

# 专业课强化精讲课程

## 第8讲

### 第九章 蜗杆传动

# 一、蜗杆传动的特点和类型



蜗杆传动是一种特殊的交错轴斜齿轮机构，其特殊之处在于：

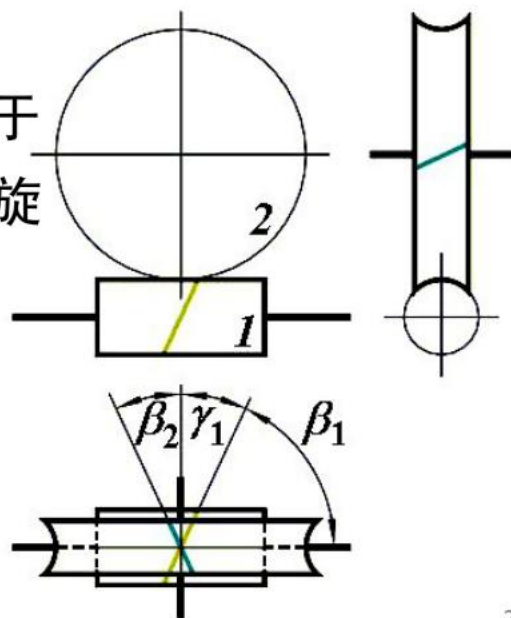
➤  $\Sigma = \beta_1 + \beta_2 = 90^\circ$

➤  $z_1$  很少，一般  $z_1 = 1 \sim 11$

具有螺旋机构的某些特点，蜗轮相当于螺母，蜗杆相当于螺杆，有右旋、左旋及单头、多头之分，多用右旋蜗杆。

蜗轮的螺旋角等于蜗杆的导程角

$$\gamma_1 = 90^\circ - \beta_1 = \beta_2$$



## 1. 蜗杆传动的特点:

- 1) 传动比大, 结构紧凑;
- 2) 具有自锁性;
- 3) 传动平稳, 无噪声。
- 4) 机械效率低;
- 5) 齿间相对滑动速度大, 磨损较严重;
- 6) 蜗杆轴向力较大, 轴承磨损大。

优点

缺点



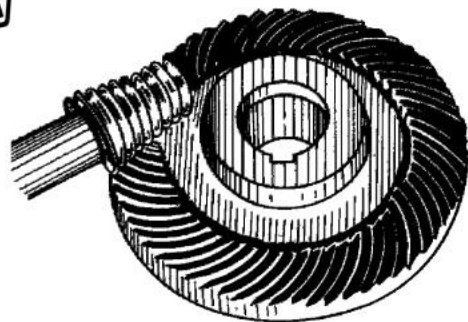
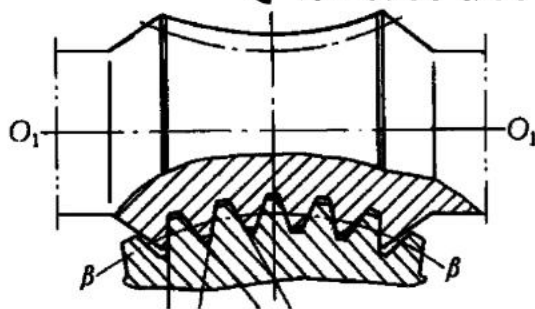
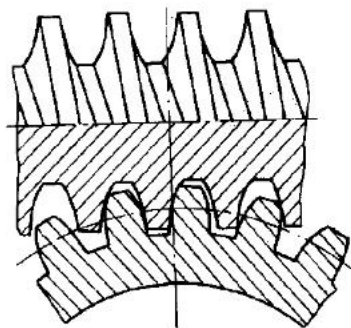
## 2. 蜗杆传动的应用:

两轴交错、传动比较大, 传递功率不太大或间歇工作的场合。

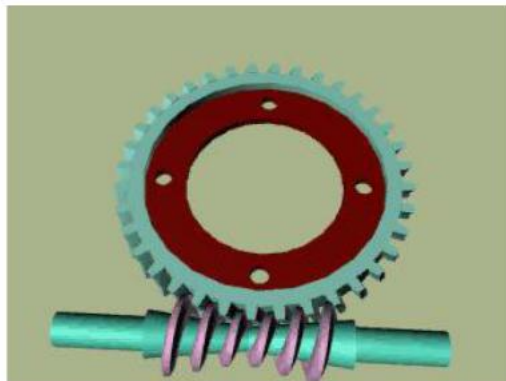
### 3. 蜗杆传动的类型简介

按蜗杆的形状分：

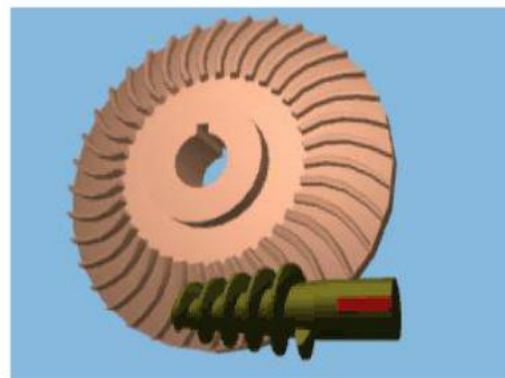
圆柱蜗杆机构  
环面蜗杆机构  
锥蜗杆机构



圆柱蜗杆机构



环面蜗杆机构



锥蜗杆机构

# 圆柱蜗杆机构

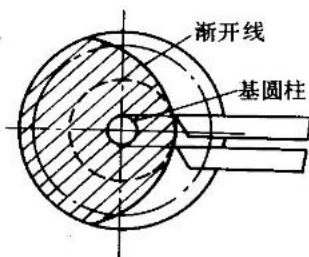
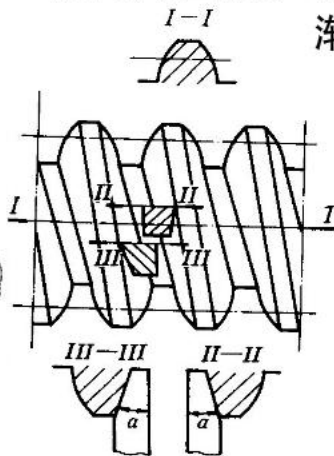
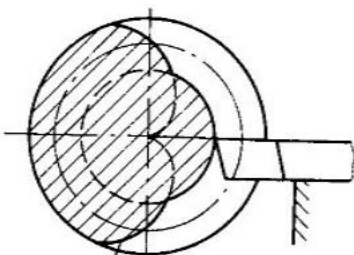
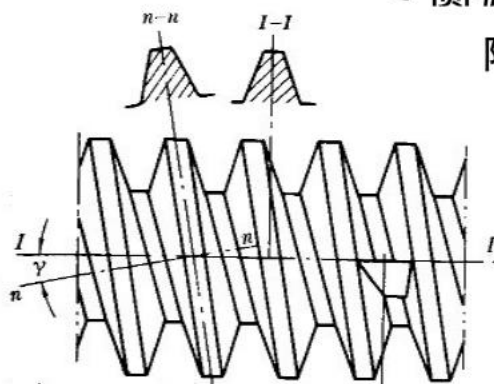
阿基米德蜗杆 ——轴面为齿条，端面为阿基米德螺线

渐开线蜗杆 ——端面为渐开线，基圆柱切面齿形为直线

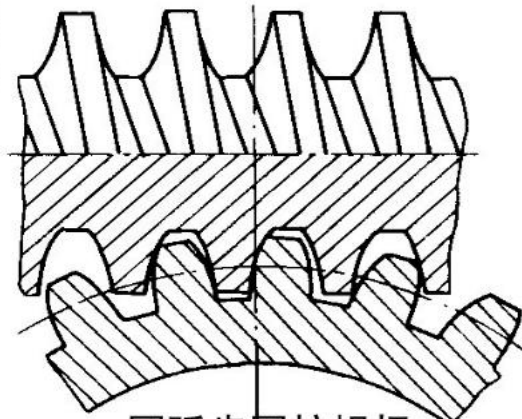
圆弧齿圆柱蜗杆 ——轴面为圆弧，法面也为圆弧

阿基米德蜗杆

渐开线蜗杆



阿基米德螺旋线



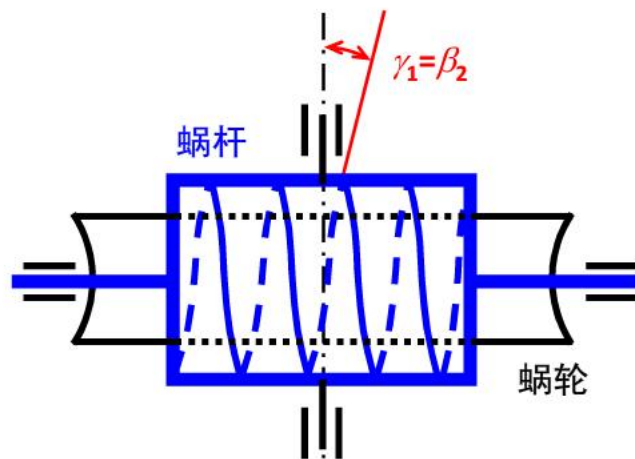
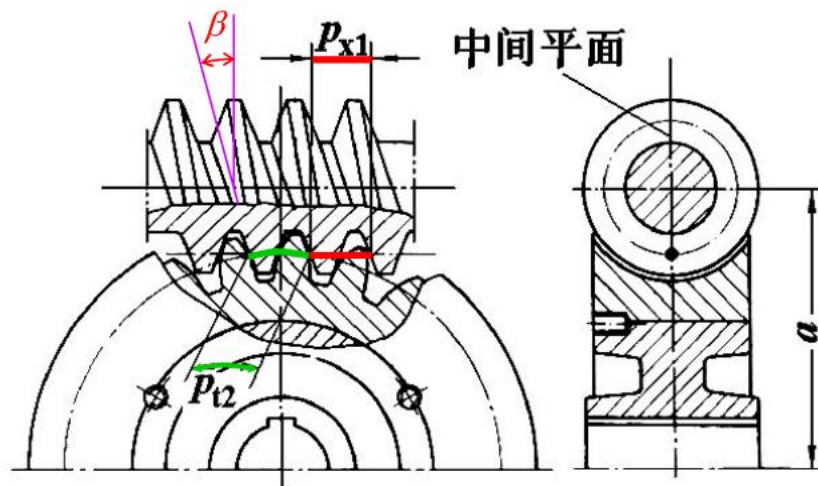
圆弧齿圆柱蜗杆

## 4. 蜗杆蜗轮正确啮合条件

——阿基米德蜗杆蜗轮机构

### 1) 蜗轮蜗杆传动的中间平面

中间平面——过蜗杆的轴线所作的垂直于蜗轮轴线的平面。  
在中间平面内蜗轮蜗杆的啮合相当于齿轮与齿条的啮合。



### 2) 正确啮合条件



$$\left\{ \begin{array}{l} m_{t2} = m_{a1} = m \\ \alpha_{t2} = \alpha_{a1} = \alpha \\ \gamma_1 = \beta_2 \end{array} \right.$$

且蜗轮与蜗杆旋向相同



## 二、蜗杆传动的主要参数及其选择

阿基米德蜗杆蜗轮机构——中间平面内 $m$ 、 $\alpha$ 为标准值

### 1. 模数：

蜗杆模数系列和齿轮模数系列有所不同。国标GB10088-88对蜗杆模数作了规定。

第一系列	1	1.25	1.6	2	2.5	3.15	4	5	6.3	8	10	12.5	16	20	25	31.5	40
第二系列	1.5	3	3.5	4.5	5.5	6	7	12	14								

### 2. 压力角：

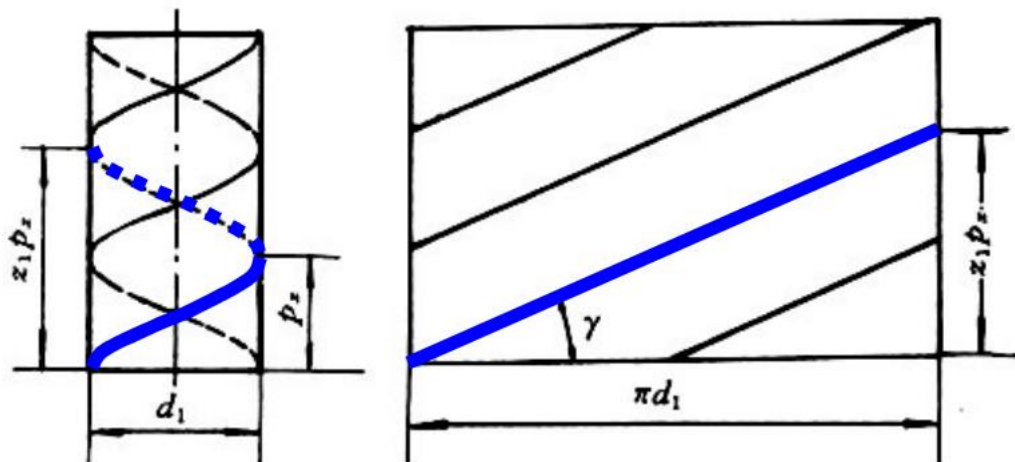
对阿基米德蜗杆，一般： $\alpha=20^\circ$

动力传动中：荐用 $\alpha=25^\circ$

分度传动中：荐用 $\alpha=15^\circ$ 或 $12^\circ$

### 3. 导程角:

$$\begin{aligned} \operatorname{tg} \gamma_1 &= \frac{z_1 \cdot p_{x1}}{\pi d_1} \\ &= \frac{z_1 \cdot \pi m}{\pi d_1} \\ &= \frac{z_1 m}{d_1} \end{aligned}$$



### 4. 蜗杆分度圆直径与蜗杆直径系数

$$d_1 = \frac{z_1 m}{\operatorname{tg} \gamma_1} = m \cdot \frac{z_1}{\operatorname{tg} \gamma_1} \quad q \text{——蜗杆直径系数}$$



$$d_1 = m \cdot q$$

或

$$q = \frac{d_1}{m}$$

国家标准GB/T10087-88中规定将蜗杆的分度圆直径标准化，且与其模数相匹配。目的：为了限制加工蜗轮用的蜗轮滚刀的数目及加工精度。



## 5. 蜗轮齿数 $z_2$ 及蜗杆头数 $z_1$

$z_1$  : 1~10; 荐取  $z_1=1, 2, 4, 6$

$z_1$ 大, 效率越高, 加工困难。

$z_1$ 小, 机构紧凑、加工方便; 效率较低;

选取原则:

(1)  $i$ 大, 取 $z_1$ 小, (避免 $z_2$ 过大, 蜗轮尺寸大)

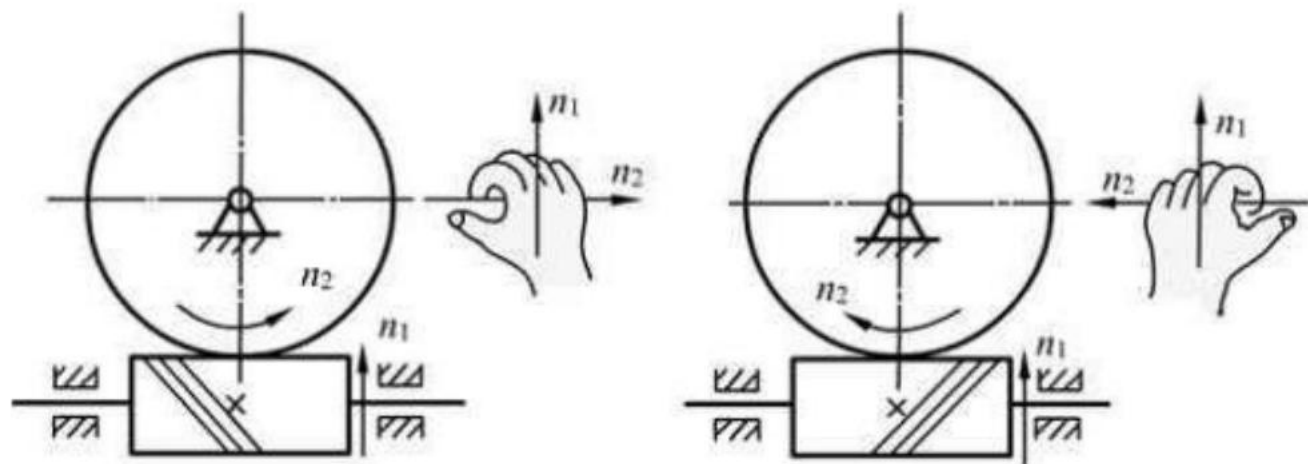
(2) 传递功率大, 选大 $z_1$  (避免发热、功率损失)

$z_2$  : 根据传动比和 $z_1$ 确定。动力传动:  $z_2=29\sim70$

## 6. 蜗轮的分度圆直径 $d_2$ $d_2 = mz_2$

## 7. 蜗杆传动的中心距 $a = r_1 + r_2 = \frac{1}{2}m(q + z_2)$

## 蜗杆传动的转向判定



## 三、蜗杆传动的工作情况分析

### 1. 齿面间的相对滑动

- 齿面间滑动速度  $V$

蜗杆蜗轮齿面间相对滑动速度  $V_s$  方向  
沿轮齿齿向。

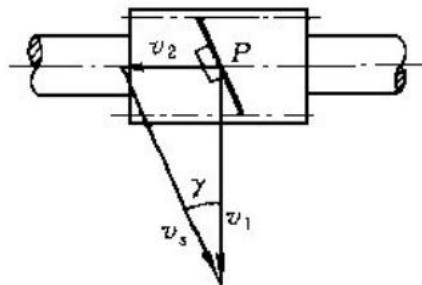
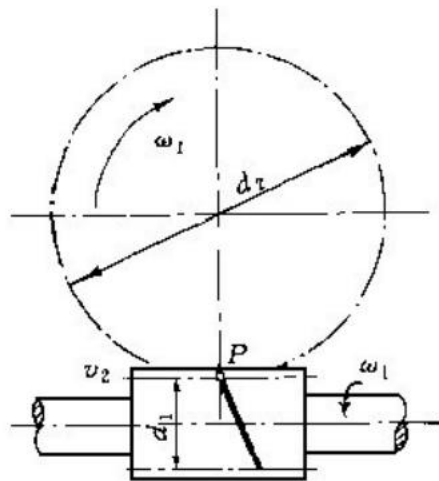
- 其大小为：

$$v_s = \sqrt{v_1^2 + v_2^2} = \frac{v_1}{\cos \gamma} = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \times 1000 \cos \gamma} \text{ (m/s)}$$

式中， $d_1$  为蜗杆的节圆直径 (mm)；

$n_1$  为蜗杆转速 (r / min)；

$\gamma$  为蜗杆的导程角。



## 2. 蜗杆传动的受力分析

### 力的方向判断

蜗杆传动各分力的方向可以按圆柱齿轮相同的方法确定，但应注意蜗杆和蜗轮各分力方向之间的关系：

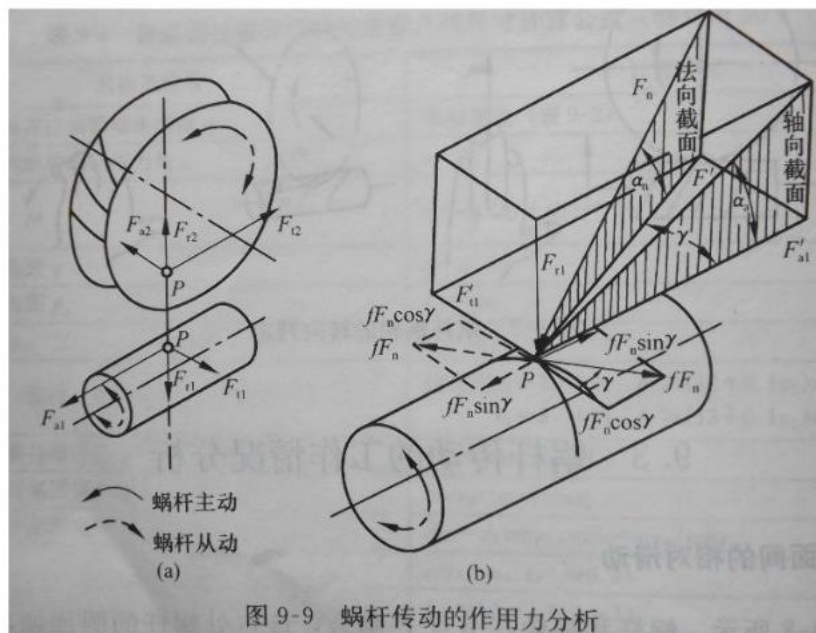


图 9-9 蜗杆传动的作用力分析

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

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

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

$$F_{t1} = F_{a2} = F_n \cos \alpha_n \sin \gamma + fF_n \cos \gamma = \frac{2000T_1}{d_1}$$

$$F_{a1} = F_{t2} = F_n \cos \alpha_n \cos \gamma - f F_n \sin \gamma = \frac{2000 T_2}{d_2}$$

$$F_{r1} = F_{r2} = F_n \sin \alpha_n \approx F_{a1} \tan \alpha$$

$$T_2 = T_1 i \eta$$

$$\frac{F_{t1}}{F_{t2}} = \frac{\cos \alpha_n \sin \gamma + f \cos \gamma}{\cos \alpha_n \cos \gamma - f \sin \gamma} = \frac{\tan \gamma + f / \cos \alpha_n}{1 - f \cdot \tan \gamma / \cos \alpha_n}$$

令式中的  $f / \cos \alpha_n = f_v = \tan \phi_v$  ( $f_v$  称为当量摩擦因数,  $\phi_v$  称为当量摩擦角)。则有:

$$F_{t1} / F_{t2} = \tan (\gamma + \phi_v)$$

在蜗杆传动类型一定时, 当量摩擦因数和相应地当量摩擦角的值主要与滑动速度的大小有关, 并与蜗杆、蜗轮的材料和齿面粗糙度、蜗杆螺纹硬度有关。

当润滑充分时，随着滑动速度的增大，润滑油更容易被带到齿面啮合处，有利于油膜形成，因而当量摩擦因数和当量摩擦角值下降。

### 3. 蜗杆传动的效率

啮合损失

$$\text{(蜗杆主动时)} \quad \eta_1 = \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \phi_v)}$$

$\phi_v$  —— 当量摩擦角

$\phi_v = \operatorname{arctg} f_v$  根据滑动速度  $v_s$  查表可得。

①. 在一定范围内，蜗杆传动效率随着  $\gamma$  增大而增大

（这就是蜗杆传动少用单头蜗杆得原因）。

② 当  $\gamma$  小于当量摩擦角时，蜗轮主动时会出现自锁，在这种情况下，蜗杆主动时的效率低于 **50%**。



(1)  $\eta_1$ ——啮合效率

$\gamma$ ——蜗杆分度圆导程角；

$\phi_v$ ——当量摩擦角

$$v_s = \frac{v_1}{\cos \gamma} = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \times 1000 \cos \gamma} \quad \begin{array}{l} d_1 \text{——蜗杆分度圆直径;} \\ n_1 \text{——蜗杆的转速。} \end{array}$$

(2)  $\eta_2$ ——轴承效率  
 $\eta_3$ ——搅油效率 } 一般取  $\eta_2 \cdot \eta_3 = 0.95 \sim 0.96$

估算总效率  $\eta$  {  $\begin{array}{llll} z_1=1, & z_1=2, & z_1=4 & z_1=6 \\ \eta=0.7 & \eta=0.8 & \eta=0.9 & \eta=0.95 \end{array}$

#### 4. 蜗杆中的自锁

当蜗杆传动以蜗轮为主动件时：

$$\frac{F_{t1}}{F_{t2}} = \frac{\cos \alpha_n \sin \gamma - f \cos \gamma}{\cos \alpha_n \cos \gamma + f \sin \gamma} = \tan(\gamma - \phi_v)$$

由上式可见，当 $(\gamma - \phi_v)$ 值很小时，尽管加在蜗轮上的 $F_{t2}$ 很大，但驱动蜗杆转动的 $F_{t1}$ 仍然很小。当 $\gamma \leq \phi_v$ 时，不管蜗轮上施加的主动力 $F_{t2}$ 有多大， $F_{t1}$ 总是不大于零。

从而从动件蜗杆不能转动，及为蜗杆传动的自锁。

自锁条件：蜗杆螺旋线的 导程角不大于当量摩擦角。

## 四、蜗杆传动设计

### 1. 蜗杆传动的失效形式及计算准则

#### 1) 失效形式

由于蜗杆传动齿面间相对滑动速度大，发热量大，其失效形式主要是齿面胶合，其次是点蚀、断齿、磨损和塑性变形等。

#### 2) 设计准则

强度失效总是发生在蜗轮上，所以只对蜗轮的轮齿进行承载能力计算。进行齿面接触疲劳强度计算和齿根弯曲疲劳强度计算，通过降低许用应力来考虑胶合、磨损失效的影响。对闭式传动应进行热平衡计算。

## 2. 材料选择

📖 材料：蜗杆蜗轮材料组合应具有良好的“减摩、耐磨、抗胶合”能力外，还应有足够的强度。

蜗杆：高速重载时，常用15Cr、20Cr渗碳淬火(40~55HRC)或40、45钢、40Cr淬火(55~62HRC)，提高表面硬度，增加耐磨性

低速中载时，40、45钢调质调质（220~300HBS）

	锡青铜	无锡青铜	铸铁
蜗轮	<b>ZCuSn5Pb5Zn5</b> <b>ZCuSn10P1</b>	<b>ZCuAl10Fe3</b>	<b>HT150</b>
	<b><math>V_s \geq 3</math> 重要传动</b>	<b><math>V_s \leq 4</math> m/s</b>	<b><math>V_s \leq 2</math> m/s</b>
	<b>耐磨性好、抗胶合</b>	<b>价格便宜</b>	<b>经济、低速</b>

### 3. 蜗杆传动的强度设计

按斜齿圆柱齿轮传动作近似计算

#### 1) 齿面接触强度计算

$$\text{校核公式: } \sigma_H = 15900 \sqrt{\frac{KT_2}{m^2 d_1 z_2^2}} \leq [\sigma_H] (MPa)$$

$$\text{设计公式: } m^2 d_1 \geq \left( \frac{15900}{z_2 [\sigma_H]} \right) KT_2 (\text{mm}^2)$$

#### 2) 轮齿弯曲强度计算

$$\text{校核公式: } \sigma_F = \frac{2000KT_2 Y_{Fa2}}{d_1 d_2 m \cos \gamma} \leq [\sigma_F] (MPa)$$

设计公式：
$$m^2 d_1 \geq \frac{2000 K T_2 Y_{Fa2}}{z_2 [\sigma_F] \cos \gamma} (\text{mm}^3)$$

$Y_{Fa2}$ 为蜗轮的齿形系数，按当量齿轮的齿数 $z_{v2} = \frac{z_2}{\cos^3 \gamma}$ 查表得

### 3) 蜗轮材料的许用应力

蜗轮材料的许用接触应力

$$[\sigma_H] = Z_N [\sigma_{H0}] \quad Z_N = \sqrt[8]{\frac{10^7}{N_H}}$$

$[\sigma_{H0}]$ 为基本许用接触应力， $N_H$ 为接触应力循环次数。

蜗轮材料的许用弯曲应力

$$[\sigma_F] = [\sigma_{F0}] \sqrt[9]{\frac{10^6}{N_F}} (MPa)$$



$[\sigma_{F0}]$ 为基本许用弯曲应力， $N_F$ 为弯曲应力循环次数。

## 4. 蜗杆传动的热平衡计算

### 1) 蜗杆传动的总效率

$$\eta = \eta_1 \times \eta_2 \times \eta_3$$

$\eta_1$ —计及啮合摩擦损耗的效率；

$\eta_2$ —计及轴承摩擦损耗的效率；

$\eta_3$ —计及溅油损耗的效率；

$\eta_1$ 是对总效率影响最大的因素，可由下式确定：

$$\eta_1 = \frac{\tan \gamma}{\tan(\gamma + \varphi_v)}$$

式中： $\gamma$ —蜗杆的导程角；

$\varphi_v$ —当量摩擦角。

$$\text{因为 } \tan \gamma = \frac{z_1 m}{d_1} \quad \text{所以} \quad z_1 \uparrow \rightarrow \gamma \uparrow \rightarrow \eta \uparrow$$

## 2) 蜗杆传动的热平衡

由于传动效率较低，对于长期运转的蜗杆传动，会产生较大的热量。如果产生的热量不能及时散去，则系统的热平衡温度将过高，就会破坏润滑状态，从而导致系统进一步恶化。

系统因摩擦功耗产生的热量为： $\Phi_1 = 1000P(1 - \eta)$

自然冷却从箱壁散去的热量为： $\Phi_2 = K_t A(t - t_0)$

$K_t$ —箱体表面的散热系数

$A$ —箱体的可散热面积( $\text{m}^2$ );

$t$ —润滑油的工作温度( $^{\circ}\text{C}$ );

$t_0$ —环境温度( $^{\circ}\text{C}$ )。

在热平衡条件下可得：

$$t = t_0 + \frac{1000P(1-\eta)}{K_t A} \quad \text{可用于系统热平衡验算, 一般 } t \leq 60 \sim 70^\circ\text{C}$$

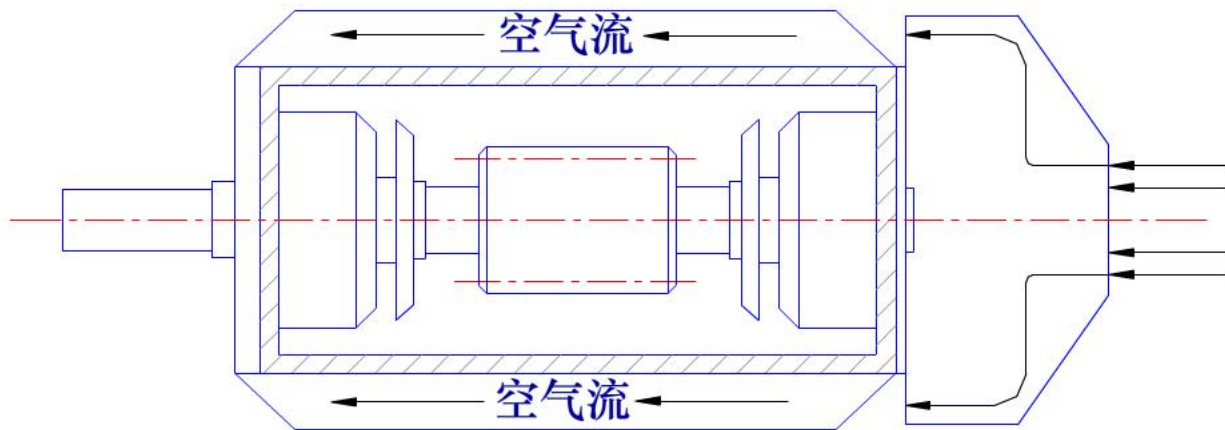
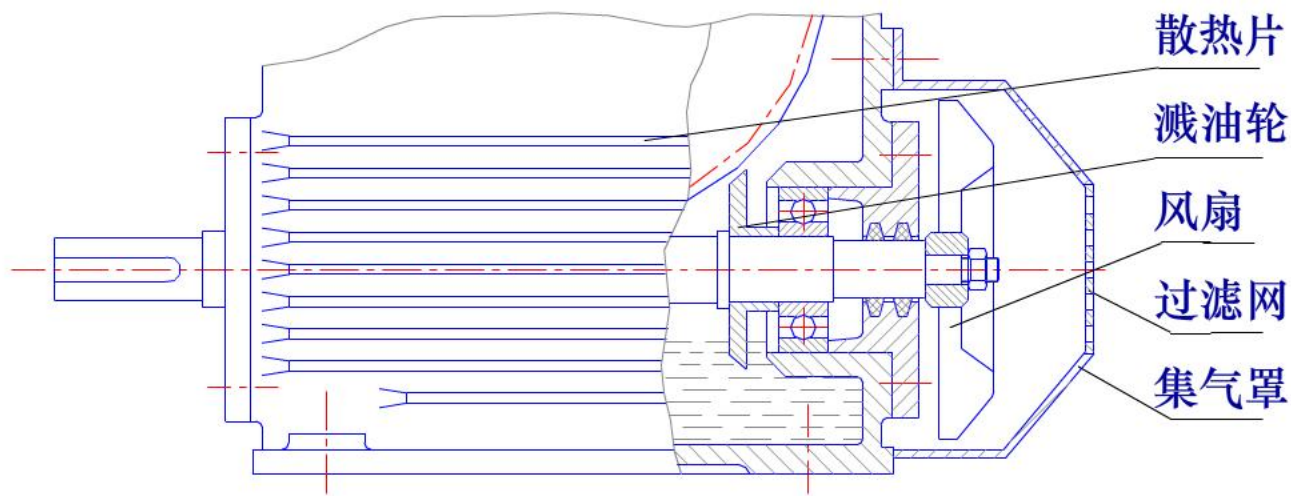
$$A = \frac{1000P(1-\eta)}{K_t (t - t_0)} \quad \text{可用于结构设计}$$

$$\text{验算温升 } \Delta t = t - t_0 = \frac{1000P(1-\eta)}{K_t \cdot A} \leq [\Delta t] = 60 \sim 70^\circ\text{C}$$

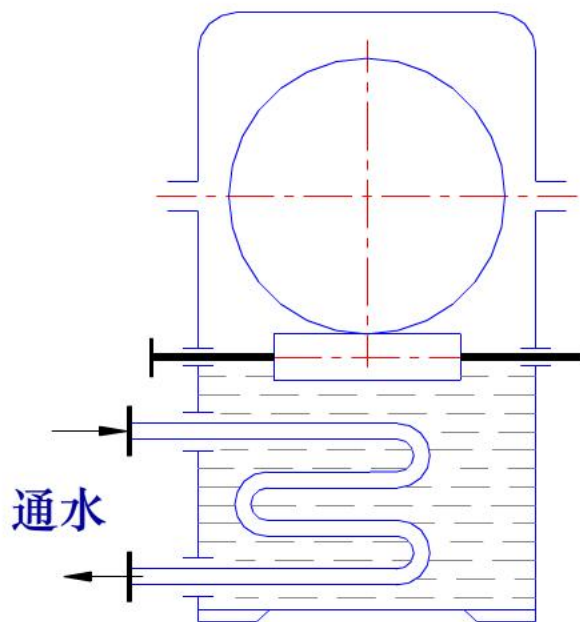
### 蜗杆的散热措施

当自然冷却的热平衡温度过高时, 可采用以下措施:

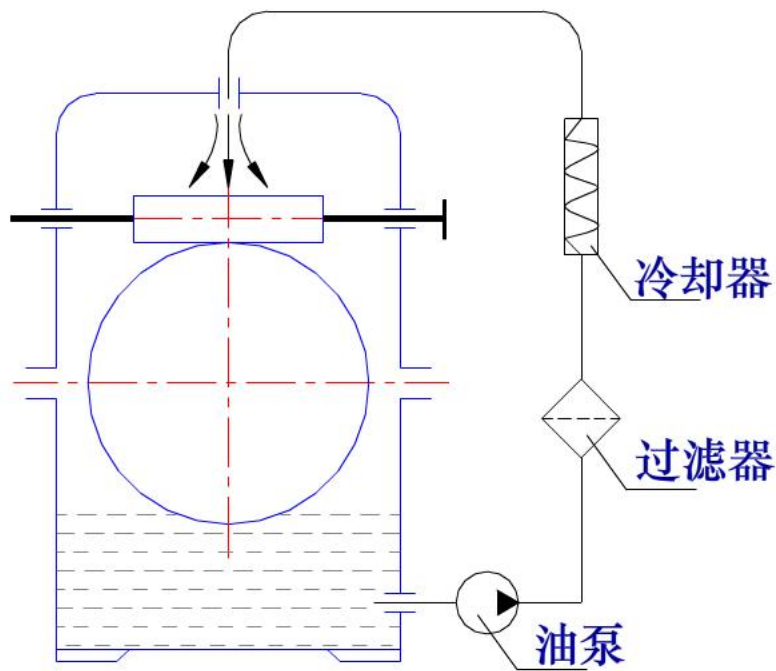
(1) 加散热片以增大散热面积或在蜗杆轴端加装风扇以加速空气流通。



(2) 加冷却管路或散热器冷却。



传动箱内装循环冷却管路

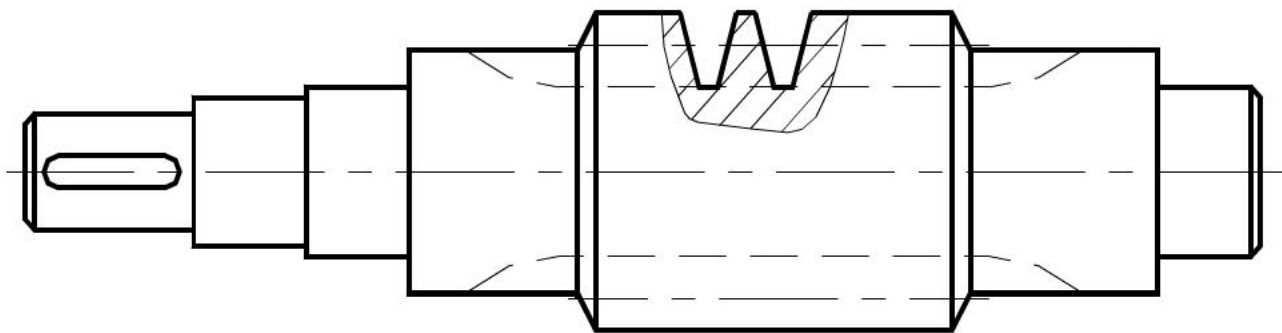


传动箱外装循环冷却器

## 5. 蜗杆、蜗轮的结构设计

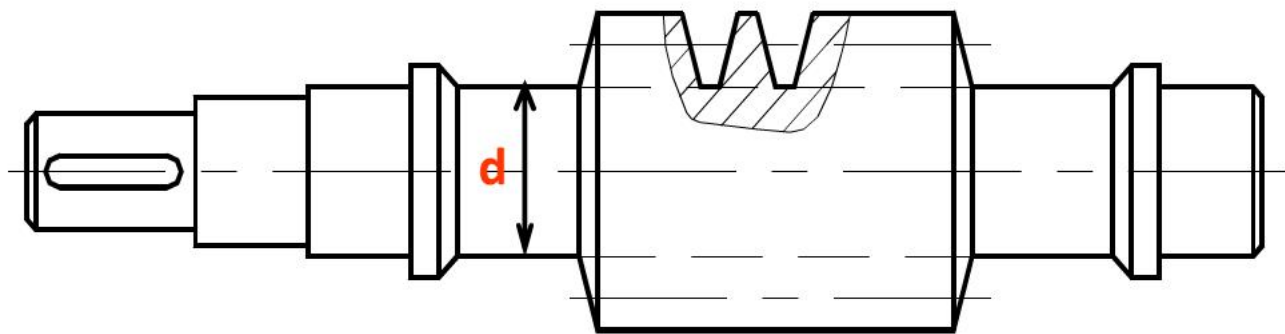
### 1) 蜗杆的结构

蜗杆螺旋部分的直径不大，所以常和轴做成一个整体。  
当蜗杆螺旋部分的直径较大时，可以将轴与蜗杆分开制作。



- 无退刀槽，加工螺旋部分时只能用铣制的办法

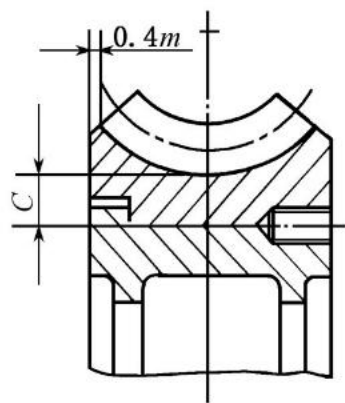




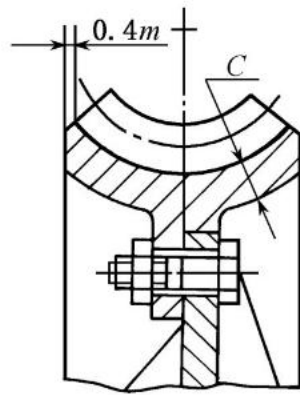
■ 有退刀槽，螺旋部分可用车制，也可用铣制加工，但该结构的刚度较前一种差。

当蜗杆齿根圆直径 $d_{f1}$ 与轴直径 $d$ 之比 $d_{f1}/d \geq 1.7$ 时，才将蜗杆齿圈和轴分别制造，然后套装在一起。

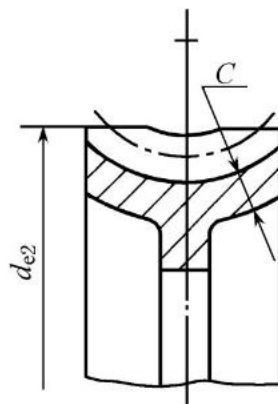
## 2) 蜗轮的结构



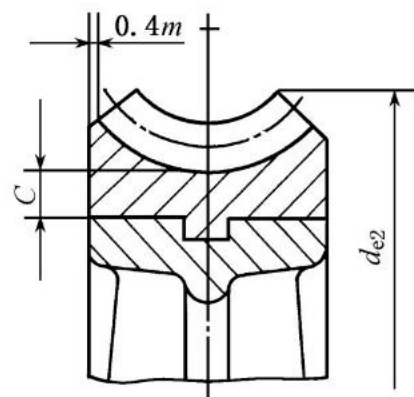
螺钉联接式



螺栓联接式



整体浇铸式



镶铸式