

第13章 蜗 杆 传 动

周 远 济

第1节 圆柱蜗杆传动 的常用术语及代号

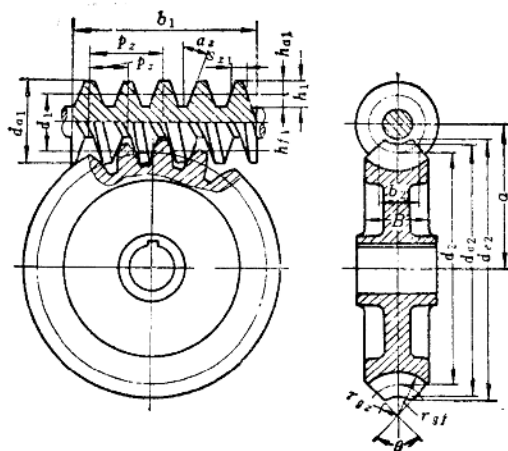


图13-1-1 圆柱蜗杆传动示意

- a —— 标准中心距（非变位啮合中心距）
- a' —— 变位啮合中心距，（设计中心距）
- a'' —— 测绘中心距
- b_1 —— 蜗杆齿宽
- b_2 —— 蜗轮齿宽
- B —— 蜗轮缘宽
- c —— 顶隙
- c^* —— 顶隙系数
- d_1 —— 蜗杆分度圆直径
- d_1' —— 蜗杆节圆直径
- d_2 —— 蜗轮分度圆直径
- d_2' —— 蜗轮节圆直径
- d_{a1} —— 蜗杆齿顶圆直径

- d_{a2} —— 蜗轮喉圆直径
- d_{b1} —— 渐开线蜗杆基圆直径
- d_{b2} —— 蜗轮基圆直径
- d_{e2} —— 蜗轮顶圆直径
- d_{f1} —— 蜗杆齿根圆直径
- d_{f2} —— 蜗轮齿根圆直径
- h_1 —— 蜗杆齿高
- h_2 —— 蜗轮齿高
- h_{a1} —— 蜗杆齿顶高
- h_{a2} —— 蜗轮齿顶高
- h_{f1} —— 蜗杆齿根高
- h_{f2} —— 蜗轮齿根高
- $\bar{h}_{a1}$ —— 蜗杆测量 $\bar{s}_{a1}$ 用齿高
- $\bar{h}_{a2}$ —— 蜗轮测量 $\bar{s}_{a2}$ 用齿高
- h_a^* —— 齿顶高系数
- m —— 模数、蜗杆轴向模数、蜗轮端面模数
- m_n —— 蜗杆（或蜗轮）法向模数
- p_n —— 蜗杆法向齿距
- p_t —— 蜗杆分度圆齿距
- p_x —— 蜗杆轴向齿距
- p_z —— 蜗杆导程
- q —— 蜗杆直径系数
- r_{g2} —— 蜗轮咽喉母圆半径
- r_{gf} —— 蜗轮齿根圆环面的母圆半径
- s_{a1} —— 蜗杆分度圆柱法向齿厚
- $\bar{s}_{a1}$ —— 蜗杆分度圆法向弦齿厚
- $\bar{s}_{a2}$ —— 蜗轮分度圆法向弦齿厚
- s_t —— 蜗轮分度圆中间平面上的弧齿厚
- $\bar{s}_t$ —— 蜗轮分度圆中间平面上的弦齿厚
- s_x —— 蜗杆分度圆柱轴向齿厚
- x_2 —— 蜗轮径向变位系数
- x_{f1} —— 蜗杆切向变位系数

- x_{f2} ——蜗轮切向变位系数
- z_1 ——蜗杆头数（齿数）
- z_2 ——蜗轮齿数
- α ——蜗杆齿形角
- α_0 ——刀具产形角
- α_s ——蜗杆法向齿形角
- α_x ——蜗杆轴向齿形角
- β ——蜗轮分度圆螺旋角
- γ ——蜗杆分度圆导程角
- γ_0 ——蜗杆基圆柱导程角
- ε ——重合度
- θ ——蜗轮齿宽角
- Σ ——轴交角

第 2 节 蜗杆传动基本知识

蜗杆传动是交错轴齿轮传动的一种，用于既不平行又不相交的两轴间传动。蜗杆副是由蜗杆及其配对的蜗轮所组成，其轴交角一般为 90° 。就普通圆柱蜗杆传动而言，蜗杆就是斜齿轮的一种特殊形态，其齿数甚少，只有一个或几个螺旋齿，与其相啮合的蜗轮可以看成是一个斜齿轮，但又有所区别，斜齿轮分度曲面是圆柱面，可用标准齿轮滚刀加工，而蜗轮的分度曲面一般不是圆柱面，多为圆环面，需用与蜗杆参数相同的蜗轮滚刀（或飞刀）加工。在啮合传动时，蜗杆转一周，带动蜗轮转过一个齿或几个齿，因而可实现较大的传动比（减速）。当蜗

杆副的轴交角为 90° 时，蜗轮的螺旋角 β 与蜗杆的导程角 γ 大小相等、两者螺旋方向相同。

在蜗杆副的中间平面上看（见图13-1-1），蜗杆传动又可以看成是齿轮与齿条的啮合，所以蜗杆传动的设计计算一般是以蜗轮中间平面的参数和尺寸为基准的。

（一）蜗杆副的分类

蜗杆副通常是以蜗杆分度曲面的形状及其齿面成形的工艺特点来进行分类。一般可分为圆柱蜗杆、环面蜗杆及锥蜗杆三大类，详见表13-2-1。

1. 圆柱蜗杆

分度曲面为圆柱面的蜗杆称为圆柱蜗杆。蜗杆分度曲面是蜗杆上一个约定的假想曲面，蜗杆的轮齿尺寸均以此曲面为基准来确定。

（1）阿基米德蜗杆（ZA蜗杆） 齿面为阿基米德螺旋面的圆柱蜗杆。其端面内的齿廓是阿基米德螺旋线，轴平面上的齿廓为直线（图13-2-1）。这种蜗杆的齿形代号为“ZA”。根据这一特点，这种蜗杆可在车床上加工，不需要特殊设备和特殊装置，因此应用最为广泛。ZA蜗杆的缺点是传动效率较低，通常为50~80%，蜗杆副的齿部磨损较快，因此一般用于低速、轻载和不重要的传动中。

（2）渐开线蜗杆（ZI蜗杆） 齿面为渐开螺旋面的圆柱蜗杆。其端面齿廓是渐开线，这种蜗杆的齿形代号为“ZI”。在其与基圆柱相切的平面上，ZI蜗杆的成形线是直线，如图13-2-2a所示。渐开线蜗杆可由滚切、滚压、车削等工艺手段加工，还可

表13-2-1 蜗杆的分类

蜗 杆	圆 柱 蜗 杆	(1) 阿基米德蜗杆 (图13-2-1) (轴向直廓, ZA蜗杆) (2) 渐开线蜗杆 (ZI蜗杆) (图13-2-2) (3) 法向直廓蜗杆 (ZN蜗杆) (表13-2-2) (4) 锥面包络圆柱蜗杆 (ZK蜗杆) (表13-2-3) (5) 圆弧圆柱蜗杆 (ZC蜗杆) (图13-2-3)	普通(直线齿圆柱蜗杆) (6) 双导程蜗杆 (图13-2-4) 双导程ZA蜗杆 双导程ZI蜗杆 双导程ZN蜗杆
	环 面 蜗 杆	(1) 直廓环面蜗杆 (TA蜗杆) (图13-2-6) (2) 平面包络环面蜗杆 (TP蜗杆) (图13-2-7) (3) 锥面包络环面蜗杆 (TK蜗杆) (图13-2-8) (4) 渐开面包络环面蜗杆 (TI蜗杆) (图13-2-9)	
	锥 蜗 杆	(1) 直线齿锥蜗杆 (图13-2-10) (2) 曲线齿锥蜗杆	

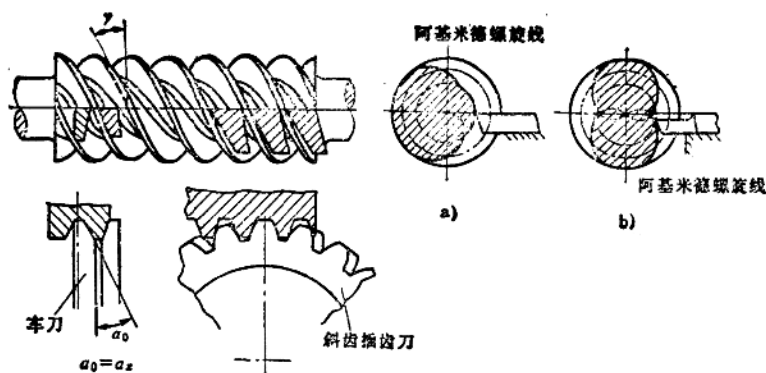


图13-2-1 阿基米德蜗杆

a) 当 $\gamma \leq 3^\circ$ 时, 采用单刀切削 b) 当 $\gamma > 3^\circ$ 时, 采用双刀切削

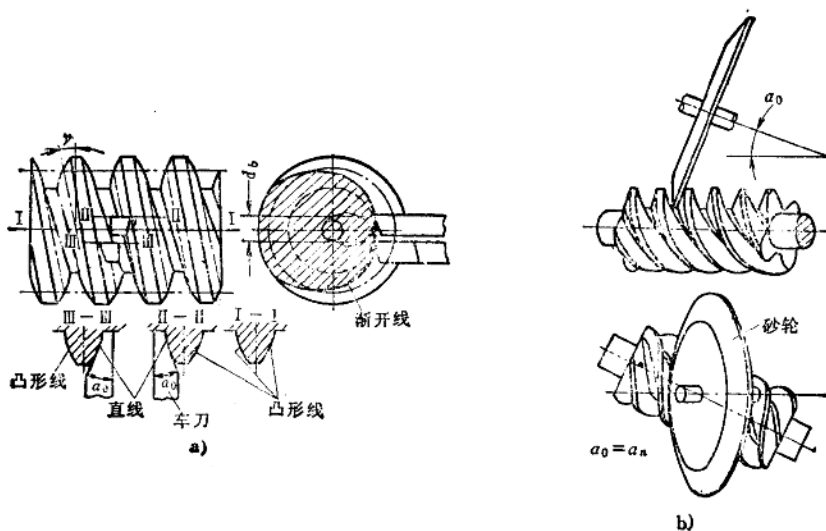


图13-2-2 渐开线蜗杆

用碟形砂轮的端面进行磨削加工, 如图13-2-2 b 所示, 但为此必须使用专用磨床。这种蜗杆的传动效率可高达90%。

(3) 法向直廓蜗杆 (ZN蜗杆) 法平面上的齿廓为直线的圆柱蜗杆。这种蜗杆的齿形代号为“ZN”, 按其直线齿廓所在的法平面的位置不同又可分为三种齿形, 见表13-2-2。

法向直廓蜗杆在端面内的齿廓与延伸渐开线近似, 但并不完全相同。这种蜗杆的加工工艺较之阿基米德蜗杆有一定的优点, 即在一把车刀的两侧刀刃车削蜗杆或用飞刀切削蜗杆时, 其两侧刀刃的切削角相同, 因而不像ZA蜗杆那样受 $\gamma \leq 3^\circ$ 时

才能采用单刀切削的条件限制。法向直廓蜗杆也可用砂轮端面进行磨削加工, 因而能制造更精密、更耐磨的蜗杆副, 而其加工过程比渐开线蜗杆简单, 可在普通螺纹磨床上磨削。这种蜗杆传动的效率也较高。

(4) 锥面包络圆柱蜗杆 (ZK蜗杆) 齿面是圆锥面包络曲面的圆柱蜗杆。按其加工工艺的不同可分为三种齿形, 见表13-2-3。

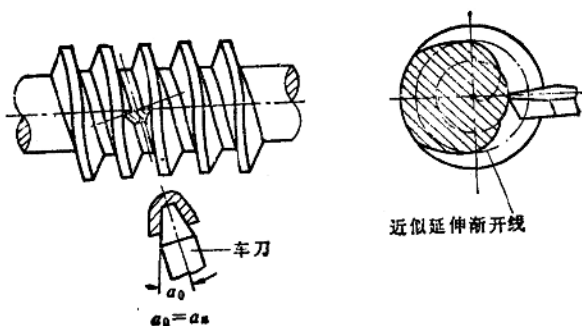
ZK蜗杆的齿槽法截面上的齿廓是轻度凸形曲线, 端面内的齿廓是近似阿基米德螺旋线。这种齿形一般用于热处理后必须磨削的精密蜗杆。

(5) 圆弧圆柱蜗杆 (ZC蜗杆) 蜗杆齿面一

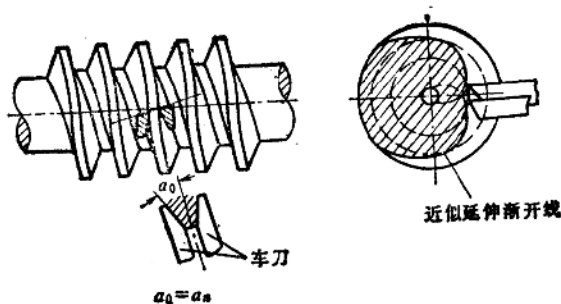
表13-2-2 法向直廓蜗杆的分类

法
向
直
廓
蜗
杆
(
Z
N
蜗
杆
)

齿槽法向直廓蜗杆 (ZN₁蜗杆)。在垂直于齿槽中点螺旋线的法平面上
的齿廓为直线



齿面法向直廓蜗杆 (ZN₂蜗杆)。在垂直于齿厚中点螺旋线的法平面上
的齿廓为直线



齿面法向直廓蜗杆 (ZN₃蜗杆)。在垂直于分度圆柱螺旋线的法平面上
的齿廓为直线

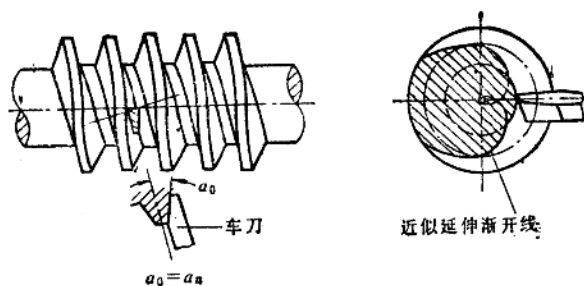


表13-2-3 锥面包络圆柱蜗杆的分类

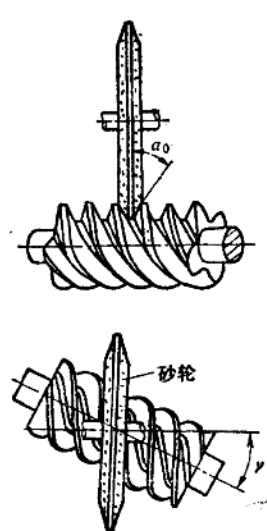
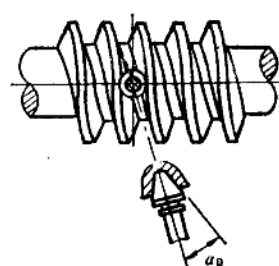
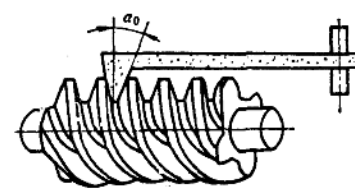
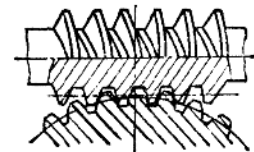
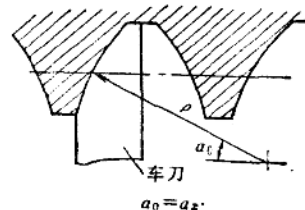
盘状锥面包络圆柱蜗杆 (ZK₁ 蜗杆), 蜗杆轴线与刀具轴线之间的交错角等于分度圆柱导程角 γ  锥面包络圆柱蜗杆 (ZK 蜗杆)	指状锥面包络圆柱蜗杆 (ZK₂ 蜗杆), 蜗杆轴线与指状刀具轴线交角为 90°  端锥面包络圆柱蜗杆 (ZK₃ 蜗杆), 蜗杆轴线与碟状锥形砂轮刀具轴线垂直相交  锥面包络圆柱蜗杆 (ZK 蜗杆)
 a)	 b)

图13-2-3 圆弧圆柱蜗杆

a) ZC蜗杆副 b) ZCa蜗杆齿形

 ρ —蜗杆齿形曲率半径

一般为凹形曲线的螺旋面, 用凸形圆弧刀具加工而成。圆弧圆柱蜗杆按齿形又可分为 ZC₁, ZC₂, ZC₃ 三种齿形, 详见本章第九节。

圆弧圆柱蜗杆比其它圆柱蜗杆的承载能力可提高 50~100%, 传动效率可提高 10~15%, 因此常用在冶金、矿山、起重、运输、化工、建筑等部门的机械设备中。

(5) 双导程蜗杆 蜗杆螺旋齿两侧齿面的导程不等, 左齿面导程与右齿面导程之间有一个差值, 它沿轴向累积变化, 形成了渐变的齿厚, 故有渐厚蜗杆之称。

双导程蜗杆传动与单导程蜗杆传动相比, 其主要优点是在不改变中心距的情况下, 可通过调整蜗杆的轴向位置来调整蜗杆副的侧隙, 因此当蜗杆副磨损后, 可将蜗杆沿轴向调整, 以重新获得其适当的侧隙, 从而保证传动精度。由于这个优点, 双导程蜗杆传动常用在运动精度要求较高的机构中, 如机床分度机构、读数机构等。详见本章第八节。

2. 环面蜗杆^①

环面蜗杆的分度曲面是圆环面, 这种蜗杆传动

① 旧称“球面蜗杆”和“弧面蜗杆”现均停止使用。

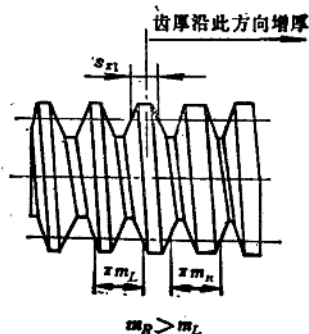


图13-2-4 双导程蜗杆

同时啮合齿数多，故齿面接触应力低，其承载能力约为圆柱蜗杆传动的1.4~4倍，传动效率也高，但制造和安装精度都要求较高，一般多用于大功率传动中，如矿山冶金机械的减速装置。

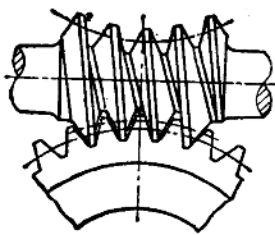


图13-2-5 环面蜗杆副

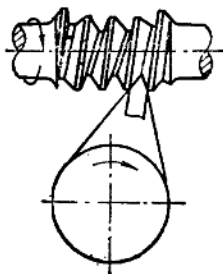


图13-2-6 直廓环面蜗杆

(1) 直廓环面蜗杆 (TA蜗杆) 轴向齿廓为直线的环面蜗杆称为直廓环面蜗杆。

(2) 平面包络环面蜗杆 (TP蜗杆) 一个齿面形状为平面的齿轮，当它与环面蜗杆啮合而组成交错轴齿轮副时称为平面蜗轮，又称P蜗轮，见图13-2-7。

以直齿或斜齿的平面蜗轮为产形轮而展成的环

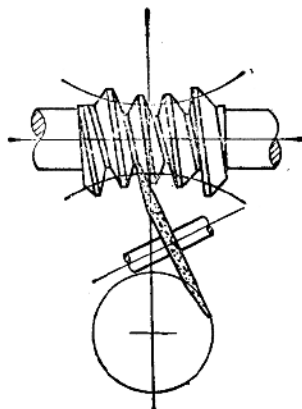


图13-2-7 平面包络环面蜗杆

面蜗杆称为平面包络环面蜗杆。

(3) 锥面包络环面蜗杆 (TK蜗杆) 以齿面呈圆锥面形状的产形轮所展成的环面蜗杆称为锥面包络环面蜗杆。

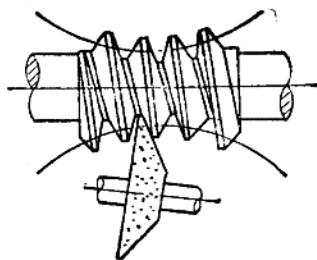


图13-2-8 锥面包络环面蜗杆

(4) 渐开面包络环面蜗杆 (TI蜗杆) 以渐开线圆柱齿轮为产形轮所展成的环面蜗杆称为渐开面包络环面蜗杆。

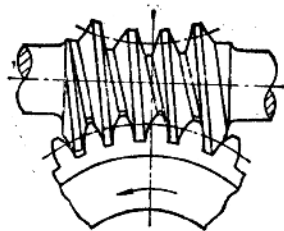


图13-2-9 渐开面包络环面蜗杆

3. 锥蜗杆

分度曲面为圆锥面的蜗杆。它具有一条或几条等导程锥螺纹。这种蜗杆传动的蜗轮外形类似弧齿锥齿轮，由于锥蜗杆的轴线位置偏置于锥蜗轮的一侧，与锥蜗轮轴线有一个轴线偏置距，故有偏置蜗杆之称，见图13-2-10。

锥蜗杆传动的瞬时啮合齿数多，啮合齿面油膜形成条件好，对齿面润滑有利，因而，具有传动平稳、效率高、承载能力大等优点，而且齿侧间隙容易调整，对安装精度要求不高。但这种蜗杆的结构和啮合特性不对称，计算较复杂，实际应用还很少见。

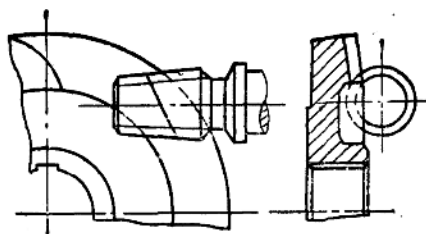


图13-2-10 锥蜗杆

蜗杆副还有以蜗轮蜗杆的外形特点来进行分类的，如图13-2-11中：a为蜗轮单包围蜗杆副；b为

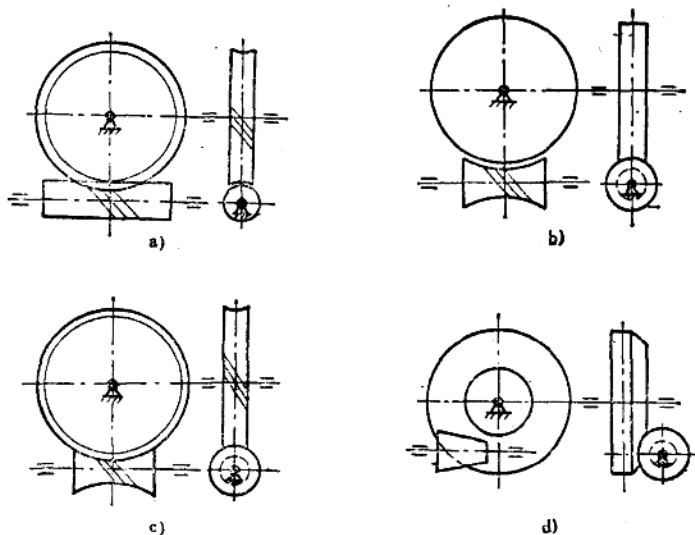


图13-2-11 蜗杆副以外形特点分类

蜗杆单包围蜗杆副；c为双包围蜗杆副，即蜗杆包围蜗轮，蜗轮也包围蜗杆；d非包围蜗杆副，蜗轮蜗杆外形互不包围。

(二) 蜗杆传动的特性及优缺点

蜗轮与蜗杆的啮合传动是一种特殊的交错轴齿轮传动，通常将蜗杆视为齿数很少、直径很小（相对于蜗轮）的斜齿轮，一般蜗杆头数 $z_1 < 10$ ，多数为1~6。蜗杆分度曲面既可是圆柱面，也可能是圆锥面、圆环面。蜗轮蜗杆两个传动元件的轴线既不相交也不平行。蜗杆传动的特性和优缺点分析如下。

在对蜗杆传动作分析评价和设计计算时，常以其中间平面为基准，中间平面为垂直于蜗轮轴线并包含蜗杆副连心线的平面，在此平面上，蜗杆传动看作是齿轮与齿条的啮合传动。

1. 蜗杆传动特性

(1) 蜗杆传动的重合度 重合度 ϵ 是啮合传动中一项重要的评价指标，蜗杆传动的重合度比外齿轮传动的大，尤其是环面蜗杆传动，其重合度更大。以普通圆柱蜗杆为例，其重合度 ϵ 要求在2~3之间，即传动中同时啮合齿数至少有两对，可能达到三对。圆柱蜗杆传动的重合度 ϵ 按下式计算：

$$\epsilon \approx \frac{\sqrt{d_{a2}^2 - d_1^2 \cos^2 \alpha_x} - d_2 \sin \alpha_x + 2h_{a1} / \sin \alpha_x}{2 \cos \alpha_x \cos^2 \gamma p_x}$$

⊖ 参看 A. K 托马斯著，《齿轮承载能力》，冶金工业出版社，1973。

当蜗轮齿数较多时, e 可近似简化计算:

$$e = \frac{4h_{a1}}{\pi m \sin 2\alpha} = \frac{4h_a^*}{\pi \sin 2\alpha}$$

从上式可见, 影响重合度的因素有齿顶高系数 h_a^* 、齿形角 α 。当 $\alpha = 20^\circ$ 时, 普通圆柱蜗杆 h_a^* 常取 1。而某些分度蜗杆重合度要求加大到 6~12, 则要重新选配 α 和 h_a^* 两个参数值。如取 $\alpha = 8^\circ \sim 12^\circ$ 时, 须取 $h_a^* = 1.5 \sim 2.0$, 有的单头精密蜗杆全齿高为 $0.88p_x$, 即齿高系数 h_a^* 取为 1.28, 其轴向齿形角 α_x 可选择 $10^\circ \sim 15^\circ$, 以保证其重合度要求。

(2) 蜗轮的根切和顶切 当蜗轮齿数太小时, 蜗轮滚刀 (蜗杆形滚刀) 的齿顶有可能使蜗轮轮齿产生根切, 从而使蜗轮齿根变弱, 同时使蜗杆传动重合度减小。因此, 为避免根切, 对蜗轮的最少齿数 z_{2min} 必须有一定的限制, 推荐按下式计算:

$$\frac{CN}{\sin \alpha} = \frac{h_{an}}{\sin \alpha} = \frac{z_{2min} m \sin \alpha}{2}$$

$$z_{2min} = \frac{2h_{an}}{m \sin^2 \alpha}$$

国标推荐 $z_2 \geq \frac{\pi \sin 2\alpha}{1 - \cos \alpha}$, 避免根切的蜗轮最少齿数为 z_{2min} , 当蜗杆轴向齿形角 $\alpha_x = 20^\circ$ 时 $z_{2min} \geq 34$, 如果只要求保证蜗轮工作齿高有 80% 参加啮合, 则 $\alpha_x = 20^\circ$ 时 $z_{2min} \geq 27$ 。

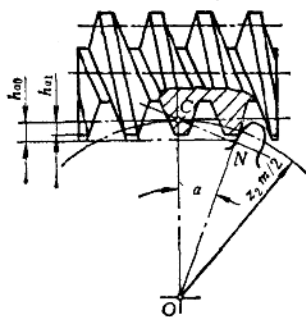


图13-2-12 圆柱蜗杆或滚刀与蜗轮的啮合 (中间平面)
 h_{a0} —蜗轮滚刀的齿顶高

蜗轮避免齿顶变尖即顶切, 要求齿顶厚 $s_a \geq 0.2m$, 由于蜗轮齿厚最小处是在齿宽角 θ 截面上, 所以为避免齿顶变尖的最小齿数 z_2 与齿宽角 θ 、直径

系数 q 的关系如表13-2-4所示。

表13-2-4 避免齿顶变尖的 z_2

q		10	11.2	14	17
$\theta = 80^\circ$	$z_2 \geq$	23	31	50	69
$\theta = 75^\circ$	$z_2 \geq$	15	23	40	58
$\theta = 70^\circ$	$z_2 \geq$	8	15	31	47

(3) 啮合中的不利齿形 蜗轮产生根切最严重的部位并不在中间平面上, 而是在与中间平面平行的离开中间平面较远的部位上。因为蜗杆齿面是螺旋面, 在各个不同的轴向剖面上蜗杆的齿形是不同的, 图13-2-13是阿基米德蜗杆的齿形情况。中间平面的剖面齿廓是直线形的, 而在与中间平面相平行的其它剖面齿廓则从一边的凸形变化成另一边的凹形。蜗杆导程角越大, 这种变化就越大, 从图13-2-13可见, $\alpha_0 = 14\frac{1}{2}^\circ$ 时剖面 G 的齿廓就像一把刀具。这样, 在啮合时有如一把刀在啮合中切削蜗轮的齿面, 因其齿形角过大, 虽齿根强度增大, 但蜗杆传动时径向分力增大, 从而降低传动效率。因此, 为获得有利的蜗杆齿形, 其齿形角 α 与导程角 γ 有一定的关系, 见表13-2-6推荐的按导程角 γ 来选择齿形角 α 。表13-3-6是我国常见的齿形角。另外, 为避开最不利齿形的啮合部位, 对蜗轮的齿宽 b_2 也要有一定的限制。

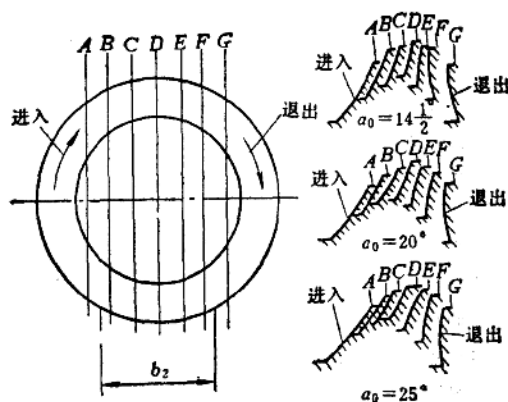


图13-2-13 不同剖面上的蜗杆齿形

表13-2-5 齿形角 α 与蜗杆导程角 γ 的关系

γ	$<15^\circ$	$15^\circ\sim 25^\circ$	$25^\circ\sim 35^\circ$	$>35^\circ$	备注
	20°	$22\frac{1}{2}^\circ$	25°	30°	引自[8]
	$14\frac{1}{2}^\circ$ 20°	20° 20°	25° 25°	30° 25°	引自[14]

表13-2-6 国标推荐使用的
齿形角 (GB10087—88)

动力蜗杆		分度蜗杆	
$\gamma < 30^\circ$	$\gamma > 30^\circ$	一般精度	高精度
$\alpha = 20^\circ$	$\alpha = 25^\circ$	$\alpha = 20^\circ$	$\alpha = 15^\circ$ 或 12°

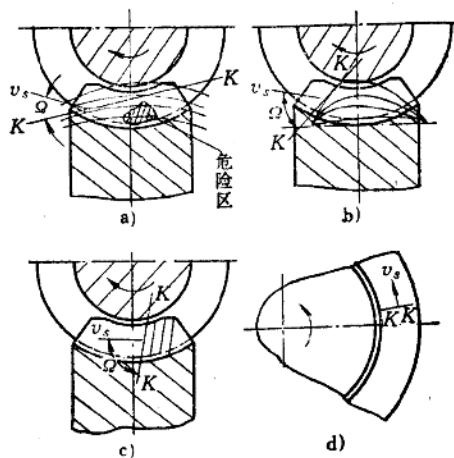
(4) 啮合接触线 蜗杆传动中工作齿面呈线接触状态,而其它交错轴齿轮传动是呈点接触状态,这是蜗杆传动的一个重要特点。蜗杆传动接触线的形状、长度、分布状况以及接触线 KK 与相对滑动速度 v_s 之间的夹角 Ω 等都是影响蜗杆传动的承载能力和传动效率的重要因素。 $\Omega = 90^\circ$ 时的蜗杆副承载能力是 $\Omega = 0^\circ$ 时的16倍,根据润滑理论分析,夹角 Ω 的大小影响动压油膜的形成, Ω 角越接近 90° ,则啮合处两齿面的相对滑动速度方向与接触线的切线越接近垂直,啮合齿面间动压油膜就越容易形成,齿面就不容易产生粘着性磨损,从而可提高蜗杆传动的承载能力和传动效率。各种类型的蜗杆传动的接触线的形状、长度以及分布状况很不相同,见图12-2-14。

从图13-2-14可见,普通圆柱蜗杆传动中 Ω 角最小(图a),甚至在工作啮合区域内还有 $\Omega = 0$ 点的集合线,使其附近的接触区成为啮合“危险区”。圆弧圆柱蜗杆(图13-2-14b)和环面蜗杆(图13-2-14c)的 Ω 角都比普通圆柱蜗杆的 Ω 角大,这是圆弧圆柱蜗杆、环面蜗杆和偏置蜗杆传动承载能力比普通圆柱蜗杆大的主要理由之一。

(5) 蜗杆传动的自锁 当蜗杆导程角 γ 小于一个规定值($\approx 3^\circ 30'$)时,蜗杆传动具有自锁性,即蜗杆为主动件时,只能由蜗杆带动蜗轮,蜗轮不能带动蜗杆。一般来说,当导程角 γ 小于自锁角时,在静止状态无振动的情况下,蜗杆传动能保证自锁,如果需要在传动中也能保证自锁,就必须进行计算。圆柱蜗杆按下式计算,满足不等式,则可自锁。

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{m z_1}{d_1} = \frac{z_1}{q} < \mu$$

式中 μ ——蜗杆传动摩擦系数。

图13-2-14 各类蜗杆传动的 Ω 角

a) 普通圆柱蜗杆传动 b) 圆弧圆柱蜗杆传动
c) 环面蜗杆传动 d) 锥蜗杆传动

2. 蜗杆传动的优点

(1) 可实现单级大传动比 一级蜗杆传动即可达到传动比10~80,某些分度蜗杆传动中的传动比 i 甚至可达1000。其中心距可达2m,用得较多的是 $\alpha = 50\sim 500\text{mm}$ 。与其它齿轮传动减速器相比,蜗杆传动具有结构紧凑、体积小等优点。同样速比的减速器采用斜齿轮传动结构的外形尺寸与采用蜗杆传动结构的外形尺寸可相差很大,如在速比为150时,蜗杆减速器的重量不足斜齿轮减速器的一半。

由于这一优点,蜗杆传动广泛用于传递动力和运动的减速机构中。

(2) 工作平稳、噪声低 蜗杆蜗轮啮合传动的主要运动特性是相对滑动而不是相对滚动,因而传动中产生噪声和振动的因素少,同时,其共轭齿面的任意一个接触点的相对滑动速度都不等于零,所以工作平稳、噪声低。

(3) 可防止逆转 当蜗杆导程角 γ 小于摩擦角 φ 时,蜗杆传动有反向自锁作用,利用此特点设计可防止逆转的机构。

3. 蜗杆传动的缺点

(1) 效率低 蜗杆传动比其它形式的齿轮传动摩擦损失大、发热大,因而传动效率低,尤其是在大传动比和低转速的情况下更是如此。例如有的蜗杆传动在传动比 $i = 5$,蜗杆转速 $n_1 = 1800 \text{ r/min}$

时,传动效率98%,而相同的中心距,传动比为70、蜗杆转速 $n_1=200\text{ r/min}$ 时,传动效率仅有60%左右。

齿轮传动在正转和反转时的传动效率是相等的。而在可逆转的蜗杆传动中,蜗杆作主动件时的传动效率 η_{12} 与蜗轮作主动件时的传动效率 η_{21} 是不相等的, η_{21} 大大低于 η_{12} 。

(2) 齿面易产生磨损和胶合 蜗杆传动工作时,其齿面的相对滑动比普通齿轮传动的齿面相对滑动速度大。就其本身而言,蜗杆传动中蜗杆齿面对蜗轮的滑动速度 v_s 比蜗杆的圆周速度 v_1 还大,而且其滑动速度的方向与瞬时接触线的夹角 Ω 一般都较小(尤其是普通圆柱蜗杆传动),因而润滑条件和油膜形成条件不好,使得容易产生齿面磨损和胶合。另外,渐开线圆柱齿轮在齿面承受载荷时引起的变形使轮齿接触状态向好的趋势变化,而蜗杆传动却相反,是向坏的趋势变化,从而产生齿面粘着。

这个缺点使蜗杆副的寿命受到很大限制。

(3) 加工工艺较复杂,成本高 蜗杆传动是交错轴传动,为了实现其啮合齿面呈线接触状态,就必须采用对偶范成的方法来加工蜗轮或蜗杆,即在加工蜗轮或蜗杆时,刀具与工件的啮合是蜗杆副工作时传动啮合的再现。刀具的几何参数及加工中心距均要与蜗杆副实际工作时一致,因而蜗杆传动加工成本较高。同时,这种工艺特性使蜗杆副的使用具有不可分离性,其传动精度对装配误差极为敏感。

第3节 普通圆柱蜗杆传动的几何计算

(一) 标准普通圆柱蜗杆传动的几何计算

表13-3-1 普通圆柱蜗杆基准齿形参数①

参数名称	代号	数 值	说 明
齿形角	α	对阿基米德蜗杆为轴向齿形角 $\alpha_s=20^\circ$ 对渐开线蜗杆和法向直廓蜗杆为法向齿形角 $\alpha_n=20^\circ$ 对锥面包络蜗杆,其锥形刀具的产形角 $\alpha_n=20^\circ$	在动力传动中,当导程角 $\gamma>30^\circ$ 时 $\alpha=25^\circ$ 在分度传动中 $\alpha=12^\circ$ 或 15°
齿顶高系数②	h_a^*	$h_a^*=1$	采用短齿时 $h_a^*=0.8$
顶隙系数②	c^*	$c^*=0.2$	必要时 $c^*=0.15$ 或 0.35
工作齿高	h'	$h'=2h_a^*m$	
齿根圆角半径	ρ_f	$\rho_f=0.3m$	必要时 $\rho_f=0.2m$ 或 $0.4m$

- ① 表中数值适用于阿基米德蜗杆、渐开线蜗杆、法向直廓蜗杆和锥面包络圆柱蜗杆。
② 有的文献,对渐开线蜗杆和法向直廓蜗杆的齿顶高系数 h_a^* 和顶隙系数 c^* 的计算如表13-3-2所示。

表13-3-2 有关渐开线蜗杆和法向直廓蜗杆的参数①

参数名称	代号	渐开线蜗杆	法向直廓蜗杆
齿顶高系数	h_a^*	$h_{a1}^*=1$ $h_{a2}^*=2\cos\gamma-1$	$z_1=1\sim3$ $h_{a1}^*=h_{a2}^*=1$ $z_1\geq 4$ 同渐开线蜗杆
顶隙系数	c^*	$c^*=0.2\cos\gamma$ ②	

(续)

参数名称	代号	渐开线蜗杆	法向直廓蜗杆
齿根高	h_f	$h_{f1} = (h_{a2}^* + c^*) m$ $= (2.2 \cos \gamma - 1) m$ $h_{f2} = (h_{a1}^* + c^*) m$ $= (1 + 0.2 \cos \gamma) m$	$z_1 = 1 \sim 3_1$ $h_{f1} = h_{f2} = (1 + 0.2 \cos \gamma) m$ $z_1 \geq 4_1$ 同渐开线蜗杆
齿高	h	$h_1 = h_2 = 2.2 m \cos \gamma$	$z_1 = 1 \sim 3_1$ $h_1 = h_2 = (2 + 0.2 \cos \gamma) m$ $z_1 \geq 4_1$ 同渐开线蜗杆

① 见吴鸿业等编著的《蜗杆传动设计》上册,机械工业出版社,1986。

② γ —蜗杆导程角,见表13-3-3。

表13-3-3 标准普通圆柱蜗杆传动几何计算① (参见图13-1-1)

序号	参数名称	代号	计 算 公 式	举 例 计 算
1	蜗杆头数	z_1	按设计确定	$z_1 = 1$
2	蜗轮齿数	z_2	按设计确定	$z_2 = 62$
3	蜗杆轴向 (蜗轮端面)模数	m	按表13-4-3选用	$m = 2.5 \text{ mm}$
4	蜗杆分度(节)圆 直径	$d_1(d'_1)$	按表13-3-16,表13-4-7选用	$d_1(d'_1) = 45 \text{ mm}$
5	蜗杆直径系数	q	$q = \frac{d_1}{m}$	$q = 18$
6	蜗杆导程角	γ	$\gamma = \arctg \frac{m z_1}{d_1} = \arctg \frac{z_1}{q}$, 参见表13-3-19	$\gamma = 3.1798^\circ (3^\circ 10' 47'')$
7	法向模数	m_n	$m_n = m \cos \gamma$	$m_n = 2.496 \text{ mm}$
8	中心距	a	$a = \frac{m(z_2 + q)}{2}$	$a = 100 \text{ mm}$
9	蜗杆轴向齿形角	α_x	按蜗杆齿形确定,表13-3-1, $\text{tg} \alpha_x = \frac{\text{tg} \alpha_n}{\cos \gamma}$	阿基米德蜗杆(ZA) $\alpha_x = 20^\circ$
10	蜗杆法向齿形角	α_n	按蜗杆齿形确定,表13-3-1, $\text{tg} \alpha_n = \text{tg} \alpha_x \cos \gamma$	$\alpha_n = 19.9692^\circ (19^\circ 58' 09'')$
11	传动比	i	$i = \frac{z_2}{z_1} = \frac{n_1}{n_2}$ (蜗杆为主动时)	$i = 62$
12	齿数比	u	$u = \frac{z_2}{z_1} > 1$	$u = 62$
13	齿顶高系数	h_a^*	见表13-3-1	$h_a^* = 1 \text{ mm}$
14	顶隙系数	c^*	见表13-3-1	$c^* = 0.2 \text{ mm}$
15	齿顶高	h_a	$h_a = h_a^* m$	$h_{a1} = h_{a2} = 2.5 \text{ mm}$
16	齿根高	h_f	$h_f = (h_a^* + c^*) m$	$h_{f1} = h_{f2} = 3 \text{ mm}$
17	齿高	h	$h = h_a + h_f$	$h_1 = h_2 = 5.5 \text{ mm}$
18	蜗杆齿顶圆直径	d_{a1}	$d_{a1} = d_1 + 2h_a$	$d_{a1} = 50 \text{ mm}$
19	蜗杆齿根圆直径	d_{f1}	$d_{f1} = d_1 - 2h_f$	$d_{f1} = 39 \text{ mm}$
20	蜗杆轴向齿距	p_x	$p_x = \pi m$	$p_x = 7.854 \text{ mm}$

序号	参数名称	代号	计 算 公 式	举 例 计 算
21	蜗杆法向齿距	p_n	$p_n = p_x \cos \gamma$	$p_n = 7.842 \text{ mm}$
22	蜗杆导程	p_x	$p_x = z_1 p_z$	$p_x = 7.854 \text{ mm}$
23	蜗杆齿宽	b_1	按设计确定③	$b_1 = 37 \text{ mm}$ (按表13-3-4)
24	蜗杆轴向齿厚	s_{x1}	$s_{x1} = \frac{\pi m}{2}$ ②	$s_{x1} = 3.927 \text{ mm}$
25	蜗杆法向齿厚	s_{n1}	$s_{n1} = s_{x1} \cos \gamma$, 表13-3-19	$s_{n1} = 3.921 \text{ mm}$
26	蜗杆法向弦齿厚	$\bar{s}_{n1}$	$\bar{s}_{n1} \approx s_{n1} \left(1 - \frac{s_{n1}^2 \sin^2 \gamma}{6 d_1^2} \right) \approx s_{n1}$, 表13-3-19	$\bar{s}_{n1} \approx 3.921 \text{ mm}$
27	蜗杆测量 $\bar{s}_{n1}$ 用齿高	$\bar{h}_{n1}$	$\bar{h}_{n1} \approx h_a^* m + \frac{s_{n1}^2 \sin^2 \gamma}{4 d_1} \approx h_a^* m$	$\bar{h}_{n1} \approx 2.5 \text{ mm}$
28	蜗轮分度(节)圆直径	$d_2(d_2')$	$d_2 = (d_2') = z_2 m = 2 a - d_1$	$d_2 = d_2' = 155 \text{ mm}$
29	蜗轮喉圆直径	d_{a2}	$d_{a2} = d_2 + 2 h_{a2}$	$d_{a2} = 160 \text{ mm}$
30	蜗轮齿根圆直径	d_{f2}	$d_{f2} = d_2 - 2 h_{f2}$	$d_{f2} = 149 \text{ mm}$
31	蜗轮咽喉母圆半径	$r_{\kappa 2}$	$r_{\kappa 2} = a - \frac{1}{2} d_{a2} = \frac{1}{2} d_{f1} + c^* m$	$r_{\kappa 2} = 20 \text{ mm}$
32	蜗轮齿根圆环面半径	$r_{\kappa f}$	$r_{\kappa f} = a - \frac{1}{2} d_{f2} = \frac{1}{2} d_{a1} + c^* m = r_{\kappa 2} + h_2$	$r_{\kappa f} = 25.5 \text{ mm}$
33	蜗轮齿宽	b_2	按设计确定③	$b_2 = 37.5 \text{ mm}$ (按表13-3-4)
34	蜗轮齿宽角	θ	$\theta = 2 \arcsin \frac{b_2}{d_1}$	$\theta = 112^\circ$
35	蜗轮顶圆直径	d_{e2}	$d_{e2} \approx d_{a2} + 2 \left(1 - \cos \frac{\theta}{2} \right) r_{\kappa 2}$	$d_{e2} \approx 177 \text{ mm}$
36	蜗轮螺旋角	β	$\beta = \gamma$	$\beta = 3.1798^\circ (3^\circ 10' 47'')$
37	蜗轮分度圆齿厚	s_{f2}	$s_{f2} = \frac{\pi m}{2}$ ②	$s_{f2} = 3.927 \text{ mm}$
38	蜗轮分度圆弦齿厚	$\bar{s}_{f2}$	$\bar{s}_{f2} = d_2 \sin \delta \approx s_{f2} \left(1 - \frac{s_{f2}^2}{6 d_2^2} \right)$, $\delta = \frac{s_{f2}}{d_2}$	$\bar{s}_{f2} = 3.9266 \text{ mm}$
39	蜗轮分度圆法向弦齿厚	$\bar{s}_{n2}$	$\bar{s}_{n2} = \bar{s}_{f2} \cos \beta$	$\bar{s}_{n2} = 3.9215 \text{ mm}$
40	蜗轮分度圆弦齿高	$\bar{h}_{a2}$	$\bar{h}_{a2} = h_{a2} + \frac{s_{f2}^2}{4 d_2}$	$\bar{h}_{a2} = 2.525 \text{ mm}$
41	蜗轮测量 $\bar{s}_{n2}$ 用齿高	$\bar{h}_{n2}$	$\bar{h}_{n2} = h_{a2} + \frac{s_{f2}^2 \cos^2 \beta}{4 d_2}$	$\bar{h}_{n2} = 2.517 \text{ mm}$

① 表中公式适用于ZA、ZI、ZN蜗杆，而ZI蜗杆的补充公式见表13-3-5。

② 必要时 s_{x1} 和 s_{f2} 可按下式计算： $s_{x1} = \frac{\pi m}{2} - 0.2 m \lg \alpha$ ， $s_{f2} = \frac{\pi m}{2} + 0.2 m \lg \alpha$ 。

③ b_1 、 b_2 和 d_{e2} 也可参考表13-3-4选取。

表13-3-4 b_1 、 b_2 和 d_{e2} 的计算式

(mm)

蜗杆头数 z_1	1	2	3	4
b_1	$(11 + 0.06 z_2) m$		$(12.5 + 0.09 z_2) m$	
b_2	$0.75 d_{a1}$			$0.67 d_{a1}$
d_{e2}	$d_{a2} + 2 m$	$d_{a2} + 1.5 m$		$d_{a2} + m$

表13-3-5 渐开线蜗杆补充计算公式

序号	参数名称	代号	计 算 公 式
1	蜗杆法向齿形角	α_n	取标准值
2	蜗杆轴向齿形角	α_x	$\operatorname{tg} \alpha_x = \operatorname{tg} \alpha_n / \cos \gamma$
3	蜗杆端面齿形角	α_t	$\operatorname{tg} \alpha_t = \operatorname{tg} \alpha_n / \sin \gamma$
4	蜗杆基圆导程角	γ_b	$\cos \gamma_b = \cos \gamma \cos \alpha_n$
5	蜗杆基圆直径	d_{b1}	$d_{b1} = d_1 \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg} \gamma_{b1}} = \frac{m z_1}{\operatorname{tg} \gamma_{b1}} = d_1 \cos \alpha_t$ 当 $\alpha_n = 20^\circ$, 若 $d_{b1} > d_{f1}$, 必须减小 d_{b1}。这时, 如采用 $d_{b1} = d_{f1}$, 则必须相应改变 α_t 和 α_n, 即 $\cos \alpha_t = \frac{d_{f1}}{d_1}, \operatorname{tg} \alpha_n = \operatorname{tg} \alpha_t \sin \gamma$
6	蜗杆中圆直径	d_{p1}	$d_{p1} = \frac{d_{a1} + d_{f1}}{2}$
7	蜗杆中圆导程角	γ_p	$\operatorname{tg} \gamma_p = \frac{m z_1}{d_{p1}}$
8	蜗杆中圆法向齿形角	α_{pn}	$\cos \alpha_{pn} = \frac{\cos \gamma}{\cos \gamma_p} \cos \alpha_n$
9	蜗杆固定弦齿厚	$\bar{s}_{cn1}$	$\bar{s}_{cn1} = \frac{\pi m \cos^2 \alpha_{pn} \cos \gamma_p}{2}$
10	蜗杆固定弦齿高	$\bar{h}_{cn1}$	$\bar{h}_{cn1} = \frac{1}{2} (h_t - \bar{s}_{cn1} \operatorname{tg} \alpha_{pn})$

表13-3-6 英BS制模数圆柱蜗杆传动几何计算

序号	所求参数	代号	计 算 公 式
1	中心距①	a	$a_{\max} = 0.5 m (z_2 + q + 2x_{2\max})$ $a_{\min} = 0.5 m (z_2 + q - 2x_{2\min})$
2	蜗杆轴向模数①	m	$m_{\max} = \frac{2a}{z_2 + q - 2x_{2\min}}$ $m_{\min} = \frac{2a}{z_2 + q + 2x_{2\max}}$
3	蜗杆导程角	γ	$\operatorname{tg} \gamma = \frac{z_1}{q}$
4	蜗杆分度圆直径	d_1	$d_1 = qm$
5	蜗杆齿顶高系数	h_{a1}	$h_{a1} = m$
6	齿顶间隙②	c	最小值 $c_{\min} = 0.2 m \cos \gamma$ 最大值 $c_{\max} = 0.25 m \cos \gamma$
7	蜗杆齿根高	h_{f1}	最小值 $h_{f1\min} = m (2.2 \cos \gamma - 1)$ 最大值 $h_{f1\max} = m (2.25 \cos \gamma - 1)$
8	蜗杆齿顶圆直径	d_{a1}	$d_{a1} = d_1 + 2h_{a1} = m (q + 2)$

(续)

序号	所求参数	代号	计 算 公 式
9	蜗杆齿根圆直径	d_{f1}	$d_{f1} = d_1 - 2h_{f1}$
10	蜗杆导程	p_x	$p_x = \pi z_1 m$
11	蜗杆法向齿形角	α_n	$\alpha_n = 20^\circ$
12	蜗杆基圆导程角	γ_b	$\cos \gamma_b = \cos \gamma \cdot \cos \alpha_n$
13	蜗杆基圆直径	d_{b1}	$d_{b1} = \frac{p_x}{\pi \operatorname{tg} \gamma_b} = \frac{z_1 m}{\operatorname{tg} \gamma_b}$
14	蜗杆齿宽	b_1	$b_1 = 14 m \cos \gamma$
15	蜗杆固定弦齿厚③	$\bar{s}_{c1}$	$\bar{s}_{c1} = m (0.7444 \cos \gamma + 0.6428)$
16	蜗杆固定弦齿高	$\bar{h}_{c1}$	$\bar{h}_{c1} = m - \frac{\bar{s}_{c1}}{2} \operatorname{tg} \alpha_n$
17	蜗轮分度圆直径	d_2	$d_2 = 2 a - d_1$
18	蜗轮喉圆直径	d_{a2}	$d_{a2} = 2 a - (d_{f1} + 2 c)$
19	蜗轮根圆直径	d_{f2}	$d_{f2} = 2 a - (d_{a1} + 2 c)$
20	蜗轮顶圆直径	d_{e2}	$d_{e2 \min} = d_{a2} + 0.4 m$ $d_{e2 \max} = d_{a2} + m$
21	蜗轮咽喉母圆半径	r_{g2}	$r_{g2} = 0.5 (d_{f1} + 2 c)$
22	蜗轮齿宽	b_2	$b_2 = 2 m \sqrt{(q+1)}$
23	蜗轮模数(端面)	m	$m = \frac{p_x}{\pi}$
24	蜗轮法向模数	m_n	$m_n = m \cos \gamma$
25	蜗杆轴向节距	p_x	$p_x = \pi m$
26	蜗杆法向节距	p_n	$p_n = p_x \cos \gamma$
27	蜗轮齿根弧长	$\widehat{s}_{f2}$	$\widehat{s}_{f2} = (d_{a1} + 2 c) \arcsin \left(\frac{b_2}{d_{a1} + 2 c} \right)$

① 当标准传动时, $x_2 = 0$, 所以 $a = 0.5 m (z_2 + q)$, $m = \frac{2 a}{z_2 + q}$

② 建议新设计时取 $c = c_{\min} = 0.2 \cos \gamma$ 值。

③ 当按下列参数:

$z_1 =$	3	4	5	6	7
$q \leq$	6.5	7	7.5	8	8

设计蜗杆时, 可能产生蜗杆的工作高度位于蜗杆基圆以内即 $(d_{a1} - 4 m \cos \gamma) < d_{b1}$ 的情况, 这时必须减低蜗杆齿的高度, 使:

$$h_{f1} = 0.5(d_1 - d_{b1}) + c$$
$$\bar{s}_c = m \cos \gamma \left(\frac{\pi}{2} \cos^2 \alpha_n + \sin 2 \alpha_n \right) - \frac{1}{2} (d_1 - d_{b1}) \sin 2 \alpha_n$$

当 $\alpha_n = 20^\circ$: $\bar{s}_c = 2.0298 m \cos \gamma - 0.3214 (d_1 - d_{b1})$

表13-3-7 英制圆柱蜗杆传动几何计算 (一)

(蜗杆按螺纹制造、轴向直廓)

序号	所求参数	计 算 公 式	例: $z_1 = 1, z_2 = 50,$ $DP = 12$ 阿基米德蜗杆
1	蜗杆轴向齿距 p_x	$p_x = \frac{\pi}{DP}$	$p_x = 6.650$
2	蜗杆法向齿距 p_n	$p_n = p_x \cos \gamma$	
3	蜗杆导程 p_z	$p_z = z_1 p_x$	$p_z = 6.650$
4	中心距 a	$a = \frac{1}{2}(d_1 + d_2)$	$a = 60.763$
5	齿顶高 h_a	$h_a = \frac{p_x}{\pi} = 0.3183 p_x$	$h_a = 2.117$
6	齿根高 (min) h_f	$h_f = \frac{1.157 p_x}{\pi} = 0.3683 p_x$	$h_f = 2.449$
7	齿高 (min) h	$h = \frac{2.157 p_x}{\pi} = 0.6866 p_x$	$h = 4.566$
8	传动比 i	$i = \frac{z_2}{z_1}$	$i = 50$
9	蜗杆分度圆直径 d_1	$d_1 = \begin{cases} \text{套简型 } 2.4 p_x + 1.1 \\ \text{实体型 } 2.3 p_x + 0.4 \end{cases}$	$d_1 = 15.695$
10	蜗杆齿顶圆直径 d_{a1}	$d_{a1} = d_1 + 2h_a$	$d_{a1} = 19.929$
11	蜗杆齿根圆直径 d_{f1}	$d_{f1} = d_1 - 2h_f$	$d_{f1} = 10.797$
12	蜗杆齿宽 b_1	$b_1 = \sqrt{d_2^2 - d_1^2} + h_a$	$b_1 = 32.35$
13	蜗轮分度圆直径 d_2	$d_2 = \frac{z_2 p_x}{\pi} = 0.3183 z_2 p_x$	$d_2 = 105.83$
14	蜗轮喉圆直径 d_{a2}	$d_{a2} = d_2 + 2h_a$	$d_{a2} = 110.064$
15	蜗轮齿根圆直径 d_{f2}	$d_{f2} = d_2 - 2h_f$	$d_{f2} = 100.932$
16	蜗轮齿顶圆直径 d_{e2}	$d_{e2} = \begin{cases} \text{带尖角时 } d_{a2} + 2 \left(r_{g2} - r_{g2} \cos \frac{\theta}{2} \right) \\ \text{带平顶时 } d_2 + 3h_a \end{cases} \text{①}$	$d_{e2} = 112.184$
17	蜗杆导程角 γ	$\tan \gamma = \frac{z_1}{DP d_1} = \frac{z_1 p_x}{\pi d_1}$	$\gamma = 7^\circ 40' 52''$
18	蜗轮螺旋角 β	$\beta = \gamma$ 为避免齿形削弱 $\gamma < 12^\circ$	$\beta = 7^\circ 40' 52''$
19	蜗轮齿宽 (min) b_2	$b_2 = d_1 + h_a$	$b_2 = 17.8$
20	蜗轮咽喉半径 r_{g2}	$r_{g2} = a - \frac{d_{a2}}{2} = \frac{d_{f1}}{2} + 0.157 \frac{1}{DP}$	$r_{g2} = 5.731$

注: 1. 表例中的长度单位已换算为 mm。

① θ 为齿宽角, 见图13-1-1。

表13-3-8 英制圆柱蜗杆几何计算 (二)

(蜗杆按斜齿轮制造)

序号	所求参数	计 算 公 式
1	蜗杆法向齿距 p_n	$p_n = \frac{\pi}{DP}$
2	蜗杆轴向齿距 p_x	$p_x = p_n \csc \beta = \frac{\pi}{DP} \sec \gamma$
3	蜗杆导程 p_z	$p_z = z_1 p_x$
4	中心距 a	$a = \frac{1}{2}(d_1 + d_2)$
5	齿顶高 h_a	$h_a = \frac{p_n}{\pi} = 0.3183 p_n$
6	齿根高 (min) h_f	$h_f = \frac{1.157 p_n}{\pi} = 0.3683 p_n$
7	齿高 (min) h	$h = \frac{2.157 p_n}{\pi} = 0.6866 p_n$
8	蜗杆头数 z_1	$z_1 = \frac{z_2}{i}$
9	传动比 i	$i = \frac{z_2}{z_1}$
10	蜗轮齿数 z_2	$z_2 = i z_1$
11	蜗杆分度圆直径 d_1	$d_1 = \begin{cases} \text{渐开型 } 2.4 p_n + 1.1 \\ \text{实体型 } 2.3 p_n + 0.4 \end{cases}$
12	蜗杆齿顶圆直径 d_{a1}	$d_{a1} = d_1 + 2h_a$
13	蜗杆齿根圆直径 d_{f1}	$d_{f1} = d_1 - 2h_f$
14	蜗杆齿宽 b_1	$b_1 = \sqrt{d_{a1}^2 - d_1^2} + h_a$
15	蜗轮分度圆直径 d_2	$d_2 = \frac{z_2 \sec \beta}{DP} = 0.3183 z_2 \sec \beta \cdot p_n$
16	蜗轮喉圆直径 d_{a2}	$d_{a2} = d_2 + 2h_a$
17	蜗轮齿根圆直径 d_{f2}	$d_{f2} = d_2 - 2h_f$
18	蜗轮齿顶圆直径 d_{e2}	$d_{e2} = \begin{cases} \text{带尖角时 } d_{a2} + 2 \left(r_{g2} - r_{g2} \cos \frac{\theta}{2} \right) \\ \text{带平顶时 } d_2 + 3h_a \end{cases}$
19	蜗杆导程角 γ	$\sin \gamma = \frac{z_1 p_n}{\pi d_1}$
20	蜗轮螺旋角 β	$\beta = \gamma$
21	蜗轮齿宽 (min) b_2	$b_2 = d_1 + h_a$
22	蜗轮咽喉半径 r_{g2}	$r_{g2} = a - \frac{d_{a2}}{2}$
23	蜗轮齿宽角 θ	$\theta = 2 \arcsin \left(\frac{b_2}{d_1} \right)$

注：表中计算均以英寸计，若化成毫米，均乘以25.4。

表13-3-9 AGMA圆柱蜗杆传动几何计算 (一)

序号	参数名称	代号	计 算 公 式
1	蜗杆导程	p_z	$p_z = z_1 p_x$
2	蜗杆分度圆直径	d_1	$d_1 = 2 a - d_2$
3	蜗杆齿顶圆直径	d_{a1}	$d_{a1} = d_1 + 2h_a$
4	蜗杆齿宽	b_1	$b_1 = 2 \sqrt{\left(\frac{d_{a2}}{2}\right)^2 - \left(\frac{d_2}{2} - h_a\right)^2}$
5	蜗杆导程角	γ	$\tan \gamma = \frac{p_x}{\pi d_1}$
6	蜗杆轴向齿距	p_x	标准值
7	蜗杆法向齿距	p_n	$p_n = p_x \cos \gamma$
8	蜗杆法向齿形角	α_n	表13-3-10
9	蜗轮分度圆直径	d_2	$d_2 = \frac{z_2 p_x}{x}$
10	蜗轮喉圆直径	d_{a2}	$d_{a2} = d_2 + 2h_a$
11	蜗轮缘宽	B	$B = \sqrt{(d_1 + h')^2 - d_1^2}$
12	齿顶高	h_a	$h_a = 0.3183 p_x = \frac{p_x}{x}$
13	齿高	h	$h = 0.6866 p_x = \frac{2.157 p_x}{x}$
14	工作齿高	h'	$h' = 0.6366 p_x = \frac{2 p_x}{x}$
15	中心距	a	$a = \frac{d_1 + d_2}{2}$

适用于导程角 $\gamma < 30^\circ$, 当 $\gamma > 30^\circ$ 采用短齿制, 见表13-3-12

注: 1. 此表用于蜗杆齿顶高、齿根高分别等于蜗轮的齿顶高、齿根高时的计算。

2. 齿形角 α_n 值按表13-3-10选择。

3. 此表中长度单位为英寸 (in)。

表13-3-10 齿形角 α_n 推荐值

齿形角 α_n	导程角 γ
20°	$< 30^\circ$
25°	$30^\circ \sim 45^\circ$

注: $\gamma \leq 17^\circ$ 时可用 $\alpha_n = 14.5^\circ$