



CHI LUN XUE

第二册

湖北农业机械学院编

一九七七年元月

齿

轮

学

目 录

第八章：直齿圆锥齿轮传动	(1)
§ 8—1 直齿圆锥齿轮的齿廓曲线和当量齿轮	(1)
§ 8—2 圆锥齿轮尺寸的计算	(3)
§ 8—3 受力分析与强度校核	(6)
一、直齿圆锥齿轮的受力分析	(6)
二、直齿圆锥齿轮的强度校核	(6)
§ 8—4 圆锥齿轮的精度及公差	(9)
§ 8—5 直齿圆锥齿轮的变位	(19)
一、变位的类型	(19)
1、高度变位	(19)
2、切向变位	(19)
3、角度变位	(20)
二、直齿圆锥齿轮的变位制	(20)
1、格利森变位制	(20)
2、埃尼姆斯变位制	(22)
3、角度变位制	(22)
§ 8—6 圆锥齿轮的结构设计	(25)
§ 8—7 直齿圆锥齿轮的加工	(26)
一、产形齿轮——平面齿轮与平顶齿轮	(27)
二、用假想平面齿轮原理加工直齿圆锥齿轮的方法	(28)
三、用假想平顶齿轮原理加工直齿圆锥齿轮的方法	(29)
四、成对盘形铣刀加工法	(30)
第九章：圆弧齿锥齿轮传动	(31)
§ 9—1 圆弧齿锥齿轮的参数与几何尺寸计算	(32)
一、齿轮的各要素名称	(32)
1、齿面节线	(32)
2、齿面	(32)
3、齿端	(32)
4、齿形	(32)
5、齿顶	(32)
6、齿根	(32)
二、圆弧锥齿轮的参数及其选择	(32)
1、螺旋角 β	(32)

2、齿数 Z 与当量齿数 Z_d	(35)
3、模数 m_s	(35)
4、压力角 α_f	(35)
5、高度变位系数 ξ 与切向变位系数 τ	(36)
三、圆弧齿锥齿轮的几何尺寸及其计算	(41)
1、节圆直径 d_f	(41)
2、全齿高 h 工作齿高 h_w , 齿顶高 h_e 与径向间隙 C	(41)
3、理论弧齿厚 s_f	(41)
4、外锥距 L 和齿面宽 B	(43)
5、根锥角 φ_i 与顶锥角(或称面锥角) φ_e	(43)
6、齿顶圆直径 D	(44)
四、圆弧齿锥齿轮几何尺寸计算举例	(44)
§ 9—2 圆弧齿锥齿轮的材料与热处理	(44)
一、圆弧齿锥齿轮的材料选择	(44)
二、渗碳钢圆弧齿锥齿轮的热处理技术要求	(50)
§ 9—3 圆弧齿锥齿轮的精度要求和毛坯公差	(50)
一、生产中沿用的精度要求与检验	(51)
1、齿面接触区	(51)
2、噪音	(51)
3、齿厚及齿侧间隙极限值	(51)
二、圆弧齿锥齿轮轮坯公差	(52)
§ 9—4 圆弧齿锥齿轮的受力分析与强度计算	(52)
一、受力分析	(52)
二、齿根弯曲强度验算	(54)
三、齿轮的齿面接触强度校核	(57)
§ 9—5 圆弧齿锥齿轮的简易测绘	(59)
一、安装的测定	(60)
二、几何尺寸的测定	(60)
三、参数与其它几何尺寸的计算	(61)
§ 9—6 圆弧齿锥齿轮的加工原理	(62)
一、刀盘的旋转运动, 即车床的主运动	(62)
二、刀盘中心相对于假想齿轮中心的位置, 可称为刀位, 由它保证纵向齿形	(63)
三、滚比	(64)
四、圆周进给速度	(64)
五、分齿运动	(64)
六、轮位	(64)
七、床位	(64)

八、双曲位移(垂直轮位) E	(65)
------------------------	------

常用表目录

第八章 直齿圆锥齿轮

表 8—1 标准直齿圆锥齿轮几何计算公式	(4)
表 8—2 当量齿轮的参数(齿宽中点处)	(9)
表 8—3 直齿圆锥齿轮传动的精度与圆周速度(米/秒)	(10)
表 8—4 圆锥齿轮齿圈跳动的公差 δ_{o_j}	(12)
表 8—5 圆锥齿轮周节差的公差 δ_t	(12)
表 8—6 接触斑点	(12)
表 8—7 保证标准间隙 D 时齿厚的最小减薄量 $\Delta_m S$ (微米)	(13)
表 8—8 保证标准侧隙 D 时圆锥齿轮齿厚公差 δ_s (微米)	(13)
表 8—9 圆锥齿轮的毛坯公差(微米)	(14)
表 8—10 格里森高度变位系数 直齿及零度圆锥齿轮	(21)
表 8—11 格里森制直齿锥齿轮切向变位系数 τ 表	(21)
表 8—12 埃尼姆斯制变位系数 ξ 与 τ 的表	(22)
表 8—13 当量齿数小于 60 的圆锥齿轮角度变位系数	(23)
表 8—14 直齿圆锥齿轮切向变位系数 τ 的数值表	(24)
表 8—15 各国常用圆锥齿轮原始齿廓基本参数表	(25)

第九章: 圆弧齿锥齿轮

表 9—1 推荐的齿数	(35)
表 9—2 圆弧齿锥齿轮高度变位系数表(格里森制)	(37)
表 9—3 埃尼姆斯制高度变位系数表	(37)
表 9—4 确定大齿轮齿厚的切向变位系数 τ	(39)
表 9—5 埃尼姆斯制切向变位系数 τ	(40)
表 9—6 工作齿高 h_w 和全齿高 h	(41)
表 9—7 滚切和半滚切汽车圆弧齿锥齿轮的推荐尺寸	(42)
表 9—8 埃尼姆斯制的 f_o 与 C	(42)
表 9—9 格里森制大齿轮弧齿厚 S_{f_2} 的计算	(43)
表 9—10 CA—10 汽车与 Y 2312 刨齿机锥齿轮几何尺寸计算表	(45—46)
表 9—11 常用钢号的机械性能表	(49)
表 9—12 超载系数 K_o	(54)
表 9—13 载荷再分配系数 K_m	(55)
表 9—14 基本许用拉伸应力 $[\sigma_w]$	(67)
附表: 变位锥齿轮传动几何尺寸计算举例 ($\varphi = 90^\circ$)	

第八章：直齿锥齿轮传动

直齿圆锥齿轮用于传递相交轴之间的运动和扭矩，一般交角等于 90° 。

§ 8—1 直齿圆锥齿轮的齿廓曲线和当量齿轮

圆锥齿轮和圆柱齿轮虽然在外形上和用途上不相同，但它们都是靠渐开线齿形啮合来传递运动和扭矩的。但是，圆柱齿轮的渐开线齿形是在垂直于分度圆柱的截面上展成的，是一种平面曲线；而圆锥齿轮的渐开线齿形则不是平面曲线，所以它的渐开线的形成和圆柱齿轮有所不同。

由图8—1可以看出，一对圆锥齿轮的渐开线 $M_1 I_1$ 和 $M_2 I_2$ 要能互相正确地啮合，则两渐开线上相接触的对应点到圆锥顶点 O 的距离必须相等。换言之，圆锥齿轮的齿廓曲线应为球面渐开线才能满足上述要求。

圆锥齿轮球面渐开线的形成原理和圆柱齿轮平面渐开线的形成原理是一样的，但是具体过程有所不同。

图8—2表示圆锥齿轮球面渐开线的形成过程。当半径等于基圆锥母线长度 L 的圆平面

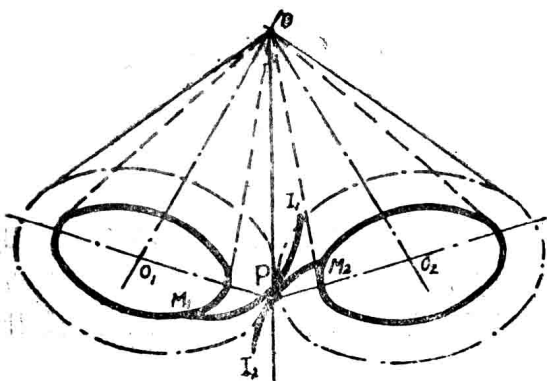


图 8—1

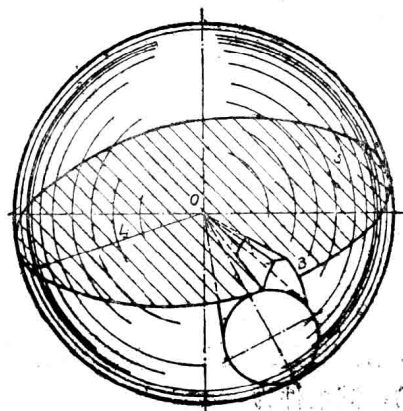


图 8—2

S 在该基圆锥上作无滑动的纯滚动时，该圆平面上任一通过圆心 O 的直线 OB （即圆平面 S 的半径）即在空间展出一球面渐开线曲面（齿廓右侧面），此曲面向锥顶 O 收敛；用同样方法可展出齿廓左侧的渐开线曲面。因为当圆平面滚动时， OB 线上任一点至顶点 O 的距离不变，所以其轨迹应为一球面曲线。故圆锥齿轮的齿廓曲线应是球面渐开线。

但是，由于球面无法展成平面，以致圆锥齿轮的设计和制造产生很多困难，因此在实际中常用圆锥面上的渐开线来近似地代替球面渐开线。

替代的办法是在圆锥齿轮的入端作一垂直于分度圆锥 $o'a'b$ 的圆锥 $o'ab$ （见图3—3）。

该圆锥与球面相切，称为背锥。因为齿高与球直径相比要小得多，所以在背锥面和球面相切处，齿高部分的曲面与背锥几乎重合，故可近似地用背锥面上的齿形来代替球面上的齿形。

将背锥 $o'ab$ 展成平面，可得一扇形齿轮（图8—3中的实线部分），这个扇形齿轮的齿形就是圆锥齿轮大端的齿形，即具有相同的模数和压力角。齿数则为圆锥齿轮的实有齿数 Z ，若把这个扇形齿轮

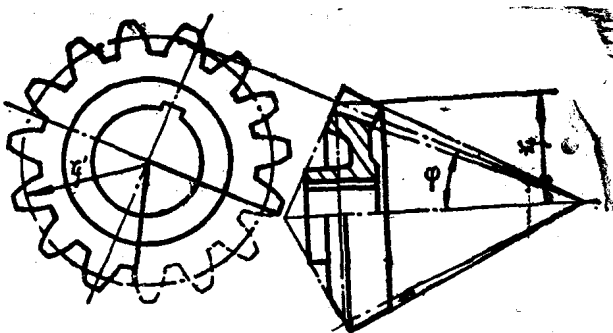


图8—3

补足成为一个完整的齿轮，就相当于一个圆柱齿轮。因为这个圆柱齿轮的齿形是与圆锥齿轮的大端齿形相当，所以称它为圆锥齿轮的当量齿轮。

如上所述，当量齿轮的模数即为圆锥齿轮大端的模数。由图8—3可以看出，当量齿轮的分度圆半径 r_f' 即为背锥上的直线 $o'a$ 部分，它与圆锥齿轮大端分度圆半径 r_f 之间的关系为：

$$r_f' = ao' = \frac{r_f}{\cos \varphi} \dots\dots\dots (8-1)$$

式中： φ ——分度圆锥角，亦称节锥角。

由此可以求得当量齿轮的齿数——当量齿数 Z_d 为：

$$Z_d = \frac{2r_f'}{m} = \frac{2 \frac{r_f}{\cos \varphi}}{m} = \frac{2r_f}{m} \cdot \frac{1}{\cos \varphi} = \frac{Z}{\cos \varphi} \dots\dots\dots (8-2)$$

式中： r_f ， m ——分别为圆锥齿轮大端的分度圆半径和模数。

Z ——圆锥齿轮的实际齿数。

当量齿数 Z_d 在圆锥齿轮的加工与设计中应用很广。例如在万能铣床上用仿形法加工圆锥齿轮时，就是按照当量齿数来选择铣刀刀号的；又如，查取分度圆弦齿厚时亦是以当量齿数 Z_d 为根据的；在设计时，圆锥齿轮不发生根切的最小齿数亦是按当量齿轮的最小齿数计算的，其条件为：

$$\because Z_d = \frac{Z}{\cos \varphi} \geq Z_{min}$$

$$\therefore Z \geq Z_{min} \cdot \cos \varphi \dots\dots\dots (8-3)$$

式中： Z_{min} ——圆柱齿轮不发生根切的最小齿数；

Z_d ——当量齿数；

Z ——圆锥齿轮实际齿数。

因为压力角 $\alpha_f = 20^\circ$ ，齿顶高系数 $f_o = 1$ 的圆柱齿轮不发生根切的最小齿数是17，故分度圆锥角 $\varphi = 45^\circ$ 的圆锥齿轮不发生根切的实际齿数应为：

$$Z \geq 17 \cdot \cos 45^\circ \approx 12$$

§8-2 圆锥齿轮尺寸的计算

由于圆锥齿轮的背锥（即大端）展开后相当于一个圆柱齿轮，所以圆锥齿轮传动的几何尺寸计算可以用当量圆柱齿轮传动的规律。但是圆锥齿轮亦有它本身的特点，“这种特殊的矛盾，就构成一事物区别于其它事物的特殊的本质。”

圆锥齿轮的齿形沿着齿宽方向是向锥顶收敛的，所以有大端与小端之分，齿形从大端到小端逐渐减小，所以在全齿宽沿分度圆锥母线上各处的模数均不相同（其压力角 α 在分度圆锥上是不变的）。因为大端尺寸最大，所计算出来的尺寸比较准确，为了便于加工和检验，通常以大端参数为标准，它的各部分尺寸也都规定以大端为基准。因此，一般说的圆锥齿轮的模数等参数，均指大端而言。

与圆柱齿轮相比，圆锥齿轮有一个特有的参数，即分度圆锥角 φ （对标准齿轮来说，也就是节锥角，以下通称节锥角）。它取决于两轴的相对位置与两轮传动比的大小。具体关系如下：

参阅图8-4，圆锥齿轮的传动比 i 为：

$$i = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{r_{f2}}{r_{f1}} = \frac{d_2}{d_1} \quad (8-4)$$

式中： Z_1, Z_2 —分别为主，从动圆锥齿轮的齿数；

r_{f1}, r_{f2} —分别为主，从动圆锥齿轮的分度圆半径。

因 $r_{f1} = L \cdot \sin \varphi_1$ ， $r_{f2} = L \cdot \sin \varphi_2$

$$\text{所以：} i = \frac{r_{f2}}{r_{f1}} = \frac{\sin \varphi_2}{\sin \varphi_1}$$

式中： L ——分度圆锥母线长度；

φ_1, φ_2 —分别为主，从动圆锥齿轮的节锥角，当两轴垂直相交，即交角 $\delta = \varphi_1 + \varphi_2 = 90^\circ$ 时，则：

$$\begin{aligned} i &= \frac{\sin \varphi_2}{\cos \varphi_1} = \operatorname{tg} \varphi_2 \text{ 或 } i = \frac{\cos \varphi_1}{\sin \varphi_1} = \frac{1}{\operatorname{tg} \varphi_1} \\ \therefore \varphi_1 &= \arctg \frac{1}{i} = \arctg \frac{Z_1}{Z_2} \\ \varphi_2 &= \arctg i = \arctg \frac{Z_2}{Z_1} \end{aligned} \quad (8-5)$$

所以当传动比 i 给定后，两圆锥齿轮的节锥角即可按公式(8-5)计算。例如，当传动比 $i = 1$ ，则 $\varphi_1 = \varphi_2 = 45^\circ$ 。

圆锥齿轮几何尺寸计算公式见表8-1，其尺寸符号意义示于图8-4。

表 8—1 标准直齿圆锥齿轮几何计算公式

项 目	符 号	计 算 公 式	备 注
原始数据	传 动 比	$i = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{r_{f2}}{r_{f1}} = \frac{\tan \varphi_2}{\tan \varphi_1}$	$\delta = \varphi_1 + \varphi_2 = 90^\circ$
	模 数 (大端)	m	根据使用条件确定, 选用标准值
	齿 数	Z	根据使用条件选定
	分度圆压力角	α_f	$\alpha_f = 20^\circ$
	齿 顶 高 系 数	f_o	$f_o = 1$
	径向间隙系数	C'	$C' = 0.2$
几何尺寸	分 度 圆 直 径	$d_{f1} = m \cdot Z_1 \quad d_{f2} = m \cdot Z_2$	
	齿 顶 圆 直 径	$D_o = m \cdot (Z + 2 \cdot f_o \cdot \cos \varphi)$	
	齿 根 圆 直 径	$D_i = m \cdot [Z - 2 \cdot (f_o + C') \cdot \cos \varphi]$	
	节 锥 长	$L = \frac{m \cdot Z}{2 \cdot \sin \varphi} = 0.5 m \cdot \sqrt{Z_1^2 + Z_2^2}$	
	齿 顶 角	$\tan \theta = \frac{2 \cdot f_o \cdot \sin \varphi}{Z}$	
	节 锥 角	$\varphi_1 = \arctg \frac{Z_1}{Z_2} \quad \varphi_2 = \arctg \frac{Z_2}{Z_1}$	$\varphi_1 + \varphi_2 = 90^\circ$
	齿 根 角	$\tan \gamma = \frac{2 \cdot (f_o + C') \cdot \sin \varphi}{Z}$	
	顶 锥 角	$\varphi_o = \varphi + \theta$	
	根 锥 角	$\varphi_i = \varphi - \gamma$	
	齿 宽	B	根据使用要求确定, 通常 $B \leq \frac{L}{3}$
	齿 顶 高	$h_o = f_o \cdot m$	
	齿 全 高	$h = (2 \cdot f_o + C') \cdot m$	
	从支承端面到大端外圆的距离	K	根据结构情况确定
	从支承端面到锥顶的距离	$H = K + \frac{D_o}{2 \tan \varphi}$	
寸	齿面宽的投影	$l = \frac{B \cdot \cos \varphi_o}{\cos \theta}$	
	分度圆弦齿厚	$s'_{fx} = m \cdot Z_d \cdot \sin \frac{90^\circ}{Z_d}$	可查阅表2—24; Z_d —当量齿数
	分度圆弦齿高	$h'_{fx} = m \cdot [1 + \frac{Z_d}{2} \cdot (1 - \cos \frac{90^\circ}{Z_d})]$	可查阅表2—24; Z_d —当量齿数

* 为使齿全长上的顶隙不变，有的圆锥齿轮就做成顶锥与相啮合齿轮的齿底线平行见图 8—5，因而顶圆锥与节圆锥的锥顶便不再相交，这时： $\varphi_{o1} = \varphi_1 + \gamma_2$ ； $\varphi_{o2} = \varphi_2 + \gamma_1$

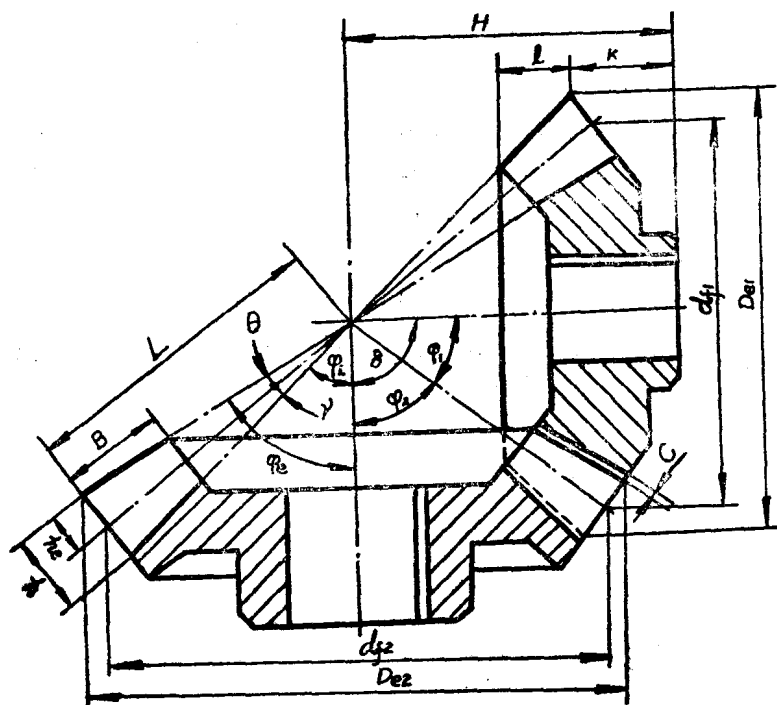


图 8—4

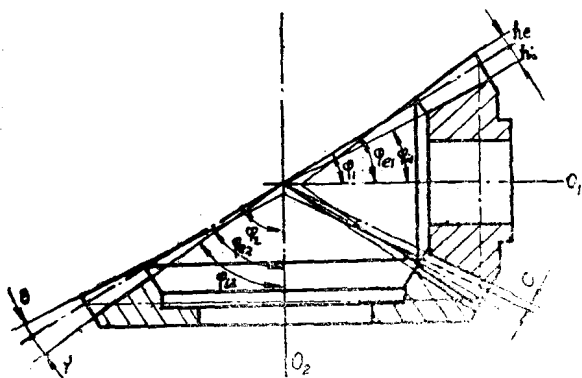


图 8—5

§8-3 受力分析与强度校核

一、直齿圆锥齿轮的受力分析:

由于圆锥齿轮的分度圆是一端大, 一端小, 为使计算简便和便于分析问题, 在进行力的分析时, 假设法向正压力 P_n 作用在齿宽中点处, 并按平均分度圆直径 d_c 和平均模数进行计算。图 8-6 b 为一对圆锥齿轮传动中的受力情况, 现取从动轮 2 来分析, 见图 8-6 a。

作用在从动轮 2 齿宽中点 c 的法向正压力 P_n 是轮 1 推动轮 2 的驱动力, 其方向与轮 2 的旋转方向 n_2 一致, 它位于垂直于齿长方向的法平面 ($a c e f$) 上。 P_n 力在法平面上可分解为切于分度圆锥面上圆周力 P 及垂直于分度圆锥面的分力 P_{r2}' , P_{r2}' 在轴平面 $a b c d$ 上又可分解为轴向力 P_{a2} 和径向力 P_{r2} 。由图中的关系可得 (忽略摩擦力):

$$P_1 = P_2 = P = \frac{2 M_{n1}}{d_{c1}} = \frac{2 M_{n2}}{d_{c2}}, \quad P_n = \frac{P}{\cos \alpha_f} \dots\dots (8-6, a)$$

$$\therefore P_{r2}' = P \cdot \tan \alpha_f$$

$$\therefore P_{a2} = P_{r2}' \cdot \sin \varphi_2 = P \cdot \tan \alpha_f \cdot \sin \varphi_2; \quad P_{a1} = P \cdot \tan \alpha_f \cdot \sin \varphi_1 \dots\dots (8-6, b)$$

$$P_{r2} = P_{r2}' \cdot \cos \varphi_2 = P \cdot \tan \alpha_f \cdot \cos \varphi_2; \quad P_{r1} = P \cdot \tan \alpha_f \cdot \cos \varphi_1 \dots\dots (8-6, c)$$

各力的方向为: 作用在主动轮上的圆周力 P 的方向与齿轮旋转方向相反, 在从动轮上则相同; 径向力 P_r 在主, 从动齿轮上都是指向轮心; 轴向力 P_a 则都是背着锥顶的。

由于通常圆锥齿轮传动的两轴线互相是垂直的, 即 $\varphi_1 + \varphi_2 = 90^\circ$ 则 $\sin \varphi_1 = \cos \varphi_2$, $\cos \varphi_1 = \sin \varphi_2$, 所以主动轮上的径向力 P_{r1} 等于从动轮上轴向力 P_{a2} , 主动轮上轴向力 P_{a1} 等于从动轮上径向力 P_{r2} , 但其方向相反 (见图 8-6, a), 可得:

$$P_{r1} = -P_{a2}; \quad P_{a1} = -P_{r2}$$

由上述分析可知, 直齿圆锥齿轮在传递扭矩时必定产生轴向力, 所以在进行齿轮安装与轴承组合设计时必须考虑轴向力的影响。

二、直齿圆锥齿轮的强度校核:

在设计直齿圆锥齿轮时, 可参考同类型设备和根据结构要求选择有关参数, 必要时进行强度校核。

为了简化计算, 可假定圆锥齿轮的强度和一个参数等于圆锥齿轮的平均模数 m_c , 其齿宽等于圆锥齿轮的齿宽 B , 其节圆半径等于圆锥齿轮齿宽中点 ($L - 0.5B$) 处的背锥母线长度的当量直齿圆柱齿轮的强度相等。因此强度校核公式可以由直齿圆柱齿轮的强度公式 (2-49 a) 和 (2-54) 转化得到。

用当量齿轮参数: A' , i' , Z_d , m_c , M_{n1}' 代入上两式。

由公式 (2-49 a): $\delta_c = 0.59 \sqrt{\frac{M_{n1} \cdot K_d \cdot K_f}{A^2 B} \cdot \frac{(i+1)^3}{i} \cdot \frac{E_d}{\sin 2 \alpha_p}}$ 转化可得接触强度校核公式:

$$\delta_c = 0.59 \sqrt{\frac{M_{n1}' \cdot K_d \cdot K_f}{A'^2 B} \cdot \frac{(i'+1)^3}{i'} \cdot \frac{E_d}{\sin 2 \alpha_p}} \leq [\delta]_c \dots\dots (8-7)$$

由公式 (2-54): $\sigma_w = \frac{2 M_{n1} \cdot K_d \cdot K_f}{m^2 \cdot B \cdot Y \cdot Z_1 \cdot \cos \alpha_p} \leq [\sigma]_w$ 转化可得弯曲强度校核公

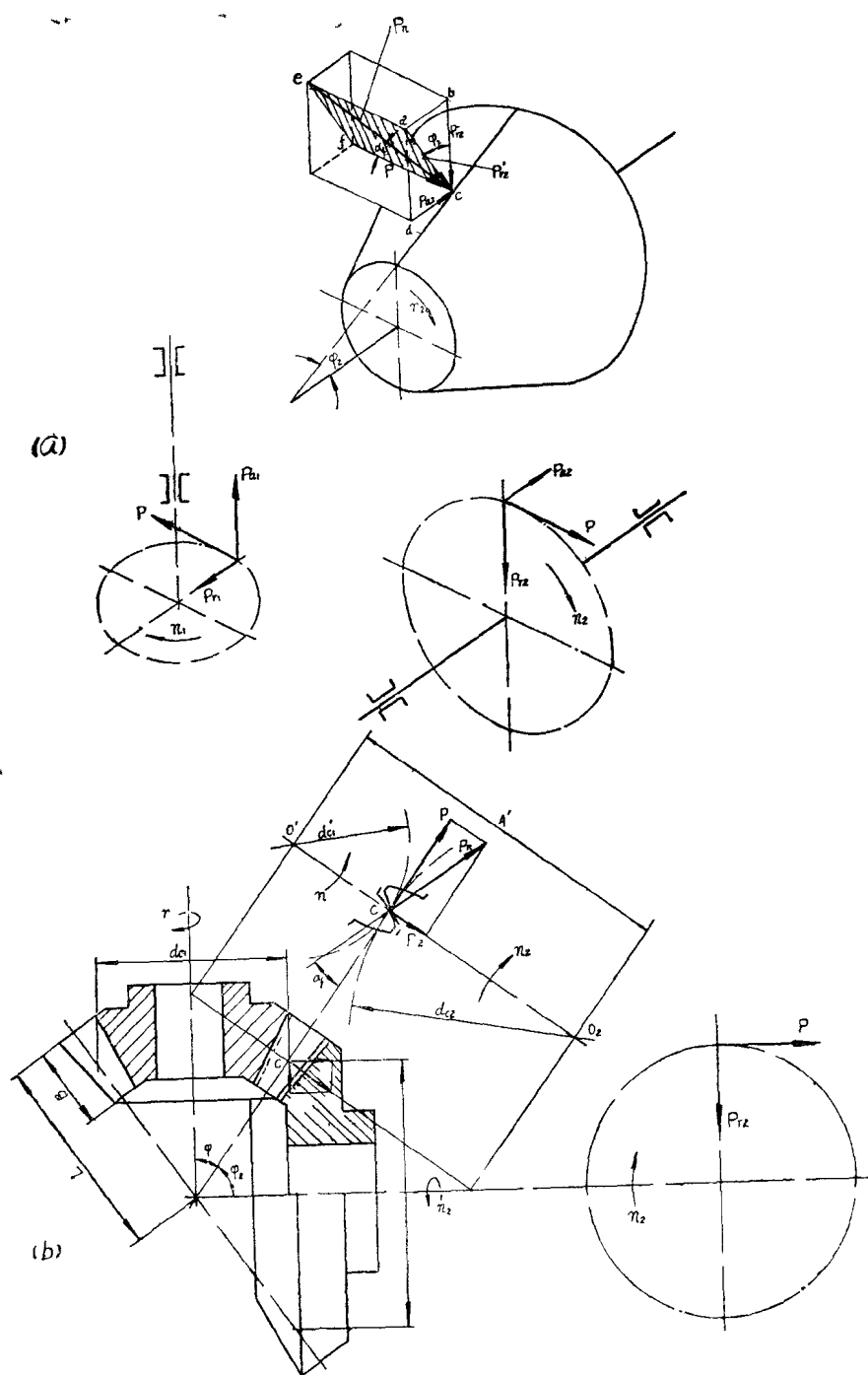


图 8-6

式:

$$\sigma_w = \frac{M_{n1}' \cdot K_A \cdot K_f}{m_C \cdot B \cdot Y \cdot Z_{d1} \cdot \cos \alpha_1} \leq [\sigma]_w \dots \dots \dots$$

(8-8)

上两式中的 K_a 和 K_f 可分别由表(2—15)和表(2—16)中查得;标准齿轮的齿形系数 Y 可按当量齿数 $Z_c = \frac{Z}{\cos \varphi}$ 由表3—5中查得,许用应力 $[\sigma]_c$ 和 $[\sigma]_w$ 亦按圆柱齿轮的方法确定,见表2—9。

当量圆柱齿轮的参数: d'_c , A' , i' , M'_{n1} , Z_d 与圆锥齿轮的参数之间关系如下(参看图8—6, b , 两轮成直角相交, 即 $\varphi_1 + \varphi_2 = 90^\circ$):

(1) 齿宽中点处分度圆直径 d'_c :

$$\begin{aligned} d'_c &= \frac{d_c}{\cos \varphi} = d_1 \frac{L - 0.5B}{L} \cdot \frac{1}{\cos \varphi} = (1 - 0.5 \frac{B}{L}) \cdot \frac{d_1}{\cos \varphi} \\ &= (1 - 0.5 \varphi_L) \frac{d_1}{\cos \varphi} \dots\dots\dots (8-9) \end{aligned}$$

式中: d_c , d_1 —分别为圆锥齿轮中点处与大端的分度圆直径。

φ_L ——齿宽系数: $\varphi_L = \frac{B}{L}$

(2) 当量齿轮的中心距 A' :

$$A' = \frac{1}{2} (d_{c1}' + d_{c2}') = (L - 0.5B) \cdot \left[\frac{d_{t1}}{2 \cdot L \cdot \cos \varphi_1} + \frac{d_{t2}}{2 \cdot L \cdot \cos \varphi_2} \right]$$

$$\because \sin \varphi = \frac{d_{t1}}{2 \cdot L}, \quad \sin \varphi_2 = \frac{d_{t2}}{2 \cdot L}$$

$$\therefore A' = (L - 0.5B) \left(\frac{\sin \varphi_1}{\cos \varphi_1} + \frac{\sin \varphi_2}{\cos \varphi_2} \right) = (L - 0.5B) \cdot (tg \varphi_1 + \frac{1}{tg \varphi_1})$$

$$(L - 0.5B) \left(\frac{1}{i} + i \right) = (L - 0.5B) \cdot \frac{i^2 + 1}{i} \dots\dots\dots (8-10)$$

式中: i ——圆锥齿轮实际传动比 $i = \frac{Z_2}{Z_1}$ 。

(3) 当量齿轮的传动比 i' :

$$i' = \frac{Z_{d2}}{Z_{d1}} = \frac{Z_2 / \cos \varphi_2}{Z_1 / \cos \varphi_1} = \frac{Z_2}{Z_1} \cdot \frac{\cos \varphi_1}{\cos \varphi_2} = i \cdot \frac{\cos \varphi_1}{\sin \varphi_1} = i \cdot \frac{1}{tg \varphi_1} = i^2 \dots\dots\dots (8-11)$$

(4) 当量齿轮的扭矩 M'_{n1} :

由图8—6可知:

$$M'_{n1} = P \cdot \frac{d_{c1}'}{2} = P \cdot \frac{d_{c1}}{2 \cdot \cos \varphi_1} = M_{n1} \cdot \frac{1}{\cos \varphi_1}$$

$$\because \frac{1}{\cos \varphi_1} = \sqrt{\frac{1}{\cos^2 \varphi_1}} = \sqrt{\frac{\sin^2 \varphi_1 + \cos^2 \varphi_1}{\cos^2 \varphi_1}} = \sqrt{1 + \frac{\sin^2 \varphi_1}{\cos^2 \varphi_1}} = \sqrt{1 + tg^2 \varphi_1}$$

$$= \sqrt{1 + \frac{1}{i^2}} = \frac{\sqrt{i^2 + 1}}{i}$$

$$\therefore M_{n1}' = M_{n1} \frac{\sqrt{i^2 + 1}}{i} \dots \dots \dots (8-12)$$

式中: M_{n1} ——主动圆锥齿轮的扭矩, $M_{n1} = P \cdot \frac{d_c}{2}$.

(5)圆锥齿轮中点处的模数 m_c :

$$m_c = \frac{d_c}{Z} = (1 - 0.5 \varphi_L) \frac{d_f}{Z} = (1 - 0.5 \varphi_L) \cdot m \dots (8-13)$$

式中: m ——圆锥齿轮大端模数。

为了便于应用, 兹将当量齿轮的参数综合于表 8—2 中

表 8—2 当量齿轮的参数 (齿宽中点处)

项 目	符 号	计 算 公 式	备 注
分 度 圆 直 径	d_c'	$d_c' = (1 - 0.5 \varphi_L) \frac{d_f}{\cos \varphi}$	
中 心 距	A'	$A' = (L - 0.5B) \cdot \frac{i^2 + 1}{i}$	
传 动 比	i'	$i' = i^2$	
扭 矩	M_{n1}'	$M_{n1}' = M_{n1} \frac{\sqrt{i^2 + 1}}{i}$	
模 数	m_c	$m_c = (1 - 0.5 \varphi_L) \cdot m$	
齿 数	z_1	$z_c = Z / \cos \varphi$	

§ 8—4 圆锥齿轮公差及精度

由于圆锥齿轮在啮合原理和性质上与圆柱齿轮相同, 因而它们的制造精度要求内容也类同。我国一机部颁发的“机械工业通用标准”(简称机标) JB 180—60对圆锥齿轮规定了12个精度等级, 按精度高低依次称为1级、2级, ……11级和12级, 对5~11级已规定了公差。圆锥齿轮的精度和圆柱齿轮一样, 用运动精度、工作平稳性, 接触精度以及保证侧隙等四项联合表示。圆锥齿轮的运动精度, 工作平稳性和接触精度允许以不同精度等级组合。但是, 工作平稳性精度等级不得比运动精度高出一级, 接触精度不得低于工作平稳性等级。保证侧隙不按精度等级规定, 而分成四种结合形式(同圆柱齿轮), 通常用的是标准保证侧隙 D_c 。精度标注方法也和圆柱齿轮一样, 例如: “级 8 — 7 — 7 D_c , JB 180—60”即表示圆锥齿轮的运动精度为8级、工作平稳性为7级, 接触精度为7级, 结合形式为标准保证侧隙。在设计时一般根据圆锥齿轮的工作条件和要求(如圆周速度的高低, 旋转的平稳性和噪音的要求等)来选择精度等级。一般低速的动力传动用的圆锥齿轮, 常用9级精度; 机床中用的圆锥齿轮一般为7级或8级精度。表 8—3 可供设计时参考。

表 8——3 直齿圆锥齿轮传动的精度与圆周速度 (米/秒)

齿面硬度 (HB)	精 度 等 级				
	3、4、5	6	7	8	9
≤350	> 7	≤10	≤7	≤4	≤3
>350	> 6	≤9	≤6	≤3	≤2.5

圆锥齿轮常用的检验项目有：

1 运动精度：检验齿圈跳动公差 δ_{f1} ——沿着圆锥齿轮大端的背锥方向，用相应的齿形测量头来测量齿或齿间对旋转轴线距离的变动量，其公差规范见表 8—4。

2 工作平稳性：检验周节差公差 δ_{f2} ——在通过齿长和齿高中部，以齿轮旋转轴线为圆心的圆周上（相当于当量圆柱齿轮的分度圆附近）任意两个周节之差，其公差规范见表 8—5。

3 接触精度：检验接触斑点——以接触痕迹（图 8—7）所占比例来表示。

在齿长上为： $\frac{\text{印痕长 } a}{\text{齿宽 } B} \times 100\%$

在齿高上为： $\frac{\text{印痕中部高度 } h}{\text{中部齿的工作高度 } h_a} \times 100\%$

不同精度等级对接触斑点要求可查表 8—6。

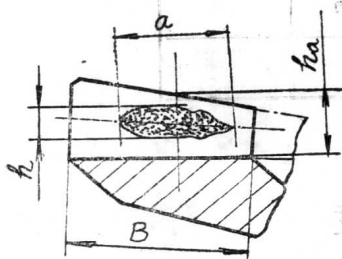


图 8—7

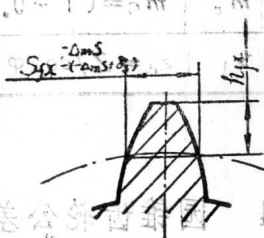


图 8—8

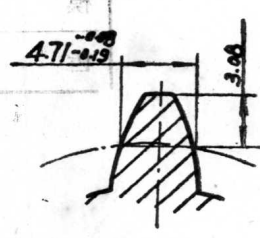


图 8—9

4 保证侧隙：检验齿厚最小减薄量 Δ_{fs} （见表 8—7）和齿厚公差 δ_s （见表 8—8），工作图上标注方法见图 8—8。

例题：ZK—16B 联合收割机倾斜搅龙轴上一对直齿圆锥齿轮，模数 $m = 3$ ，节锥角 $\varphi_1 = \varphi_2 = 45^\circ$ ，齿数 $Z = 17$ ，若选用精度为：“级 8—Dc”，试确定其分度圆齿形尺寸。

$$(1) \text{ 当量齿数 } Z_d = \frac{Z}{\cos \varphi} = \frac{17}{0.707} \approx 24.5$$

(2) 分度圆弦齿厚，查表 2—24

$$S'_{fx} = 1.5697 \times 3 = 4.71 \text{ 毫米}$$

(3) 分度圆弦齿高，查表 2—24。

$$h'_{fx} = 1.0257 \times 3 = 3.08 \text{ 毫米}$$

(4) 分度圆直径：

$$D_t = m \cdot Z = 3 \times 17 = 51 \text{ 毫米}$$

(5) 齿厚减薄量, 查表8—7, $\Delta_m S = 0.08 \text{ 毫米}$ 。

(6) 齿厚公差, 查表8—8, $\delta_s = 0.11 \text{ 毫米}$ 。

(7) 齿厚最大减薄量:

$$\Delta_m S + \delta_s = 0.08 + 0.11 = 0.19 \text{ 毫米}。$$

图上标注见图8—9。

圆锥齿轮的毛坯公差, “机标” JB 180—60未作规定。但是毛坯公差对保证加工精度及正确测量也起着重要作用, 在工作图上必须规定、设计时可以参考表8—9来定。

10	12	14	16	18	20	22	24	26	28	30	32	34	36	38	40	42	44	46	48	50	52	54	56	58	60	62	64	66	68	70	72	74	76	78	80	82	84	86	88	90	92	94	96	98	100
10	12	14	16	18	20	22	24	26	28	30	32	34	36	38	40	42	44	46	48	50	52	54	56	58	60	62	64	66	68	70	72	74	76	78	80	82	84	86	88	90	92	94	96	98	100

表8—4：圆锥齿轮齿圈跳动的公差 δ_{aj} ：

精度等级	模数 (毫米)	齿 轮 直 径 (毫米)							
		≤ 50	>50 ~ 80	>80 ~ 120	>120 ~ 200	>200 ~ 320	>320 ~ 500	>500 ~ 800	>800 ~ 1250
		齿圈跳动的公差 δ_{aj} (微米)							
7	$>1 \sim 30$	32	42	50	58	70	80	95	
8	$>1 \sim 30$	50	65	80	95	110	120	150	190
9	$>2.5 \sim 30$	80	105	120	150	180	200	240	300

注：齿轮直径指圆锥齿轮的节圆直径（下同）

表8—5：圆锥齿轮周节差的公差 δ_{jt} ：

精度等级	模数 (毫米)	齿 轮 直 径 (毫米)							
		≤ 50	>50 ~ 80	>80 ~ 120	>120 ~ 200	>200 ~ 320	>320 ~ 500	>500 ~ 800	>800 ~ 1250
		周节差公差 δ_{jt} (微米)							
8	$>1 \sim 2.5$	22	24	25	26	30	36	42	52
	$>2.5 \sim 6$	26	28	30	32	36	38	48	55
	$>6 \sim 10$	—	34	36	38	40	45	50	60
	$>10 \sim 16$	—	—	42	45	48	52	58	70
9	$>2.5 \sim 6$	42	45	48	50	55	58	75	90
	$>6 \sim 10$	—	52	55	58	60	70	80	100
	$>10 \sim 16$	—	—	65	70	75	85	95	110

表8—6：接触斑点：

精度等级	按高度 %	按长度 %
7	60	60
8	50	50
9	40	40

表8—7：保证标准间隙 D_c 时齿厚的最小减薄量 $\Delta_m S$ （微米）

精度等级	模数 (毫米)	齿 轮 直 径 (毫米)							
		≤ 50	>50 ~ 80	>80 ~ 120	>120 ~ 200	>200 ~ 320	>320 ~ 500	>500 ~ 800	>800 ~ 1250
		$\Delta_m S$							
7	$>1 \sim 2.5$	55	70	85	110	130	160	200	—
	$>2.5 \sim 6$	55	75	90	110	140	160	200	—
	$>6 \sim 10$	—	75	90	110	140	170	200	—
	$>10 \sim 16$	—	—	90	115	140	170	200	—
8	$>1 \sim 2.5$	60	75	90	110	140	170	210	260
	$>2.5 \sim 6$	65	80	95	115	140	170	210	260
	$>6 \sim 10$	—	85	100	120	140	180	210	260
	$>10 \sim 16$	—	—	100	120	150	180	220	280
	$>16 \sim 30$	—	—	—	130	160	190	220	280
9	$>2.5 \sim 6$	80	95	105	130	160	190	220	280
	$>6 \sim 10$	—	100	115	130	160	190	240	300
	$>10 \sim 16$	—	—	120	140	180	200	240	300
	$>16 \sim 30$	—	—	—	170	190	220	260	320

表8—8：保证标准侧隙 D_c 时圆锥齿轮齿厚公差 δ_s （微米）

齿圈跳动公差 δ_d	≤ 16	>16 ~ 20	>20 ~ 25	>25 ~ 30	>30 ~ 40	>40 ~ 50	>50 ~ 60	>60 ~ 80
齿厚公差 δ_s	45	48	52	60	70	80	90	110

齿圈跳动公差 δ_d	>80 ~ 100	>100 ~ 120	>120 ~ 160	>160 ~ 200	>200 ~ 250	>250 ~ 320	>320 ~ 400	>400 ~ 500
齿厚公差 δ_s	130	150	180	240	280	340	420	530