

第2版

上册

齿轮手册

齿轮手册编委会 编

第 5 篇 锥齿轮及准双曲面 齿轮传动

主 编 董学朱(中国农业大学)

编写人

第 1 章 董学朱

第 2 章 董学朱

第 3 章 董学朱

第 4 章 曾 韬

第 5 章 董学朱

第 6 章 曾 韬

第 7 章 董学朱

第 8 章 董学朱

第 9 章 董学朱

第 10 章 董学朱

第 11 章 曾 韬

第 12 章 董学朱

第 13 章 董学朱

第 14 章 董学朱

第 15 章 董学朱

第 16 章 董学朱

审稿人

曾 韬(长沙铁道学院)

朱孝录(北京科技大学)

曾 韬 朱孝录

曾 韬 朱孝录

董学朱 朱孝录

曾 韬 朱孝录

董学朱 朱孝录

曾 韬 朱孝录

曾 韬 朱孝录

曾 韬 朱孝录

曾 韬 朱孝录

董学朱 朱孝录

曾 韬 朱孝录

曾 韬 朱孝录

曾 韬 朱孝录

曾 韬 朱孝录

曾 韬 朱孝录



第 1 章 概 述

1 锥齿轮及准双曲面齿轮的特点和用途

1.1 锥齿轮传动

锥齿轮用于传递相交轴之间的运动和动力（见图 5.1-1），无特殊要求时，取轴交角 $\Sigma=90^\circ$ 。按齿线可分为直齿、斜齿和曲齿，曲齿又分弧齿、长幅外摆线齿（简称摆线齿）和长幅渐开线齿。国外早已停止生产用锥滚刀加工长幅渐开线锥齿轮的铣齿机，我国也不用长幅渐开线齿制，故本篇不作介绍。摆线齿锥齿轮采用等高齿，沿分度锥母线各点处齿高不变；直齿、斜齿及弧齿锥齿轮采用收缩齿，从齿的大端（齿轮的外端）沿分度锥母线到齿的小端（齿轮的内端）齿高逐渐降低。直齿和斜齿锥齿轮常用于圆周速度 $v < 5\text{m/s}$ 的传动，如汽车差速器齿轮和重型及矿山机械锥齿轮。 $v > 5\text{m/s}$ 的传动，如各种车辆、拖拉机和直升飞机的中央传动，则用曲齿锥齿轮。

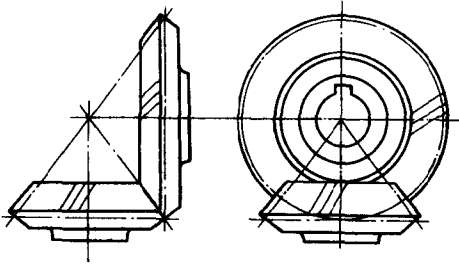


图 5.1-1 锥齿轮传动

1.2 准双曲面齿轮传动

准双曲面齿轮用于传递交错轴之间的运动和动力（见图 5.1-2），无特殊要求时取轴交角 $\Sigma=90^\circ$ 。按齿线和齿高分为弧齿收缩齿和长幅外摆线等高齿。小轮偏置可以达到以下目的：

1) 传动比 i_{12} 较大时，可增大小轮直径，便于实现双跨支承，从而增加小轮的刚度和两齿轮的强度。

2) 小轮下偏，车辆重心下降，可以减少振动，增加轿车的舒适性；小轮上偏可以提高越野车通过障碍的能力。小轮偏置使齿面间的相对滑动较大，须选用极压润滑油——准双曲面齿轮油。准双曲面齿轮圆周速度可达 30m/s ，多用于汽车后桥的减速传动。

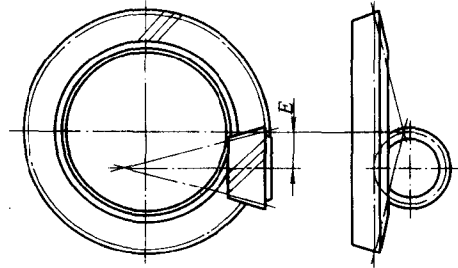


图 5.1-2 准双曲面齿轮传动

1.3 锥齿轮及准双曲面齿轮的分类、特点和用途（见表 5.1-1）

表 5.1-1 锥齿轮及准双曲面齿轮传动的分类、特点和用途

齿轮类型	轮齿特点	齿形加工方法		生产率	传动效率 %	传动比范围	最大功率 (kW) (每对齿轮)	最大圆周速度 / (m/s)	特点和用途
锥齿轮	直齿锥齿轮：齿线为直线，并相交于节锥顶；收缩齿	展成法	刨齿	低	97~99.5	1~8	373	<5 转速 < 1000r/min 磨齿可用于高速 (v < 50m/s)	一般用于低速轻负荷，也可以用于低速重载
			双刀盘铣齿	较高					
		成形法	圆拉法	很高					
			大模数齿轮加工	低					
斜齿锥齿轮：齿线为斜线，并相切于一圆；收缩齿	展成法	刨齿（用刨刀夹角中线可偏移的刨齿机）		低					

(续)

齿轮类型	轮齿特点	齿形加工方法		生产率	传动效率 %	传动比范围	最大功率 (kW) (每对齿轮)	最大圆周速度 / (m/s)	特点和用途
锥齿轮	弧齿锥齿轮: 收缩齿(也有用等高齿的)	展成法	间歇分齿法铣齿	高	97~99.5	1~8	3729	>5 转速 $>1000r/min$ 磨齿后可超过 $40m/s$	与直齿锥齿轮相比, 齿面的相对曲率半径较大, 且增加了纵向重合度, 承载能力高, 传动平稳; 由于齿面局部接触对误差敏感性小。磨齿可消除热处理变形, 降低噪声。用于转速较高或要求结构紧凑的场合。须注意轴向力的大小和方向
		半展成法	$u>3$, 大轮成形法拉齿, 小轮展成法	很高					
	摆线齿锥齿轮: 等高齿; 长幅外摆线齿线	展成法	连续分齿法铣齿	高					
		半展成法	$u>3$, 大轮切入法无展成铣齿; 小轮展成法	很高					
	弧齿零度锥齿轮: $\beta_m=0^\circ$; 双重收缩	展成法	间歇分齿法铣齿	高					
摆线齿零度锥齿轮: $\beta_m=0^\circ$; 等高齿; 长幅外摆线齿线	展成法	连续分齿法铣齿	高						
准双曲面齿轮	弧齿准双曲面齿轮: 双重收缩齿; 小轮偏置	展成法	间歇分齿法铣齿	高	90~98	1~10	746	可达 30	可增大小轮直径, 易实现双跨支承, 增加了小齿轮的刚度和两齿轮的强度; 利用小轮下偏置, 可以降低重心使轿车舒适; 上偏置可使越野车通过障碍的能力增加。齿面间的相对滑动较大, 须注意选用极压润滑油——准双曲面齿轮油
		半展成法	$u>3$, 大轮成形法拉齿; 小轮展成法	很高					
	摆线齿准双曲面齿轮: 等高齿; 长幅外摆线齿线; 小轮偏置	展成法	连续分齿法铣齿	高					
		半展成法	$u>3$, 大轮切入法无展成铣齿; 小轮展成法	很高					

1.4 锥齿轮及准双曲面齿轮的三种齿制

弧齿锥齿轮用间歇分齿法铣齿。多年来我国一直生产弧齿锥齿轮铣齿机, 特点是价格比较便宜, 且能满足一般工业要求。美国格利森公司是生产弧齿锥齿轮铣齿机的著名厂家, 格利森铣齿机和格利森制被各国广泛采用。

摆线齿锥齿轮用连续分齿法铣齿。德国克林根贝格(Klingelnberg)公司生产长幅外摆线锥齿轮铣齿机, 形成了“Cyclo-Paloid”(摆线—准渐开线)齿制, 其特点是采用双层刀盘, 通过调整外切刀片(加工齿的凹面)回转中心与内切刀片(加工齿的凸面)回转中心间的偏距, 调整齿面接触区。瑞士奥利康(Oerlikon)公司也生产长幅外摆线锥齿轮铣齿机, 其特点是通过刀具主轴倾斜来控制齿面的接触区。本篇把“Cyclo-Paloid”齿制简称为: “克”制, 把奥利康制简称为“奥”制。

由于计算机的普遍使用, 各厂家销售铣齿机的同时, 也出售齿轮设计和铣齿机调整软件; 一些最先进的铣齿机则采用了全数控铣齿技术。很明显, 采用什么齿制完全取决于选用什么铣齿机。铣齿机的选型和配置取决于所生产的产品和铣齿机价格的高低, 在一个国家几种齿制并存可以提供更多的选择余地。

各种齿制都有其特点和不足之处, 经过长期发展, 已经互相渗透, 吸取了对方的长处, 如: 采用刀倾法增加切齿调整功能; 用全数控铣齿机, 既可用间歇分齿法加工弧齿, 又可以用连续分齿法加工长幅外摆线齿。

摆线齿锥齿轮的两种齿制中, “奥”制采用的刀片组数多, 且可用半展成法铣齿, 生产率高, 在我国多用于汽车行业。“克”制则有小规格的铣齿机, FK41C型能加工的参考点最小模数为 $m_n=0.2mm$; 也有大规格尺寸的铣齿机, AMK1602型能加工的参考点最大模数为 $m_n=35mm$, 最大直径可达 $2000mm$, 且 AMK852 和 AMK1602 等型铣齿机可用于硬齿面刮削, 在我国

多用于重型和矿山机械行业。

我国于 60 年代引进过奥利康 SKM2 型铣齿机，关于这种老“奥”制锥齿轮的设计和制造已有很多介绍。由于 SKM2 型铣齿机对齿面接触区的调整功能较差等原因，该公司早已不生产，本篇不再介绍。60 年代以后奥利康公司开发的新铣齿机，无论在锥齿轮的设计方面或切齿调整方面，都与老“奥”制有很大区别，本篇主要介绍这种新：“奥”制。

2 节锥面、分度锥面和齿面的形成

2.1 锥齿轮的节锥面和分度锥面

两锥齿轮的相对运动是绕相对转动轴的转动。相对转动轴分别绕两轮轴线回转，形成一对圆锥瞬轴面，它们相切于相对转动轴。齿轮转动时这对瞬轴面作纯滚动，因而又称为节锥面。节锥面的几何参数之间存在如下关系：

$$u = i_{12} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{d_2'}{d_1'} = \frac{\sin \delta_2'}{\sin \delta_1'}$$

$$\Sigma = \delta_1' + \delta_2'$$

$$\beta_m = \beta_{m1} = \beta_{m2}$$

式中 u ——齿数比；

i_{12} ——传动比；

z_1, z_2 ——轮 1 和轮 2 的齿数；

d_1', d_2' ——轮 1 和轮 2 大端节圆直径；

δ_1', δ_2' ——节锥母线与轮 1 和轮 2 轴线间的夹角，称为轮 1 和轮 2 的节锥角；

β_m ——参考点螺旋角，对于弧齿锥齿轮取齿宽中点为参考点，代号为 β 。

已知 Σ 和 u ，节锥角 δ_1' 和 δ_2' 可由下面各式求得：

$$\Sigma < 90^\circ \text{ 时 } \quad \tan \delta_1' = \frac{\sin \Sigma}{u + \cos \Sigma}$$

$$\Sigma > 90^\circ \text{ 时 } \quad \tan \delta_1' = \frac{\sin (180^\circ - \Sigma)}{u - \cos (180^\circ - \Sigma)}$$

$$\delta_2' = \Sigma - \delta_1'$$

现有锥齿轮一般都采用高变位制，在分度锥无修正的情况下，分度锥角 δ_1 和 δ_2 等于节锥角，大端分度圆直径等于大端节圆直径，即 $d_1 = d_1'$ ， $d_2 = d_2'$ ；分度锥距等于节锥距，即 $R = R' = 0.5d_1' / \sin \delta_1'$ 。

对于双跨支承小齿轮，为了切齿时不切坏小端轴颈，在保证参考点分度圆直径与节圆直径相等的情况下，摆线齿锥齿轮有时需要将小轮和大轮分度锥角同时减少和增大 $\Delta\delta$ ，即 $\delta_1 = \delta_1' \pm \Delta\delta$ ，

$\delta_2 = \delta_2' + \Delta\delta$ （详见几何参数计算和图 5.5-3）。

2.2 准双曲面齿轮的瞬轴面和分度锥面

交错轴两齿轮的相对运动为绕某一固定轴线的转动和沿该轴线的滑动，此轴线称为相对转动滑动轴。将它分别绕齿轮轴线回转，得到一对单叶双曲面瞬轴面，它们相切于瞬时相对转动滑动轴。以瞬轴面为基础设计准双曲面齿轮存在两方面缺点：

1) 齿数比 u 大时，小轮直径较小，刚度和强度较差；大轮直径较大，总体结构不紧凑。

2) 把轮坯做成单叶双曲面，既复杂又没有必要。

通常以一对圆锥面代替单叶双曲面作为分度锥面，因而这种齿轮被称为准双曲面齿轮。

图 5.1-3 所示为准双曲面齿轮分度锥面的形成。 O_1 和 O_2 为两轮轴线公垂线的垂足，轴间最短距离 $E = \overline{O_1O_2}$ 称为偏置距；小轮轴线在与其平行且过大轮轴线的平面上的投影线与大轮轴线的夹角 Σ 称为轴交角。取参考点 M ，过点 M 可作唯一的一条直线 $\overline{K_1K_2}$ 与两轴线相交于 K_1 和 K_2 ；过点 M 作垂直于 $\overline{K_1K_2}$ 的分度平面 T ， T 平面与两轮轴线分别交于 O_1' 和 O_2' ；以 $\overline{O_1'M}$ 和 $\overline{O_2'M}$ 为母线，分别绕两轮轴线回转形成小轮和大轮分度锥面，它们相切于参考点 M ，并与分度平面 T 分别沿 $\overline{O_1'M}$ 和 $\overline{O_2'M}$ 相切。 $\overline{O_1'M}$ 和 $\overline{O_2'M}$ 与轮 1 和轮 2 轴线的夹角为分度锥角 δ_1 和 δ_2 ；点 M 到两轮轴线的距离为分度圆半径 r_{m1} 和 r_{m2} 。以分度锥面为摩擦轮可取代单叶双曲面瞬轴面，按给定的传动比运动，不同之处是分度锥面相切于参考点 M ，而不是相对转动滑动轴。两齿面在点 M 处的相对速度 v_{12} 在分度平面 T 上，

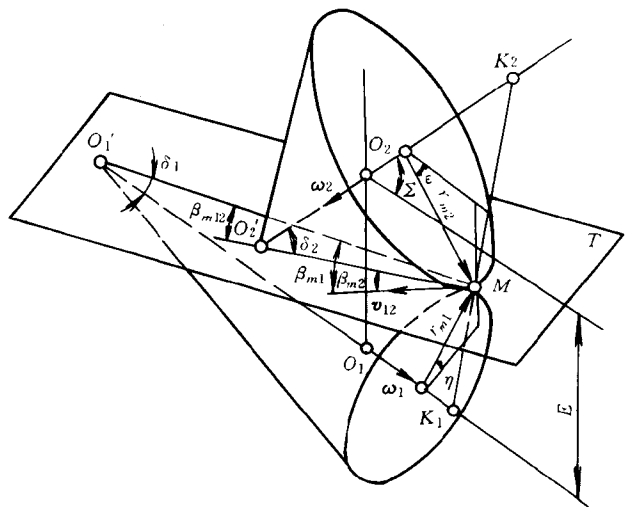


图 5.1-3 准双曲面齿轮分度锥面的形成

若使两齿轮齿线在参考点 M 处与相对速度 v_{12} 方向相切、齿面有相同的压力角, 则两齿面在参考点共轭。 v_{12} 与两轮分度锥母线的夹角分别为小轮和大轮参考点螺旋角 β_{m1} 和 β_{m2} 。

以分度锥面为基础代替单叶双曲面瞬轴面确定齿轮尺寸的优点是: 增大了小轮的直径, 从而使齿轮传动的刚度和强度增加; 结构紧凑; 轮坯形状简单, 便于制造。

在 Σ 、 E 、 u 和分度锥面的 6 个几何参数之间存在以下关系:

$$u = i_{12} = \frac{r_{m2} \cos \beta_{m2}}{r_{m1} \cos \beta_{m1}} \quad (5.1.1)$$

$$E = \frac{\sin \beta_{m12}}{\sin \Sigma} (r_{m1} \cos \delta_2 + r_{m2} \cos \delta_1) \quad (5.1.2)$$

$$\cos \beta_{m12} = \tan \delta_1 \tan \delta_2 + \frac{\cos \Sigma}{\cos \delta_1 \cos \delta_2} \quad (5.1.3)$$

式中 $\beta_{m12} = \beta_{m1} - \beta_{m2}$ 。

2.3 齿面的形成和当量齿轮

2.3.1 齿面的形成

锥齿轮和准双曲面齿轮用展成法 (又称范成法或滚切法) 切齿时, 由一个作为刀具的产形轮与被加工齿轮坯作切齿啮合; 以刀刃切削运动形成的产形面包络出被加工齿面。

加工锥齿轮的产形轮是一个分度锥角为 90° 的假想齿轮, 它的分度锥面变成平面, 这种平面产形轮被称为冠轮。图 5.1-4a 为等高齿冠轮, 顶锥面也是平面; 图 5.1-4b 为收缩齿冠轮, 顶锥面为锥面。

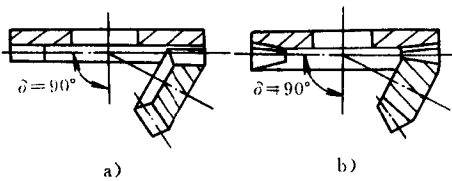


图 5.1-4 冠轮与锥齿轮坯的切齿啮合
a) 等高齿 b) 收缩齿

通常用直线刀刃。直线刀刃作切削运动形成的轨迹曲面为冠轮的假想齿面, 称为产形面。产形面与冠轮的分度平面的交线称为冠轮的齿线。刨刀作直线运动, 加工直齿锥齿轮时, 产形轮的直齿线通过产形轮中心 (图 5.1-5a); 加工斜齿锥齿轮时, 直齿线切于分度平面上的一个圆 (图 5.1-5b)。加工弧齿锥齿轮时, 铣刀盘的刀刃形成的齿线为圆弧 (图 5.1-5c); 加工摆线齿锥齿轮时, 铣刀盘上半径为 E_0 的滚圆在产形轮半径为 E 的基圆上作纯滚动, 刀刃上半径为 r_0 ($r_0 > E_0$) 的一

点在冠轮分度平面上形成的齿线为长幅外摆线 (图 5.1-5d)。把锥齿轮叫做直齿、弧齿和摆线齿锥齿轮是按产形轮齿线命名的。

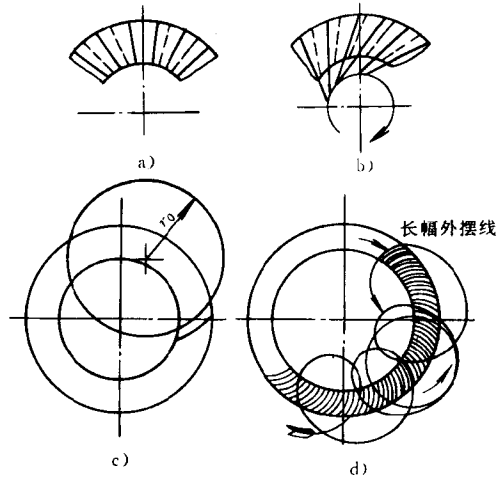


图 5.1-5 冠轮常用的四种齿线

a) 直线 b) 斜线 c) 圆弧线 d) 长幅外摆线

锥齿轮的根锥面是由刀顶面加工成的, 刀顶面就是冠轮的顶锥面。当刨齿机无调整齿根角的机构、铣齿机主轴无刀倾机构时, 产形轮的顶锥面是个平面, 加工收缩齿锥齿轮时, 按齿轮的根锥角安装轮坯, 产形轮的分度锥角 $\delta_p = 90^\circ - \theta_f$ (θ_f 为被加工齿轮的齿根角), 这样的产形轮称为平顶产形轮 (见图 5.1-6)。

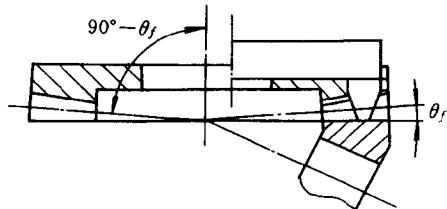


图 5.1-6 平顶产形轮与收缩齿锥齿轮啮合

2.3.2 当量圆柱齿轮

圆锥齿轮空间啮合理论比较复杂, 在误差允许范围内引入当量圆柱齿轮的概念可把问题大为简化。图 5.1-7 为曲齿锥齿轮, 参考点 M 处的分度圆半径 (节圆半径) 为 r_m , 过参考点 M 作齿线的法截面 N , 法截面 N 与冠轮节平面的交线为直线、与直线刀刃形成的产形面的交线也是直线、得到一个近似直线齿廓的“齿条”。法截面 N 与齿轮分度锥面 (节锥面) 的交线是二次曲线; 沿此交线的切线方向, 节锥面在参考点处的法曲率半径为 $r_{m0} = r_m / (\cos \delta \cos^2 \beta_m)$ (δ 为齿轮的分度锥

角； β_m 为齿参考点螺旋角），法面当量齿轮的齿数为

$$z_{vm} = \frac{z}{\cos\delta \cos^3\beta_m}$$

法截面 N 内，直线齿廓“齿条”与法面当量齿轮切齿啮合，得到当量齿轮的近似渐开线齿廓。由此得出结论：用直线刀刃形成产形面的冠轮展成锥齿轮时，可以把锥齿轮的空间啮合近似地简化为轮齿法截面内一对渐开线齿轮的平面啮合，这时齿轮称之为锥齿轮的法面当量齿轮，可以近似地沿用渐开线齿轮的公式。

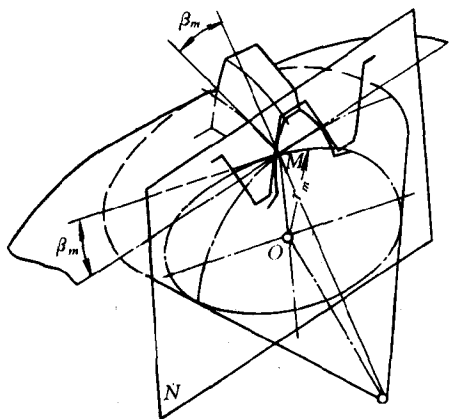


图 5.1-7 曲齿锥齿轮当量齿轮的切齿啮合

锥齿轮的端面重合度和接触强度计算时用到端面当量齿轮。在垂直于分度锥母线的平面内得到一对端面当量齿轮，参考点 M 处其分度圆半径 $r_v = r_m / \cos\delta$ 。端面当量齿数为

$$z_v = z / \cos\delta$$

端面当量齿轮是一对渐开线斜齿圆柱齿轮，在垂直于其接触线的法截面内得到锥齿轮的法面当量齿轮，其分度圆半径为 $r_{vm} = r_v / \cos^2\beta_{vb}$ (β_{vb} 为基圆螺旋角)，法面当量齿轮的齿数又为

$$z_{vm} = \frac{z_v}{\cos\beta_m \cos^2\beta_{vb}} = \frac{z}{\cos\delta \cos\beta_m \cos^2\beta_{vb}}$$

式中 $\beta_{vb} = \arcsin(\sin\beta_m \cos\alpha_r)$

α_r 为参考点处的法向压力角。两种算法得到的 z_{vm} 值略有差别，以后计算公式中将沿用各齿制采用的算法。对于直齿锥齿轮代入 $\beta_m = 0$ 。

2.3.3 球面渐开线和“8”字啮合

(1) 球面渐开线 沿圆柱齿轮渐开线齿面形成方法，得到的球面渐开线锥齿轮可以传递等速比运动。但是，在以分度锥顶为球心、不同锥距为半径的同心球面上，球面渐开线齿廓是不相同的，因此既不可能用成形刀具精确加工出球面渐开线齿廓，又不可能以同一刀刃形成球面渐开线冠轮的产形面展成精确的球面渐

开线齿轮。只有用靠模板仿形法才触加工出球面渐开线齿面，但此法只用于小批量生产大模数锥齿轮；精刨刀尖的半径只有 1mm，效率低。本篇不以球面渐开线为研究问题的基础。

(2) “8”字啮合 用冠轮展成锥齿轮时，垂直于节锥母线的平面与切齿啮合面的交线呈“8”字形。若两齿轮的齿根角 θ_f 相等，则可使两齿轮的切齿啮合面重合，得到线接触的“8”字啮合齿轮。对于用平顶产形轮展成的锥齿轮或者虽用冠轮展成，但齿根角不等的锥齿轮，得到的是非共轭齿面。

3 锥齿轮几何参数的名称

3.1 锥齿轮主要尺寸的名称

锥齿轮主要尺寸的名称和代号见图 5.1-8。两齿轮的节锥顶与两轮轴线交点重合；分度锥角无修正时，分度锥面与节锥面重合。等顶隙要求顶锥母线与相啮合齿轮的根锥母线平行。锥齿轮的大端分度锥距 R (或简称锥距) 确定其轮廓尺寸，小端分度锥距 R_i 限制其齿宽尺寸。

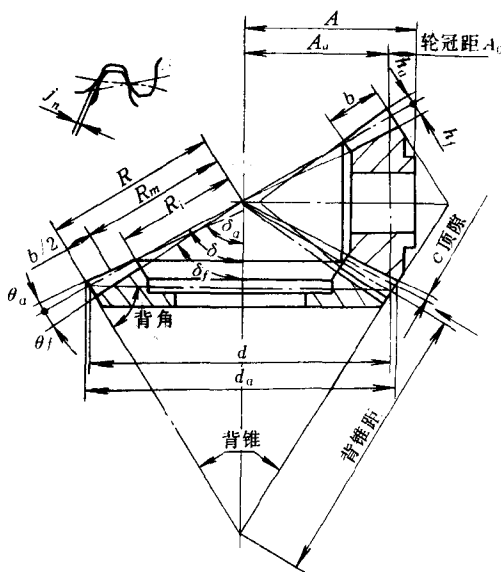


图 5.1-8 锥齿轮各参数名称与代号

R —大端锥距 R_i —小端锥距； R_m —参考点锥距
 r_v —背锥距 A —安装距 A_a —冠顶距 A_0 —
 轮冠距 b —齿宽 h_a —齿顶高 h_f —齿根高
 θ_a —齿顶角 θ_f —齿根角 d_a —齿顶圆直径
 d —分度圆直径 δ_a —顶锥角
 δ —分度锥角 δ_f —根锥角

由大端沿分度锥母线到小端,轮齿的螺旋角、齿厚和收缩齿的齿高都逐渐减小。为得到它们的平均值,在分度锥面齿线上取参考点 M ,参考锥距为 R_m 。点 M 一般为齿宽中点,此时 R_m 为齿中点锥距。

锥齿轮的分度圆直径、齿高和模数一般以大端为基准,在代号右侧加下角标“e”,不致引起混乱时可略去下角标“e”。摆线齿锥齿轮及准双曲面齿轮则以参考点 M 处的法向模数 m_n 为基准值。锥齿轮和准双曲面齿轮取参考点螺旋角 β_m 为名义值,不致引起混乱时可略去下标“m”。

锥齿轮模数、齿厚、齿距、分度圆、节圆、端面和齿面等定义与渐开线圆柱齿轮相同,齿高则在垂直于分度锥母线的截面内度量。需要说明计算点的位置在齿的大端、参考点或小端,因为其中许多值与分度锥距有关。

准双曲面齿轮与锥齿轮相似的部分,参数名称与锥齿轮相同。由于小轮偏置,准双曲面齿轮副的图形与锥齿轮副有所不同,详见几何参数计算部分。

3.2 锥齿轮专用的术语和定义

(1) 轮齿各部分名称 图5.1-9所示为锥齿轮的大端(外端)、小端(内端)、凸面和凹面。齿顶、齿底和齿根过渡曲线的定义则与圆柱齿轮相同。

(2) 螺旋角和螺旋方向 分度锥面上齿线任一点的切线与过该点分度锥母线的夹角为该点的螺旋角,齿的大端和小端螺旋角记为 β_e 和 β_s ,参考点螺旋角记为 β_m (或 β)。面对齿轮,自齿宽中点到

向为顺时针方向叫做右旋齿轮;逆时针方向叫做左旋齿轮(见图5.1-10)。

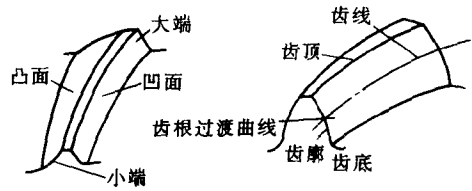


图5.1-9 轮齿各部分名称

(3) 齿高类型 齿高主要分为收缩齿和等高齿(图5.1-11c)。收缩齿又分非等顶隙收缩齿(图5.1-11a)和等顶隙收缩齿(图5.1-11b),等顶隙收缩齿允许齿的小端有较大的齿根圆角,对刀齿寿命和齿轮强度都有利。双重收缩齿(图5.1-11d)的目的在于修正沿齿长方向的齿厚收缩,以便能用最大刀顶距的粗切刀盘加工,此法使齿高方向收缩显著。另一种倾斜斜线收缩齿,介于一般收缩齿和双重收缩齿之间,它避免了双重收缩齿可能导致的齿高的过度收缩和一般收缩齿可能导致的齿厚的过度收缩。

(4) 安装距和轮冠距:安装距 A 为锥齿轮和准双曲面齿轮,由轴向安装基面到锥齿轮的两轴线交点或准双曲面齿轮的两轴线公垂线垂足的距离,用以控制锥齿轮的轴向位置;轮冠距为 $A_0 = A - A_a$,用以控制轮齿与轴向安装基面的相对位置, A_a 为由轮冠所在平面到两轮轴线交点或两轮轴线公垂线垂足之间的距离。

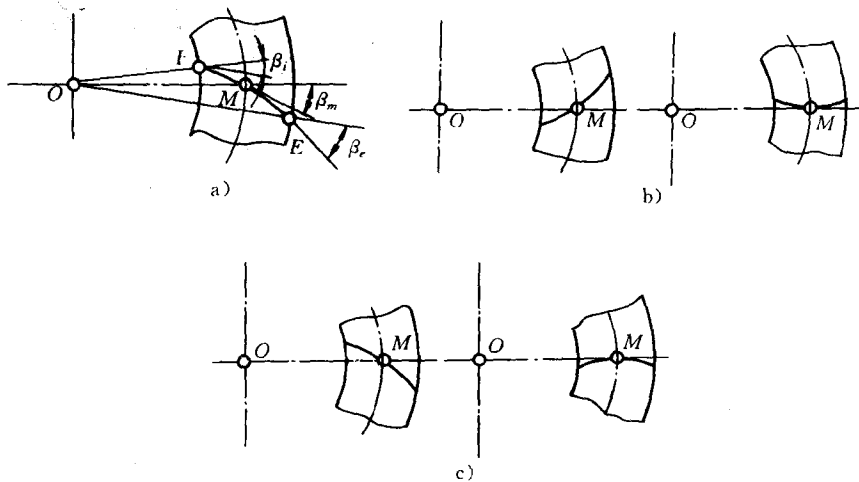


图5.1-10 齿的螺旋方向

a) 螺旋角 b) 左旋齿轮 c) 右旋齿轮

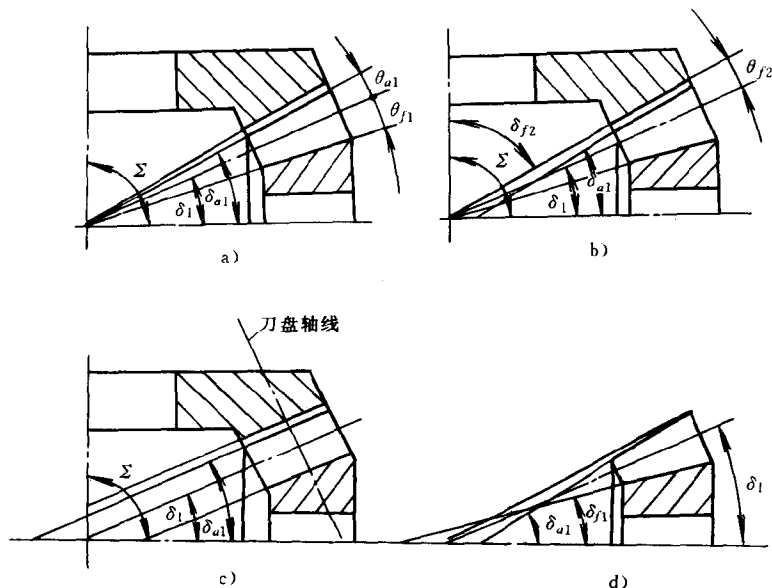


图 5.1-11 齿高的类型

a) 非等顶隙收缩齿 b) 等顶隙收缩齿 c) 等高齿 d) 双重收缩齿

第 2 章 锥齿轮及准双曲面齿轮主要参数的选择

1 概述

齿轮几何参数计算之前需要选定它的一些主要参数。格林森、克林根贝尔格和奥利康公司对齿轮主要参数的选择各有推荐,虽然齿制不同,但同一类齿轮传动有许多共同之处,集中介绍齿轮主要参数的选择,可以了解它们的共同规律,便于比较和互补。

在齿轮几何参数计算之前,需要初步确定以下参数:

(1) 齿数比 u 按设计要求给出初值 $u_0 = i_{12} = \omega_1 / \omega_2$ (i_{12} 为传动比; ω_1 和 ω_2 为小轮和大轮角速度)。最后得到的 u 值,应在传动比允许误差范围之内。

(2) 小齿轮或大齿轮大端节圆直径 d_{e1}' 或 d_{e2}' 这是影响齿轮传动总体尺寸的参数。对于不修正分度锥角的齿轮(见几何参数计算部分),齿轮大端分度圆直径与节圆直径相等,即 $d_{e1} = d_{e1}'$, $d_{e2} = d_{e2}'$ 。圆锥齿轮可略去下角标“e”,代号为 d_1, d_2 。

(3) 两齿轮相对位置参数 轴交角 Σ 根据产品结构要求确定,无特殊要求时取 $\Sigma = 90^\circ$; 准双曲面齿轮偏置距 E 与 d_{e2} 成一定比例。

(4) 影响齿轮强度的参数 小齿轮齿数 z_1 、齿宽 b ; 直齿锥齿轮的大端模数 m , 弧齿锥齿轮和准双曲面齿轮的大端端面模数 m_s , 摆线齿锥齿轮和准双曲面齿轮的参考点(一般取齿宽中点)的法向模数 m_n 。

(5) 基本齿廓参数 齿形角 α (又称压力角, 齿锥齿轮则为法向压力角 α_n); 基本齿廓的齿顶高 h_a 和顶隙 c 。为方便,引入齿顶高系数 h_a^* 和顶隙系数 c^* , $h_a = h_a^* m$, $c = c^* m$ 。

(6) 变位系数 高变位系数 x 和切向变位系数 x_t 。

(7) 齿侧间隙 j

(8) 螺旋方向和准双曲面齿轮的小轮偏置方向。

(9) 切齿刀具参数 弧齿锥齿轮和准双曲面齿轮的刀盘名义直径 d_0 ; 摆线齿锥齿轮和准双曲面齿轮的刀盘名义半径 r_0 、刀片组数 z_0 和刀片模数 m 。

2 锥齿轮的基本齿廓

(1) GB12369-90 直齿及斜齿锥齿轮的基本齿廓 (见图 5.2-1 和表 5.2-1)

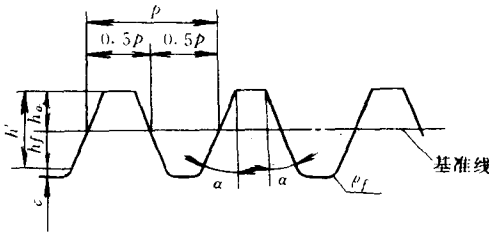


图 5.2-1 直齿及斜齿锥齿轮的基本齿廓

表 5.2-1 直齿及斜齿锥齿轮基本齿廓的参数

名称	代号	数值	说明
齿形角	α	20°	指齿面法截面值
齿顶高	h_a	m_n	m_n 为大端法向模数
工作齿高	h'	$2m_n$	
齿距	p	$\pi m_n / \cos \beta$	基准线上同侧齿廓间的距离, β 为螺旋角
顶隙	c	$0.2m_n$	
齿根圆角半径	ρ_f	$0.3m_n$	

- 注: 1. 适用于大端端面模数 $m \geq 1\text{mm}$ 的通用及重型机械; 齿高沿齿线向锥顶方向收缩、等顶隙; 用产形平面展成法切削或磨削加工。
2. 与齿高有关的各参数为大端法面值; 在工作齿高部分的齿形是直线。
3. 根据需要齿廓可以修缘, 原则上只修齿顶, 其最大值在齿高方向为 $0.6m_n$, 在齿厚方向为 $0.02m_n$ 。
4. 齿根圆角半径应尽量取大些, 在啮合条件允许的情况下可大到 $0.35m_n$ 。
5. $\alpha = 20^\circ$ 为基本齿形角, 根据需要允许采用 $\alpha = 14^\circ 30'$ 及 $\alpha = 25^\circ$ 。

(2) 格里森制直齿锥齿轮 $\alpha = 20^\circ, h_a = m, h' = 2m, c = 0.188m + 0.05$; 根据需要可采用 $\alpha = 14^\circ 30'$ 或 $\alpha = 25^\circ$ 。短齿制, $\alpha = 22^\circ 30', h_a = 0.8m_n, h' = 1.6m, c = 0.188m + 0.05$ 。以上各项为齿的大端参数, m 为大端模数。

(3) 格里森制弧齿锥齿轮 $\alpha_n = 20^\circ, h_a = 0.85m_n, h' = 1.7m_n, c = 0.188m_n + 0.05$; 根据需要在无根切的条件下可取 $\alpha_n = 14^\circ 30'$ 和 $\alpha_n = 16^\circ$ 。以上各项为齿的大端参数, m_n 为大端面模数。

(4) 格里森制零度齿弧齿锥齿轮 $\alpha_n = 20^\circ, h_a = m_n, h' = 2m_n, c = 0.188m_n + 0.05$, 根据需要可取 $\alpha_n = 22^\circ 30'$ 或 $\alpha_n = 25^\circ$ 。以上各项为齿的大端参数, m_n 为齿的大端面模数。

(5) 摆线齿锥齿轮和准双曲面齿轮“克”、“奥”两种齿制均在齿参考点(一般为齿宽中点)法截面内取值, $\alpha = 20^\circ$ (α 为准双曲面齿轮齿两侧齿形角的平均值, 锥齿轮一般用代号 α_n), $h_a = m_n, h' = 2m_n, c = 0.25m_n, m_n$ 为参考点法向模数。“克”制刀顶圆角半径 $\rho_{a0} = 0.3m_0$, 刀片模数 m_0 。

一般齿形角 $\alpha = 20^\circ$ (齿为 α_n), 增大齿形角可以增加齿轮强度, 采用较少的齿数, 但是齿顶易变尖; 齿底槽宽变窄, 刀顶宽度受到限制; 端面重合度低, 不利于传动的平稳性。减小压力角则端面重合度增大, 有利于平稳传动, 但强度较差, 易根切。

3 锥齿轮的大端分度圆直径

3.1 一般工业用锥齿轮

格里森制, 根据齿数比 $u = z_2/z_1$ 和小轮转矩 T_1 , 由图 5.2-2 和图 5.2-3, 按接触强度和弯曲强度, 初步确定小齿轮大端分度圆直径。

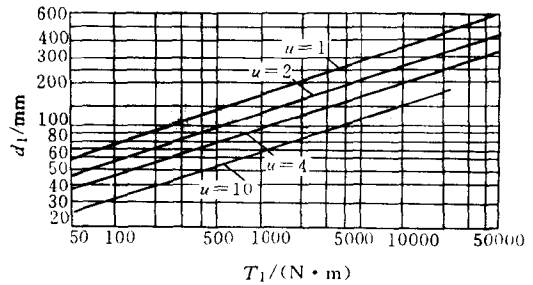


图 5.2-2 根据接触强度确定小轮分度圆直径

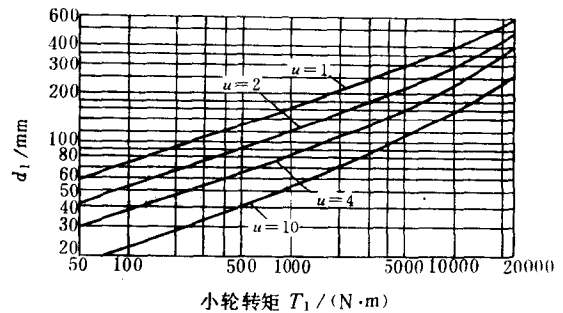


图 5.2-3 根据弯曲强度确定小轮分度圆直径

两图的曲线是按渗碳钢、齿面硬度为 55HRC 的正弧齿锥齿轮绘制的。当齿轮材料和齿面硬度与图不符时, 须将 d_1 乘以由表 5.2-2 查得的材料与硬度修正系数。

确定 T_1 时, 应注意小齿轮的峰值载荷; 在预期的

齿轮寿命内,若峰值载荷总循环数超过 10^7 次,则直接取峰值载荷为 T_1 值;若峰值载荷少于 10^7 次,则将峰值载荷的一半与持续载荷的最大值比较,取其中大者为 T_1 值。

表 5.2-2 材料与硬度修正系数

大 轮		小 轮		材料 硬度 修正 系数
材料	最低 硬度	材料	最低 硬度	
钢(表面硬化处理)	58HRC	钢(表面硬化处理)	60HRC	0.85
钢(表面硬化处理)	55HRC	钢(表面硬化处理)	55HRC	1.00
钢(火焰淬火)	50HRC	钢(表面硬化处理)	55HRC	1.05
钢(火焰淬火)	50HRC	钢(火焰淬火)	50HRC	1.05
钢(油淬火)	375HB	钢(油淬火)	375HB	1.20
钢(热处理)	250HB	钢(表面硬化处理)	55HRC	1.45
钢(热处理)	210HB	钢(热处理)	245HB	1.65
铸铁		钢(表面硬化处理)	55HRC	1.95
铸铁		钢(火焰淬火)	50HRC	2.00
铸铁		钢(退火)	160HB	2.10
铸铁		铸铁		3.10

直齿和零度齿的小锥齿轮直径应稍大,由图 5.2-2 查得的 d_1 值,零度齿锥齿轮应乘以 1.2;鼓形直齿锥齿轮应乘以 1.3。表面硬化处理并经磨齿的弧齿锥齿轮应乘以 0.8,并将求得的 d_1 值与由图 5.2-3 按弯曲强度查得的 d_1 值比较,取两者中较大者。

承受不变载荷齿轮按弯曲强度确定 d_1 值,但对图 5.2-3 中查得的 d_1 值,有振动的情况下乘以 0.7,无振动时乘以 0.6。

汽车、航空和船舶用锥齿轮,不能用图 5.2-2 和图 5.2-3。

3.2 汽车用弧齿锥齿轮和准双曲面齿轮

格利森制弧齿锥齿轮和准双曲面齿轮,按齿数比 u 和大轮持续转矩,由图 5.2-4 和图 5.2-5 初步确定大轮大端分度圆直径 d_2 。

图 5.2-4 按 $\beta=35^\circ, \alpha_n=22^\circ30', b_2=0.28R_c, b_1=0.32R_c$ 绘成(R_c 为大端锥距),适用于初步确定锥齿轮的 d_2 。图 5.2-5 按 $\beta_1=50^\circ$,平均齿形角 $\alpha=22^\circ30'$,大轮齿宽 $b_2=0.28R_{c2}, b_1 \approx 1.12b_2$,偏置距 $E \approx 0.11d_{c2}$ 绘成,适用于初步确定弧齿准双曲面齿轮的 d_2 。不同的平均齿形角 α 和不同的偏置距 E ,线图是不同的。

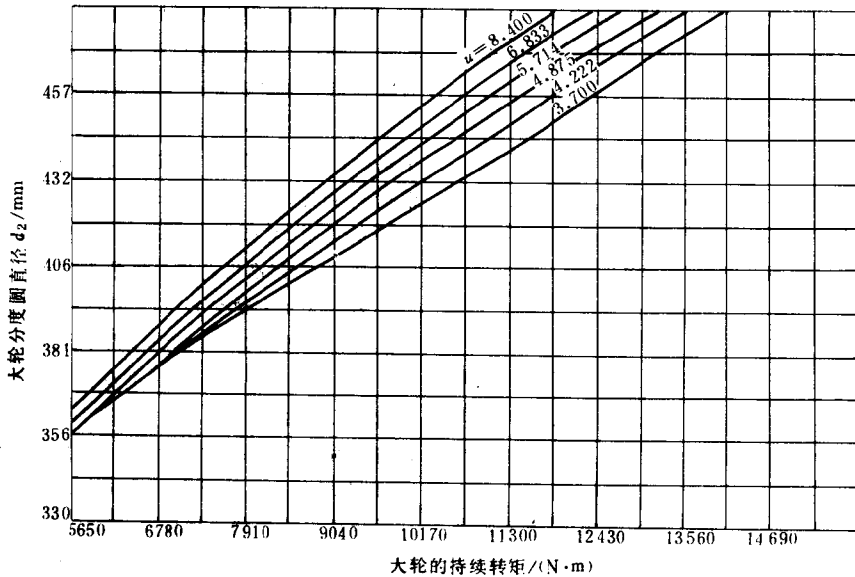


图 5.2-4 弧齿锥齿轮大轮大端分度圆直径线图

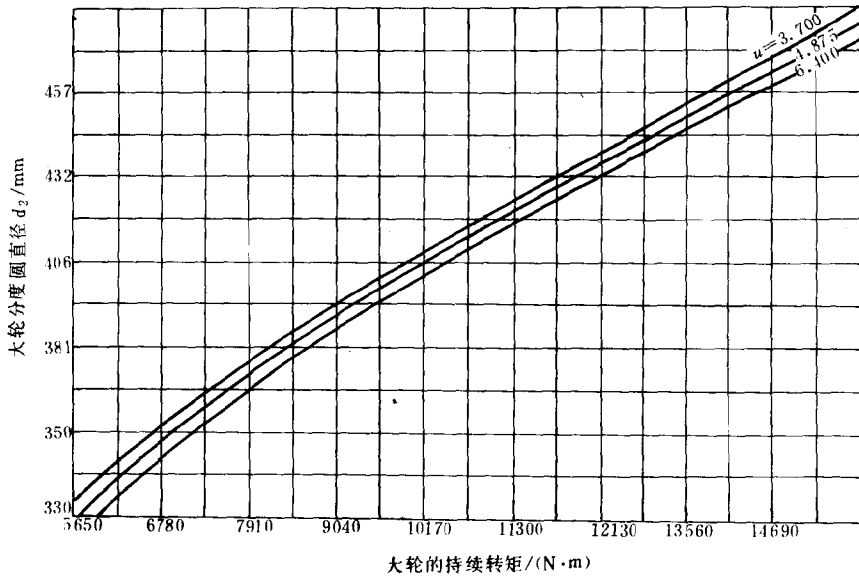


图 5.2-5 弧齿准双曲面齿轮大轮大端分度圆直径线图

3.3 “克”制摆线齿锥齿轮

摆线齿锥齿轮,为避免双跨支承小齿轮小端轴颈被切坏,有时需要引入分度锥角修正量 $\Delta\delta$,此时大端分度圆直径 d_e 与节圆直径 d'_e 不相等,只有 $\Delta\delta=0^\circ$ 时, $d_e=d'_e$ 。轴交角 $\Sigma=90^\circ$ 时,“克”制摆线齿锥齿轮按下式初步确定大轮大端节圆直径:

$$(d'_{e2})^{2.8} = 1000T_1 \left(\frac{u^3}{u^2+1} \right)^{\sqrt{n_1}}$$

式中 T_1 ——小轮转矩(N·m);

n_1 ——小轮转速(r/min);

d'_{e2} ——大轮大端节圆直径(mm)。

4 准双曲面齿轮偏置距 E

(1) 弧齿准双曲面齿轮 轿车、轻型车辆以及一般工业用齿轮 $E \leq 0.4R_{e2}$ (或 $E \leq 0.2d_2$), R_{e2} 为大轮大端锥距;载重汽车、拖拉机和铁路机车 $E \leq 0.2R_e$ (或 $E \leq 0.1d_2$)。

(2) 摆线齿准双曲面齿轮 “奥”制规定,载重汽车 $E = (0.1 \sim 0.15)d'_{e2}$; 轿车 $E = (0.15 \sim 0.25)d'_{e2}$ 。图 5.2-6 为 d'_{e2} 和 E 之间的关系。 ϵ 为大轮偏置角,应在下面范围内:载重汽车, $\epsilon = 10^\circ \sim 16^\circ$ (图中“1”区); 轿车, $\epsilon = 14^\circ \sim 34^\circ$ (图中“2”区)。关于 ϵ 值,详见几何参数计算部分。

5 齿轮的齿数、模数、齿宽和螺旋角

5.1 直齿和弧齿锥齿轮

直齿锥齿轮需要给定小轮齿数 z_1 和齿宽 b 。弧齿锥齿轮除 z_1 和 b 之外还需要给定螺旋角 β (齿宽中点处)。大轮齿数 z_2 和大端模数 m (或大端面模数 m_t) 由计算确定。

(1) 小轮齿数 z_1 由图 5.2-7 选取直齿和零度齿小轮齿数 z_1 。由图 5.2-8 选取弧齿锥齿轮小轮齿数 z_1 。根据 z_1 和传动比 i_{12} 算出 z_2 加以圆整,传动比误差应在允许范围内;两齿轮齿数尽可能无公因数。为避免根切,一般工业用锥齿轮最少齿数为 13。

表 5.2-3 为轴交角 $\Sigma=90^\circ$ 时,一般工业用锥齿轮齿形角和齿数比为不同值时,大小齿轮的最少齿数。表 5.2-4 为汽车弧齿锥齿轮及准双曲面齿轮的最少齿数。在齿轮尺寸相同的情况下,齿数少又无根切,有利于提高弯曲强度;齿数多有利于提高接触强度和传动平稳性,但会增加加工工时和刀具成本。

计算出大端面模数 m 和 m_t 之后,直齿锥齿轮一般应按表 5.2-5 中标准模数系列取 m 值。

(2) 齿宽 齿宽不得大于 $0.3R_e$ 和 $10m_t$,取两者中较小值。弧齿零度锥齿轮齿宽 $b \leq 0.25R_e$ 。对于锥齿轮,齿过于宽无助于齿的强度和耐久性的增加,因为偏载到小端时齿易损坏。此外,小端齿底槽宽过窄难于加工。

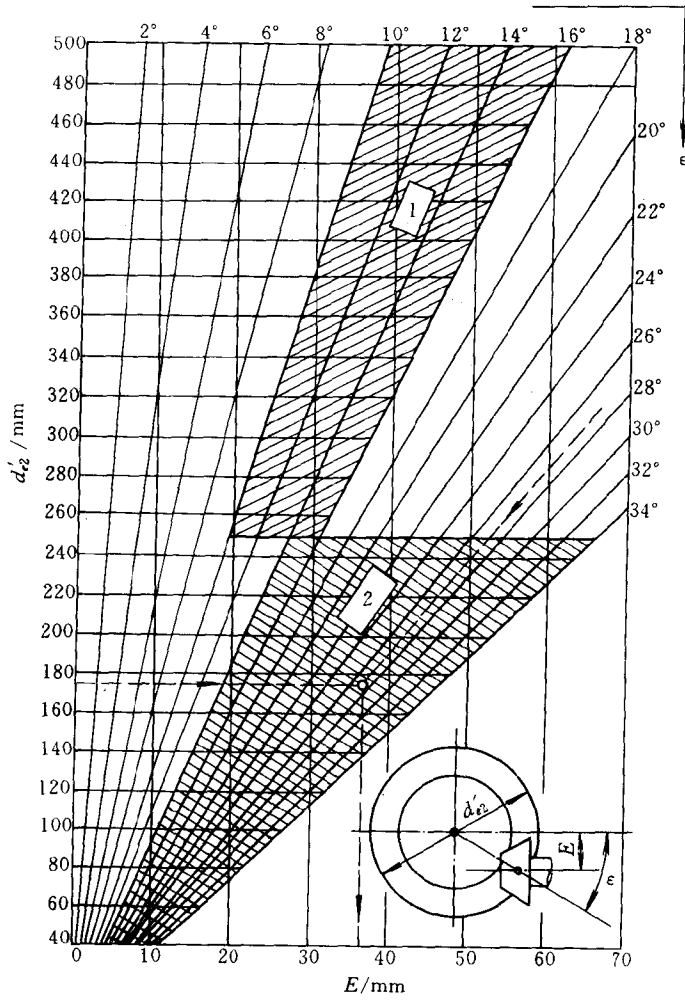


图 5.2-6 d'_{e2} 、 E 和大轮偏置角 ϵ 之间的关系

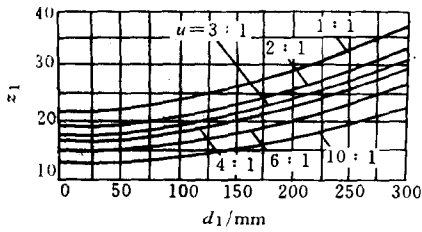


图 5.2-7 直齿及零度锥齿轮的小轮齿数

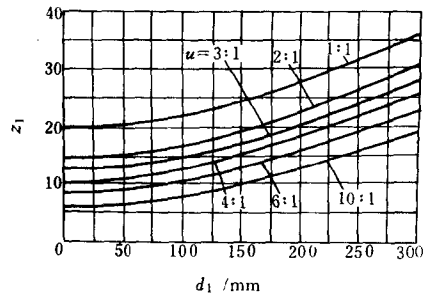


图 5.2-8 弧齿锥齿轮小轮齿数

(3) 弧齿锥齿轮螺旋角 β β 为齿中点螺旋角, 由要求的纵向重合度 ϵ_β 和允许的轴向力确定, 一般工业用锥齿轮 $\beta \approx 35^\circ$ 。螺旋角 β 选取范围可参考表 5.2-6。纵向重合度 ϵ_β 至少应为 1.25。 ϵ_β 值可根据齿宽 b 、端面模数 m_n 和螺旋角 β 由图 5.2-9 查得。 β 越大传动越平稳, 但轴向力也越大, 必须检验轴承的承受能力。

表 5.2-3 各种压力角和齿数比的大小轮最少齿数 ($\Sigma=90^\circ$)

压力角	直齿锥齿轮 (一般工业用)		弧齿锥齿轮 (一般工业用)		零度齿锥齿轮	
	小轮	大轮	小轮	大轮	小轮	大轮
	20° (标准)	16 15 14 13	16 17 20 30	17 16 15 14 13 12	17 18 19 20 22 26	17 16 15
14.5°	29 28 27 26 25 24	29 29 31 35 40 57	28 27 26 25 24 23 22 21 20 19	28 29 30 32 33 36 40 42 50 70	不用	
16°	不用		24 23 22 21 20 19 18 17 16	24 25 26 27 29 31 36 45 59	不用	
22.5°	13	13	14	14	14	14
25°	12	12	12	12	13	13

表 5.2-4 汽车弧齿锥齿轮及准双曲面齿轮最少齿数

传动比	小齿轮齿数	允许范围
1.5~1.75	14	12~16
1.75~2.00	13	11~15
2.0~2.5	11	10~13
2.5~3.0	10	9~11
3.0~3.5	10	9~11
3.5~4.0	10	9~11
4.0~4.5	9	8~10
4.5~5.0	8	7~9
5.0~6.0	7	6~8
6.0~7.5	6	5~7
7.5~10.0	5	5~6

① 传动比 1.5~3.0 间只能用展成法加工大小两齿轮。

表 5.2-5 锥齿轮模数 (GB12368-90)

(mm)						
0.1	0.12	0.15	0.2	0.25	0.3	0.35
1	1.125	1.25	1.375	1.5	1.75	2
3.75	4	4.5	5	5.5	6	6.5
14	16	18	20	22	25	28
0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	
2.25	2.5	2.75	3	3.25	3.5	
7	8	9	10	11	12	
30	32	36	40	45	50	

注: 1. 表中模数指的是锥齿轮大端端面模数。

2. 该标准适用于直齿、斜齿及齿曲锥齿轮。

表 5.2-6 汽车拖拉机及航空工业用锥齿轮螺旋角

项 目	螺旋角	
	弧齿锥齿轮	准双曲面齿轮 (小轮)
汽车	载重汽车	30°~45° 约 45° ^①
	小客车	35°~40° 约 50°
拖拉机	农业用	25°~35°
	工业用	25°~35°
航空工业	直升机传动	30°~45°
	发动机辅助传动	0°~20°

① 合理的螺旋角, 可在准双曲面齿轮计算中, 根据传动比以及偏置距与大轮分度圆直径的比值算出。

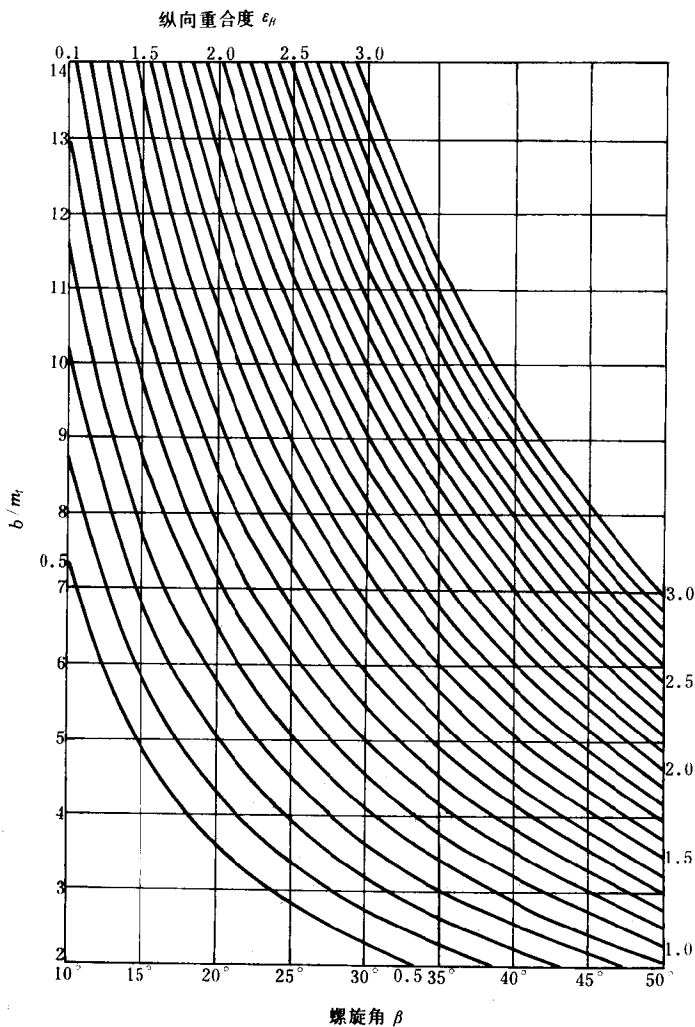
5.2 摆线齿锥齿轮

摆线齿锥齿轮在确定 d'_{e2} 之后, 需要给定齿宽 b 、参考点法向模数 m_n 和参考点螺旋角初值 β_{m0} 。计算小轮齿数 z_1 和大轮齿数 z_2 并加以圆整, z_1 的最小值为 5, $z_1 > 8$ 时传动质量较好。然后根据齿数比实际值 $u = z_2/z_1$ 计算 β_n 值 (详见表 5.2-14)。

(1) 齿宽 b “克”制推荐轻载和中载传动 $b = (0.2 \sim 0.29)R'_e$ (R'_e 为按 d'_{e2} 和初值 $u_0 = i_{12}$ 求得的大端节锥母线长度); 重载传动 $b = (0.29 \sim 0.33)R'_e$ 。

(2) 参考点法向模数 m_n “克”制推荐硬齿面重载齿轮 $m_n = (0.1 \sim 0.14)b$; 调质钢软齿面齿轮 $m_n = (0.083 \sim 0.1)b$ 。

(3) 参考点螺旋角初值 β_{m0} : “克”制推荐 $\beta_{m0} = 30^\circ \sim 35^\circ$ 。“奥”制推荐, 在轴承能承受较大轴向力的情况下可增至 $\beta_{m0} \approx 40^\circ$ 。


 图 5.2-9 弧齿锥齿轮的纵向重合度 ϵ_p

5.3 准双曲面齿轮

进行准双曲面齿轮分度锥面几何参数计算时,除 Σ 、 u 、 d_{e2} (或 d'_{e2})之外,还需要给定以下几个参数:小轮齿数 z_1 (由此求得 $z_2 = uz_1$)、小轮参考点螺旋角 β_1 (或大轮参考点螺旋角 β_2)和大轮齿宽 b_2 。

(1) 弧齿准双曲面齿轮

- 1) 小轮齿数 z_1 $z_1 > 6$, 参考表 5.2-4 选取。
- 2) 小轮参考点螺旋角 β_1 轿车 $\beta_1 \approx 50^\circ$, 载重汽车 $\beta_1 \approx 45^\circ$ 。

3) 大轮齿宽 b_2 取 $b_2 = 0.3R_{e2}$ (R_{e2} 为大轮大端锥距)和 $b_2 = 10m_1$ (m_1 为大轮大端面模数)两者中小者。

(2) 摆线齿准双曲面齿轮 由 d'_{e2} 和 E 近似求得大轮大端节锥距 R'_{e2} , 计算出 z_1 和 z_2 (详见表 5.2-16)。

1) 大轮齿宽: $b_2 \approx 0.29R'_{e2}$ 。

2) 参考点法向模数: $m_n \approx 0.1b$ 。

3) 大轮参考点螺旋角: $\beta_{m2} \approx 30^\circ$ 。

4) 小轮齿数 z_1 : 由表 5.2-16 中的公式计算出 z_1 值加以圆整;“克”制小轮最少齿数为 5, 按 $z_2 = u_0 z_1$ 得到 z_2 加以圆整, 要求 $u = z_2/z_1$ 的误差在允许范围内。

6 变位系数

6.1 径向变位系数 x

弧齿、摆线齿锥齿轮和准双曲面齿轮一般采用高变位制: 两齿轮的变位系数数值相同, 符号相反; 小轮为正变位 $x_1 > 0$, 大轮为负变位 $x_2 = -x_1$ 。变位的目的首先是避免小齿轮根切; 在小轮无根切的情况下则为

了使大小轮齿根的磨损大体一致。

格利森制直齿和弧齿锥齿轮,根据不同的压力角和齿顶高系数给出了小齿轮的径向变位系数计算公式。弧齿准双曲面大轮齿顶高系数的选择考虑到了高变位问题,不再单独给出径向变位系数。

摆线齿锥齿轮和准双曲面齿轮则需要通过迭代求解,计算出小齿轮的径向变位系数 x_1 。

“克”制锥齿轮径向变位系数选择的准则是:小齿轮齿顶滑动比 η_{a1} 与大齿轮齿根滑动比 $|\eta_{f2}|$ 之和,等于大齿轮齿顶滑动比 η_{a2} 与小齿轮齿根滑动比 $|\eta_{f1}|$ 之和,即 $\eta_{a1} + |\eta_{f2}| = \eta_{a2} + |\eta_{f1}|$ 。

“奥”制锥齿轮和准双曲面齿轮径向变位系数选择的准则是:小齿轮齿顶滑动系数 $u\eta_{a1}$ 与大齿轮齿根滑动系数 $|\eta_{f2}|$ 之和等于大齿轮齿顶滑动系数 η_{a2} 与小齿轮齿根滑动系数 $|u\eta_{f1}|$ 之和,即 $u\eta_{a1} + |\eta_{f2}| = \eta_{a2} + |u\eta_{f1}|$ 。

两种变位制的差别是,“奥”制考虑到小轮齿面接触频率比大齿轮高 u 倍。从计算结果看,“奥”制得到的 x_1 值比“克”制的大。

6.2 切向变位系数 x_t

锥齿轮和准双曲面齿轮齿的两面由不同刀片加工成,通过改变两刀刃的相对位置改变基本齿廓的齿厚,称之为切向变位(也称为齿厚变动)。切向变位的目的是使大小齿轮的弯曲强度大体相等。通常使小轮齿厚增大、大轮齿厚减小相同的数值 $m_n x_{t1}$ 。小轮的切向变位系数为 x_{t1} ,大轮切向变位系数为 $x_{t2} = -x_{t1}$ 。

格利森制锥齿轮以线图的形式给出直齿、零度齿和弧齿锥齿轮的切向变位系数 x_{t1} 值。

摆线齿锥齿轮和准双曲面齿轮,则以大小两齿轮的齿形系数相等为条件,通过迭代计算出切向变位系数 x_{t1} 值(详见本篇第5章)。

7 齿侧间隙

按齿轮模数和精度等级由锥齿轮精度标准 GB11365—89 可查得最小法向侧隙 j_{\min} 值(见表 5.14-6)和侧隙变动公差 $F_{\sigma j}$ 值。除此之外还可参考各种齿制规定的齿侧间隙数值。

1) AGMA 锥齿轮标准规定的直齿、弧齿锥齿轮的法向齿侧间隙 j_n (见表 5.2-7)。

2) “奥”制规定的法向齿侧间隙为

$$j_n = 0.05 + 0.03m_n$$

对于研齿的锥齿轮,侧隙可略减小。

3) “克”制规定的圆周齿侧间隙 j_c 见表 5.2~8。

表 5.2-7 AGMA7~13 级规定的法向齿侧间隙 (mm)

模数	法向齿侧间隙
0.51~1.27	0~0.05
1.27~1.59	0.03~0.08
1.59~2.54	0.05~0.10
2.54~3.18	0.08~0.13
3.18~4.23	0.10~0.15
4.23~5.08	0.13~0.18
5.08~6.35	0.15~0.20
6.35~7.26	0.18~0.23
模数	法向齿侧间隙
7.26~8.47	0.2~0.28
8.47~10.16	0.25~0.33
10.16~12.70	0.31~0.41
12.70~14.51	0.36~0.46
14.51~16.93	0.41~0.56
16.93~20.32	0.46~0.66
20.32~25.4	0.51~0.76

表 5.2-8 “克”制圆周齿侧间隙(在齿大端度量) (mm)

模数 m_n	0.3~1.0	1.0	2.0	3.0	4.0
齿侧间隙 j_c	0.03~	0.06~	0.08~	0.10~	0.12~
	0.06	0.08	0.11	0.13	0.14
模数 m_n	5	6	7	8	8~10
齿侧间隙 j_c	0.14~	0.15~	0.16~	0.18~	0.20~
	0.17	0.18	0.19	0.20	0.25
模数 m_n	10~12	12~14	14~16	16~18	18~21
齿侧间隙 j_c	0.25~	0.30~	0.35~	0.40~	0.45~
	0.30	0.35	0.40	0.45	0.50

8 齿的螺旋方向选择和准双曲面齿轮小轮的偏置

8.1 曲线齿锥齿轮齿的螺旋方向选择

齿轮传动时,正反转所承受载荷一般是不相同的,持续承受较大载荷的一面称为工作面,承受载荷较小的一面称为非工作面。主动轮的凹面与从动轮的凸面相啮合时,两齿轮承受的轴向力均指向各自的大端,齿侧间隙有增大的趋势,轮齿不会卡死,比较安全。一般选主动轮的凹面和从动轮的凸面为工作面。相反,主动轮的凸面与从动轮的凹面啮合时,轴向力指向各自的小端,齿侧间隙有减小的趋势,轮齿有卡死的危险,只能作为非工作面。