

# 总论

机械：机器与机构的总称

构件：机械中的独立的运动单元

运动副：两构件直接接触形成的可动联接

运动链：两个或多个构件以运动副联接而成的系统

机架：相对静止的构件

机构：有一个机架的运动链 = 机架 + 原动件 + 从动件

零件：加工单元<sup>(制造)</sup> 部件：装配单元

机件：功能单元，零部件的总称

机器：一个或一组有用的机构，由零部件组成，用来传递/变换能量/物料/信息

回转副、移动副 —— 面接触

高副 —— 点接触或线接触

自由度：确定各构件相对位置所需的独立参数数目

机构具有确定相对运动的条件：主动件数目 = 自由度数目

$$F = 3n - 2P_L - P_H$$

① 复合铰链：回转副数 = 构件数 - 1 ; 虚约束：改善受力情况、提高机构刚性

② 局部自由度：算前去掉 ; 消除运动不确定性

③ 虚约束：算前去掉 ;

高副低代：① 自由度不变 ② 0、1、2 阶运动特性不变

折杆组：封闭多边形最大边数 = 杆组级别 = 机构级别

三心定理：相互作平面运动的三构件间的三个相对瞬心必共线。

机件主要失效形式：

塑性变形甚至断裂 (强度  $\sigma < [\sigma]$ )

弹性变形过大 (刚度  $y < [y]$ )

表面磨损或胶合或打滑 (耐磨性  $p_v < [p_v]$ )

强烈振动 (振动稳定性  $f < [f]$ )

温升过高 (耐热性  $t < [t]$ )

• [许用应力] = 极限应力 / 安全系数      安全系数:  $S = S_1 \cdot S_2 \cdot S_3$

应力幅  $\sigma_a = (\sigma_{\max} - \sigma_{\min})/2$     平均应力  $\sigma_m = (\sigma_{\max} + \sigma_{\min})/2$     循环特征  $r = \sigma_{\min} / \sigma_{\max}$

• 相对运动图解法

铰链四杆机构:

曲柄摇杆、双曲柄、双摇杆

杆长条件: [存在整转副的必要条件]

· 构成回转副的两边中有一边是最短边(之一)

· 最短边与最长边长度之和 不大于 另外两边长度之和

双摇杆机构: 杆长条件不满足

·  $l_{\min} + l_{\max} > l_{\text{left1}} + l_{\text{left2}}$  : 双摇杆

·  $l_{\min} + l_{\max} \leq l_{\text{left1}} + l_{\text{left2}}$

最短杆邻杆为机架: 曲柄摇杆.

最短杆为机架: 双曲柄

最短杆对面为机架: 双摇杆



行程速比系数  $K$        $K = \frac{180^\circ + \theta}{180^\circ - \theta}$        $\theta = \frac{K-1}{K+1} 180^\circ$  (急回特性)

压力角  $\alpha$  传动角  $\gamma$        $\alpha + \gamma = 90^\circ$

死点位置  $\gamma = 0$ .

转换机架法.

## 凸轮传动

基圆半径  $r_0$  推程中远休止  $\phi_s$  回程中近休止  $\phi_s'$

刚性冲击:  $a = \infty$

柔性冲击:  $\frac{da}{dt} = \infty$



伪速度  $|OP| = \frac{ds}{d\delta}$

$\alpha$  压力角为凸轮的从动件的作用力方向与从动件尖底速度方向夹的锐角。

适当的偏置可以减少工作行程的压力角。

# 齿轮

## 齿廓啮合基本定律

K 啮合点, P 节点:  $\omega_1 |O_1P| = \omega_2 |O_2P|$

$$\text{传动比: } i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{|O_2P|}{|O_1P|}$$

定传动比的条件:

过啮合点的公法线与两齿轮的连心线交于定点.



渐开线的性质:

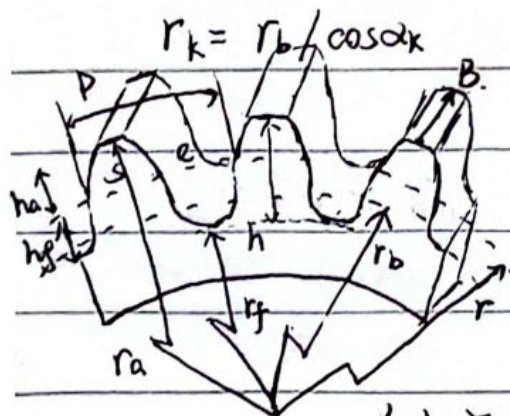
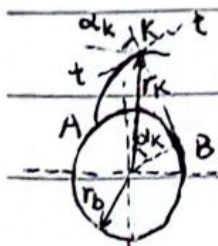
①  $|KB| = \overset{\frown}{AB}$ , 公法线定长.

② KB 与基圆相切

③ B 点是 K 点处曲率中心

④ 渐开线形状完全由基圆确定.

⑤ 基圆内无渐开线.



$$\text{inv } \alpha_k = \text{tg } \alpha_k - \alpha_k$$

齿顶圆 齿数 Z

分度圆半径 r 基圆半径  $r_b$

压力角  $\alpha$ :  $r_b = r \cos \alpha$

齿顶圆半径  $r_a$  齿根圆半径  $r_f$

全齿高 h 齿顶高  $h_a$  齿根高  $h_f$

齿距 p 齿厚 s 齿槽宽 e

$$\text{法向齿距 } p_n = p_b = p \cos \alpha$$

分度圆周长  $= \pi d = zp$ .

分度圆直径  $d = zp/\pi = mz$  (定义模数  $m = p/\pi$ )

· 任意圆上的参数要用下标  $k$  表示, 比如:

$$p_k = s_k + e_k = m_k \pi, \quad r_k = r_b / \cos \alpha_k$$

· 节圆上的参数要用上标  $'$  表示:

$$p' = s' + e' = m' \pi, \quad r' = r_b / \cos \alpha' \quad \alpha' \text{ 又称啮合角}$$

### 标准直齿轮几何参数

$$s = e = p/2 = m\pi/2$$

$$h_a = h_a^* \cdot m \quad d_a = d + 2h_a = (z + 2h_a^*)m$$

$$h_f = (h_a^* + c^*)m \quad d_f = d - 2h_f = (z - 2h_a^* - 2c^*)m$$

$$h = (2h_a^* + c^*)m$$

$$h_a^* = 1 \quad c^* = 0.25 \text{ (正常齿制)} \quad h_a^* = 0.8 \quad c^* = 0.2 \text{ (短齿制)}$$

标准齿条齿廓上各点的压力角都相等, 其大小等于齿廓的倾斜角, 称为齿形角

一对齿轮正确啮合的条件: 模数与压力角分别相等

$$m_1 = m_2 = m; \quad \alpha_1 = \alpha_2 = \alpha$$

### 中心距与啮合角函数方程

$$a' \cos \alpha' = a \cos \alpha \quad a \text{ 与 } a' \text{ 分别为标准齿轮传动的中心距}$$

$$\text{重合度 } \varepsilon = \frac{B_1B_2}{P_b} = \frac{ED}{P_b} = \frac{1}{2\pi} [z_1(\tan \alpha_{a1} - \tan \alpha') + z_2(\tan \alpha_{a2} - \tan \alpha')] \geq 1$$

保证连续传动的条件:  $\varepsilon \geq 1$

齿轮与齿条啮合时  $\alpha' = \alpha$ 。齿轮分度圆始终与节圆重合。

· 标准安装时齿条与其分度线重合 (齿条的节线)。

· 非标准安装时齿条线与其分度线不重合。

不发生根切的最小齿数  $z_{\min} = \frac{2h_a^*}{\sin^2 \alpha}$

变位齿轮:

$x_m$  变位量;  $x$  变位系数

$x > 0$  正变位  $x < 0$  负变位  $x = 0$  标准齿轮

防止根切的最小变位系数

$$x_{\min} = h_a^* (z_{\min} - z) / z_{\min}$$

齿轮无侧隙啮合方程式:

$$\operatorname{inv} \alpha' = 2 \operatorname{tg} \alpha (x_1 + x_2) / (z_1 + z_2) + \operatorname{inv} \alpha$$

变位系数和:

$$x_1 + x_2 = \frac{\operatorname{inv} \alpha' - \operatorname{inv} \alpha}{\operatorname{tg} \alpha} (z_1 + z_2)$$

若  $a'$  为两齿轮作无侧隙啮合时的中心距,  $a$  为标准中心距。

中心距变动系数  $y = \frac{1}{2} (z_1 + z_2) \left( \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha'} - 1 \right)$

$$a' = a + ym$$

要使两变位齿轮作无侧隙啮合, 又要保证标准顶隙, 需要将两轮的齿顶减短一些,  $\sigma m$ 。

齿顶高变动系数  $\sigma = (x_1 + x_2) - y$ 。

实际齿顶高  $h_{ai} = h_a^* m + x_i m - \sigma m = (h_a^* + x_i - \sigma) m \quad i=1, 2$

实际齿根高  $h_{fi} = (h_a^* + c^* - x_i) m \quad i=1, 2$

$$d_{ai} = d_i + 2h_{ai} \quad d_{fi} = d_i - 2h_{fi}$$

标准尺轮  $z_1, z_2 \geq z_{\min}$

$$a' = a \quad \alpha' = \alpha \quad y = 0 \quad \sigma = 0$$

等齿距变位齿轮传动

$$x_1 = -x_2 \quad a' = a \quad \alpha' = \alpha \quad y = 0 \quad \sigma = 0$$

$$z_1 + z_2 \geq 2z_{\min}$$

不等齿距变位齿轮传动

$$\text{正传动 } x_1 + x_2 > 0 \quad a' > a \quad \alpha' > \alpha$$

$$\text{负传动 } x_1 + x_2 < 0 \quad a' < a \quad \alpha' < \alpha$$

正传动优点:

- ①  $z_1 + z_2$  可小于  $2z_{\min}$ , 减少机构尺寸
- ② 减轻轮齿磨损
- ③ 轮齿弯曲强度和接触强度都得到提高
- ④ 可配凑给定的中心距

缺点

- ① 须成对设计、制造和使用, 互换性差
- ② 重合度减小较多

负传动优点

- ① 可配凑给定的中心距
- ② 重合度略有增加

缺点

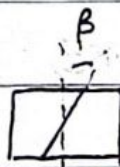
- ① 须成对设计、制造和使用, 互换性差
- ② 两轮齿根滑动系数增大, 使磨损加剧
- ③ 轮齿弯曲强度和接触强度都有所降低

直齿齿轮在进入啮合和退出啮合时,理论上是以整个齿宽同时进入和退出的突然加载和突然卸载,使得传动平稳性较差. 冲击、振动和噪音较大.

$$W_k = (K-1)p_b + S_b$$



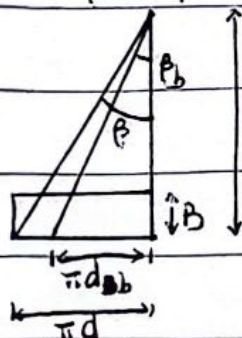
左旋



右旋

斜齿轮

$\beta$ : 斜齿圆柱齿轮分度圆柱上的螺旋角. 简称斜齿轮的螺旋角.



$\beta_b$  基圆螺旋角  $\beta$  分度圆螺旋角

$l$  螺旋线导程

$d$  分度圆直径

$d_b$  基圆直径

$$\tan \beta_b = \frac{\pi d_b}{l}$$

$$\tan \beta = \frac{\pi d}{l}$$

$$d_b = d \cos \alpha_t$$

$$\text{于是, } \tan \beta_b = \tan \beta \cos \alpha_t$$

规定斜齿轮法面上的参数为标准值.

法面下标用  $n$ . 端面下标用  $t$ .

$$p_n = p_t \cos \beta$$

$$m_n = m_t \cos \beta$$

$$\text{压力角: } \tan \alpha_n = \tan \alpha_t \cos \beta$$

$$\text{分度圆直径 } d = z m_t = z m_n / \cos \beta$$

$$\text{变位量 } \Delta r = x_t m_t = x_n m_n \quad \text{端面变位系数 } x_t \quad \text{法面变位系数 } x_n$$

$$h_a = m_n (h_{an}^* + x_n) \quad h_f = m_n (h_{fn}^* + C_n^* - x_n)$$

$$S_n = \left( \frac{\pi}{2} + 2x_n \tan \alpha_n \right) m_n \quad S_t = \left( \frac{\pi}{2} + 2x_t \tan \alpha_t \right) m_t$$

斜齿轮正确啮合条件: 外啮合  $\beta_1 = -\beta_2$  (大小相等方向相反)

内啮合  $\beta_1 = \beta_2$

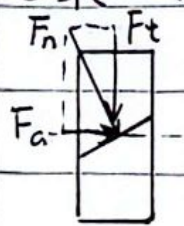
$$m_{n1} = m_{n2} \quad \text{与} \quad \alpha_{n1} = \alpha_{n2}$$

$$\text{总重合度 } \varepsilon_\gamma = \varepsilon_\alpha + \varepsilon_\beta \quad \text{端面重合度} + \text{轴面重合度}$$

当量齿数  $Z_v = Z / \cos^3 \beta$       不发生根切:  $Z_{vmin} = Z_{vmin} \cos^3 \beta$

斜齿齿轮优点:

- ① 啮合性能好, 传动平稳, 噪音小, 制造误差对传动的影响小.
- ② 重合度大, 降低每对轮齿的载荷, 提高承载能力, 延长齿轮的寿命, 传动平稳.
- ③ 最小根切齿数少, 结构更紧凑.

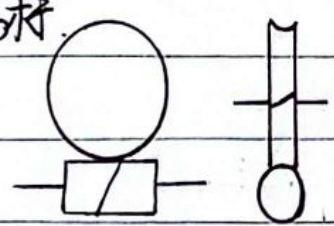


$F_a$  轴向推力  $F_t$  圆周力.

$F_a = F_t \tan \beta$ .

· 锥齿轮

· 蜗杆

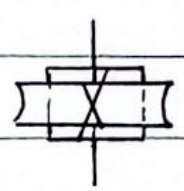


右/左旋蜗杆:

伸出右/左手, 四指顺蜗杆转向.

蜗轮在切点的速度方向与拇指

指向相反.



传动比  $i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{Z_2}{Z_1}$

直径系数  $q = \frac{d_1}{m}$        $\tan \lambda = \frac{Z_1}{q}$

## 传动设计.

工作形式 ①开式传动 ②闭式传动.

## 失效形式

- ①轮齿折断 提高齿根弯曲强度; 改进热处理方式
- ②齿面点蚀 提高齿面接触强度; 增加润滑油粘度
- ③齿面胶合 提高齿面硬度; 减小齿面粗糙度; 增加润滑油粘度; 加抗胶合添加剂
- ④齿面磨损 减小齿面粗糙度; 改善润滑条件
- ⑤齿面塑性变形 提高齿面硬度; 增加润滑油粘度

· 传动准确性, 传动平稳性, 载荷分布均匀性.

圆周力  $F_t = \frac{2T}{d_1}$  径向力  $F_r = F_t \tan \alpha$  轴向力  $F_a = F_t / \cos \alpha$

计算载荷:  $F_{nc} = K F_n = 2KT_1 / d_1 \cos \alpha$

## 齿面接触强度校核公式:

$$Z_E Z_H \sqrt{\frac{(u \pm 1)}{u} \frac{2KT_1}{b d_1^2}} \leq [\sigma_H] \text{ (MPa)} \quad +\text{外-内}, u = \frac{z_2}{z_1} = \frac{d_2}{d_1} \text{ 齿数比}$$

引入齿宽系数  $\psi_d = b/d_1$  得设计公式

$$d_1 \geq \sqrt{\left[ \frac{Z_E Z_H}{[\sigma_H]} \right]^2 \frac{(u \pm 1)}{u} \frac{2KT_1}{\psi_d}}$$

$Z_E$  弹性系数  $Z_H$  节点区域系数  $T_1$  最小齿轮转矩  $K$  载荷综合系数

$d_1$  小齿轮分度圆直径  $b$  轮齿接触宽度.

## 弯曲强度校核公式与设计公式

$$\frac{2KT_1 Y_F}{b m^2 z_1} \leq [\sigma_F] \quad ; \quad m \geq \sqrt[3]{\frac{2KT_1}{\psi_d z_1^2} \left( \frac{Y_F}{[\sigma_F]} \right)} \quad Y_F \text{ 复合齿形系数.}$$

软齿闭式, 先接后弯 硬齿闭式, 先弯后接

开式 弯

# 轮系

①定轴轮系 ②周转轮系 ③复合轮系

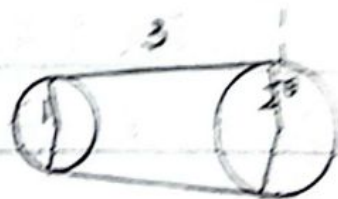
传动比  $i_{AB} = \frac{\omega_A}{\omega_B} = \pm \frac{z_B}{z_A}$

$i_{AB}^H = \frac{\omega_A - \omega_H}{\omega_B - \omega_H}$ , 转换轮系为定轴轮系

# 带传动

主动轮1 从动轮2 环形带3

安装时带被张紧在带轮上,产生的初拉力使得带与带轮之间产生压力,依靠摩擦力传动



中心距  $a$  包角  $\alpha = \pi \pm 2\theta$

带传动的张紧方法:

- ① 调整中心距 ② 采用张紧轮 ③ 自动张紧

受力:

静止时,  $F_1 = F_2 = F_0$

传动时, 有松边与紧边  $F_1 - F_0 = F_0 - F_2 \Rightarrow F_0 = \frac{F_1 + F_2}{2}$

$F = F_1 - F_2$  有效拉力即所能传递的圆周力

欧拉公式  $\frac{F_1}{F_2} = e^{f\alpha}$   $\alpha$  小轮

最大应力  $\sigma_{max}$  出现在紧边与小轮的接触处

紧边拉应力  $\sigma_1 = \frac{F_1}{A}$  松边拉应力  $\sigma_2 = \frac{F_2}{A}$  离心拉应力  $\sigma_c = \frac{\rho v^2}{A}$  ( $\rho$  为带密度)

弯曲应力  $\sigma_b = \frac{E \Delta y}{\rho_d}$   $\Delta y$  中性层到外层距离  $\rho_d$  带轮直径

$$\sigma_{max} = \sigma_1 + \sigma_c + \sigma_b$$

作用在轴上的力  $F_d = 2F_0 \sin \frac{\alpha}{2}$  (静止时)

$$\text{变形量 } \epsilon_i = \frac{F_i}{AE}$$

弹性滑动: 主动轮, 带速落后于轮速

从动轮, 带速超前于轮速

总有  $v_2 < v_1$

$$\text{滑动率 } \epsilon = \frac{v_1 - v_2}{v_1} = \frac{d_1 n_1 - d_2 n_2}{d_1 n_1}$$

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1(1-\epsilon)}$$

$$V_{带} \epsilon = 0.01 \sim 0.02$$

带轮: 实心式 腹板式 轮辐式

同步带传动 无相对滑动, 传动比恒定

带轮直径过小, 带的弯曲应力大寿命降低

# 链传动

瞬时传动比不是常数 有冲击和噪声

链条组成: 销轴, 滚子, 套筒, 内链板, 外链板

链条的节距  $p$

链条通常采用偶数节, 以便采用过渡链节

平均传动比为  $i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1}$

速度的垂直量为导致振动

滚子链的失效形式:

- ① 链板疲劳破坏 ② 滚子、套筒的冲击疲劳破坏
- ③ 销轴与套筒铰链的胶合 ④ 链条铰链磨损 ⑤ 过载拉断

正确

不正确

$i > 2$   
 $a < 30 \sim 50p$



有时紧边在上

还是在下部

可以正常工作

$i > 2$   
 $a < 30p$



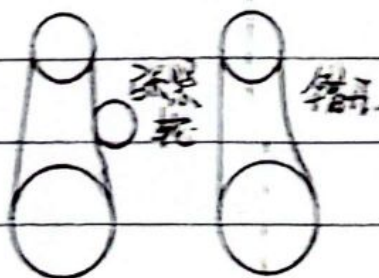
两轮轴不在同一水平面

紧边在下部

$i < 1.5$   
 $a > 60p$



$i < 1.5$   
注意



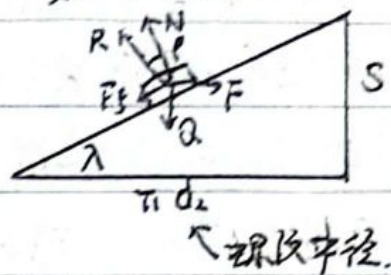
## 螺旋传动.

螺旋运动方程  $l = \frac{s}{2\pi} \varphi = \frac{nP}{2\pi} \varphi$        $S$  导程  $n$  头数  $P$  螺距.

· 旋转为输入运动时 (相当于螺纹拧紧).

$F$  驱动力,  $Q$  为阻力

$$\eta = \frac{\tan \lambda}{\tan(\lambda + \rho)}$$



· 轴向运动为输入运动时 (相当于螺纹放松).

$Q$  驱动力,  $F$  为阻力

$\rho$  摩擦角.  
 $\lambda$  导程角

$$\eta^* = \frac{\tan(\lambda - \rho)}{\tan \lambda}$$

对于非矩形螺纹, 将  $\rho$  用当量摩擦角  $\rho_v$  代替.

· 螺纹副自锁的充要条件  $\lambda \leq \rho_v$  ( $\eta^* \leq 0$ )

自锁时拧紧螺纹的效率  $\eta \leq 50\%$ .

## 滚珠丝杠

① 摩擦损失小, 效率高 ② 磨损很小, 传动精度高.

① 结构复杂, 制造困难 ② 有些机构为了防止逆转需另加自锁机构.

## 其它常用机构

· 棘轮机构：摆杆往复摆动，棘爪推动棘轮间歇转动

· 槽轮机构：将连续回转变换为间歇转动

槽轮的运动时间总是小于其静止时间的（只有一个圆销）。

总的运动时间  $t = 2\pi/\omega$ ，槽轮运动时间  $t_d = 2\alpha_1/\omega$ ，

$$\text{运动系数 } \tau = \frac{t_d}{t}$$

$$\tau = n(\frac{1}{2} - \frac{1}{z})$$

$$n \leq \frac{2z}{z-2}$$

槽数  $z$ ，圆销数  $n$ 。

· 不完全齿轮机构

· 万向铰链机构

① 单万向铰链机构，轴间角为  $\alpha$ ：

两轴平均传动比为 1，但瞬时传动比是动态变化的。

$\omega_2$  的变化范围： $\omega_1 \cos \alpha \leq \omega_2 \leq \omega_1 / \cos \alpha$

② 双万向铰链机构。

安装要求 1) 主动、从动、中间三轴共面

2) 主动轴、从动轴的轴线与中间轴的轴线之间的夹角应相等

3) 中间轴两端的叉面应在同一平面内。

# 联接

|       |       |       |       |
|-------|-------|-------|-------|
| 矩形螺纹  | 三角螺纹  | 梯形螺纹  | 锯齿形螺纹 |
| 只用于传动 | 只用于联接 | 传动最常用 | 仅单向传动 |

• 三角螺纹  $d$  大径(公称)  $d_1$  小径  $d_2$  中径

## 提高螺纹联接强度的措施

- ① 改善螺纹牙间的载荷分布
- ② 减少或避免附加应力
- ③ 避免应力集中
- ④ 采用柔性螺栓

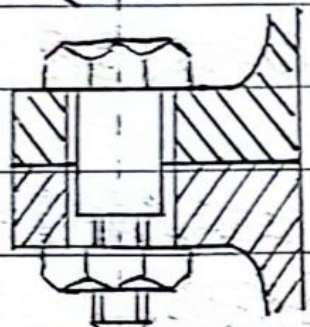
• 键联接 平键、半圆键、楔键、切向键

• 花键联接

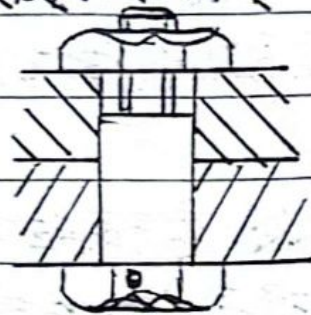
• 成形联接

• 销联接

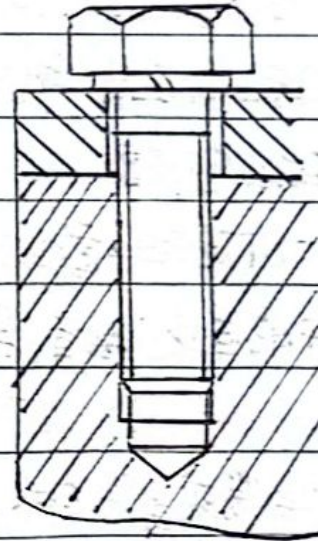
• 过盈联接



普通螺栓联接

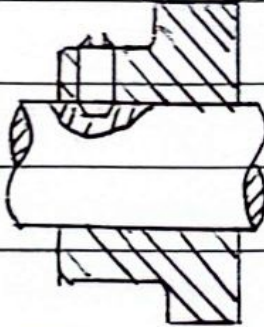


铰制孔螺栓联接

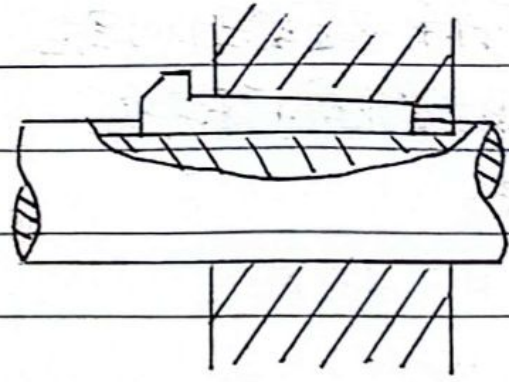


螺钉联接

双头螺栓联接



紧定螺钉联接



楔键联接

## 轴

· 转轴 — 传递扭矩又承受弯矩

· 传动轴 — 只传递扭矩

· 心轴 — 只承受弯矩

· 设计要求 ① 轴应便于制造，轴上的零件要易于装拆。

② 轴和轴上零件要有准确的工作位置。

③ 各零件要牢固而可靠地相对固定。

④ 改善应力状况，减小应力集中。

· 装零件的轴端应有倒角；需磨削的轴端有砂轮越程槽，与键配合的轴端应有退刀槽。

· 轴肩 — 所谓轴上截面变化之处；零件的轴向定位由轴肩或套筒来实现。

· 轴上零件的固定：轴肩、套筒、螺母或轴端挡圈来实现。

↳ 装在轴端上零件的固定。

无法采用套筒或套筒太长，可采用双圆螺母加锁固定。

· 轴向外小时可采用弹性挡圈或紧定螺钉来实现。

· 键槽在设计或同一加工完成。

# 滑动轴承

轴承的功用 ①支承轴及轴上零件,并保持轴的旋转精度

②减少转轴与支承之间的摩擦和磨损

摩擦状态: ①干摩擦 ②边界摩擦 ③液体摩擦

轴瓦及轴承衬材料:

要求①摩擦系数小

②导热性好,热膨胀系数小

③耐磨、耐腐蚀、抗胶合能力强

④有足够的机械强度和塑性

工程上用浇铸或压合的方法将两种不同的金属组合在一起,性能上取长补短

一、轴承合金(巴氏合金、白合金)

1) 锡基轴承合金

优点: 价小, 抗胶合性能好, 对油的吸附性强, 耐腐蚀性好, 容易跑合是优良的

轴承材料, 常用于高速、重载的轴承

缺点: 价格贵, 机械强度较差, 只能作轴承材料浇铸在钢、铸铁或青铜轴瓦上

2) 青铜

优点: 强度高, 承载能力大, 耐磨性和导热性都优于轴承合金

缺点: 可塑性差, 不易跑合, 相配的轴径必须淬硬

· 青铜可单独制成轴瓦, 也可以作为轴承衬浇铸在钢或铸铁轴瓦上

3) 具有特殊性能的轴承材料

含油轴承: 用粉末冶金法制作的, 具有多孔组织, 可储存润滑油, 可用于加油不方便场合

铸铁: 用于不重要、低速轻载轴承

橡胶轴承: 具有较大的弹性, 能减轻振动使运转平稳, 可用水润滑, 常用于潜水

泵、沙石清洗机、钻机等有泥沙的场合。

塑料轴承：具有摩擦系数低、可塑性、跑合性良好、耐磨、耐腐蚀、可用水、油及化学溶液等润滑的优点。

缺点：导热性差、膨胀系数大、容易变形。（可作轴承衬粘在金属轴瓦上使用）

动压油膜：因运动而产生的压力油膜。

形成动压油膜的必要条件：

- ①两工件之间的间隙必须有楔形间隙。
- ②两工件表面之间必须充满润滑油或其它液体。
- ③两工件表面必须有相对滑动速度，其运动方向必须保证润滑油从大截面流入小截面。

向心轴承动压油膜的形成过程：

静止 → 爬升 → 将轴抬起 → 质心左移 → 稳定运转

承载量公式  $F_R = \frac{\eta v B}{\psi} \phi_F$

$F_R$  径向载荷  $\phi_F$  承载量系数  $\eta$  动力粘度  $v$  线速度

$\psi = \Delta/d$  相对间隙  $\Delta = (D-d)$  直径间隙

$\phi_F$  与宽径比  $B/d$  与偏心率  $\lambda = e/(R-r)$  有关

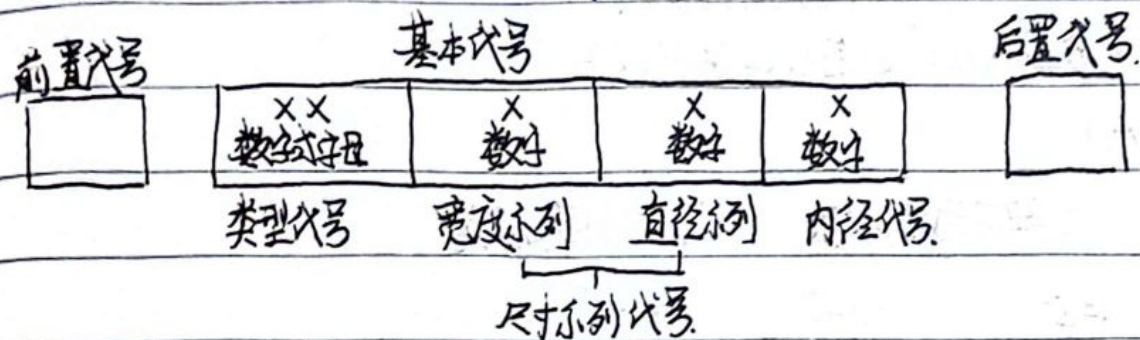
最小油膜厚度  $h_{min} = R-r-e = \Delta(1-\lambda)/2$

液体摩擦条件为  $K_s = h_{min}/(R_{z1} + R_{z2}) \geq 2$   $R_{z1}$  及  $R_{z2}$  分别为轴、轴瓦表面粗糙度。

# 滚动轴承

保持架的作用: 将滚动体分开.

接触角 $\alpha$ . 接触角 $\downarrow$  轴向承载能力 $\uparrow$



10000 调心球轴承    20000C 调心滚子轴承    30000 圆锥滚子轴承

50000 推力球轴承    60000 深沟球轴承    70000 角接触球轴承

80000 推力圆柱滚子轴承    N00000 圆柱滚子轴承    NA00000 / RNA00000 滚针轴承

宽度系列代号为0 - 一般省略不写.

| 内径代号  | 00 | 01 | 02 | 03 | 04~99         |
|-------|----|----|----|----|---------------|
| 内径/mm | 10 | 12 | 15 | 17 | 代号 $\times 5$ |

|        |    |                     | P6 P6x P5 P4 P2                                                            |
|--------|----|---------------------|----------------------------------------------------------------------------|
| 角接触球轴承 | B  | $\alpha = 40^\circ$ | $0 \rightarrow 6 \rightarrow 6x \rightarrow 5 \rightarrow 4 \rightarrow 2$ |
|        | C  | $\alpha = 15^\circ$ |                                                                            |
|        | AC | $\alpha = 25^\circ$ | 公差0级最低, 向右依次增高, 2级最高                                                       |
| 圆锥滚子轴承 | B  | 接触角 $\alpha$ 加大     |                                                                            |
|        | E  | 加强型                 |                                                                            |

滚动轴承失效形式 ①疲劳破坏 ②永久变形 ③胶合 ④内外圈和保持架破裂

轴承寿命  $L = (\frac{C}{P})^{\epsilon}$  或  $L_h = \frac{10^6}{60n} (\frac{C}{P})^{\epsilon}$

$P$  当量动载荷       $\epsilon$  寿命指数  $\begin{cases} 3 & \text{球轴承} \\ 10/3 & \text{滚子轴承} \end{cases}$

当  $t > 120^{\circ}\text{C}$  时,  $C$  要引入温度系数  $K_t$  进行修正.

$$P = K_p (X R + Y A)$$

$X$  径向载荷系数

$Y$  轴向载荷系数

$K_p$  动载荷系数

$\alpha = 15^{\circ}$

$\alpha = 25^{\circ}$

$\alpha = 40^{\circ}$

派生轴向力  $S$

$e R$

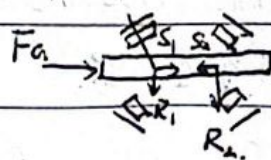
$0.68 R$

$1.14 R$

因此, 角接触轴承通常成对使用

放松端轴向力 = 内部派生轴向力

压紧端轴向力 = 其余轴向力代数和.



制动器、联轴器、离合器

· 联轴器：静态联接      离合器：动态联接

張寶田書

一、定义：高维线性方程，系数矩阵，一定的线性性，矩阵来描述线性方程

$J_e$  等效转动惯量

在等效构件上人为增加转动惯量  $J_F$

当  $J_e$  远小于  $J_F$  时, 可采用飞轮转动惯量的近似计算