



石家莊鐵道大學  
SHIJIAZHUANG TIEDAO UNIVERSITY

在线开放课程

蜗杆传动

# 蜗杆传动的承载能力计算

主讲：李杰

# 目录

---



在线开放课程

一、蜗杆传动的受力分析

二、蜗杆传动的强度计算

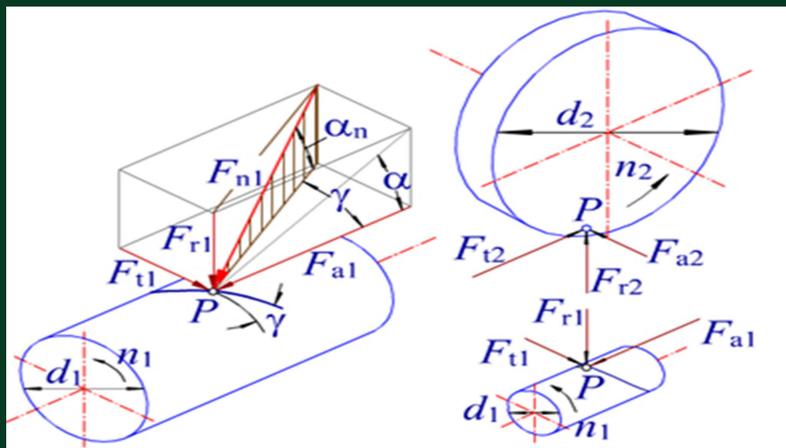
三、蜗杆传动的刚度计算

四、小结

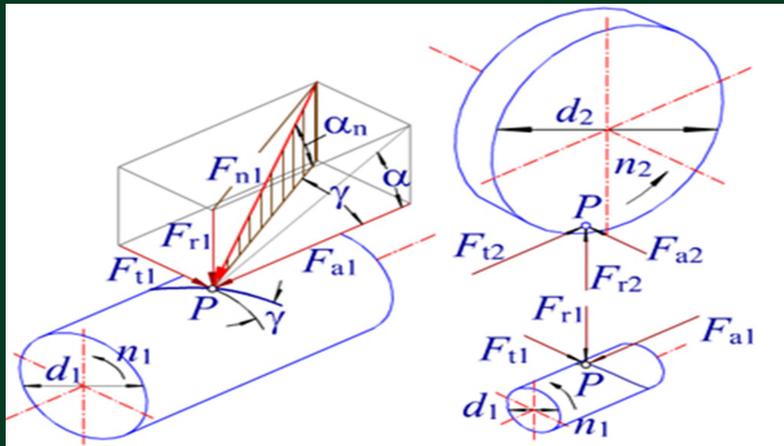
# 一、蜗杆传动的受力分析

蜗杆传动的受力分析与斜齿圆柱齿轮相似，作用在齿面上的法向压力 $F_n$ 仍可分解出径向力 $F_r$ 、圆周力 $F_t$ 和轴向力 $F_a$ 。

作用在蜗杆上的轴向力等于蜗轮上的圆周力；蜗杆上的圆周力等于蜗轮上的轴向力；蜗杆上的径向力等于蜗轮上的径向力。这些对应力的数值相等，方向彼此相反。它们以下的关系。



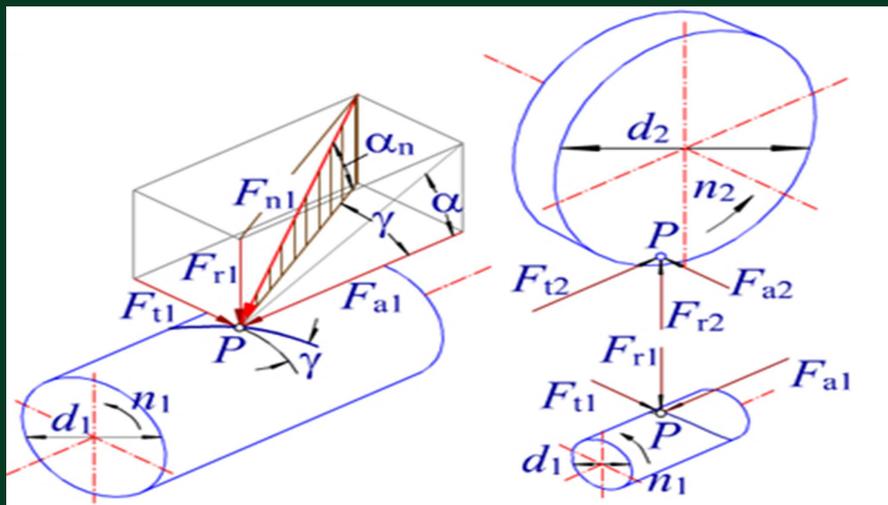
# 一、蜗杆传动的受力分析



$$\left. \begin{aligned} F_{t2} &= \frac{2T_2}{d_2} = F_{a1} \\ F_{a2} &= F_{t2} \tan(\gamma \pm \rho_v) \approx F_{t1} \\ F_{r2} &= F_n \sin \alpha_n \approx F_{t2} \tan \alpha_t = F_{r1} \end{aligned} \right\}$$

# 一、蜗杆传动的受力分析

上页式中， $T_2$ ——蜗轮工作转矩：蜗杆主动时， $T_2 = T_1 \mu \eta_1$ ，蜗轮主动时， $T_2 = T_1 \mu / \eta_1$ ； $T_1$ ——蜗杆工作转矩； $\eta_1$ ——传动啮合效率； $\rho_v$ ——当量摩擦角， $\tan \rho_v = \mu_v = \mu \cos \alpha_n$ ； $\mu$ ——摩擦系数； $\alpha_n$ ——蜗轮法向压力角； $\alpha_t$ ——蜗轮端面压力角。计算 $F_{a2}$ 时，蜗杆主动取正号，蜗轮主动取负号。



# 一、蜗杆传动的受力分析

法向力：

$$F_n = \frac{F_{t2} \cos \rho_v}{\cos \alpha_n \cos(\gamma \pm \rho_v)} \approx \frac{F_{t2}}{\cos \alpha_n \cos \gamma} = \frac{2T_2}{d_2 \cos \alpha_n \cos \gamma}$$

一般 $\rho_v$ 较小，忽略摩擦力 $F_n$ 的计算误差不大。将近似式代入 $F_{r2}$ 的计算式就可以得到 $F_{r2}$ 的近似式。



# 一、蜗杆传动的受力分析

蜗杆传动中的作用力的方向判断：

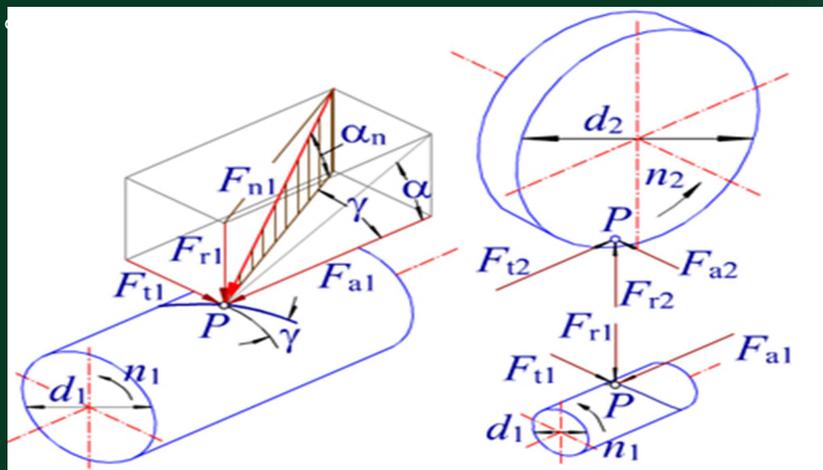
在线开放课程

当蜗杆为主动件（多数情况如此），判断上述六个力的方向：

- 蜗杆上的圆周力的方向与蜗杆齿在啮合点的运动方向相反；
- 蜗轮上的圆周力的方向与蜗轮齿在啮合点的运动方向相同；
- 径向力的方向在蜗杆、蜗轮上都是由啮合点分别指向轴心。

当蜗杆的回转方向和螺旋方向已知时，蜗轮的回转方向可根据螺旋副的运动规律来确定。

蜗杆传动受力方向判定：  
主动轮左右手定则



# 一、蜗杆传动的受力分析

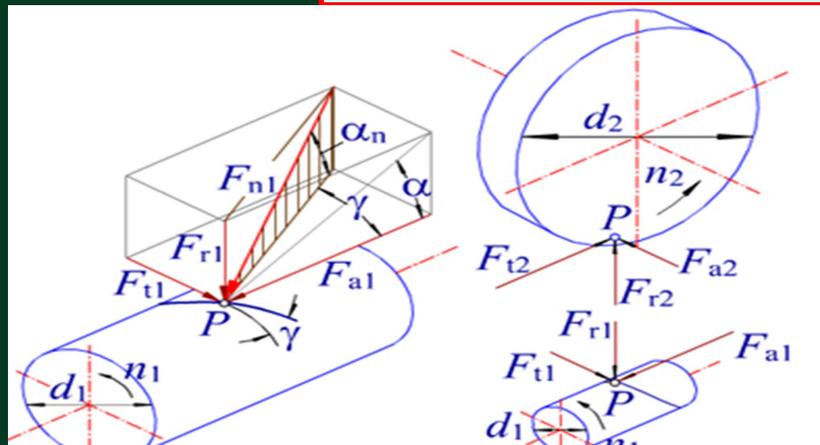
## 力的大小

$$F_n \begin{cases} Fr \\ F' \end{cases} \begin{cases} F_t \\ F_a \end{cases}$$

$$F_{t1} = F_{a2} = \frac{2 T_1}{d_1}$$

$$F_{a1} = F_{t2} = \frac{2 T_2}{d_2}$$

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{a1} \operatorname{tg} \alpha = F_{t2} \operatorname{tg} \alpha$$



# 一、蜗杆传动的受力分析

力的方向

$F_t$   
 $F_r$  } 同直齿轮

$F_a$  主动轮  $F_{a1}$  左右手法则  
从动轮  $F_{a2}$   $\vec{F}_{a2} = -\vec{F}_{t1}$

注意

- ①判断轴向力时：左右手法则只适用于**主动件**。
- ②判断蜗轮转向时，先判断蜗杆的轴向力 $F_{a1}$ ，然后确定蜗轮的圆周力 $F_{t2}$ ， $F_{a1} = -F_{t2}$ ，蜗轮转向与 $F_{t2}$ 方向相同。
- ③作用力与反作用力的关系：

$$\vec{F}_{t1} = -\vec{F}_{a2} \quad \vec{F}_{a1} = -\vec{F}_{t2} \quad \vec{F}_{r1} = -\vec{F}_{r2}$$

## 二、蜗杆传动的强度计算



在线开放课程

蜗杆传动的强度计算主要为齿面接触、轮齿弯曲疲劳强度计算。在这两个计算中，蜗轮轮齿都是薄弱环节。

**闭式传动：**传动尺寸主要取决于齿面的接触疲劳强度以防止齿面的点蚀和胶合，但须校核轮齿的弯曲疲劳强度。

**开式传动，**传动尺寸主要取决于轮齿的弯曲疲劳强度，毋须进行齿面疲劳强度计算。

此外，蜗杆传动还须进行蜗杆挠度和传动温度的计算，两者都是验算性质的。

在进行蜗杆强度计算之前，除应知道传动功率和载荷性质、转速及其变动的情况等数据外，还要知道其他一些情况，如蜗杆主动或被动，蜗杆上置或下置，蜗杆齿形，环境通风状况，允许传动最高温度等。



## 二、蜗杆传动的强度计算

### — 1. 蜗轮齿面接触疲劳强度计算

校核式

$$\sigma_H = Z_E Z_\rho \sqrt{\frac{KT_2}{a^3}} \leq [\sigma_H]$$

1.  $Z_\rho$ ---接触系数，查图。
2.  $K = K_A K_V K_\beta$
3. 主要校核胶合强度时， $[\sigma_H]$ 与应力循环次数无关，可查表11-6。

## 二、蜗杆传动的强度计算



在线开放课程

### — 1. 蜗轮齿面接触疲劳强度计算

设计式 
$$a \geq \sqrt[3]{KT_2 \left( \frac{Z_E Z_\rho}{[\sigma_H]} \right)^2}$$

1. 注意 $a$ 与传动比之间的关系。

## 二、蜗杆传动的强度计算

式中  $Z_\rho$  —— 接触系数

$Z_E$  —— 材料弹性影响系数

$K$  —— 载荷系数  $K = K_A K_V K_\beta$

$[\sigma]_H$  —— 蜗杆的许用接触应力，分二种情况

★对灰铸铁及铸铝铁青铜 ( $\sigma_B \geq 300 \text{ MPa}$ ) 易胶合

$[\sigma]_H$  与  $V_s$  有关 而与  $N$  无关

★对铸青铜 ( $\sigma_B < 300 \text{ MPa}$ ) 易点蚀

$[\sigma]_H$  与  $N$  有关

$$[\sigma]_H = K_{HN} \cdot [\sigma]'_H \quad K_{HN} = \sqrt[8]{\frac{10^7}{N}}$$

## 二、蜗杆传动的强度计算

### – 2. 蜗轮齿根弯曲疲劳强度计算

校核式 
$$\sigma_F = \frac{1.53 KT^2}{d_1 d_2 m} Y_{Fa2} Y_\beta \leq [\sigma_F]$$

设计式 
$$m^2 d_1 \geq \frac{1.53 KT^2}{z_2 [\sigma_F]} Y_{Fa2} Y_\beta$$

设计式计算出的 $m^2 d_1$ 值，查表确定标准的 $m$ 和 $q$ 。

$Y_{Fa2}$  -- 蜗轮齿形系数      按  $Z_v = Z_2 / \cos^3 \gamma$  查

$Y_\beta$  -- 螺旋角影响系数       $Y_\beta = 1 - \gamma / 1200$

$[\sigma]_F$  -- 蜗轮许用弯曲应力      有对称与脉动之分

### 三、蜗杆传动的刚度计算

蜗杆轴的挠曲主要是由圆周力和径向力造成的，轴向力的影响可以忽略。圆周力和径向力在轴的啮合部分的最大挠度可以按照下式近似计算为：

$$y = \frac{\sqrt{F_{t1}^2 + F_{r1}^2}}{48EI} L'^3 \leq [y]$$

式中， $I$ ——蜗杆轴中间截面得惯性距； $L'$ ——两支撑间得距离； $[y]$ ——最大许用挠度；淬火蜗杆取0.004m，调质蜗杆取0.01m， $m$ 为模数。

# 小结

---



在线开放课程

- 1、蜗杆传动的受力分析
- 2、蜗杆传动的强度计算
- 3、蜗杆传动的刚度计算