

# 全国硕士研究生招生考试模拟

## 考试科目：机械设计

### 考生注意事项

1. 答题前，考生在试题册指定位置上填写考生编号和考生姓名；在答题卡指定位置上填写报考单位、考生姓名和考生编号，并涂写考生编号信息点。
2. 考生须把试题册上的“试卷条形码”黏贴条取下，黏贴在答题卡的“试卷条形码黏贴位置”框中，不按规定黏贴条形码而影响评卷结果的，责任由考生自负。
3. 选择题的答案必须涂写在答题纸和相应题号的选项上，非选择题的答案必须书写在答题卡指定位置的边框区域内，超出答题区域书写的答案无效；在草稿纸、试题册上答题无效。
4. 填（书）写部分必须使用黑色字迹签字笔书写，字迹工整、笔迹清楚。
5. 考试结束，将答题纸和试题册按规定交回。

(以下信息考生必须认真填写)

考生编号													
考生姓名													

## 一、是非题(每题1分, 共20分)

1. 楔键连接中, 需要良好的对中性能提供楔紧力。 ( )
2. 增加螺母的厚度, 可以降低每个螺纹牙的承载, 从而提高螺栓连接强度。 ( )
3. 为了使链条充分啮合, 链轮齿数和链节数通常互质, 链节数通常为奇数, 链轮齿数通常为偶数。 ( )
4. 齿轮传动与链传动相比具有传动效率高, 传动比稳定, 工作可靠的优点。 ( )
5. 齿轮啮合传动中, 其他条件及中心距不变的情况下, 增加齿数, 可以提高齿轮的接触疲劳强度。 ( )
6. 链传动张紧的目的主要是防止出现跳齿脱链的现象。 ( )
7. 齿数 $z_1 = 24$ ,  $z_2 = 65$ , 这对齿轮的弯曲应力 $\sigma_{F1} < \sigma_{F2}$ , 但是两个齿轮的接触应力相等 $\sigma_{H1} = \sigma_{H2}$ 。 ( )
8. 蜗杆端面模数和蜗轮的轴面模数相同。 ( )
9. 由于链条传动主要是啮合作用, 所以与带传动相比压轴力较小。 ( )
10. 带传动中弹性滑动造成了传动比的不精确, 需要在传动过程中避免。 ( )
11. 由于闭式齿轮运行环境杂质少, 故闭式硬齿面齿轮的主要失效形式是齿面点蚀。 ( )
12. 动压油膜需要运行起来才可形成油膜, 静压油膜则不需要运动就可形成油膜。 ( )
13. 轴设计过程中除了考虑强度问题, 还要考虑零件安装、固定、拆卸等结构问题。 ( )
14. 当应用场景有冲击时, 采用齿轮联轴器的挠性联轴器。 ( )
15. 在轴的强度计算中, 安全系数计算法是精确计算方法, 而扭矩计算方法是粗估计算方法。 ( )
16. 弹簧的刚度随着n圈数的增加而增加, 强度随着弹簧丝直径的增加而增加。 ( )
17. 润滑油粘度主要的影响因素为温度和密度。 ( )
18. 滑动轴承承载能力随着润滑油粘度增加、轴的转速提高而提高。 ( )
19. 滚动轴承的代号是由一个开头的一个数字区别的。 ( )
20. 当量动载荷增加一倍, 滚动轴承的寿命则降低为原先的1/2。 ( )

## 二、选择题 (每题2分, 共40分)

1. 型号为12A的链, 其链节距 $P$ 为( )mm。  
A. 12      B. 19.05      C. 25.4      D. 16.08
2. 一固定心轴上通过轴承连接零件, 使零件绕轴心可旋转, 轴承的内外圈配合方式应为( )。  
A. 内外圈都松      B. 内外圈都紧

- C. 外圈与齿轮紧，内圈与轴松 D. 外圈与齿轮松，内圈与轴松
3. 三个齿轮其他条件不变的情况下，齿轮1为正变位，齿轮2为标准齿轮，齿轮3为负变位齿轮。  
问各齿轮齿形系数大小（ ）。
- A.  $Y_{fa3} > Y_{fa2} > Y_{fa1}$       B.  $Y_{fa1} > Y_{fa3} > Y_{fa2}$   
 C.  $Y_{fa1} > Y_{fa2} > Y_{fa3}$       D.  $Y_{fa2} > Y_{fa1} > Y_{fa3}$
4. 截面形状不变尺寸增大，尺寸系数将（ ）。
- A. 增大      B. 降低  
 C. 不变      D. 不确定
5. 带传动主动轮带速  $v=2.2m/s$ ，从动轮的带速  $v=2m/s$ ，则传动的滑差率  $\epsilon=$ （ ）。
- A. 9.1%      B. 10%  
 C. 20%      D. 2.2%
6. 在下面的各种方法中，（ ）不能提高齿轮传动的齿面接触疲劳强度
- A. 直径d不变而增大模数      B. 改善材料  
 C. 增大齿宽b      D. 增大齿数以增大d
7. 在紧螺栓联接中，螺栓所受的切应力是由（ ）产生的。
- A. 横向力      B. 拧紧力矩  
 C. 螺纹力矩      D. 预紧力
8. 计算当量弯矩  $M_{ca} = [M^2 + (\alpha T)^2]$ ， $\alpha$ 是根据转矩性质而定的校正系数，当轴受对称循环的扭转切应力时， $\alpha=$ （ ）
- A. 1      B. 0.6      C. 0.3      D. -1
9. 斜齿圆柱齿轮螺旋角的通常范围（ ）。
- A.  $3\sim10^\circ$       B.  $8\sim20^\circ$       C.  $10\sim25^\circ$       D.  $15\sim30^\circ$
10. 在V带传动设计中包括下列计算：a) 确定计算功率 b) 验算带在小带轮上的包角 c) 选择带的型号 d) 计算轴上的压力 e) 计算所需带的根数 f) 确定中心距，计算带长 g) 确定带轮基准直径 h) 计算初拉力（ ）
- A. abcdefgh      B. acgfbehcd      C. acfgbhed      D. agfbcehd
11. 当零件出现断裂或者塑性变形说明（ ）不足。
- A. 强度      B. 刚度      C. 应力      D. 整体强化
12. 某零件的屈服应力为  $\sigma_s = 600MPa$ ,  $\sigma_{-1} = 450MPa$ , 折合系数  $\phi_o = 0.1$ , 综合影响系数  $K_o = 2$ , 工作应力  $\sigma_m = 250MPa$ ,  $\sigma_a = 50MPa$ , 工作点位于塑性安全区，零件的安全系数为（ ）；另外的工作应力  $\sigma_m = 100MPa$ ,  $\sigma_a = 145MPa$ , 工作点落在疲劳区，零件的安全系数（ ）。
- A、1.78  
 B、2.0  
 C、1.25

D、1.5

13. 润滑条件良好的闭式齿轮传动，且齿轮的硬度 $\leq 350HBS$ ，主要的失效形式（ ）。

- A. 齿面胶合      B. 齿面点蚀      C. 齿面塑性变形      D. 轮齿疲劳折断

14. 零件的安全系数是（ ）。

- A. 零件的极限应力比工作应力最大值  
B. 零件的极限应力比许用应力  
C. 零件的许用应力比工作应力最大值  
D. 零件的工作应力最大值比许用应力

15. 螺纹上任意一点沿相同的螺旋线旋转一周的轴向移动的距离是（ ）。

- A. 螺距      B. 导程      C. 螺纹升角      D. 线程

16. 螺纹防松的本质在于（ ）。

- A. 防止螺纹副的相对转动  
B. 增加螺纹连接的刚度  
C. 增加连接强度  
D. 增加连接的密封性

17. 被连接件不宜做成通孔，不经常拆卸的场合用（ ）连接，经常拆卸的场合主要用（ ）连接。

- A. 双头螺柱      B. 螺钉连接      C. 普通螺栓连接      D. 铰制孔用螺栓

18. 被连接件的刚度提高，则被连接件的残余预紧力（ ）

- A. 降低      B. 增加      C. 不变      D. 不确定

19. 键的横截面尺寸是根据（ ）选择。

- A. 轴的直径      B. 轴的长度      C. 轮毂宽度      D. 强度

20. 普通平键连接的主要失效形式（ ）

- A. 工作面压溃      B. 剪断      C. 磨损      D. 腐蚀

### 三、填空题（每题2分，共40分）

1. 机械设计这门学科，主要研究（ ）的工作原理、结构和设计计算方法。

2. 用于连接作用的螺纹牙型有（ ）、（ ）。

3. 承受方向固定的径向载荷的滚动轴承，转动垫圈上产生的接触应力是（ ）变应力。

4. 张紧力为F的V带传动，从空载启动到带的线速度为v（m/s），功率为P(kw)的正常运转过程中，紧边拉力与松边拉力的比值F1/F2的比值范围（ ）到（ ）范围内变化。

5. 蜗杆传动中，一般情况下，主要进行（ ）的轮齿强度计算，是因为（ ）。

6. 零件是（ ）单元。

7. 机械零件的表面破坏形式主要有（ ）。

8. 润滑曲线主要用来描述（ ）。
9. 带打滑是指（ ）。
10. 润滑脂的针入度是表示润滑脂的（ ）。
11. 螺栓预紧的目的是（ ）。
12. 螺纹连接防松的本质是（ ）。
13. 采用悬置螺母的作用是（ ）。
14. 一般带传动中最大应力发生在（ ）。
15. 圆柱齿轮齿上载荷分布不均的原因：（ ）。
16. 一受静拉力零件的最大应力  $\sigma = 180\text{MPa}$ , 材料的屈服极限  $\sigma_s = 640\text{MPa}$ , 硬度  $200\text{HBS}$ , 许用拉应力  $[\sigma] = 320\text{MPa}$ , 则零件的许用安全系数为（ ），则零件的计算安全系数为（ ）。
17. 当摩擦表面的轮廓峰在相互作用的各点处发生“冷焊”后，在相对滑动时，材料从一个表面迁移到另一个表面，便形成了（ ），严重时造成（ ）。
18. 脂润滑只能采用（ ）【间歇式润滑/连续式润滑】，举出脂润滑最常用的润滑形式（ ）。
19. 传动螺纹当中锯齿形螺纹的牙型为（ ）形，工作面的牙侧角（ ），非工作面的牙侧角为（ ）。
20. 螺纹连接件分为三个精度等级，其中代号为A、B、C级，其中（ ）级精度的公差小，精度最高。

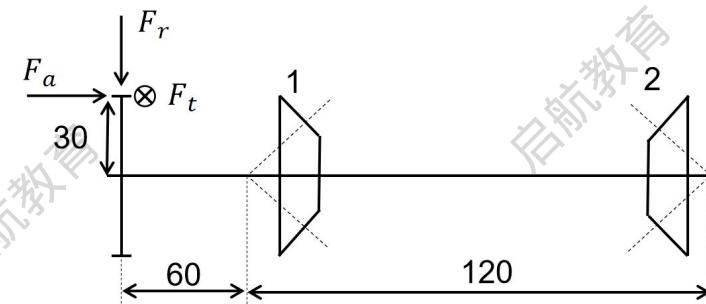
#### 四、计算题 (共30分)

1. 普通V带传动，主动轮的直径为  $d_{d1} = 200\text{mm}$ ，从动带轮直径  $d_{d2} = 500\text{mm}$ ，传动中心矩  $a = 1000\text{mm}$ ，主动轮转速  $n_1 = 1450\text{r/min}$ ，V带与带轮表面之间的摩擦系数  $f = 0.4$ ，V带的弹性模量  $E = 200\text{MPa}$ ，最大功率为  $20\text{KW}$ 时，确定V带拉应力、弯曲应力和离心应力的大小，并说明最大应力发生的位置？(15分)

注：带的顶宽  $b = 17\text{mm}$ ，高度  $h = 11\text{mm}$ ，槽轮楔角  $\theta = 36^\circ$ ，带单位长度质量  $q = 0.17\text{Kg/m}$ 。

$$\text{V带的当量摩擦系数 } f_v = f / \sin \frac{\theta}{2}, \text{ V带的截面积 } A = h(b - htan20^\circ), \alpha_1 = 180^\circ - (d_{d2} - d_{d1}) \frac{57.3^\circ}{a}$$

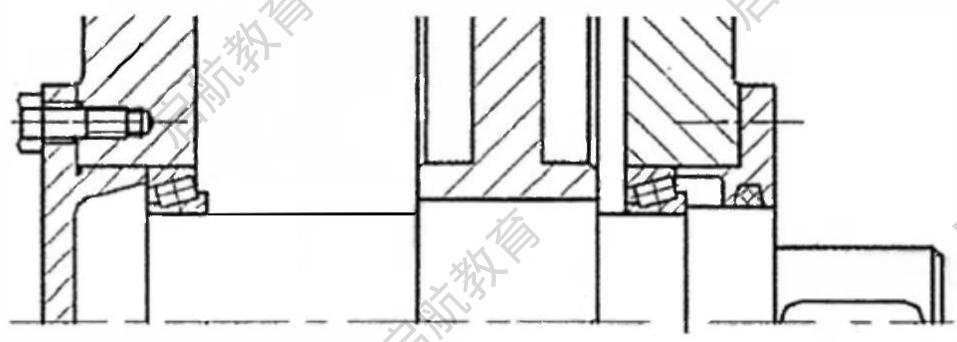
2. 如图所示轴承采用的是圆锥滚子轴承  $F_r = 500N$ ,  $F_a = 500N$ ,  $F_t = 1000N$ , 轴转速额定动负荷  $n = 960r/min$ , 轴承额定动负荷  $C_r = 40000N$ , 当  $Y = 1.6$ ,  $e = 0.37$ ,  $S = \frac{F}{2Y}$ , 当  $F_a/F_r \leq e$  时,  $P = f_p \cdot F_r$ , 当  $F_a/F_r > e$  时,  $P = f_p(0.4F_r + YF_a)$ , 求危险轴承的寿命。注:  $L = \frac{16670}{n} \left(\frac{C_r}{P}\right)^\epsilon$ ,  $f_p = 1.2$  (15分)



## 五、分析题 (共20分)

1. 将一副蜗杆传动的传动比增大一倍, 将蜗杆由单头换成双头, 还用原蜗轮, 可以吗? (10分)

2. 分析图中零件结构, 图中标出并用文字说明错误原因。 (10分)



## 答案

### 一、是非题

1~5 F F F T F

6~10 F F F T F

11~15 F T T F T

16~20 F F T F F

### 二、选择题

1~5 BCABA

6~10 ACABB

11~15 A BD BAB

16~20 A BA AAA

### 三、填空题

1.通用机械零件和部件

2.普通螺纹、管螺纹

3.脉动循环

$$4. 1 \sim \frac{F + 500P}{F - 500P}$$

5.蜗轮、由于材料和结构的原因，蜗杆的强度高，失效经常发生在蜗轮轮齿上

6.制造

7.腐蚀、磨损、接触疲劳

8.失效规律

9.带与带轮之间发生显著的相对滑动

10.黏度或流动性

11.增加连接的可靠性和紧密性，以防止受载后被连接件间出现缝隙或发生相对滑移

12.防止螺纹副的相对转动

13.使各圈螺纹受力均匀

14.紧边绕上主动轮的地方

15.制造、安装误差，轮齿、轴和轴承受载后的变形，原动机与工作机的不同性能，传动中工作载荷与工作速度的变化等

16. 2; 3.56

17.黏着磨损；运动副咬死

18.间歇式润滑；旋盖式油脂杯

19.不等腰梯； $3^\circ$ ； $30^\circ$

20.A

#### 四、计算题

1.解：

首先求解紧边拉应力和松边拉应力

$$P = \frac{F_e v}{1000} \quad v = \frac{\pi d_{d1} n_1}{60 \times 1000} = \frac{\pi \times 200 \times 1450}{60 \times 1000} = 15.18 \text{m/s}$$

从而求解

$$F_e = \frac{1000P}{v} = 1317.5 \text{N}$$

此有效拉力是最大功率下求解的极限有效拉力，如此利用欧拉极限方程求解张紧力

$$f_v = f / \sin \frac{\theta}{2} = 0.4 / \sin \frac{36^\circ}{2} = 1.29$$

$$\alpha_1 = 180^\circ - (d_{d2} - d_{d1}) \frac{57.3^\circ}{a} = 180^\circ - (500 - 200) \frac{57.3^\circ}{1000} = 162.81^\circ$$

将包角转化成弧度

$$\alpha_1 = 2.84$$

$$F_0 = \frac{1}{2} F_e \frac{e^{f_v \alpha_1} + 1}{e^{f_v \alpha_1} - 1} = \frac{1}{2} \times 1317.5 \times \frac{39 + 1}{39 - 1} = 693.4 \text{N}$$

紧边拉力

$$F_1 = F_0 + \frac{F_e}{2} = 693.4 + \frac{1317.5}{2} = 1352.15 \text{N}$$

松边拉力

$$F_2 = F_0 - \frac{F_e}{2} = 693.4 - \frac{1317.5}{2} = 34.65 \text{N}$$

$$A = h (b - h \tan 20^\circ) = 11 (17 - 11 \times \tan 20^\circ) = 143 \text{mm}^2$$

紧边拉应力：

$$\sigma_1 = \frac{F_1}{A} = \frac{1352.15}{143} = 9.46 \text{MPa}$$

松边拉应力：

$$\sigma_2 = \frac{F_2}{A} = \frac{34.65}{143} = 0.24 \text{MPa}$$

离心应力：

$$\sigma_c = \frac{qv^2}{A} = \frac{0.17 \times 15.18^2}{143} = 0.274 \text{MPa}$$

小带轮弯曲应力：

$$\sigma_{b1} = E \frac{h}{d_{d1}} = \frac{200 \times 11}{200} = 11 MPa$$

大带轮弯曲应力：

$$\sigma_{b2} = E \frac{h}{d_{d2}} = \frac{200 \times 11}{500} = 4.4 MPa$$

最大应力发生在绕上带轮1的那一刻。

2. 解：

$$R_{1V} = \frac{F_r \cdot (60 + 120) - F_a \cdot 30}{120} = \frac{500 \times 180 - 500 \times 30}{120} = 625N$$

$$R_{2V} = \frac{F_r \cdot 60 - F_a \cdot 30}{120} = \frac{500 \times 60 - 500 \times 30}{120} = 125N$$

$$R_{1H} = \frac{F_t \cdot (60 + 120)}{120} = \frac{1000 \times 180}{120} = 1500N$$

$$R_{2H} = \frac{F_t \cdot 60}{120} = \frac{1000 \times 60}{120} = 500N$$

$$F_{r1} = \sqrt{R_{1V}^2 + R_{1H}^2} = \sqrt{625^2 + 1500^2} = 1625N$$

$$F_{r2} = \sqrt{R_{2V}^2 + R_{2H}^2} = \sqrt{125^2 + 500^2} = 515.4N$$

$$S_1 = \frac{F_{r1}}{2Y} = \frac{1625}{2 \times 1.6} = 507.8N$$

$$S_2 = \frac{F_{r2}}{2Y} = \frac{515.4}{2 \times 1.6} = 161.1N$$

$S_1$ 、 $S_2$ 方向如图所示。

$$F_a + S_2 = 500 + 161.1 = 661.1 > S_1$$

所以轴承1“压紧”，轴承2被“放松”。

$$F_{a1} = F_a + S_2 = 661.1N, F_{a2} = S_2 = 161.1N$$

$$\frac{F_{a1}}{F_{r1}} = \frac{661.1}{1625} = 0.41 > e, \frac{F_{a2}}{F_{r2}} = \frac{161.1}{515.4} = 0.31 < e$$

$$P_1 = F_p \cdot (0.4 \cdot F_{r1} + 1.6 \cdot F_{a1}) = 1.2 \times (0.4 \times 1625 + 1.6 \times 661.1) = 2049.3N$$

$$P_2 = F_p \cdot F_{r2} = 1.2 \times 515.4 = 618.5N$$

$$\text{所以 } L_h = \frac{16670}{n} \left( \frac{C_r}{P_1} \right)^{\frac{10}{3}} = \frac{16670}{960} \left( \frac{44400}{2049.3} \right)^{\frac{10}{3}} = 492330h$$

## 五、分析题

1. 答：不可以。蜗轮蜗杆正确啮合的条件中有 $\gamma_1 = \beta_2$ ，依题意如果用原来的蜗轮，蜗杆头数 $z_1$ 由 1 变为 2，模数 $m$ 和分度圆 $d_1$ 不变，根据 $d_1 = mz_1/\tan\gamma$ 可知， $\tan\gamma$ 增大为原来的 2 倍，即导程 $\gamma_1$ 也增大了，与蜗轮的螺旋角 $\beta$ 不再相等。因此不符合蜗轮蜗杆的正确啮合条件。

## 2. 解

- ①端盖没有垫片；
- ②圆锥滚子轴承方向错误；
- ③没有做成阶梯轴，导致轴承没有轴向定位；
- ④轮毂比轴配合段长2~3mm；
- ⑤没有键连接，轮毂没有周向定位；
- ⑥轮毂没有轴向定位；
- ⑦接触式密封处端盖和转轴之间留有间隙；
- ⑧轴承距离箱体内壁5~8mm。

