

1) 中间轴 2 的结构设计和强度校核

a) 轴材料选用调质后的 45 号钢

查表 12-1 得其抗拉强度  $\sigma_B = 650MPa$ ,  $\sigma_{-1} = 275MPa$ ,  $\tau_{-1} = 155MPa$

查表 12-3 得其受对称循环应力时轴的许用弯曲应力  $[\sigma_{-1}]_b = 60MPa$

轴的扭转切应力为脉动循环应力, 取应力修正系数  $\alpha = 0.6$

b) 齿轮受力分析

$$T_2 = \frac{P}{n_2} = 3.82 \times 10^6 N \cdot mm$$

$$F_{t2} = \frac{2T_2}{d_2} = 11.10kN$$

$$F_{r2} = \frac{F_{t2} \tan \alpha}{\cos \beta_2} = 4.15kN$$

$$F_{a2} = F_{t2} \tan \beta_2 = 2.53kN$$

$$F_{t3} = \frac{2T_2}{d_3} = 44.94kN$$

$$F_{r3} = \frac{F_{t3} \tan \alpha}{\cos \beta_3} = 16.63kN$$

$$F_{a3} = F_{t3} \tan \beta_3 = 8.32kN$$

c) 轴 2 的空间受力情况如图 1 所示, 垂直面受力情况如图 2 所示, 水平面受力情况如图 3 所示。

$$L_1 = 145mm$$

$$L_2 = 225mm$$

$$L_3 = 100mm$$

$$R_{AV} = \frac{F_{t3}(L_2 + L_3) + F_{t2}L_3}{L_1 + L_2 + L_3} = 33.44kN$$

$$R_{DV} = F_{t2} + F_{t3} - R_{AV} = 22.61kN$$

$$R_{AH} = \frac{F_{r3}(L_2 + L_3) - \frac{F_{a3}d_3}{2} - F_{r2}L_3 - \frac{F_{a2}d_2}{2}}{L_1 + L_2 + L_3} = 7.26kN$$

$$R_{DH} = F_{r3} - R_{AH} - F_{r2} = 5.22kN$$

$$M_{BV} = R_{AV}L_1 = 4.85 \times 10^6 N \cdot mm$$

$$M_{CV} = R_{DV}L_3 = 2.26 \times 10^6 N \cdot mm$$

$$M_{BH1} = R_{AH}L_1 = 1.05 \times 10^6 N \cdot mm$$

$$M_{BH2} = R_{AH}L_1 + \frac{F_{a3}d_3}{2} = 1.76 \times 10^6 N \cdot mm$$

$$M_{CH1} = R_{DH}L_3 - \frac{F_{a2}d_2}{2} = -0.35 \times 10^6 N \cdot mm$$

$$M_{CH2} = R_{DH}L_3 = 0.52 \times 10^6 N \cdot mm$$

$$T_2 = \frac{P}{n_2} = 3.82 \times 10^6 N \cdot mm \text{ b)}$$

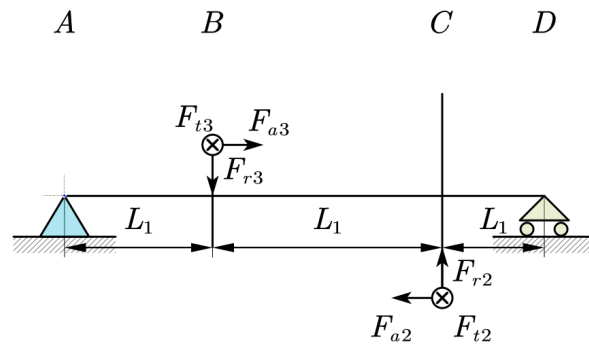


图 1 空间受力情况

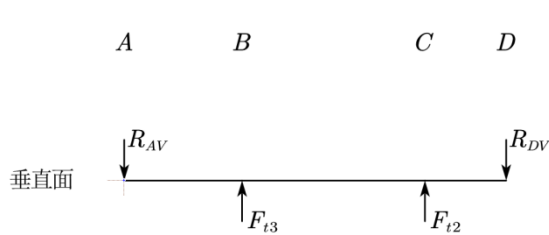


图 2 垂直面受力情况

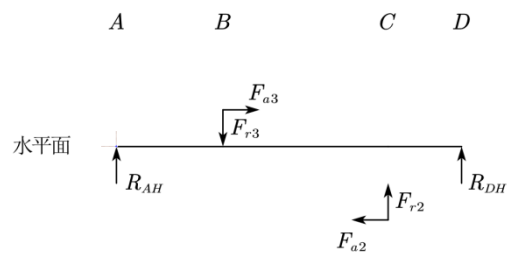


图 3 水平面受力情况

d) 由 c) 做出 图 4 垂直面弯矩图、  
图 6 扭矩图

图 5 水平面弯矩图、

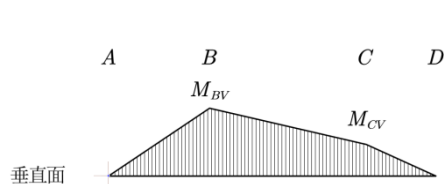


图 4 垂直面弯矩图

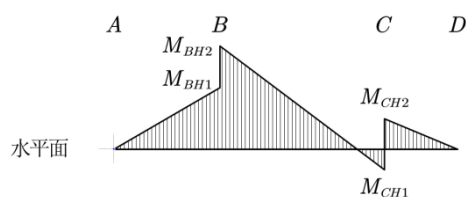


图 5 水平面弯矩图

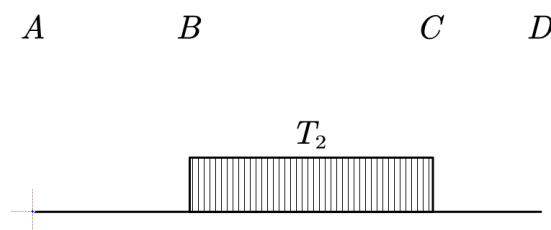


图 6 扭矩图

e) 显然 B 截面为危险截面

$$M_e = \sqrt{(M_{BV}^2 + M_{BH2}^2) + (\alpha T_2)^2} = 5.64 \times 10^6 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{M_e}{0.1[\sigma_{-1}]_b}} = 97.99 \text{ mm}$$

f) 由于轴上开 2 个键槽，则直径扩大 7%，即取

$$d = 97.99 \times 1.07 = 104.85 \text{ mm} \approx 105 \text{ mm}$$

g) 精确计算疲劳强度

$$S_{\sigma} = \frac{K_N \sigma_{-1}}{\frac{k_{\sigma}}{\varepsilon_{\sigma} \beta} \sigma_{\alpha} + \psi_{\sigma} \sigma_m}$$

$$S_{\tau} = \frac{K_N \tau_{-1}}{\frac{k_{\tau}}{\varepsilon_{\tau} \beta} \tau_{\alpha} + \psi_{\tau} \tau_m}$$

$$S = \frac{S_{\sigma} S_{\tau}}{\sqrt{S_{\sigma}^2 + S_{\tau}^2}}$$

其中，取  $[S] = 1.5$ ， $\psi_{\sigma} = 0.2$ ， $\psi_{\tau} = 0.1$ ，查表 12-4 得  $k_{\sigma} = 1.76$ ， $k_{\tau} = 1.54$ ，查表 12-7 得  $\varepsilon_{\sigma} = \varepsilon_{\tau} = 0.70$ ，查表 12-8 得表面质量系数  $\beta \approx 0.93$ ，按无限寿命考虑取寿命系数  $K_N = 1$

$$\sigma_{\alpha} = \frac{32 \sqrt{M_{BV}^2 + M_{BH2}^2}}{\pi d^3} = 45.39 \text{ MPa}$$

$$\sigma_m = 0$$

$$\tau_{\alpha} = \tau_m = \frac{1}{2} \tau = \frac{8 T_2}{\pi d^3} = 8.40 \text{ MPa}$$

解得

$$S = 2.15 > [S]$$

因此轴具有足够疲劳强度，安全。

2) 选择轴 2 的轴承类型和型号

a) 选用角接触球轴承 (7), 轻系列 (2), 内径 105mm (21), AC 型, 公差等级为 4 级 (P4)。即轴承型号为 7221AC/P4。

b) 当量动载荷计算

查表 14-9 取动载荷系数  $K_P = 1.2$  (轻微冲击), 查表 14-11 得, 派生轴向力  $S = 0.68R$ 。

轴承 1 与轴承 2 受力分析如图 7 轴承受力分析所示

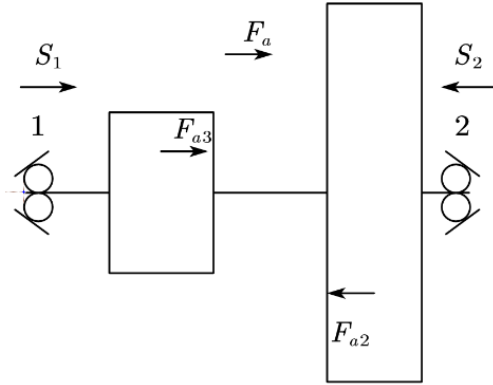


图 7 轴承受力分析

$$R_1 = \sqrt{R_{AV}^2 + R_{AH}^2} = 34.22kN$$

$$R_2 = \sqrt{R_{DV}^2 + R_{DH}^2} = 23.20kN$$

$$S_1 = 0.68R_1 = 23.27kN$$

$$S_2 = 0.68R_2 = 15.78kN$$

$$\because F_a = F_{a3} - F_{a2} = 5.79kN, S_1 + F_a > S_2$$

$$\therefore A_1 = S_1 = 23.27kN, A_2 = S_1 + F_a = 29.05kN$$

查表 14-10 得  $e = 0.68$ , 而  $\frac{A_1}{R_1} = 0.68 = e, \frac{A_2}{R_2} = 1.25 > e$ , 得  $X_1 = 1, Y_1 = 0, X_2 = 0.41, Y_2 = 0.87$ 。

$$P_1 = K_P(X_1R_1 + Y_1A_1) = 41.06kN$$

$$P_2 = K_P(X_2R_2 + Y_2A_2) = 41.74kN$$

c) 寿命计算

由《GB/T 6391-2010 滚动轴承 额定动载荷和额定寿命》得基本额定动载荷  $C = 155kN$ 。由于轴 2 转速为 100r/min, 可认为轴承工作温度  $< 120^\circ C$ , 查表 14-7 得  $K_t = 1$ 。

取  $\varepsilon = 3$

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60n} \left( \frac{C}{P_2} \right)^\varepsilon = 8534.67(h)$$

3) 绘出轴系 2 的装配结构草图(轴、轴承、齿轮、套筒、轴肩、键)

