

第三章 机械零件的强度

知识点:

一、基本概念

1. 最大应力 σ_{max} : 绝对值最大的应力

最小应力 σ_{min} $\left\{ \begin{array}{l} \text{与 } \sigma_{max} \text{ 符号相同时, 绝对值最小的应力} \\ \text{与 } \sigma_{max} \text{ 符号相反时, 绝对值最大的符号与 } \sigma_{max} \text{ 相反的应力.} \end{array} \right.$

$$\text{平均应力 } \sigma_m = \sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2}$$

$$\text{应力幅 } \sigma_a = \sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2}$$

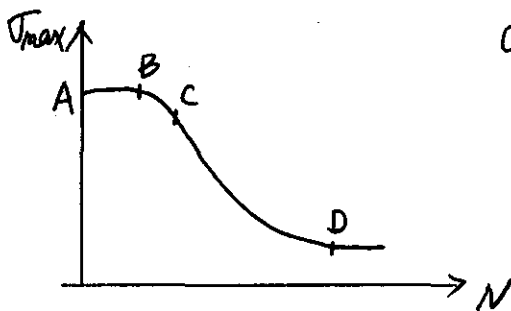
$$\text{循环特征(应力比)} r: r = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}} = \frac{\sigma_m - \sigma_a}{\sigma_m + \sigma_a} \quad (-1 \leq r \leq 1)$$

$r=1$ 时 静应力

$r=0$ 时 脉动循环

$r=-1$ 时 对称循环

二、两种疲劳曲线

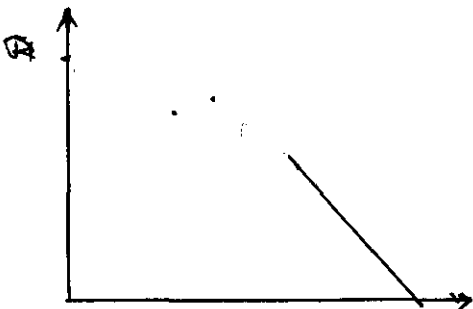


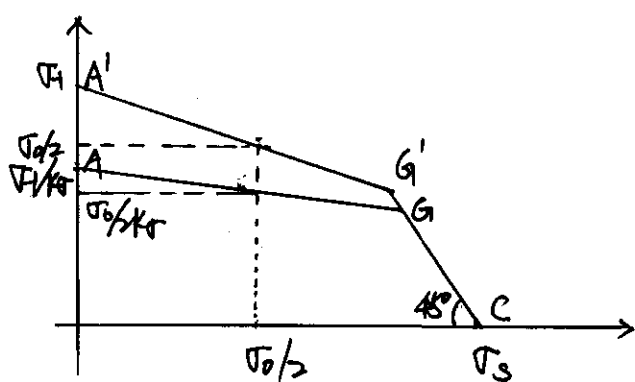
CD段有限疲劳寿命阶段:

$$\sigma_r^m \cdot N = \sigma_r^m \cdot N_0$$

N_0 : 循环基数

σ_r : 材料的疲劳极限.





极限应力线图 (要求会画)

$$\sigma_1 = K_t \cdot \sigma_a + \psi_\sigma \cdot \sigma_m$$

$$K_t = \frac{K_t}{\epsilon_\sigma \cdot \beta_2}$$

$$\psi_\sigma = \frac{2\sigma_1 - \sigma_0}{\sigma_0}$$

要记住。

K_t : 有效应力集中系数

ϵ_σ : 尺寸系数

β_2 : 强化系数

三、单个应力的等效转化:

一个非对称循环的一般应力, 已知 σ_a 、 σ_m 其等效的对称循环变应力为:

$$\sigma_{ad} = K_t \cdot \sigma_a + \psi_\sigma \cdot \sigma_m$$

其强度条件为:

$$S = \frac{\sigma_1}{\sigma_{ad}} = \frac{\sigma_1}{K_t \cdot \sigma_a + \psi_\sigma \cdot \sigma_m} \geq [S]$$

(1) $r = C$ 时 (题中不提条件时, 均指此类)

$$S = \frac{\sigma_1}{K_t \cdot \sigma_a + \psi_\sigma \cdot \sigma_m} \geq [S]$$

(2) $\sigma_m = C$

(3) $\sigma_{min} = C$

不记公式, 出题的话则为公式推导。

四、疲劳累积假说。

$$\text{数学表达式: } \sum_{i=1}^n \frac{n_i}{N_i} = 1 \quad (0.7 \sim 2.2)$$

条件：小于材料（持久）疲劳极限下的工作应力对材料的疲劳破坏不起作用
故对给定的诸应力中要舍掉那些 $\sigma_i < \sigma_{-1}$ 的应力。

0.7~2.2 的解粹：

初始疲劳裂纹的产生和扩展所需的应力水平是不同的。

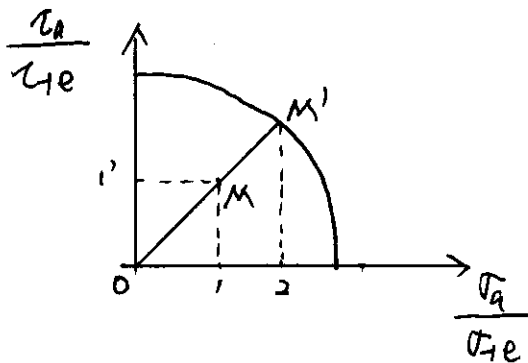
- (1) 采用递升的变应力时，前面施加的较小的应力不但没有使材料产生初始裂纹，反而对材料起了强化作用，致使结果 > 1
- (2) 递减的变应力，由于开始作用了最大的应力，引起了初始裂纹，虽然之后施加的应力较小，但仍能使裂纹扩展，对材料有削弱作用。

疲劳损伤累积假说的计算应力 σ_{ca}

$$\sigma_{ca} = \sqrt[m]{\frac{1}{N_0} \sum_{i=1}^n n_i \cdot \sigma_i^m} \quad \checkmark$$

强度条件：
$$S = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_{ca}} > [S]$$

五、双向应力疲劳强度



① 作图法：

$$S_{ca} = \frac{OM'}{OM} = \frac{0.2}{0.1}$$

量取 0.2, 0.1 的长

$$② S_{ca} = \frac{S_r \cdot S_c}{\sqrt{S_r^2 + S_c^2}}$$

$$S_r = \frac{\sigma_{-1e}}{\sigma_a} = \frac{1}{M \text{ 点横坐标}}$$

$$S_c = \frac{\sigma_{-1e}}{\sigma_a} = \frac{1}{M \text{ 点纵坐标}}$$

强度条件 $S_{ca} > S$

六 接触应力：

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{F}{B} \left(\frac{1}{\rho_1} \pm \frac{1}{\rho_2} \right)} \cdot Z_E$$

Z_E ：弹性影响系数

F ：作用于接触线上的总压力

B ：初始接触线长度

ρ_1, ρ_2 ：零件 1 和 2 在接触线处的曲率半径

“+”外接触 “-”内接触

例题: (历年试题 + 习题)

1. 某转轴所用材料的机械性能为: $\sigma_1 = 300 \text{ N/mm}^2$, $\tau_1 = 155 \text{ N/mm}^2$.

该轴工作时单向回转, 危险截面工作应力 $\sigma_{\max} = 90 \text{ N/mm}^2$, $\tau_{\max} = 124 \text{ N/mm}^2$ ($\psi_\sigma = \psi_\tau = 0.2$)

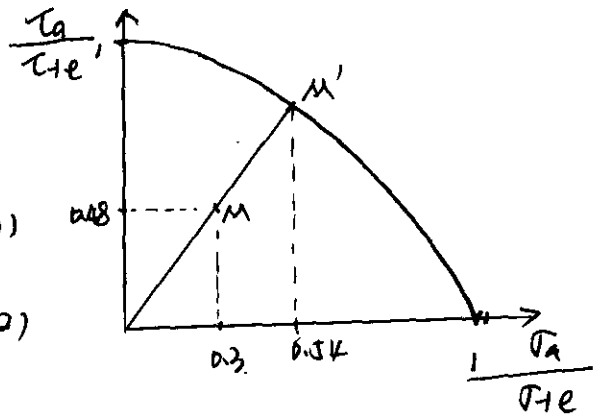
$K_\sigma = K_\tau = 1$, 求: S_{ca} , S_σ , S_τ (用作图法)

解: 单向回转时, 轴的正应力应按对称循环

计算 $\sigma_a = \sigma_{\max} = 90 \text{ MPa}$.

轴的切应力应按脉动循环计算 (不连续转动)

$$\tau_a = \frac{\tau_{\max}}{2} = \frac{\tau_{\max}}{2} (K_\tau + \psi_\tau) = \frac{124}{2} (1 + 0.2) = 74 \text{ MPa}$$



$$\sigma_{1e} = K_\sigma \cdot \sigma_1 = 300 \text{ MPa}$$

$$\tau_{1e} = K_\tau \cdot \tau_1 = 155 \text{ MPa}$$

$$\therefore \frac{\sigma_a}{\sigma_{1e}} = \frac{90}{300} = 0.3$$

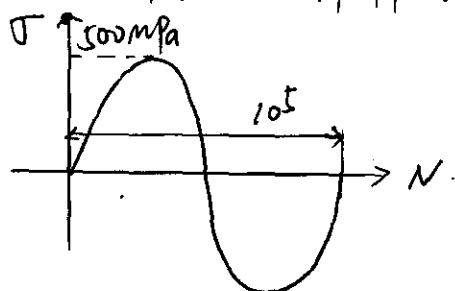
$$\frac{\tau_a}{\tau_{1e}} = \frac{74}{155} = 0.48$$

由作图法得 M 及 M' , $S_{ca} = \frac{OM'}{OM} = \frac{0.54}{0.3} = 1.8$ (量出来的)

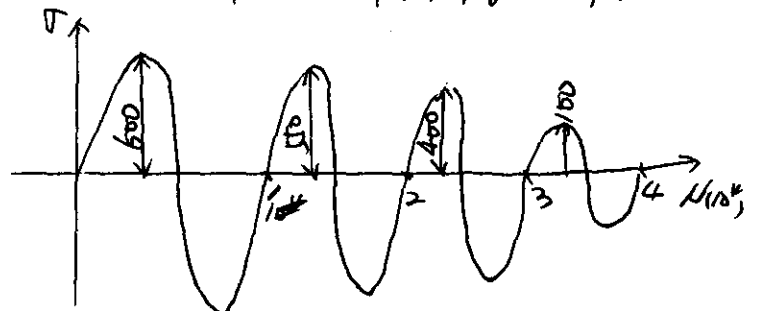
或 (不作图法) $S_\sigma = \frac{1}{0.3} = 3.33$, $S_\tau = \frac{1}{0.48} = 2.08$.

$$S_{ca} = \frac{S_\sigma \cdot S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}} = 1.79$$

2. 比较两种情况, 哪种对材料的破坏作用大 ($\sigma_1 = 350 \text{ MPa}$, $N_0 = 10^7$, $m = 6$)



a.



b.

计算对材料的破坏作用有四种办法

一、比较损伤率

$$a \text{ 的损伤率} = \sum_{i=1}^n \frac{n_i}{N_i} \quad \approx \quad b \text{ 的损伤率} = \sum_{j=1}^m \frac{n_j}{N_j}$$

二、比较等效应力

$$\sigma_{ca} = \sqrt[m]{\sum_{i=1}^n n_i \cdot \sigma_i^m}$$

解：(一) 比较计算应力

$$a) \sigma_{ca} = \sqrt[m]{\frac{1}{N_0} \sum_{i=1}^n n_i \cdot \sigma_i^m} = \sqrt[6]{10^7 \times 10^5 \times 500^6} = 232.1 \text{ MPa}$$

$$b) \sigma_{ca} = \sqrt[m]{\frac{1}{N_0} \sum_{i=1}^n n_i \cdot \sigma_i^m} = \sqrt[6]{10^7 \times 10^6 \times (600^6 + 550^6 + 400^6)} = 206.9 \text{ MPa}$$

\therefore A 的计算应力大于 b 的， \therefore A 的破坏程度大

(二) 比较损伤率

a) $\sigma = 500 \text{ MPa}$ 的最大作用次数 N_1

$$N_1 = N_0 \cdot \left(\frac{\sigma_1}{\sigma}\right)^m = 10^7 \times \left(\frac{350}{500}\right)^6 = 1.176 \times 10^6$$

$$\text{损伤率} = \frac{n_1}{N_1} = \frac{10^5}{1.176 \times 10^6} = 0.085$$

b) $\sigma_1 = 600 \text{ MPa}$ 下的最大作用次数 $N_1 = N_0 \cdot \left(\frac{\sigma_1}{\sigma}\right)^m = 3.94 \times 10^5$

$\sigma_2 = 550 \text{ MPa}$...

$$N_2 = 6.64 \times 10^5$$

$\sigma_3 = 400 \text{ MPa}$ 下 ...

$$N_3 = 4.48 \times 10^6$$

$$\text{损伤率} = \frac{n_1}{N_1} + \frac{n_2}{N_2} + \frac{n_3}{N_3} = 0.0427$$

\therefore a) 的破坏大。

3、某钢制零件 $m=9$ ，受非稳定对称循环应力作用，各级应力均大于材料的持久疲劳极限， $\sigma_1 = 500 \text{ MPa}$ ， $\sigma_2 = 450 \text{ MPa}$ ， $\sigma_3 = 400 \text{ MPa}$ ，循环次数 $n_1 = 2 \times 10^6$ ， $n_2 = 10^6$ ， $n_3 = 3 \times 10^6$ ，刚好破坏：

(1) 若 $\sigma = 500 \text{ MPa}$ 单独作用（稳定、对称循环），所能应用的次数 N 。

2) 若限制 $N = 6 \times 10^6$, 其相应的稳定对称循环应力 σ 为多少

解: $\sigma_1^m \cdot N_0 = \sum_{i=1}^n n_i \cdot \sigma_i^m = 5.45 \times 10^{30}$

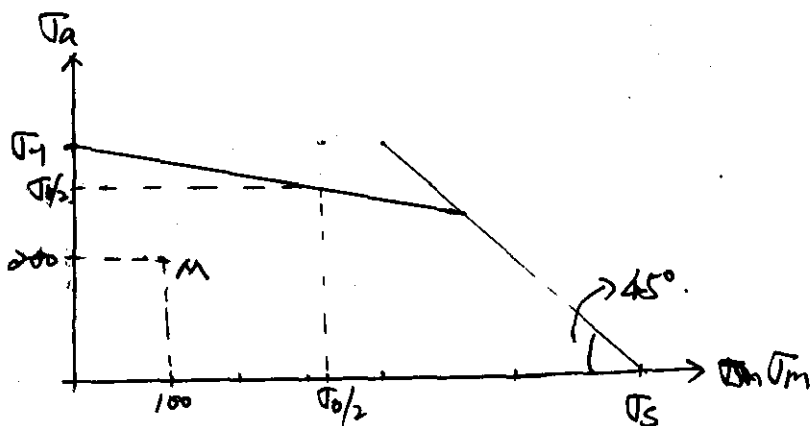
1) $5009 \cdot N_1 = N_0 \cdot \sigma_1^m$

$N_1 = 2.79 \times 10^6$

2) $\sigma_1^m N = \sigma_1^m N_0$

$\sigma = 459.2 \text{ MPa}$

4. $\sigma_B = 1000 \text{ MPa}$, $\sigma_S = 800 \text{ MPa}$, $\sigma_1 = 400 \text{ MPa}$, $\psi = 0.25$ 画出简化的极限应力线图。若 $\sigma_{\max} = 300 \text{ MPa}$, $\sigma_{\min} = -100 \text{ MPa}$, 在该图上标出点 M , 问是否位于安全区。



$\psi = \frac{2\sigma_1 - \sigma_0}{\sigma_0} \Rightarrow \sigma_0 = \frac{8}{3} \sigma_1 = 640 \text{ MPa}$

$\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2} = \frac{300 - 100}{2} = 100 \text{ MPa}$

$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} = 200 \text{ MPa}$

可知点 M 位于安全区内。

第五章 螺栓连接和螺旋传动

知识点：

一、单个螺栓的强度

1. 普通螺栓.

A. 松螺栓 $\sigma = \frac{4F}{\pi d^2} \leq [\sigma]$

B. 紧螺栓 $\sigma = \frac{4 \times 1.3 F_2}{\pi d^2}$

设计式

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4F}{\pi [\sigma]}}$$

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4 \times 1.3 F_2}{\pi [\sigma]}}$$

$$F_2 = F_1 + F$$

$$F_0 = F_1 + \frac{C_m}{C_b + C_m} \cdot F$$

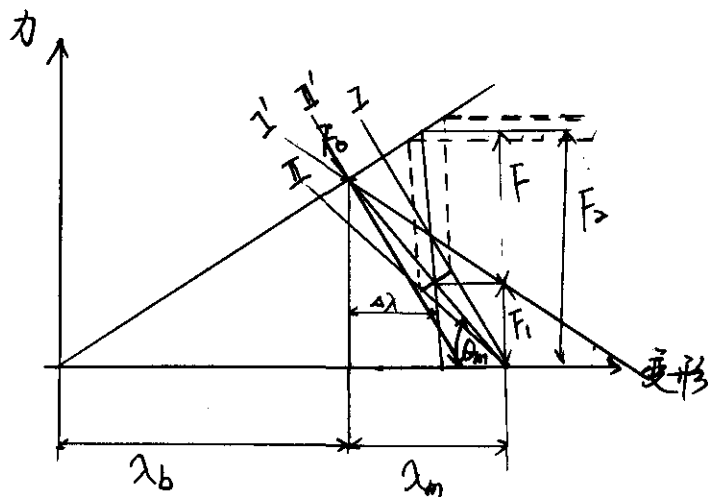
$$F_2 = F_0 + \Delta F = F_0 + \frac{C_b}{C_b + C_m} \cdot F$$

C_b = 螺栓刚度

C_m = 被连接件刚度

$\frac{C_b}{C_b + C_m}$: 螺栓相对刚度

$C = \frac{F}{\Delta}$ 变形单位长度所用的力



F_2 : 强度 — 总拉力.

F_1 : 密封 — 残余预紧力

螺栓受力介于 F_0 与 F_2 之间

零件连接的紧密型与强度是一个矛盾, 一个增加另一个就减少.

?
II 线为采用软垫片

I 线为采用硬垫片

在保持 II 作载为 F 不变时 I 的预紧力 F_1 增大, II 的预紧力 F_1 减小, 故保证强度的情况下, I 的密封性好;

I 的总拉力 F_2 增大, II 的总拉力 F_2 减小, 故保证密封的情况下, II 的强度好.

I', II' 在保持预紧力 F_1 不变时, 采用软垫片与硬垫片. 软垫片增大了 F_2 , F_1 , 增加连接紧密性.

硬垫片减小了 F_2 和 F_1 , 降低了连接紧密性.

2. 铰制孔螺栓连接

A. 挤压应力 $\sigma_p = \frac{F}{d_o \cdot L_{min}} \leq [\sigma_p]$

B. 剪切应力 $\tau = \frac{4F}{\pi d_o^2} \leq [\tau]$

注: ①普通螺栓承受横向载荷及转矩是靠接合面间的摩擦力来平衡载荷的。

②铰制孔螺栓承受横向载荷或转矩则是依靠螺栓螺杆被挤压

二、螺栓组中单个螺栓计算 (寻找受最大载荷的螺栓) 或剪切来实施的。

1. 受横向载荷 F_x 时

单个普通螺栓应具有预紧力 F_0

↓ 轴向拉力 F

$$F_0 - z \cdot i \geq K_s \cdot F_x \quad (\text{在有工作载荷 } F \text{ 时, 式中的 } F_0 \text{ 应变为 } F_1 \text{ 残余预紧力})$$

单个铰制孔所受的横向载荷

$$F = \frac{F_x}{z}$$

2. 螺栓组受扭矩作用时

单个普通螺栓应具有预紧力

r_i : 第 i 个螺栓轴线到螺栓组对称中心 O 连线距离。

$$F_0 \geq \frac{K_s T}{f \cdot \sum_{i=1}^z r_i} \quad (\text{在有工作载荷 } F \text{ 时, 式中的 } F_0 \text{ 应变为 } F_1 \text{ 残余预紧力})$$

单个铰制孔螺栓 (前提: 各螺栓所受工作剪力与该螺栓轴线到螺栓组对称中心 O 距离成正比)

$$F_{max} \geq \frac{r_{max} \cdot T}{\sum_{i=1}^z r_i^2}$$

$$\text{圆周分布时 } F_i = F_{max} = \frac{T}{r \cdot z}$$

3. 轴向拉力 F_z

单个普通螺栓所承受的工作载荷 F

$$F = \frac{F_z}{z}$$

此时接合面的压力由预紧力 F_0 减少至残余预紧力 F_1 , 确保的工作面间不滑移的力变为残余预紧力 F_1 。

4. 倾覆力矩 M

螺栓所受最大工作载荷为 (有: $F_i = F_{max} \cdot \frac{L_i}{L_{max}}$)

$$F_{max} = \frac{M \cdot L_{max}}{\sum_{i=1}^n L_i^2}$$

L_i : 第 i 个螺栓到底板轴线的距离.

此时不改变总的预紧力

5. 常见的组合: $F_{横} + T$, $F_{轴} + M$, $F_{横} + F_{轴}$.

在做螺栓的题时必须有总结: 螺栓小径为 --- mm.

例题:

1. 某螺栓的连接预紧力 $F_0 = 15000 \text{ N}$, 测得 $\lambda_b = 0.1 \text{ mm}$, 被连接件缩短 0.05 mm . 在交变轴向工作载荷作用下, 如要求残余预紧力 F_1 不小于 9000 N , 试求:

- (1) 所允许交变轴向工作载荷的最大值
- (2) 螺栓和被连接件所承受的最大值与最小值.

解: 螺栓刚度 $C_b = \frac{F_0}{\lambda_b} = 150000$

被连接件刚度 $C_m = \frac{F_0}{\lambda_m} = 300000$

$$(1) F_0 = F_1 + (\Delta F) = F_1 + (1 - \frac{C_b}{C_b + C_m}) F$$

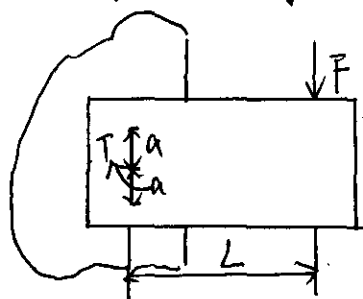
$$F_{max} = (F_0 - F_{min}) \cdot \frac{C_b + C_m}{C_m} = (15000 - 9000) \times \frac{3}{2} = 9000 \text{ N}$$

$$(2) F_0 \approx F_{min}$$

$$F_{max} = F_2$$

2. 用3个普通螺栓将钢板A固定在底板B上, 图中尺寸 $L = 400 \text{ mm}$, $a = 70 \text{ mm}$. 钢板间摩擦系数 $\mu = 0.16$, 连接可靠系数(防滑系数) $K_s = 1.3$, 螺栓小径 $d_1 = 16.376 \text{ mm}$. 许用应力 $[\sigma] = 100 \text{ MPa}$. 求:

- (1) 所能承受的最大载荷 F
- (2) 螺栓直径不变如何提这最大载荷 F .



解: 将 F 简化到螺栓组中心, 并产生等效扭矩 T

$$T = F \cdot L = 400F$$

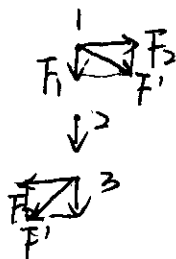
(2) 每个螺栓所承受横向载荷为 $F_3 = F_1$

$$\text{扭转力 } F_2 = \frac{T}{2a} = \frac{20}{7} F$$

(3) 对各个螺栓受力分析

可知螺栓1,3受的最大作用力

$$F_{max} = \sqrt{F_1^2 + F_2^2}$$



4. 对承受最大作用力的螺栓列不滑移条件

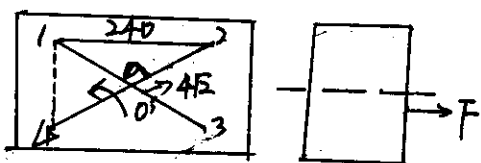
$$\mu \cdot F_0 \geq K_s \cdot F_{max}$$

$$\therefore \sigma = \frac{4 \times 1.3 F_0}{\pi \cdot d_1^2} \leq [\sigma]$$

$$\therefore F_{max} \leq \frac{\mu}{K_s} \cdot \frac{\pi \cdot d_1^2 \cdot [\sigma]}{4 \times 1.3}$$

2. 采取措施：改变螺栓组布置形式；适当增力减载措施；使用高强度材料

3. 如图，某物体用力F吊起，产生偏心 $OO' = 45$ ， $F = 10^4 N$ ，螺栓间距220。



解：当F简化至螺栓组中心后，产生附加弯矩M

$$M = F \cdot OO' = 45 \times 10^4$$

每个螺栓所承受纵向载荷为 $F_P = \frac{F}{4} = 2500$

2,4不承受倾覆力矩M，1,3承受，1受压，3受拉。 $\therefore F_3 = F_{max}$

$$F_{max} = \frac{M \cdot L_{max}}{\sum_{i=1}^n L_i^2} = \frac{45 \times 10^4 \times 120\sqrt{2}}{2 \times (120\sqrt{2})^2} = 167 N.$$

3承受的总拉力 $F_3 = F_P + F_{max} = 2667 N.$

由不滑移条件 $\mu \cdot F_P \geq K_s \cdot F_3$

$$\sigma = \frac{4 \times 1.3 F_0}{\pi d_1^2} \geq [\sigma]$$

第十章 齿轮传动

知识点:

一、参数计算:

1. 齿宽系数 $\phi_d = b/d_1$ b : 有效工作齿宽, 通常指大齿轮齿宽.
 d_1 : 小齿轮分度圆直径
- $\phi_a = b/a$ a : 两齿轮中心距.

2. $T = \frac{9.55 \times 10^6 P (KW)}{n (rpm)} \quad N \cdot mm$. 转矩 T 与功率的关系

二、强度公式

$\sigma_F = \frac{2KT_1 \cdot Y_{sa} \cdot Y_{Fa}}{\phi_d \cdot m^3 \cdot Z_1^2} \leq [\sigma_F]$

小齿轮的转矩 $\left\{ \begin{array}{l} \text{减速传动时为主动轮转矩} \\ \text{增速传动时为被动轮转矩} \end{array} \right.$

Z_1 : 小齿轮的齿数

1. 原则上应分别对大小齿轮应用应力计算公式

2. Y_{Fa} 、 Y_{sa} 、 $[\sigma_F]$ 对大小齿轮而言有差异

3. 实际应用时, 只要满足 $\frac{[\sigma_F]}{Y_{sa} \cdot Y_{Fa}}$ 小的满足公式即可

$\sigma_H = \sqrt{\frac{2KT_1}{\phi_d \cdot d_1^3} \cdot \frac{u \pm 1}{u} \cdot Z_H \cdot Z_E} \leq [\sigma_H]$

小齿轮分度圆直径.

1. 原则上应分别对大小齿轮应用计算

2. 实际应用中只有 $[\sigma_H]$ 不同, 只要保证 $[\sigma_H]$ 小的齿轮满足要求即可

3. u 为齿数比 (永远大于 1, 即大齿轮齿数/小齿轮齿数), 不完全等同于传动比

注: 计算时标明参数一定要用小齿轮的参数来计算.

三、强度：

只作定性解释，不作定量计算。非描述不可，可用安全系数表述。

1. 满足 $\sigma_{ca} \leq [\sigma]$ 关系，就说强度足够或满足强度关系
 2. 许用应力一定时，计算应力越大，强度就越低
 3. 计算应力 σ_{ca} 一定时，许用应力 $[\sigma]$ 越大，强度越高。
- 一般性强度大小作定量比较，方法是比较 $\frac{[\sigma]}{\sigma_{ca}}$ ，值越大强度越高。

例题:

1. 两级直齿圆柱齿轮减速器, 高速级为 z_1, z_2 , 模数为 m_1 , 宽度为 B_1 ; 低速级 z_3, z_4 , 模数为 m_2 , 宽度为 B_2 . 且 $z_1 = z_2, z_3 = z_4, B_2 = 2B_1$. 材料的许用应力相等.

- 1) 高速级大小齿轮的等强度式
- 2) 高速级与低速级齿轮的等强度式
- 3) 给出高速级两齿轮弯曲应力之间及接触应力之间的关系.

解: 1) 相啮合的两齿轮接触应力相等 $\sigma_{H1} = \sigma_{H3}, \sigma_{H2} = \sigma_{H4}$

又: 材料的许用应力相等, $[\sigma_H]_1 = [\sigma_H]_2 = [\sigma_H]_3 = [\sigma_H]_4, [\sigma_F]_1 = [\sigma_F]_2 = [\sigma_F]_3 = [\sigma_F]_4$

$$\therefore \frac{\sigma_{H1}}{[\sigma_H]_1} = \frac{\sigma_{H3}}{[\sigma_H]_3} \quad \text{接触疲劳强度一定相等}$$

$$\sigma_F = \frac{2KT_1}{\phi_d \cdot m^2 \cdot z^2} \cdot Y_{sa} \cdot Y_{Fa}$$

要使 1.3 弯曲疲劳强度相等, 即

$$\frac{\sigma_{F1}}{[\sigma_F]_1} = \frac{\sigma_{F3}}{[\sigma_F]_3} \Leftrightarrow \frac{2KT_1}{\phi_d \cdot m_1^2 \cdot z_1^2} \cdot \frac{Y_{sa1} \cdot Y_{Fa1}}{[\sigma_F]_1} = \frac{2KT_1}{\phi_d \cdot m_2^2 \cdot z_1^2} \cdot \frac{Y_{sa2} \cdot Y_{Fa2}}{[\sigma_F]_2}$$

$$\Leftrightarrow Y_{sa1} \cdot Y_{Fa1} = Y_{sa2} \cdot Y_{Fa2}$$

2) 已知许用应力均相等, 且啮合的一对齿轮接触应力相等,

故满足高、低速级接触强度相等, 只须 $\sigma_{H1} = \sigma_{H2}$

即:

$$\sqrt{\frac{2KT_1}{B_1 \cdot d_1^2} \cdot \frac{u_2+1}{u_2}} \cdot z_H \cdot z_E = \sqrt{\frac{2KT_2}{B_2 \cdot d_2^2} \cdot \frac{u_4+1}{u_4}} \cdot z_E \cdot z_H$$

$$T_2 = T_3 = \frac{1}{4} T_1 = T_1 \cdot \frac{z_3}{z_1}$$

$$m_1^2 \cdot z_3 = 2 m_2^2 \cdot z_1$$

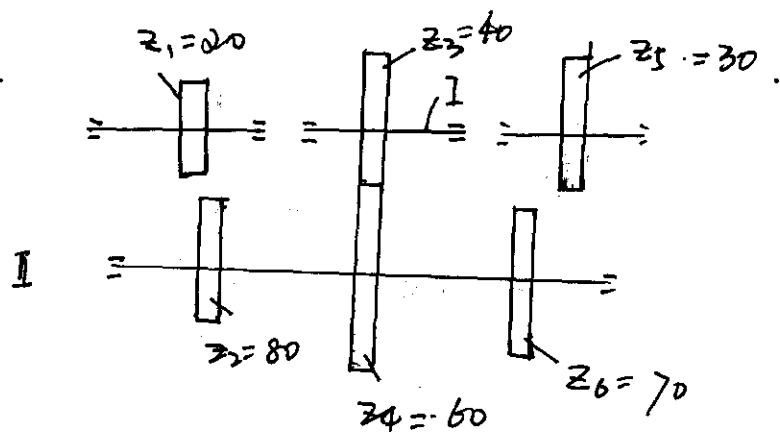
同理给出之低速级弯曲强度相等式 $\Rightarrow m_1^2 \cdot z_3 = 2 m_2^2 \cdot z_1$

3) 高速级两对齿弯曲应力关系 $\sigma_{F1}/\sigma_{F3} = Y_{sa1} \cdot Y_{Fa1} / (Y_{sa3} \cdot Y_{Fa3})$

$$\sigma_{H1}/\sigma_{H3} = 1.$$

2. 直齿圆柱齿轮变速箱, 长期工作, 齿轮材料、热处理、载荷系数、齿宽、模数均相同. 不计摩擦损失, 已知 $z_1=20$, $z_2=80$, $z_3=40$, $z_4=60$, $z_5=30$, $z_6=70$, 主动轴的转速 $n_1=1000 \text{ r/min}$. 从动轴 II 的转矩 T_2 恒定. 试分析哪对齿轮的接触疲劳最多, 哪对最低.

解: 由题知各齿轮许用应力相同.
故哪对齿轮的接触应力大, 接触疲劳强度就低



II 轴 T_2 恒定 $\therefore T_3 = T_2 \cdot i_{34} = T_2 \times \frac{3}{2}$

$$T_1 = T_2 \cdot i_{12} = 4 T_2$$

$$T_5 = i_{56} \cdot T_2 = \frac{7}{3} \cdot T_2$$

$$\sigma_{H1} = \sqrt{\frac{2KT_1}{b \cdot d_1^3} \cdot \frac{u_{12}+1}{u_{12}}} \cdot z_2 \cdot z_1 = \sqrt{\frac{2KT_2}{b \cdot d_1^3} \cdot \frac{5}{3} \times \frac{1}{40^2}} \cdot z_2 \cdot z_1$$

$$\sigma_{H3} = \sqrt{\frac{2KT_3}{b \cdot d_3^3} \cdot \frac{u_{34}+1}{u_{34}}} \cdot z_4 \cdot z_3 = \sqrt{\frac{2KT_2}{b \cdot d_3^3} \cdot \frac{3}{2} \times \frac{1}{20^2}} \cdot \dots$$

$$\sigma_{H5} = \sqrt{\frac{2KT_5}{b \cdot d_5^3} \cdot \frac{u_{56}+1}{u_{56}}} \cdot z_6 \cdot z_5 = \dots$$

\therefore 可知 对最大, ... 对 A

十一章 蜗杆传动 <受力分析>

知识点:

不计摩擦 $T_2 = T_1 \cdot i$, 计摩擦 $T_2 = \eta \cdot T_1 \cdot i$

一、蜗杆:

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

T_1, T_2 : 分别为蜗杆、蜗轮上的公称转矩

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

d_1, d_2 : 蜗杆、蜗轮的分度圆直径

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{t2} \cdot \tan \alpha$$

二、斜齿轮

$$F_{t1} = F_{t2} = \frac{2T_1}{d_1}$$

$$F_{a2} = F_{a1} = F_t \cdot \tan \beta$$

$$F_{r1} = F_{r2} = \frac{F_{t2} \cdot \sin \alpha_n}{\cos \beta}$$

三、圆锥齿轮

$$F_{t1} = F_{t2} = \frac{2T_1}{d_{m1}}$$

$$F_{r1} = F_{a2} = F_t \cdot \tan \alpha \cdot \cos \delta_1$$

$$F_{a1} = F_{r2} = F_t \cdot \tan \alpha \cdot \sin \delta_1$$

四、各力方向判断:

所有作用力均画在作用点上 (画不开时画于别处与蜗作用点并点上), 垂直纸面用

⊗ 或 ⊙

径向力: 任何齿轮的径向力均通过作用点指向齿轮中心

切向力: (1) 主动齿轮: 通过节点与节点线速度方向相反

(2) 从动齿轮: 通过节点与节点线速度方向相同

轴向力: (1) 圆锥齿轮: 从小端指向大端

(2) 其它的, 在主动轮上接左、右手法则判断

{ 左旋: 左手

{ 右旋: 右手

四指之向为旋转方向, 拇指之向为力方向.

从动件接与主动件间作用力与反作用力的关系判断

例:

1. $z_1=20, z_2=60, z_3=1, z_4=50$, 蜗杆右旋, 卷筒直径 $d=400\text{mm}$.

- 1) 重物上升 z_1 的旋转方向
- 2) 画出重物上升蜗杆传动的三向分力
- 3) 输入 $T_1=10\text{N}\cdot\text{m}$ 时, 计算载重量.

解: 1) 如图所示

2) 如图

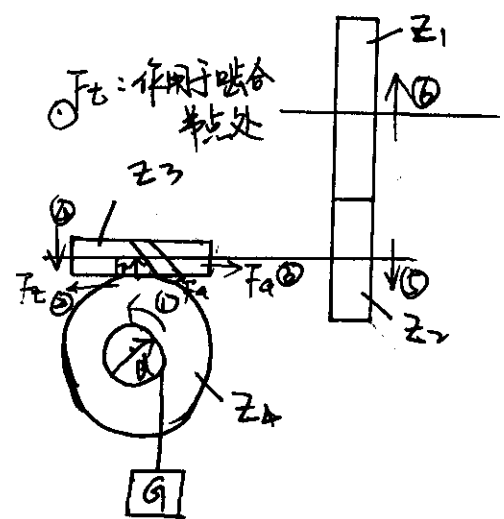
3) 不计摩擦

$$T_4 = \frac{G \cdot D}{2} = T_1 \cdot i_{12} \cdot i_{34} =$$

$$\frac{G \cdot D}{2} = 10\text{N}\cdot\text{m} \times 3 \times 50$$

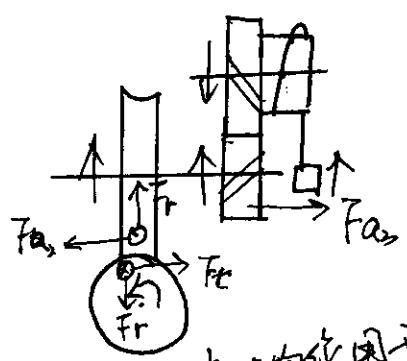
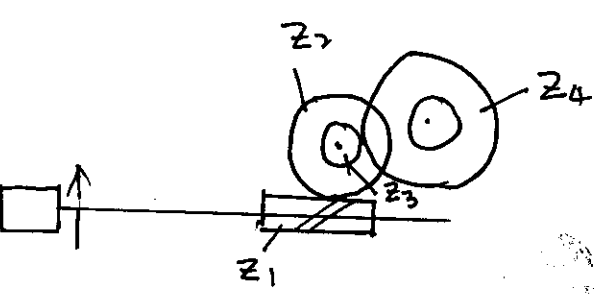
$$G = 10 \times 6 \times 50 / 0.4$$

$$= 7500\text{N}.$$



2. 电动机 — 蜗轮蜗杆 → 斜齿轮 → 驱动卷筒, 吊起重物. 电机转向如图

- 1) 蜗杆、蜗轮的螺旋线方向 左旋
- 2) 中间轴轴力能完全互相抵消 (算力3) 确定斜齿轮螺旋方向.
- 3) 标出蜗轮蜗杆上的分力方向.



如图所示各力均作用于啮合节点处.

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

$$F_{a3} = F$$

十二章 滑动轴承

知识点:

1. 动力粘度 η (单位 $\text{Pa}\cdot\text{s} = \text{N}\cdot\text{s}/\text{m}^2$)

$$\tau = -\eta \cdot \frac{\partial u}{\partial y}$$

τ : 流体单位面积上的剪切阻力, 即切应力

u : 流体的流动速度.

$\frac{\partial u}{\partial y}$: 流体沿垂直于运动方向的速度梯度

η : 流体的动力粘度.

2. 运动粘度 ν ($1 \text{ cSt} = 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$)

$$\nu = \frac{\eta}{\rho} \quad \checkmark$$

当密度单位为 Kg/m^3 时, $\eta = \rho \cdot \nu \cdot 10^{-6} \text{ Pa}\cdot\text{s}$

当密度单位为 g/cm^3 时, $\eta = \rho \cdot \nu \cdot 10^{-3} \text{ Pa}\cdot\text{s}$.

} 考试时注意单位.
 \checkmark

3. 宽径比 B/d

4. 轴颈速度 $v = \frac{\pi d n}{60 \times 1000} \text{ (m/s)}$

5. 承载系数 $C_p = \frac{F \cdot \psi^2}{2\eta \cdot v \cdot B} = \frac{F \cdot \psi^2}{2\eta \cdot \omega \cdot R \cdot B} = \frac{F \cdot \psi^2}{\eta \cdot \omega \cdot d \cdot B}$. 通常题中会给.

6. 相对间隙 $\psi = \frac{\Delta}{d} = \frac{\delta}{r}$

Δ : 轴承直径间隙

δ : 轴承半径间隙

7. 偏心率 $\chi = \frac{e}{\delta}$

e : 偏心率.

8. 许用油膜厚度 $[h] = S(R_{z1} + R_{z2})$

R_{z1} 、 R_{z2} : 轴颈与轴承孔的表面粗糙度

S : 安全系数, $S \geq 2$. 若题中未给出, 则按 $S=2$ 计算.

9. 最小油膜厚度 $h_{\min} = r \cdot \psi (1 - \alpha) \geq [h]$

↓

$$\delta - e = \delta - \delta \alpha = r \psi (1 - \alpha)$$

例:

1. 有一流体动压润滑向心滑动轴承, 轴径 $d = 100 \text{ mm}$, 宽径比 $B/d = 1$.
相对间隙 $\psi = 0.0014$, 轴承包角 $\alpha = 180^\circ$, 所受径向载荷 $F = 23 \text{ kN}$. 轴颈转速 $n = 1000 \text{ r/min}$. 平均工作温度 $t_0 = 40^\circ\text{C}$, 最小油膜厚度 $h_{\min} = 31.5 \mu\text{m}$.
问: 1) 采用哪种润滑油.

2) 轴颈与轴承孔粗糙度 $R_{\text{a}1}, R_{\text{a}2}$ 为多少.

附: $\rho = 860 \text{ kg/m}^3$, 安全系数 $S = 3.3$

有限宽轴承承载系数 C_p (包角为 180°)

B/d	α					
	0.3	0.4	0.5	0.6	0.65	0.7
1.0	C_p					
	0.391	0.589	0.853	1.253	1.528	1.929

油的牌号及运动粘度

名称		牌号		运动粘度	
新	旧	新	旧	40°C	50°C
全损耗	机械		7号	9~11	6.78~8.14
			10..	13.5~16.5	9.20~11.8
			-		13.9~16.6
			20..		
		L-AN46	30..	41.4~50.6	27.0~32.5

解: 1) $C_p = \frac{F \cdot \psi^2}{2\eta V B} \Rightarrow \eta = \frac{F \cdot \psi^2}{2V \cdot B \cdot C_p}$

$B = d \times B/d = 100 \text{ mm} = 0.1 \text{ m}.$

$V = \frac{\pi d n}{60 \times 1000} = \frac{3.14 \times 100 \times 1000}{60 \times 1000} = 5.233 \text{ m/s}$

$h_{\min} = r \cdot \psi (1 - \alpha) = 0.0315 \text{ mm}.$

$\Rightarrow \alpha = 1 - \frac{h_{\min}}{r \cdot \psi} = 1 - \frac{0.0315}{50 \times 0.0014} = 0.55$

查表及内插可知

$$C_p = 0.853 + \frac{1.253 - 0.853}{0.6 - 0.5} \times (0.55 - 0.5) = 1.053$$

$$\therefore \eta = \frac{F \cdot \psi^2}{2gV \cdot B \cdot C_p} = \frac{23000 \times (0.0014)^2}{2 \times 5.233 \times 0.1 \times 1.053} = 0.041 \text{ Pa} \cdot \text{s}$$

$$\therefore \nu = \frac{\eta}{\rho}$$

$$\nu = \eta / \rho \times 10^6 = \frac{0.041}{860} \times 10^6 = 47.5 \text{ cSt.}$$

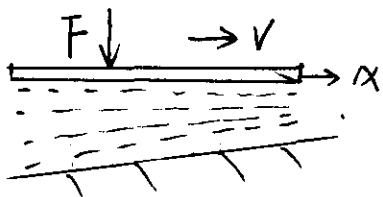
\therefore 选用 L-AN 46 号油.

$$2) \quad h_{\min} \geq [h] = S \cdot (R_{Z1} + R_{Z2})$$

$$\Rightarrow R_{Z1} + R_{Z2} \leq \frac{h_{\min}}{S} = \frac{0.0315}{3.3} = 0.00945 \text{ mm.}$$

2. 根据一维雷诺方程, $\frac{\partial p}{\partial x} = 6\eta V \frac{(h-h_0)}{h^3}$ 说明下列问题

- 1) 产生压力油膜的必要条件
- 2) 定性画出压力油膜沿 x 的分布图.
- 3) 当水平板上下增大至 F_1 时, 水平板如何变化, 为什么变化后仍可支撑负载?



解: 1) $V > 0$, 两滑动表面间必须有足够的滑动速度

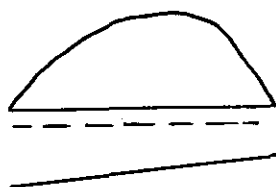
$\eta > 0$, 供油必须有足够的粘度, 且供油充分.

$\frac{\partial p}{\partial x}$ 从 $> 0 \rightarrow < 0$. $\therefore h$ 必须先大于 h_0 , 后小于 h_0 . 故形成楔形油膜.

且油从大口进, 小口出.

2) 如右图.

3) F 变为 F_1 时, 板从实线处, 变为虚线处, 未影响 1) 的条件, h 减小, 从而建立平衡.



3. 一长方形间隙，其宽度为 b ，长为 l ，高为 h ，设其间充满了粘度（动力） η 的流体，无端泄。在间隙中央放置一个非常大的薄板 ABCD（其厚度与端面阻力忽略），试求当板以速度 V 移动时，所需施加于薄板上的力 F

附： $\tau = -\eta \cdot \frac{du}{dy}$

解： $h_1 = h/2$

$\tau = -\eta \cdot \frac{dv}{dy}$

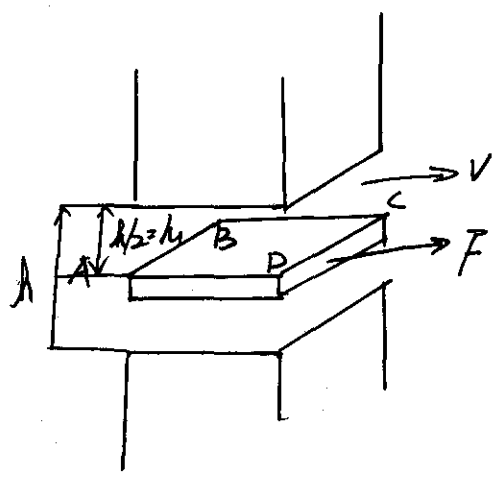
$\tau_1 = -\eta \cdot \frac{V}{h_1}$, $\tau_2 = -\eta \cdot \frac{V}{h-h_1}$

$F = A \cdot \tau = \iint \tau \cdot dA$

$\therefore F = F_1 + F_2 = (\tau_1 + \tau_2) \cdot l \cdot b$

$= -\eta \cdot l \cdot b V \left(\frac{1}{h_1} + \frac{1}{h-h_1} \right)$

$= -4\eta \cdot l \cdot b \cdot V / h$



4. 包角为 180° 的液体动压向心滑动轴承，轴径 $d = 150 \text{ mm}$ ，轴承宽 $B = 90 \text{ mm}$ ，承受载荷 $F = 15 \text{ kN}$ ，轴颈转速 $n = 1500 \text{ rpm}$ ，相对间隙 $\psi = 0.002$ ，已知工作温度下油动力粘度 $\eta = 0.0198 \text{ Pa} \cdot \text{s}$ ，轴颈及轴瓦孔粗糙度 $R_{a1} = R_{a2} = 3.2 \mu\text{m}$ 。求 1) 最小油膜厚度，及安全系数 S 。

2) 轴承摩擦系数 μ 。

解：1) $B = 0.09 \text{ m}$, $V = \frac{\pi d n}{60 \times 1000} = 1.775 \text{ m/s}$

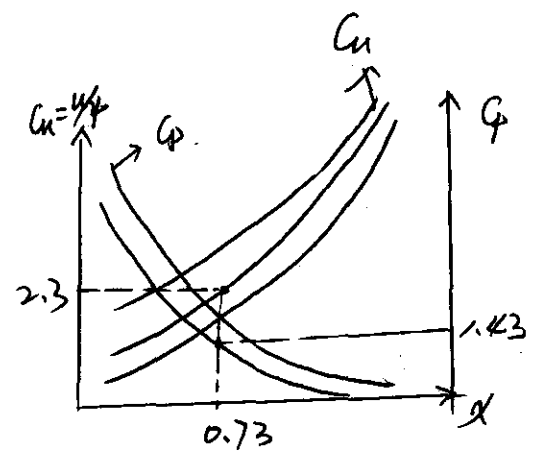
$B/d = 0.6$ $C_p = \frac{F \cdot \psi^2}{2\eta \cdot V \cdot B} = 1.43$

查图知 $\chi = 0.73$

$h_{min} = r \cdot \psi (1 - \chi) = 0.04 \text{ mm}$

$R_{a1} + R_{a2} = 0.0064 \text{ mm}$

$\therefore S = \frac{h_{min}}{R_{a1} + R_{a2}} = 6.25$



2) 查图知 $C_s = 2.3 = \frac{\mu}{\psi}$

$\mu = 2.3 \psi = 0.0046$

5. 轴颈与滑动轴承中心完全重合时, 间隙中充满动力粘度 η 的油。

轴承宽度为 B , 相对间隙 ψ , 转速为 n , 证明摩擦力 $F = \pi d B \frac{\eta \omega}{4}$ 。

并设计测量轴承孔径仪器。画图说明使用方法。

解: 1) $F = A \cdot \tau = A \cdot \eta \cdot \frac{dv}{dy}$

A — 油层面积 $A = \pi d B$

$\frac{dv}{dy}$ — 速度梯度 $\frac{dv}{dy} = \frac{v}{\delta} = \frac{\omega \cdot r}{\psi r} = \frac{\omega}{\psi}$

$\therefore F = \pi d B \cdot \eta \cdot \frac{\omega}{\psi}$

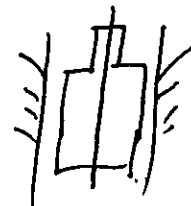
2) 如图。

测量摩擦力矩 $T_u = F \cdot d \Rightarrow \pi d^2 B \eta \frac{\omega}{4}$

↓
轴径

↓
轴承径

$R = \frac{r + r \cdot \psi}{\psi}$



十三章 滚动轴承

知识点:

1. 滚动轴承的代号和特点:

基本代号

5	4	3	2	1
类型	尺寸		内径:	
1 调心球轴承	宽	外径	20~495 时为内径 值除以5	
2 调心滚子轴承				
3 圆锥滚子轴承				
5 推力球轴承				
6 深沟球轴承				
7 角接触球轴承				
N 圆柱滚子轴承				

后置代号

结构	公差	游隙
如角接触球轴承	P0	0
C: 接触角15°	P2	C1
AC: 接触角25°	P4	C2
B: 接触角40°	P5	;
轴向承载能力随 接触角增大而增大	P6	5

2. 基本额定寿命、基本额定动载荷 C —— 可靠度为90%.

3. 当量动载荷计算:

1) 只承受径向力的轴承(如N类) $P = f_r F_r$

2) 只承受轴向力的轴承(如5类) $P = f_p F_a$

3) 同时承受 F_a 与 F_r 的轴承(如3、7类) $P = f_p (X \cdot F_r + Y \cdot F_a)$

X、Y的取值依据 F_a/F_r 是否大于e查表选取.

4. 轴承寿命计算

$$L_h = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{f_t C}{P} \right)^{\epsilon}$$

f_t : 温度系数

$\epsilon \begin{cases} \text{球轴承} & \epsilon=3 \\ \text{滚子轴承} & \epsilon=10/3 \end{cases}$

C: 基本额定载荷.

5. 角接触球(圆锥滚子轴承)所承受轴向载荷的计算.

1) 根据给出的公式, 分别计算保证正常工作最小的派生轴向力 F_{d1} 、 F_{d2} .

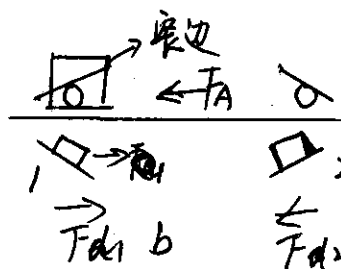
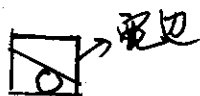
2) 由已知(正装、反装)求轴上合力、判断轴的移动趋势、轴承的“压紧”与“放松”

3) 放松的轴承轴向力为自身派生的轴向力

压紧的轴承为除去自身派生轴向力外，其余轴向力的合力。

6. 角接触球轴承一般成对使用。

外环对滚动体的水平合力为派生轴向力。



将简化图看成矩形：若外圈的宽边相对，则为反装

若外圈的窄边相对，则为正装

判断压紧与放松时，将滚动体与轴视为一体。

例. b中 F_A 如图所示

若 $F_{d1} > F_A + F_{d2}$

轴有向右运动趋势 \Rightarrow 1松 2紧

7. 一个支承点有两个滚动轴承来同时承受径向力，则按两轴承均分此径向力计算后，其它与上同。

例:

1. 检修某机器时, 发现一对反装的7312AC型号的轴承已损坏. 现有7312AC和30312型号轴承

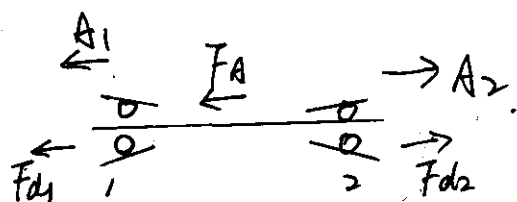
1) 请选出可替换型号, 并画出布置图.

2) $n = 1500 \text{ rpm}$, $R_1 = 4000 \text{ N}$, $R_2 = 5500 \text{ N}$. 且 F_A 的方向指向1轴承. 求更换后的轴承寿命.

附 $f_p = 1$, $f_t = 1$

	$A/R \leq e$		$A/R > e$		e	C	F_d
	X	Y	X	Y	0.68		0.68R
7312AC	1	0	0.41	0.87			

解: 1) 两者均可



2) 如上图使用7312AC替换

派生的轴向力.

$$F_{d1} = 0.68 R_1 = 2720 \text{ N}$$

$$F_{d2} = 0.68 R_2 = 3740 \text{ N}.$$

$$F_{d1} + F_A = 4220 > 3740$$

轴有向左运动的趋势. 1松2紧

$$\therefore \text{轴向力 } A_1 = F_{d1} = 2720 \text{ N}.$$

$$A_2 = F_{d1} + F_A = 4220 \text{ N}.$$

当易载为 $P = f_p (X R + Y A)$

$$\frac{A_1}{R_1} = \frac{2720}{4000} = 0.68 = e \quad \therefore X=1, Y=0.$$

$$P_1 = 4000 \text{ N}.$$

$$\frac{A_2}{R_2} = 0.7677 e$$

$$\therefore X_2 = 0.41, Y_2 = 0.87$$

$$P_2 = f_p(X_2 R_2 + Y_2 A_2) = 5926.4 N.$$

选用B来计算为希.

$$L_h = \frac{10^6}{60 n} \cdot \left(\frac{f_c - C_R}{P_2} \right)^3 = \frac{10^6}{60 \times 1500} \times \left(\frac{1 \times C}{5926.4} \right)^3 = 25137.6 h.$$

~~2-10~~

后略, 所有题均此略).

小知识点:

1. 滑动轴承精度较滚动轴承低 \times
2. 中速中载, 温度较高的滑动轴承用青铜作轴瓦材料.
3. 唇形密封圈采用两个油封相背放置, 一是为了防漏, 二是为了防止杂质进入.
4. 设计动压向心滑动轴承时, 发现轴承升温过高, 应增大相对间隙 ϕ .
5. 在滑动轴承工作时, 轴颈中心的位置可以由轴颈半径和最小油膜厚度两个参数来决定.
6. 两相对滑动的接触表面, 依赖吸附油膜或反应膜进行润滑的摩擦状态称为边界摩擦.
7. 采用多油楔轴承, 可以提高滑动轴承的稳定性, 而不能提高轴承的承载能力.
8. 滑动轴承中采用较大的宽径比 B/d 和较小的相对间隙, 可提高承载能力.
9. 动压润滑轴承是通过楔形油层来承受载荷的, 而静压轴承必须用油泵供压力油来支撑外载荷.
10. 流体动压润滑轴承所用润滑油的选取主要依据油的粘度.
11. 轴材料为45#, 两支点采用深沟球轴承, 验算时发现刚度不够, 应增大轴径.
12. 推力球轴承不适用高速轴承, 是因为流动体此时所受离心力过大, 使轴承寿命严重下降.
13. 滚动轴承和滚动体常用材料是GCr15淬火, 硬度为61~63HRC.
14. 滚动轴承中, 同一滚动体与内外圈接触点的接触载荷不等.
15. 滚动体与固定圈接触应力为稳定的脉动循环; 与转动圈接触应力为不稳定脉动循环.
16. 滚动轴承的当量动载荷可以大于基本额定动载荷, 只是降低了寿命.
17. 滚动轴承的最高转速也可以超过手册中的极限转速值, 同样降低寿命.

18. 适当减小轴承游隙是提高轴承极限转速的有效措施。

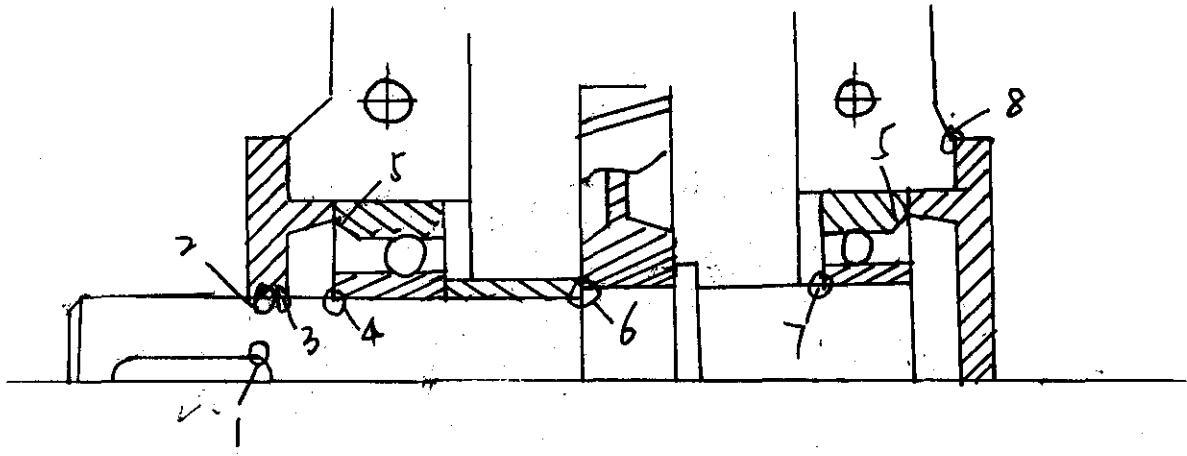
19. 其它条件相同时，极限转速值有下述规律：

球轴承 > 滚子轴承，径向轴承 > 推力轴承。

20. 跨距大且承受大的径向力要选用调心滚子轴承。

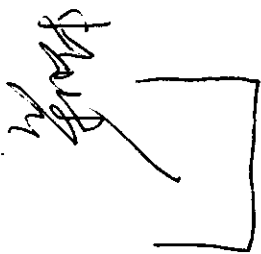
21. 轴系仅有一对圆锥滚子轴承支承，且轴上仅有径向力，两轴承的径向反力不等，派生轴向力不等，但两个轴承所承受轴向力大小相等。

22. 毡圈密封的矩形截面与轴承上毡圈槽截面的梯形，其尺寸保证了毡圈密封时所需变形。

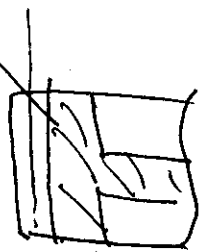


1. 键过长，轴无法回转
2. 端盖不应与轴直接接触
3. 应加密封毡圈
4. 等径轴过长，轴承无法安装
5. 此种类型不适合角接触球轴承反装
6. 轴应缩小一部分，确保齿轮固定可靠
7. 轴承未轴向固定
8. 未加调整垫片。

7032



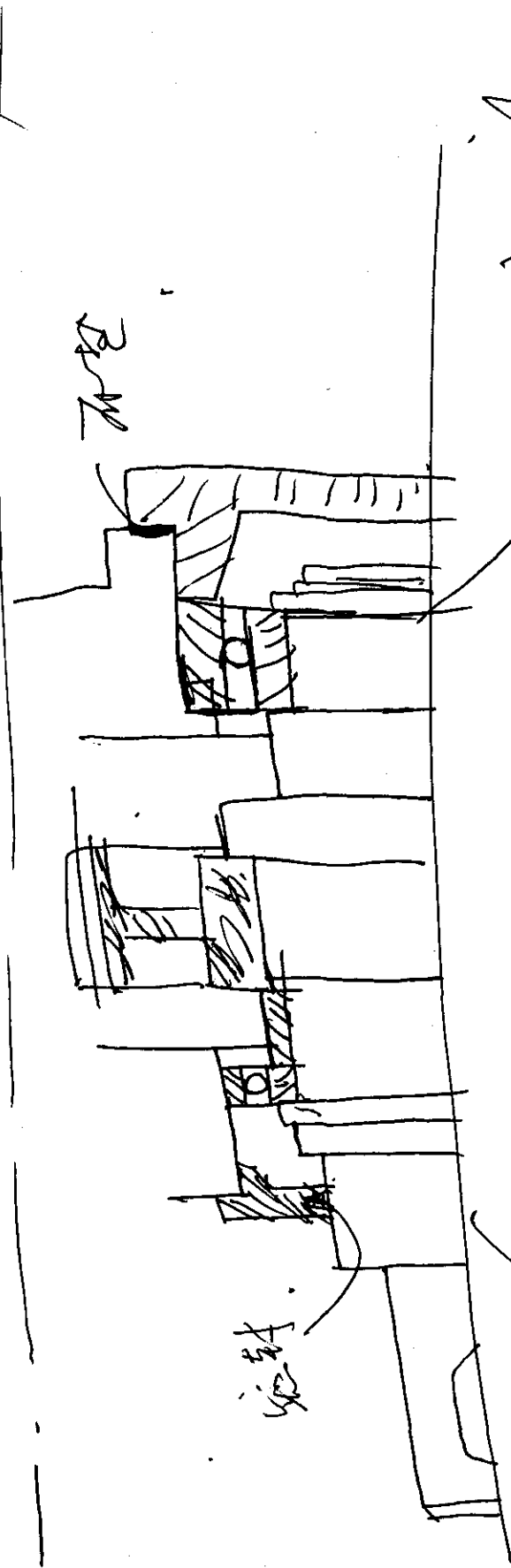
抄



抄



72



家

阿記

[Handwritten signature]

03. 九题

(1) 几个不同类型的轴承起什么作用。

(2) 轴承的游隙如何调整 (固定游隙陈调游) 是通过其左侧的带展帽纹的压盖来调整的。

所以左端为什么是调心轴承

主要是补偿轴颈长轴度横面载荷而产生的轴的弯曲变形, 以及在轴承内产生附加载荷。

另外是因为此处直径小, 也利用其调心轴承所具有的相对较大的径向承载能力。

圆锥滚子轴承主要承受径向载荷, 并对顶尖起定位作用。圆锥滚子轴承除承受径向载荷外, 还为圆锥滚子轴承提供轴向定位作用。

推力球轴承除承受轴向载荷; 和圆锥滚子轴承构成固定端。

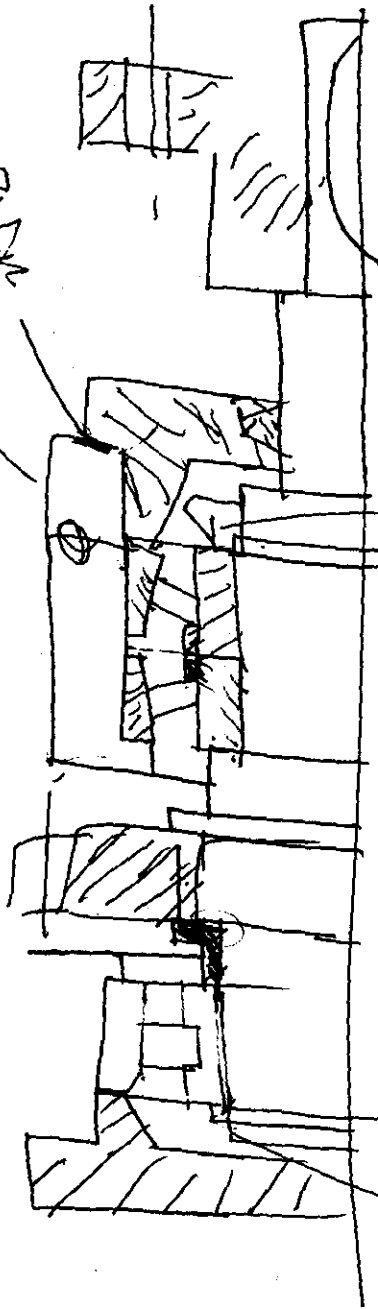
有足够的数量圆锥滚子轴承同时承受径向载荷, 但载荷相对较小, 起定位作用。

调心球轴承和圆锥滚子轴承同时起定位作用, 作为游动端

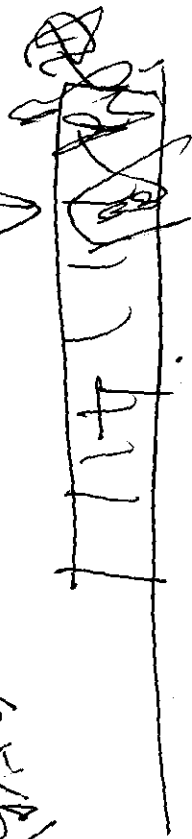
圆锥滚子 — 承受径向载荷 (承载能力大)
推力球轴承 — 承受轴向力。
同时圆锥滚子提供轴向反力。
调心球轴承 — 承载能力大, 为平衡。

判断危险程度：~~靠~~靠卷数大，尺寸变，截面积大而尺寸较小。

湖北经济学院
湖北经济学院



10/15/19



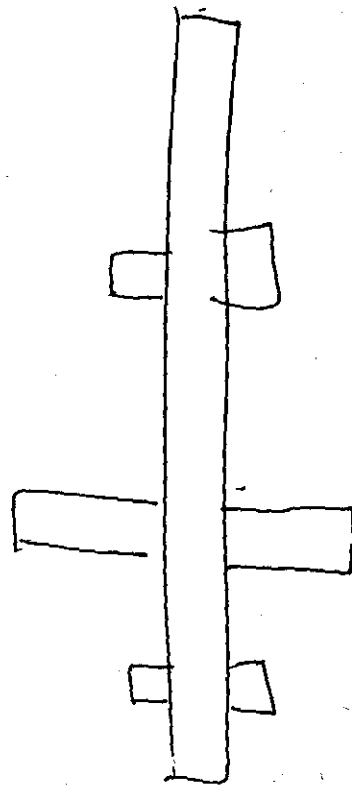
~~hax~~

$$M_{ca} = \sqrt{n^2 + (\alpha T)^2}$$

想斜光。



已收回票款



27

α — 折合系数
 初始值：
 $\alpha = 1$ 对
 $\alpha = 0.6$ 解
 $\alpha = 0.3$ 解
 初始值不同
 折合系数不同
 对初始值的影响

2-2808

⑪ 缺陷分析

轴承游隙调整方法

（调整游隙调整垫片）

（同一组轴承的游隙调整）
游隙=预紧+预紧+预紧

① 缺少挡圈

② 键无法安装，齿轮由孔开通键槽

③ 键槽应深些，孔部应有所调整

④ 左侧轴承无法安装

⑤ 轴承外环未定位，无法安装（螺母加垫圈）

⑥ 轴套未定位，应加于轴套与轴套之间

⑦ 缺少密封

⑧ 轴径轴过短

⑨ 轴套与轴直接上部有摩擦

⑩ 两键槽不在同一轴线上

1. 弹性挡圈安装 (正装时一点误差, 反装不好沉)

2. 装轴承外不加键槽

3. 轴肩不能过高

4. 轴封不能漏油, 齿轮无法密封, 改为套筒

5. 齿轮加键实现圆周定位

6. 轴径过长

7. 端盖不与轴接触 < 3

9. 平键了应即子轮齿本有所有间隙

10. 联轴器无轴孔固定, 与轴孔间隙 (11)

⑩ 应有密封垫片

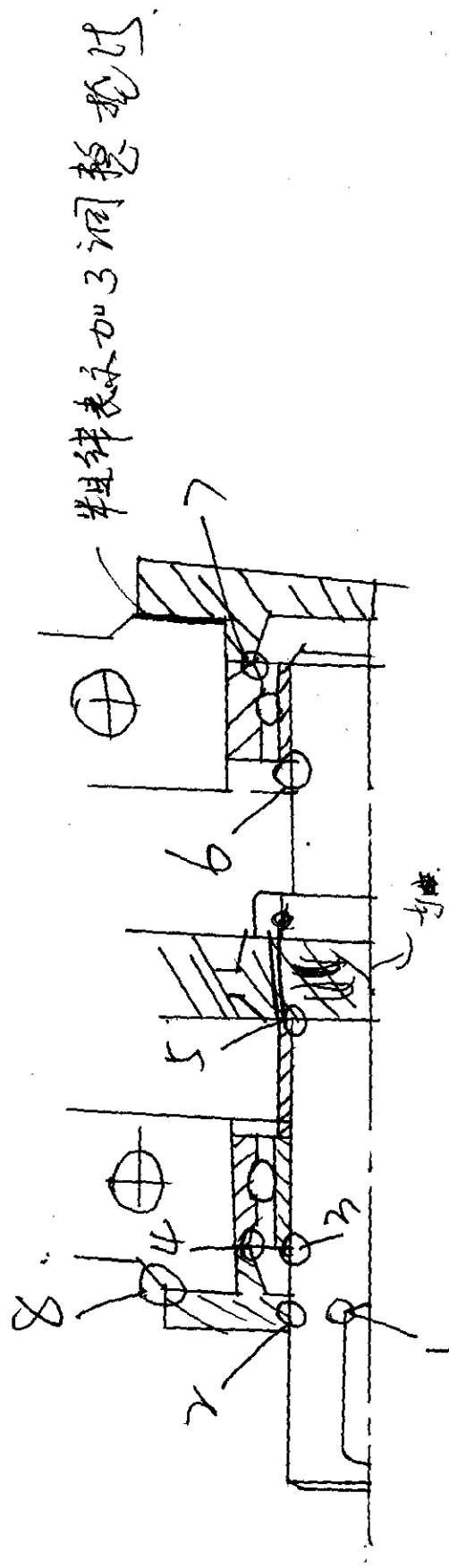
⑪ 轴孔公差

有指销部轴承在密封键用

轴承的加密封键加密封键

密封键用 → 右

⑫ 键槽在轴同一轴键用

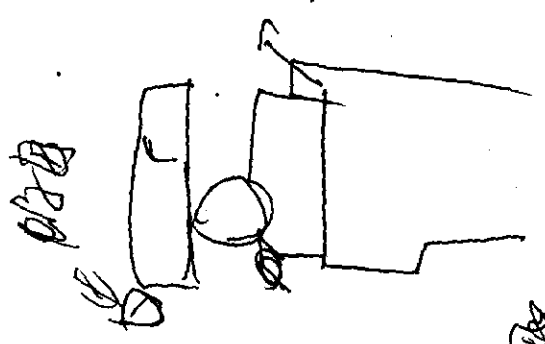


密封处加了调整垫片

1. 键过长，轴无法回装。
2. 端盖与轴直接贴合有摩擦，且无密封（加密封圈）
3. 等径轴过长，不利于轴承安装（
4. 此种结构不适合角接触轴承反装（7、4反装）
5. 轴过长，使齿轮心固定不可靠（如齿 < 齿轮宽度应须）
6. 轴承未加轴向固定
7. 同4. ~~未加~~调整垫片。

8.

若轴承反装，则应使轴固定。



机械原理

1. 机构具有确定运动的条件:

机构原动件的数目 = 机构自由度的数目.

$$\text{机构自由度 } F = 3n - (2P_L + P_H) \quad \left\{ \begin{array}{l} n: \text{活动构件数目} \\ P_L: \text{低副 (转动副和移动副) 数目} \\ P_H: \text{高副} \end{array} \right.$$

计算自由度的注意事项:

(1) 复合铰链: m 个构件组成的复合铰链, 共有 $m-1$ 个转动副.

(2) 局部自由度: 通常是滚子带来的.

计算时①可以将滚子与从动件看成是相互焊死的一个构件

②也可以单独看成一个构件, 而后减去 1 个局部自由度.

(3) 虚约束:

① 由两转动副连接的两个构件上运动轨迹相重合的点, 带入 1 个虚约束

② 两构件上某两点之间的距离始终保持不变, 又用双转动副杆将此两点相连, 带入 1 个虚约束

③ 对称部分代入的虚约束

机构自由度 > 原动件数目 \Rightarrow 运动不确定

机构自由度 < 原动件数目 \Rightarrow 运动不相容

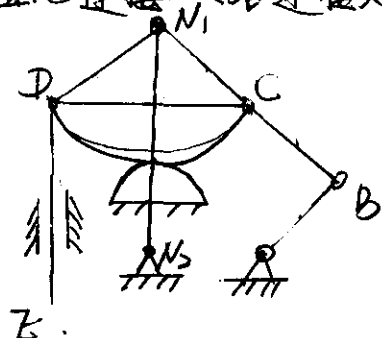
机构自由度 $\leq 0 \Rightarrow$ 不是机构.

2. 高副低代

(1) 首先找到高副的接触点

(2) 找到组成高副两元素的曲率中心, 连接两曲率中心

(3) 连接两曲率中心与原组成三副与其它构件组的连接 (各连接处为转动副或移动副)



3. 结构分析：(前提：有高阶副先进行副低化后再进行杆组拆分)

将具有确定运动的机构拆分为基本杆组。

基本杆组就是自由度为零的构件组。

拆分原则：

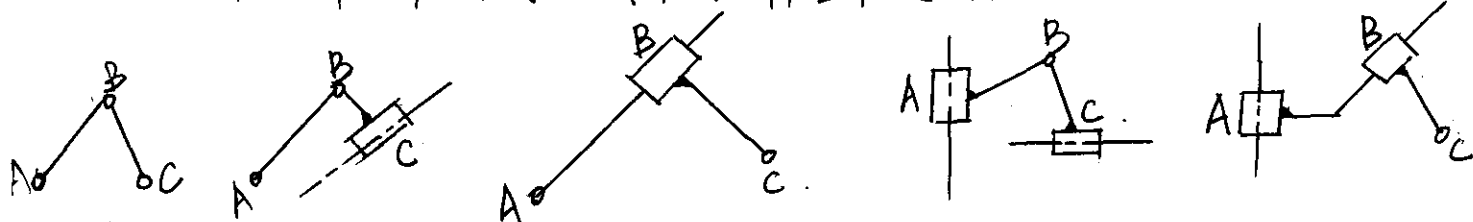
(1) 去掉机架和原动件

(2) 从远离原动件的部分开始拆分。

(3) 所拆分成的基本杆组中最之级别杆组的级数就是此机构的级数。

基本杆组的分级。

I级组：由2个构件3个低副组成，有5种基本类型。

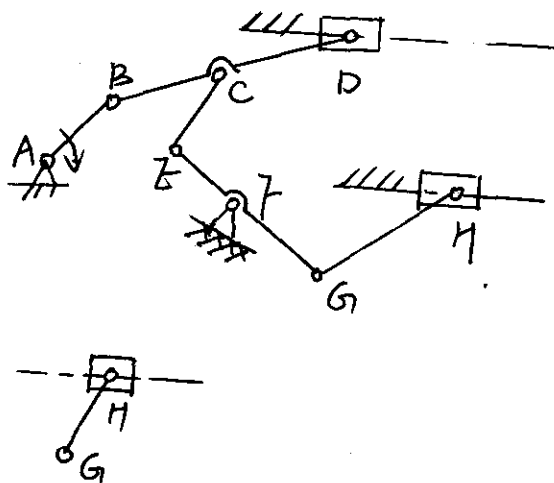
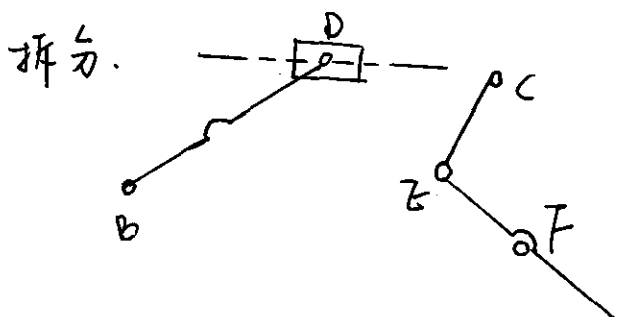


II级组：由⁴个构件和6个低副组成，且都有一个构件包含3个低副。

4. 速度瞬心 (两构件相对速度为零的点)

题型：初用三心定理标出瞬心后，计算构件X的转速。

3的例。



$$\angle CBD = \arccos \frac{l_2^2 + l_{BD}^2 - l_3^2}{2l_2 \cdot l_{BD}}$$

$$\varphi_2 = \angle CBD + \delta$$

\therefore C点坐标

$$\begin{cases} x_C = x_B + l_2 \cdot \cos \varphi_2 \\ y_C = y_B + l_2 \cdot \sin \varphi_2 \end{cases}$$

$$\varphi_3 = \arctan \frac{y_D - y_C}{x_D - x_C}$$

4. 速度分析:

$$\begin{cases} x: x_B + l_2 \cdot \cos \varphi_2 = x_D + l_3 \cdot \cos \varphi_3 \\ y: y_B + l_2 \cdot \sin \varphi_2 = y_D + l_3 \cdot \sin \varphi_3 \end{cases}$$

求导:

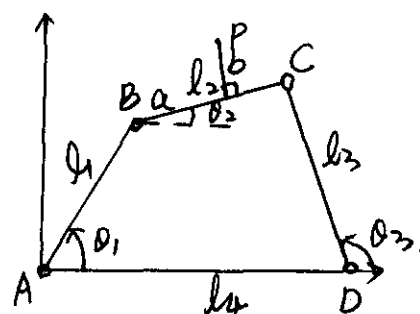
$$\begin{cases} v_{Bx} - l_2 \cdot \sin \varphi_2 \cdot \omega_2 = v_{Dx} - l_3 \cdot \sin \varphi_3 \cdot \omega_3 \\ v_{By} + l_2 \cdot \cos \varphi_2 \cdot \omega_2 = v_{Dy} + l_3 \cdot \cos \varphi_3 \cdot \omega_3 \end{cases}$$

1. 大题：机构的运动分析（位置分析、速度分析）

一、解析法（闭环矢量法）

1. 位置分析：

$$\begin{cases} x = l_1 \cos \theta_1 + l_2 \cos \theta_2 = l_4 + l_3 \cos \theta_3 \\ y = l_1 \sin \theta_1 + l_2 \sin \theta_2 = l_3 \sin \theta_3 \end{cases}$$



$\Rightarrow \theta_2$ 与 θ_3 .

BC上任一点P的轨迹方程：

$$x_p = l_1 \cos \theta_1 + a \cos \theta_2 + b \cos (\theta_2 + 90^\circ)$$

$$y_p = l_1 \sin \theta_1 + a \sin \theta_2 + b \sin (\theta_2 + 90^\circ)$$

2. 速度分析：

将位置分析中式子对时间求导有：

$$-l_1 \sin \theta_1 \cdot \omega_1 - l_2 \sin \theta_2 \cdot \omega_2 = -l_3 \sin \theta_3 \cdot \omega_3$$

$$+l_1 \cos \theta_1 \cdot \omega_1 + l_2 \cos \theta_2 \cdot \omega_2 = l_3 \cos \theta_3 \cdot \omega_3$$

$\Rightarrow \omega_2, \omega_3$

二、杆组法

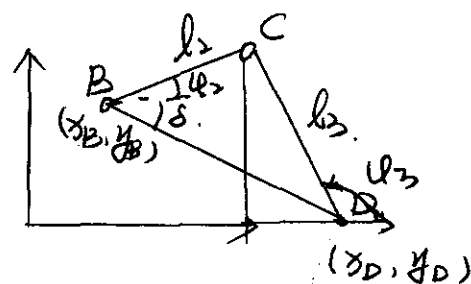
1. 高副低代

2. 杆组拆号

① 建立坐标系

② 杆组拆号

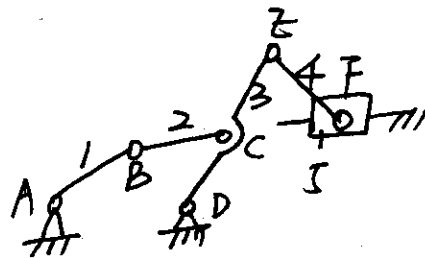
3. 位置分析（RRR杆组）



$$l_{BD} = \sqrt{(x_B - x_D)^2 + (y_B - y_D)^2}$$

$$\delta = \arctan \frac{y_D - y_B}{x_D - x_B}$$

$$\phi_1 = 10^\circ$$



单杆构件运动分析B点的位置、速度和加速度



RRR 杆组运动分析计算2,3的角速度和角加速度



$\phi_1 = 10^\circ$ 单杆构件运动分析计算E点位置、速度和加速度.



$\phi_2 = 360^\circ$ RRR 双杆组运动分析计算4的角速度、角加速度



及滑块5的位置、速度和加速度

输出结果

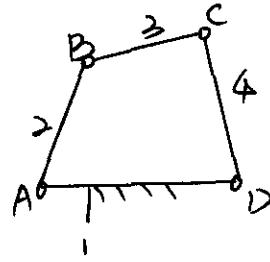
平面连杆机构及其设计:

1. 四杆机构有曲柄的条件:

最短杆长度 + 最长杆长度 ≤ 其它两杆之和.

固定

- (1) 最短杆: 双曲柄机构
- (2) 与最短杆相邻的杆: 曲柄摇杆机构
- (3) 与最短杆相对的杆: 双摇杆机构.



固定件 = 机架 1.

与机架相连的杆: 连架杆 (2, 4)

与机架不相连的杆: 连杆 3.

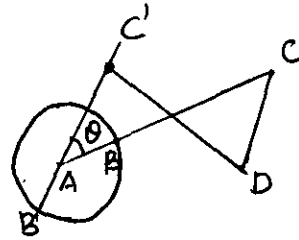
若最短杆长度 + 最长杆长度 > 其它两杆之和, 只能取得双摇杆.

2. 急回与行程速比系数 $K = \frac{180^\circ + \theta}{180^\circ - \theta}$

曲柄摇杆机构中, 曲柄为主动件时有急回运动.

$$K = \frac{V_2}{V_1} = \frac{180^\circ + \theta}{180^\circ - \theta}$$

$$\Rightarrow \theta = 180^\circ \cdot \frac{K-1}{K+1}$$



3. 传动角和压力角 < 要求标出压力角 >

压力角: 从动件的受力方向与运动方向的夹角

传动角: 与压力角互余的角.

最大压力角 (或最小传动角) 位于

(1) 曲柄摇杆机构可能出现在主动曲柄与机架共线的位置之一

(2) 曲柄滑块机构出现在主动曲柄所在圆上离滑道最远的位置.

(3) 双摇杆则出现在连杆和摇杆垂直的位置.

4. 死点

曲柄摇杆机构中，摇杆为主动件时，从动件曲柄与连杆共线时，从动件上压力角 $\alpha = 90^\circ$ ，传动角为 0° 的位置。

举例：飞机起落架着陆位置
夹具夹紧位置。

2. 大题：平面连杆机构设计（作图法）（不明白，再看）

1. 按连杆位置设计。

基本情况：给定连杆的三个位置。

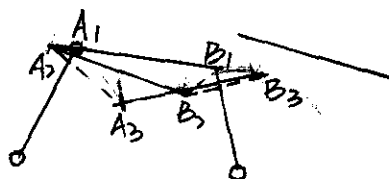
步骤：

在连杆上任取两个铰链点 A, B 。

→ 在其它的两连杆上寻找 A, B 的对应点 A_1, B_1, A_2, B_2 。

→ 过 A_1, A_2, A_3 作圆得圆心 O_A ，同理得圆心 O_B （连 A_1A_2, A_2A_3 ，作两线段垂直平分线，交于 O_A ）。

→ 连接 O_A, O_B 得四杆机构。



2. 已知三组连架杆的相对位置（还有疑问）

步骤：

→ 保证两连架杆对应位置不变，把两连架杆对应位置看作是刚化结构。

→ 固定某一组对应位置的其中之一的连架杆。

→ 依次把其它两个位置的刚化结构反转到第一位置。

→ ？把

3. 已知摇杆 l_{CD} , 摆角 φ , 行程速比系数 K , 设计曲柄摇杆机构。

→选取D点, 比例尺从

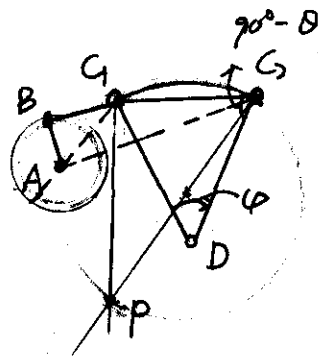
→ 作摇杆 l_{CD} , 依极限摆角 φ 得点 C_1, C_2

→ 作 $PQ \perp GG_2$, 且 $\angle GG_2P = 90^\circ - \theta$, 得点 P

→ 作 $\triangle PGG$ 的外接圆, 圆心为 PG 中点, 在外接圆

GP₂段任取一点A,均满足AG与AC₂夹角为0

→ 在图中量取 AG_1 、 AG_2 及 AD



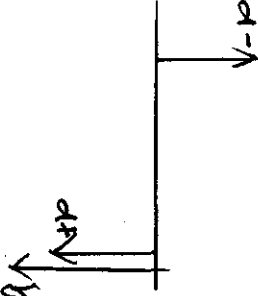
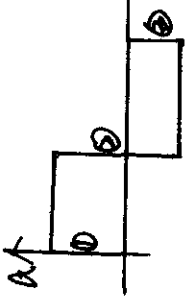
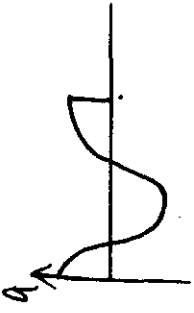
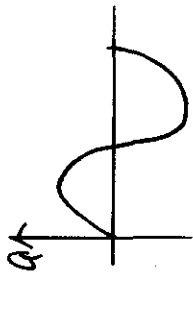
由圖知 $AG_1 = b - a$, $AG_2 = b + a$

a 为曲柄长, b 为连杆长

$$\Rightarrow a = (AG_3 - AG_1)/2 \quad b = (AG_3 + AG_1)/2$$

→ 过A点以a为半径作圆，在圆上任取点B，连ABGD得曲柄摇杆机构。

凸轮机构中推杆运动规律中的冲击特性是与加速度有关的

高速运动	刚性冲击	低程
		
<p>等加速等减速运动</p> 	柔	中程
<p>余弦加速度运动</p> 	柔	中低、重
<p>正弦加速度运动 五次多项式 ...</p> 	无	中、轻 之中

凸轮机构反设计 留作最后几天再看。

1. 推杆常用的运动规律特点

运动规律	冲击特性	适用场合
等速运动	刚性冲击	低速轻载
等加速等减速运动	柔性冲击	中速轻载
余弦加速度运动(简谐运动)	有柔性冲击而无刚性冲击	中低速重载
正弦加速度运动(摆线运动)	既无刚性冲击也无柔性冲击	中高速轻载
5次多项式	既无刚性冲击也无柔性冲击	高速中载

2. 图解法、解析法设计或分析凸轮轮廓曲线

(1) 已知凸轮轮廓, 求推杆运动规律, 即已知轮廓方程 $R=R(\theta)$ 求 S .

且已知偏心安装的偏心距 e 和旋转方向。

① 建立两直角坐标系

② 推杆位移方程为

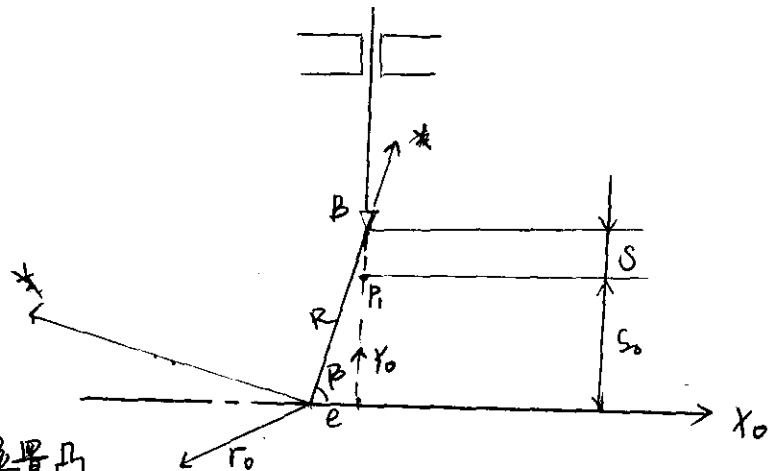
$$S = BP_1 = R \cdot \sin \beta - S_0$$

$$S_0 = \sqrt{r_0^2 - e^2}$$

$$\cos \beta = e/R$$

③ 凸轮转角 $\delta = \theta + \beta$ (根据图示位置凸)

④ 速度为对位移求导。



→ 推导:

12) 直动偏心尖底推杆盘状凸轮机构凸轮之廓作图求法 (不重要没考过)

① 作基圆和偏心圆.

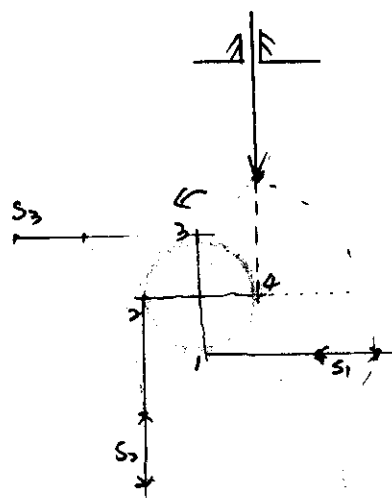
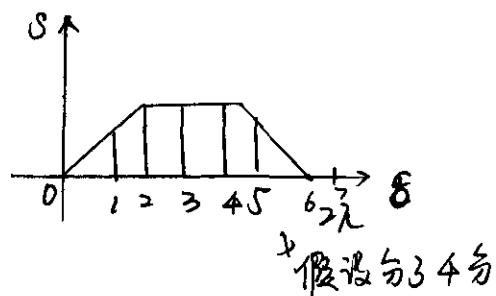
② 将 $s-s$ 曲线分为若干份.

③ 在偏心圆上沿 $-w$ 作相应等分.

④ 过偏心圆与各等分线交点依次作射线, 在过基圆处取外侧截取相应的 s_i

⑤ 顺次连线, 得到理论轮廓

若为滚子, 则工作轮廓应为以理论轮廓为中心, 滚子半径 r 为半径作圆的内侧包络线.



(3) 解析法设计凸轮之廓曲线 (尖底推杆).

已知 $s-s$ 曲线

求 B 点坐标 $x_0 = e$ $y_0 = s + s_0$, $s_0 = \sqrt{r_0^2 - e^2}$

转过 δ 角后 B 点坐标为:

$$\begin{cases} x = x_0 \cdot \cos \delta + y_0 \cdot \sin \delta \\ y = -x_0 \cdot \sin \delta + y_0 \cdot \cos \delta \end{cases}$$

3. 凸轮的几个基本参数

(1) 压力角 α : 推杆在接触点所受的压力的方向 (凸轮轮廓在接触点的法线方向) 与推杆上接触点的速度方向的夹角。

压力角 α 与基圆半径 r_0 之间的关系 :

α 个, p (有效分力) \downarrow \therefore 要求 $\alpha \leq [\alpha]$

$r_0 \downarrow \Rightarrow$ 凸轮结构大

希望 r_0 小些

$\alpha \because r_0 \downarrow \rightarrow s_0 \downarrow \rightarrow \alpha \uparrow$

\therefore 要适当选择 r_0 .

大题：轮系 —— 复合轮系。

基础：1. 定轴轮系：各齿轮轴线相对于机架位置是固定的轮系。

2. 周转轮系：轮系运转时，至少有一个齿轮轴的位置不固定，而是绕着其它齿轮的固定轴线回转的轮系。

周转轮系中拥有固定轴线的齿轮称为太阳轮，用 K 表示。

没有固定轴线齿轮称为行星轮，~~用 H 表示~~。

装有行星轮的构件称为系杆用 H 表示。

采用最少的为 $2K-H$ 周转轮系。

(1) 差动轮系，自由度为 2。

(2) 行星轮系，自由度为 1。（有一个太阳轮为固定轮）

3. 复合轮系：既有 1 又有 2，或由几部分 2 组成。

4. 定轴轮系传动比 i 计算

$$\text{定轴轮系的传动比} = \frac{\text{所有从动齿轮齿数连乘积}}{\text{所有主动齿轮齿数连乘积}}$$

当首末两轮轴线相互平行时，“+”表示二者转向相同，“-”表示转向相反，代入上式。

有偶数个外啮合时，转向相同。奇数个外啮合时，转向相反。

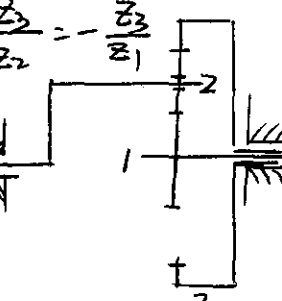
5. 周转轮系的传动比。

设两个太阳轮分别为 m 和 n ，行星架为 H ，转化轮系传动比为 i_{mn}^H

$$i_{mn}^H = \frac{\omega_m - \omega_H}{\omega_n - \omega_H} = \pm \frac{\text{在转化轮系中由 } m \text{ 至 } n \text{ 各从动轮齿数乘积}}{\text{在转化轮系中由 } m \text{ 至 } n \text{ 各主动轮齿数乘积}}$$

(1) $2K-H$ 差动轮系 $i_{13}^H = \frac{\omega_1 - \omega_H}{\omega_3 - \omega_H} = -\frac{z_2 \cdot z_3}{z_1 \cdot z_2} = -\frac{z_3}{z_1}$

(2) $2K-H$ 行星轮系 $i_{13}^H = \frac{\omega_1 - \omega_H}{\omega_3 - \omega_H} = \frac{\omega_1 - \omega_H}{-\omega_H} = -\frac{z_3}{z_1}$



复合轮系

1. 确定轮系组成, 分清定轴轮系与周转轮系

2. 分别列出方程

3. 求解.

例: 2003年四题 1.

在图示的轮系中, 已知各齿轮齿数 $z_1=12, z_2=51, z_2'=49, z_3=76, z_4=12$

$z_5=73$, 试求传动比 i_{1H}

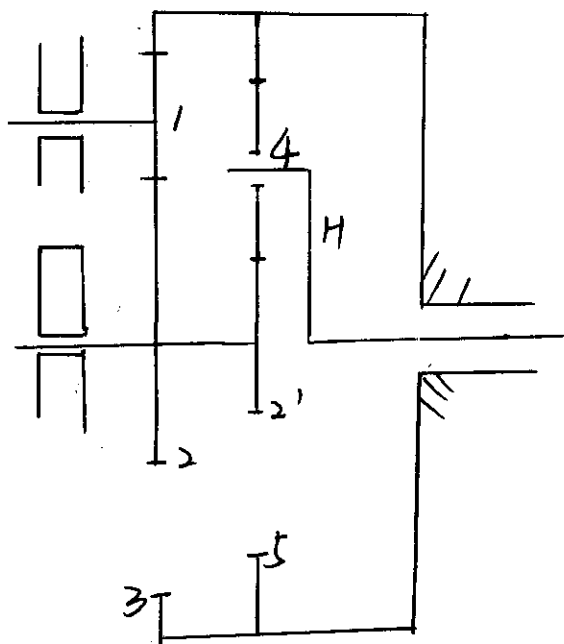
解: 1-2 组成定轴轮系

$$i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = -\frac{z_2}{z_1}$$

2'-4-5 组成 2K-H 行星轮系

$$i_{2'H} = 1 - i_{2'5}^H = 1 + \frac{z_5}{z_2'}$$

$$i_{1H} = i_{12} \cdot i_{2'H} = -\frac{z_2}{z_1} \left(1 + \frac{z_5}{z_2'}\right)$$



2004年题四 1.

图示轮系中, 已知各齿轮齿数 $z_1=z_2=z_2'=z_5=20, z_4=60, z_4'=25, z_6=25$

求 i_{1H} .

1-2-5-6-4' 定轴轮系

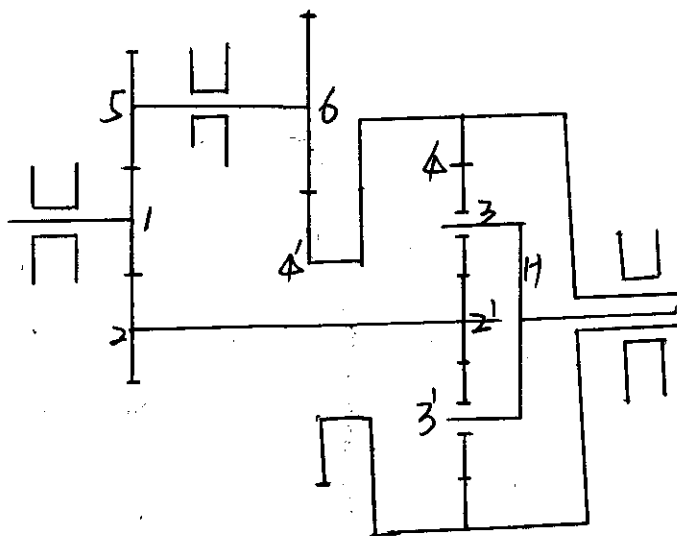
$$i_{14'} = \frac{\omega_1}{\omega_{4'}} = \frac{z_4' \cdot z_5}{z_1 \cdot z_6} = \frac{25}{25} \quad ①$$

$$i_{42} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = -\frac{z_2}{z_1} = -1 \quad ②$$

2'-3-4 2K-H 轮系

$$i_{2'H}^H = \frac{\omega_{2'} - \omega_H}{\omega_4 - \omega_2} = -\frac{z_4}{z_2'} \quad ③$$

①、②、③ 联立求解: $\frac{\omega_1}{\omega_H} = 11 = i_{1H}$



齿轮机构及其设计

1. 齿廓啮合基本定律:

相互啮合传动的一对齿轮, 在任一位置时的传动比, 都与其连心线 O_1O_2 被其啮合齿廓在接触点的公法线所分成的两段成反比。

2. 两齿轮作定比传动, 两齿廓必须满足的条件:

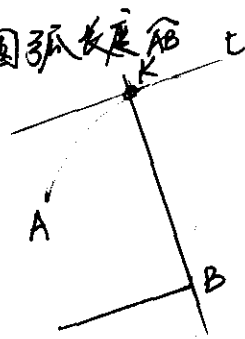
无论两齿廓于任何位置接触, 过接触点所作的齿廓公法线必须与两齿轮的连心线相交于一个定点。

3. 渐开线的形成及特点:

形成: 一直线沿一圆周作纯滚动时, 直线上任一点 K 的轨迹 AK , 就是该圆渐开线

特性: (1) 发生线沿基圆滚过的长度 BK , 等于基圆上被滚过圆弧长度 \widehat{AB}

$$\widehat{AB} = BK$$



(2) 渐开线上任一点的法线恒与基圆相切

(3) 发生线与基圆的切点 B 是渐开线在点 K 处的曲率中心。 BK 为曲率半径。

(4) 渐开线形状取决于基圆大小

(5) 基圆内部无渐开线。

4. 齿轮加工:

(1) 仿形法: 用铣刀 (相同模数, 不同齿数的齿轮用不同的铣刀)

(2) 范成法: 用插刀或滚刀 (相同齿轮模数只须用一把刀)

齿条刀的分度线与被切齿轮分度圆三种位置关系

相切	$s = e$	标准齿轮
相交	$s < e$	负变位齿轮
相离	$s > e$	正变位齿轮

齿条的移动速度 (标准齿轮) $v = \omega r$ (r 为分度圆半径)

5. 渐开线齿轮.

产生根切的原因: 刀具齿顶线超过极限啮合点

措施: 变位修正

不产生根切的最小齿数 $z_{\min} = 2 h_a^* / \sin^2 \alpha$

标准齿轮而言 $z_{\min} = 17$.

不产生根切的最小变位系数 $x_{\min} = h_a^* - z \cdot \sin^2 \alpha / 2$ (题中给)

6. 直齿轮变位设计大题

(1) 已知 $a' \neq a$ (a', a 分别为实际中心距与理论中心距)

① 由 $a \cdot \cos \alpha = a' \cdot \cos \alpha'$

$$\Rightarrow \alpha' = \arccos \frac{a \cdot \cos \alpha}{a'}$$

②
$$\begin{cases} \text{inv} \alpha' = \frac{z_1 + z_2}{z_1 + z_2} \cdot \tan \alpha + \text{inv} \alpha \\ \text{inv} \alpha = \tan \alpha - \alpha \end{cases} > \text{题中给公式}$$

$$\Rightarrow x_1 + x_2 = ?$$

由 $x_{\min} = h_a^* (z_{\min} - z) / z_{\min}$ 分配 x_1, x_2 题中给公式

③ $y_m = a' - a \Rightarrow y = ?$ (y 为中心距变动系数)

$$\Delta y = x_1 + x_2 - y = ? \quad (\Delta y \text{ 为齿顶高降低系数}) > \text{题中给公式}$$

④ 计算齿轮几何尺寸 (自记公式)

(2) 已知 α' 及 $i = z_2 / z_1$

① 由 $z_2 / z_1 = i$ 估算令 $a' \approx (z_1 + z_2) m / 2$

取 $z_1 = 2a' / m (1+i)$, 圆整 z_1 为整数, $z_2 = i z_1$ 并圆整 z_2

$$\Rightarrow a = (z_1 + z_2) \cdot m / 2$$

② 其他步骤同 (1)

(3) 已知 x_1, x_2, m, z_1, z_2 求 a'

① 由 $\text{inv}\alpha' = \frac{z_1(x_1+x_2) - \tan\alpha}{z_1+z_2} + \text{inv}\alpha$ 确定 α' (涉及查图表)

② $a' \cos\alpha' = a \cos\alpha$
 $\Rightarrow a'$

③ $y_m = a' - a$
 $\Rightarrow y$

④ $\Delta y = \Sigma x - y$

⑤ 计算齿轮几何尺寸.

名称	符号	标准齿轮	零变动齿轮	
变位系数	x	$x_1 = x_2 = 0$	$x_1 = -x_2 \neq 0$	$x_1 + x_2 \neq 0$
节圆直径	d'	$d_i' = d_i = z_i m (i=1,2)$		$d_i' = d_i \cos\alpha / \cos\alpha'$
啮合角	α'	$\alpha' = \alpha$		$\cos\alpha' = a \cos\alpha / a'$ ✓
齿顶高	h_a	$h_a = h_a^* m$	$h_a = (h_a^* + x_1) m$	$h_{ai} = (h_a^* + x_i - \Delta y) m$ ✓
齿顶圆直径	d_a	$d_{ai} = d_i + 2h_{ai}$		
齿根圆直径	d_f	$d_{fi} = d_i - 2h_{fi}$		
中心距	a	$a = (d_1 + d_2) / 2$		$a' = (d_1' + d_2') / 2$ $a' = a + y m$
中心距变位系数	y	$y = 0$		$y = (a' - a) / m$
齿顶圆变动系数	Δy	$\Delta y = 0$		$\Delta y = x_1 + x_2 - y$
齿根圆	h_f	$h_{fi} = (h_a^* + c^*) m$	$h_{fi} = (h_a^* + c^* - x_1) m$ ✓	

7. 斜齿轮正确啮合条件:

- (1) 两轮螺旋角 β 大小相等, 外啮合旋向相反, 内啮合旋向相同.
- (2) 两轮的端面模数与压力角分别相等

8. 斜齿轮的端面参数 $\times \cos\beta$ = 法面参数

9. 斜齿轮传动的特点:

- (1) 传动平稳, 噪声小, 啮合性好
- (2) 重合度大, 承载能力大
- (3) 结构紧凑, 不产生根切的最小齿数较直齿轮少
- (4) 运转时有轴向力.

10. 蜗杆正确啮合的条件:

- (1) 蜗轮的端面模数和压力角分别与蜗杆的端面模数与压力角相等
- (2) $\gamma_1 = \beta_2$, 蜗轮与蜗杆螺旋线的旋向必须相同.

其它常用机构.

1. 棘轮机构:

应用场合: 低速、载荷不大且单向间歇传动

特点: 制造简单、棘轮轴每次转过角度可在较大范围内调节, 但冲击与噪声大, 运动精度差.

2. 槽轮机构.

应用场合: 中低速、柔性质冲击、间歇传动

特点: 外形尺寸小, 机械效率高, 能平稳、间歇地进行转位.

3. 凸轮式间歇运动机构.

应用场合: 高速, 无刚性冲击与柔性冲击、动载荷小的传动.

4. 不完全齿轮机构.

应用场合: 低速、轻载

特点: 有较大冲击.

5. 螺旋机构

应用场合: 起重机、压力机以及功率不大的进给系统和微调装置中.

特点: 能获得很大的减速比和力的增益, 但机械效率较低.

6. 万向联轴器

应用场合: 传递两相交轴间的运动和动力

机械的运转及其速度波动的调节

1. 速度波动产生的原因：输入能量恒定，输出能量不均匀

2. 周期性速度波动的调节：

采用飞轮，利用飞轮的储能作用，使具有较大转动惯量的飞轮发生微小的速度变化，需要较大的能量。

$$J_F = \Delta W_{max} / (\omega_m^2 \cdot \delta) = 900 \Delta W_{max} / (\pi^2 \cdot n_m^2 \cdot \delta) \quad \text{记} \checkmark$$

$$\delta = (\omega_{max} - \omega_{min}) / \omega_m \quad \text{速度不均匀系数}$$

$$\omega_m = (\omega_{max} + \omega_{min}) / 2$$

$$\omega_m = 2\pi \cdot n_m / 60 = \pi \cdot n_m / 30$$

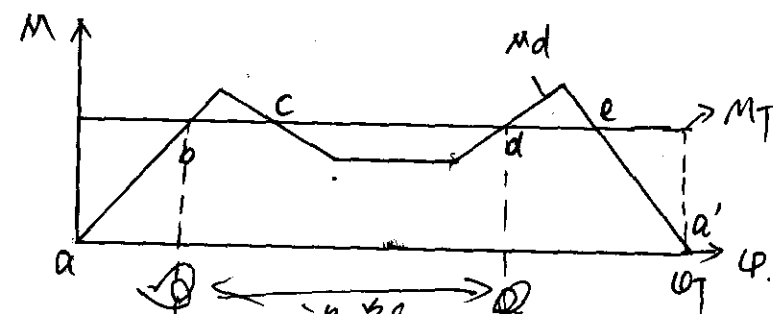
ω_{max} 位于最大盈功的末尾点处， ω_{min} 位于最大亏功的末尾点处。

在一个周期内盈功与亏功之和为零。

在能量指示图中最大盈功与最小亏功之差为最大盈功 ΔW_{max} 。

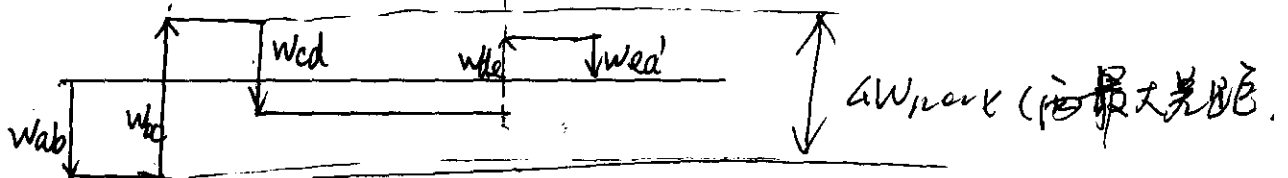
且能量指示图中首尾应位于同一水平线上。

如：



由 M_D 与横轴所围成面积

$$= M_T \cdot \phi_T$$



$$\Delta W_{max} =$$

机械平衡

1. 机械平衡的目的：设法将构件的不平衡惯性力加以平衡或消除或减小惯性力的不良影响

2. 机械不平衡的应用：打夯机，按摩机。

3. 静平衡：只要求惯性力平衡，适用于 $D/b > 1.5$ 的情况。

计算时为单面质径积平衡

动平衡：惯性力和惯性力矩均平衡（双面平衡，适用于 $D/b < 1.5$ 的情况）

$$\text{取两平面} \begin{cases} \sum F = 0 \\ \sum M = 0 \end{cases}$$

注：动平衡必静平衡，反之未必。

机械摩擦

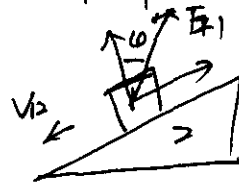
1. 移动副中的法向反力与摩擦力的合力称为总反力：

$$\varphi = \arctan f \quad (\text{或是 } f_N \rightarrow \text{槽面摩擦})$$

(1) 总反力与法向反力倾斜—摩擦角 φ 。

(2) 总反力 F_{R1} 与法向反力斜的方向与构件1对构件2的速度方向 V_{12} 相反
作用时间

如：



槽面摩擦 $f_N >$ 平面摩擦 f

应用：螺栓，V型带。

2. 转动副中的摩擦

(1) 轴颈摩擦：总反力 F_{R1} 的确定：

- ① 不考虑摩擦由力的平衡条件，确定不计摩擦时的总反力方向
- ② 计摩擦时的总反力应与摩擦圆相切 ($\rho = f \cdot v \cdot r$ ， ρ 为摩擦圆半径)
- ③ 构件2对构件1的总反力 F_{R1} 对轴颈中心的矩的方向与构件1对构件2相对角速度 ω_{12} 的方向相反。

给定的杆组中，首先分析只受二力作用的二力杆，再分析其它构件。

- 1、带传动主要失效形式为打滑和疲劳破坏。打滑主要是由于紧边拉力和松边拉力不同所致。弹性滑动发生在主动轮的出口处和从动轮的入口处。
- 2、带传动的有效拉力随预紧力的增大、包角的增大及摩擦系数的增大而增大。
- 3、带传动的设计准则为：保证不打滑的条件下，具有一定的疲劳强度和寿命。
- 4、V带带型是根据计算功率和小带轮的转速选定的。
- 5、带传动的传动比随外载荷的变化而变化。
- 6、带速低时，带传动的最大有效拉力大，易破坏故应按带速低时进行设计。
- 7、两带轮的中心距大时，虽然小带轮的包角增大，但是带转一圈所用时间增多，寿命增长，能承受载荷增大。
- 8、普通V带的速度小于25~30m/s，最大不超过35 m/s。
- 9、为保证V带的受力均匀，其根数通常小于10根。
- 10、带轮的材料主要是铸铁，常用的有HT150和HT200。
- 11、带轮的基准直径小于2.5倍轴的直径时，采用实心式；基准直径小于300mm时采用腹板式；大于300mm时，采用轮辐式。
- 12、带轮的结构设计主要是根据带轮的基准直径选择结构形式，根据带的截型确定轮槽尺寸。
- 13、V带的小带轮过小，则弯曲应力（与带轮直径成反比）过大。故小带轮直径不能过小。
- 14、V带的设计步骤：1）确定计算功率2）选择带型3）确定带轮基准直径（先初选小带轮直径，在验算带速然后计算从动轮的直径）4）确定中心距和带的基准长度5）验算主动轮上的包角6）确定带的根数7）确定带的预紧力8）验算带上的压轴力
- 15、V带的张紧轮装置中张紧轮一定要放在松边内侧，且尽量靠近大带轮。
- 16、链传动较带传动而言，由于不存在弹性滑动和打滑，所以能保持准确的平均传动比。
- 17、链传动的径向压轴力较带传动小。
- 18、带传动不能保持恒定的瞬时传动比。
- 19、一般情况下，滚子链通常采用偶数链节数。
- 20、滚子链中内链板与套筒、外链板与销轴之间为过盈配合。滚子与套筒之间、套筒与销轴之间为间隙配合。
- 21、滚子链的磨损主要发生在销轴与套筒的接触面上。
- 22、链号数 $\times 25.6/16\text{mm}$ 即为节距值。

- 23、链传动主动轮齿数减小、链节距增大运动的不均匀性增加。链传动的多边形效应只能减小，不能根除。
- 24、链轮的转速越高、节距越大、齿数越少，传动的动载荷越大。
- 25、链传动的张紧目的是使松边不致于过松，以免影响链条正常退出啮合和产生振动、跳齿或脱链现象。
- 26、链传动张紧轮张紧时，张紧轮放于靠近大链轮外侧。
- 27、链传动的失效形式，链的疲劳破坏、链条铰链的磨损、链条铰链的胶合及链条静力拉断。
- 28、链传动小齿轮的齿数介于 17~120 之间，且尽量选取与链节数互质的奇数。
- 29、链节距根据功率和小轮转速来确定。
- 30、链传动的中心距一般可选 30~50 倍节距。
- 31、齿轮的失效形式主要是轮齿的失效，轮齿的失效最常见的是齿轮折断、工作面磨损、点蚀、胶合和塑性变形。
- 32、开式齿轮的主要失效形式是齿面磨损。闭式齿轮中常见的失效形式是齿面点蚀。点蚀首先出现在靠近节线的齿根面上，然后向其他部位扩散。
- 33、开式齿轮传动，仅按齿根弯曲疲劳强度作为设计准则。
- 34、硬齿面指轮齿工作面硬度大于 350HBS 或 38HRC 的齿轮，软齿面则小于上述数值。
- 35、软齿面闭式齿轮传动按齿面接触疲劳强度设计，按齿根弯曲疲劳强度校核；硬齿面闭式齿轮传动按齿根弯曲疲劳强度设计，按齿面接触疲劳强度校核。
- 36、齿面硬度高，齿心强度低的齿轮或材质较脆的齿轮应按齿面接触疲劳强度设计。
- 37、大尺寸齿轮选用铸造毛坯；中尺寸选用锻造毛坯；小尺寸而且要求不高，可用圆钢做毛坯。
- 38、金属制的软齿面齿轮，配对两齿轮齿面的硬度差应保持在 30~50HBS 或更多。
- 39、齿轮轮齿进行的齿顶修缘是为了减小动载荷。
- 40、将配对的一个轮齿作成鼓形（称为轮齿的螺旋角修形，常用于斜齿轮和人字形齿轮）是为了改善载荷沿接触线分布不均的程度，即改善齿向载荷分布不均。
- 41、闭式齿轮传动，其润滑方法根据齿轮的圆周速度大小而定。圆周速度 $v < 12\text{m/s}$ ，用浸油润滑； $v > 12\text{m/s}$ 时采用喷油润滑：1) $v < 25\text{m/s}$ ，喷嘴位于齿轮啮合旋入边或啮合旋出边均可，2) $v > 25\text{m/s}$ ，喷嘴位于轮齿啮合旋出边。
- 42、齿轮传动中润滑油的选取是以粘度作为选取依据的。

- 43、直齿圆锥齿轮在强度计算时，以齿宽中点处的当量齿轮作为计算依据。
- 44、蜗杆传动是两轴空间交错时的一种传动结构。
- 45、当蜗杆的螺旋线升角小于啮合面的当量摩擦角时，蜗杆传动具有自锁性。
- 46、蜗轮的材料为铸造锡青铜(ZCuSn10P1,ZCuSn5Pb5Zn5)、铸造铝青铜(ZCuAl10Fe3)及灰铸铁。蜗杆的材料为碳钢或合金钢。
- 47、用锡青铜来制造蜗轮齿缘是为了减磨耐磨。由其他材料制造蜗轮轮齿是为了节省有色金属。
- 48、蜗杆的标准参数为中间平面的参数。
- 49、蜗轮蜗杆正确啮合的条件是：蜗轮的端面参数（端面模数和压力角）与蜗杆的轴面参数（也叫做中间平面）对应相等。
- 50、当交错角和为 90° 时，蜗轮与蜗杆正确啮合的条件还需保证蜗杆螺旋齿的导程角与蜗轮螺旋升角相等，且蜗轮蜗杆的旋向相同。
- 51、蜗杆的头数取 1~10，通常 1、2、4、6。
- 52、蜗杆直径 $d_1=mq$ ， q 为蜗杆的直径系数。蜗杆分度圆直径的标准化是为了减少蜗轮滚刀的数目。
- 53、 $\tan \gamma=z_1/q$,上式为蜗杆分度圆导程角 γ 与蜗杆头数 z_1 和直径系数 q 的关系。
- 54、蜗杆传动的变位特点：蜗杆尺寸不变，只有蜗轮尺寸改变。
- 55、蜗杆传动的热平衡计算是为了确保润滑油处于正常工作范围内。

- 1、 机器中每一个独立的运动单元体称为一个构件。
- 2、 由两个构件直接接触而组成的可动的连接称为运动副。两构件上能够参加接触而构成运动副的表面称为运动副元素。
- 3、 两构件在未构成运动副前，在空间一共有 6 个相对运动的自由度。分别是沿 X、Y、Z 轴的平动和转动。而两构件在组成运动副之后，所受到的约束最少为 1，最大为 5。运动副根据所引入约束的数目分类：把引入 n 个约束的运动副称为 n 级副($1 \leq n \leq 5$)。
- 4、 两构件通过点或线接触而构成的运动副称为高副；两构件通过面接触而构成的运动副称为低副。
- 5、 两构件之间的相对运动为转动的运动副称为铰链（也叫转动副或回转副）；相对运动为螺旋运动的运动副为螺旋副；相对运动为球面运动的为球面副。
- 6、 构件通过运动副的连接而成的相对可动的系统称为运动链。
- 7、 在运动链中，将某一构件加以固定而成为机架，则运动链便成为机构。
- 8、 机构中按给定的已知运动规律运动的构件称为原动件；其余活动构件称为从动件。
- 9、 机构具有确定运动时所必须给定的独立运动参数的数目（亦即猥劣使机构的位置得以确定，必须给定的独立的广义坐标的数目）称为机构的自由度。
- 10、 为使机构具有确定的运动，则机构的原动件数目应等于机构的自由度的数目
- 11、 如果原动件数目大于机构的自由度则将导致机构中最薄弱环节的损坏。
- 12、 平面机构自由度 F 的计算： $F=3n-2p_l-p_h$ ， p_l 为低副的数目， p_h 为高副的数目。在平面机构中，因为构件只做平面运动。每个自由构件有 3 个自由度，每个平面低副提供 2 个约束，每个平面高副提供 1 个约束， n 为活动构件的数目。
- 13、 计算平面自由度，需注意以下三点：
 - 1) 两个以上的构件同在一处以转动副相连接，就构成了复合铰链，如果有 m 个构件组成的复合铰链，共有 $m-1$ 个转动副。
 - 2) 如果两个构件在多处接触而成移动副，且移动方向彼此平行或重合，则只能算一个移动副；如果两构件在多处相配合而构成转动副，且转动轴线重合，只能算一个转动副。
 - 3) 若两构件在多处相互接触而构成平面高副，且各个接触点处的公法线彼此重合，则只能算做一个平面高副；若两构件在多处接触而构成平面高副，但是各接触点的公法线方向并不彼此重合，则相当于一个低副。
- 14、 有些机构中，某些构件所产生的局部运动，并不影响其他构件的运动。我们称这种

局部运动的自由度为局部自由度。设局部自由度为 F' ，则机构的实际自由度 $F=3n-(2p_l+p_h)-F'$ 。

15、 机构中，有些运动副带入的约束，对机构的运动起重复约束作用，这类约束称为虚约束。机构中的虚约束为 p' ，则实际机构自由度为 $F=3n-(2p_l+p_h-p')-F'$ 。

16、 机构中的虚约束常发生在下列情况：

- 1) 在机构中，如果用转动副连接的是两构件上运动轨迹相重合的点，在该连接将带入 1 个虚约束。
- 2) 在机构运动的过程中，若两构件上某两点之间的距离始终保持不变，又用转动副杆将两点相连，也将带入 1 个虚约束。
- 3) 在机构中，不影响机构运动传递的重复部分所带入的约束为虚约束。设重复中构件数为 n' ，低副数为 p'_l ，及高副数为 p'_h ，则重复部分的虚约束 $p'=2p'_l+p'_h-3n'$ 。

17、

- 1、双头螺柱适用于被连接件之一太厚，材料较软而且经常拆卸的场合。
- 2、螺纹连接的预紧的目的是增强连接件的紧密性和可靠性。
- 3、螺纹预紧力所产生的预紧应力要小于材料屈服极限的 0.8 倍。
- 4、一般的单线右旋普通螺纹的螺纹升角小于螺旋副的当量摩擦角，满足自锁条件。
- 5、螺纹防松的根本问题在于防止螺旋副的相对滑动。
- 6、对顶螺母、弹簧垫圈和自锁螺母属于摩擦防松；开口销与六角开槽螺母、止动垫圈和串联钢丝属于机械防松；铆合、冲点和涂胶粘剂属于破坏螺旋副运动关系防松。
- 7、布置螺栓时，各螺栓轴线间距离及螺栓轴线与机体壁之间的距离，由扳手活动的空间大小决定。
- 8、采用柔性螺栓（降低螺栓刚度）和硬垫片（增加被连接件刚度），均是为了减小应力幅。同时残余预紧力也相应减小。
- 9、螺栓头部与螺杆过渡处所采用的增大圆角及卸载结构是为了减小应力集中。
- 10、滑动螺旋的基本尺寸，通常是根据耐磨性条件确定的。
- 11、平键靠键的侧面挤压来传递转矩。普通平键连接的失效形式是工作面被压溃，导向平键和滑键连接主要失效形式是工作面过度磨损。
- 12、圆头平键放在用键槽铣刀铣出的键槽中；平头平键放在用盘铣刀铣出的键槽中。
- 13、平键连接时，键的上表面与轮毂的键槽底面间留有间隙。
- 14、键的截面尺寸 $b \times h$ 是按轴径 d 由标准中选取的。键长 L 根据轮毂的长度选取，通常不大于轮毂长度。
- 15、键的材料通常为 45#钢。
- 16、采用双键连接时，两个平键布置应沿周向相隔 180° ；两个半圆键布置于轴的同一条母线上；两个楔键沿周向相隔 $90^\circ \sim 120^\circ$ 。
- 17、矩形花键的定心方式为小径定心；渐开线花键的定心方式为齿形定心。
- 18、花键的主要失效形式是工作面被压溃或工作面过度磨损。
- 19、紧螺栓连接强度计算中系数 1.3 主要是考虑了扭转和拉伸综合效果所带来的影响。
- 20、分布在同一圆周上的螺栓数目应取为偶数。
- 21、凸台和沉头座是为了防止螺栓承受附加的弯曲载荷。
- 22、采用冷墩螺栓头部和滚压螺纹可以显著提高螺栓的疲劳强度。

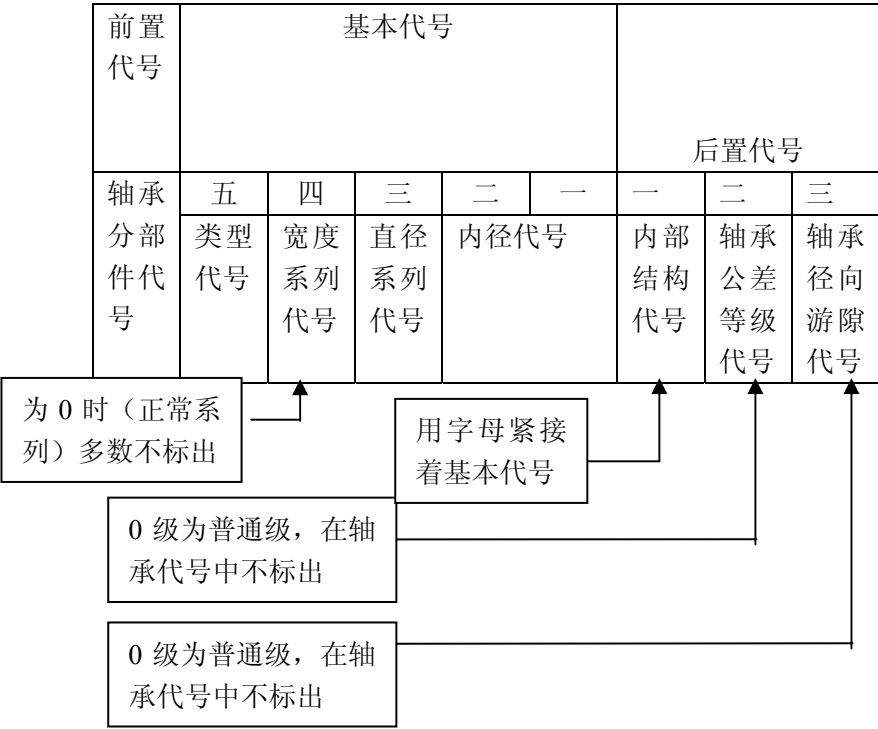
- 1、瞬心就是两构件瞬时速度相等的重合点。
- 2、两构件在瞬心处的相对速度为零，绝对速度相等。
- 3、瞬心绝对速度为零，称为绝对瞬心；否则，称为相对瞬心。
- 4、机构中每两个构件就有一个瞬心，所以 N 个构件所构成的瞬心总数 $K=N(N-1)/2$ 。
- 5、以转动副相连接的两构件的瞬心就在转动副的中心处；以移动副相连接的两构件的瞬心位于垂直导路方向的无穷远处；以平面高副相连接的两构件的瞬心，当高副作纯滚动时就在接触点，当高副两元素做相对滑动时则在过接触点高副元素的公法线上。
- 6、三心定理：三个彼此做平面运动的构件的三个瞬心必位于同一直线上。用于不通过运动副直接相连的两构件瞬心位置的确定。

- 1、静载荷可以产生变应力，变载荷也可以产生静应力。如旋转轴的不平衡质量产生是静应力，轴自重产生的是对称循环应力。
- 2、接触应力始终是脉动循环应力。接触的两个物体的接触应力相等。
- 3、其他条件相同时，零件表面越粗糙，疲劳强度越低。
- 4、绝大多数转轴中的应力状态为应力比为常数；振动着的受载弹簧中的应力状态为平均应力为常数；紧螺栓连接中螺栓承受轴向变载荷时的应力状态是最小应力保持不变。
- 5、疲劳损伤累积假说中实际等式右边数值在 0.7~2.2 之间是由于产生裂纹和使裂纹扩散所需的应力水平不同。先作用较大的载荷时，会使材料产生疲劳裂纹，虽然以后的载荷递减，但仍然能使裂纹扩展，对材料起削弱作用。而采用递增的载荷，前面作用的小载荷非但不能使材料产生初始疲劳裂纹，而且对材料起了强化作用。
- 6、圆柱螺旋拉伸弹簧分为有预应力的拉伸弹簧和无预应力的拉伸弹簧。有预应力的拉伸弹簧外加的拉力必须大于预拉力时弹簧各圈才开始分离。所以在相同的外载荷 F 情况下，有预应力的拉伸弹簧较无预应力的拉伸弹簧的变形量小。
- 7、 $C=D/d$ (D 是弹簧中径、 d 是弹簧丝直径) 称为旋绕比 (或弹簧指数)，圆柱螺旋弹簧的旋绕比越大，刚度越小。
- 8、圆截面弹簧丝的圆柱螺旋弹簧在受到轴向载荷 F 时，的最大应力产生在弹簧丝截面内侧。
(受压和受拉的情况是一样的)
- 9、弹簧的实际工作圈数是由刚度确定的。
- 10、各种车辆的板簧是用来减震的
- 11、钟表弹簧和枪门弹簧是用来储存及输出能量的
- 12、

- 1、滑动轴承的失效形式：磨粒磨损、刮伤、胶合、疲劳剥落、腐蚀。
- 2、轴承材料应满足的要求：
 - 1) 良好的减磨性、耐磨性和抗胶合性
 - 2) 良好的摩擦顺应性、嵌入性和磨合性（顺应性是指材料通过表层弹性变形来补偿轴承滑动表面初始配合不良的能力；嵌入性是指材料容纳硬质颗粒嵌入，从而减轻轴承滑动表面发生刮伤或磨粒磨损的性能；磨合性是指轴瓦与轴颈表面经短期轻载运转后，易于形成相互吻合的表面粗糙度。）
 - 3) 足够的强度和抗腐蚀能力
 - 4) 良好的导热性、经济性、工艺性
- 3、轴承材料：金属材料（轴承合金—巴氏合金或白合金；铜合金；铝基轴承合金；灰铸铁及耐磨铸铁）多孔质金属材料和非金属材料。
- 4、橡胶轴承主要用于水做润滑剂且环境脏污之处。
- 5、木材制成的轴承主要用于灰尘极多的情况下。
- 6、滑动轴承润滑脂润滑，由于润滑脂流动性差，所以无冷却效果。常用于要求不高、难以经常换油的场所。
- 7、润滑脂的选用原则：
 - 1) 压力高与滑动速度低时，选择针入度小的品种；反之，选择针入度大的品种
 - 2) 所用润滑脂的滴点比轴承的工作温度高 $20\sim 30^{\circ}\text{C}$ ，以免工作时润滑脂过多的损失。
 - 3) 在有水或潮湿的环境下，选用防水性强的钙基或铝基润滑脂；高温环境选钠基或复合钙基润滑脂。
- 8、形成流体动力润滑的必要条件：
 - 1) 相对滑动的两表面间必须形成收敛的楔形间隙
 - 2) 被油膜分开的两表面必须有足够的滑动速度，且保证润滑油从大口流进小口流出。
 - 3) 润滑油必须有一定的粘度且供油要充分。
- 9、相对间隙 ϕ 依据载荷与速度选取。速度越高、载荷越小相对间隙就越大。
- 10、流体动压润滑轴承是依靠油楔中油的压力来平衡外载荷的；而静压轴承中必须依靠泵提供的压力油来平衡外载荷。
- 11、滚动轴承包括向心轴承（只承受径向载荷）、推力轴承（只承受轴向载荷）和向心推力轴承。
- 12、滚动轴承类型代号 1 为调心球轴承、2 为调心滚子轴承、3 为圆锥滚子轴承 ✓、6

为深沟球轴承 ✓、7 为角接触球轴承 ✓。

13、



举例：

6308——内径为 40mm，深沟球轴承，尺寸系列为 03，正常结构，0 级公差，0 级游隙

14、滚动轴承所承受的载荷大小、方向和性质，是选择滚动轴承的主要依据。、

15、一组轴承中 10%的轴承发生电蚀破坏，而 90%的轴承不发生点蚀破坏前的转数或工作小时数叫做轴承的寿命，也叫做基本额定寿命，用 L_h 表示。

16、轴承的基本额定动载荷，就是使轴承的基本额定寿命恰好为 $10^6 r$ 时，轴承所承受的载荷，用 C 表示。

17、多油楔轴承较单油楔轴承，轴的运转平稳，但是承受载荷未必比单油楔轴承大。

18、滚动轴承中，角接触球轴承需要成对使用。

19、滚动轴承中滚动体与固定圈之间的载荷应力属于稳定脉动循环动应力；与转动圈的应力属于非稳定脉动循环动应力。

20、人字型齿轮需要采用固游式支承。、

- 21、 唇形密封圈的密封唇朝向轴承是为了防止润滑油外泄，若朝向外侧，则是为了防止外物浸入。
- 22、 安全联轴器和安全离合器是过载保护装置。
- 23、 联轴器分为刚性联轴器（包括套筒式、夹壳式和凸缘式，他们都没有对相对位移的补偿能力）和挠性联轴器。
- 24、 齿式联轴器属于无弹性元件的挠性联轴器，具有综合位移补偿能力。
- 25、 离合器在运转中可随时将轴与传动系统分离或结合。分为牙嵌式离合器和摩擦式离合器。
- 26、 摩擦离合器较牙嵌式离合器而言，在过载时能够打滑，形成过载保护。