

山东科技大学 2004 年招收硕士学位研究生入学考试

机械设计试卷

（共 3 页）

一、简答题（共 30 分，每小题 5 分）

1.1 设计机器零件时应满足的基本要求有哪些？

1.2 提高螺纹联接强度的主要措施有哪些？

1.3 当传递的功率、传动比和工作条件确定时,选择机械传动类型所依据的主要指标有哪些？

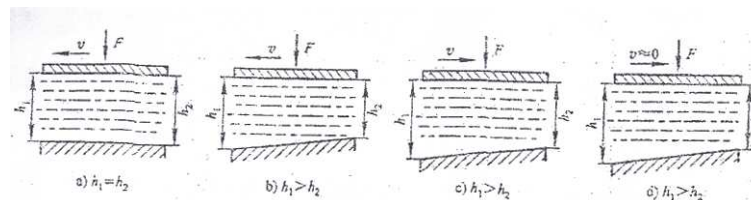
1.4 带传动中,当带有打滑趋势时,带传动的有效拉力达到最大值.该最大有效拉力与哪些影响因素有关？

1.5 在直齿圆柱齿轮强度计算中,当齿面接触强度已足够,而齿根弯曲强度不足时,可采取哪些措施来提高弯曲强度？

1.6 在传动轴结构设计中要解决的主要问题有哪些？

二、分析题（共 30 分）

2.1（10 分）试分析题 2-1 图所示四种磨擦副，在磨擦面间哪些磨擦副不能形成油膜压力，为什么？（ $v$  为相对运动速度，油有一定的粘度）



2.2（10 分）一对 45 钢制直齿圆柱齿轮传动，已知  $Z_1=20$ ，硬度为 220~250HBS<sub>1</sub>; $Z_2=60$ ，硬度为 190~220HBS<sub>2</sub>。问这对齿轮的接触应力  $\sigma_H$  哪一个大？许用接触应力  $[\sigma_H]$  哪一个大？弯曲应力  $\sigma_F$  哪一个大？许用弯曲应力  $[\sigma_F]$  哪一个大？齿形系数  $Y_{Fa}$  哪一个大？

2.3 (10 分) 当用下列给定装置组成多级传动时, 按顺序怎样排列才合理? 为什么?

(1) 链传动; (2) 齿轮传动; (3) 带传动。

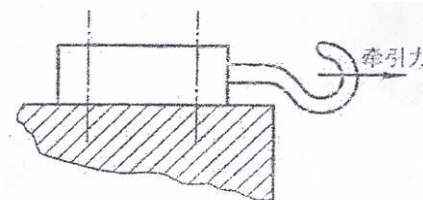
三、计算题 (共 90 分)

3.1 (15 分) 已知某一合金钢  $\sigma_{-1} = 370\text{MPa}$ ,  $\sigma_s = 880\text{MPa}$ ,  $\sigma_0 = 625\text{MPa}$ 。试求:

(1) 按比例绘制此材料试件的简化的极限应力  $\sigma_m - \sigma_a$  图;

(2) 设此试件受  $\sigma_{\max} = 300\text{MPa}$ 、 $\sigma_{\min} = -120\text{MPa}$  的变应力作用, 求对应的极限应力  $\sigma_r$ 。

3.2 (15 分) 一牵曳钩用 2 个 M10 ( $d_1=8.3763\text{mm}$ ) 的普通螺栓固定于机体上, 如题 3-2 图所示。已知接合面间摩擦系数  $f=0.15$ , 可靠性系数  $K_s=1.2$ , 螺栓材料机械性能等级为 6.6 级, 屈服极限  $\sigma_s = 360\text{MPa}$ , 许用安全系数  $[S]=3$ 。试计算该螺栓组联接允许的最大牵引力  $F_{R\max}$ 。

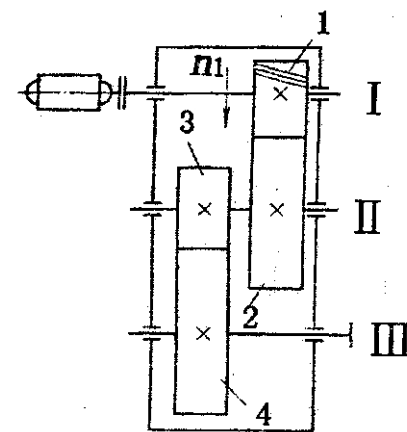


3.3 (20 分) 如题 3-3 图所示的二级斜齿圆柱的齿轮减速器。已知: 电动机功率  $P=3\text{KW}$ , 转速  $n=970\text{r/min}$ ; 高速级  $m_{n1}=2\text{mm}$ ,  $Z_1=25$ ,  $Z_2=53$ ,  $\beta_1=13^\circ$ ; 低速级  $m_{n3}=3\text{mm}$ ,  $Z_3=22$ ,  $Z_4=50$ 。试求:

(1) 为使轴 II 上的轴承所承受的轴向力较小, 确定低速级齿轮 3、4 的螺旋线方向 (绘平面图表示);

(2) 绘出纸速级齿轮 3、4 在啮合点处所受各力的方向;

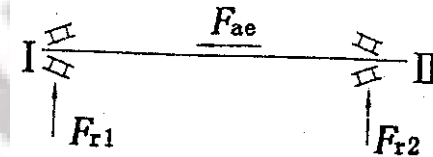
(3) 齿轮 3 的螺旋角  $\beta_3$  取多大值时才能使轴 II 上所受轴向力相互抵消? (计算时不考虑摩擦损失) 提示: 斜齿轮端面分度圆直径  $d_1 = Z_1 m_{n1} / \cos \beta_1$



题 3-3 图

3.4 (20 分) 已知单根普通 V 带能传递的最大功率  $P=6\text{KW}$ , 主动带轮基准直径  $d_1=100\text{mm}$ , 转速为  $n_1=1460\text{r/min}$ , 主动带轮上的包角  $\alpha_1=150^\circ$ 。带与带轮之间的当量摩擦系数  $f_v=0.51$ 。试求带的紧边拉力  $F_1$ , 松边拉力  $F_2$ , 预紧力  $F_0$  及最大有效拉力  $F_{ec}$  (不考虑离心力)。

3.5 (20 分) 某设备中一转轴如题 3-5 图所示, 两端采用相同的圆锥滚子轴承支承, 轴承内座圈与轴一起转动, 轴的转速  $n=1000\text{r/min}$ , 轴承 I、II 所受的径向负荷为:  $F_{r1}=2500\text{N}$ 、 $F_{r2}=5000\text{N}$ 。轴所受的轴向负荷为  $F_{ae}=2000\text{N}$ 。轴的设计寿命为  $L'_h=2000\text{h}$ , 温度系数  $f_t=1$ , 负荷系数  $f_p=1.5$ , 试求:



题 3-5 图

- (1) 两轴承内部轴向力的方向 (用箭头在图上标明); 计算两轴承的内部轴向力  $F_{d1}$ 、 $F_{d2}$ ;
- (2) 计算轴承 I、II 的轴向负荷  $F_{d1}$ 、 $F_{d2}$ ;
- (3) 校核轴承是否满足寿命要求。

提示:

- (a) 该圆锥滚子轴承径向基本额定动载荷  $C=39800\text{N}$ , 判断系数  $e=0.32$ ;
- (b) 当  $F_a/F_r \leq e$  时, 动载荷系数  $X=1$ ,  $Y=0$ ; 当  $F_a/F_r > e$  时,  $X=0.4$ ,  $Y=1.9$ ;
- (c) 寿命计算公式为  $L_h = \frac{10^6}{60n} \left( \frac{Cf}{P} \right)^{10/3}$  式中,  $P$ ——当量动载荷。

