

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不计；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, 还需要考虑零件安装、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 $v=2.2\text{m/s}$ ，从动轮的带速 $v=2\text{m/s}$ ，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 $M_{ca} = [M^2 + (\alpha T)^2]^{1/2}$, α 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. $3\sim 10^\circ$

B. $8\sim 20^\circ$

C. $10\sim 25^\circ$

D. $15\sim 30^\circ$

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. acgfbehd

C. acfghbed

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 $\sigma_s = 600\text{MPa}$, $\sigma_{-1} = 450\text{MPa}$, 折合系数 $\phi_\sigma = 0.1$, 综合影响系数

$K_\sigma = 2$, 工作应力 $\sigma_m = 250\text{MPa}$, $\sigma_a = 50\text{MPa}$, 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 $\sigma_m = 100\text{MPa}$, $\sigma_a = 145\text{MPa}$, 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 $\leq 350\text{HBS}$ ，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. 双头螺栓 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 F_1/F_2 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. 浴盆曲线主要用来描述 ()。
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 200HBS, 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。

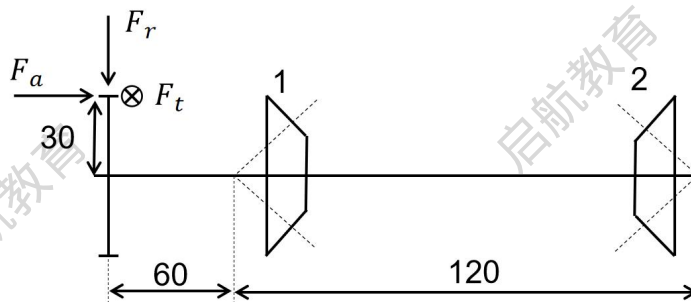
四、计算题 (共30分)

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 $d_{d2} = 500\text{mm}$, 传动中心距 $a = 1000\text{mm}$, 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 20KW 时, 确定V带拉应力、弯曲应力和离心应力的值, 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 $q = 0.17\text{Kg/m}$ 。

V带的当量摩擦系数 $f_v = f / \sin \frac{\theta}{2}$, V带的截面积 $A = h(b - h \tan 20^\circ)$, $\alpha_1 = 180^\circ - (d_{d2} - d_{d1}) \frac{57.3^\circ}{a}$

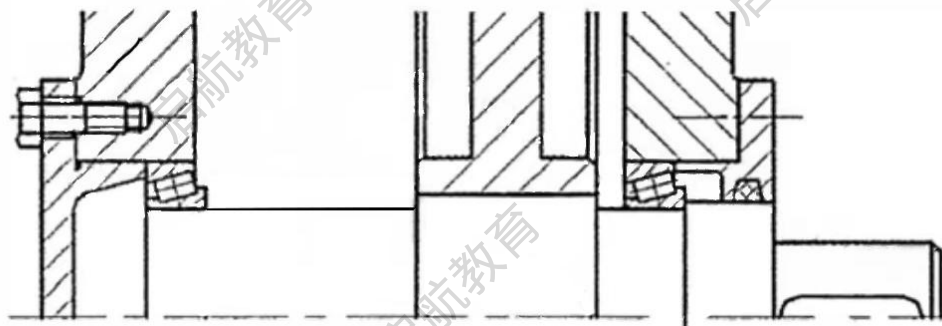
2. 如图所示轴承采用的是圆锥滚子轴承 $F_r = 500\text{N}$, $F_a = 500\text{N}$, $F_t = 1000\text{N}$, 轴转速额定动负荷 $n = 960\text{r/min}$, 轴承额定动负荷 $C_r = 40000\text{N}$, 当 $Y = 1.6$, $e = 0.37$, $S = \frac{F}{2Y}$, 当 $F_a/F_r \leq e$ 时, $P = f_p \cdot F_r$, 当 $F_a/F_r > e$ 时, $P = f_p(0.4F_r + YF_a)$, 求危险轴承的寿命。注: $L = \frac{16670}{n} \left(\frac{C_r}{P}\right)^\epsilon$, $f_p = 1.2$ (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. $1 \sim \frac{F + \frac{500P}{v}}{F - \frac{500P}{v}}$

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°；30°

20.A

四、计算题

1.解：

首先求解紧边拉应力和松边拉应力

$$P = \frac{F_e v}{1000} \quad v = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \times 1000} = \frac{\pi \times 200 \times 1450}{60 \times 1000} = 15.18 \text{m/s}$$

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:

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

大带轮弯曲应力:

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

最大应力发生在绕上带轮1的那一刻。

2. 解:

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

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

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

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

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

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

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

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

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”。

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

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

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

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

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

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 γ_1 也增大了，与蜗轮的螺旋角 β 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。

