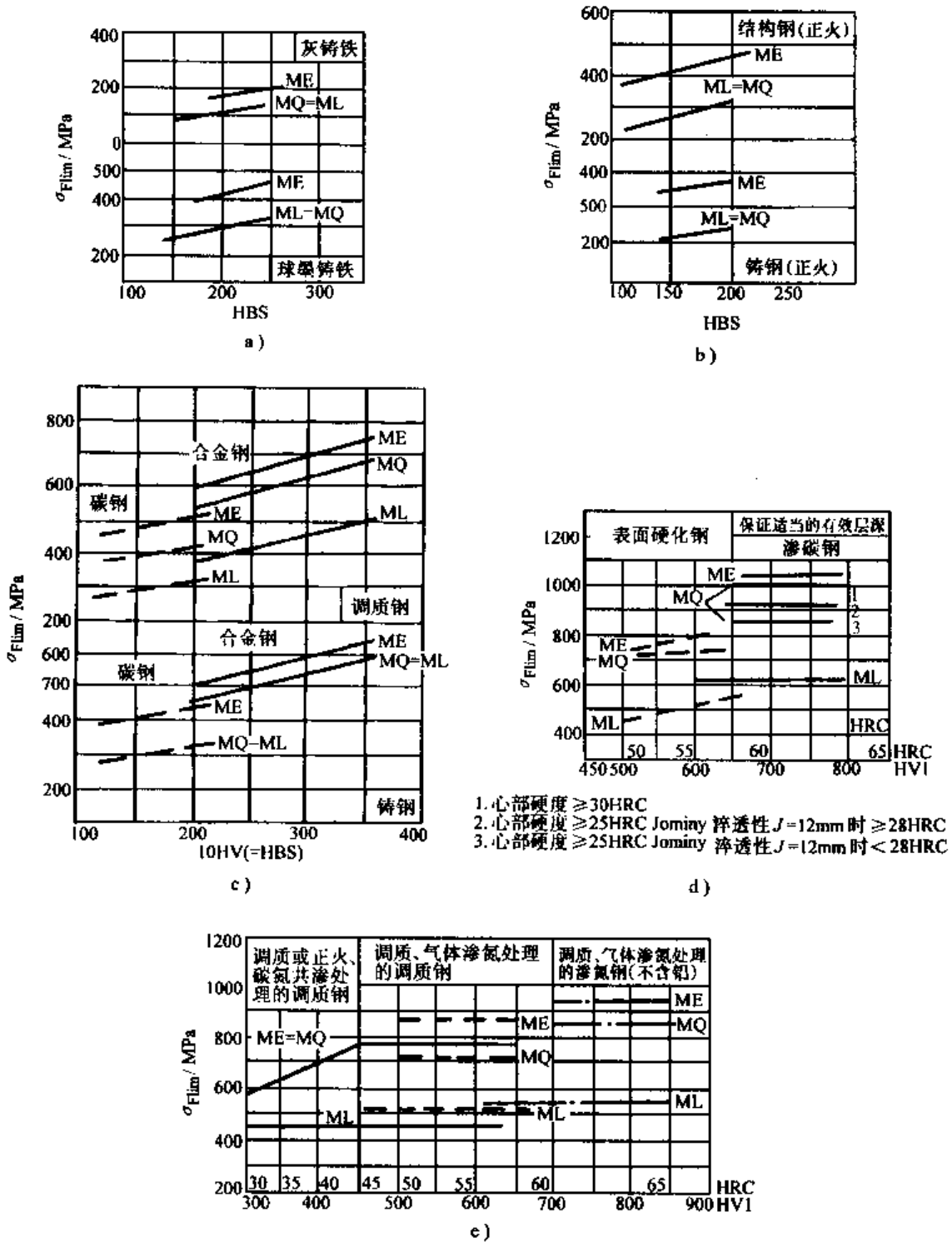


图 9-26 试验齿轮的弯曲疲劳极限  $\sigma_{Fmin}$

- a) 铸铁 b) 正火处理的结构钢和铸钢 c) 调质处理的碳钢、合金钢及铸钢
- d) 渗碳钢和表面硬化(火焰或感应加热淬火)钢 e) 渗氮钢和碳氮共渗钢

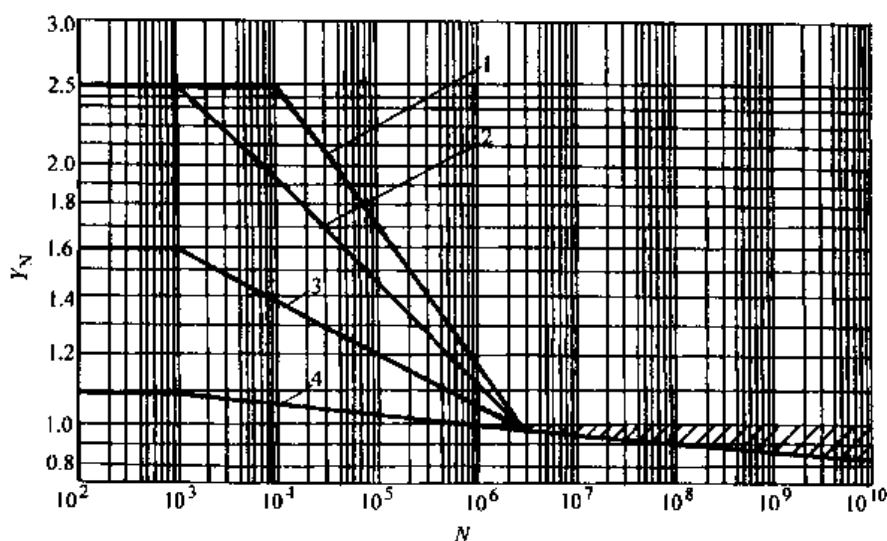


图 9-27 弯曲疲劳寿命系数  $Y_N$

1—调质钢，珠光体、贝氏体球墨铸铁，珠光体黑色可锻铸铁 2—渗碳淬火的渗碳钢，全齿廓火焰或感应表面加热淬火钢，球墨铸铁 3—渗氮的渗氮钢，铁素体球墨铸铁，结构钢，灰铸铁 4—碳氮共渗的调质钢，渗碳钢

(2) 齿数和模数 当齿轮分度圆直径一定时，增加齿数可增大重合度，改善传动的平稳性和载荷分配，同时齿数增加则模数减小，齿轮的齿高和齿顶圆直径都随之减小，能节约材料和减少金属切削量。故在满足弯曲强度的条件下，应选取较多的齿数和较小的模数。

在闭式传动中，可根据计算所得的分度圆直径  $d_1$ ，先定齿数，后定模数。通常取  $z_1 = 20 \sim 40$ ，对软齿面传动，过载不大时，取较大值；对硬齿面传动，过载大时，取较小值。在开式传动中，通常取  $z_1 = 17 \sim 20$ ，既保证轮齿有足够的抗弯能力，又可使传动尺寸不致过大。在高速且胶合危险性大的传动中，通常取  $z_1 \geq 25 \sim 27$ 。

(3) 齿宽系数 在一定载荷下，增大齿宽可减小齿轮直径和传动中心距，并降低圆周速度。但齿宽愈大，载荷沿齿宽分布愈不均匀，因此，必须合理选择齿宽系数  $\psi_d$ ，其值可参考表 9-8 选取。为了便于装配，通常取小齿轮宽度比大齿轮宽度大 5~10mm。

**例 9-2** 设计带式运输机传动方案 I 中单级减速器的一对直齿圆柱齿轮传动。已知： $P_1 = 7.13\text{kW}$ ， $n_1 = 553.85\text{r/min}$ ， $T_1 = 122.86\text{N}\cdot\text{m}$ ， $i = 4.5$ ，单向运转，双班制，设计寿命 10 年（每年工作 300 天）。

**解** 本题为设计一般用途的减速器，故选用软齿面传动。首先按齿面接触强度确定主要参数，然后进行齿根弯曲强度校核，最后计算齿轮的几何尺寸及确定齿轮结构并绘制零件工作图。



表 9-8 齿宽系数  $\psi_d = b/d_1$ 

齿面硬度	齿轮相对于轴承的位置		
	对称布置	非对称布置	悬臂布置
$\leq 350\text{HBS}$	0.8~1.4	0.6~1.2	0.3~0.4
$> 350\text{HBS}$	0.4~0.9	0.3~0.6	0.2~0.25

- 注：1. 软齿面是指两齿轮中只要有一个齿轮的齿面硬度为 $\leq 350\text{HBS}$ ；  
 2. 硬齿面指两轮齿面硬度均为 $> 350\text{HBS}$ ；  
 3. 直齿圆柱齿轮取小值，斜齿轮取大值（人字齿轮可达2）。载荷稳定，轴刚度大时取大值，否则取小值。  
 4. 非金属齿轮  $\psi_d \approx 0.5 \sim 1.2$ 。

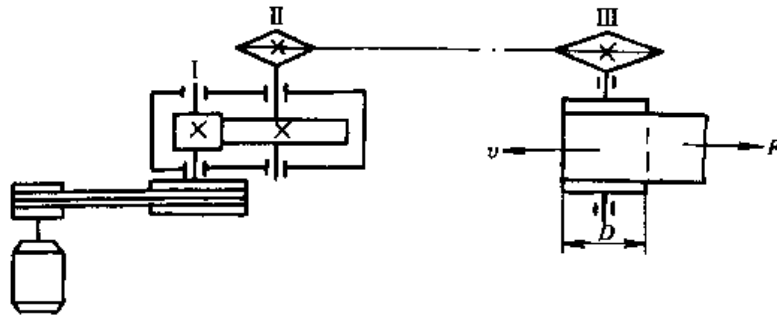


图 9-28 例 9-2 图

### 1. 选择材料

查表 9-6，小齿轮选用 45 钢调质处理，齿面硬度为 217~255HBS，大齿轮选用 45 钢正火处理，齿面硬度为 162~217HBS。计算时小齿轮硬度取 236HBS，大齿轮硬度取 190HBS（小齿轮硬度与大齿轮硬度差为 46HBS 合适）。

### 2. 按齿面接触疲劳强度确定主要参数

由式 (9-9)

$$d_1 \geq 766 \sqrt[3]{\frac{KT_1 (u+1)}{\psi_d [\sigma_H]^2 u}}$$

- 1)  $T_1$ ——小齿轮传递的转矩；已知： $T_1 = 122.86\text{N}\cdot\text{m}$ 。
- 2)  $\psi_d$ ——齿宽系数，查表 9-8，软齿面，对称布置，取  $\psi_d = 1.1$ 。
- 3)  $K$ ——载荷系数，带式运输机载荷较平稳，速度较低，齿轮相对轴承对称布置，取  $K = 1.5$ 。
- 4)  $u$ ——齿数比，对减速运动， $u = i = 4.5$ 。
- 5)  $[\sigma_H]$ ——许用接触应力。

由式 (9-10)

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{Hlim}}{S_{Hmin}} Z_N$$

a.  $\sigma_{Hlim}$ ——试验齿轮的接触疲劳极限应力，由图 9-21c 根据小齿轮齿面硬度 236HBS 查得  $\sigma_{Hlim1} = 590\text{MPa}$ ，根据大齿轮齿面硬度 190HBS 由图 9-21b 查得  $\sigma_{Hlim2} = 380\text{MPa}$ （按图中 MQ 查值）；

b.  $Z_N$ ——接触疲劳寿命系数，由式 (9-11) 计算应力循环次数

$$N = 60ant$$

式中  $a = 1$

$$n_1 = 553.85\text{r/min}$$

$$t = 10 \times 300 \times 8 \times 2 = 48000\text{h}$$

$$N_1 = 60 \times 1 \times 553.85 \times 48000 = 1.6 \times 10^9$$

$$N_2 = \frac{N_1}{i} = \frac{1.6 \times 10^9}{4.5} = 3.5 \times 10^8$$

查图 9-22 得， $Z_{N1} = 0.99$ ， $Z_{N2} = 1.08$ （均按曲线 1 查得）；

c.  $S_{Hmin}$ ——接触疲劳强度的最小安全系数，取  $S_{Hmin1} = S_{Hmin2} = 1$ 。

$$\text{故 } [\sigma_{H1}] = \frac{\sigma_{Hlim1}}{S_{Hmin1}} Z_{N1} = \frac{590\text{MPa} \times 0.99}{1} = 584\text{MPa}$$

$$[\sigma_{H2}] = \frac{\sigma_{Hlim2}}{S_{Hmin2}} Z_{N2} = \frac{380\text{MPa} \times 1.08}{1} = 410\text{MPa}$$

6) 计算小齿轮分度圆直径  $d_1$

$$d_1 \geq 766 \sqrt[3]{\frac{KT_1 (u+1)}{\psi_d [\sigma_H]^2 u}} = 766 \times \sqrt[3]{\frac{1.5 \times 122.86\text{N}\cdot\text{m} (4.5+1)}{1.1 \times (410\text{MPa})^2 \cdot 4.5}} = 81.8\text{mm}$$

7) 初定主要参数

a. 选取齿数 取  $z_1 = 34$ ， $z_2 = uz_1 = 4.5 \times 34 = 153$ ；

b. 计算模数  $m = \frac{d_1}{z_1} = \frac{81.8\text{mm}}{34} = 2.4\text{mm}$ ，取标准模数  $m = 2.5\text{mm}$ ；

c. 计算分度圆直径  $d_1 = mz_1 = 2.5\text{mm} \times 34 = 85\text{mm}$ ；

$$d_2 = mz_2 = 2.5\text{mm} \times 153 = 382.5\text{mm}；$$

d. 计算中心距  $a = \frac{1}{2}(d_1 + d_2) = \frac{1}{2}(85\text{mm} + 382.5\text{mm}) = 233.75\text{mm}$ 。

由于齿轮传动需装入箱体，现求得的中心距为小数，给箱体的加工及测量带来不便，因此需将中心距调整为整数，最好尾数为 0 或 5。方法是将  $z_2$  增加或减少 1~2 个齿。调整后，传动比的误差  $|\Delta| \leq 3\% \sim 5\%$ ，即可满足要求（分度机构除外）。

因此, 重取  $z_2 = 154$ , 则  $a = \frac{2.5\text{mm}}{2} (34 + 154) = 235\text{mm}$ ,  $i_{\text{实}} = \frac{154}{34} =$

$4.529$ ,  $\Delta = \frac{|4.5 - 4.529|}{4.5} = 0.6\%$ ,  $\Delta < 3\%$  满足要求。

故分度圆直径  $d_1 = mz_1 = 2.5\text{mm} \times 34 = 85\text{mm}$

$d_2 = mz_2 = 2.5\text{mm} \times 154 = 385\text{mm}$

齿宽  $b = \psi_d d_1 = 1.1 \times 85\text{mm} = 93.5\text{mm}$  取  $b = 94\text{mm}$ 。

### 3. 校核齿根弯曲疲劳强度

由式 (9-12)

$$\sigma_F = \frac{2000KT_1}{bm^2z_1} Y_{Fa} Y_{Sa} \leq [\sigma_F]$$

1) 由前可知:  $K = 1.5$ ,  $T_1 = 122.86\text{N} \cdot \text{m}$ ,  $b = 94\text{mm}$ ,  $m = 2.5\text{mm}$ ,  $z_1 = 34$ 。

2)  $Y_{Fa}$ ——齿形系数, 由  $z_1 = 34$  查图 9-24, 得  $Y_{Fa1} = 2.46$ 。

由  $z_2 = 154$  查图 9-24, 得  $Y_{Fa2} = 2.14$ 。

3)  $Y_{Sa}$ ——应力修正系数, 由  $z_1 = 34$  查图 9-25, 得  $Y_{Sa1} = 1.65$ 。

由  $z_2 = 154$  查图 9-25, 得  $Y_{Sa2} = 1.85$ 。

4)  $[\sigma_F]$  ——许用弯曲应力, 由式 (9-14)

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{Flim} Y_N}{S_{Fmin}}$$

$\sigma_{Flim}$ ——试验齿轮的齿根弯曲疲劳极限应力, 由图 9-26c 根据小齿轮齿面硬度 236HBS 查得  $\sigma_{Flim1} = 450\text{MPa}$ , 根据大齿轮齿面硬度 190HBS 查图 9-26b 得  $\sigma_{Flim2} = 310\text{MPa}$  (按图中 MQ 查值)。

$Y_N$ ——弯曲疲劳寿命系数, 由  $N_1 = 1.6 \times 10^9$ ,  $N_2 = 3.5 \times 10^8$  查图 9-27, 得  $Y_{N1} = 0.88$ ,  $Y_{N2} = 0.9$ 。

$S_{Fmin}$ ——弯曲疲劳强度的最小安全系数, 取  $S_{Fmin1} = S_{Fmin2} = 1.25$ 。

则  $[\sigma_{F1}] = \frac{\sigma_{Flim1} Y_{N1}}{S_{Fmin1}} = \frac{450\text{MPa} \times 0.88}{1.25} = 317\text{MPa}$

$[\sigma_{F2}] = \frac{\sigma_{Flim2} Y_{N2}}{S_{Fmin2}} = \frac{310\text{MPa} \times 0.9}{1.25} = 223\text{MPa}$

### 5) 校核齿根弯曲疲劳强度

$$\sigma_{F1} = \frac{2000KT_1}{bm^2z_1} Y_{Fa1} Y_{Sa1} = \frac{2000 \times 1.5 \times 122.86\text{N} \cdot \text{m}}{94\text{mm} \times (2.5\text{mm})^2 \times 34} \times 2.46 \times 1.65 = 74.9\text{MPa} < [\sigma_{F1}]$$

$$\sigma_{F2} = \frac{Y_{Fa2} Y_{Sa2}}{Y_{Fal} Y_{Sal}} \sigma_{F1} = \frac{2.14 \times 1.85}{2.46 \times 1.65} \times 74.9 \text{MPa} = 73.1 \text{MPa} < [\sigma_{F2}]$$

故大、小齿轮弯曲疲劳强度满足要求。

#### 4. 确定齿轮的主要几何尺寸

$$z_1 = 34, z_2 = 154, m = 2.5 \text{mm}$$

$$\text{分度圆直径 } d_1 = mz_1 = 2.5 \text{mm} \times 34 = 85 \text{mm}$$

$$d_2 = mz_2 = 2.5 \text{mm} \times 154 = 385 \text{mm}$$

$$\text{齿顶圆直径 } d_{a1} = d_1 + 2m = 85 \text{mm} + 2 \times 2.5 \text{mm} = 90 \text{mm}$$

$$d_{a2} = d_2 + 2m = 385 \text{mm} + 2 \times 2.5 \text{mm} = 390 \text{mm}$$

$$\text{齿根圆直径 } d_{f1} = d_1 - 2.5m = 85 \text{mm} - 2.5 \times 2.5 \text{mm} = 78.75 \text{mm}$$

$$d_{f2} = d_2 - 2.5m = 385 \text{mm} - 2.5 \times 2.5 \text{mm} = 378.75 \text{mm}$$

$$\text{齿宽 } b_2 = b = 94 \text{mm}$$

$$b_1 = b_2 + (5 \sim 10) = 94 \text{mm} + (5 \sim 10) \text{mm} = 99 \text{mm} \sim 104 \text{mm}$$

$$\text{取 } b_1 = 100 \text{mm}$$

$$\text{中心距 } a = \frac{m}{2}(z_1 + z_2) = \frac{2.5 \text{mm}}{2}(34 + 154) = 235 \text{mm}$$

#### 5. 确定齿轮制造精度

$$v = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \times 1000} = \frac{\pi \times 85 \text{mm} \times 553.85 \text{r/min}}{60 \times 1000} = 2.46 \text{m/s}$$

根据  $v = 2.46 \text{m/s}$  由表 9-5 确定齿轮第 II 组精度等级为 8 级, 第 I、III 公差组与 II 组同为 8 级, 并查设计手册确定齿厚偏差, 小齿轮齿厚偏差为 GJ, 在齿轮零件工作图上标记为: 8GJ GB/T 10095.1—2001, 大齿轮齿厚偏差为 HK, 标记为 8HK GB/T 10095.1—2001。

#### 6. 确定齿轮的结构、尺寸并绘制零件工作图 (略)。

## 第十一节 斜齿圆柱齿轮传动

### 一、斜齿圆柱齿轮齿面的形成

斜齿圆柱齿轮齿廓曲面的形成与渐开线直齿圆柱齿轮相似。当一发生面 S 在基圆柱上作纯滚动时, 发生面上一条与基圆柱母线平行的直线 KK 在空间所形成的渐开面是直齿圆柱齿轮的齿廓曲面, 如图 9-29a 所示。而斜齿圆柱齿轮的齿廓曲面, 是发生面上一条与基圆柱母线成  $\beta_b$  角的直线 KK 在空间形成的曲面, 如图 9-29b 所示。这样的曲面又称为渐开线螺旋面, 渐开线螺旋面在齿顶

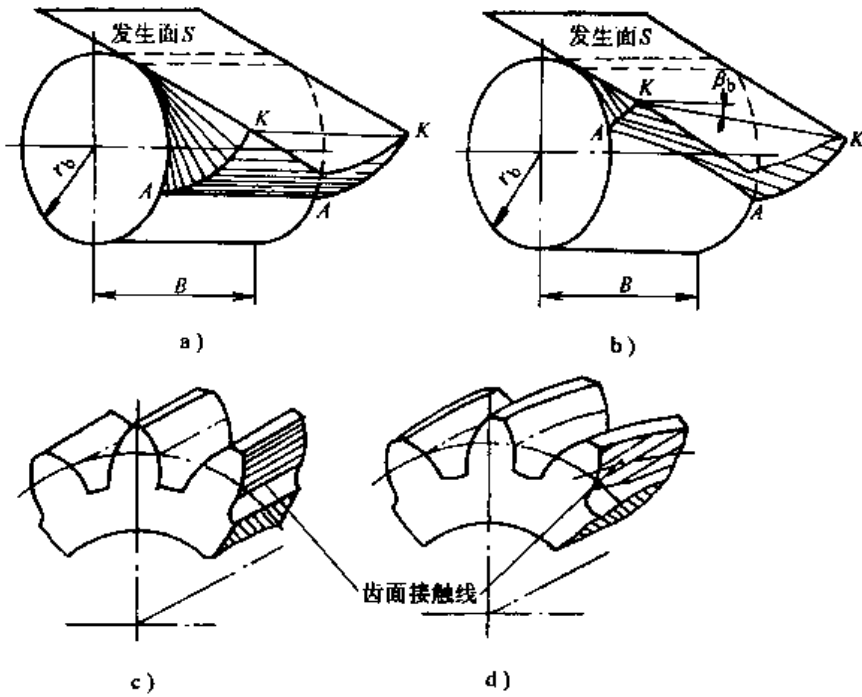


图 9-29 渐开线直齿与斜齿圆柱齿轮齿面的形成及齿面接触线  
 a) 直齿轮齿廓曲面的形成 b) 斜齿轮齿廓曲面的形成  
 c) 直齿轮齿面瞬时接触线 d) 斜齿轮齿面瞬时接触线

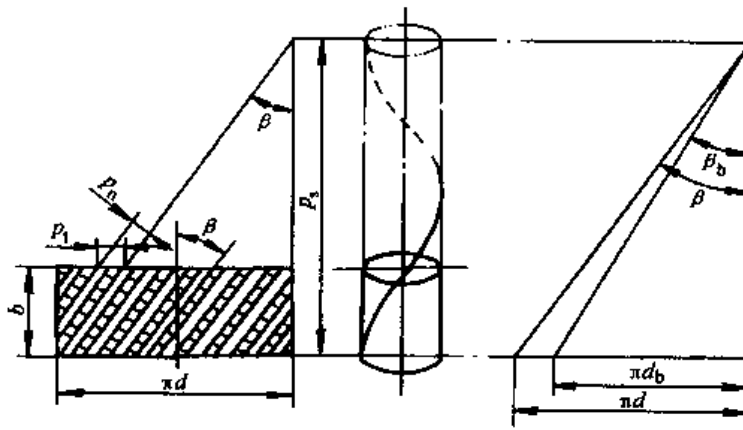


图 9-30 斜齿轮展开图

圆内部分就是斜齿圆柱齿轮的齿廓曲面。该齿廓曲面在其垂直于轴线的平面（端面）内为渐开线，这些渐开线的初始点均在基圆柱的螺旋线  $AA$  上。该齿廓曲面与大于基圆柱直径的任一圆柱面的交线都是螺旋线。各螺旋线上任一点的切线与过该点的圆柱母线的夹角称为该圆柱上的螺旋角。各圆柱上的螺旋角是不相等的（见图 9-30），因此定义其分度圆柱上的螺旋角为斜齿轮的螺旋角，用  $\beta$  表

示。根据螺旋角旋向的不同,又分为右旋斜齿轮和左旋斜齿轮,如图9-31所示。斜齿圆柱齿轮由于轮齿相对其轴线倾斜,所以当一对斜齿圆柱齿轮啮合时,两轮齿廓曲面的瞬时接触线是与轴线倾斜的直线,如图9-29d所示。

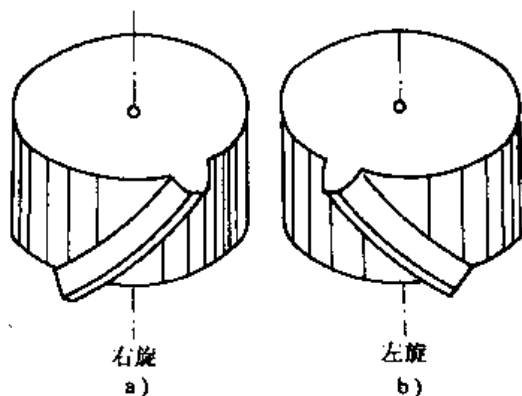


图9-31 斜齿圆柱齿轮的旋向  
a) 右旋 b) 左旋

## 二、斜齿圆柱齿轮的基本参数和几何尺寸计算

### 1. 斜齿圆柱齿轮的基本参数

斜齿轮由于齿的倾斜,其几何参数有端面与法面之分。垂直于齿轮轴线的截面称为端面,而垂直于轮齿方向的截面称法面。斜齿轮的端面与法面上的齿形不同,故用下标 $t$ 和 $n$ 分别表示其端面和法面的参数。

斜齿轮加工时因齿轮刀具沿螺旋齿槽方向进行切削,故其法面齿轮参数( $m_n, \alpha_n, h_{an}^*, c_n^*$ )与刀具相同为标准值。斜齿轮端面参数和法面参数之间的换算关系如下:

$$(1) \text{ 模数 } m \quad m_n = m_t \cos \beta \quad (9-15)$$

$$(2) \text{ 齿高 } h_a \quad h_{an} = h_{at} \text{ (可直接按法面 } h_{an} \text{ 计算)} \quad (9-16)$$

$$(3) \text{ 压力角 } \alpha \quad \tan \alpha_n = \tan \alpha_t \cos \beta \quad (9-17)$$

### 2. 斜齿圆柱齿轮的几何尺寸计算

由于斜齿轮端面上各部分尺寸关系和直齿轮各部分尺寸完全相同,所以斜齿轮的几何尺寸计算,可用直齿轮的几何尺寸计算公式按斜齿轮端面参数计算。渐开线标准斜齿圆柱齿轮的几何尺寸计算式如表9-9所示。

表9-9 外啮合斜齿圆柱齿轮的几何尺寸计算

名称	代号	计算公式
端面模数	$m_t$	$m_t = \frac{m_n}{\cos \beta}$ ( $m_n$ 为法面模数并为标准值,见表9-2)
端面压力角	$\alpha_t$	$\alpha_t = \arctan \frac{\tan \alpha_n}{\cos \beta}$ ( $\alpha_n$ 为标准值 $20^\circ$ )
螺旋角	$\beta$	一般取 $\beta = 8^\circ - 25^\circ$
分度圆直径	$d_1, d_2$	$d_1 = m_t z_1 = \frac{m_n z_1}{\cos \beta}, d_2 = m_t z_2 = \frac{m_n z_2}{\cos \beta}$
齿顶高	$h_a$	$h_a = h_{an}^* m_n = m_n$ ( $h_{an}^*$ 为标准值1)
齿根高	$h_f$	$h_f = (h_{an}^* + c_n^*) m_n = 1.25 m_n$ ( $c_n^*$ 为标准值0.25)

(续)

名称	代号	计算公式
全齿高	$h$	$h = h_n + h_f = 2.25m_n$
顶隙	$c$	$c = h_f - h_n = 0.25m_n$
齿顶圆直径	$d_{a1}, d_{a2}$	$d_{a1} = d_1 + 2m_n, d_{a2} = d_2 + 2m_n$
齿根圆直径	$d_{f1}, d_{f2}$	$d_{f1} = d_1 - 2.5m_n, d_{f2} = d_2 - 2.5m_n$
中心距	$a$	$a = \frac{d_1 + d_2}{2} - \frac{m_t}{2}(z_1 + z_2) = \frac{m_n(z_1 + z_2)}{2\cos\beta}$

### 三、斜齿圆柱齿轮的当量齿轮和当量齿数

斜齿圆柱齿轮传动工作时，轮齿间的力沿其法面进行传递，因此在进行强度计算时应知其法向齿形。要精确求出法向齿形较困难，故通常采用下述的近似齿形代替其法向齿形。

如图 9-32 所示，在斜齿轮的分度圆柱面上，过螺旋线上任意点  $C$ ，作此螺旋线的法向截面，此截面与分度圆柱面的交线为一椭圆。 $C$  点附近的齿形可近似地当作斜齿轮的法向齿形，椭圆在  $C$  点的曲率半径为

$$\rho = \frac{a^2}{b} = \frac{d}{2\cos^2\beta}$$

以  $\rho$  为分度圆半径（即当量齿轮的分度圆半径  $r_v$ ），以斜齿轮的法向模数  $m_n$  为模数，取标准的压力角  $\alpha_n$  作一虚拟的直齿轮，该齿轮称为这个斜齿轮的当量齿轮（当量齿轮的齿形与该斜齿轮的法向齿形相当），其齿数  $z_v$  称为当量齿数

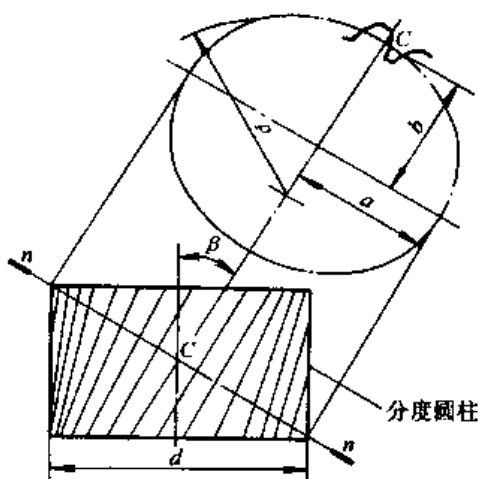


图 9-32 斜齿轮的当量齿轮

$$z_v = \frac{2\rho}{\pi m_n} = \frac{d}{m_n \cos^2\beta} = \frac{m_t z}{m_n \cos^2\beta} = \frac{z}{\cos^3\beta} \quad (9-18)$$

式中  $z$ ——斜齿轮的实际齿数。

正常齿制的标准斜齿圆柱齿轮不发生根切的最少齿数  $z_{\min}$  由下式计算

$$z_{\min} = z_{v\min} \cos^3\beta \quad (9-19)$$

式中  $z_{v\min}$ ——当量齿轮的最少齿数， $z_{v\min} = 17$ 。

### 四、斜齿圆柱齿轮啮合传动

#### (一) 正确啮合条件

$$m_{n1} = m_{n2} = m$$

$$\alpha_{n1} = \alpha_{n2} = \alpha$$

$$\beta_1 = \pm \beta_2$$

式中 “+” ——表示内啮合，两轮旋向相同；

“-” ——表示外啮合，两轮旋向相反；

$m$ 、 $\alpha$  ——标准模数、标准压力角 ( $\alpha = 20^\circ$ )。

## (二) 连续传动条件

如图 9-33a、b 所示分别表示端面尺寸相同的直齿圆柱齿轮和斜齿圆柱齿轮在分度圆柱上啮合面的展开图。由于斜齿轮轮齿的方向与齿轮的轴线成一螺旋角  $\beta$ ，从而使斜齿轮传动的啮合线段增长  $\Delta L = b \tan \beta$ 。若相应的直齿圆柱齿轮传动的重合度为  $\epsilon_a$ ，则斜齿圆柱齿轮传动的重合度  $\epsilon_\gamma$  为

$$\epsilon_\gamma = \epsilon_a + \epsilon_\beta = \epsilon_a + \frac{b \tan \beta}{P_t} = \epsilon_a + \frac{b \sin \beta}{P_n} \quad (9-20)$$

式中  $\epsilon_a$  ——端面重合度，其值等于与斜齿轮端面齿廓及尺寸相同的直齿圆柱齿轮传动的重合度。

$\epsilon_\beta$  ——纵向重合度，由轮齿倾斜而产生的附加重合度，其值随齿宽  $b$  和螺旋角  $\beta$  的增大而增大。因此，斜齿圆柱齿轮比直齿圆柱齿轮更适合于高速大功率传动。

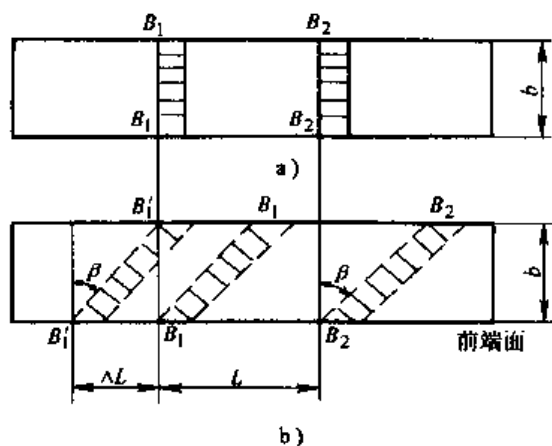


图 9-33 斜齿轮传动的重合度

a) 直齿轮分度圆柱展开图 b) 斜齿轮分度圆柱展开图

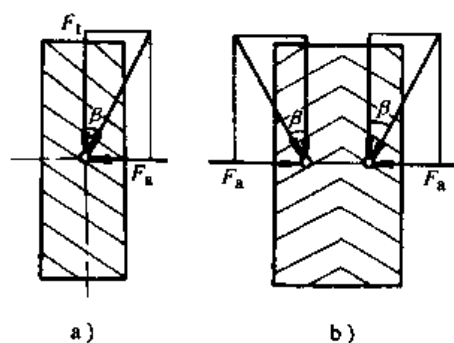


图 9-34 斜齿和人字齿上的轴向力

a) 斜齿轮 b) 人字齿轮

## 五、斜齿圆柱齿轮传动的特点

与直齿圆柱齿轮传动相比较，斜齿轮传动的优点是：

1) 沿齿宽的齿廓接触线是斜线，一对轮齿逐渐进入和逐渐脱开啮合，故传动平稳、噪声小，适用于高速传动。



2) 重合度较大, 承载能力高。

3) 不发生根切的最少齿数小于直齿轮, 故可获得更为紧凑的齿轮机构。

斜齿轮传动的主要缺点是: 由于轮齿倾斜, 受力后会产生轴向分力  $F_a$  (见图 9-34a)。为了克服这一缺点, 可采用人字齿轮 (图 9-34b) 使轴向力互相抵消。但人字齿轮的制造比较复杂, 成本较高, 主要用于重型机械中。

由于斜齿圆柱齿轮具有上述特点, 因此在机械传动中 (尤其是高速、重载的工况) 得到了广泛应用。

## 六、标准斜齿圆柱齿轮传动的强度计算

### 1. 轮齿上的作用力

(1) 力的计算 如图 9-35 所示, 略去齿面间的摩擦力, 作用在斜齿圆柱齿轮轮齿节点  $C$  上的总压力为  $F_n$ ,  $F_n$  在轮齿的法向截面  $n-n$  内。

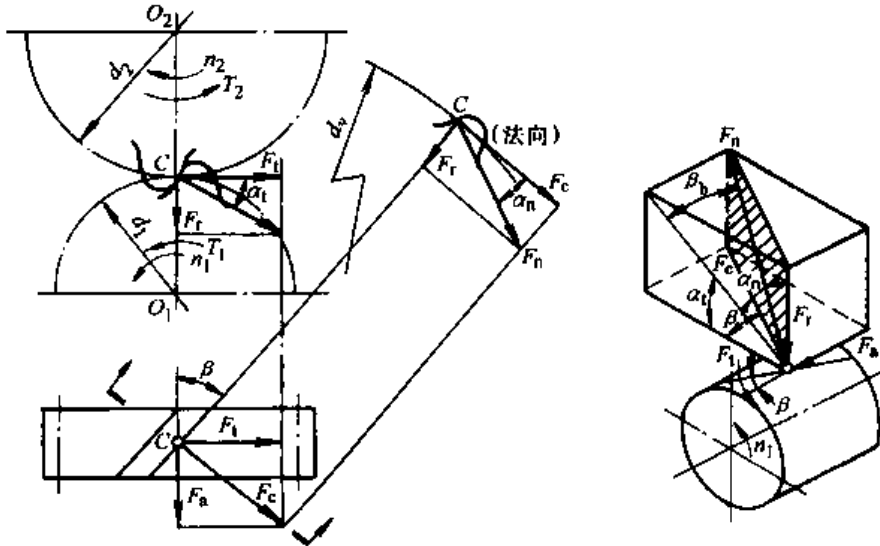


图 9-35 斜齿圆柱齿轮作用力分析

$F_n$  可分解为三个相互垂直的分力, 即

$$\text{圆周力} \quad F_t = \frac{2000 T_1}{d_1} \quad (9-21)$$

$$\text{径向力} \quad F_r = F_c \tan \alpha_n = \frac{F_t}{\cos \beta} \tan \alpha_n \quad (9-22)$$

$$\text{轴向力} \quad F_a = F_t \tan \beta \quad (9-23)$$

$$\text{法向力} \quad F_n = \frac{F_c}{\cos \alpha_n} = \frac{F_t}{\cos \alpha_n \cos \beta} \quad (9-24)$$

式中  $\alpha_n$ ——分度圆法向压力角 (对标准斜齿圆柱齿轮,  $\alpha_n = 20^\circ$ );

$\beta$ ——分度圆柱上的螺旋角。

(2) 各力方向的确定 图 9-35 所示为主动轮的受力情况。不考虑齿面间的摩擦力时, 主、从动轮所受三个分力的大小分别相等、方向相反 ( $F_{d1} = -F_{d2}$ ,  $F_{r1} = -F_{r2}$ ,  $F_{a1} = -F_{a2}$ )。圆周力  $F_t$  和径向力  $F_r$  的方向判定与直齿圆柱齿轮相同。轴向力  $F_a$  的方向始终沿轴线方向指向轮齿工作面。在确定  $F_a$  的方向时, 应首先确定轮齿工作面。轴向力的方向也可以用“主动轮左、右手定则”来判断: 主动轮是右旋时, 握紧右手, 四指表示主动轮的回转方向, 则姆指指向即为主动轮所受轴向力的方向; 主动轮为左旋时, 则换用左手。

(3) 螺旋角  $\beta$  在其他条件相同时, 斜齿轮传动的承载能力和传动平稳性均高于直齿圆柱齿轮传动, 且随螺旋角  $\beta$  的增加而增大, 因此设计时,  $\beta$  角不宜过小, 否则斜齿轮传动的优点不明显, 但  $\beta$  角过大时, 则轴向力增大。一般  $\beta$  角常用范围为  $8^\circ \sim 25^\circ$ 。对人字齿轮, 由于轴向力可以抵消,  $\beta$  可取较大数值 ( $\beta = 25^\circ \sim 40^\circ$ ), 常用  $\beta = 30^\circ$  左右。

## 2. 强度计算

斜齿圆柱齿轮的强度计算按其法面内的当量齿轮进行, 采用的方法与直齿圆柱齿轮中所用的方法相似。

(1) 齿面接触疲劳强度计算 由于斜齿轮法面的当量齿轮分度圆半径增大, 即齿廓曲率半径增大, 以及斜齿轮重合度大, 接触线倾斜, 啮合时, 其接触线总长度比直齿轮长等原因, 因此斜齿轮啮合时的接触应力比直齿轮有所降低。考虑上述特点, 可导出—对钢制标准斜齿圆柱齿轮传动的齿面接触疲劳强度校核公式, 即

$$\sigma_H = 20780 \sqrt{\frac{KT_1}{bd_1^2} \cdot \frac{(u \pm 1)}{u}} \leq [\sigma_H] \quad (9-25)$$

将齿宽系数  $\psi_d = b/d_1$  代入式 (9-25), 可得设计公式

$$d_1 \geq 756 \sqrt[3]{\frac{KT_1}{\psi_d [\sigma_H]^2} \cdot \frac{(u \pm 1)}{u}} \quad (9-26)$$

式中各参数的含义、单位、 $[\sigma_H]$  的计算方法与直齿圆柱齿轮相同。

若配对齿轮的材料改变时, 以上两式中的系数 20780 及 756 应相应改变。

按式 (9-26) 求出小齿轮分度圆直径  $d_1$  后, 可选取确定  $z_1$ ,  $z_2$  和  $\beta$  (初步设计时, 可选取  $\beta = 15^\circ$  左右), 然后计算法向模数  $m_n$  ( $m_n = d_1 \cos \beta / z_1$ ), 将计算所得  $m_n$  值按标准圆整为比较接近的较大值, 再计算中心距  $a$ ,  $a = m_n (z_1 + z_2) / 2 \cos \beta$ 。为了便于箱体的加工、测量, 一般应将  $a$  值圆整为整数, 其尾数为 5 或零更好, 最后求得实际的螺旋角  $\beta$  ( $\beta = \arccos \frac{m_n (z_1 + z_2)}{2a}$ )。  $\beta$  角应在  $8^\circ \sim 25^\circ$  的范围内, 如不符合时, 应加以调整, 重新计算。

(2) 齿根弯曲疲劳强度计算 由于斜齿轮齿面接触线倾斜, 且重合度大, 所以斜齿轮的齿根弯曲应力也比直齿轮有所降低, 根据这些特点及当  $\beta = 8^\circ \sim 25^\circ$  时, 可导出一对钢制标准斜齿圆柱齿轮传动的齿根弯曲疲劳强度校核公式

$$\sigma_F = \frac{1900KT_1}{bm_n^2 z_1} Y_{Fa} Y_{Sa} \leq [\sigma_F] \quad (9-27)$$

引入齿宽系数  $\phi_d = b/d_1$ , 代入上式可得设计公式

$$m_n \geq \sqrt[3]{\frac{1900KT_1 Y_{Fa} Y_{Sa}}{\phi_d z_1^2 [\sigma_F]}} \quad (9-28)$$

式中  $m_n$ ——法向模数, 单位为 mm;

$Y_{Fa}$ 、 $Y_{Sa}$ ——齿形系数和应力修正系数。齿形系数  $Y_{Fa}$  与应力修正系数  $Y_{Sa}$  之值根据当量齿数  $z_v = z/\cos^3\beta$  由图 9-24 和图 9-25 查得。

其余各参数的含意、单位与直齿圆柱齿轮相同。

**例 9-3** 设计带式运输机传动方案 I 中单级减速器的一对斜齿圆柱齿轮传动。已知条件同例 9-2, 即  $P_1 = 7.13\text{kW}$ ,  $n_1 = 553.85\text{r/min}$ ,  $T_1 = 122.86\text{N}\cdot\text{m}$ ,  $i = 4.5$ , 单向运转, 双班制, 设计寿命 10 年 (每年工作 300 天)。

**解** 本题仍选用软齿面齿轮传动。

#### 1. 选择材料

为了与例 9-2 所设计的直齿圆柱齿轮传动相比较, 故选用材料与例 9-2 相同。即小齿轮选用 45 钢调质处理, 大齿轮选用 45 钢正火处理, 齿面硬度计算时小齿轮取 236HBS, 大齿轮取 190HBS。

#### 2. 按齿面接触疲劳强度确定主要参数

由式 (9-26)

$$d_1 \geq 756 \sqrt[3]{\frac{KT_1 (u+1)}{\phi_d [\sigma_H]^2 u}}$$

- 1)  $T_1$ ——小轮传递的转矩,  $T_1 = 122.86\text{N}\cdot\text{m}$ 。
- 2)  $\phi_d$ ——齿宽系数, 查表 9-8, 软齿面, 对称布置, 斜齿轮传动, 取  $\phi_d = 1.2$ 。
- 3)  $K$ ——载荷系数, 工作条件与例 9-2 相同时, 对斜齿轮传动应稍小, 则取  $K = 1.4$ 。
- 4)  $u$ ——齿数比,  $u = i = 4.5$ 。
- 5)  $[\sigma_H]$ ——许用接触应力, 由例 9-2 知,  $[\sigma_{H1}] = 584\text{MPa}$ ,  $[\sigma_{H2}] = 410\text{MPa}$ 。
- 6) 计算小齿轮分度圆直径  $d_1$

$$d_1 \geq 756 \sqrt[3]{\frac{KT_1 (u+1)}{\phi_d [\sigma_H]^2 u}} = 756 \sqrt[3]{\frac{1.4 \times 122.86\text{N}\cdot\text{m} (4.5+1)}{1.2 \times (410\text{MPa})^2 \cdot 4.5}} = 76.65\text{mm}$$

## 7) 初定主要参数

a. 选取齿数 取  $z_1 = 30$ ,  $z_2 = uz_1 = 4.5 \times 30 = 135$ ;b. 计算法向模数 初取  $\beta = 15^\circ$ , 则法向模数

$$m_n = \frac{d_1}{z_1} \cos \beta = \frac{76.65 \text{mm}}{30} \times \cos 15^\circ = 2.47 \text{mm}, \text{取标准值 } m_n = 2.5 \text{mm}$$

c. 计算中心距  $a = \frac{m_n(z_1 + z_2)}{2 \cos \beta} = \frac{2.5 \text{mm} \times (30 + 135)}{2 \times \cos 15^\circ} = 213.53 \text{mm}$ , 为了便于箱体的加工及测量, 圆整中心距, 取  $a = 215 \text{mm}$ ;

d. 计算实际螺旋角  $\beta$ 

$$\beta = \arccos \frac{m_n(z_1 + z_2)}{2a} = \arccos \frac{2.5 \text{mm}(30 + 135)}{2 \times 215 \text{mm}} = 16.4^\circ$$

e. 计算分度圆直径

$$d_1 = \frac{m_n z_1}{\cos \beta} = \frac{2.5 \text{mm} \times 30}{\cos 16.4^\circ} = 78.18 \text{mm} > 76.65 \text{mm} (\text{合适})$$

$$d_2 = \frac{m_n z_2}{\cos \beta} = \frac{2.5 \text{mm} \times 135}{\cos 16.4^\circ} = 351.82 \text{mm}$$

f. 计算中心距

$$a = \frac{1}{2} (d_1 + d_2) = \frac{1}{2} (78.18 \text{mm} + 351.82 \text{mm}) = 215 \text{mm}$$

g. 齿宽  $b = \psi_d d_1 = 1.2 \times 78.18 \text{mm} = 93.8 \text{mm}$ , 取  $b = 94 \text{mm}$ 

## 3. 校核齿根弯曲疲劳强度

$$\text{由式 (9-27)} \quad \sigma_F = \frac{1900KT_1}{bm_n^2 z_1} Y_{Fa} Y_{Sa} \leq [\sigma_F]$$

1) 由前已知:  $K = 1.4$ ,  $T_1 = 122.86 \text{N} \cdot \text{m}$ ,  $b = 94 \text{mm}$ ,  $m_n = 2.5 \text{mm}$ ,  $[\sigma_F]$  的取值同直齿轮, 即  $[\sigma_{F1}] = 317 \text{MPa}$ ,  $[\sigma_{F2}] = 223 \text{MPa}$ ;

$$2) Y_{Fa} \text{——齿形系数, 根据 } Z_{v1} = \frac{z_1}{\cos^3 \beta} = \frac{30}{(\cos 16.4^\circ)^3} = 33.98;$$

$$Z_{v2} = \frac{z_2}{\cos^3 \beta} = \frac{135}{(\cos 16.4^\circ)^3} = 152.9, \text{查图 9-24 得: } Y_{Fa1} = 2.46, Y_{Fa2} = 2.14;$$

3)  $Y_{Sa}$ ——应力修正系数, 由  $z_{v1} = 33.98$  及  $z_{v2} = 152.9$  查图 9-25 得:  $Y_{Sa1} = 1.65$ ,  $Y_{Sa2} = 1.85$ ;

4) 校核齿根弯曲疲劳强度

$$\sigma_{F1} = \frac{1900KT_1}{bm_n^2 Z_1} Y_{Fa1} Y_{Sa1} = \frac{1900 \times 1.4 \times 122.86 \text{N} \cdot \text{m}}{94 \text{mm} \times (2.5 \text{mm})^2 \times 30} \times 2.46 \times 1.65 = 75.26 \text{MPa} < [\sigma_{F1}]$$

$$\sigma_{F2} = \frac{Y_{Fa2} Y_{Sa2}}{Y_{Fat} Y_{Sa2}} \sigma_{F1} = \frac{2.14 \times 1.85}{2.46 \times 1.65} \times 75.26 \text{MPa} = 73.4 \text{MPa} < [\sigma_{F2}]$$

故大小齿轮弯曲疲劳强度满足要求。

#### 4. 确定齿轮的主要几何尺寸

$z_1 = 30$ ,  $z_2 = 135$ ,  $m_n = 2.5 \text{mm}$ ,  $\beta = 16.4^\circ$  (主动轮右旋, 从动轮左旋)

$$\text{分度圆直径 } d_1 = \frac{m_n z_1}{\cos \beta} = \frac{2.5 \text{mm} \times 30}{\cos 16.4^\circ} = 78.18 \text{mm}$$

$$d_2 = \frac{m_n z_2}{\cos \beta} = \frac{2.5 \text{mm} \times 135}{\cos 16.4^\circ} = 351.82 \text{mm}$$

$$\text{齿顶圆直径 } d_{a1} = d_1 + 2m_n = 78.18 \text{mm} + 2 \times 2.5 \text{mm} = 83.18 \text{mm}$$

$$d_{a2} = d_2 + 2m_n = 351.82 \text{mm} + 2 \times 2.5 \text{mm} = 356.82 \text{mm}$$

$$\text{齿根圆直径 } d_{f1} = d_1 - 2.5m_n = 78.18 \text{mm} - 2.5 \times 2.5 \text{mm} = 71.93 \text{mm}$$

$$d_{f2} = d_2 - 2.5m_n = 351.82 \text{mm} - 2.5 \times 2.5 \text{mm} = 345.57 \text{mm}$$

$$\text{齿宽 } b_2 = b = 94 \text{mm}$$

$$b_1 = b_2 + (5 \sim 10) \text{mm} = 94 \text{mm} + (5 \sim 10) \text{mm} = 99 \sim 104 \text{mm}$$

$$\text{取 } b_1 = 100 \text{mm}$$

$$\text{中心距 } a = \frac{1}{2}(d_1 + d_2) = \frac{1}{2}(78.18 \text{mm} + 351.82 \text{mm}) = 215 \text{mm}$$

#### 5. 确定齿轮制造精度

$$v = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \times 1000} = \frac{\pi \times 78.18 \text{mm} \times 553.35 \text{r/min}}{60 \times 1000} = 2.27 \text{m/s}$$

根据  $v = 2.27 \text{m/s}$  由表 9-5 确定齿轮第 II 组精度为 8 级, 第 I、III 公差组与 II 组同为 8 级, 并查设计手册, 确定齿厚偏差, 小齿轮为 GJ, 在齿轮零件工作图上标记为 8GJ GB/T 10095.1-2001, 大齿轮齿厚偏差为 HK, 标记为 8HK GB/T 10095.1-2001。

#### 6. 确定齿轮的结构、尺寸并绘制零件工件图 (略)

#### 7. 比较

由本例与例 9-2 的计算结果可见, 条件相同时, 斜齿圆柱齿轮传动比直齿圆柱齿轮传动尺寸要小一些, 说明斜齿轮传动比直齿轮传动承载能力高。

## 第十二节 直齿锥齿轮传动

锥齿轮传动用于传递空间两相交轴之间的运动和动力。一对锥齿轮传动相当于一对节圆锥作纯滚动, 其轮齿分布在圆锥体上。锥齿轮的齿廓从大端到小端逐渐收缩, 如图 9-36 所示。由于这一特点, 对应于圆柱齿轮中的各有关圆柱在此

处均变成圆锥，如分度圆锥、齿顶圆锥、齿根圆锥、基圆锥等。锥齿轮的大、小端参数不同，国家标准规定取大端参数为标准值，即大端模数为标准值，如表 9-10 所示。大端压力角为标准压力角， $\alpha = 20^\circ$ 。

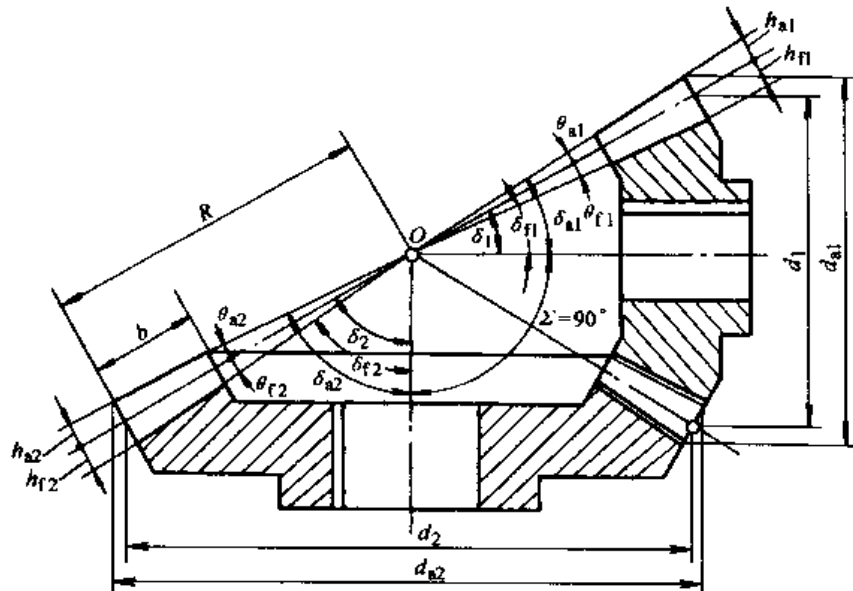


图 9-36 直齿锥齿轮传动（轴向剖示图）

表 9-10 锥齿轮大端端面模数 (GB/T 12368-1990) (单位: mm)

0.1	0.35	0.9	1.75	3.25	5.5	10	20	36
0.12	0.4	1.0	2	3.5	6	11	22	40
0.15	0.5	1.125	2.25	3.75	6.5	12	25	45
0.2	0.6	1.25	2.5	4	7	14	28	50
0.25	0.7	1.375	2.75	4.5	8	16	30	
0.3	0.8	1.5	3	5	9	18	32	

注：表中值适用于直齿、斜齿及曲线齿锥齿轮。

一对锥齿轮两轴线间的夹角  $\Sigma$  称为轴角，其值可根据传动要求任取，最常用  $\Sigma = 90^\circ$ 。

锥齿轮的轮齿有多种形式，如直齿、斜齿、曲齿等，本书仅介绍常用的  $\Sigma = 90^\circ$  的直齿锥齿轮传动。

### 一、直齿锥齿轮齿廓的形成

直齿锥齿轮齿廓曲面的形成如图 9-37 所示。一个圆平面  $S$  与一个基圆锥切于直线  $OC$ 。设圆平面的半径  $R'$  与基圆锥的锥距  $R$  相等，且圆心  $O$  与锥顶重合。当该圆平面  $S$  绕基圆锥作纯滚动时，该平面上的任意一点  $B$  将在空间展出

一条球面渐开线  $AB$ 。直齿锥齿轮齿廓曲面就是由以锥顶  $O$  为球心、半径不同的球面渐开线组成。

由于球面渐开线不能展开成平面曲线，这就给设计、制造带来不便。为此，人们采用一种近似的方法来处理这一问题。

## 二、背锥与当量齿数

图 9-38 所示为一标准直齿锥齿轮的轴向半剖视图。 $OAB$  为分度圆锥， $\widehat{eA}$  和  $\widehat{fA}$  为轮齿在球面上的齿顶高和齿根高。过  $A$  点作直线  $AO_1 \perp AO$ ，以  $AO_1$  为母线， $O_1O$  为轴线作一圆锥  $O_1AB$ ，该圆锥称为直齿锥齿轮的背锥。背锥与球面相切于锥齿轮大端分度圆上。锥齿轮大端的齿形（球面渐开线） $fAe$  与在背锥上的投影齿形  $f'Ae'$  差别不大，因此，可以用背锥上的齿形近似地代替锥齿轮的大端齿形。背锥可展开成平面，使设计、制造更为简便。

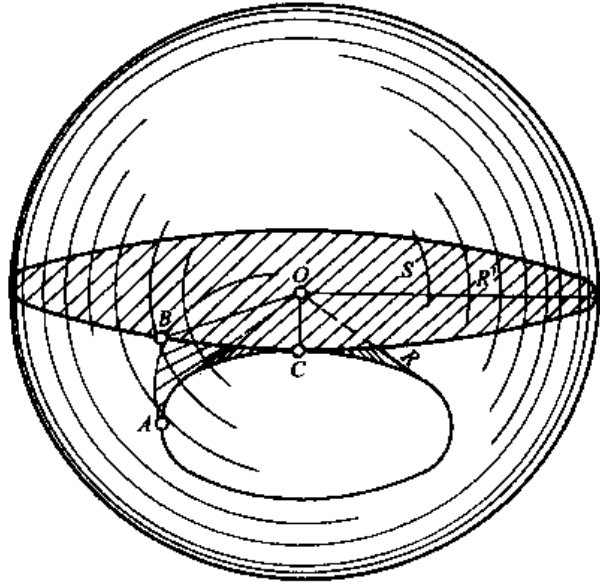


图 9-37 直齿锥齿轮齿廓的形成

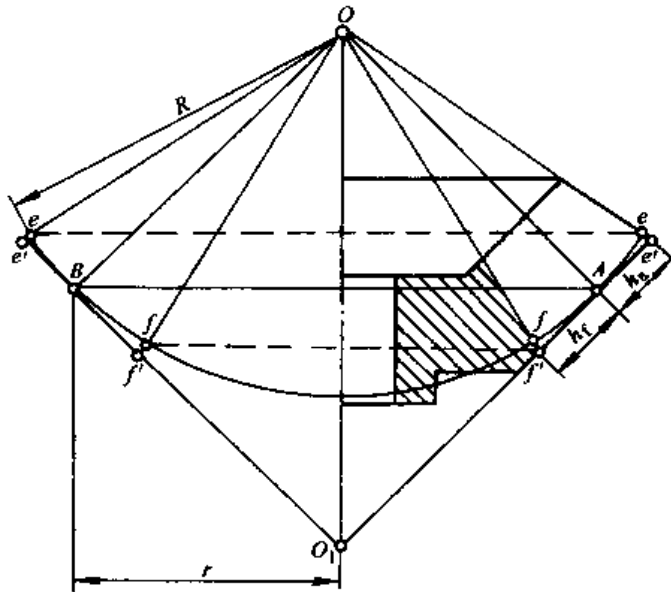


图 9-38 直齿锥齿轮的轴向半剖图

如图 9-39 所示, 将两锥齿轮的背锥展开, 得到两个扇形平面齿轮, 其齿廓与锥齿轮大端齿廓相近似。以  $r_{v1} (= O_1A)$  和  $r_{v2} (= O_2B)$  为分度圆半径, 并取锥齿轮大端的模数为标准模数, 大端压力角为标准压力角 ( $\alpha = 20^\circ$ ), 按直齿圆柱齿轮的作图方法, 可画出扇形齿轮的齿廓, 该齿廓即为锥齿轮大端的近似齿廓。两扇形齿轮的齿数为锥齿轮的实际齿数  $z_1$ 、 $z_2$ 。将两扇形齿轮补足成完整的直齿圆柱齿轮, 则齿数由  $z_1$ 、 $z_2$  增加为  $z_{v1}$ 、 $z_{v2}$ , 我们把这两个虚拟的直齿圆柱齿轮称为这对锥齿轮的当量齿轮, 其齿数  $z_{v1}$  和  $z_{v2}$  称为锥齿轮的当量齿数。由图 9-39 可知

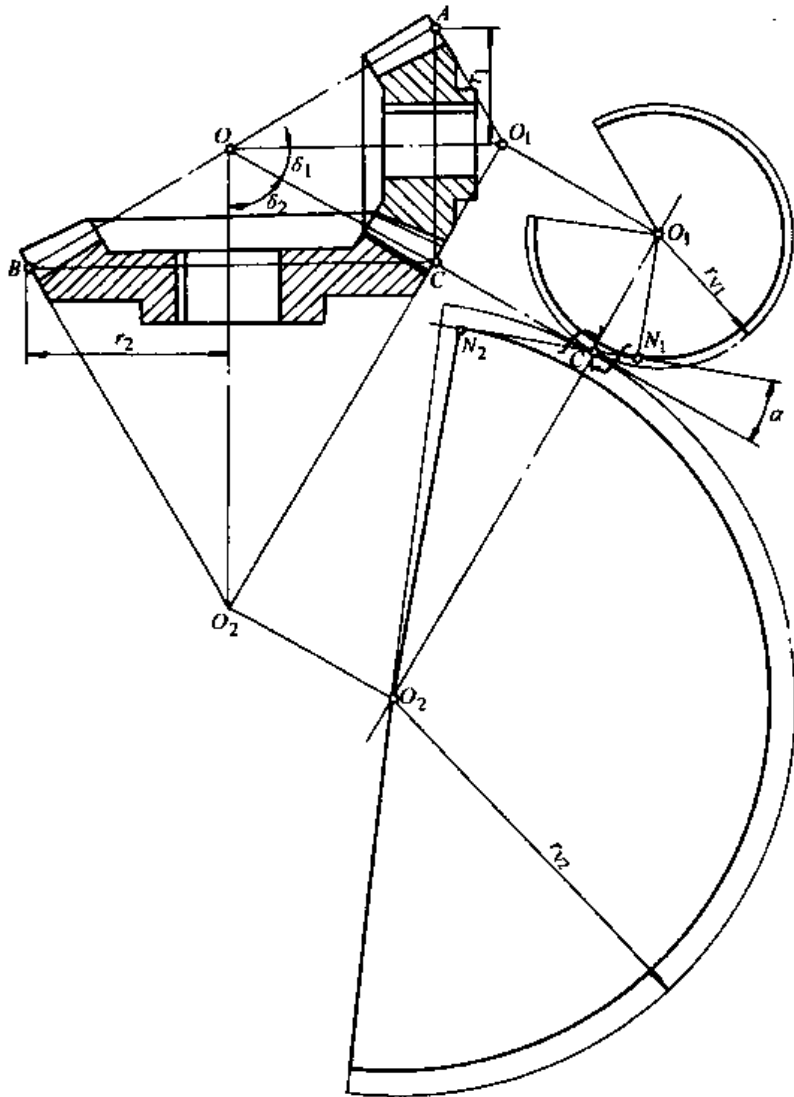


图 9-39 锥齿轮的背锥与当量齿数

$$\left. \begin{aligned} z_{v1} &= z_1 / \cos \delta_1 \\ z_{v2} &= z_2 / \cos \delta_2 \end{aligned} \right\} \quad (9-29)$$



式中  $\delta_1$ 、 $\delta_2$ ——两锥齿轮分度圆锥角，通常轴交角  $\Sigma = \delta_1 + \delta_2 = 90^\circ$

$z_{v1}$ 、 $z_{v2}$ ——两锥齿轮的当量齿数，其值无需圆整。

不产生根切时， $z_v \geq 17$ ，所以直齿锥齿轮不产生根切的最小齿数为  $z_{\min} = z_{v\min} \cos \delta = 17 \cos \delta$ 。

### 三、直齿锥齿轮的啮合传动

#### (一) 正确啮合条件

一对直齿锥齿轮的啮合，相当于一对当量齿轮啮合，由此可知其正确啮合条件为两齿轮的大端模数  $m$  及压力角  $\alpha$  分别相等。即

$$m_1 = m_2 = m$$

$$\alpha_1 = \alpha_2 = \alpha$$

式中  $m$ 、 $\alpha$ ——标准模数、标准压力角。

另外，两齿轮锥顶应重合，锥距应相等。

#### (二) 连续传动条件

直齿锥齿轮传动连续传动的条件为重合度大于 1。重合度按其当量直齿圆柱齿轮传动的重合度计算。

#### (三) 传动比

如图 9-39 所示， $r_1 (= OC \sin \delta_1)$  和  $r_2 (= OC \sin \delta_2)$  分别为两齿轮大端分度圆半径，则两齿轮的传动比为

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{r_2}{r_1} = \frac{\sin \delta_2}{\sin \delta_1} \quad (9-30)$$

当轴交角  $\Sigma = \delta_1 + \delta_2 = 90^\circ$  时

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{z_2}{z_1} = \cot \delta_1 = \tan \delta_2 \quad (9-31)$$

### 四、直齿锥齿轮的几何尺寸计算

一对标准直齿锥齿轮传动 ( $\Sigma = 90^\circ$ ) 的各部分名称及几何尺寸计算公式如表 9-11 所示。

表 9-11  $\Sigma = 90^\circ$  标准直齿锥齿轮的几何尺寸计算

名称	代号	计算公式
模数	$m$	以大端模数为标准,按强度条件决定
传动比	$i$	$i_{12} = \frac{z_2}{z_1} = \tan \delta_2 = \cot \delta_1$
分度圆锥角	$\delta$	$\delta_1 = \arctan \frac{z_1}{z_2}$ , $\delta_2 = \arctan \frac{z_2}{z_1} = 90^\circ - \delta_1$
分度圆直径	$d$	$d_1 = mz_1$ , $d_2 = mz_2$
齿顶高	$h_a$	$h_a = h_a^* m$ ( $h_a^* = 1$ )

(续)

名称	代号	计算公式
齿根高	$h_f$	$h_f = (h_a^* + c^*)m \quad (c^* = 0.2)$
全齿高	$h$	$h = h_a + h_f = (2h_a^* + c^*)m = 2.2m$
顶隙	$c$	$c = c^*m$
齿顶圆直径	$d_a$	$d_a = d + 2h_a \cos \delta = m(z + 2h_a^* \cos \delta)$
齿根圆直径	$d_f$	$d_f = d - 2h_f \cos \delta = m[z - 2(h_a^* + c^*) \cos \delta]$
锥距	$R$	$R = \frac{m}{2} \sqrt{z_1^2 + z_2^2} = \frac{d_1}{2 \sin \delta_1} = \frac{d_2}{2 \sin \delta_2}$
齿顶角	$\theta_a$	$\theta_a = \arctan \frac{h_a}{R}$
齿根角	$\theta_f$	$\theta_f = \arctan \frac{h_f}{R}$
齿宽	$b$	$b = \psi_R R \quad \psi_R = 0.25 \sim 0.3$

## 五、直齿锥齿轮传动的强度计算

### 1. 轮齿上的作用力

图 9-40 所示为直齿锥齿轮轮齿受力情况。如忽略齿面之间的摩擦力，并假设齿面间的法向力  $F_n$  集中作用于主动轮分度圆锥齿宽中点的法向平面内， $F_n$  可以分解为三个分力

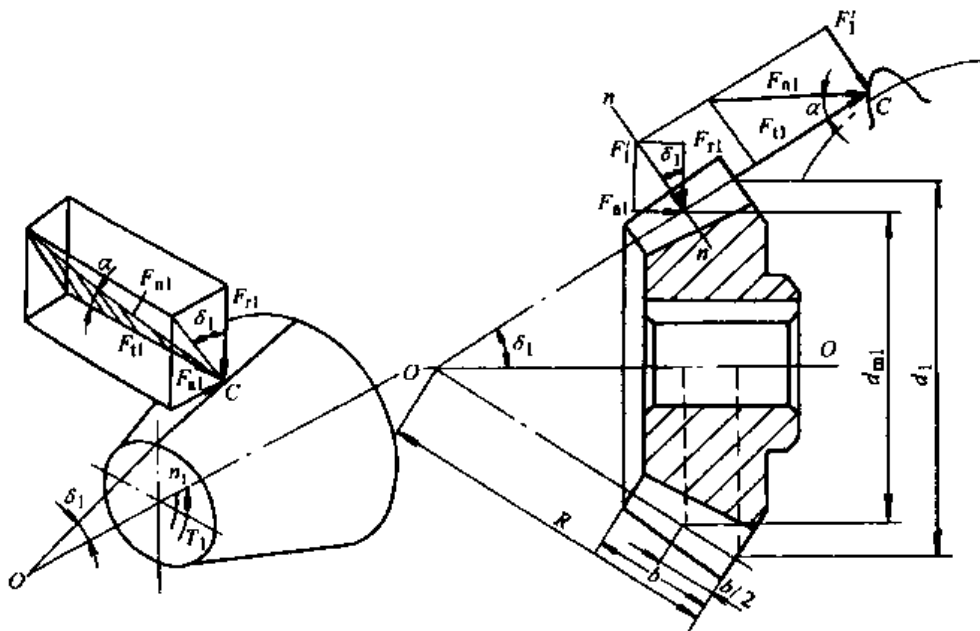


图 9-40 直齿锥齿轮作用力分析

$$\text{圆周力} \quad F_{t1} = \frac{2000 T_1}{d_{m1}} \quad (9-32)$$

$$\text{径向力} \quad F_{r1} = F_{t1} \tan \alpha \cos \delta_1 \quad (9-33)$$

$$\text{轴向力} \quad F_{a1} = F_{t1} \tan \alpha \sin \delta_1 \quad (9-34)$$

式中  $d_{m1}$ ——主动轮齿宽中点处的分度圆直径,单位为 mm,  $d_{m1} = (1 - 0.5\psi_R)d_1$ ;

$\psi_R$ ——齿宽系数,  $\psi_R = b/R$ ,  $b$  为齿宽,通常取  $\psi_R = 0.25 \sim 0.3$ ;

$T_1$ ——主动轮传递的转矩,单位为  $N \cdot m$ 。

圆周力  $F_t$  的方向在主动轮上与啮合点的运动方向相反,在从动轮上与啮合点的运动方向相同。径向力  $F_r$  的方向都是通过啮合点垂直指向各自的轴线。轴向力  $F_a$  的方向都是通过啮合点指向各自的大端。

因  $\Sigma = \delta_1 + \delta_2 = 90^\circ$ , 所以  $\sin \delta_1 = \cos \delta_2$ ,  $\cos \delta_1 = \sin \delta_2$ , 故两齿轮上所受的各力的相互关系为  $F_{r1} = -F_{a2}$ ,  $F_{a1} = -F_{r2}$ ,  $F_{t1} = -F_{t2}$ 。

## 2. 强度计算

由于直齿锥齿轮沿齿宽方向轮齿的各截面大小不等,故强度计算比较复杂。为简化计算,近似认为一对直齿锥齿轮传动与其齿宽中点处的一对当量直齿圆柱齿轮传动的强度相等,这对当量直齿圆柱齿轮的分度圆半径分别为两锥齿轮齿宽中点处背锥母线长度,模数为齿宽中点的模数,齿宽与锥齿轮的齿宽相等。将当量齿轮的参数代入直齿圆柱齿轮强度计算的有关公式,可导出轴角  $\Sigma = 90^\circ$  的钢制标准直齿锥齿轮传动的强度计算公式。

### (1) 齿面接触疲劳强度计算公式

$$\text{校核公式} \quad \sigma_H = 21260 \sqrt{\frac{KT_1}{bd_1^2(1-0.5\psi_R)^2} \frac{\sqrt{u^2+1}}{u}} \leq [\sigma_H] \quad (9-35)$$

$$\text{设计公式} \quad d_1 \geq 1020 \sqrt[3]{\frac{KT_1}{(1-0.5\psi_R)^2 \psi_R u [\sigma_H]^2}} \quad (9-36)$$

式中  $K$ ——载荷系数,一般取  $K = 1.2 \sim 1.8$ ;

$d_1$ ——小齿轮大端分度圆直径,单位为 mm;

$u$ ——齿数比,  $u = z_2/z_1$ ;

$b$ ——齿宽,单位为 mm;

$\psi_R$ ——齿宽系数,意义及取值同前;

其余参数的含义、取值和单位与直齿圆柱齿轮相同。

### (2) 齿根弯曲疲劳强度计算公式

$$\text{校核公式} \quad \sigma_F = \frac{2360KT_1 Y_{Fa} Y_{Sa}}{bm^2 z_1 (1-0.5\psi_R)^2} \leq [\sigma_F] \quad (3-37)$$

$$\text{设计公式 } m \geq 16.82 \sqrt[3]{\frac{KT_1}{(1-0.5\psi_R)^2 z_1^2 \psi_R \sqrt{u^2+1}} \left( \frac{Y_{Fa} Y_{Sa}}{[\sigma_F]} \right)} \quad (3-38)$$

式中  $Y_{Fa}$ ——齿形系数，按  $z_V = \frac{z}{\cos \delta}$  由图 9-24 查取；

$Y_{Sa}$ ——应力修正系数，按  $z_V$  由图 9-25 查取；

$m$ ——大端模数，其值应由表 9-10 取为标准值。

其余参数的含义、取值和单位同前。

### 第十三节 齿轮的结构设计

根据齿轮传动的强度计算，可以得到齿轮的齿数、模数、齿宽、分度圆直径、齿顶圆及齿根圆直径、螺旋角等主要参数。对于齿轮的轮辐、轮毂等的结构及尺寸，通常取决于齿轮的尺寸、材料、制造方法、生产批量等因素，设计时应选择合适的结构，再根据经验公式算出各部分的尺寸。常用的齿轮结构有以下几种。

#### 一、齿轮轴

对于直径较小的钢制齿轮，为保证轮体的强度，齿根圆到键槽底部的距离  $e$  (图 9-41) 不能太小。对于钢制圆柱齿轮  $e \leq 2.5m_t$  ( $m_t$  为端面模数)，钢制圆锥齿轮  $e < 1.6m$  ( $m$  为大端模数) 时，应将齿轮与轴做成一体，称为齿轮轴 (图 9-42)，此时，齿轮与轴用同一种材料制造。尺寸大的齿轮应与轴分开制造更为合理。

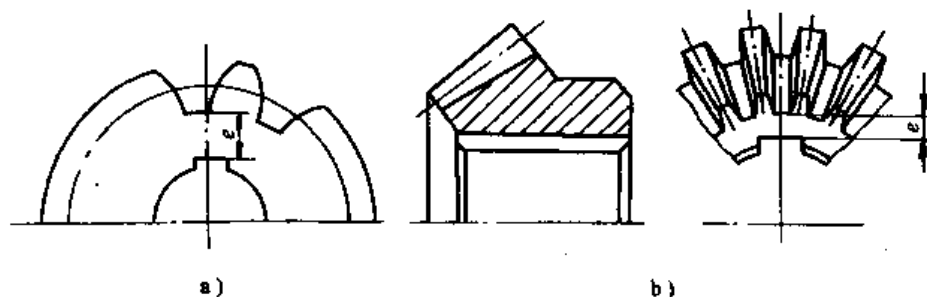


图 9-41 齿轮结构尺寸

a) 圆柱齿轮 b) 锥齿轮

#### 二、实心式或腹板式齿轮

齿轮的齿顶圆直径  $d_a \leq 500\text{mm}$  时，常采用锻造方法制造。 $d_a \leq 200\text{mm}$  时，做成实心式的结构 (图 9-43)，尺寸大者应做成腹板式的结构 (图 9-44)，腹板上的圆孔是为了减轻重量和起重运输上的需要而设计的。

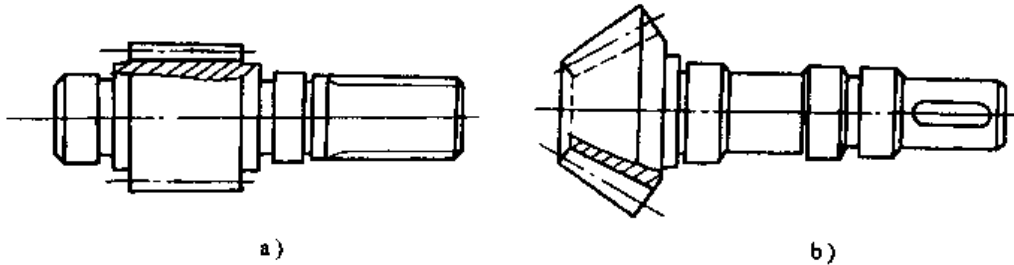


图 9-42 齿轮轴  
a) 圆柱齿轮轴 b) 锥齿轮轴

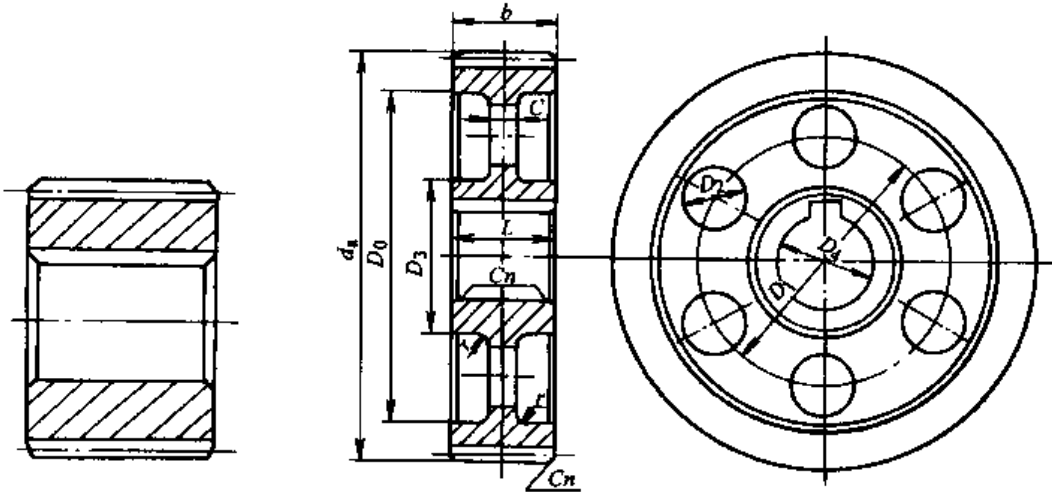


图 9-43 实心结构的齿轮

图 9-44 腹板式结构的齿轮 ( $d_a \leq 500\text{mm}$ )

$$D_1 = 0.5(D_3 + D_0), D_2 = (0.25 \sim 0.35)(D_0 - D_3), D_0 \approx d_a - 10m_n$$

$$D_3 = 1.6D_4, C = (0.2 \sim 0.3)b, L = (1.2 \sim 1.5)D_4 \geq b, n = 0.5m_n$$

### 三、轮辐式齿轮

齿轮的齿顶圆直径  $d_a \geq 400\text{mm}$  时, 由于受锻造设备能力的限制, 常做成铸铁或铸钢齿轮, 可以是整体铸造。对于尺寸很大的圆柱齿轮, 为节约钢材, 也可以做成组装结构, 将优质钢齿圈或合金钢齿圈套在铸铁或铸钢的轮心上, 两者采用过盈配合联接, 在配合接缝上加装 4~8 个紧定螺钉 (见图 9-45)。单件生产也可用焊接结构。铸造齿轮常用轮辐式的结构 (见图 9-46), 轮辐的剖面形状有椭圆形 (用于承受轻载荷的齿轮)、十字形 (用于承受中等载荷的齿轮)、工字形 (用于承受重载荷的齿轮)。

锥齿轮结构的设计方法与圆柱齿轮相同。图 9-47 所示为腹板式结构的锥齿轮。

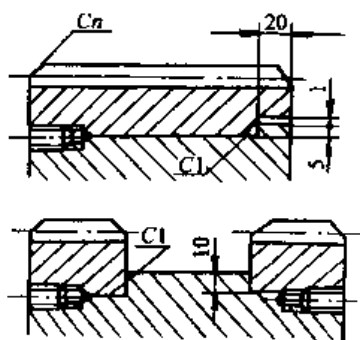


图 9-45 组装齿轮结构

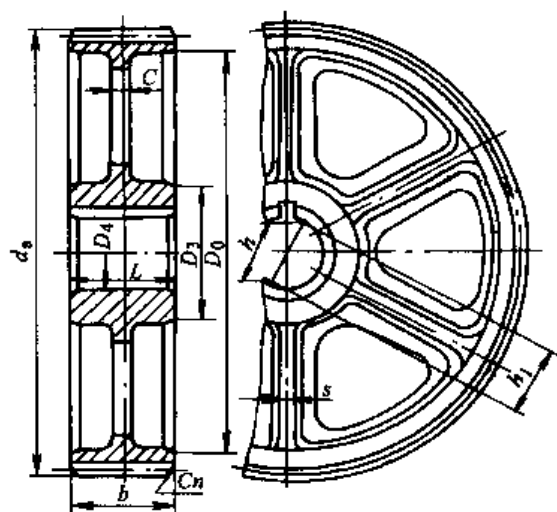


图 9-46 轮辐式结构的齿轮

$d_a = 400 \sim 1000\text{mm}$ ,  $D_3 = (1.6 \sim 1.8)D_4$

$$D_0 = \left( \frac{2i}{i+1} - 0.14 \right) a$$

$h = 0.8D_4$ ,  $h_1 = 0.8h$ ,  $C = 0.2h$ ,  $n = 0.5m_n$ ,

$s = h/6$  (不小于 10mm),  $L(1.2 \sim 1.5)D_4 \geq b$

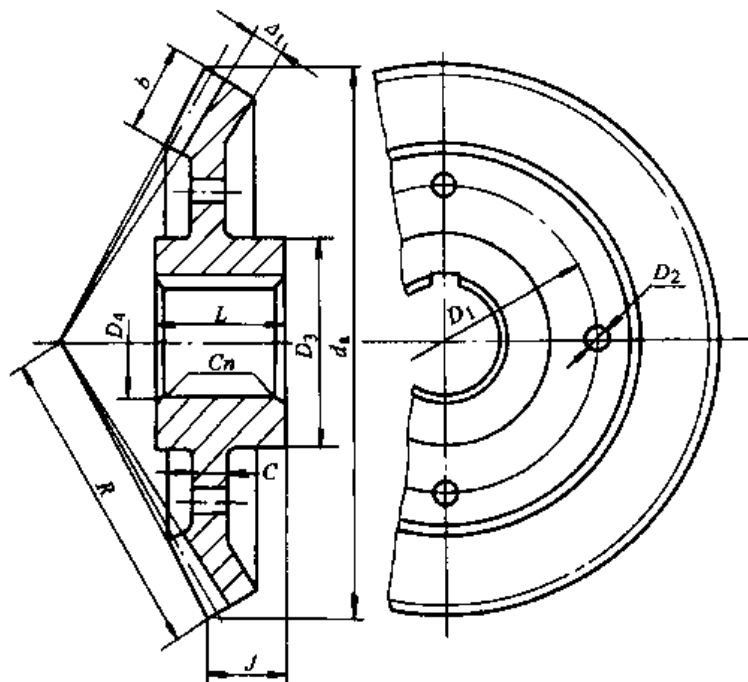


图 9-47 腹板式结构的锥齿轮

$d_a < 500\text{mm}$ ,  $D_1 \approx (D_0 + D_3)/2$ ,  $D_2 \approx (0.25 \sim 0.35)(D_0 - D_3)$ ,  $D_3 \approx 1.6D_4$  (钢材)

$D_3 \approx 1.7D_4$  (铸铁),  $n \approx 0.5m_n$ ,  $L \approx (1 \sim 1.2)D_4$

$C \approx (3 \sim 4)m$ , 常用齿轮的  $C$  值不应小于 10mm。  $\Delta_1 = (0.1 \sim 0.2)b$ , 尺寸  $J$  由结构设计定。

## 第十四节 齿轮传动的润滑和效率

### 一、齿轮传动的润滑

齿轮传动的润滑方式，主要取决于齿轮圆周速度的大小。在开式及半开式齿轮传动中，因为速度较低，采用润滑油或润滑脂进行定期润滑。在闭式齿轮传动中，当齿轮的圆周速度  $v \leq 12\text{m/s}$  时，采用油池润滑（图 9-48a），将大齿轮浸入油池约一个齿高（但不得小于 10mm）；圆周速度较小（0.5~0.8m/s）时，允许浸入深度可以大些，但不得超过（1/3~1/6）分度圆半径。在多级传动中，当几个大齿轮的尺寸相差较大时，为减小搅油损失，只将低速级的大齿轮浸入油池，而另一级采用惰轮蘸油润滑（图 9-48b）。当  $v > 12\text{m/s}$  时，不宜采用油池润滑。因为：①圆周速度过高，齿轮上的油大多被甩出去而达不到啮合区；②搅油损失增加，使油的温升增大，从而降低其润滑性能；③会搅起箱底沉淀的杂质并被带入啮合区，加速齿轮的磨损。此时应采用喷油润滑（图 9-48c），用油泵将润滑油直接喷到啮合区。

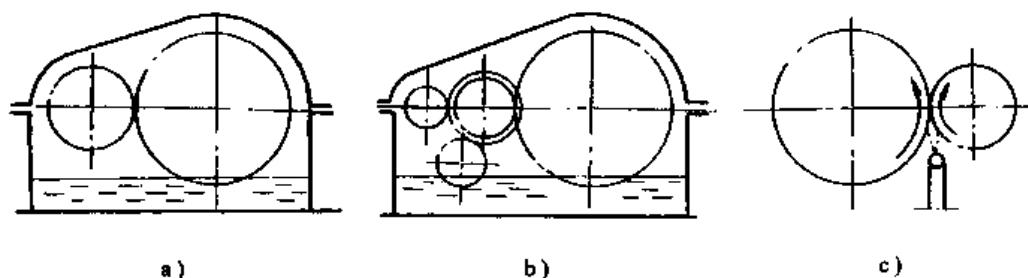


图 9-48 齿轮传动的润滑

润滑油的粘度根据齿轮材料和圆周速度选取（表 9-12）。多级传动的润滑油粘度取各级传动所需粘度的平均值。粘度选定后，可按设计手册确定润滑油的牌号。

表 9-12 齿轮传动荐用的润滑油运动粘度  $\nu_{40^\circ\text{C}}$ （单位： $\text{mm}^2/\text{s}$ ）

齿轮材料	抗拉强度 $\sigma_b/\text{MPa}$	圆周速度 $v/(\text{m}\cdot\text{s}^{-1})$						
		<0.5	<0.5~1	1~2.5	2.5~5	5~12.5	12.5~25	>25
铸铁、青铜	—	320	220	150	100	80	60	—
钢	450~1000	500	320	220	150	100	80	60
	1000~1250	500	500	320	220	150	100	80
	1250~1600	1000	500	500	320	220	150	100
渗碳或表面淬火钢		1000	500	500	320	220	150	100

注：多级减速器的润滑油粘度应按各级粘度的平均值选取。

## 二、齿轮传动的效率

齿轮传动中的功率损失主要包括：①啮合中的摩擦损失；②润滑油被搅动的油阻损失；③轴承中的摩擦损失。当满载时，采用滚动轴承的闭式齿轮传动计入上述三种损失后的平均效率如表 9-13 所示。

表 9-13 齿轮传动的平均效率

传动装置	6级或7级精度的闭式传动	8级精度的闭式传动	开式传动
圆柱齿轮	0.98	0.97	0.95
锥齿轮	0.97	0.96	0.93

## 第十五节 蜗杆传动

### 一、概述

蜗杆传动（图 9-49）由蜗杆和蜗轮组成，用于传递空间两交错轴之间的回转运动和动力，轴交角一般为  $90^\circ$ 。传动中蜗杆常为主动件。

#### （一）蜗杆传动的特点和应用

- 1) 单级蜗杆传动，能以紧凑的结构获得较大的传动比。传递动力时，传动比  $i$  的范围为  $10 \sim 80$ ；用于分度机构和传递运动时，传动比可达  $300 \sim 1000$ 。
- 2) 传动平稳、无噪声。在蜗杆传动中，蜗杆推动蜗轮转动就像螺旋传动中螺杆推动螺母一样，轮齿齿面连续滑入进行啮合，没有振动、冲击和噪声。
- 3) 蜗杆采用较小的导程角 ( $\gamma \leq 4.5^\circ$ ) 时，便能得到自锁的蜗杆传动。

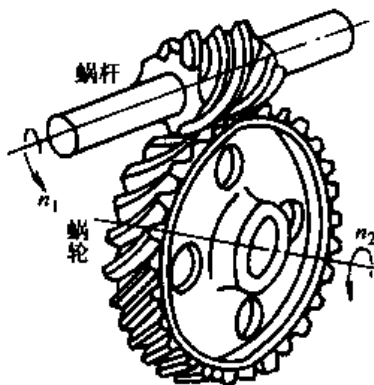


图 9-49 蜗杆传动

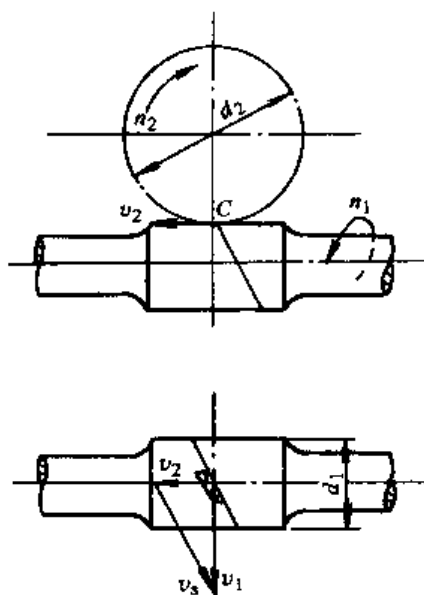


图 9-50 相对滑动速度  $v_s$



4) 蜗杆传动齿面间的相对滑动速度大 (图 9-50), 传动效率低。蜗杆与蜗轮啮合传动时, 啮合处的相对滑动速度  $v_s$  较大, 在齿面上容易产生磨损和发热, 能量损失较大, 故传动效率较低。特别是自锁的蜗杆传动, 效率仅为 0.4 左右。齿面上的相对滑动速度为

$$v_s = \frac{v_1}{\cos \gamma} \quad (9-39)$$

普通圆柱蜗杆传动的效率较低, 故不宜用于大功率传动和长期连续工作的场合, 但由于它具有传动比大、结构紧凑等特点, 因而在各类机床、冶金、矿山及起重设备中得到了广泛的应用。

### (二) 蜗杆传动的类型

蜗杆依其外部形状可分为: 圆柱蜗杆传动 (图 9-51a)、环面蜗杆传动 (9-51b) 和锥蜗杆传动 (图 9-51c)。

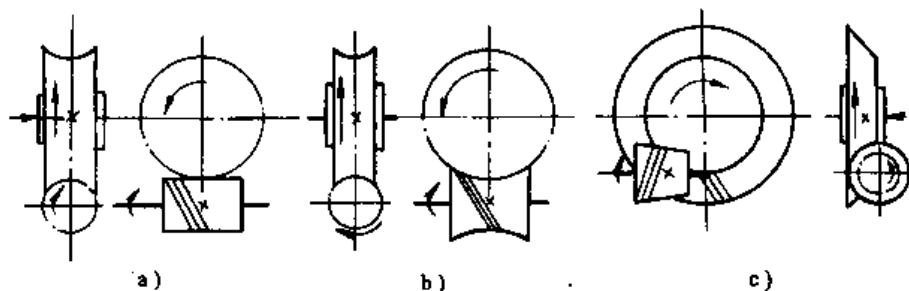


图 9-51 蜗杆传动的类型

a) 圆柱蜗杆传动 b) 环面蜗杆传动 c) 锥蜗杆传动

圆柱蜗杆传动又分为: 普通圆柱蜗杆传动和圆弧齿圆柱蜗杆传动。二者的区别在于, 前一种蜗杆是由直线刀刃的刀具切制成的 (图 9-52a); 后一种蜗杆是用凸圆弧刀刃的刀具切制而成 (图 9-52b)。

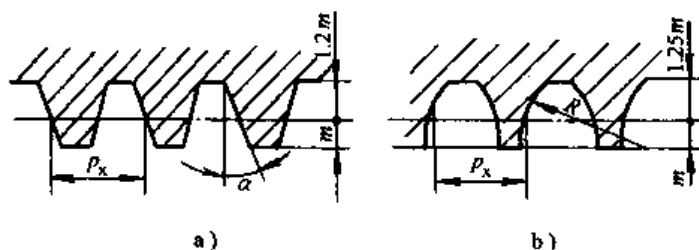


图 9-52 圆柱蜗杆轴截面齿形

a) 阿基米德圆柱蜗杆 b) 圆弧齿圆柱蜗杆

### (三) 普通圆柱蜗杆传动

#### 1. 蜗杆的结构和齿廓的形成

蜗杆的螺旋部分常与轴制成一体 (图 9-53)。当  $d_{f1}/d \geq 1.7$  时, 可采用套装式结构。

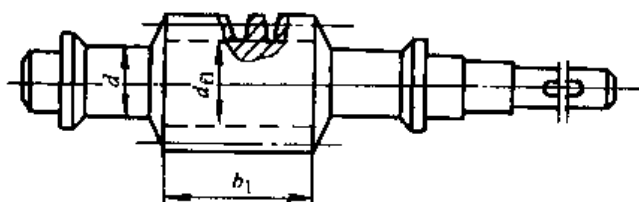


图 9-53 蜗杆结构

		磨削蜗杆加长量为:
$z_1 = 1$ 或 $2$	$b_1 \geq (11 + 0.06z_2)m$	$m \leq 10\text{mm}$ 时, 加长 15~25mm
$z_1 = 4$	$b_1 \geq (12.5 + 0.09z_2)m$	$m > 10 \sim 14\text{mm}$ 时, 加长 35mm
		$m > 16\text{mm}$ 时, 加长 50mm

机械中常用普通圆柱蜗杆传动。根据蜗杆螺旋面形状的不同, 普通圆柱蜗杆可分为阿基米德蜗杆、渐开线蜗杆及延伸渐开线蜗杆三种。阿基米德蜗杆螺旋部分的加工与普通螺旋相似, 切制时, 将两直线刀刃 (两直线刀刃的夹角  $2\alpha = 40^\circ$ ) 安装在通过蜗杆轴线的截面内, 所切制出的蜗杆在轴截面内的齿廓为梯形齿条, 在端面 (即垂直于蜗杆轴线的截面) 上的齿廓为阿基米德螺旋线, 故称为阿基米德蜗杆。阿基米德蜗杆易加工制造, 工艺性能较好, 但难于磨削, 精度不高, 故常在无需磨削加工的情况下广泛采用。本章仅讨论普通圆柱蜗杆传动。

#### 2. 蜗轮的结构和齿廓的形成

蜗轮的结构形式如图 9-54 所示。对铸铁蜗轮或尺寸较小 ( $d \leq 100\text{mm}$ ) 的青铜蜗轮, 常将齿圈和轮芯用同一材料制成一体, 称为整体式蜗轮 (图 9-54a)。对尺寸比较大的蜗轮, 为节约青铜, 常做成组合式的结构。图 9-54b 所示为过盈配合式蜗轮 (青铜齿圈采用过盈配合套在铸铁轮芯外缘)。为保证可靠, 常在配合端面圆周上加 4~6 个紧定螺钉, 螺钉中心应向铸铁轮芯一边偏置 2~3mm。这种结构常用于尺寸不太大或温度变化较小的地方。图 9-54c 所示为螺栓联接式, 青铜齿圈和轮芯常采用铰制孔用螺栓联接, 可用于直径较大或齿面易磨损的蜗轮。图 9-54d 所示为镶铸式蜗轮, 青铜齿圈浇铸在铸铁轮芯的外缘, 常用于批量生产的蜗轮。

蜗轮齿圈的轮齿是用蜗轮滚刀按展成原理切制而成的。滚刀的尺寸、参数与同蜗轮相啮合的蜗杆基本相同。加工时, 滚刀与轮坯的中心距等于蜗杆与蜗轮啮合时的中心距, 所以切制出的蜗轮能够与蜗杆很好地啮合。

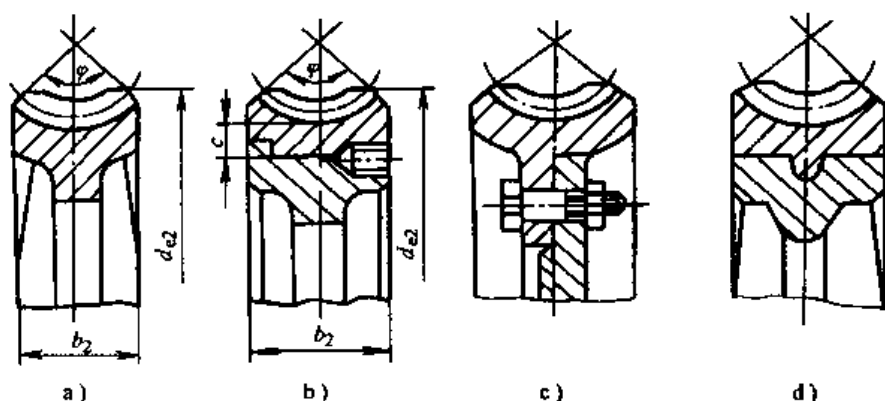


图 9-54 蜗轮的结构

a) 整体式 b) 过盈配合式 c) 螺栓联接式 d) 铸造式

由上述方法加工出的蜗杆与蜗轮在其啮合的中间平面（通过蜗杆轴线并垂直于蜗轮轴线的平面）内的啮合情况与齿轮与齿条的啮合情况相似，故在设计普通圆柱蜗杆传动时，均以中间平面的参数为基准。

蜗杆传动的制造精度分为 12 个等级，1 级最高，12 级最低。对于动力传动，蜗轮圆周速度  $v_2 \leq 7.5\text{m/s}$  时，常用 7 级精度；蜗轮圆周速度  $v_2 \leq 3\text{m/s}$  时，常用 8 级精度；对于不重要的低速传动（ $v_2 \leq 1.5\text{m/s}$ ）和手动机构，常用 9 级精度制造。

### 3. 正确啮合的条件

(1) 由前述可知，普通圆柱蜗杆传动在中间平面内相当于齿条与渐开线齿轮的啮合传动，故其正确啮合条件为：

在中间平面内

$$m_{x1} = m_{x2} = m$$

$$\alpha_{x1} = \alpha_{x2} = \alpha$$

式中  $m_{x1}$ 、 $\alpha_{x1}$ ——蜗杆的轴向模数、轴向压力角；

$m_{x2}$ 、 $\alpha_{x2}$ ——蜗轮的端面模数、端面压力角；

$m$ 、 $\alpha$ ——蜗杆传动的标准模数及标准压力角。

(2) 由于蜗杆与蜗轮两轴线空间交错为  $90^\circ$ ，故蜗杆分度圆柱上的导程角  $\gamma$  与蜗轮分度圆上的螺旋角  $\beta$  应满足

$$\gamma = \beta \text{ (等值同方向)}$$

## 二、普通圆柱蜗杆传动的主要参数和几何尺寸计算

### (一) 主要参数

蜗杆传动在中间平面内相当于齿条和齿轮的啮合，故设计蜗杆传动时，均以中间平面的参数为基准。

#### 1. 模数 $m$ 和压力角 $\alpha$

由前述可知，在中间平面内蜗杆与蜗轮的模数与压力角均为标准值。其常用的标准模数系列值见表 9-14。通常规定其标准压力角  $\alpha = 20^\circ$ 。

表 9-14 普通圆柱蜗杆传动的参数匹配 (摘自 GB/T 10085—1988)

$m /$ mm	$d_1 /$ mm	$m^2 d_1 /$ mm <sup>3</sup>	$z_1$	$q$	$m /$ mm	$d_1 /$ mm	$m^2 d_1 /$ mm <sup>3</sup>	$z_1$	$q$	$m /$ mm	$d_1 /$ mm	$m^2 d_1 /$ mm <sup>3</sup>	$z_1$	$q$
2	(18)	72	1	9.00	4	(31.5)	504	1	7.875	8	(63)	4032	1	7.875
			2					2					2	
			4					4					4	
	22.4	89.6	1	40		640	1	80	5120		1	10.00		
			2					2						
			4					4						
			6					6						
	(28)	112	1	14.00		(50)	800	1	12.50		(100)	6400	1	12.50
			2					2					2	
			4					4					4	
	35.5	142	1	17.75		71	1136	1	17.75		140	8960	1	17.50
2.5	(22.4)	140	1	8.96	5	(40)	1000	1	8.00	10	(71)	7100	1	7.10
			2					2					2	
			4					4					4	
	28	175	1	50		1250	1	90	9000		1	9.00		
			2					2						
			4					4						
			6					6						
	(35.5)	221.9	1	14.20		(63)	1575	1	12.60		(112)	11200	1	11.20
			2					2					2	
			4					4					4	
	45	281	1	18.00		90	2250	1	18.00		160	16000	1	16.00
3.15	(28)	277.8	1	8.889	6.3	(50)	1985	1	7.936	12.5	(90)	14062	1	7.20
			2					2					2	
			4					4					4	
	35.5	352.2	1	63		2500	1	112	17500		1	8.96		
			2					2						
			4					4						
			6					6						
	(45)	446.5	1	14.286		(80)	3175	1	12.698		(140)	21875	1	11.20
			2					2					2	
			4					4					4	
	56	556	1	17.778		112	4445	1	17.778		200	31250	1	16.00

(续)

$m/$ mm	$d_1/$ mm	$m^2 d_1/$ mm <sup>3</sup>	$z_1$	$q$	$m/$ mm	$d_1/$ mm	$m^2 d_1/$ mm <sup>3</sup>	$z_1$	$q$	$m/$ mm	$d_1/$ mm	$m^2 d_1/$ mm <sup>3</sup>	$z_1$	$q$			
16	(112)	28672	1	7.00	20	(140)	56000	1	7.00	25	(180)	112500	1	7.20			
			2					2					2				
			4					4					4				
	140	35840	4	1		8.75	160	64000	4		1	8.00	200	125000	4	1	8.00
				2							2					2	
				4							4					4	
	(180)	46080	4	1		11.25	(224)	89600	4		1	11.20	280	175000	4	1	11.20
				2							2					2	
				4							4					4	
	250	64000	1	1		15.625	315	126000	1		1	15.75	400	250000	1	1	16.00
				2							2					2	
				4							4					4	

注：括号内数字尽可能不用。

## 2. 蜗杆头数 $z_1$ 、蜗轮齿数 $z_2$ 和传动比

蜗杆头数通常为  $z_1 = 1, 2, 4$ 。单头蜗杆用于要求大传动比和自锁的蜗杆传动，但其传动效率低。 $z_1 = 2, 4$  用于动力传动和效率较高要求的场合。但  $z_1 > 4$  很少采用，因其加工困难。

蜗轮齿数常取  $z_2 = 27 \sim 80$ 。因为随着蜗轮齿数增多，使蜗轮直径增大，蜗杆支承点跨距相应增长，蜗杆的刚度将会降低，从而影响正常的啮合。 $z_2$  过少，蜗轮轮齿将发生根切。

蜗杆传动传动比的计算式为：

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1} \neq \frac{d_2}{d_1} \quad (9-40)$$

式中  $n_1, n_2$ ——分别为蜗杆与蜗轮的转速，单位为 r/min；

$z_1, z_2$ ——分别为蜗杆的头数与蜗轮的齿数；

$d_1, d_2$ ——分别为蜗杆与蜗轮的分度圆直径，单位为 mm。

$z_1$  和  $z_2$  可根据传动比  $i$  在表 9-15 中选取。

表 9-15 蜗杆头数  $z_1$  与蜗轮齿数  $z_2$  的荐用值

$i = z_2/z_1$	7~8	9~13	14~24	25~27	28~40	>40
$z_1$	4	3~4	2~3	2~3	1~2	1
$z_2$	28~32	28~52	28~72	50~81	28~80	>40

## 3. 蜗杆导程角 $\gamma$

蜗杆导程角  $\gamma$  是指蜗杆分度圆柱螺旋线上任一点的切线与端面间所夹的锐

角（见图 9-55）。按螺纹形成原理，当蜗杆头数为  $z_1$ ，轴向齿距为  $p_x$  时

$$\tan \gamma = \frac{z_1 p_x}{\pi d_1} = \frac{z_1 m}{d_1} \quad (9-41)$$

蜗杆传动的啮合效率与导程角的大小有关。导程角大，效率高。但导程角过大加工困难，所以要求效率高时，常取  $\gamma = 15^\circ \sim 30^\circ$ ，此时常为多头蜗杆。导程角小效率低，但可以自锁。要求自锁的传动，通常取  $\gamma = 3.5^\circ \sim 4.5^\circ$ 。

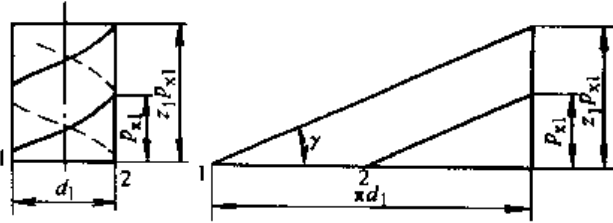


图 9-55 圆柱蜗杆导程角  $\gamma$

#### 4. 蜗杆分度圆直径 $d_1$ 和直径系数 $q$

蜗轮的轮齿是用蜗轮滚刀按展成原理切削而成。滚刀的尺寸、参数与蜗轮相啮合的蜗杆基本一致（蜗轮滚刀的齿顶高比与蜗轮相配的蜗杆的齿顶高大一个顶隙  $c$ ）。由式（9-41）可知， $d_1$  不仅与  $m$  有关，而且还随  $z_1/\tan \gamma$  比值的不同而变化，则同一模数就有不同分度圆直径的蜗杆，就需配备很多把蜗轮滚刀，这是很不经济的。为了减少蜗轮滚刀的数目及便于刀具的标准化，对蜗杆分度圆直径  $d_1$  制定了标准系列值，即对每一标准模数  $m$  规定了一定数量的蜗杆分度圆直径  $d_1$ ，并把  $d_1/m$  称为蜗杆的直径系数  $q$ ，则

$$d_1 = mq \quad (9-42)$$

蜗杆的分度圆直径  $d_1$  及直径系数  $q$  值如表 9-14 所示。

#### （二）蜗杆传动的几何尺寸计算

普通圆柱蜗杆传动的几何尺寸及其计算公式如图 9-56 及表 9-16 所示。

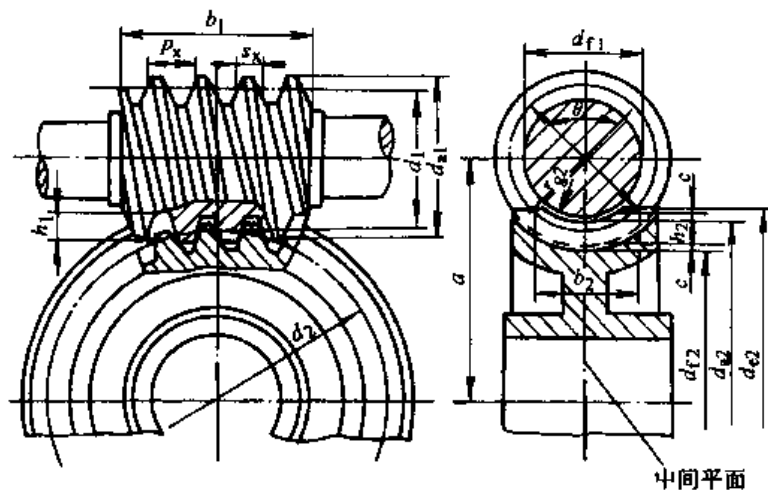


图 9-56 普通圆柱蜗杆传动的基本几何尺寸

表 9-16 普通圆柱蜗杆传动的主要几何尺寸计算

名 称	计 算 公 式	
	蜗 轮	蜗 杆
分度圆直径	$d_2 = mz_2$	$d_1 = mq = z_1 m / \cos \gamma$
齿顶高	$h_{a2} = m$	$h_{a1} = m$
齿根高	$h_{f2} = 1.2m$	$h_{f1} = 1.2m$
齿顶圆直径	$d_{a2} = d_2 + 2h_{a2}$	$d_{a1} = d_1 + 2h_{a1}$
齿根圆直径	$d_{f2} = d_2 - 2h_{f2}$	$d_{f1} = d_1 - 2h_{f1}$
顶隙	$c = 0.2m$	
中心距	$a = 0.5(d_1 + d_2) = 0.5m(q + z_2)$	
蜗轮齿宽角	$\theta = 2\arcsin(b_2/d_1)$	
蜗轮咽喉母圆半径	$r_{r2} = a - 0.5d_{a2}$	
蜗轮宽度	$b_2 = 2m(0.5 + \sqrt{q+1})$	

### 三、蜗杆传动的失效形式、设计准则和材料选择

#### (一) 失效形式和设计准则

蜗杆传动的主要失效形式与齿轮传动相似，有轮齿折断、齿面疲劳点蚀、齿面的磨损和胶合等。蜗杆传动由于齿面间相对滑动速度大，发热量大，因而更易发生磨损和胶合。如果齿圈采用抗胶合能力强的锡青铜，润滑、散热条件又好的情况下，齿面有可能出现疲劳点蚀。在开式蜗杆传动中，蜗轮轮齿将因严重磨损导致轮齿折断。通常蜗轮轮齿的材料比蜗杆的材料软，失效一般都发生在蜗轮轮齿上，所以蜗杆传动的强度计算是针对蜗轮轮齿进行的。

蜗轮齿面的磨损与胶合，将随相对滑动速度和接触应力的增大而加剧。目前，对胶合、磨损还缺乏完善的计算方法，故采用按蜗轮齿面的接触强度和齿根弯曲强度公式进行条件性计算。对胶合、磨损的影响，在许用应力中予以考虑。蜗杆传动的设计计算准则是：闭式传动按齿面接触强度进行设计计算，对轮齿弯曲强度和热平衡进行校核计算；开式传动只按轮齿弯曲强度进行设计计算。

#### (二) 材料选择

蜗杆和蜗轮材料的合理选择是提高蜗杆传动承载能力和效率的重要途径之一。根据蜗杆传动的失效形式，要求蜗杆、蜗轮的配对材料不仅要有足够的强度，更重要的是有良好的减摩性、耐磨性和抗胶合能力，且易磨合，故二者应用不同金属不同硬度的材料。考虑一般蜗杆为主动件，直径小，应选用齿面硬度高、刚性好的材料。而蜗轮则用耐磨、减摩性能好的材料。

##### 1. 蜗杆

一般用钢制造。高速重载的蜗杆常用 20Cr、20CrMnTi 等材料渗碳，表面淬硬至 58~63HRC，亦可用 45、40Cr 等经表面淬火至 45~55HRC。对一般用途的蜗杆，可用 40 或 45 钢，只经调质处理，硬度 $\leq 270\text{HBS}$ 。

## 2. 蜗轮

通常以齿面间的相对滑动速度  $v_s$  的大小来选择蜗轮齿圈的材料。常用的材料有：

1) 锡青铜如 ZCuSn10P1、ZCuSn10Zn2、ZCuSn5Pb5Zn5 等。它们的减摩性和抗胶合性能较好，尤以前二者更好，用于相对滑动速度  $v_s > 6\text{m/s}$ ，允许滑动速度可达 25m/s 的较重要的场合。但价格较高。

2) 无锡青铜如 ZCuAl10Fe3、ZCuAl8Mn13Fe3Ni2 等。其强度较高，铸造性能好，耐冲击，价格便宜。但抗胶合性能较前者差，仅适用于速度不高 ( $v_s \leq 6\text{m/s}$ ) 的场合。

3) 灰铸铁有 HT150、HT200 等。仅用于相对滑动速度较低 ( $v_s \leq 2\text{m/s}$ ) 的场合。

## 四、普通圆柱蜗杆传动的设计计算

### (一) 蜗杆传动受力分析

蜗杆传动的受力分析与斜齿圆柱齿轮传动相似。如果略去摩擦力的影响，若蜗杆为主动件，其转向及旋向如图 9-57 所示。取蜗杆进行受力分析（见图 9-57b），则作用于蜗杆齿面节点 C 处的法向力  $F_n$  可分解为三个相互垂直的分力：圆周力  $F_{t1}$ 、径向力  $F_{r1}$  和轴向力  $F_{a1}$ 。由于蜗杆与蜗轮两轴线交错成  $90^\circ$ ，故  $F_{t1} = -F_{a2}$ ， $F_{a1} = -F_{t2}$ ， $F_{r1} = -F_{r2}$ 。各力的大小为

$$F_{t1} = \frac{2000 T_1}{d_1} = F_{a2} \quad (9-43)$$

$$F_{a1} = \frac{F_{t1}}{\tan \gamma} = F_{t2} = \frac{2000 T_2}{d_2} \quad (9-44)$$

$$F_{r1} = F_{a1} \tan \alpha = F_{r2} \quad (9-45)$$

$$F_n = \frac{F_{t1}}{\cos \alpha_n \sin \gamma} = \frac{F_{t2}}{\cos \alpha_n \cos \gamma}$$

近似取  $\cos \alpha_n \approx \cos \alpha_1 = \cos \alpha$ ，则

$$F_n = \frac{F_{t2}}{\cos \alpha_n \cos \gamma} \approx \frac{2000 T_2}{d_2 \cos \alpha \cos \gamma} \quad (9-46)$$

式中  $T_1$ 、 $T_2$ ——蜗杆、蜗轮传递的转矩，单位为  $\text{N}\cdot\text{m}$ ，当蜗杆为主动时， $T_2 = T_1 i \eta$ ；  
 $d_1$ 、 $d_2$ ——蜗杆、蜗轮分度圆直径，单位为  $\text{mm}$ ；



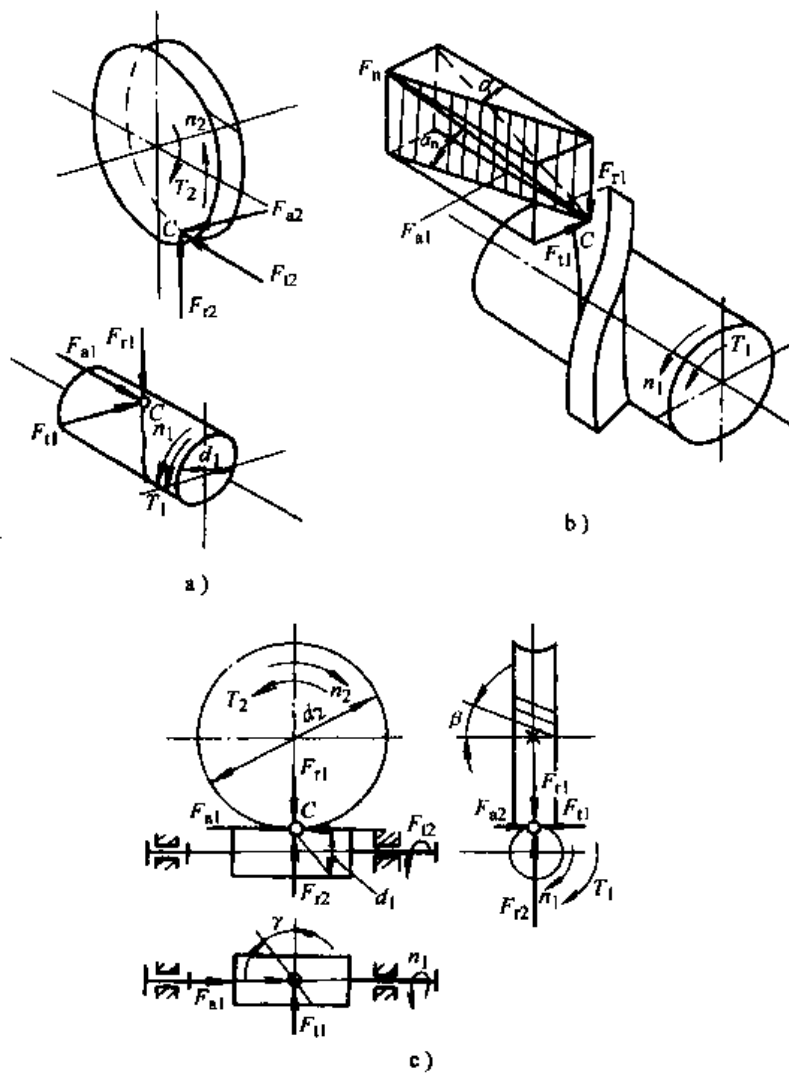


图 9-57 蜗杆传动受力分析

$\alpha_n, \alpha$ ——蜗杆法向压力角及标准压力角(蜗杆轴向压力角);

$\gamma$ ——蜗杆分度圆柱导程角。

各力的方向判断: 蜗杆传动中通常蜗杆为主动。蜗杆所受圆周力  $F_{t1}$  与其转动方向相反; 蜗轮所受的轴向力  $F_{a2}$  的方向与  $F_{t1}$  的方向相反; 而蜗轮受圆周力  $F_{t2}$  与其转动方向相同, 并与蜗杆轴向力  $F_{a1}$  方向相反。  $F_{a1}$  的方向可按其转动方向及螺旋线方向用左、右手定则(方法同斜齿圆柱齿轮)确定。蜗杆、蜗轮所受的径向力  $F_{r1}$  及  $F_{r2}$  的方向由啮合点分别指向各自的轴线。

## (二) 蜗轮齿面接触强度计算

蜗轮齿面接触强度计算与斜齿圆柱齿轮传动相似, 仍以赫兹公式为依据, 代入节点处的相应有关参数, 并引入载荷系数  $K$ , 经化简可得当传动组合材料选

用钢质蜗杆与青铜（或铸铁）蜗轮齿圈配对时的蜗轮齿面接触强度校核公式

$$\sigma_H = \frac{15000}{z_2} \sqrt{\frac{KT_2}{m^2 d_1}} \leq [\sigma_H] \quad (9-47)$$

由式（9-47）得齿面接触强度设计公式

$$m^2 d_1 \geq \left[ \frac{15000}{z_2 [\sigma_H]} \right]^2 KT_2 \quad (9-48)$$

式中  $\sigma_H$ ——齿面接触应力，单位为 MPa；

$K$ ——载荷系数， $K = 1.1 \sim 1.4$ 。当载荷平稳，相对滑动速度  $v_s \leq 3\text{m/s}$  及 7 级精度以上时取低值，否则取较大值；

$[\sigma_H]$ ——蜗轮材料的许用接触应力，单位为 MPa，由表 9-17、表 9-18 选取。

当蜗轮齿圈采用锡青铜时，轮齿失效形式常为齿面疲劳点蚀，其许用接触应力由表 9-17 查取。

当蜗轮齿圈采用铸铁或铝铁青铜时，轮齿主要失效形式为齿面胶合，这时接触强度计算的许用接触应力是根据抗胶合条件给出的，其许用应力值见表 9-18。

表 9-17 锡青铜蜗轮的许用接触应力  $[\sigma_H]$  (单位: MPa)

蜗轮材料	铸造方法	蜗杆齿面的硬度	
		$\leq 350\text{HBS}$	$> 45\text{HRC}$
铸造锡青铜 ZCuSn10Pb1	砂型铸造	180	200
	金属型铸造	200	220
铸造锡青铜 ZCuSn5Pb5Zn5	砂型铸造	110	125
	金属型铸造	135	150

表 9-18 无锡青铜和铸铁蜗轮的许用接触应力  $[\sigma_H]$  (单位: MPa)

材 料		相对滑动速度 / ( $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ )						
蜗 轮	蜗 杆	0.25	0.5	1	2	3	4	5
铸造铝青铜 (ZCuAl10Fe3)	钢经淬火 <sup>①</sup>	—	250	230	210	180	160	120
铸造锰黄铜 (ZCuZn38Mn2Pb2)	钢经淬火 <sup>①</sup>	—	215	200	180	150	135	95
灰铸铁 HT150 HT200	渗碳钢	160	130	115	90	—	—	—
	调质或正火钢	140	110	90	70	—	—	—

① 蜗杆未经淬火时，表中的值降低 20%。

### (三) 蜗轮齿根弯曲强度计算

蜗轮轮齿齿形较复杂，精确计算齿根弯曲应力比较困难。通常仍简化为斜齿

圆柱齿轮进行近似计算。蜗轮齿根弯曲强度校核公式为

$$\sigma_F = \frac{1560KT_2}{m^2 d_1 z_2} Y_{Fa} \leq [\sigma_F] \quad (9-49)$$

式中  $\sigma_F$ ——蜗轮齿根的弯曲应力，单位为 MPa；

$Y_{Fa}$ ——蜗轮的齿形系数，按当量齿数  $z_{v2} = z_2 / \cos^3 \beta$  由表 9-19 查取；

$[\sigma_F]$ ——蜗轮材料的许用弯曲应力，单位为 MPa，由表 9-20 查取。

表 9-19 蜗轮的齿形系数  $Y_{Fa}$

$z_v$	20	24	26	28	30	32	35	37	40	45	50	60	80	100	150	300
$Y_{Fa}$	2.24	2.12	2.10	2.04	1.99	1.94	1.86	1.82	1.76	1.68	1.64	1.59	1.52	1.47	1.44	1.40

表 9-20 蜗轮材料的许用弯曲应力  $[\sigma_F]$  (单位: MPa)

蜗轮材料		铸造方法	单侧工作 $[\sigma_F]$	双侧工作 $[\sigma_F]$
ZCuSn10P1		砂型	51	32
		金属型	70	40
ZCuSn5Pb5Zn5		砂型	33	24
		金属型	40	29
ZCuAl10Fe3		砂型	82	64
		金属型	90	80
灰铸铁	HT150	砂型	40	25
	HT200	砂型	48	30

#### (四) 蜗杆传动的效率、润滑和热平衡计算

##### 1. 蜗杆传动的效率

闭式蜗杆传动总效率  $\eta$  为

$$\eta = \eta_1 \eta_2 \eta_3 \approx (0.94 \sim 0.98) \frac{\tan \gamma}{\tan(\gamma + \rho_v)} \quad (9-50)$$

式中  $\eta_1$ ——传动啮合效率，可近似按螺旋副的效率计算，当螺杆为主动时：

$$\eta_1 = \tan \gamma / \tan(\gamma + \rho_v);$$

$\eta_2$ ——轴承效率，滚动轴承取  $\eta_2 = 0.98 \sim 0.99$ ；滑动轴承取  $\eta_2 = 0.94 \sim 0.99$ ；

$\eta_3$ ——油被搅动和飞溅损耗时的效率，近似取  $\eta_3 = 0.96 \sim 0.99$ ；

$\gamma$ ——蜗杆导程角；

$\rho_v$ ——当量摩擦角， $\rho_v = \arctan f_v$ ， $\rho_v$ 、 $f_v$  值见表 9-21。

表 9-21 当量摩擦因数  $f_v$  和当量摩擦角  $\rho_v$ 

蜗轮材料	锡 青 铜				无锡青铜	
	>45HRC		≤350HBS		>45HRC	
蜗杆齿面硬度						
滑动速度 $v_s/(m \cdot s^{-1})$	$f_v$	$\rho_v$	$f_v$	$\rho_v$	$f_v$	$\rho_v$
0.01	0.11	6°15'	0.12	6°15'	0.18	10°12'
0.10	0.08	4°34'	0.09	5°09'	0.13	7°24'
0.50	0.055	3°09'	0.065	3°43'	0.09	5°09'
1.00	0.045	2°35'	0.055	3°09'	0.07	4°00'
2.00	0.035	2°00'	0.045	2°35'	0.055	3°09'
3.00	0.028	1°36'	0.035	2°00'	0.045	2°35'
4.00	0.024	1°22'	0.031	1°47'	0.04	2°17'
5.00	0.022	1°16'	0.029	1°40'	0.035	2°00'
8.00	0.018	1°02'	0.026	1°29'	0.03	1°43'
10.0	0.016	0°55'	0.024	1°22'		
15.0	0.014	0°48'	0.020	1°09'		
24.0	0.013	0°45'				

注：蜗杆齿面  $R_a \leq 1.6 \sim 0.8 \mu m$ 。蜗轮材料为灰铸铁时，可按无锡青铜查取  $f_v$ 、 $\rho_v$ 。滚动轴承的摩擦已包括在内。

由式 (9-50) 可知：①因蜗杆导程角  $\gamma$  随头数  $z_1$  增多而加大，为提高传动效率，可采用多头蜗杆；②当量摩擦角  $\rho_v$  随相对滑动速度  $v_s$  的增大而减小（表 9-21）， $\rho_v$  减小，将使传动效率提高，故蜗杆传动宜用于高速级传动。

近似估算传动效率时，可按下列数值选取；

闭式传动：

$z_1 = 1$  时， $\eta \approx 0.70 \sim 0.80$ ； $z_1 = 2$  时， $\eta \approx 0.83 \sim 0.87$ ； $z_1 = 4$  时， $\eta \approx 0.89 \sim 0.92$ 。

开式传动： $z_1 = 1、2$  时， $\eta \approx 0.60 \sim 0.70$ 。

## 2. 蜗杆传动的润滑方法和润滑油

为了提高传动效率，减小磨损，避免胶合，必须保证传动具有良好的润滑。闭式蜗杆传动润滑油荐用粘度和给油方法如表 9-22 所示。

表 9-22 蜗杆传动的润滑油粘度及润滑方法（荐用）

滑动速度 $v_s/(m \cdot s^{-1})$	<1	<2.5	<5	>5~10	>10~15	>15~25	>25
工作条件	重载	重载	中载	—	—	—	—
粘度 $\nu_{40^\circ C}/(cSt)$	1000	680	320	220	150	100	68
润滑方法	油 浴		油浴或喷油	压力喷油润滑及其压力(MPa)			
				0.07	0.2	0.3	

### 3. 热平衡计算

闭式蜗杆传动工作时，由于传动效率低，发热量大，如果产生的热量不能及时散逸，将因温度过高而使润滑条件恶化，加剧磨损甚至发生胶合。为使油保持在允许范围内，对连续工作的闭式蜗杆传动要进行热平衡计算。

设传动损失功率全部变成热量，转化成热量所消耗的功率  $P_s$  为

$$P_s = 1000(1 - \eta)P_1$$

经箱体散发热量的相当功率  $P_c$  为

$$P_c = K_s A (t_1 - t_0)$$

达到热平衡时， $P_s = P_c$ ，油温稳定不变，此时油的最高工作温度  $t_1$  为

$$t_1 = \frac{1000(1 - \eta)P_1}{K_s A} + t_0 \leq [t_1] \quad (9-51)$$

式中  $P_1$ ——蜗杆传动输入功率，单位为 kW；

$\eta$ ——蜗杆传动总效率；

$A$ ——有效散热面积，单位为  $m^2$ ，即内表面能被油浸到或溅到，而外表面又能被空气冷却的表面，箱体的凸缘及散热片以 50% 面积计算；

$K_s$ ——箱体散热系数，单位为  $W/m^2 \cdot ^\circ C$ 。自然通风时，一般为  $8 \sim 17 W/m^2 \cdot ^\circ C$ ，周围空气流通良好时取大值；

$t_0$ ——环境温度，单位为  $^\circ C$ ，通常取  $t_0 = 20^\circ C$ ；

$[t_1]$ ——油池润滑油许用工作温度，单位为  $^\circ C$ ，通常  $[t_1] = 70 \sim 90^\circ C$ 。

如果  $t_1 > [t_1]$ ，要采取散热措施，如增加  $K_s$ 、 $A$  等。常用下列方法：① 箱体外增加散热片；② 在箱体外蜗杆轴上装风扇（图 9-58a）以提高  $K_s$  值，这时  $K_s = 20 \sim 35 W/m^2 \cdot ^\circ C$ ；③ 在箱体油池内装蛇形冷却水管（图 9-58b）；④ 采用压力喷油循环润滑（图 9-58c）。

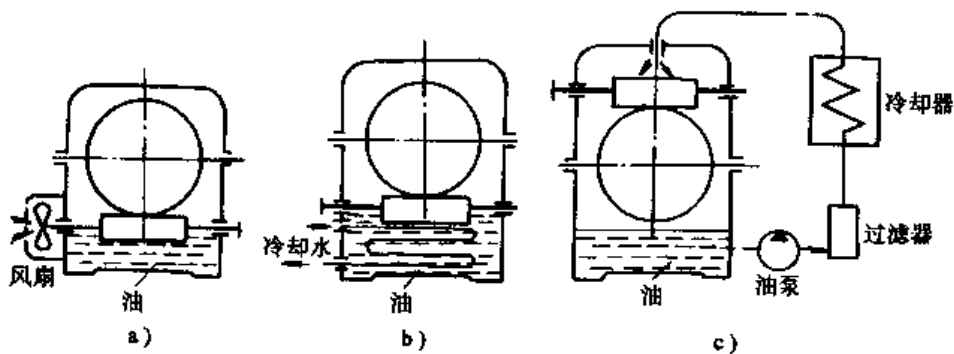


图 9-58 蜗杆传动的散热方法

a) 风扇冷却 b) 蛇形水管冷却 c) 循环油冷却

**例 9-4** 按例 8-1 带式运输机传动方案 II 设计该传动方案中的蜗杆减速装置, 如图 9-59 所示。由前述已知: 运输带拉力  $F = 6000\text{N}$ , 运输带线速度  $v = 0.86\text{m/s}$ , 卷筒直径  $D = 400\text{mm}$ , 单向运转, 双班制连续工作。

**解** (一) 带式运输机的运动及动力设计。

1. 选择电动机

(1) 电动机类型 选一般用途的 Y 系列三相异步电动机。

(2) 计算和选择电动机的容量

1) 求工作机所需功率  $P_w$

$$P_w = \frac{Fv}{1000\eta_w}$$

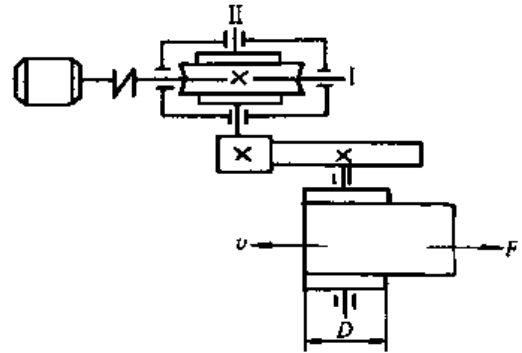


图 9-59 带式运输机传动方案 II

式中  $F$ ——运输带的拉力,  $F = 6000\text{N}$ ;

$v$ ——运输带的线速度,  $v = 0.86\text{m/s}$ ;

$\eta_w$ ——工作机构的效率 (含卷筒及轴承的效率),  $\eta_w = \eta_{\text{轴承}}\eta_{\text{卷}}$ 。

由手册查得:  $\eta_{\text{轴承}} = 0.98$  (滚子轴承),  $\eta_{\text{卷}} = 0.96$ , 则  $\eta_w = \eta_{\text{轴承}}\eta_{\text{卷}} = 0.98 \times 0.96 = 0.94$  故

$$P_w = \frac{Fv}{1000\eta_w} = \frac{6000\text{N} \times 0.86\text{m/s}}{1000 \times 0.94} = 5.49\text{kW}$$

2) 求电动机所需功率  $P_d$

$$P_d = P_w / \eta_a$$

式中  $\eta_a$ ——电动机至驱动卷筒轴的传动总效率

$$\eta_a = \eta_{\text{联}} \eta_{\text{轴承}}^2 \eta_{\text{蜗}} \eta_{\text{开}}$$

由手册查得:  $\eta_{\text{联}} = 0.99$ ,  $\eta_{\text{轴承}} = 0.99$  (球轴承), 初选蜗杆头数  $z_1 = 2$ , 其  $\eta_{\text{蜗}} = 0.85$ ,  $\eta_{\text{开}} = 0.95$ , 则

$$\eta_a = \eta_{\text{联}} \eta_{\text{轴承}}^2 \eta_{\text{蜗}} \eta_{\text{开}} = 0.99 \times 0.99^2 \times 0.85 \times 0.95 = 0.78$$

故

$$P_d = P_w / \eta_a = \frac{5.49\text{kW}}{0.78} = 7\text{kW}$$

(3) 选择电动机的转速 经综合考虑, 初步确定选择电动机的同步转速为  $1500\text{r/min}$ 。

(4) 确定电动机型号 根据电动机的所需功率  $P_d = 7\text{kW}$  及其同步转速为  $1500\text{r/min}$ , 查手册确定选用 Y132-4 型电动机, 其  $P_{\text{ed}} = 7.5\text{kW} > P_d = 7\text{kW}$ , 满载转速  $n_m = 1440\text{r/min}$ 。

2. 确定传动装置的总传动比并分配各级传动比

(1) 确定总传动比  $i_a$

$$i_a = \frac{n_m}{n_w}$$

式中  $n_m = 1440 \text{r/min}$ ;

$n_w$ ——驱动卷筒的转速,  $n_w = \frac{60 \times 1000 v}{\pi D}$ 。

已知  $v = 0.86 \text{m/s}$ ,  $D = 400 \text{mm}$ , 故

$$n_w = \frac{60 \times 1000 \times 0.86 \text{m/s}}{\pi \times 400 \text{mm}} = 41.06 \text{r/min}$$

则

$$i_a = \frac{n_m}{n_w} = \frac{1440}{41.06} = 35.07$$

(2) 分配各级传动比 由  $i_a = i_{\text{蜗}} i_{\text{开}}$ , 初取  $i_{\text{蜗}} = 16$ , 则

$$i_{\text{开}} = \frac{i_a}{i_{\text{蜗}}} = \frac{35.07}{16} = 2.2$$

### 3. 传动装置的运动及动力参数计算

(1) 各轴转速

I 轴  $n_1 = n_m = 1440 \text{r/min}$

II 轴  $n_2 = n_1 / i_{\text{蜗}} = \frac{1440 \text{r/min}}{16} = 90 \text{r/min}$

卷筒转速  $n_w = n_2 / i_{\text{开}} = \frac{90 \text{r/min}}{2.2} = 40.9 \text{r/min}$

(除分度机构等严格要求速比之外的设计, 允许转速 (或传动比) 有  $\pm (3 \sim 5)\%$  的误差。)

(2) 各轴输入功率

I 轴  $P_1 = P_{\text{ed}} \eta_{\text{联}} = 7.5 \text{kW} \times 0.99 = 7.425 \text{kW}$

II 轴  $P_2 = P_1 \eta_{\text{轴承}} \eta_{\text{蜗}} = 7.425 \text{kW} \times 0.99 \times 0.85 = 6.25 \text{kW}$

驱动卷筒轴  $P_w = P_2 \eta_{\text{轴承}} \eta_{\text{开}} = 6.25 \text{kW} \times 0.99 \times 0.95 = 5.88 \text{kW}$

(3) 各轴转矩

I 轴  $T_1 = 9550 \frac{P_1}{n_1} = 9550 \frac{7.425 \text{kW}}{1440 \text{r/min}} = 49.24 \text{N} \cdot \text{m}$

II 轴  $T_2 = T_1 i_{\text{蜗}} \eta_{\text{轴承}} \eta_{\text{蜗}} = 49.24 \text{N} \cdot \text{m} \times 16 \times 0.99 \times 0.85 = 662.97 \text{N} \cdot \text{m}$

驱动卷筒轴

$$T_w = T_2 i_{\text{开}} \eta_{\text{轴承}} \eta_{\text{开}} = 662.97 \text{N} \cdot \text{m} \times 2.2 \times 0.99 \times 0.95 = 1371.75 \text{N} \cdot \text{m}$$

(二) 蜗杆传动的设计

1. 确定蜗杆传动的类型、材料和许用应力

(1) 类型 选用普通圆柱蜗杆传动。

(2) 材料及许用应力 蜗杆选用 45 钢, 表面淬火, 其表面硬度为 45~55HRC; 蜗轮选用 ZCuSn10P1, 砂型铸造, 由表 9-17 查得其许用接触应力  $[\sigma_H] = 200\text{MPa}$ , 蜗轮单向受载, 由表 9-20 查得其许用弯曲应力  $[\sigma_F] = 51\text{MPa}$ 。

2. 确定蜗杆头数  $z_1$  和蜗轮齿数  $z_2$

由表 9-15 及  $i = 16$  选取  $z_1 = 2$ , 则

$$z_2 = iz_1 = 16 \times 2 = 32$$

3. 根据蜗轮齿面接触强度确定主要参数

由式 (9-48)

$$m^2 d_1 \geq \left( \frac{15000}{z_2 [\sigma_H]} \right)^2 KT_2$$

式中  $K$ ——载荷系数, 因带式运输机的载荷较平稳, 初估  $v_s > 3\text{m/s}$ , 选 7 级精度, 则取  $K = 1.3$ ;

由前述已知:  $z = 32$ ,  $[\sigma_H] = 200\text{MPa}$ ,  $T_2 = 662.97\text{N}\cdot\text{m}$ 。

将数据代入上式, 即

$$m^2 d_1 \geq \left( \frac{15000}{32 \times 200\text{MPa}} \right)^2 \times 1.3 \times 662.97\text{N}\cdot\text{m} = 4734.34\text{mm}^3$$

由表 9-14 取  $m^2 d_1 = 5120\text{mm}^3$  得: 模数  $m = 8\text{mm}$ , 蜗杆的分度圆直径  $d_1 = 80\text{mm}$ ; 蜗轮的分度圆直径  $d_2 = mz_2 = 8\text{mm} \times 32 = 256\text{mm}$ , 中心距

$$a = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{(80\text{mm} + 256\text{mm})}{2} = 168\text{mm}$$

蜗杆导程角  $\gamma$ : 由式 (9-41)

$$\tan \gamma = \frac{mz_1}{d_1} = \frac{8\text{mm} \times 2}{80\text{mm}} = 0.2$$

得

$$\gamma = 11.31^\circ$$

4. 校核蜗轮齿根弯曲强度

由式 (9-49)

$$\sigma_F = \frac{1560KT_2}{m^2 d_1 z_2} Y_{Fa} \leq [\sigma_F]$$

式中, 由前述已知:  $K = 1.3$ ,  $T_2 = 662.97\text{N}\cdot\text{m}$ ,  $m = 8\text{mm}$ ,  $d_1 = 80\text{mm}$ ,  $z_2 = 32$ ,  $[\sigma_F] = 51\text{MPa}$ ; 齿形系数  $Y_{Fa}$ : 根据当量齿数  $z_{v2} = \frac{z_2}{\cos^3 \beta} = \frac{32}{(\cos 11.31^\circ)^3} = 33.94$ , 由表 9-19 用插入法查得  $Y_{Fa} = 1.89$ 。



将各数据代入式 (9-49)

$$\sigma_F = \frac{1560 \times 1.3 \times 662.97 \text{ N}\cdot\text{m}}{(8 \text{ mm})^2 \times 80 \text{ mm} \times 32} \times 1.89 = 15.5 \text{ MPa} < [\sigma_F] = 51 \text{ MPa}$$

蜗轮齿根弯曲强度满足要求。

### 5. 蜗杆传动效率计算

由式 (9-50)  $\eta = \eta_1 \eta_2 \eta_3$

式中  $\eta_1$ ——传动的啮合效率,  $\eta_1 = \tan \gamma / \tan(\gamma + \rho_v)$ , 式中  $\gamma = 11.31^\circ$ ,  $\rho_v$  根据滑动速度  $v_s$  由表 9-21 查得;

由式(9-39)得

$$v_s = v_1 / \cos \gamma = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \times 1000 \cos \gamma} = \frac{\pi \times 80 \text{ mm} \times 1440 \text{ r/min}}{60 \times 1000 \times \cos 11.31^\circ} = 6.15 \text{ m/s} > 3 \text{ m/s}$$

与初估相符, 用插入法查表得:  $\rho_v = 1.18^\circ$ , 故

$$\eta_1 = \frac{\tan 11.31^\circ}{\tan(11.31^\circ + 1.18^\circ)} = 0.9$$

$\eta_2$ ——轴承效率, 由表 9-21 注可知, 求出的  $\rho_v$  已包括滚动轴承的摩擦, 故  $\eta_2 = 1$ ;

$\eta_3$ ——油的搅动和飞溅损耗的效率, 取  $\eta_3 = 0.97$ , 则

$$\eta = \eta_1 \cdot \eta_3 = 0.9 \times 0.97 = 0.87$$

蜗杆传动的实际  $\eta$  与原初估  $\eta_{初} = 0.85$  不符, 应进行验算 (可验算  $m^2 d_1$  值)。重新计算

$$T_2' = T_1 i_{蜗} \eta_{轴承} \eta_{蜗} = 49.24 \text{ N}\cdot\text{m} \times 16 \times 0.99 \times 0.87 = 678.57 \text{ N}\cdot\text{m}$$

$$(m^2 d_1)' = \left( \frac{15000}{32 \times 200 \text{ MPa}} \right)^2 \times 1.3 \times 678.57 \text{ N}\cdot\text{m} = 4845.75 \text{ mm}^3 < m^2 d_1 = 5120 \text{ mm}^3$$

故以上计算结果仍然满足强度要求。

### 6. 蜗杆传动的热平衡计算

计算热平衡时所需的散热面积。由式 (9-51) 得

$$A \geq \frac{1000 P_1 (1 - \eta)}{K_s (t_1 - t_0)}$$

设室内常温  $t_0 = 20^\circ\text{C}$ , 工作时的最高油温  $t_1 = 80^\circ\text{C}$ , 散热条件一般, 则取散热系数  $K_s = 14 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$ , 由前述已知:  $P_1 = 7.425 \text{ kW}$ ,  $\eta = 0.87$ , 则

$$A \geq \frac{1000 \times 7.425 \text{ kW} \times (1 - 0.87)}{14 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C} \times (80^\circ\text{C} - 20^\circ\text{C})} = 1.15 \text{ m}^2$$

### 7. 蜗杆传动的设计结果

蜗杆选用 45 钢, 表面淬火, 45~55HRC。

蜗轮选用 ZCuSn10P1, 砂型铸造。

$z_1=2$ ,  $z_2=32$ ,  $m=8\text{mm}$ ,  $d_1=80\text{mm}$ ,  $d_2=256\text{mm}$ ,  $a=168\text{mm}$ ,  $\gamma=\beta=11.31^\circ$  (右旋), 其余尺寸略。

## 第十六节 轮系及减速器

### 一、轮系

前面就一对齿轮组成的齿轮传动的啮合原理、几何尺寸及设计计算进行了研究。为了获得大传动比和多种转速的输出等, 常采用一系列齿轮按一定的方式组合起来进行传动。这种由一系列齿轮组成的传动系统称为齿轮系, 简称为轮系。

本节仅从运动分析的角度研究轮系, 即仅讨论轮系的传动比计算方法和轮系在机械传动中的功能。

#### (一) 轮系的分类

根据轮系传动时各轮轴线相对于机架的位置是否变动, 轮系可以分为以下两种基本类型。

##### 1. 定轴轮系

如图 9-60 所示, 轮系在传动时, 所有齿轮轴线相对于机架的位置都固定不变, 这种轮系就称为定轴轮系。

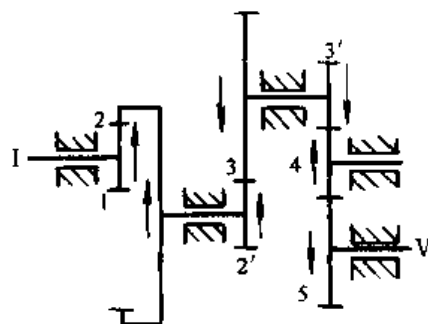


图 9-60 定轴轮系

##### 2. 周转轮系

如果轮系在传动时, 有一个或几个齿轮轴线的位置并不固定, 而是绕其他齿轮的固定轴线回转, 则称这种轮系为周转轮系。如图 9-61 所示。轮系在传动时, 外齿轮 1、内齿轮 3 和构件 H 都绕固定轴线  $OO$  回转。齿轮 2 活套在构件 H 上, 所以, 齿轮 2 在绕自身轴线  $O_1O_1$  回转的同时, 还随构件 H 绕固定轴线  $OO$  回转。在周转轮系中, 轴线位置固定的齿轮称为太阳轮, 轴线位置变动的齿轮称为行星轮, 带着行星轮绕固定轴线回转并保证其与太阳轮的啮合传动的构件称为系杆 (或称转臂或行星架)。一个周转轮系必定具有一个系杆, 一个或几个行星轮, 以及与

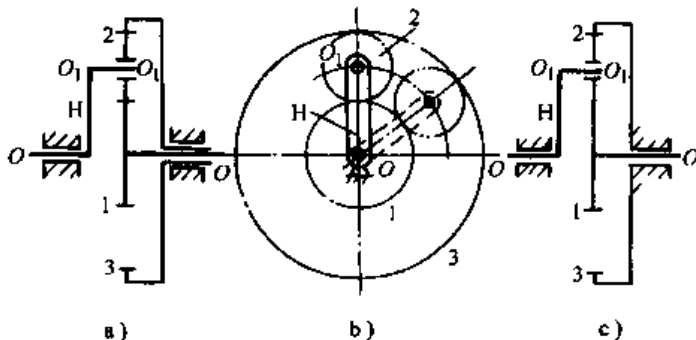


图 9-61 周转轮系

行星轮相啮合的太阳轮。

应注意在周转轮系中，系杆与两太阳轮的回转轴线必须共线，否则轮系不能运转。在周转轮系一般都以太阳轮和系杆作为运动的输入或输出构件，故又称它们为周转轮系的基本构件。

周转轮系可以下述不同特征加以分类：

(1) 按轮系自由度的不同 按轮系自由度的不同可分为：

1) 差动轮系 (图 9-61a) ——自由度为 2，它要有确定的相对运动，则需两个原动件。

2) 行星轮系 (图 9-61c) ——自由度为 1，它要有确定的相对运动，则需一个原动件。

(2) 按轮系基本构件的组成情况 若用 K 表示太阳轮，H 表示系杆，周转轮系可分为：

1) 2K-H 型——周转轮系中有两个太阳轮 (2K) 称为 2K-H 型，如图 9-61 所示。2K-H 周转轮系中，两个太阳轮均可动的是差动轮系 (图 9-61a)，如有一个太阳轮固定不动的是行星轮系 (图 9-61c)。2K-H 型周转轮系应用最广。

2) 3K 型——周转轮系中有 3 个太阳轮的称为 3K 型，如图 9-62 所示。该轮系中，系杆 H 仅起支承作用。

(二) 轮系的传动比

轮系的传动比是指轮系中输入轴与输出轴的角速度 (或转速) 之比，用  $i_{ab}$  表示。下标  $a$ 、 $b$  分别为输入轴和输出轴的代号，即

$$i_{ab} = \frac{\omega_a}{\omega_b} = \frac{n_a}{n_b} \quad (9-52)$$

为了完整地描述输入轴与输出轴之间的传动关系，计算传动比时不仅要确定它的数值，而且要确定  $a$ 、 $b$  的转向关系。表示  $a$ 、 $b$  转向关系有用正负号表示或用画箭头表示的两种方法。

用正负号表示：两轮转向相同时，传动比取正号；转向相反时，传动比取负号。图 9-63a 所示为一对外啮合圆柱齿轮传动，两轮转向相反，其传动比为负，用“-”号表示。即

$$i_{12} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = -\frac{r_2}{r_1} = -\frac{z_2}{z_1} \quad (9-53)$$

图 9-63b 所示为一对内啮合圆柱齿轮传动，两轮转向相同，其传动比为正，用“+”号表示。即

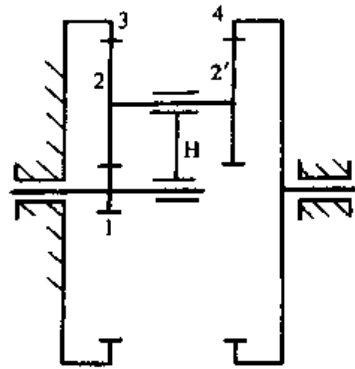


图 9-62 周转轮系 (3K 型)

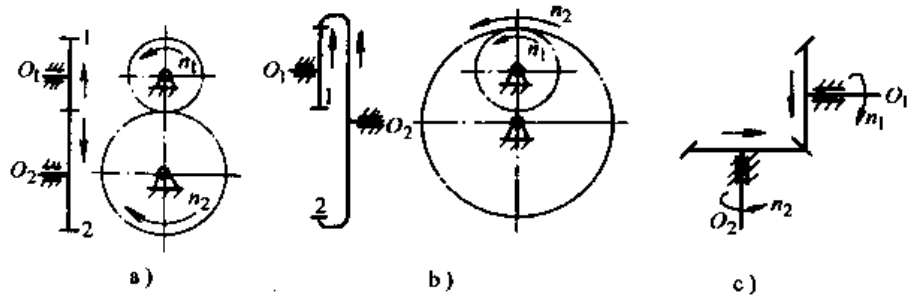


图 9-63 定轴轮系

$$i_{12} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = + \frac{r_2}{r_1} = + \frac{z_2}{z_1} \quad (9-54)$$

上两式中的符号意义同前。

两轮的转向也可用箭头表示。当两轮箭头相反时，传动比为负；反之为正。应当特别指出，对于两轮轴线不平行的齿轮传动，如锥齿轮传动（图 9-63c）、蜗杆传动，只能用画箭头的方法表示各轮的转向。

### 1. 定轴轮系的传动比

现以图 9-60 所示定轴轮系为例，计算其输入轴 I（与齿轮 1 联成一体）与输出轴 V（与齿轮 5 联成一体）的传动比。

显然，该定轴轮系的传动比，也就是首轮 1 和末轮 5 的传动比。设  $z_1$ 、 $z_2$ 、 $z_2'$ 、 $z_3$ 、 $z_3'$ 、 $z_4$ 、 $z_5$  为各轮齿数， $n_1$ 、 $n_2$ 、 $n_2' (= n_2)$ 、 $n_3$ 、 $n_3' (= n_3)$ 、 $n_4$ 、 $n_5$  为各轮转速，则该轮系的传动比可由各对齿轮的传动比求出。即

$$i_{12} = \frac{n_1}{n_2} = + \frac{z_2}{z_1} \quad i_{23} = \frac{n_2}{n_3} = - \frac{z_3}{z_2'}$$

$$i_{34} = \frac{n_3}{n_4} = - \frac{z_4}{z_3'} \quad i_{45} = \frac{n_4}{n_5} = - \frac{z_5}{z_4}$$

因此

$$i_{15} = \frac{n_1}{n_5} = \frac{n_1 n_2 n_3 n_4}{n_2 n_3 n_4 n_5} = i_{12} i_{23} i_{34} i_{45}$$

$$= (-1)^3 \frac{z_2 z_3 z_4 z_5}{z_1 z_2' z_3' z_4}$$

上式表明，定轴轮系的总传动比等于组成该轮系的各对啮合齿轮传动比的连乘积，也等于轮系中各对齿轮传动的从动轮齿数的连乘积与主动轮齿数的连乘积之比，而传动比的正负号（即表示输入与输出轴的转向关系）则取决于轮系中外啮合的次数。若以画箭头方法表示各轴转向，即图 9-60 中箭头所示，该轮系首末两轮转向也为相反。即

$$\text{定轴轮系的传动比} = (-1)^m \frac{\text{所有从动轮齿数的连乘积}}{\text{所有主动轮齿数的连乘积}} \quad (9-55)$$

式中  $m$  表示轮系中外啮合的次数。

由图 9-60 可以看出, 轮系中的齿轮 4 同时与齿轮 3' 和齿轮 5 啮合, 它与齿轮 3' 啮合时为从动轮, 与齿轮 5 啮合时为主动轮, 故在传动比的计算公式中分子、分母同时出现  $z_4$  而互相抵消, 这表明轮 4 的齿数  $z_4$  对传动比的大小没有影响, 而它参与两次啮合对输出轴的转向有影响。齿轮 4 称为惰轮或过轮, 它只起增大传动距离和改变输出轴转向的作用。

**例 9-5** 在图 9-64 所示轮系中,  $z_1=2$  (右旋),  $z_2=40$ ,  $z_2'=20$ ,  $z_3=40$ ,  $z_3'=17$ ,  $z_4=17$ 。若  $n_1=1000\text{r/min}$ , 求齿轮 4 的转速及各轮转向。

**解** 根据式 (9-55) 可求得此轮系的传动比

$$i_{14} = \frac{n_1}{n_4} = \frac{z_2 z_3 z_4}{z_1 z_2' z_3'} = \frac{40 \times 40 \times 17}{2 \times 20 \times 17} = 40$$

所以  $n_4 = \frac{n_1}{i_{14}} = \frac{1000}{40} \text{r/min} = 25 \text{r/min}$

各轮转向如图中箭头所示。

## 2. 周转轮系的传动比

周转轮系中, 由于行星轮的运动不是简单的定轴转动, 所以其传动比就不能直接用求定轴轮系传动比的方法来计算。但是, 如果在保持周转轮系中各构件之间相对运动不变的前提下, 使系杆变为固定不动, 则周转轮系就转化成了一假想的定轴轮系, 这样就可以用定轴轮系传动比的计算公式来求解周转轮系中有关构件的转速及周转轮系的传动比。

在图 9-65 所示的周转轮系中, 设齿轮 1、2、3 及系杆 H 的转速分别为  $n_1$ 、 $n_2$ 、 $n_3$  和  $n_H$ 。根据相对运动原理, 若给整个周转轮系加上一个公共转速  $(-n_H)$ , 系杆 H 便静止不动, 而各构件之间的相对运动并不改变。这样, 该周转轮系就转化成了定轴轮系。这种经过转化而得到的假想的定轴轮系称为原周转轮系的转化轮系, 如图 9-66 所示。在转化轮系中, 各构件的转速分别为

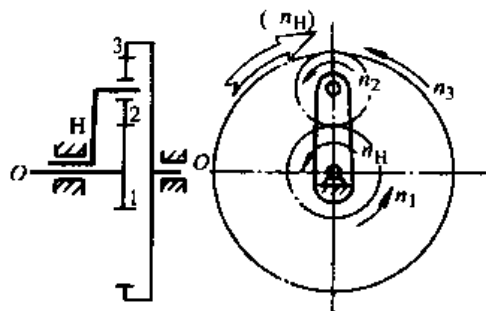


图 9-65 周转轮系

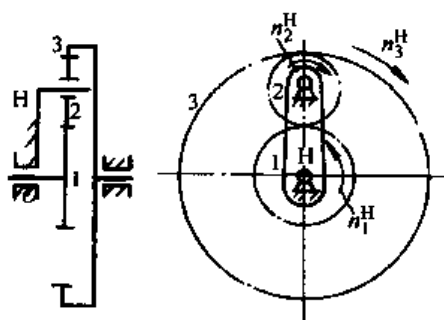


图 9-66 周转轮系的转化轮系

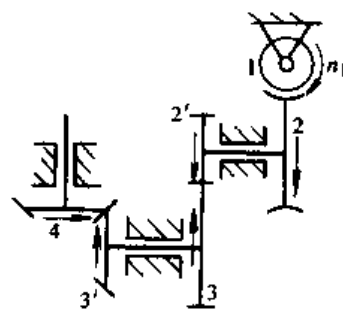


图 9-64 定轴轮系

$$n_1^H = n_1 - n_H \quad n_2^H = n_2 - n_H \quad n_3^H = n_3 - n_H \quad n_H^H = n_H - n_H = 0$$

转化轮系中各构件的转速  $n_1^H$ 、 $n_2^H$ 、 $n_3^H$  和  $n_H^H$  的右上方都带有角标  $H$ ，表示这些转速是各构件相对于系杆  $H$  的转速。如果用  $i_{13}^H = \frac{n_1^H}{n_3^H}$  表示该转化轮系的传动比，按定轴轮系传动比的计算方法可得

$$i_{13}^H = \frac{n_1^H}{n_3^H} = \frac{n_1 - n_H}{n_3 - n_H} = -\frac{z_3}{z_1}$$

式中齿数比前的“—”号表示在转化轮系中轮 1 与轮 3 的转向相反。

当然，我们的目的不是求转化轮系的传动比  $i_{13}^H$ ，而是借助于转化轮系来求周转轮系的传动比，即  $n_1$ 、 $n_3$  和  $n_H$  之间的比值。在上式中已知  $z_1$ 、 $z_3$  之后，如果在  $n_1$ 、 $n_3$ 、 $n_H$  中任意给定两个转速，则另一个转速即可确定，于是便可求出周转轮系中任意两构件之间的传动比。

由上述还可看出，转化轮系的传动比 ( $i_{13}^H$ ) 的符号 (此处为“—”号) 不仅表明转化轮系中两太阳轮的转向关系，而且将直接影响到 3 个基本构件转速 ( $n_1$ 、 $n_3$ 、 $n_H$ ) 之间的比例关系，因而影响到它们之间的传动比和转向关系，所以应特别注意。

现将以上分析推广到一般情形。设周转轮系的两个太阳轮分别为  $G$  和  $K$ ，系杆为  $H$ ，则其转化轮系的传动比  $i_{GK}^H$  可表示为

$$i_{GK}^H = \frac{n_G - n_H}{n_K - n_H} = \pm \frac{\text{从 } G \text{ 到 } K \text{ 所有从动轮齿数的乘积}}{\text{从 } G \text{ 到 } K \text{ 所有主动轮齿数的乘积}} \quad (9-56)$$

若在周转轮系中，有一个太阳轮 (如  $K$  轮) 固定不动，则其转化轮系的传动比为

$$i_{GK}^H = \frac{n_G - n_H}{0 - n_H} = 1 - i_{GH} \quad (9-57)$$

$$i_{GH} = 1 - i_{GK}^H$$

在应用式 (9-56)、式 (9-57) 时，应注意以下几点：

1) 齿数比前必须带“+”或“-”号，即按定轴轮系的方法确定  $G$  和  $K$  在转化轮系中的相对转向，转向相同取“+”号，否则取“-”号。

2) 两式只适用于  $G$ 、 $K$ 、 $H$  轴线平行的场合。

3)  $n_G$ 、 $n_K$ 、 $n_H$  均是代数量，在将已知转速的数值代入式中求解未知转速时，必须注意数值的符号，如两已知构件的转向相反，则一个取正值，另一个取负值。

4) 取  $G$  为输入构件， $K$  为输出构件，中间各轮的主从地位应按这一假定判别。

在由圆柱齿轮组成的周转轮系中，由于各构件的回转轴彼此平行，故利用式(9-55)不仅可以计算各基本构件之间的转速关系，还可以计算行星轮与基本构件之间的转速关系。

**例 9-6** 在图 9-67 所示行星轮系中，已知  $z_1 = z_2' = 100$ ， $z_2 = 101$ ， $z_3 = 99$ 。试求传动比  $i_{1H}$ 。

**解** 因轮 3 固定，故该轮系为一行星轮系，其传动比可按式(9-57)进行计算。即

$$i_{13}^H = \frac{z_2 z_3}{z_1 z_2'} = \frac{101 \times 99}{100 \times 100} = \frac{9999}{10000}$$

$$\text{故得 } i_{1H} = 1 - i_{13}^H = 1 - \frac{9999}{10000} = \frac{1}{10000}$$

$$\text{所以 } i_{H1} = \frac{1}{i_{1H}} = 10000$$

即当系杆转 10000 转时，轮 1 才同向转 1 转，这说明周转轮系可用较少的齿轮获得很大的传动比。又若将  $z_3$  由 99 改为 100，则

$$i_{13}^H = \frac{z_2 z_3}{z_1 z_2'} = \frac{101 \times 100}{100 \times 100} = \frac{10100}{10000} \quad i_{1H} = 1 - \frac{10100}{10000} = -\frac{1}{100}$$

$$\text{所以 } i_{H1} = \frac{1}{i_{1H}} = -100$$

即当系杆转 100 转时，轮 1 反向转 1 转。可见，同一结构的行星轮系，当某一轮齿数作很小变动时，即可引起传动比有较大的改变，且转向关系也可能变化。周转轮系中，各构件转向不仅与主动轮的转向有关，而且与各轮的齿数有关，这与定轴轮系是大不相同的。

**例 9-7** 在图 9-68 所示在由锥齿轮组成的行星轮系中，已知  $z_1 = 20$ ， $z_2 = 30$ ， $z_2' = 50$ ， $z_3 = 80$ ， $n_1 = 50 \text{ r/min}$ 。求系杆 H 的转速  $n_H$ 。

**解** 其转化轮系为一空间定轴轮系，用虚线箭头表示转化轮系中各轮的转向，可见  $n_1^H$  与  $n_3^H$  转向相反，故

$$i_{13}^H = -\frac{z_2 z_3}{z_1 z_2'}$$

$$\text{则 } i_{1H} = 1 - i_{13}^H = 1 - \left( -\frac{z_2 z_3}{z_1 z_2'} \right) = 1 + \frac{30 \times 80}{20 \times 50} = 3.4$$

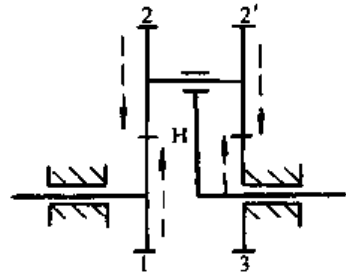


图 9-67 行星轮系

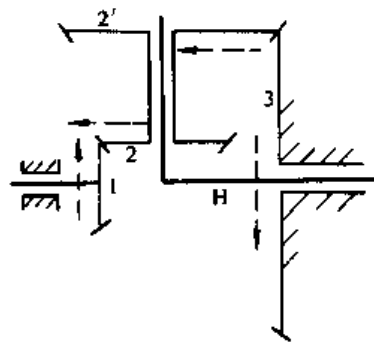


图 9-68 行星轮系

$$n_H = \frac{n_1}{i_{1H}} = \frac{50}{3.4} \text{ r/min} = 14.7 \text{ r/min}$$

说明  $n_H$  转向与  $n_1$  转向相同。

### \* 3. 复合轮系的传动比

在实际机械中，还常常将定轴轮系和周转轮系组合在一起使用，或将几个基本的周转轮系组合在一起使用，通常将这种轮系称为复合轮系。对复合轮系传动比的计算，显然不能简单地采用定轴轮系或周转轮系的传动比计算方法，而必须把它逐一分解为基本的定轴轮系和周转轮系，然后对各个基本轮系按各自的计算方法分别列出其传动比的计算式，并根据它们之间的组合关系找出其运动联系，最后解出所要求的传动比或转速。

分解复合轮系首先要分解出基本的周转轮系，其关键是首先找出轴线位置会变动的行星轮，然后找出系杆（注意系杆不一定呈简单的杆状），以及与行星轮相啮合的所有太阳轮。这组行星轮、太阳轮和系杆则构成一个基本的周转轮系。逐个找出周转轮系后，剩下的就是定轴轮系。

**例 9-8** 在图 9-69 所示轮系中，已知  $z_1 = z_2' = 18$ ， $z_2 = 40$ ， $z_3 = 32$ ， $z_4 = 82$ ， $n_1 = 1440 \text{ r/min}$ 。求传动比  $i_{1H}$ 。

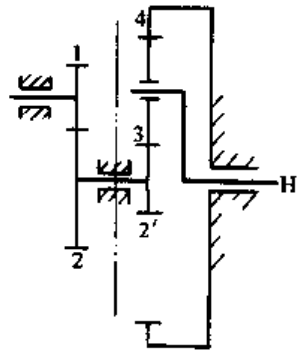


图 9-69 复合轮系

**解** 根据分析，3、2'、4、H 组成行星轮系，1、2 组成定轴轮系。

$$\text{对定轴轮系 } i_{12} = \frac{n_1}{n_2} = -\frac{z_2}{z_1}$$

$$\text{对行星轮系 } i_{2'H} = 1 - i_{2'4}^H = 1 - \left( -\frac{z_4}{z_2'} \right) = 1 + \frac{z_4}{z_2'}$$

$$i_{1H} = \frac{n_1}{n_H} = i_{12} i_{2'H} = \frac{n_1 n_2'}{n_2 n_H}$$

$$= \left( -\frac{z_2}{z_1} \right) \left( 1 + \frac{z_4}{z_2'} \right)$$

$$= \left( -\frac{40}{18} \right) \times \left( 1 + \frac{82}{18} \right)$$

$$= -12.35$$

“-”号说明  $n_1$  与  $n_H$  反向。

**例 9-9** 图 9-70 所示轮系中，各轮齿数为  $z_1 = 24$ ， $z_2 = 33$ ， $z_2' = 21$ ， $z_3 = 78$ ， $z_3' = 18$ ， $z_4 = 30$ ， $z_5 = 78$ 。求  $i_{1H}$ 。



**解** 在该轮系中, 双联齿轮 2-2' 随轮 5 转动, 轮 2-2' 为行星轮, 轮 5 为系杆, 与行星轮相啮合的轮 1 和轮 3 为太阳轮, 它们一起组合成一个周转轮系; 剩下的齿轮 3'、4、5 是一个定轴轮系。因此, 该复合轮系由一定轴轮系和一周转轮系组成, 其联系是定轴轮系中的轮 5 是周转轮系中的系杆, 而轮 3' 与轮 3 为同一构件。

对周转轮系

$$\frac{n_1 - n_H}{n_3 - n_H} = -\frac{z_2 z_3}{z_1 z_2'} \quad (\text{a})$$

对定轴轮系

$$i_{35} = \frac{n_3}{n_5} = -\frac{z_5}{z_3'} \quad (\text{b})$$

由式 (b) 得

$$n_3 = -\frac{z_5}{z_3'} n_5 = -\frac{z_5}{z_3'} n_H$$

代入式 (a) 得

$$\frac{n_1 - n_H}{-\frac{z_5}{z_3'} n_H - n_H} = -\frac{z_2 z_3}{z_1 z_2'}$$

即

$$i_{1H} = \frac{n_1}{n_5} = \left(1 + \frac{z_5}{z_3'}\right) \frac{z_2 z_3}{z_1 z_2'} + 1 \quad (\text{c})$$

将各轮齿数代入式 (c) 得

$$i_{1H} = \left(1 + \frac{78}{18}\right) \frac{33 \times 78}{24 \times 21} + 1 = 28.24$$

该复合轮系中的周转轮系本是自由度为 2 的差动轮系, 但它的太阳轮 3 及系杆 5 被一定轴轮系封闭起来, 保持一定的速比关系, 从而整个轮系成了自由度为 1 的特殊的行星轮系, 常称为封闭式行星轮系。

### (三) 轮系的功能

轮系在实际的机械传动中得到非常广泛的应用。现将轮系的功能归纳如下。

#### 1. 实现大传动比的传动

一对齿轮的传动比不宜过大, 否则由于两齿轮尺寸悬殊 (如图 9-71 中双点划线所示) 而使机构外廓尺寸庞大, 小齿轮易损坏、大齿轮的工作能力不能发挥。采用轮系如图 9-71 中点划线所示, 既可避免上述缺点, 又可获得较紧凑的结构。

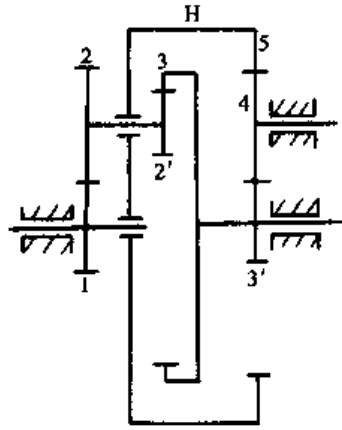


图 9-70 复合轮系

## 2. 实现相距较远的两轴之间的传动

用一对齿轮实现相距较远的两轴间的传动（如图 9-72 中双点划线所示），其传动机构较庞大。若改用定轴轮系（如图 9-72 中点划线所示），既能完成同样的功能，且所占空间减小，还可节省材料，降低成本。

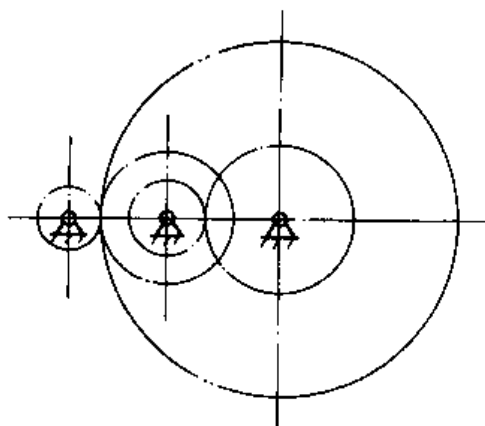


图 9-71 较大传动比的齿轮传动

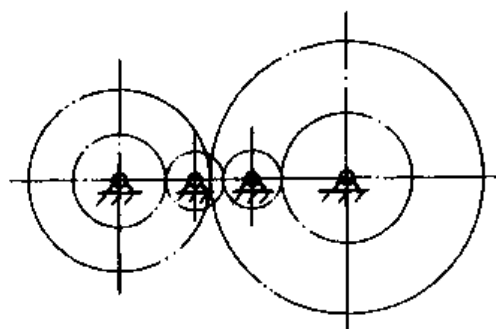


图 9-72 相距较远的两轴间的齿轮传动

## 3. 实现变速、换向传动

图 9-73 所示为汽车变速箱的传动简图，I 轴为输入轴，IV 轴为输出轴。利用牙嵌式离合器 A、B 以及滑移齿轮 4、6，可在输出轴 IV 获得 4 种不同转速及换向传动：

- 第一档 齿轮 5 与 6 啮合，其余脱开（低速档）；
- 第二档 齿轮 3 与 4 啮合，其余脱开（中速档）；
- 第三档 牙嵌式离合器 A、B 嵌合，其余脱开（高速档）；
- 第四档 齿轮 6 与 8 啮合，A、B 脱开（倒档）。

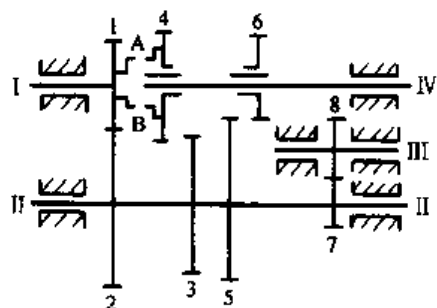


图 9-73 汽车变速箱传动简图

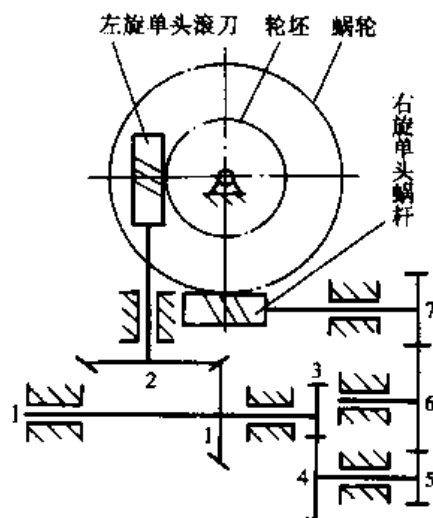


图 9-74 滚齿机传动简图

#### 4. 实现多路传动

图 9-74 所示为滚齿机传动简图，来自输入轴 I 的运动分成二路传出，带动滚刀和蜗杆同时工作。

#### 5. 实现运动的合成和分解

对具有两个太阳轮和一个系杆的差动轮系（自由度为 2），给出太阳轮和系杆中任意两构件的运动后，另一构件的运动才可确定。因此，该构件的运动将是其余两构件运动的合成。

最简单的用作把两个独立的运动合成为一个运动的差动轮系如图 9-75 所示，其中  $z_1 = z_3$ 。由于

$$\frac{n_1 - n_H}{n_3 - n_H} = -\frac{z_3}{z_1} = -1$$

所以  $2n_H = n_1 + n_3$

利用差动轮系进行运动合成，在机床、计算机机构和补偿装置中得到广泛应用。

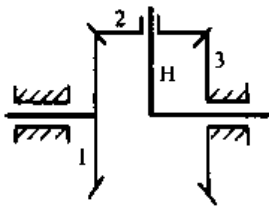


图 9-75 差动轮系

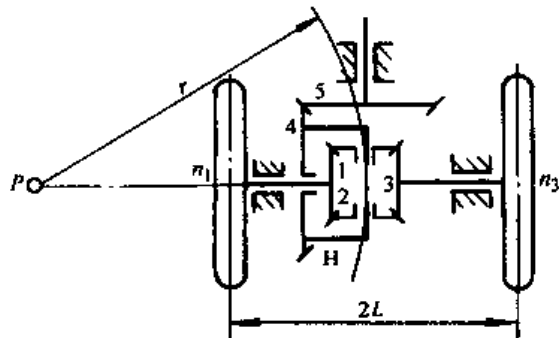


图 9-76 汽车后桥上的差速器

差动轮系还可将一个构件的运动按所需的关系分解为另外两构件的不同的运动。图 9-76 所示为汽车后桥上的差速器，发动机通过变速箱、传动轴驱动齿轮 5，与之啮合的齿轮 4 固连着系杆 H，系杆 H 上装有行星轮 2，与齿轮 1、3 组成一差动轮系，驱动汽车左右两后轮转动。由于

$$z_1 = z_3$$

所以

$$i_{13}^H = i_{13} = \frac{n_1 - n_4}{n_3 - n_4} = -\frac{z_3}{z_1} = -1 \quad (a)$$

$$n_4 = \frac{1}{2}(n_1 + n_3)$$

当汽车直线行驶时,  $n_1 = n_3 = n_4$  ( $n_H$ ), 则齿轮 1、2、3 及 H 组成一个整体转动。当汽车转弯时, 两后轮转速比应为

$$\frac{n_1}{n_3} = \frac{r-L}{r+L} \quad (b)$$

式 (a)、式 (b) 联立求解可得

$$n_1 = \frac{r-L}{r} n_4 \quad n_3 = \frac{r+L}{r} n_4$$

可知输入转速  $n_4$  按上述比例关系分解到两输出轴上, 以满足汽车在弯道上行驶时汽车轮子作无滑动的滚动, 以减小车轮的磨损。

## 6. 实现结构紧凑的大功率传动

采用行星轮系作动力传动时, 通常都采用内啮合以便充分利用空间, 而且输入轴和输出轴共线, 所以机构尺寸非常紧凑。轮系中均匀分布的几个行星轮共同承受载荷, 行星轮公转产生的离心力与齿廓啮合处的径向力相平衡, 受力状况较好, 效率较高。与普通定轴轮系相比, 采用行星轮系或复合轮系能做到结构尺寸更小, 传递的功率更大。

## 二、减速器

减速器是由封闭在箱体内, 且传动比固定不变的齿轮传动或蜗杆传动组成。它是置于原动机和工作机之间的独立的闭式传动装置。它用来降低转速和增大转矩, 以满足工作要求。在某些场合也用来增速, 此时称其为增速器。减速器在现代机械设备中应用广泛, 它的结构形式很多, 我国已有标准化的系列产品由专业厂家成批生产。下面简要介绍减速器的一些基本知识。

### (一) 减速器的分类

(1) 按照传动的类型 减速器可分为齿轮减速器 (图 9-77、图 9-78)、蜗杆减速器 (图 9-79) 和行星齿轮减速器 (图 9-80), 以及由它们互相组合起来的减速器 (如图 9-81、图 9-82)。

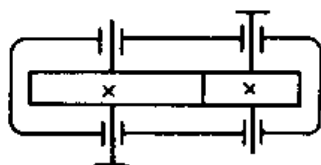


图 9-77 单级圆柱齿轮减速器

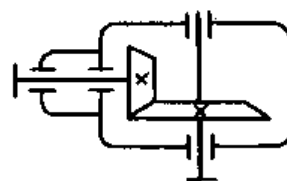


图 9-78 单级锥齿轮减速器

(2) 按照齿轮的外形 可分为圆柱齿轮减速器 (图 9-77)、锥齿轮减速器 (图 9-78) 以及由它们组合起来的圆锥—圆柱齿轮减速器 (图 9-82)。

(3) 按照传动的级数 可分为单级 (图 9-77、图 9-78)、双级 (图 9-81、图 9-82、图 9-83)、三级 (图 9-84) 和多级减速器。

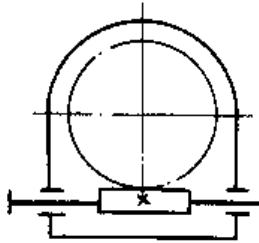


图 9-79 单级蜗杆减速器

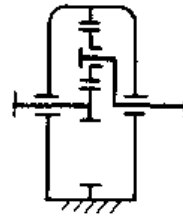


图 9-80 单级行星齿轮减速器

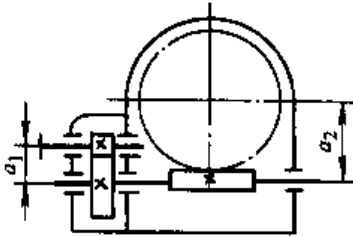


图 9-81 两级齿轮—蜗杆减速器

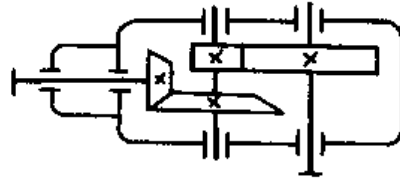


图 9-82 两级圆锥—圆柱齿轮减速器

(4) 按照传动的布置形式 二级和二级以上的圆柱齿轮减速器按照传动的布置形式可分为展开式、分流式和同轴式减速器, 如图 9-83 所示。

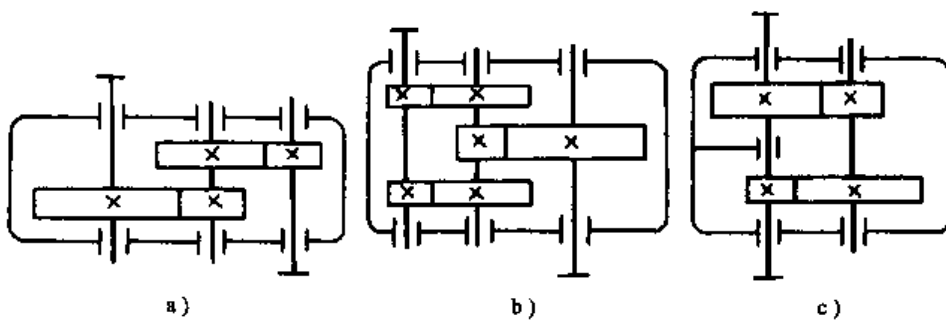


图 9-83 二级圆柱齿轮减速器的传动布置形式

a) 展开式 b) 分流式 c) 同轴式

(5) 按照轴的安装方式 可分为立式或卧式齿轮减速器, 如图 9-85 所示。

(二) 减速器的基本类型简介

减速器的类型很多, 最基本的类型有以下几种 (其他类型可在此单级基础上根据工作要求进行互相组合)。

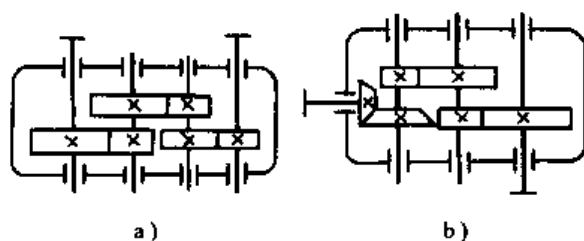


图 9-84 三级齿轮减速器

a) 三级圆柱齿轮减速器 b) 三级圆锥—圆柱齿轮减速器

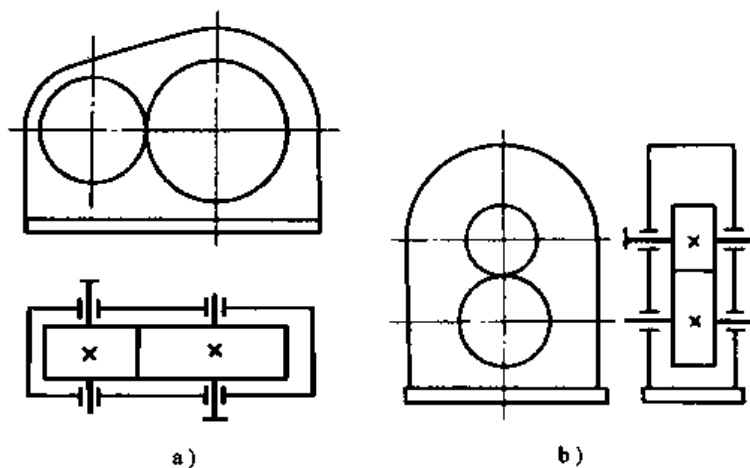


图 9-85 齿轮减速器轴线布置形式

a) 卧式 b) 立式

### 1. 单级圆柱齿轮减速器

图 9-77 所示为单级圆柱齿轮减速器。轮齿可以做成直齿、斜齿或人字齿。直齿用于速度较低 ( $v \leq 8\text{m/s}$ )、载荷较轻的传动；斜齿轮用于速度较高的传动；人字齿轮用于载荷较重的传动。单级齿轮减速器推荐传动比  $i \leq 8 \sim 10$  (常用：直齿  $i \leq 5$ )。当传动比  $i > 10$  时，大小齿轮直径相差太大，减速器外廓尺寸将很大，这时应改为双级或多级减速器。传动比和其他条件相同的单级与双级减速器的外廓尺寸的比较如图 9-86

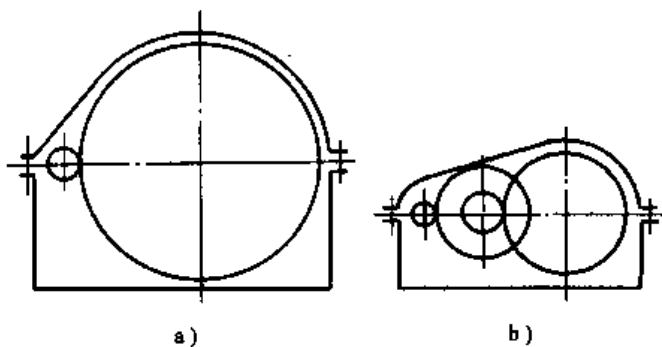


图 9-86 单、双级减速器外廓尺寸的比较

a) 单级 b) 二级

所示。

## 2. 锥齿轮减速器

图 9-78 所示为单级锥齿轮减速器。轮齿可做成直齿、斜齿或曲线齿。适用于两轴线垂直相交的传动中。单级锥齿轮减速器推荐传动比  $i = 8 \sim 10$  (常用  $i \leq 3$ )。对于较大的传动比,可采用锥齿轮传动和圆柱齿轮传动(单级或双级)的组合结构(图 9-82)。由于锥齿轮承载能力较圆柱齿轮低,故常将锥齿轮传动布置在高速级。

## 3. 蜗杆减速器

图 9-79 所示为单级蜗杆减速器。主要用于传动比较大的场合。单级传动比一般为  $i = 10 \sim 80$ 。传动比较大时蜗杆传动结构紧凑的优点更加显著。由于其传动效率较低,蜗杆减速器不宜用于长期连续工作的大功率传动。

单级蜗杆减速器有蜗杆上置及蜗杆下置两种形式。蜗杆下置,啮合处的冷却和润滑都较好,蜗杆轴承润滑也方便。但蜗杆圆周速度不能太大,一般  $v < 4 \sim 10 \text{m/s}$ ,否则搅油损失大,传动效率更低。蜗杆上置,蜗杆的圆周速度可高些。但蜗杆轴承润滑不方便。

阿基米德蜗杆减速器目前仍广泛使用,因为它的工艺性好、制造简单。但其承载能力、传动效率及使用寿命都较低。所以又出现一些新型蜗杆减速器,如圆弧齿蜗杆减速器、平面包络蜗杆减速器、环面蜗杆减速器等。

## 4. 行星齿轮减速器

与普通圆柱齿轮减速器(齿轮轴线均固定)相比较,行星齿轮减速器的尺寸小、重量轻,传动效率高(单级可达  $96\% \sim 99\%$ ),传动比范围广,传动功率很大。但行星齿轮减速器制造精度要求较高,结构较复杂,适用于要求结构紧凑的动力传动。目前广泛采用的行星齿轮减速器除渐开线行星齿轮减速器外,还有渐开线少齿差行星齿轮减速器、行星摆线针轮减速器、谐波齿轮减速器等。

### (三) 减速器的基本结构

减速器主要由传动零件(如齿轮或蜗杆、蜗轮等)、轴及轴承、联接零件、箱体及其附件组成。

以单级齿轮减速器为例,其基本结构由三大部分组成。

(1) 传动零件、轴及轴承组合 传动零件如齿轮、蜗杆、蜗轮、轴及轴承等各种机械零部件的结构在本教材中的相关章、节中介绍(此处略)。

(2) 箱体 箱体是减速器的重要组成部分。它是传动件的基座,应具有足够的强度和刚度。

绝大多数的箱体广泛选用灰铸铁如 HT150、HT200 制造,对于重载或有冲击载荷的减速器箱体才采用铸钢材料。单件生产的减速器,为简化工艺、降低成本,也可采用 Q215 或 Q235 钢板焊接的箱体。

为便于轴系部件的安装和拆卸，减速器的箱体一般采用沿轴心线水平剖分式的结构。上箱盖与下箱体用螺栓联接为一体。为使箱体本身具有足够的刚度，应使轴承座有足够的壁厚，并在其附近箱体上加肋。

箱体的结构还应考虑铸造工艺、加工工艺的要求，力求形状简单、美观和良好的加工工艺性。

(3) 减速器附件 在减速器的结构设计中，除对传动零件、轴及轴承组合和箱体的结构设计外，还应考虑减速器润滑油的注油、排油；油面高低的检查；通气、加工及拆装检修时箱盖与箱体的精确定位；装拆、吊运等辅助零、部件的合理设计及选择。满足这些要求的零、部件称为减速器的附件。

减速器附件设计的内容含：检查孔及孔盖；放油孔及放油螺塞；油面指示器；通气器；定位销；起盖螺钉；起吊装置等。减速器附件的具体设计及选择可参见有关设计手册。

### 思考题及习题

9-1 齿轮传动应满足的基本要求是什么？渐开线是怎样形成的？它具有哪些重要性质？渐开线齿轮能否满足齿廓啮合基本定律？为什么？

9-2 节圆与分度圆、压力角与啮合角有何区别？在什么条件下分度圆与节圆重合？在什么条件下压力角与啮合角相等？

9-3 渐开线齿轮正确啮合和连续传动的条件是什么？

9-4 何谓根切现象？根切对齿轮带来什么影响？标准渐开线直齿圆柱齿轮不产生根切的最少齿数是多少？

9-5 若已知一对标准直齿圆柱齿轮传动，其齿数  $z_1=25$ ， $z_2=100$ ， $m=4\text{mm}$ ，试确定这对齿轮的  $d_1$ 、 $d_2$ 、 $d_{a1}$ 、 $d_{a2}$ 、 $d_{f1}$ 、 $d_{f2}$  及其中心距  $a$ 。

9-6 已知一对标准安装的直齿圆柱齿轮的中心距  $a=144\text{mm}$ ，传动比  $i=3$ ，模数  $m=4\text{mm}$ ，压力角  $\alpha=20^\circ$ ，试求两齿轮的齿数、分度圆半径、齿顶圆半径、齿根圆半径、基圆半径。

9-7 一对标准斜齿圆柱齿轮传动的的基本参数为： $z_1=20$ ， $z_2=40$ ， $m_n=8\text{mm}$ ， $\alpha_n=20^\circ$ ， $\beta=18^\circ$ ， $b=30\text{mm}$ 。试求： $P_n$ 、 $P_t$ 、 $d_1$ 、 $d_2$ 、 $d_{a1}$ 、 $d_{a2}$ 、 $d_{f1}$ 、 $d_{f2}$ 、 $a$ 、 $z_{v1}$ 、 $z_{v2}$ 。

9-8 试分析齿轮轮齿的主要失效形式及产生的原因。开式、闭式齿轮传动设计准则有何不同？

9-9 齿轮材料选择的原则是什么？常用哪些材料及热处理方法？软、硬齿面齿轮的区分根据是什么？

9-10 齿轮强度计算时，为什么要采用计算载荷？计算载荷与名义载荷有何关系？

9-11 试分析、比较直齿、斜齿圆柱齿轮传动及锥齿轮传动的受力情况（要求从力的三要素进行分析、比较）。

9-12 从齿轮轮齿失效情况得出了哪些承载能力计算依据？其理论基础（即原始公式）是什么？各自针对哪种失效形式？



9-13 影响齿轮齿面接触疲劳强度和齿根弯曲疲劳强度的主要因素有哪些?是怎样影响的?

9-14 试述齿形系数的物理意义。齿形系数与哪些因素有关?为什么齿形系数与模数无关?同一齿数的直齿圆柱齿轮、斜齿圆柱齿轮及锥齿轮的齿形系数值是否相同?

9-15 一对斜齿圆柱齿轮及锥齿轮传动正确啮合的条件是什么?它们与直齿圆柱齿轮传动相比较,在强度计算中有何异同?

9-16 设计齿轮传动时,下列参数中哪些值应圆整成标准值?哪些应圆整成整数?哪些值不能圆整? $m_n$ 、 $m_n$ 、 $z$ 、 $z_v$ 、 $\beta$ 、 $\delta_1$ 、 $\delta_2$ 、 $d$ (分度圆直径)、 $d_a$ 、 $d_f$ 、 $a$ 、 $b$ 。

9-17 在圆柱齿轮减速器中,小齿轮齿宽 $b_1$ 与大齿轮齿宽 $b_2$ 是否相等?若不等,哪一个 $b$ 大些?为什么?在强度计算中应带哪个 $b$ 进行计算?

9-18 斜齿圆柱齿轮螺旋角 $\beta$ 的大小对传动有何影响? $\beta$ 应如何选取?

9-19 为什么锥齿轮传动的强度计算取齿宽中点作为计算点?

9-20 一对标准直齿圆柱齿轮传动,其参数 $m=3\text{mm}$ 、 $z_1=20$ 、 $z_2=80$ 。问:

(1)若改取 $m=4\text{mm}$ ,当 $z$ 、 $b$ 、材料及硬度、传递功率及转速均不变时,齿根弯曲疲劳强度和齿面接触疲劳强度有什么变化?

(2)若改取 $m=2\text{mm}$ , $z_1=30$ 、 $z_2=120$ ,其余条件不变时,齿根弯曲疲劳强度与齿面接触疲劳强度有何变化?

9-21 在图9-87所示三个直齿圆柱齿轮的传动系统中(转向如图所示),试分别在:a)1轮主动、b)2轮主动的两种情况下,画出2轮在两个啮合点所受的力并分析其齿根弯曲应力为何种性质的变应力。

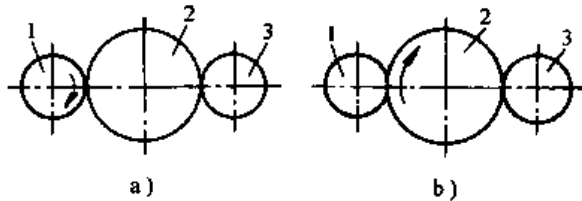


图9-87 题9-21图

9-22 用于运输机的单级直齿圆柱齿轮减速器。单向运转,载荷平稳。已知 $P_1=15\text{kW}$ , $n_1=970\text{r/min}$ , $z_1=27$ , $m=2.5\text{mm}$ , $a=135\text{mm}$ , $b_1=75\text{mm}$ , $b_2=68\text{mm}$ ,小齿轮材料为40Cr调质,大齿轮材料为45钢调质,要求寿命为15000h,试校核其强度。

9-23 设计用于铣床变速箱中的一对直齿圆柱齿轮传动。已知变速箱由电动机驱动, $P_1=7.5\text{kW}$ ,小齿轮主动, $n_1=1450\text{r/min}$ , $i=2.5$ ,齿轮相对于轴承为非对称布置,轴的刚度较小,工作时有中等冲击,使用期限为10年,单班制工作,要求中心距 $a$ 为整数,传动比误差在 $\pm 3\%$ 以内。

9-24 设计一由电动机驱动的斜齿圆柱齿轮传动。已知 $P=15\text{kW}$ , $n_1=970\text{r/min}$ , $i=3.5$ ,载荷平稳,双向转动,双班制工作,每年工作300天,使用期限为10年。

9-25 图9-88所示为一对斜齿圆柱齿轮传动。已知: $P_1=22\text{kW}$ , $n_1=1470\text{r/min}$ , $z_1=27$ , $m_n=2.5\text{mm}$ , $\beta=12^\circ$ ,转向如图所示。

(1)设轮1主动,试计算轮1所受的三个力: $F_{d1}$ 、 $F_{r1}$ 和 $F_{a1}$ 的大小,并在图中过啮合点分别标出它们的方向。

(2)上述轮1的旋转方向改变时,三个力的方向有何变化?

9-26 已知两级斜齿圆柱齿轮减速器的条件如图 9-89 所示, 问:

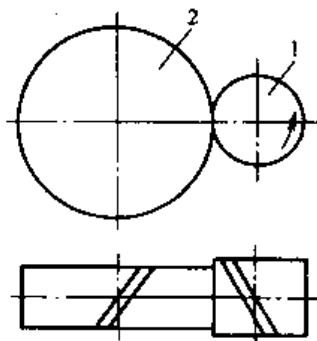


图 9-88 题 9-25 图

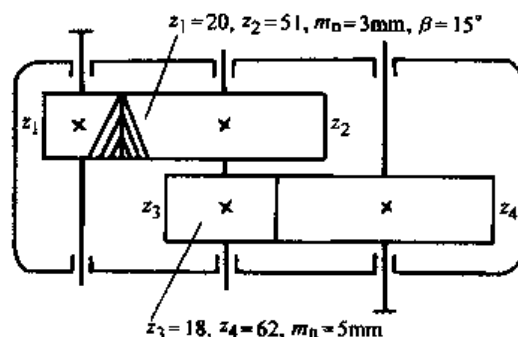


图 9-89 题 9-26 图

(1) 轮 3 螺旋角旋向应如何选择才能使中间轴两轮的轴向力方向相反?

(2) 轮 3 螺旋角  $\beta_3$  应取多大才能使中间轴的轴向力抵消? (提示: 中间轴上轮 2 和轮 3 所受扭矩相等, 方向相反)

9-27 在图 9-90 所示的圆锥—斜齿圆柱齿轮减速器中, 已知锥齿轮传动比  $i_1 = 2.2$ , 斜齿圆柱齿轮传动比  $i_2 = 2.8$ , 减速器由电动机驱动, 载荷平稳, 输入功率  $P_1 = 10\text{kW}$ , 输入转速  $n_1 = 970\text{r/min}$ , 单向运转, 转向如图所示。

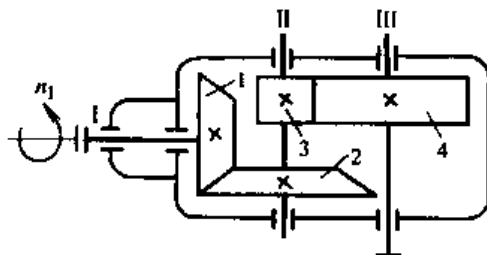


图 9-90 题 9-27 图

(1) 设计第一级的直齿锥齿轮传动;

(2) 设计第二级的斜齿圆柱齿轮传动。

9-28 蜗杆传动与齿轮传动相比较, 其主要优缺点有哪些? 常用于何处? 为什么传递大功率时很少采用蜗杆传动?

9-29 蜗杆传动有哪些类型? 为什么阿基米德蜗杆传动应用较为广泛?

9-30 何谓阿基米德蜗杆传动的中间平面? 在中间平面内蜗杆与蜗轮各有什么样的齿形? 蜗杆传动正确啮合的条件是什么?

9-31 在蜗杆传动中为什么要限制蜗杆的分度圆直径  $d_1$ ?

9-32 蜗杆传动的失效形式有哪些? 失效主要发生在蜗杆还是蜗轮上? 其强度计算的依据是什么?

9-33 蜗轮材料为锡青铜和为铸铁或无锡青铜时, 在确定许用接触应力  $[\sigma_H]$  时考虑的因素是否相同? 为什么?

9-34 对连续工作的闭式蜗杆传动为什么要进行热平衡计算? 如热平衡不满足要求时, 应采取什么措施?

9-35 图 9-91 所示为四种蜗杆传动形式 (蜗杆为主动件)。在图中分别画出作用在蜗杆、蜗轮上的三个分力, 并标出蜗轮齿螺旋线方向及蜗轮的回转方向。

9-36 图 9-91d 所示为闭式蜗杆传动。已知模数  $m = 8\text{mm}$ , 蜗杆分度圆直径  $d_1 = 80\text{mm}$ , 头数  $z_1 = 2$ , 转速  $n_1 = 1450\text{r/min}$ , 传动比  $i = 21$ , 由电动机直接驱动, 单向回转, 载

荷平稳。蜗杆用 45 钢表面淬火处理，蜗轮用 ZCuSn10P1 砂型铸造。试计算该传动能够传递的功率  $P_1$ ，以及分别作用在蜗杆和蜗轮上的三个分力 ( $F_t$ 、 $F_a$ 、 $F_r$ ) 的大小。

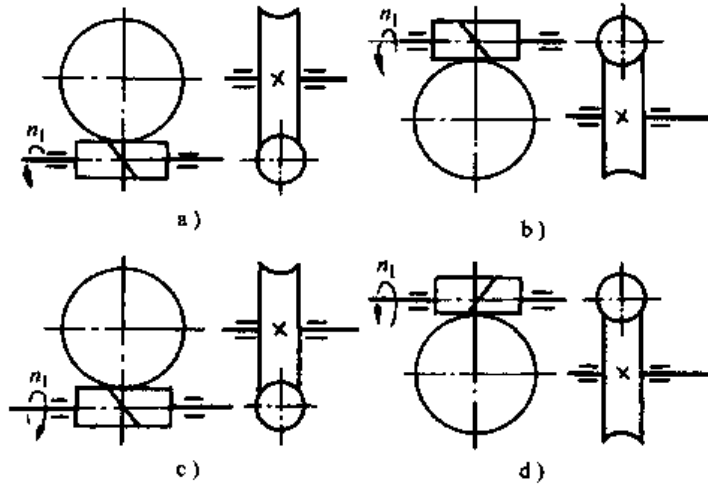


图 9-91 题 9-35 图

9-37 设计一由电动机驱动的单级普通圆柱蜗杆减速器。电动机的额定功率  $P = 7.5\text{kW}$ ，转速  $n_1 = 1440\text{r/min}$ ，减速器传动比  $i = 22$ ，载荷平稳，单向连续运转。

9-38 在蜗杆传动中下面两式有无错误？为什么？

$$(1) i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{d_2}{d_1}$$

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

9-39 何谓定轴轮系？何谓周转轮系？

9-40 定轴轮系与周转轮系的传动比应如何计算？怎样确定轮系输出轴的转向？

9-41 图 9-92 所示为一手摇提升装置，其中各轮齿数均为已知，试求传动比  $i_{15}$ ，并画出当提升重物时手柄的转向。

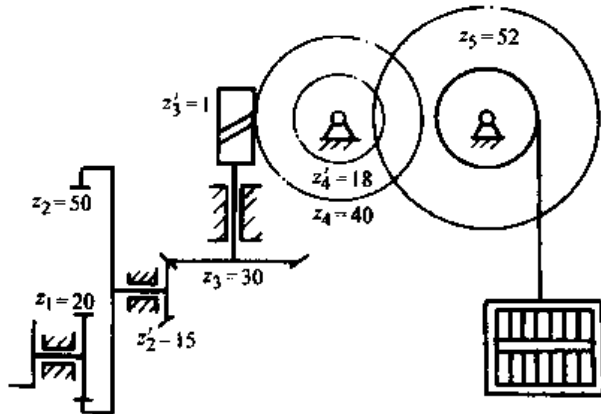


图 9-92 题 9-41 图

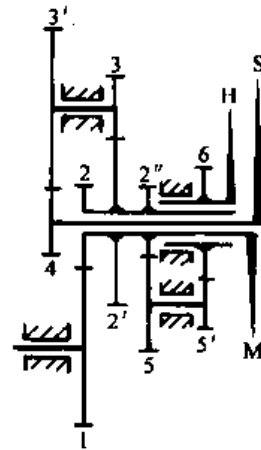


图 9-93 题 9-42 图

9-42 图 9-93 所示为钟表的传动机构。已知该轮系中各齿轮的齿数为  $z_1 = 72$ ,  $z_2 = 12$ ,  $z_2' = 64$ ,  $z_2'' = z_3 = z_4 = 8$ ,  $z_3' = 60$ ,  $z_5 = z_6 = 24$ ,  $z_5' = 6$ 。求秒针与分针的传动比  $i_{SM}$  及分针与时针的传动比  $i_{MH}$ 。

9-43 图 9-94 所示差动轮系中, 设已知各轮齿数  $z_1 = 15$ ,  $z_2 = 25$ ,  $z_2' = 20$ ,  $z_3 = 60$ ,  $n_1 = 200\text{r/min}$ ,  $n_3 = 50\text{r/min}$ , 试分别求出当 (1)  $n_1$ 、 $n_3$  转向相同时; (2) 当  $n_1$ 、 $n_3$  转向相反时, 系杆  $H$  转速  $n_H$  的大小和方向。

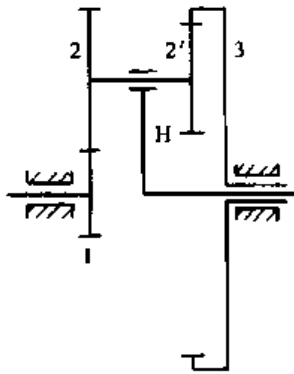


图 9-94 题 9-43 图

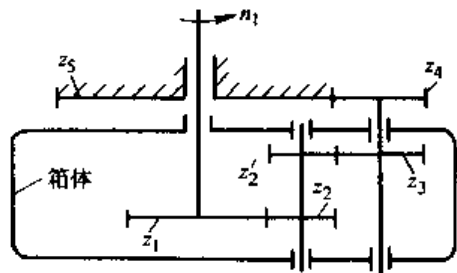


图 9-95 题 9-44 图

9-44 用于自动化照明灯具上的一周转轮系如图 9-95 所示。已知输入轴转速  $n_1 = 19.5\text{r/min}$ ,  $z_1 = 60$ ,  $z_2 = z_2' = 30$ ,  $z_3 = z_4 = 40$ ,  $z_5 = 120$ , 试求箱体的转速。

9-45 图 9-96 所示为一手动起重葫芦, 已知  $z_1 = z_2' = 10$ ,  $z_2 = 20$ ,  $z_3 = 40$ , 传动总效率  $\eta = 0.9$ , 为提升重  $Q = 10000\text{N}$  的重物, 求必须施加于链轮 A 上的圆周力  $F$ 。

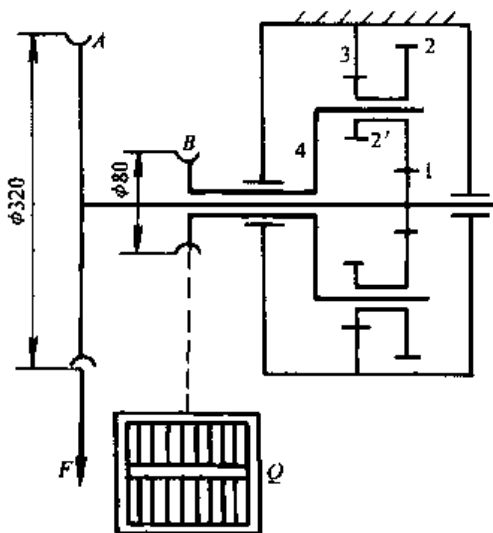


图 9-96 题 9-45 图

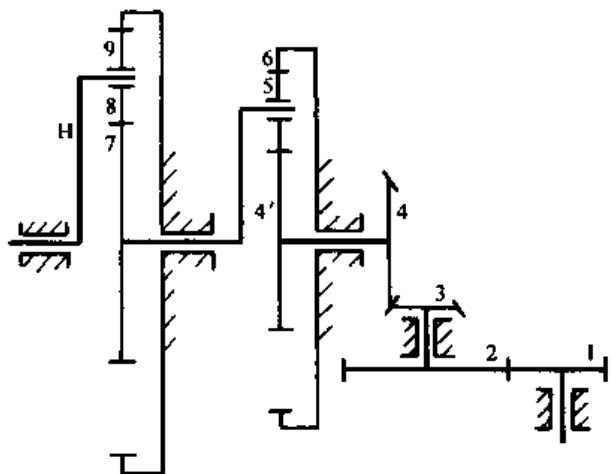


图 9-97 题 9-46 图

9-46 图 9-97 所示轮系中, 设已知  $n_1 = 3549\text{r/min}$ , 各轮齿数为  $z_1 = 36$ ,  $z_2 = 60$ ,  $z_3 = 23$ ,  $z_4 = 49$ ,  $z_4' = 69$ ,  $z_5 = 31$ ,  $z_6 = 131$ ,  $z_7 = 94$ ,  $z_8 = 36$ ,  $z_9 = 167$ , 试求系杆 H 的转速  $n_H$ 。

9-47 图 9-98 所示输送带的行星齿轮减速器中, 已知  $z_1 = 10$ ,  $z_2 = 32$ ,  $z_3 = 74$ ,  $z_4 = 72$ ,  $z_2' = 30$  及电动机转速为  $1450\text{r/min}$ , 求输出轴转速  $n_4$ 。

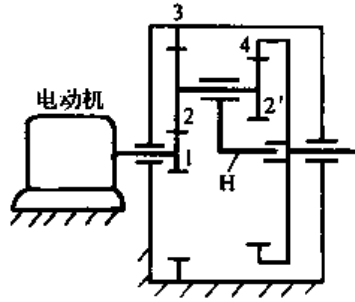


图 9-98 题 9-47 图