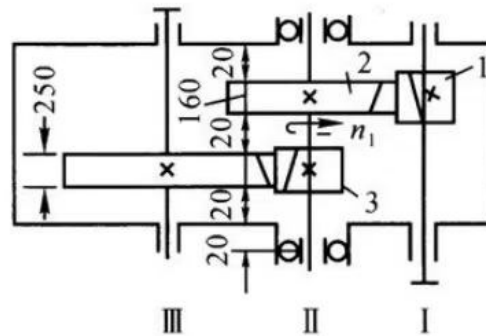


题 12-7 如图所示二级斜齿圆柱齿轮减速器，已知中间轴 II 的输入功率 $P = 40kW$ ，转速 $n = 100r/min$ ，齿轮 2 的分度圆直径 $d_2 = 688mm$ ，螺旋角 $\beta_2 = 12^\circ 50'$ ，齿轮 3 的分度圆直径 $d_3 = 170mm$ ，螺旋角 $\beta_3 = 10^\circ 29'$ ，轴承宽度约 40mm。试设计和计算其中间轴 II。



1 中间轴 2 的结构设计和强度校核

1.1 结构设计

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 $\alpha = 0.6$

1.2 强度校核

根据功率和转速计算扭矩

$$T = \frac{P}{n} = \frac{40000}{2\pi * 100/60} = 3819.72N \cdot m$$

计算齿轮 2 受力情况

圆周力

$$F_{2t} = \frac{2T}{d_2} = 11103.8N$$

径向力，其中 $\alpha = 20^\circ$

$$F_{2r} = \frac{F_{2t} \tan \alpha}{\cos \beta_2} = 4145.00N$$

轴向力

$$F_{2a} = F_{2t} \tan \beta_2 = 2529.52N$$

计算齿轮 3 受力情况

圆周力

$$F_{3t} = \frac{2T}{d_3} = 44937.87N$$

径向力，其中 $\alpha = 20^\circ$

$$F_{3r} = \frac{F_{3t} \tan \alpha}{\cos \beta_2} = 16633.70N$$

轴向力

$$F_{3a} = F_{3t} \tan \beta_2 = 8315.22N$$

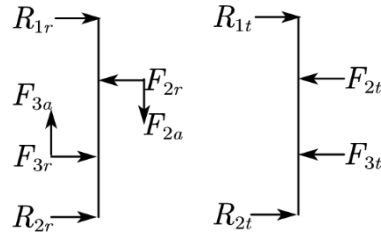


图 1 水平面和竖直面受力情况

由上图列方程解得 $R_{1r} = -5520.32N, R_{2r} = -6968.38N, R_{1t} = 23969.86N, R_{2t} = 32071.81N$

由此画出弯矩图和扭矩图，其中弯矩有

$$\begin{aligned} M_{2H1} &= 552.032N \cdot m, M_{2H2} = -318.123N \cdot m \\ M_{3H1} &= 1.8566 \times 10^3 N \cdot m, M_{3H2} = 1.1498 \times 10^3 N \cdot m \\ M_{2V} &= 2.3970 \times 10^3 N \cdot m, M_{3V} = 5.2918 \times 10^3 N \cdot m \end{aligned}$$

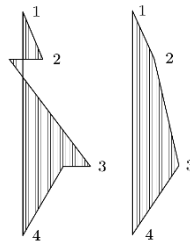


图 2 水平面和垂直面的弯矩图

扭矩有

$$T = \frac{P}{n} = 3.8197 \times 10^3 N \cdot m$$

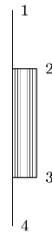


图 3 扭矩图

由图可知截面 3 为危险截面，按当量弯矩计算，其中 $\alpha \approx 0.6$

$$M_e = \sqrt{(M_{3H1}^2 + M_{3V}^2) + (\alpha T)^2} = 6.0583 \times 10^3 N \cdot m$$

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{M_e}{0.1[\sigma_{-1}]_b}} = 100.32mm$$

轴上开 2 个键槽，直径应扩大 7%，即取

$$d = 100.32 \times 1.07 = 107.35mm$$

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 $K_N = 1$

$$\sigma_{\alpha} = \frac{32 \sqrt{M_{BV}^2 + M_{BH2}^2}}{\pi d^3} = 46.17 \text{ MPa}$$

$$\sigma_m = 0$$

$$\tau_{\alpha} = \tau_m = \frac{1}{2} \tau = \frac{8T}{\pi d^3} = 7.86 \text{ MPa}$$

解得

$$S_{\sigma} = 2.203$$

$$S_{\tau} = 7.998$$

$$S = 2.124 > [S]$$

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(角接触球轴承)

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。

查表 14-9，考虑该减速器受轻微冲击，取动载荷系数 $K_p = 1.2$ ，查表 14-11 得，对于 AC 型角接触球轴承，派生轴向力 $S = 0.68R$ 。

轴承 1 与轴承 2 受力分析如图 4 所示。

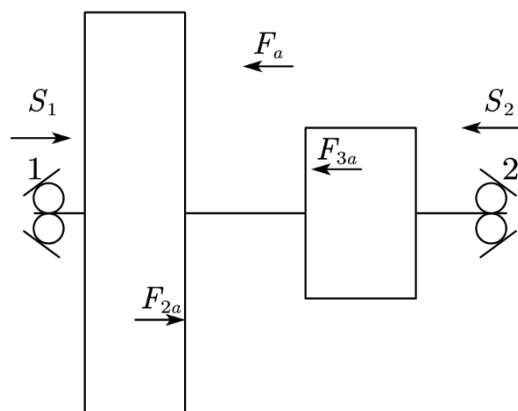


图 4 轴承受力分析

$$\begin{cases} F_{2a} = F_{2t} \tan \beta_2 = 2529.52N \\ F_{3a} = F_{3t} \tan \beta_2 = 8315.22N \\ F_a = F_{3a} - F_{2a} = 5785.7N \end{cases}$$

又有 $R_{1r} = -5520.32N, R_{2r} = -6968.38N, R_{1t} = 23969.86N, R_{2t} = 32071.81N$

$$\begin{cases} R_1 = \sqrt{R_{1r}^2 + R_{1t}^2} = 24597.32N \\ R_2 = \sqrt{R_{2r}^2 + R_{2t}^2} = 32820.11N \\ S_1 = 0.68R_1 = 16726.18N \\ S_2 = 0.68R_2 = 22317.67N \end{cases}$$

则有 $S_2 + F_a > S_1$, 因此

$$\begin{cases} A_1 = S_2 + F_a = 28103.37N \\ A_2 = S_2 = 22317.67N \end{cases}$$

查表 14-10 得 $e = 0.68$, 而 $\frac{A_1}{R_1} = 1.14, \frac{A_2}{R_2} = 0.68 = e$, 得 $X_1 = 0.41, Y_1 = 0.87, X_2 = 1, Y_2 =$

0。则有

$$\begin{cases} P_1 = K_P(X_1R_1 + Y_1A_1) = 41441.8N \\ P_2 = K_P(X_2R_2 + Y_2A_2) = 39384.1N \end{cases}$$

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 $<120^\circ\text{C}$, 查表 14-7 取温度系数 $K_t = 1$ 。

由于为球轴承, 取 $\varepsilon = 3$, 则基本额定寿命为

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C}{P_1} \right)^\varepsilon = 8720.23h$$

3 绘出轴系 2 的装配结构草图(轴、轴承、齿轮、套筒、轴肩、键)

见附页