

高等学校试用教材

机 械 设 计

下 册

华南工学院等九院校 合编

人 民 教 育 出 版 社

本书共二十四章,分上、下两册出版。上册包括引言、平面机构的结构分析、平面机构的运动分析、平面机构的动态静力分析、机械中的摩擦和机械效率、机械系统动力学基础、机械的平衡、平面连杆机构、平面高副机构设计基础、凸轮机构、圆柱齿轮传动、圆锥齿轮传动等十二章。下册包括蜗杆传动、齿轮系传动、间歇运动机构和组合机构、带传动、链传动、螺纹联接及螺旋传动、轴及轴毂联接、滑动轴承、滚动轴承、联轴器和离合器、弹簧、空间连杆机构等十二章。

本书可作为高等工业学校机械类各专业的试用教材,也可供其他有关专业师生及工程技术人员参考。

高等学校试用教材

机 械 设 计

下 册

华南工学院等九院校 合编

*

人民教育出版社出版

新华书店北京发行所发行

人民教育出版社印刷厂印装

*

开本 787×1092 1/16 印张 18.25 字数 410,000

1980年9月第1版 1981年4月第1次印刷

印数 00,001—20,500

书号 15012·0278 定价 1.55元

目 录

第十三章 蜗杆传动

§ 13-1	概述.....1	§ 13-5	蜗杆传动的强度和刚度计算.....9
§ 13-2	圆柱蜗杆的类型和蜗杆、蜗轮的 加工方法.....1	§ 13-6	蜗杆传动的效率、热平衡计算及 润滑.....13
§ 13-3	圆柱蜗杆传动的主要参数和几 何尺寸计算.....3	§ 13-7	蜗杆和蜗轮的结构.....16
§ 13-4	蜗杆传动的运动分析及受力分析.....8	§ 13-8	其它类型蜗杆传动简介.....18

第十四章 齿轮系传动

§ 14-1	定轴轮系传动比的计算.....22	* § 14-6	周转轮系各轮齿数的选择.....34
§ 14-2	周转轮系传动比的计算.....23	* § 14-7	行星齿轮传动的均载装置及 强度计算.....37
§ 14-3	混合轮系传动比的计算.....28	* § 14-8	K-H-V 少齿差行星减速器概述.....40
§ 14-4	行星轮系的效率分析.....29	* § 14-9	谐波传动简介.....43
§ 14-5	周转轮系类型选择概述.....32		

第十五章 间歇运动机构及组合机构

§ 15-1	棘轮机构.....47	§ 15-4	凸轮式间歇运动机构.....57
§ 15-2	槽轮机构.....51	§ 15-5	组合机构.....57
§ 15-3	不完全齿轮机构.....54		

第十六章 带传动

§ 16-1	概述.....60		参数选择.....69
§ 16-2	带传动的几何计算.....64	§ 16-5	三角胶带传动的张紧装置.....77
§ 16-3	带传动的工作情况分析.....65	§ 16-6	三角胶带轮.....78
§ 16-4	三角胶带传动的设计计算和	§ 16-7	平型胶带开口传动设计计算简介.....82

第十七章 链传动

§ 17-1	概述.....85	§ 17-4	链传动的受力分析.....92
§ 17-2	传动链.....85	§ 17-5	链传动的设计计算.....92
§ 17-3	链传动的运动特性.....90	§ 17-6	链传动的布置和润滑.....100

第十八章 螺纹联接及螺旋传动

§ 18-1	螺纹及螺纹联接的主要类型.....104	§ 18-3	螺栓组联接的计算.....113
§ 18-2	单个螺栓联接的计算.....107	§ 18-4	螺栓联接件的常用材料及其

许用应力.....117	§ 18-8 滑动螺旋的结构及材料.....125
§ 18-5 提高螺纹联接强度的措施.....120	§ 18-9 滑动螺旋传动的设计计算.....126
§ 18-6 螺纹联接的防松.....122	§ 18-10 差动螺旋的结构和应用.....132
§ 18-7 螺旋传动的类型、特点及应用.....124	§ 18-11 滚动螺旋简介.....133

第十九章 轴及轴毂联接

§ 19-1 概述.....137	§ 19-5 轴的振动计算简介.....149
§ 19-2 轴的结构设计.....140	§ 19-6 键联接.....151
§ 19-3 轴的强度计算.....143	§ 19-7 花键联接.....153
§ 19-4 轴的刚度.....147	§ 19-8 过盈联接.....156
	附录.....162

第二十章 滑动轴承

§ 20-1 概述.....166	§ 20-5 非液体摩擦滑动轴承的计算.....179
§ 20-2 滑动轴承的结构型式.....167	§ 20-6 液体摩擦动压径向滑动轴承.....182
§ 20-3 轴瓦结构和轴瓦材料.....170	§ 20-7 液体摩擦动压推力滑动轴承.....196
§ 20-4 润滑剂和润滑装置.....174	§ 20-8 液体静压轴承和气体轴承简介.....197

第二十一章 滚动轴承

§ 21-1 滚动轴承的结构、类型和代号.....201	§ 21-4 滚动轴承的选择.....213
§ 21-2 滚动轴承中滚动体的负荷.....206	§ 21-5 滚动轴承部件设计.....226
§ 21-3 滚动轴承的额定负荷和寿命.....207	§ 21-6 高速滚动轴承简介.....233

第二十二章 联轴器和离合器

§ 22-1 联轴器.....235	§ 22-3 自动离合器.....249
§ 22-2 离合器.....243	

第二十三章 弹簧

§ 23-1 概述.....251	§ 23-4 受交变载荷弹簧的验算.....264
§ 23-2 弹簧的材料和许用应力.....253	§ 23-5 组合螺旋压缩弹簧.....266
§ 23-3 圆柱螺旋弹簧的设计计算.....255	

*第二十四章 空间连杆机构

§ 24-1 空间机构的自由度.....269	§ 24-4 用矩阵进行空间四杆机构的运动分析.....278
§ 24-2 用图解法进行空间四杆机构的位置分析.....273	§ 24-5 含有两个球面副的空间四杆机构的设计.....283
§ 24-3 坐标变换的有关知识.....275	

第十三章 蜗 杆 传 动

§ 13-1 概 述

在螺旋齿轮传动(图 11-103)中,若一个齿轮的螺旋角很大,而直径很小,则这个齿轮的轮齿将会成为一根或几根完整的螺旋线齿,这种齿轮称为蜗杆;与蜗杆相啮合的齿轮称为蜗轮,它的螺旋角很小,直径却很大,与普通螺旋齿轮一样。由蜗杆、蜗轮构成的传动,称为蜗杆传动(图 13-1)。蜗杆与蜗轮轴线在空间交错,通常交错角为 90° 。

蜗杆实际上相当于螺旋,有右螺旋与左螺旋之分,常用的为右螺旋蜗杆(图 13-1)。若蜗杆上只有一根螺旋线则称为单头蜗杆,有两根则称为双头蜗杆,其余类推。蜗杆头数实即其齿数,一般蜗杆头数为 1, 2, 3 或 4。

蜗杆传动的传动比与螺旋齿轮传动相同(式 11-119),即

$$i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{z_2}{z_1} \quad (13-1)$$

式中: i_{12} ——传动比;

ω_1, ω_2 ——蜗杆、蜗轮的角速度(rad/s);

z_1, z_2 ——蜗杆头数和蜗轮齿数。

蜗杆传动有如下特点:

(1) 一般蜗杆头数较少,而蜗轮齿数较多,所以可获得很大的传动比,结构比较紧凑。单级蜗杆传动,当传递动力时,通常取传动比为 $10 \sim 80$;分度机构及传递运动的蜗杆传动,其传动比可达 1000。

(2) 传动平稳、噪音小。

(3) 可以实现自锁。

(4) 传动效率比较低,一般为 $0.7 \sim 0.8$;自锁蜗杆传动效率仅为 0.4 左右。

(5) 蜗轮与蜗杆齿面间滑动速度较大,磨损较快且易发生胶合,因此,常需要用比较贵重的减摩金属(如青铜)制造蜗轮,同时蜗杆齿面应具有较高的硬度和光洁度。

根据上述特点,蜗杆传动常用于传动比大而传递功率不大的场合,一般功率在 $50(\text{kW})$ 以下。蜗杆传动也适用于要求结构紧凑或自锁的设备,常用在冶金、矿山、化工、起重运输及机床等机械中。

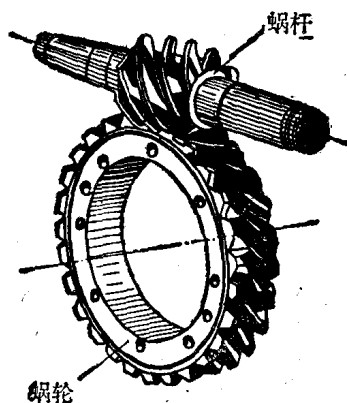


图 13-1 蜗杆传动

§ 13-2 圆柱蜗杆的类型和蜗杆、蜗轮的加工方法

根据蜗杆的形状,常用的蜗杆传动可分为两大类:圆柱蜗杆传动和圆弧面蜗杆传动(图 13-

2)。圆柱蜗杆的螺纹切制在圆柱体上；圆弧面蜗杆的螺纹切制在凹圆弧回转体上。本章主要介绍圆柱蜗杆传动。

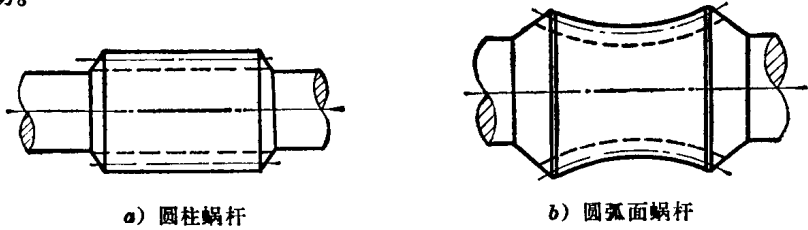


图 13-2 蜗杆的类型

一、圆柱蜗杆的类型和加工

圆柱蜗杆一般在车床上用成型车刀切制，车刀的刀刃为直线。随着刀刃平面相对于工件安装位置的不同，切出的蜗杆在垂直于轴线的横截面上有不同的齿廓曲线，因而圆柱蜗杆有以下几种类型：

1. 阿基米德蜗杆

在切制蜗杆时，刀刃平面通过蜗杆轴线(图 13-3a)，这样切出的蜗杆在轴向截面 A-A 上具有齿条形的直线齿廓，而在横截面上为阿基米德螺旋线，故称为阿基米德蜗杆。这种蜗杆的加工及测量都比较方便，应用最广。

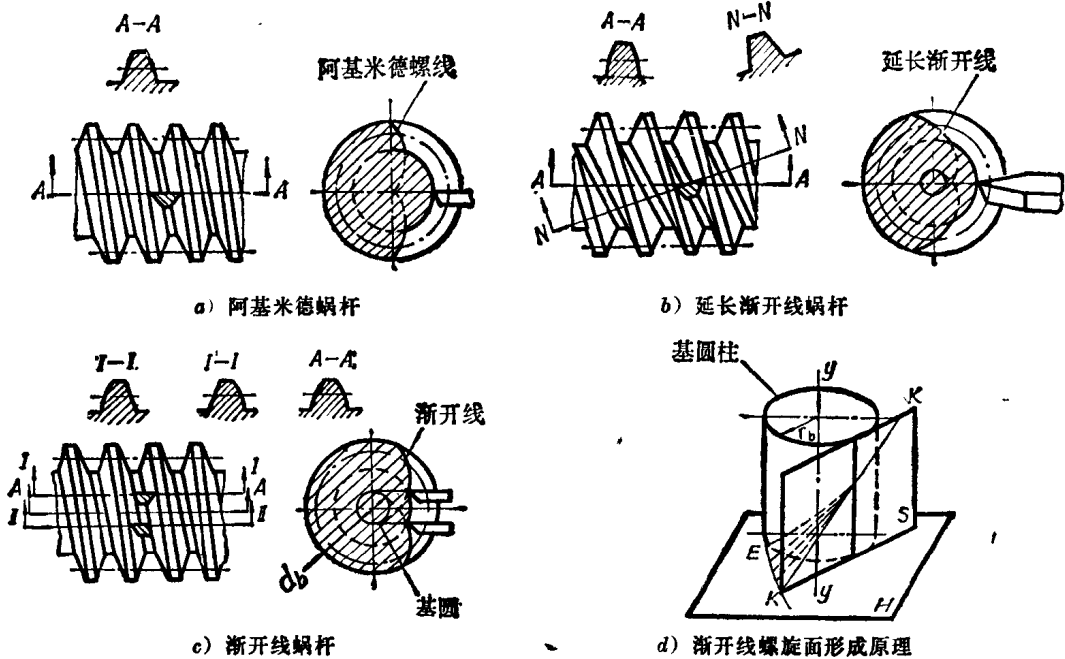


图 13-3 圆柱蜗杆的切制

2. 延长渐开线蜗杆

当蜗杆头数较多、螺旋导角较大时，为使车刀具有合理的前角及后角，将车刀的刀刃平面安装在螺旋线的法面 N-N 内(图 13-3b)，这样切出的蜗杆在法面 N-N 上的齿形是直线齿廓，轴向截面 A-A 上的齿廓是曲线，而在横截面上为延长渐开线，故称为延长渐开线蜗杆。

3. 渐开线蜗杆

如图 13-3c 所示, 用两把车刀, 一把为右侧直线刀刃的车刀, 刀刃平面安装在 $I-I$ 平面内, 在上面与基圆相切, 车削蜗杆的左侧螺旋面; 另一把为左侧直线刀刃的车刀, 刀刃平面安装在 $II-II$ 平面内, 在下面与基圆相切, 车削右侧螺旋面。这样切出的蜗杆, 在切于基圆柱的截面上齿廓一侧是直线, 横截面上是渐开线, 故称为渐开线蜗杆。图 13-3d 所示为这种蜗杆螺旋面的形成原理。切于基圆柱的平面 S 绕基圆柱作纯滚动时, 平面 S 上的斜直线 KK 的轨迹就是渐开线螺旋面。它和平面 H (垂直于轴线 yy) 的交线 EK 为渐开线。因此, 渐开线蜗杆的齿面可用平面砂轮在 KK 线上进行磨削(图 13-4), 从而可获得较高的加工精度, 这是渐开线蜗杆的一个优点。它对提高蜗杆传动抗胶合能力有重要意义。

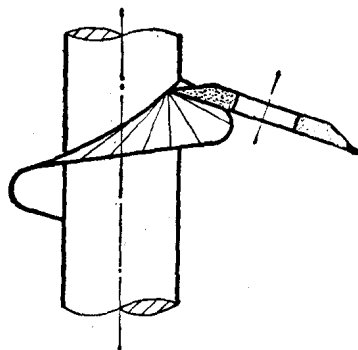


图 13-4 用平面砂轮磨削渐开线蜗杆

二、蜗轮的加工

加工蜗轮与加工齿轮类似, 通常也是用滚刀在滚齿机上滚切(图 13-5)。滚刀的齿形、尺寸同与此蜗轮相啮合的蜗杆基本上一样, 仅外圆直径比蜗杆齿顶圆直径稍大一些, 以保证蜗轮与蜗杆之间具有径向间隙。安装时滚刀的轴线应在蜗轮的正中平面内。在滚切过程中, 除滚刀与工件作对滚运动之外, 滚刀还作径向进给, 直至切出全齿深为止。通常利用滚刀与蜗轮毛坯中心距的极限位置来控制切齿深度。蜗轮的正中平面是指通过蜗杆轴线并垂直于蜗轮轴线的平面, 正中平面又称主平面。

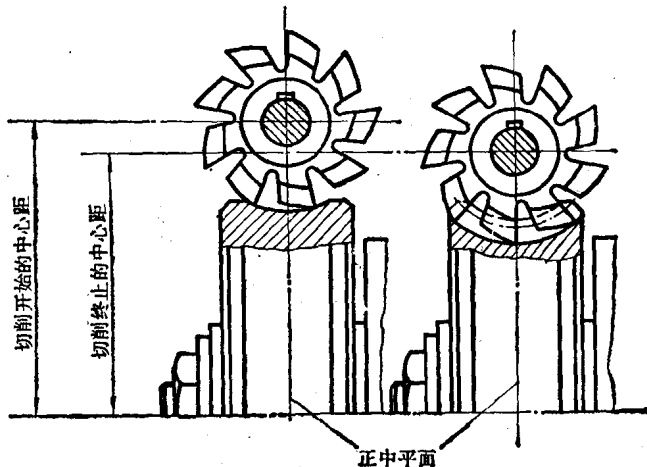


图 13-5 滚刀加工蜗轮

因为阿基米德蜗杆在轴向剖面内的齿形是一基准齿条, 所以, 用这样形状的滚刀切出的蜗轮, 在其正中平面上的齿廓曲线必然是渐开线。

对于单件生产, 无合适的滚刀时, 可用图 13-6 所示的飞刀(在刀杆上装一刀头)加工蜗轮。但这种方法生产率, 精度也差。

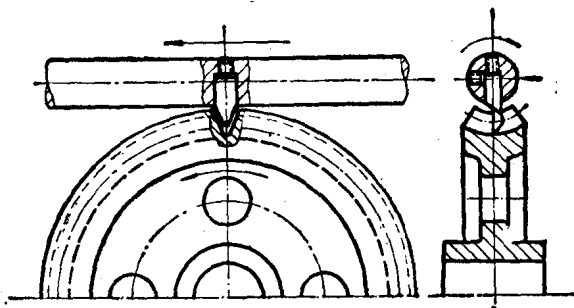


图 13-6 飞刀加工蜗轮

§ 13-3 圆柱蜗杆传动的主要参数和几何尺寸计算

上述三种圆柱蜗杆传动的主要参数和几何尺寸计算基本相同, 下面通过阿基米德蜗杆传动

进行阐述。

一、阿基米德蜗杆传动的主要参数

1. 模数 m 与压力角 α

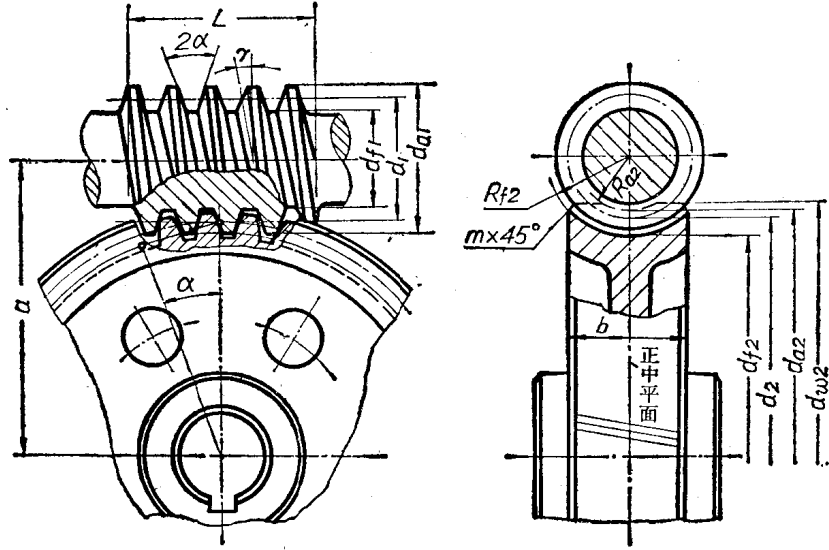


图 13-7 圆柱蜗杆传动

如图 13-7 所示, 在正中平面上, 蜗杆传动的啮合情况与齿条和渐开线齿轮啮合情况相同。其正确啮合条件是蜗杆轴向模数 m_{a1} 和轴向压力角 α_{a1} 分别等于蜗轮端面模数 m_{t2} 和端面压力角 α_{t2} , 即

$$m_{a1} = m_{t2} = m, \quad \alpha_{a1} = \alpha_{t2} = \alpha$$

为了制造方便, 规定 m 及 α 为标准值。一般 $\alpha = 20^\circ$ (对延伸渐开线蜗杆法面压力角 $\alpha_n = 20^\circ$); m 值列于表 13-1 中。

表 13-1 模数 m 、蜗杆特性系数 q 及 $m\sqrt[3]{q}$ 值

$m(\text{mm})$	1	1.5	2	2.5	3	(3.5)	4	(4.5)	5		6		(7)	
q	14	14	13	12	12	12	11	11	10	(12)	9	(11)	9	(11)
$m\sqrt[3]{q} \text{ (mm)}$	2.40	3.62	4.70	5.72	6.87	8	8.90	10	10.80	11.45	12.50	13.34	14.56	15.57
$m(\text{mm})$	8		(9)		10		12		14	16	18	20	25	(30)
q	8	(11)	8	(11)	8	(11)	8	(11)	9	9	8	8	8	8
$m\sqrt[3]{q} \text{ (mm)}$	16	17.80	18	20	20	22.24	24	26.69	29.12	33.28	36	40	50	60

注: ① m 及 q 值摘自 “蜗杆传动基本要素” JZ64—60。
② 括弧中数值尽可能不用。
③ 当用非标准滚刀或飞刀加工蜗轮时, q 值不受表中数值限制。
④ 常用模数 $m = 5 \sim 12(\text{mm})$ 各有两个 q 值, 较大的 q 值用于需要提高蜗杆刚度或蜗轮齿数较多的场合。

2. 蜗杆特性系数 q 和螺旋导角 γ

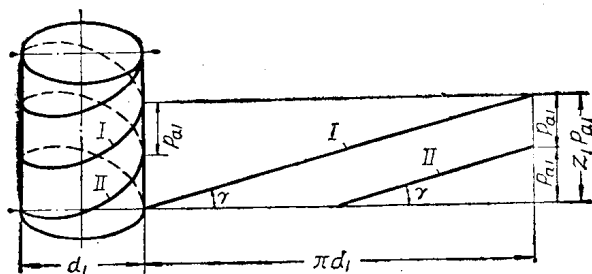


图 13-8 双头蜗杆的分度圆柱面展开示意图

设蜗杆头数为 z_1 , 蜗杆分度圆柱上螺旋导角为 γ , 蜗杆轴向齿距为 p_{a1} , 蜗杆分度圆直径为 d_1 。由图 13-8 知, 上述参数间具有如下关系

$$\tan \gamma = \frac{z_1 p_{a1}}{\pi d_1} = \frac{z_1 m}{d_1} \quad (13-2)$$

或

$$d_1 = \frac{z_1}{\tan \gamma} m = q m \quad (13-3)$$

这里 $q = z_1 / \tan \gamma$, q 称为蜗杆特性系数。

由式(13-3)可知, 同一标准模数 m 的蜗杆, 由于 q 值不同, 蜗杆的直径 d_1 因而不同。加工蜗轮所用的滚刀尺寸及形状应与蜗杆基本一致。这表示同一模数 m 值的每一种直径的蜗杆需有其相应的滚刀。显然, 这给刀具制造带来困难。为了限制刀具的数目, 标准中规定了与 m 搭配的 q 值(表 13-1)。

式(13-3)可写成

$$\tan \gamma = \frac{z_1}{q} \quad (13-4)$$

由上式可知, 当 q 为定值时, 蜗杆头数 z_1 不同, 螺旋导角 γ 也就不同。为了计算方便, 将 q 、 z_1 及 γ 间的关系列于表 13-2。

表 13-2 蜗杆分度圆柱上螺旋导角 γ

$z_1 \backslash q$	14	13	12	11	10	9	8
1	4°05'8"	4°23'55"	4°45'49"	5°11'40"	5°42'38"	6°20'25"	7°07'30"
2	8°07'48"	8°44'46"	9°27'44"	10°18'17"	11°13'36"	12°31'44"	14°02'10"
3	12°05'41"	12°59'41"	14°02'10"	15°15'18"	16°41'57"	18°26'06"	20°33'22"
4	15°56'43"	17°06'10"	18°26'06"	19°58'59"	21°48'05"	23°57'45"	26°33'54"

3. 蜗杆头数 z_1 及蜗轮齿数 z_2

常用的蜗杆头数 z_1 为 1, 2, 3 或 4。 z_1 的大小对传动的结构、效率及蜗杆的加工有着直接影响。当传动比一定时, 减少蜗杆的头数 z_1 , 蜗轮的齿数 z_2 也相应减少, 可使传动结构紧凑; 但减少 z_1 , 蜗杆的螺旋导角 γ 减小, 传动效率随之降低(参看 § 13-6), 所以, 在动力传动中, 为了提高传动效率宜取多头蜗杆。但头数越多(例如超过 4 头), 分度误差越大, 加工越不方便。

蜗轮齿数 $z_2 = i z_1$ 。一般传递动力的蜗杆传动 $z_2 = 27 \sim 80$ 。当 $z_2 < 27$ 时蜗轮齿容易发生根

切;而 z_2 太多时,为使传动尺寸不致过大,就得减小模数,这样导致蜗轮轮齿弯曲强度降低。根据传动比大小, z_1 与 z_2 可参考表 13-3 中荐用值选取。

表 13-3 z_1, z_2 的荐用值

传动比 i	7~8	9~13	14~27	28~40	>40
蜗杆头数 z_1	4	3, 4	2, 3	1, 2	1
蜗轮齿数 z_2	28~32	27~52	28~81	28~80	>40

4. 齿顶高系数 h_a^* 及顶隙系数 c^*

对于一般蜗杆传动,齿顶高系数 $h_a^*=1$;顶隙系数 $c^*=0.2\sim0.3$ (常取 0.2)。

5. 中心距

标准蜗杆传动的中心距

$$a = \frac{1}{2} (d_1 + d_2) = \frac{m}{2} (q + z_2) \quad (13-5)$$

蜗杆减速器的中心距是主要参数之一,已有标准系列,见表 13-4。

表 13-4 蜗杆减速器中心距荐用值(摘自 JZ 64—60)

(mm)

60	80	100	120	150	180
210	240	270	300	360	420

设计时为了配凑中心距,或消除蜗轮轮齿的根切,常需采用变位的蜗杆传动。蜗杆传动的变位方式与齿轮传动的变位基本相同,不同的只是在加工蜗轮时进行变位,而加工蜗杆时不变位。如图 13-9 所示,对于标准传动、负变位传动和正变位传动,切制蜗轮时都用同样的滚刀,仅是径向变位量 xm 不同,这里 x 为变位系数。因为蜗杆基本上与滚刀一样,所以在变位传动中蜗杆的尺寸及形状均不改变,而蜗轮的尺寸由于齿顶圆和齿根圆的改变,齿廓曲线为同一基圆渐开线的不同段。因此,在变位传动中,蜗轮的节圆永远与分度圆重合,但蜗杆的节圆与分度圆则不重合。

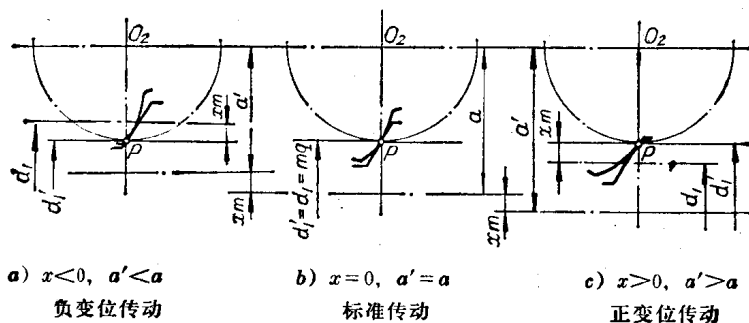


图 13-9 蜗杆传动的变位

变位传动的中心距

$$a' = a + xm = \frac{m}{2} (q + z_2) + xm \quad (13-6)$$

或

$$x = \frac{a' - a}{m} = \frac{a'}{m} - \frac{q + z_2}{2} \quad (13-7)$$

变位系数 x 受蜗轮齿顶变尖和根切的条件限制, 实际可取到 ± 0.7 , 个别到 ± 1 。

此外, 还可利用变位方法来改变传动比。即在中心距不变的条件下, 改变蜗轮的齿数 (在 ± 2 个齿的范围内), 从而改变传动比。此时可用下式求相应的变位系数, 即

$$\frac{m}{2}(q + z'_2 + 2x) = \frac{m}{2}(q + z_2)$$

$$x = \frac{z_2 - z'_2}{2}$$

这里 z'_2 为变位后蜗轮齿数。

二、阿基米德蜗杆传动的几何尺寸计算

阿基米德蜗杆传动的几何尺寸计算公式列于表 13-5。

表 13-5 阿基米德蜗杆传动几何尺寸的计算 (图13-7)

名 称	符 号	蜗 杆	蜗 轮
分度圆直径	d	$d_1 = mq$	$d_2 = mz_2$
变位系数	x		$x = \frac{a'}{m} - \frac{q + z_2}{2}$
中心距	a'	$a' = 0.5m(q + z_2 + 2x)$	
齿顶圆直径	d_a	$d_{a1} = d_1 + 2m$	$d_{a2} = d_2 + 2m + 2xm$
齿根圆直径	d_f	$d_{f1} = d_1 - 2.4m$	$d_{f2} = d_2 - 2.4m + 2xm$
蜗轮最大外圆直径	d_{w2}		$z_1 = 1$ 时, $d_{w2} \leq d_{a2} + 2m$; $z_1 = 2, 3$ 时, $d_{w2} \leq d_{a2} + 1.5m$; $z_1 = 4$ 时, $d_{w2} \leq d_{a2} + m$
蜗轮齿顶圆半径	R_{a2}		$R_{a2} = \frac{1}{2}d_{f1} + 0.2m$
蜗轮齿根圆半径	R_{f2}		$R_{f2} = \frac{1}{2}d_{a1} + 0.2m$
蜗轮轮缘宽度	b		$z_1 \leq 3$ 时, $b \leq 0.75d_{a1}$; $z_1 = 4$ 时, $b \leq 0.67d_{a1}$
蜗杆分度圆柱上螺旋导角	γ	$\gamma = \arctg z_1/q$	
齿 距	p	$p = \pi m$	
分度圆齿厚	s	$s_1 = 0.45p$	$s_2 = 0.55p$
蜗杆螺旋部分长度	L	当 $x = 0$ 时①: $z_1 = 1, 2$ 时, $L > (11 + 0.06z_2)m$; $z_1 = 3, 4$ 时, $L > (12.5 + 0.09z_2)m$ 磨削蜗杆加长量: 当 $m < 10(\text{mm})$ 时, 加长 $25(\text{mm})$; $m = 10 \sim 16(\text{mm})$ 时, 加长 $35 \sim 40(\text{mm})$; $m > 16(\text{mm})$ 时, 加长 $50(\text{mm})$	

注: ① $x \neq 0$ 时, L 值见机械设计手册。

§ 13-4 蜗杆传动的运动分析及受力分析

一、蜗杆传动的运动分析

在判定蜗杆传动中作用力的方向时, 先要根据蜗杆螺旋的方向、蜗杆回转方向以及蜗杆与蜗轮相对位置, 定出蜗轮的回转方向。如图 13-10 所示, 蜗杆螺旋方向为右旋, 置于蜗轮的下方, 蜗杆为主动件并按图中 ω_1 所示的方向回转。此时, 蜗轮轮齿的右侧面与蜗杆螺旋的左侧相接触(见俯视图), 蜗杆的螺旋面推动蜗轮按 ω_2 方向回转。图中 ω_1 、 ω_2 分别为蜗杆、蜗轮的角速度, v_1 、 v_2 分别为蜗杆、蜗轮在接触点的线速度。

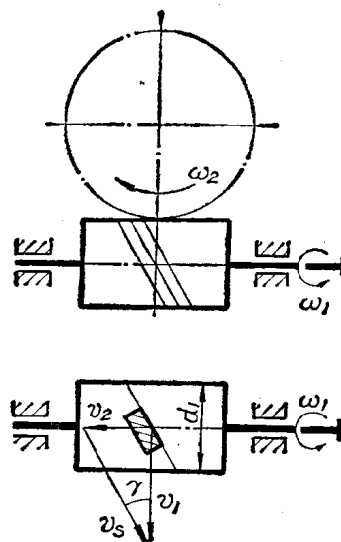


图 13-10 蜗杆传动的相对滑动速度

$$v_s = \frac{v_1}{\cos \gamma} = \frac{d_1 n_1}{19100 \cos \gamma} \quad (\text{m/s}) \quad (13-8)$$

式中: d_1 ——蜗杆分度圆直径(mm);

n_1 ——蜗杆转速(rpm);

γ ——蜗杆螺旋导角。

二、蜗杆传动的受力分析

蜗杆传动的受力分析和斜齿圆柱齿轮传动相似。如图 13-11 所示, 将齿间法向力 F_{tn} 分解为三个互相垂直的分力: 圆周力 F_t , 轴向力 F_a 和径向力 F_r 。通常蜗杆为主动件, 作用在蜗杆上的圆周力 F_{t1} 与蜗杆的回转方向相反; 蜗轮是从动件, 作用在蜗轮上的圆周力 F_{t2} 与蜗轮的回转向相同。当蜗杆轴与蜗轮轴交错角 $\Sigma = 90^\circ$ 时, 作用于蜗杆上的圆周力 F_{t1} 等于蜗轮的轴向力 F_{a2} , 但方向相反; 作用于蜗轮上的圆周力 F_{t2} 等于蜗杆上的轴向力 F_{a1} , 方向亦相反; 蜗杆、蜗轮

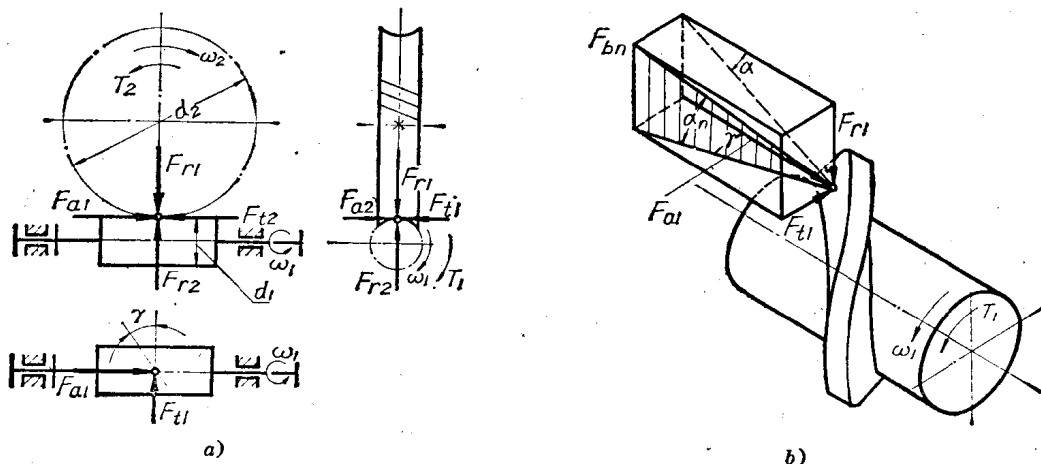


图 13-11 蜗杆传动受力分析

上的径向力 F_{r1} 、 F_{r2} 都分别指向各自的中心, 大小相等、方向相反。各力的大小按下式确定:

$$F_{t1} = \frac{2T_1}{d_1} \text{ (N)} \quad (13-9)$$

$$F_{t2} = \frac{2T_2}{d_2} = \frac{2T_1 i \eta}{d_2} \text{ (N)} \quad (13-10)$$

$$F_{r2} = F_{t2} \tan \alpha \text{ (N)} \quad (13-11)$$

$$F_{bn} = \frac{F_{t2}}{\cos \gamma \cdot \cos \alpha_n} \approx \frac{F_{t2}}{\cos \gamma \cdot \cos \alpha} \text{ (N)} \quad (13-12)$$

同时

$$F_{a1} = -F_{t2}$$

$$F_{a2} = -F_{t1}$$

$$F_{r1} = -F_{r2}$$

式中: T_1 、 T_2 ——蜗杆、蜗轮的转矩(N·mm);

d_1 、 d_2 ——蜗杆、蜗轮的分度圆直径(mm);

i ——传动比;

η ——传动效率(§ 13-6);

α ——轴面压力角, $\alpha = 20^\circ$;

α_n ——法面压力角, $\alpha_n \approx 20^\circ$;

γ ——蜗杆分度圆柱上的螺旋导角。

§ 13-5 蜗杆传动的强度和刚度计算

一、蜗杆传动的失效形式及计算准则

蜗杆传动轮齿的失效形式和齿轮传动类似, 有点蚀、胶合、磨损及折断, 其中尤以胶合和磨损更容易发生。这是因为蜗杆传动效率较低, 齿面间滑动速度较大, 当润滑不良时, 由于温升过高而引起的。如果, 蜗轮是用软材料制造的(如锡青铜), 则发生胶合后青铜就涂在蜗杆的螺旋面上, 有时仍可持续工作一段时间; 若蜗轮是用硬材料制造的(如铝铁青铜、铸铁等), 则胶合出现后就擦伤齿面, 从而使传动很快失效。

胶合和磨损随滑动速度及接触应力的增大而加剧, 为了防止胶合和减缓磨损, 除选用减摩性材料配对和采用合适的润滑外, 还必须限制接触应力。对胶合和磨损目前还没有成熟的计算方法。因此, 仍以计算齿面接触强度为蜗杆传动的基本计算, 但许用接触应力的选取, 应以不发生胶合为依据。蜗轮轮齿的弯曲强度计算只用于验算。另外, 手动的蜗杆传动应按轮齿弯曲强度进行计算。

蜗杆材料的强度比蜗轮材料的强度高, 一般蜗杆齿不易损坏。通常, 蜗杆与轴制成一体, 设计时应验算蜗杆轴的强度。另外, 蜗杆刚度不足, 会影响正常啮合, 故还应验算蜗杆刚度。

二、蜗轮齿面接触强度计算

蜗轮齿面接触应力仍按赫兹公式(式 11-71)计算, 即 $\sigma_H = Z_E \sqrt{F_{bn}/b\rho_v}$ 。

蜗杆传动在正中平面上相当于齿条与齿轮相啮合(图 13-12), 在节点处蜗杆齿在法面 $N-N$ 内齿廓曲率半径 ρ_1 等于无穷大, 故

$$\frac{1}{\rho_v} = \frac{1}{\rho_1} + \frac{1}{\rho_2} = \frac{1}{\rho_2}$$

即

$$\rho_v = \rho_2 = \frac{d_2 \sin \alpha_n}{2 \cos^2 \gamma}$$

由于 $\alpha \approx \alpha_n = 20^\circ$, 而且 γ 值很小, 可取 $\cos^2 \gamma \approx \cos \gamma$, 故

$$\rho_v \approx \frac{d_2 \sin \alpha}{2 \cos \gamma} = \frac{m z_2}{5.85 \cos \gamma} \quad (\text{mm}) \quad (a)$$

根据式(13-12)及(13-10), 齿面法向力

$$F_{bn} = \frac{2T_2}{m z_2 \cos \gamma \cos \alpha} \quad (\text{N}) \quad (b)$$

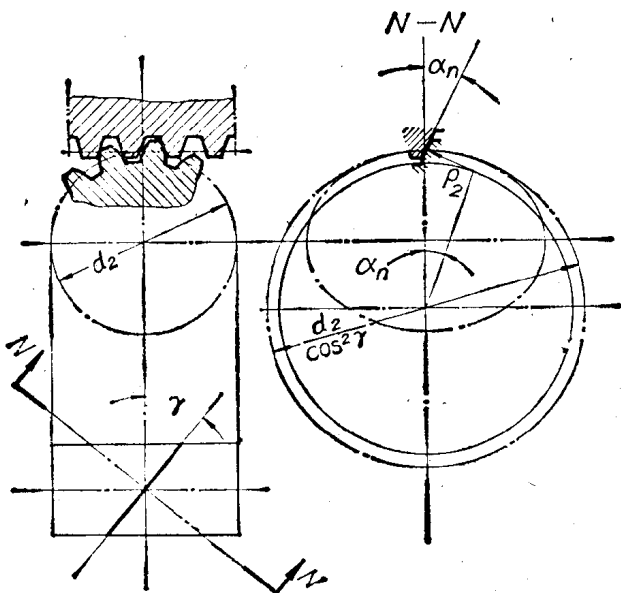


图 13-12 在正中平面上的啮合

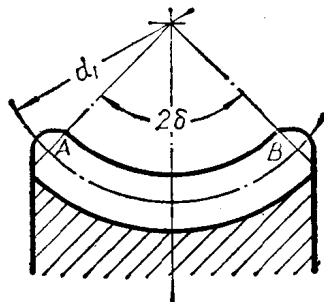


图 13-13 接触线长

接触线总长度(图 13-13)为

$$b = \frac{\pi d_1}{\cos \gamma} \frac{2\delta}{360^\circ} \epsilon_a \xi' \quad (\text{mm}) \quad (c)$$

这里, 端面重合度 $\epsilon_a \approx 1.8$; 接触线长度减小系数 $\xi' \approx 0.75$; 蜗轮齿冠的包角 $2\delta \approx 100^\circ$ 。将各值代入(c)式, 得

$$b = \frac{1.18 d_1}{\cos \gamma} \quad (\text{mm}) \quad (d)$$

将(a)、(b)、(d)式代入赫兹公式, 并引入载荷系数 K , 整理后得蜗轮接触强度校核公式

$$\sigma_H = 3.25 Z_E \sqrt{\frac{KT_2 \cos \gamma}{m^3 z_2^2 q}} \leq \sigma_{HP} \quad (\text{MPa}) \quad (13-13)$$

通常 $\gamma = 3^\circ \sim 26^\circ$, 为了安全, 计算时可取 $\cos \gamma = 1$, 代入上式, 得蜗轮接触强度设计公式

$$m^3 \sqrt{q} \geq \sqrt[3]{\left(\frac{3.25 Z_E}{\sigma_{HP} z_2}\right)^2 K T_2} \quad (\text{mm}) \quad (13-14)$$

式中: Z_E ——配对材料弹性系数,

钢对铸造锡青铜 $Z_E = 160(\sqrt{\text{MPa}})$;

钢对灰铸铁 $Z_E = 162(\sqrt{\text{MPa}})$;

T_2 ——蜗轮转矩(N·mm);

σ_{HP} ——蜗轮材料的许用接触应力(MPa)(表 13-8);

K ——载荷系数, 是考虑各种因素对计算载荷影响的系数。当蜗杆传动的精度等级按表 (13-6) 选择时, $K = 1 \sim 1.4$, 载荷平稳及速度较小时取低值。

表 13-6 蜗杆传动精度等级的选择

精度等级	蜗轮圆周速度 (m/s)	应用范围	制 造 方 法		表面光洁度	
			蜗 杆	蜗 轮	蜗 杆	蜗 轮
6	>5	中等精密机床的分度机构	淬火、螺旋面磨削或抛光	滚刀铣切, 用蜗杆形剃齿刀精加工	$\nabla 8$	$\nabla 7$
7	≤ 7.5	较高精度或高速传递动力	同上	滚刀铣切, 用蜗杆形剃齿刀精加工或加载跑合	$\nabla 7$	$\nabla 7$
8	≤ 3	一般传递动力	HB<350, 车削	滚刀或飞刀切制, 加载跑合	$\nabla 6$	$\nabla 6$
9	≤ 1.5	不重要的低速传动或手动机构	同上	同上	$\nabla 5$	$\nabla 5$

根据式(13-14)求得 $m^3 \sqrt{q}$ 值后, 按表 13-1 确定 m 及 q 标准值。

三、蜗轮轮齿弯曲强度计算

在蜗轮轮齿弯曲强度计算中, 把蜗轮近似地看做斜齿圆柱齿轮。根据式(11-112)和式(13-10), 并取 $F_{Fe} = KF_t$, 则得蜗轮齿根弯曲强度校核计算基本公式

$$\sigma_F = \frac{2KT_2}{bm_n d_2} Y'_F Y_Y Y_\beta \leq \sigma_{FP} \quad (\text{MPa}) \quad (13-15)$$

这里, Y'_F 为蜗轮的齿形系数, 因为蜗轮在正中平面上的齿厚比模数相同的齿轮的齿厚大一些, 而在其它平面上蜗轮的齿厚更大, 且沿齿长方向呈圆弧状, 所以蜗轮齿形系数 Y'_F 比齿轮齿形系数 Y_F 要小一些, 一般可取 $Y'_F = 0.56 Y_F$; Y_Y 为力的作用位置系数, 考虑到重合度及接触线长度变化的影响, 近似地取 $Y_Y \approx 0.64$; Y_β 为螺旋角系数, 按蜗杆螺旋导角的平均值 $\gamma = 15^\circ$, 并设 $\varepsilon_\beta > 1$, 由图 11-100 查得 $Y_\beta = 0.88$; m_n 为法面模数(mm), $m_n = m \cos \gamma = m \cos 15^\circ = 0.966m$ 。

将上述这些关系代入式(13-15), 整理后得蜗轮轮齿弯曲强度校核公式

$$\sigma_F = \frac{0.65KT_2}{bmd_2} Y_F \leq \sigma_{FP} \quad (\text{MPa}) \quad (13-16)$$

将 $d_2 = z_2 m$ 及 $b = 0.65 d_{a1} \approx 0.65 m(q+2)$ 代入上式, 整理后, 得蜗轮轮齿弯曲强度设计公式

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{KT_2 Y_F}{\sigma_{FP} z_2 (q+2)}} \quad (\text{mm}) \quad (13-17)$$

式中: σ_{FP} ——蜗轮材料的许用弯曲应力(MPa)(表 13-8);

Y_F ——齿形系数, 根据 z_2 、 γ 及 x 按图 11-72 确定;

其它符号的意义及单位与式(13-13)同。

四、蜗杆、蜗轮材料及许用应力

由于蜗杆传动啮合中滑动速度较大, 蜗轮副的材料必须具备减摩性、耐磨性和抗胶合能力。

蜗杆常用合金钢或碳钢制成(表 13-7)。为提高传动的承载能力, 需将蜗杆螺纹表面进行热处理, 使其达到较高的硬度, 然后进行磨削或抛光。

表 13-7 常用的蜗杆材料

材 料 牌 号	热 处 理	表 面 硬 度
45, 35SiMn, 42SiMn, 37SiMn2MoV, 40Cr, 38SiMnMo	表面淬火	HRC=45~55
20MnVB, 20SiMnVB, 20Cr, 20CrMnTi	渗炭淬火	HRC=58~63
45	调质	HB<270

注: 表面硬度 HB<350 的蜗杆, 通常用于传递功率小及不重要的传动。

蜗轮齿圈多数用青铜制造, 有时也可用黄铜或铸铁制造。铸造锡磷青铜(ZQSn 10-1)是最好的材料, 但价格较贵, 仅用于滑动速度较高的重要传动。当滑动速度较小时, 可采用含锡量低

表 13-8 常用的蜗轮材料及其许用应力

材 料		铸造方法	适 用 的 滑动速度 (m/s)	许用接触应力 σ_{HP} (MPa)								许用弯曲应力 (MPa)	
名 称	牌 号			滑动速度(m/s)								σ_{FP}	σ_{FPmax}
				0.5	1	2	3	4	6	8			
铸造锡磷青铜	ZQSn10-1	砂 模	≤ 25	134								50	110
		金 属 模		200								70	160
铸造锡锌铅青铜	ZQSn6-6-3	砂 模	≤ 12	128								33	64
		金 属 模		134								40	
		离心浇铸		174									
铸造铝铁青铜	ZQAl9-4	砂 模	≤ 10	250	230	210	180	160	120	90	80	160	
金 属 模	90												
铸造铝铁锰青铜	ZQAl10-3-1.5	离心浇铸									100		
铸造锰铅黄铜		砂 模	≤ 10	215	200	180	150	135	95	75	62	150	
		金 属 模									—	—	
灰铸铁	HT15-33 (HB=120~150)	砂 模	≤ 2	130	115	90	—	—	—	—	40	200	
	HT20-40 (HB=120~150)										48	240	

注: ① 表中 σ_{HP} 值是用于蜗杆螺纹表面硬度 HB>350 的, 若 HB<350 时, 需降低 15~20%。

② 当传动为短时工作的, 锡青铜的 σ_{HP} 值可提高 40~50%。

的铸造锡锌铅青铜(ZQSn 6-6-3)或无锡青铜。又如用铸造铝铁青铜(ZQAl9-4)制造蜗轮齿圈,它的机械性能较高,但容易发生擦伤,适用于与淬火的钢蜗杆配对的传动。灰铸铁蜗轮仅用于滑动速度很小的传动。常用的蜗轮材料列于表 13-8 中。

在表 13-8 里,锡青铜的抗胶合能力较高,但强度较低,其许用接触应力是根据耐磨性和不产生疲劳点蚀来确定的。其它材料的强度较高,其许用接触应力是按不产生胶合来确定的。许用弯曲应力是按长期工作轮齿不发生疲劳折断来确定的。

短期超载在一般计算中未予考虑,但它可能引起轮齿突然折断,因此要进行弯曲静强度校核,校核时仍用式(13-16),但代入表 13-8 中所列的最大许用弯曲应力 σ_{FPmax} 。

五、蜗杆的强度计算及刚度计算

蜗杆的强度计算,可按第十九章轴的强度计算方法进行。计算中把蜗杆看做直径等于根圆直径 d_{f1} , 中点受集中载荷的简支梁。进行安全系数校核计算时,齿根部应力集中系数 $K_\sigma=2.3\sim 2.5$, $K_\tau=1.7\sim 1.9$, 其中较大值适用于合金钢及渗碳钢。

蜗杆的刚度不足将影响蜗杆与蜗轮的正常啮合,引起齿上载荷分布不均匀,从而造成局部磨损加剧,因此还需进行刚度计算,即校核蜗杆的最大挠度 y , 其计算公式如下:

$$y \approx \frac{\sqrt{F_{t1}^2 + F_{r1}^2} l^3}{48EJ} \leq [y] \quad (\text{mm}) \quad (13-18)$$

式中: F_{t1} ——蜗杆的圆周力(N);

F_{r1} ——蜗杆的径向力(N);

E ——蜗杆材料的弹性模量(MPa), 对于钢 $E=2.1 \times 10^5$ (MPa);

J ——蜗杆根圆柱截面的惯性矩(mm^4), $J = \frac{\pi d_{f1}^4}{64}$ (mm^4);

l ——蜗杆支承间的跨距(mm), 一般 $l \approx 0.9 d_2$, 这里 d_2 是蜗轮的分度圆直径(mm);

$[y]$ ——许用挠度(mm), $[y] = \frac{d_1}{1000}$ (mm), 这里 d_1 是蜗杆的分度圆直径(mm)。

§ 13-6 蜗杆传动的效率、热平衡计算及润滑

蜗杆传动的效率较低,发热量较大。对闭式传动,如果散热不充分,温升过高,就会使润滑油粘度降低,减小润滑作用,导致齿面磨损加剧,甚至引起齿面胶合。所以,对于连续工作的闭式蜗杆传动,应进行热平衡计算。为此,首先需确定蜗杆传动的效率。

一、蜗杆传动的效率

蜗杆传动的效率为

$$\eta = \eta_1 \eta_2 \eta_3 \quad (13-19)$$

式中: η_1 ——啮合效率;

η_2 ——考虑搅油损耗的效率, 一般 $\eta_2=0.94\sim 0.99$;

η_3 ——轴承效率, 每对滚动轴承 $\eta_3=0.99\sim 0.995$, 滑动轴承 $\eta_3=0.97\sim 0.99$ 。