

# 武汉理工大学



2006-2010 年研究生入学考试专业课

839 机械设计

参  
考  
答  
案

## 武汉理工大学 2006 年研究生入学考试试题

课程代码 839 课程名称 机械设计

### 真题参考答案

1. 答: 粘着磨损, 磨粒磨损, 表面疲劳磨损, 腐蚀磨损.
2. 答: 降低摩擦, 减少或防止磨损; 降低摩擦功耗, 降低温升, 防锈 缓冲和吸振  
固体润滑剂, 液体润滑剂, 气体润滑剂及半固体润滑剂.
3. 答:a. 强度准则, 针对零件断裂、塑性变形或表面疲劳损坏失效  
b. 刚度准则, 针对过大弹性变形  
c. 耐磨性准则, 针对过度磨损、胶合破坏  
d. 振动和噪声准则, 针对高速机械的振动失稳 (即共振)
4. 答:a 两工作表面间必须构成楔形间隙  
b 两工作表面间应充满具有一定粘度的润滑油或其它流体  
c 两工作表面间存在一定相对滑动, 且运动方向总是带动润滑油从大截面流  
进, 小截面  
流出。
5. 答: 静止的时候, 轴与轴承孔自然形成油楔, 刚起动, 速度低。由于轴径与轴承  
之间的摩擦,  
轴承沿轴承孔上爬。随着速度增大, 被轴径带动起来的润滑油进入楔形间隙  
并产生动压  
力将轴径推离, 形成动压油膜。
6. 答: 带传动过程中, 会产生弯曲应力, 如直径过小, 弯曲应力增大, 为防止弯曲应力

过大,对每种

V 带,都规定了相应的最小直径.小带轮直径过大会增大尺寸,给安装带来不便.

7.答:心轴——只受弯矩 M 的轴,如滑轮轴、自行轮轴;

传动轴——只受扭矩 T,或少量弯矩(轴自重引起)如汽车双万向联轴器的中间轴;

转轴——既受弯矩,又受转矩的轴,如齿轮减速器中装齿轮的轴。

8.答:铰链磨损;链板的疲劳破坏;点蚀和多次冲击破断;销轴与套筒的胶合;过载拉断

内部附加动载荷的因素有:

由于链速 v 的周期性变化产生的加速度 a,当  $\beta = \pm \varphi 1/2$  时,加速度达到最大值

链条上下方向运动速度 v 周期性变化产生横向振动,引起动载荷。

当链条的铰链与轮齿突然啮合时,相当于链节铰链敲击轮齿,它们之间产生冲击动载荷。

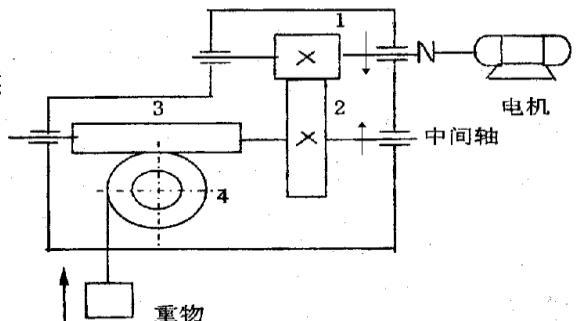
链和链轮的制造误差以及安装误差。

由于链条的松弛,在启动、制动、反转、突然冲击等。

9.答:(1)各轮转向如图:

蜗杆右旋

(2)齿轮 2 轴向力向右,径向力向下,圆周力垂直纸面向里.



齿轮 3 轴向力向左,径向力向上,圆周力垂直纸面向里.

$$(3) T_1 = 9.55 \times 10^6 \times \frac{P_1}{n_1} = 9.55 \times 10^6 \times \frac{6250}{275} = 2.17 \times 10^8 N \bullet mm$$

$$\cos \beta = \frac{m_n(Z_1 + Z_2)}{2a} = \frac{5 \times 99}{2 \times 255} = 0.97$$

$$\tan \beta = \sqrt{1 - \cos^2 \beta} = \sqrt{1 - 0.97^2} = 0.24$$

$$d_1 = \frac{m_n Z_1}{\cos \beta} = \frac{5 \times 21}{0.97} = 108.25 mm$$

$$F_t = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2 \times 2.17 \times 10^8}{108.25} = 4 \times 10^6 N$$

$$F_a = F_t \times \tan \beta = 4 \times 10^6 \times 0.243 = 9.72 \times 10^5 N$$

$$F_r = F_t \tan \alpha_n / \cos \beta = 4 \times 10^6 \times \tan 20 / 0.97 = 1.5 \times 10^6 N$$

10. 解:(1) 要使结合面不产生间隙, 剩余预紧力大于零,

$$\text{由 } F_0 = F + F'' = F' + \frac{C_1}{C_1 + C_2} F$$

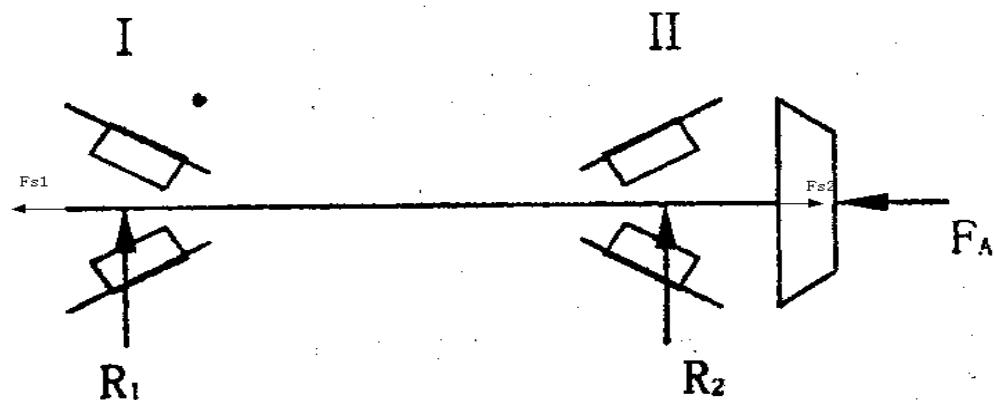
$$F'' = F' - \frac{C_2}{C_1 + C_2} F \geq 0$$

$$F \leq (\frac{C_1}{C_2} + 1) F' = (\frac{1}{5} + 1) \times 8000 = 9600 N$$

$$\text{极限载荷 } Q = F' + \frac{C_1}{C_1 + C_2} F = 8000 + \frac{1}{1+5} \times 9600 = 9600 N$$

$$\text{直径 } d \geq \sqrt{\frac{4 \times 1.3 Q}{\pi [\sigma]}} = \sqrt{\frac{4 \times 1.3 \times 9600}{3.14 \times 140 \times 10^6}} = 10.65 mm$$

11. (1) 受力分析, 判断派生轴向力的方向, 如图。



(2) 计算派生轴向力的大小

$$Fs1 = Fr1/2Y = 1600N/2 \times 1.6 = 500N$$

$$Fs2 = Fr2/2Y = 3200N/2 \times 1.6 = 1000N$$

(3) 判断  $Fs1 + Fa$  与  $Fs2$  的大小

$$Fs1 + Fa = 500 + 1000N = 1500N > Fs2$$

轴承“1”被压紧，轴承“2”放松

(4) 计算轴向力

$$Fa1 = 500N$$

$$Fa2 = Fs1 + Fa = 1500N$$

(5) 确定 X、Y 的值

$$Fa1/Fr1 = 500/1600 = 0.3125 < e; X = 1, Y = 0$$

$$Fa2/Fr2 = 1500/3200 = 0.4688 > e; X = 0.4, Y = 1.6$$

(6) 计算当量动载荷

$$P1 = fp(X \times Fr1 + Y \times Fa1) = 1 \times 1600 = 1600N$$

$$P2 = fp(X \times Fr2 + Y \times Fa2) = 0.4 \times 3200 + 1.6 \times 1500 = 3680N$$

P1<P2,一般计算轴承Ⅱ的寿命。

12. 轴的设计步骤:

①.选材

②.初定轴的最小直径

③.轴的结构设计包括轴上零件的定位和固定,加工和装配的工艺性,提高轴强度的结构措施

④.轴的强度计算

⑤.如有有特殊要求时,还需有轴的刚度计算和轴的稳定性计算

轴设计时应该注意的问题:

①设计时应注意密封

②调整问题: 如调整垫片

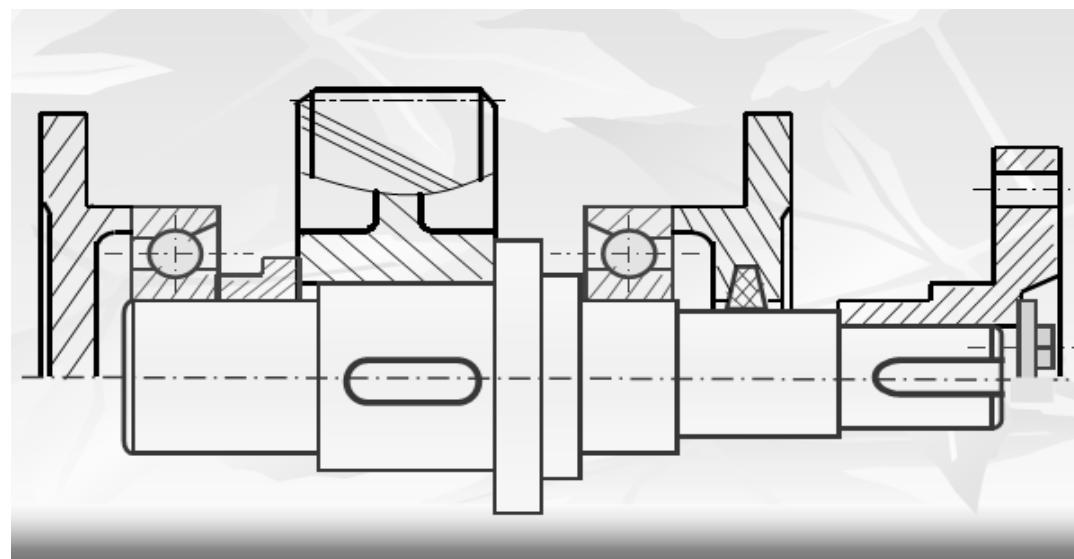
③键的设计 如长度过长或过短, 键的上表面与轮毂槽底之间要留有间隙, 多个键应该在同一直线上

④轴承安装时应恰当 如轴肩高度或套筒高度要低于轴承内圈, 以方便拆卸;  
端盖顶紧轴承处要高于轴承外圈;

⑤齿轮的安装时轴向定位可靠, 即套筒和齿轮下的轴肩有间隙, 才能把齿轮顶紧; 注意齿轮挡油环的设计;

⑥设计时需保证定位可靠;

⑦材料问题,考虑制造成本和加工工艺.



# 武汉理工大学 2007 年研究生入学考试试题

课程代码 839 课程名称 机械设计

## 真题参考答案

答：通常典型的应力变化规律有：应力循环特性不变，变应力的平均应力不变，变应力的最小应力不变。绝大多数转轴中的应力状态属于变应力的循环特性不变。

2. 答：①螺栓联接是利用螺栓穿过被联接件的孔，拧上螺母，将被联接件联成一体。其被联接件的孔内不切制螺纹，使用方便。通常用被联接件不太厚，能从被联接件两边进行装配的场合。

②双头螺柱联接是将螺栓一端旋紧在一被联接件的螺纹孔内，另一端穿过另一被联接件的孔，旋上螺母，从而将被联接件联成一体。用于被联接件之一太厚不便穿孔，且需经常装拆或结构上受限制不能采用螺栓联接的场合。

③螺钉联接不用螺母，而是直接将螺钉拧入被联接件之一的螺纹孔内，从而实现联接。用于被联接件之一较厚的场合，不经常装拆联接的场合。

④紧定螺钉联接，是利用紧定螺钉旋入一零件，并以其末端顶紧另一零件（或该零件的凹坑内）来固定两零件之间的相互位置，可用于传递不大的力及转矩，多用于轴和轴上零件的联接。

带的弹性变形量的变化而引起带与带轮之间微量相对滑动的现象，称为弹性滑动。

当传递的有效拉力达到极限值  $F_{elim}$  时，过载引起的带与小带轮接面间将发生显著的相对滑动。

弹性滑动是带传动正常工作时不可避免的固有特性，是微量的相对滑动，只发生在带离开

带轮前的那部分接触弧上；

打滑是带传动的失效形式，设计时必须避免，是显著的相对滑动，发生在带和带轮的全部

接触弧上

4. 答：① 链传动布置时应注意：

- 1) 首先两链轮的回转平面应在同一平面内，否则易使链条脱落，或不正常磨损。
- 2) 其次两链轮的连心线最好在水平面内，若需要倾斜布置时，倾角也应避免大于 $45^\circ$ 。应避免垂直布置，因为过大的下垂量会影响链轮与链条的正确啮合，降低传动能力。
- 3) 链传动最好紧边在上、松边在下，以防松边下垂量过大使链条与链轮轮齿发生干涉或松边与紧边相碰

② 动载荷有

- 1) 外部附加动载荷 由于工作载荷和原动机的工作特性带来的振动、冲击等因素引起的附加载荷，用工作情况系数加以考虑；
- 2) 内部附加动载荷，由链传动本身速度变化及制造、安装误差引起的附加动载荷。

内部动载荷是由于：

- a. 链速  $v$  的周期性变化产生的加速度  $a$ ，当  $\beta = \pm \varphi_1/2$  时，加速度达到最大值，链条上下方向运动速度  $v$  周期性变化产生横向振动，引起动载荷。
- b. 链条的铰链与轮齿突然啮合时，相当于链节铰链敲击轮齿，它们之间产生冲击

动载荷。

c. 链和链轮的制造误差以及安装误差。

d. 由于链条的松弛，在启动、制动、反转、突然超载或卸载情况下出现的惯性冲击等。

③ 高速重载下选择小节距，多排链。

5. 答：a. 轮齿折断，多发生在脆性材料轮齿根部

b. 齿面点蚀，多发生在润滑良好的闭式软齿面齿轮中

c. 齿面胶合，多发生在高速重载热条件差的闭式齿轮中

d. 齿面磨损，多发生在开式齿轮传动中

e. 齿面塑性变形，多发生在低速过载，频繁启动的软齿面齿轮传动中

6. 答：目的是为了减少蜗轮滚刀的数目，为便于蜗轮滚刀的标准化，规定蜗杆直径  $d_1$  为标准值，且与

蜗杆传动结构紧凑，传动比大 动力传动中，一般单级传动比  $i = 8 \sim 80$ ，在分度传动中，可达 1000) 传动平稳，振动、冲击和噪声均很小，在一定的条件下具有自锁性等

阿基米德蜗杆形成与螺纹相同。在切制时，刀刃平面通过蜗杆轴线，刀刃夹角  $2\alpha_0 = 40^\circ$ ，这样加工出的蜗杆在垂直其轴线剖面与齿廓的交线是阿基米德螺旋线；在通过轴线的剖面内，齿廓为直线。以此为滚刀加工出的蜗轮，在中间平面（通过蜗杆轴线并垂直于蜗轮轴线的平面）内，齿形为渐开线。蜗轮与蜗杆在中间平面上相似于渐开线齿轮与齿条的啮合。

阿基米德蜗杆加工及测量方便，应用广泛。

7. 答:

a. 按扭转强度计算: 适用于传动轴、转轴初算;

b. 按弯曲强度计算: 用于心轴强度计算;

c. 按弯、扭合成强度计算: 用于转轴强度计算。

d. 按安全系数校核计算

8. 答: 能承受较大的径向负荷  $F_R$  和单向的轴向负荷  $F_A$

9. 答: 整体式和剖分式径向滑动轴承各自特点。整体式轴承结构简单, 易制造, 装拆不太方便, 轴瓦磨损后, 间隙无法调整, 多适用于低速轻载或间歇工作机械, 剖分式轴承装拆方便, 轴承间隙可以用剖分面处的垫片厚度来调整

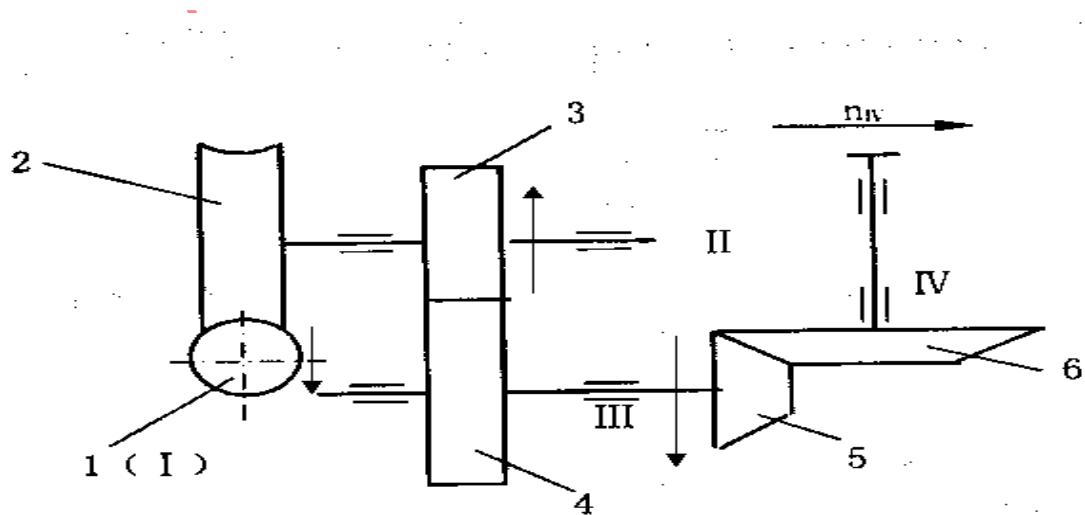
10. 答: 常用滚动轴承布局方式

(1) 固定式, 用于工作温度不高的短轴

(2) 固游式, 用于工作温度较高或较长的轴

(3) 游动式, 用于能轴向双向移动的轴

11.(1) I II III 轴的转向如图示



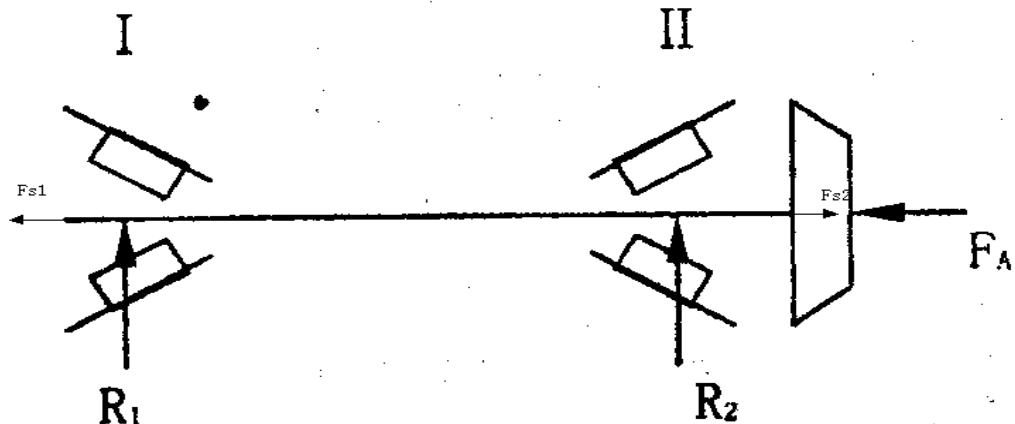
(2) 蜗轮 2 右旋, 斜齿轮 3 右旋, 斜齿轮 4 左旋

(3) 蜗轮 2 的轴向力向右, 圆周力垂直纸面向外, 径向力向上

斜齿轮 4 的轴向力向右, 圆周力垂直纸面向外, 径向力向下

12. 解:

(1) 受力分析, 判断派生轴向力的方向, 如图:



(2) 计算派生轴向力的大小

$$Fs1 = Fr1/2Y = 6000N/2 \quad 2 = 1500N$$

$$Fs2 = Fr2/2Y = 4000N/2 \quad 2 = 1000N$$

(3) 判断  $Fs1 + Fa$  与  $Fs2$

$$Fs1 + Fa = 1500 + 1000N = 2500N > Fs2$$

轴承“1”被压紧, 轴承“2”放松

(4) 计算轴向力

$$Fa1 = 1500N$$

$$Fa2 = Fs1 + Fa = 2500N$$

(5) 确定 X、Y 的值

$$Fa1/Fr1 = 1500/6000 = 0.25 < e; \quad X=1, Y=0$$

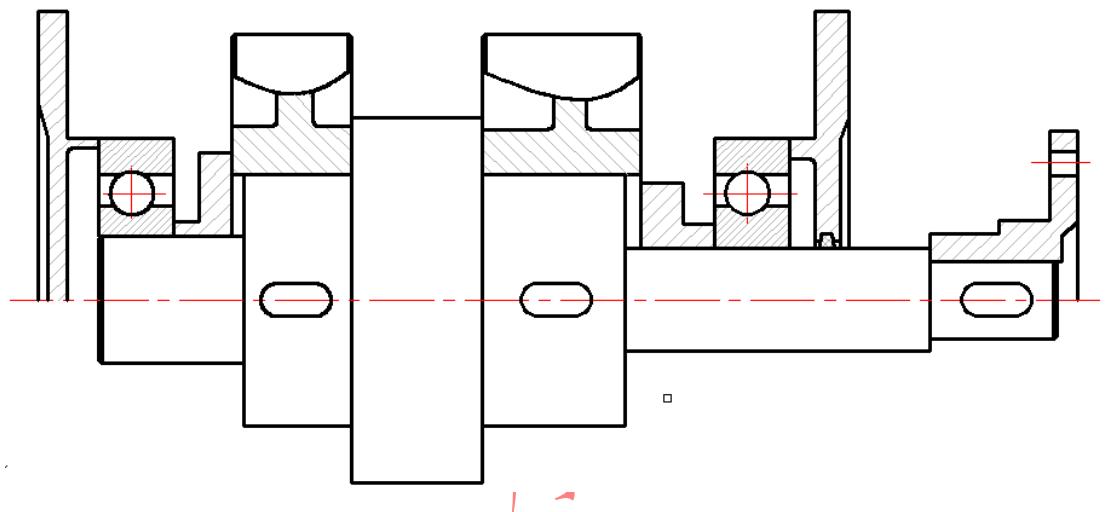
$$Fa2/Fr2 = 2500/4000 = 0.625 > e; \quad X=0.4, Y=2$$

(6) 计算当量动载荷

$$P_1 = f_p (X \times F_{r1} + Y \times F_{a1}) = 1 \times 6000 = 6000 \text{ N}$$

$$P_2 = f_p (X \times F_{r2} + Y \times F_{a2}) = 0.4 \times 4000 + 2 \times 2500 = 6600 \text{ N}$$

13.



# 武汉理工大学 2008 年研究生入学考试试题

课程代码 839 课程名称 机械设计

## 真题参考答

### 一 填空题:

- 1.降低,增大
- 2..打滑,疲劳强度
- 3.大,动载荷
- 4.偶数,过渡链节
- 5.法,中间
- 6.两侧面,轴的直径 D
- 7.轴较长,工作温度较高的情况
- 8.6206 / P 4 ,7206 A C / P 6
- 9.10%,90%
- 10.轮齿弯曲疲劳强度,齿面接触疲劳强度

### 二 简答题

- 1.答:带速过高则离心力大,使带与带轮的正压力减小,摩擦力降低,易打滑,带速太低时,所需有效拉力过大,要求带的根数过多,带传动轴向结构尺寸增大,所以带传动的带速 v 规定在 5——25 m/s 范围内

2. 答：根据轴的承载情况，直轴分为转轴，心轴，传动轴

转轴：同时承受转矩和弯矩的轴，如减速器中的轴

心轴：只受弯矩不受转矩的轴，如滑轮轴

传动轴：主要受转矩，不受弯矩或弯矩很小的轴，如万向联轴器中的轴

3. 答：其强度计算准则为：按齿面接触疲劳强度设计，按轮齿弯曲疲劳强度校核，

因为调质和

正火处理后齿面硬度为软齿面齿轮，而软齿面闭式齿轮传动时损伤形式主要为齿面点蚀，也可能发生轮齿折断及其它失效形式，故采用以上计算准则

4. 答：蜗杆头数对蜗杆传动的影响。蜗杆头数多，传动效率增大，但头数过多，导程加大，

会给制造带来困难

5. 答：蜗杆传动正确啮合条件为  $\alpha_{a1} = \alpha_{t2}$ ,  $m_{a1} = m_{t2}$ ,  $\beta = \gamma$ , 将蜗杆传动蜗杆直径

系数  $q$  定为标准值的目的是减少蜗轮滚刀的数目，便于刀具标准化。

6. 答：提高轴疲劳强度的措施有：

(1) 改变轴上零件布置，可减小轴所受的载荷

(2) 改进轴上零件的结构可减轻轴的载荷

(3) 改变零件的结构形状，消除或减小应力集中

(4) 改进轴的表面质量，提高轴的疲劳强度

7. 答: 轴的轴向固定方法有: 轴肩, 套筒, 轴端挡圈

轴的周向固定方法有: 紧定螺钉, 平键连接, 销连接

8. 答:a 两工作表面间必须构成楔形间隙

b 两工作表面间应充满具有一定粘度的润滑油或其它流体

c 两工作表面间存在一定相对滑动, 且运动方向总是带动润滑油从大截面流进, 小

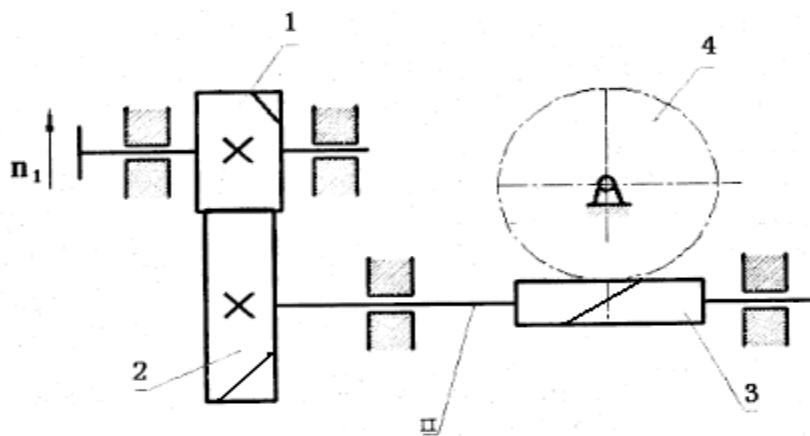
截面流出。

### 三 受力分析题

(1) 齿轮 2 左旋

蜗杆 3 左旋

如图示:



(2) 齿轮 2 的轴向力向右, 圆周力垂直纸面向外, 径向力向下

蜗杆 3 的轴向力向左, 圆周力垂直纸面向里, 径向力向下

(3) 蜗轮左旋, 转向为逆时针.

#### 四、计算题

1. 解：设最大剪切力为  $F$

$$\text{剪切应力 } \tau = \frac{F}{A}$$

$$F \cdot D / 2 = T$$

$$\tau = \frac{2T}{6D\pi d_s^2 / 4}$$

$$T = \frac{3D\pi d_s^2 [\tau]}{4} = \frac{3 \times 360 \times \pi \times 11^2 \times 192}{4} = 1.97 \times 10^7 N \cdot mm$$

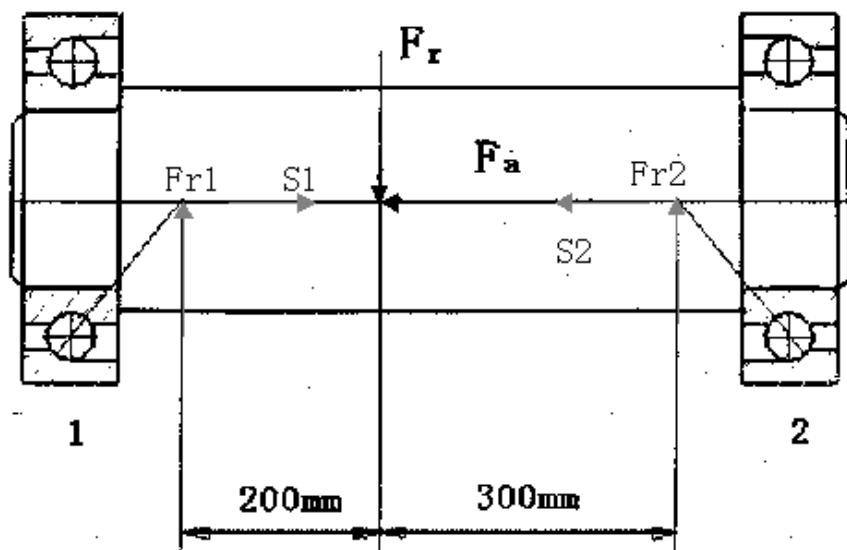
校核螺栓与孔壁配合面间挤压强度

$$\sigma_p = \frac{F_s}{d_s h} = \frac{2T}{6Dd_s h_{\min}} = \frac{2 \times 1.97 \times 10^7}{6 \times 360 \times 11 \times 30} = 55.26 N/mm^2 < [\sigma_p]$$

满足挤压强度要求

故最大扭矩为  $1.97 \times 10^7 N \cdot mm$

2. 解：(1) 受力分析如图



$$Fr = Fr_1 + Fr_2$$

以轴承一为支点  $Fr \bullet 200 = Fr_2 \bullet 500$

解得  $Fr_1 = 600\text{N}$ ,  $Fr_2 = 400\text{N}$

(2) 计算派生轴向力

$$S_1 = 0.7Fr_1 = 0.7 \times 600 = 420\text{N}$$

$$S_2 = 0.7Fr_2 = 0.7 \times 400 = 280\text{N}$$

(3) 判断  $S_1$  与  $S_2 + Fa$  的大小

$$S_2 + Fa = 280\text{N} + 100\text{N} = 380\text{N} < S_1$$

轴承“2”被压紧，轴承“1”放松

(4) 计算轴向力

$$Fa_1 = 420\text{N}$$

$$Fa_2 = Fa - S_1 = 320\text{N}$$

(5) 计算当量动载荷

$$P_1 = f_p (X \times Fr_1 + Y \times Fa_1) = 0.5 \times 600 + 1 \times 420 = 720\text{N}$$

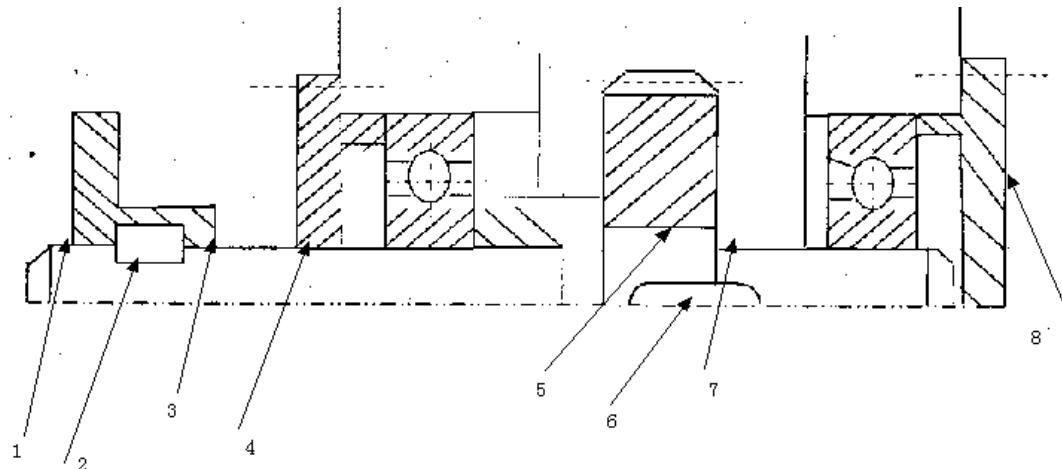
$$P_2 = f_p (X \times Fr_2 + Y \times Fa_2) = 0.5 \times 400 + 1 \times 320 = 520\text{N}$$

$$P_1 > P_2, \text{ 取 } P_1 = 720\text{N}$$

(6) 计算轴承寿命

$$L_{10} = \left( \frac{f_t c}{P} \right)^{\varepsilon} = \left( \frac{11.2 \times 10^3 \times 1}{720} \right)^3 = 3764r$$

五、结构题



1. 联轴器无轴向定位；
2. 键槽应在同一母线上；
3. 轴上的精加工面太长；
4. 端盖与轴直接接触，无密封措施；
5. 齿轮的宽度应略大于与之配合的轴段的轴的宽度；
6. 键槽开的过长；
7. 齿轮无轴向定位；
8. 端盖的中间面应挖去一些，减少加工面。

# 武汉理工大学 2009 年研究生入学考试试题

课程代码 839 课程名称 机械设计

## 真题参考答案

### 一、填空题

1. 磨损与胶合
2. 好
3. 拉
4. 带传动时有弹性滑动
5. 传动比准确
6. 偶数
7. 高速，低速
8. 齿面接触疲劳强度，齿根弯曲疲劳强度
9. 锡青铜
10. 轴的直径
11. 两端固定；一端固定，一端游动
12. 小径

### 二、简答题

1. 答：润滑剂的作用：降低摩擦，减少或防止磨损，降低摩擦功耗，降低温度，防锈，缓冲和吸振。

常用的有固体润滑剂，半固体润滑剂，液体润滑剂，气体润滑剂

2. 答：断裂，表面压碎，表面点蚀，塑性变形，过量弹性变形，共振，过热，过量磨损

3. 答：平键按用途分为平键，导键，滑键

普通平键用于静连接，即轴与轴上零件没有相对移动，按端部形状不同分为 A

(圆头)，B(平头)，C(单圆头)

导键和滑键用于动联接，导键用于轴上零件轴向位移不变的场合，滑键用于轴上

零件轴向位移较大的场合

4. 答：①螺栓联接是利用螺栓穿过被联接件的孔，拧上螺母，将被联接件联成一体。其

被联接件的孔内不切制螺纹，使用方便。通常用被联接件不太厚，能从被联接

件两边进行装配的场合。

②双头螺柱联接是将螺栓一端旋紧在一被联接件的螺纹孔内，另一端穿过另一被

联接件的孔，旋上螺母，从而将被联接件联成一体。用于被联接件之一太厚不便穿孔，且需经常装拆或结构上受限制不能采用螺栓联接的场合。

③螺钉联接不用螺母，而是直接将螺钉拧入被联接件之一的螺纹孔内，从而实现

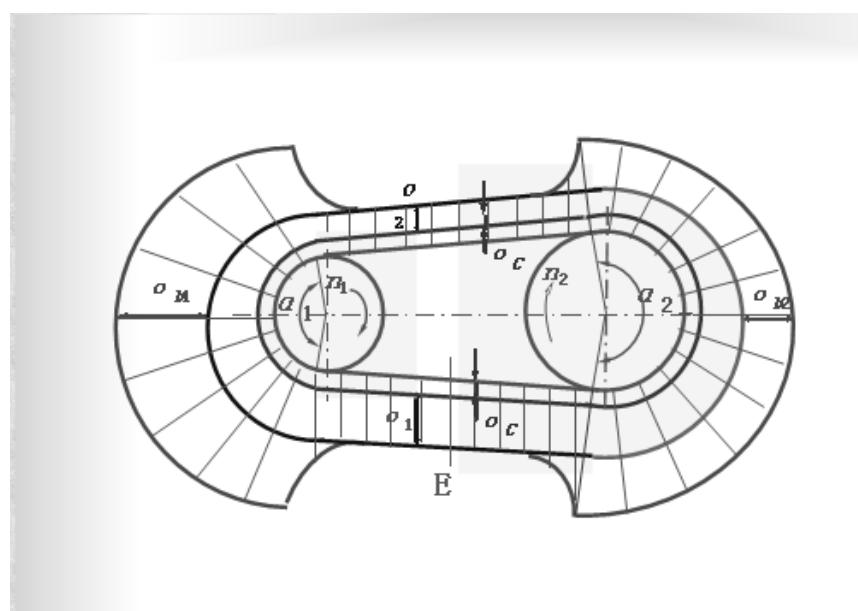
联接。用于被联接件之一较厚的场合，不经常装拆联接的场合

④紧定螺钉联接，是利用紧定螺钉旋入一零件，并以其末端顶紧另一零件（或该零件的凹坑内）来固定两零件之间的相互位置，可用于传递不大的力及转矩，

多用于轴和轴上零件的联接

5. 答：主要参数为链节距  $Z_1$ ，连轮齿数  $Z_2$ ，链轮转速  $n_1$ ，链节距  $Z_1$  应取小， $Z_2$  取多。转速尽可能小。确保减少动载荷

6. 答：有离心拉应力，弯曲应力，拉应力。最大应力发生在带的主动边刚绕上小带轮处。应力分布图为：



7. 答：蜗杆传动应放在低速级，因蜗杆传动摩擦发热大，效率比齿轮传动低，只宜用

于中、小功率的场合

8. 答：在节线啮合时，同时啮合的齿对数少，接触应力大，且节点处齿廓相对滑动速

度小，油膜不易形成摩擦力大

9. 答：蜗杆传动的传动比等于蜗轮齿数与蜗杆头数之比，不等于蜗轮与蜗杆直径之比，

因为  $d_1 = m_1 q \neq m_1 z_1$ ；蜗轮保证不过根切使齿数大于 17；增大啮合区提高平稳

性，通常规定  $Z_2 > 28$ ；为防止蜗轮尺寸过大造成蜗杆轴跨距大降低蜗杆的弯曲

刚度  $Z_2 \leq 80$ 。

10. 答：(1) 足够的抗压强度和疲劳强度；  
(2) 低摩擦系数，良好的耐磨性，抗胶合性，跑合性，嵌藏性和顺应性；

(3) 热膨胀系数小，良好的导热性和润滑性能以及耐腐蚀性；  
(4) 良好的工艺性。

轴瓦材料名称：轴承合金，铜合金，粉末冶金，铸铁

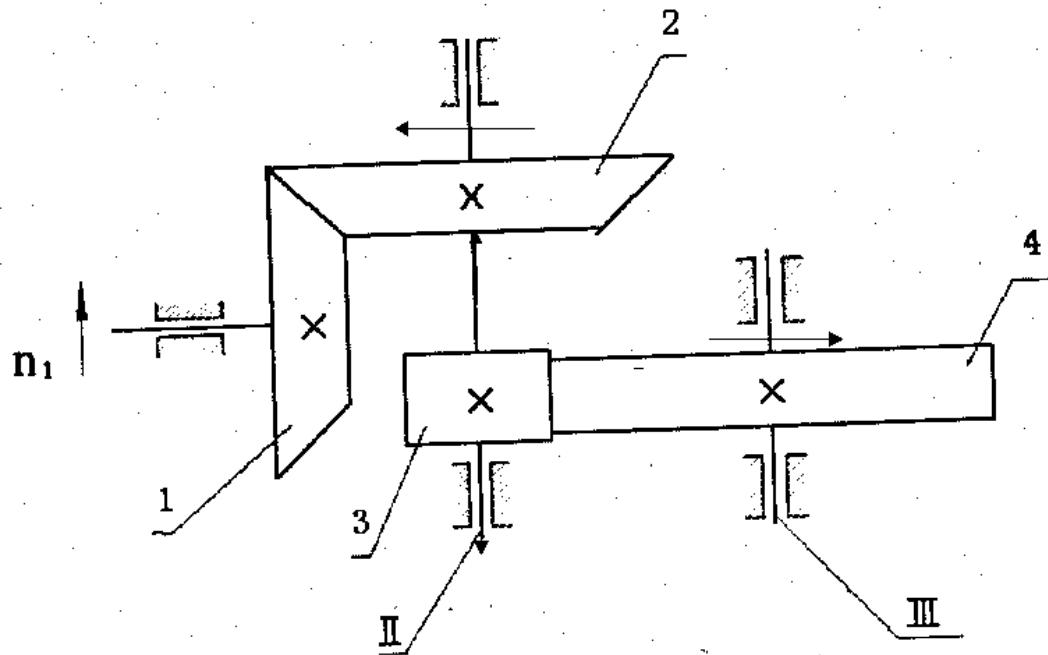
### 三、受力分析题

(1) 齿轮 2: 圆周力垂直纸面向里; 轴向力向上; 径向力向左

齿轮 4: 圆周力垂直纸面向外; 轴向力向上; 径向力向右

(2) 齿轮 3 右旋, 齿轮 4 左旋

(3) II 轴和 III 轴的转动方向如图:



#### 四、计算题

1、解: (1) 计算单个螺栓工作压力

$$F = P \times \pi \times \left(\frac{D}{2}\right)^2 \times 1/8 = 3 \times 3.14 \times \left(\frac{160}{2}\right)^2 \times 1/8 = 7536N$$

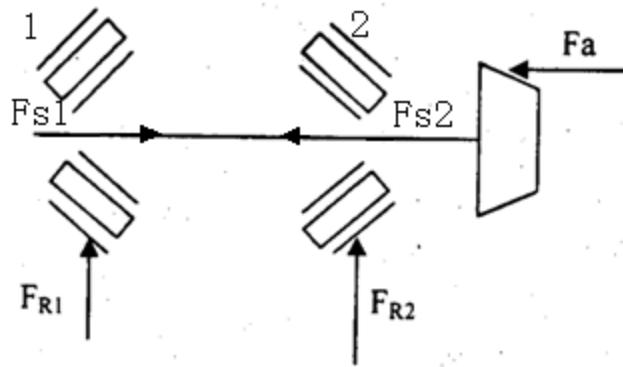
$$(2) \text{ 总压力 } F_0 = F + \frac{C_1}{C_1 + C_2} F = 1.6F + 0.9F = 2.5F = 2.5 \times$$

$$7536N = 18840N$$

$$(3) \text{ 求直径 } d \geq \sqrt{\frac{4 \times 1.3 F_0}{\pi[\sigma]}} = \sqrt{\frac{4 \times 1.3 \times 18840}{3.14 \times 120}} = 16.12mm$$

故螺栓最小直径为 17mm

2、解：(1) 受力分析，判断派生轴向力的方向，如图。



(2) 计算派生轴向力的大小

$$F_{s1} = F_{R1}/2Y = 4000N/2 \times 1.7 = 1176.47N$$

$$F_{s2} = F_{R2}/2Y = 3000N/2 \times 1.7 = 882.35N$$

(3) 判断  $F_{s2}+F_a$  与  $F_{s1}$  的大小

$$F_{s2}+F_a = 882.35 + 2000N = 2882.35N > F_{s1}$$

轴承“1”被压紧，轴承“2”放松

(4) 计算轴向力

$$F_{a1} = F_{s2} + F_a = 2882.35N$$

$$F_{a2} = F_{s2} = 882.35N$$

(5) 确定 X、Y 的值

$$F_{a1}/F_{R1} = 2882.35/4000 = 0.72 > e; X = 0.4, Y = 1.7$$

$$F_{a2}/F_{R2} = 882.35/3000 = 0.29 < e; X = 1, Y = 0$$

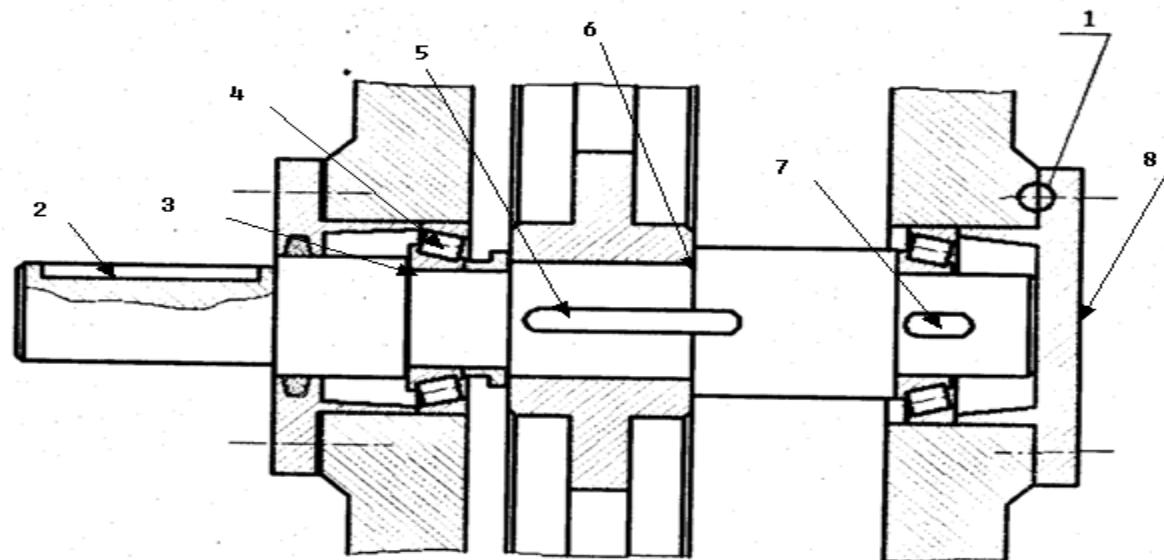
(6) 计算当量动载荷

$$P_{r1} = f_p (X \times F_{R1} + Y \times F_{a1}) = 0.4 \times 4000 + 1.7 \times 2882.35 = 6499.99N$$

$$P_{r2} = f_p (X \times F_{R2} + Y \times F_{a2}) = 3000N$$

## 五、结构题

解：



- 1.缺少调整垫片；
- 2.轴上键槽应开在同一母线上；
- 3.轴肩设计错误，轴承无法拆装；
- 4.轴承装配方向一致，没有起到固定作用；
- 5.键槽开得过长；
- 6.齿轮所处轴段长度过长，出现过定位，齿轮定位不可靠；
- 7.无需开键槽；
- 8.轴承端的端面处应减少加工面。

# 武汉理工大学 2010 年研究生入学考试试题

课程代码 839 课程名称 机械设计

## 真题参考答案

### 一、简答题

1. 答：循环特性的变应力变化范围  $-1 \leq r \leq 1$

$r = -1$ , 为对称循环变应力

$r = 0$ , 为脉动循环变应力

$r = 1$ , 为静应力

通常典型的应力变化规律有：应力循环特性不变，变应力的平均应力不变，变应力的最小

应力不变。绝大多数转轴中的应力状态属于变应力的循环特性不变

2. 答：  
①螺栓联接是利用螺栓穿过被联接件的孔，拧上螺母，将被联接件联成一体。其

被联接件的孔内不切制螺纹，使用方便。通常用被联接件不太厚，能从被联接

件两边进行装配的场合。

②双头螺柱联接是将螺栓一端旋紧在一被联接件的螺纹孔内，另一端穿过另一被

联接件的孔，旋上螺母，从而将被联接件联成一体。用于被联接件之一太厚不

便穿孔，且需经常装拆或结构上受限制不能采用螺栓联接的场合。

③螺钉联接不用螺母，而是直接将螺钉拧入被联接件之一的螺纹孔内，从而实现

联接。用于被联接件之一较厚的场合，不经常装拆联接的场合

④紧定螺钉联接，是利用紧定螺钉旋入一零件，并以其末端顶紧另一零件（或该

零件的凹坑内）来固定两零件之间的相互位置，可用于传递不大的力及转矩，

多用于轴和轴上零件的联接

3. 答：a. 按扭转强度计算：适用于传动轴、转轴初算；

b. 按弯曲强度计算：用于心轴强度计算；

c. 按弯、扭合成强度计算：用于转轴强度计算。

d. 按安全系数校核计算

4. 答：平带的工作面为与带轮接触宽平面，V带工作面为两侧面，在相同张紧力下，V带传

动较平带传动能力大，因V带产生楔形效应，当量摩擦系数大，产生摩擦力更大

5. 答：①链传动布置时应注意：

1) 首先两链轮的回转平面应在同一平面内，否则易使链条脱落，或不正常磨损。

2) 其次两链轮的连心线最好在水平面内，若需要倾斜布置时，倾角也应避免大于45°。应避免垂直布置，因为过大的下垂量会影响链轮与链条的正

确啮合，降低传动能力。

3) 链传动最好紧边在上、松边在下，以防松边下垂量过大使链条与链轮轮齿发生干涉或松边与紧边相碰

动载荷与链节距和链速有关，高速重载下应选小节距（较多链轮齿数）多排链

6. 答：闭式硬齿面齿轮传动主要失效形式为轮齿折断，应以齿轮弯曲疲劳强度为计算准则，

以齿面接触疲劳强度为校核准则。设计中应使小齿轮硬度高于大齿轮 30~50HBS，

为了使大小齿轮寿命接近。

7 答：蜗杆传动相对滑动速度大，效率低，发热量大，使工作温度升高，蜗轮齿面上容易发

生胶合，为防止胶合发生，必须进行热平衡计算。

8. 答：限制轴承平均压力 以免产生过度的磨损；限制  $PV$  值以防止过热产生胶合；限制滑

动速度  $V$  以免加速磨损而使轴承报废

9. 答：轴瓦材料名称：轴承合金，铜合金，粉末冶金，铸铁  
轴承合金具有良好的抗胶合性和耐腐蚀性，但它的弹性模量和弹性极限都很低，机械强度比青铜、铸铁等低很多，一般只用作轴承衬的材料，锡基合金的热膨

胀性质比铝

基合金好，更适用于高速轴承；

铜合金用于中速重载，低速重载的轴承；

粉末冶金用于载荷平稳、低速和加油不方便的场合；

铸铁用作中低速不重要的轴承。

10. 答：联轴器的选用。低速用刚性联轴器，高速用弹性联轴器，刚度大用固定式联轴器，

刚度小用可移式联轴器，万向联轴器用于两轴线有夹角的场合

刚性联轴器分为刚性固定式联轴器和刚性可移式联轴器

刚性固定式联轴器用于低速轴，轴线对中性好且工作时不会发生轴向移动

刚性可移式联轴器用于基础和机架刚性较差，工作时不能保证两轴线对中的两轴联

接

## 二、分析计算题

1. 1) 第二级斜齿轮 3 右旋，斜齿轮 4 左旋

轮 2 轴向力向右，径向力向下，圆周力垂直纸面向里

轮 3 轴向力向左，径向力向上，圆周力垂直纸面向里

$$(2) (3) T_1 = 9.55 \times 10^6 \times \frac{P_1}{n_1} = 9.55 \times 10^6 \times \frac{6250}{275} = 2.17 \times 10^8 N \cdot mm$$

$$\cos \beta_1 = \frac{m_n(Z_1 + Z_2)}{2a} = \frac{5 \times (19 + 85)}{2 \times 265} = 0.981$$

$$\beta_1 = 11.16^\circ$$

$$d_1 = \frac{m_n Z_1}{\cos \beta} = \frac{5 \times 19}{0.9811} = 96.83 \text{ mm}$$

$$F_t = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2 \times 2.17 \times 10^8}{96.83} = 4.48 \times 10^6 \text{ N}$$

$$F_a = F_t \times \tan \beta = 4.48 \times 10^6 \times 0.197 = 8.84 \times 10^5 \text{ N}$$

$$F_r = F_t \tan \alpha_n / \cos \beta = 4.48 \times 10^6 \times \tan 20 / 0.9811 = 1.66 \times 10^6 \text{ N}$$

12.2.(1) 要使结合面不产生间隙, 剩余预紧力大于零

$$\text{由 } F_0 = F + F'' = F' + \frac{C_1}{C_1 + C_2} F$$

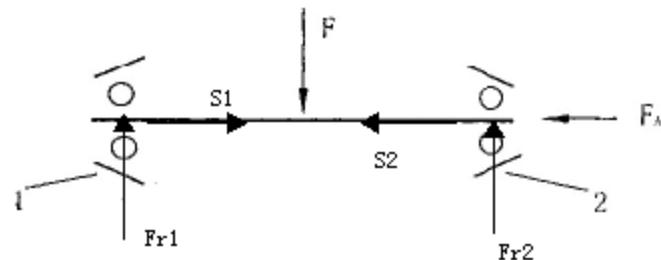
$$F'' = F' - \frac{C_2}{C_1 + C_2} F \geq 0$$

$$F \leq (\frac{C_1}{C_2} + 1)F' = (\frac{1}{4} + 1) \times 6000 \leq 7500 \text{ N}$$

$$\text{极限载荷 } Q = F' + \frac{C_1}{C_1 + C_2} F = 6000 + \frac{1}{1+4} \times 7500 = 7500 \text{ N}$$

$$\text{直径 } d \geq \sqrt{\frac{4 \times 1.3 Q}{\pi [\sigma]}} = \sqrt{\frac{4 \times 1.3 \times 7500}{3.14 \times 150 \times 10^6}} = 9 \text{ mm}$$

解：(1) 受力分析如图



两轴承受到的径向力为  $Fr_1 = Fr_2 = F/2 = 3000 \text{ N}$

(2) 计算派生轴向力

$$S1 = 0.7Fr1 = 0.7 \times 3000 = 2100N$$

$$S2 = 0.7Fr2 = 0.7 \times 3000 = 2100N$$

(3) 判断  $S1$  与  $S2+Fa$  的大小

$$S2+Fa=2100N+1000N=3100N>S1$$

轴承“1”被压紧，轴承“2”放松

(4) 计算轴向力

$$Fa1=3100N$$

$$Fa2=S2=2100N$$

(5) 计算当量动载荷

$$Fa1/Fr1=3100/3000=>e; X=0.41, Y=0.87$$

$$Fa2/Fr2=2100/3000=e; X=1, Y=0$$

$$P1=f_p(X \times Fr1 + Y \times Fa1)=0.41 \times 3000 + 0.87 \times 3100 = 3927N$$

$$P2=f_p(X \times Fr2 + Y \times Fa2)=1 \times 3000 = 3000N$$

(6) 计算轴承寿命

$$L_{h1}=\left(\frac{f_t c}{P}\right)^{\varepsilon} \frac{10^6}{60n}=\left(\frac{39200 \times 1}{3927}\right)^3 \frac{10^6}{60 \times 1000}=16577h$$

$$L_{h2}=\left(\frac{f_t c}{P}\right)^{\varepsilon} \frac{10^6}{60n}=\left(\frac{39200 \times 1}{3000}\right)^3 \frac{10^6}{60 \times 1000}=37182h$$

### 三、结构设计题

轴设计时应该注意的问题：

①设计时应注意密封,如密封圈,及密封圈处的间隙;

②调整问题：如调整垫片；

③键的设计,如长度过长或过短,键的上表面与轮毂槽底之间要留有间隙,多个键应该在同一直线上;

④轴承安装时应恰当,如轴肩高度或套筒高度要低于轴承内圈,以方便拆卸;端盖顶紧轴承处要高于轴承外圈;

⑤齿轮的安装时轴向定位可靠，即套筒和齿轮下的轴肩有间隙，才能把齿轮顶紧；注意齿轮挡油环的设计；

⑥设计时需保证定位可靠；

⑦材料问题,考虑制造成本和加工工艺.

