

浙江大学



题目: 轴系设计

姓名: 帅青

学号: 3150105533

指导教师: 顾大强

专业: 机械电子工程

学院: 机械工程学院

目录

1	问题描述	2
2	轴的设计	2
2.1	选择轴的材料	2
2.2	按转矩估算轴的最小直径	3
2.3	轴的结构设计	3
2.4	计算齿轮受力	3
2.5	计算轴承反力	4
2.6	绘制弯矩图	5
2.7	绘制扭矩图	7
2.8	绘制当量弯矩图	7
2.9	分别计算截面的直径	8
3	强度校核	8
4	其他零件	9
4.1	轴承选择	9
4.2	套筒	10
4.3	键	10
4.4	轴承寿命	11
4.4.1	计算轴承受力	11
4.4.2	计算当量载荷	11
4.4.3	计算 L_h	12
5	装配结构草图	12
	参考文献	12

1 问题描述

设计二级斜齿圆柱齿轮减速器，已知参数如表1所示。

参数	具体要求
轴输入功率	$P = 40\text{kW}$
轴转速	$n = 100\text{r/min}$
齿轮 2 分度圆直径	688mm
齿轮 2 螺旋角	$12^{\circ}50'$
齿轮 3 分度圆直径	$d_3 = 170\text{mm}$
齿轮 3 螺旋角	$10^{\circ}29'$

表 1: 设计参数

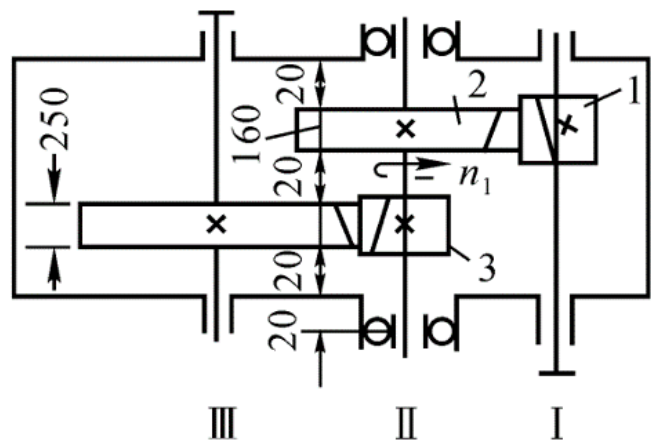


图 1: 齿轮减速器示意图

需要设计的内容有

- 1. 中间轴的结构设计；
- 2. 中间轴的强度校核
- 3. 中间轴的轴承类型和型号，以及寿命
- 4. 绘制中间轴的装配结构草图

2 轴的设计

2.1 选择轴的材料

减速器的功率为 40kW，转速为 40kW，无其他特殊要求，故选用最常用的 45 号钢并做正火处理，查表可得 $\sigma_B = 600\text{MPa}$ 。¹

¹陈秀宁, 顾大强. 机械设计. 浙江大学出版社,2010, 表 (12-1)

2.2 按转矩估算轴的最小直径

使用转矩估算轴的最小直径, 计算公式为²

$$d \geq C \sqrt[3]{\frac{P}{n}} \quad (mm) \quad (1)$$

式中, 由于轴受弯矩和扭矩, 因此 C 宜取较大的值, 此处取 $C = 118$ 。于是有

$$d \geq C \sqrt[3]{\frac{P}{n}} = 118 \sqrt[3]{\frac{40kW}{100r/min}} = 86.94 \quad (mm) \quad (2)$$

计算所得的应是最小直径 (即安装轴承的直径)。该轴段因有键槽, 应加大 (3-7)% 并圆整, 取 $d = 90 \text{ mm}$ 。

2.3 轴的结构设计

由于轴的最小直径为 90, 在此基础上适当增加直径, 同时考虑到题目所给结构信息, 初步设计轴的结构如图所示。

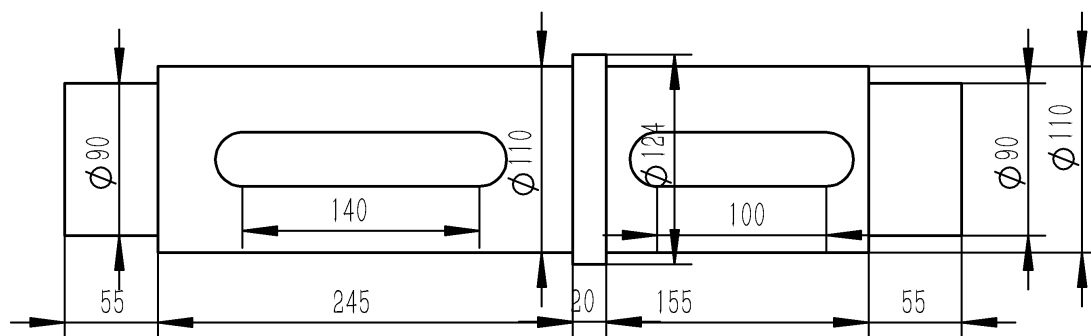


图 2: 轴的初步设计

2.4 计算齿轮受力

齿轮 2 分度圆直径: $d_2 = 688 \text{ mm}$

齿轮 2 所受转矩:

$$T = 9.55 \times 10^6 \frac{P}{n} = 9.55 \times 10^6 \cdot \frac{40kW}{100r/min} = 3820000$$

齿轮 2 所受圆周力:

$$F_{2t} = \frac{2T}{d_2} = \frac{2 \times 3820000}{688 \text{ mm}} = 11105(N)$$

²陈秀宁, 顾大强. 机械设计. 浙江大学出版社, 2010, 式 (12-2)

齿轮 2 所受径向力：

$$F_{2r} = \frac{F_{2t} \tan \alpha_n}{\cos \beta_2} = \frac{11105 \tan 20^\circ}{\cos 12^\circ 50'} = 4145(N)$$

齿轮 2 所受轴向力：

$$F_{2a} = F_{2t} \tan \beta_2 = 11105 \times \tan 12^\circ 50' = 2530(N)$$

齿轮 3 分度圆直径： $d_2 = 170mm$

齿轮 3 所受转矩：

$$T = 9.55 \times 10^6 \frac{P}{n} = 9.55 \times 10^6 \cdot \frac{40kW}{100r/min} = 3820000$$

齿轮 3 所受圆周力：

$$F_{3t} = \frac{2T}{d_3} = \frac{2 \times 3820000}{170mm} = 44941(N)$$

齿轮 3 所受径向力：

$$F_{3r} = \frac{F_{3t} \tan \alpha_n}{\cos \beta_3} = \frac{F_{3t} \tan 20^\circ}{\cos 10^\circ 29'} = 16635(N)$$

齿轮 3 所受轴向力：

$$F_{3a} = F_{3t} \tan 10^\circ 29' = 8315(N)$$

2.5 计算轴承反力

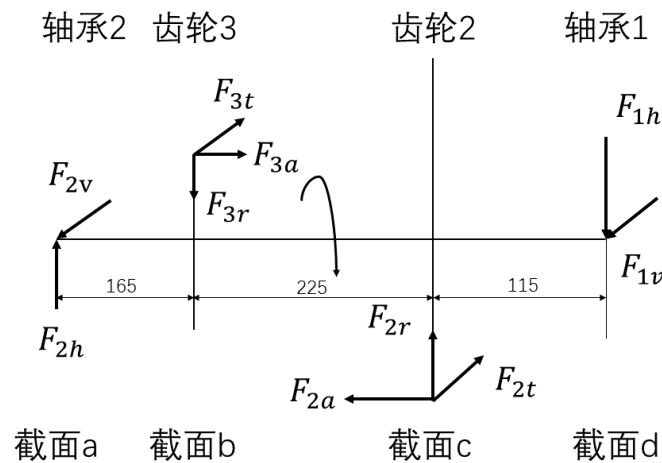


图 3: 受力分析示意图

由受力分析图（该图为俯视图），计算轴承受力，可得垂直面：

$$F_{2v} = \frac{F_{3t} \times 340 + F_{2t} \times 115}{505} = 32786N \quad (3)$$

$$F_{1v} = F_{3t} + F_{2t} - F_{2h} = 23260(N) \quad (4)$$

水平面：

$$F_{2h} = \frac{340F_{3t} - F_{3a}d_3/2 - 115F_{2r} - F_{2a}d_2/2}{505} \quad (5)$$

$$= \frac{340 \times 16635 - 8316 \times 85 - 115 \times 4145 - 2530 \times 344}{505} = 7133(N) \quad (6)$$

$$F_{1h} = F_{3r} - F_{2r} - F_{2v} = 5357(N) \quad (7)$$

2.6 绘制弯矩图

计算垂直面弯矩图，如图4所示。主要计算如下：

截面 b:

$$M_{bv} = 165F_{2v} = 165 \times 32786 = 5409690$$

截面 c:

$$M_{cv} = 115F_{1v} = 115 \times 23260 = 2674900$$

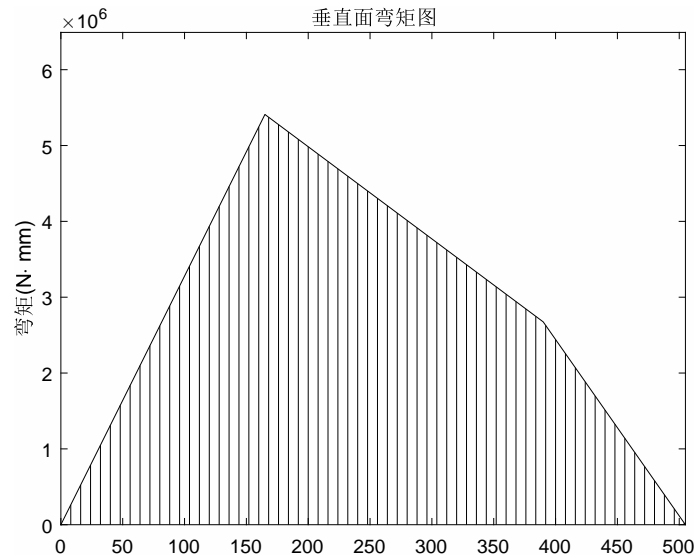


图 4: 垂直面弯矩图

计算水平面弯矩图，如图5所示。主要计算如下：

截面 b:

$$M'_{bh} = 165F_{2h} = 165 \times 7133 = 1176945 \quad (8)$$

$$M''_{bh} = M'_{bh} + \frac{F_{3a}d_3}{2} = 1176945 + \frac{8316 \times 170}{2} = 1883805 \quad (9)$$

截面 c:

$$M'_{ch} = 115F_{1h} = 115 \times 5357 = 616055 \quad (10)$$

$$M''_{ch} = M'_{ch} - \frac{F_{2a}d_2}{2} = 616055 - \frac{2530 \times 688}{2} = -254265 \quad (11)$$

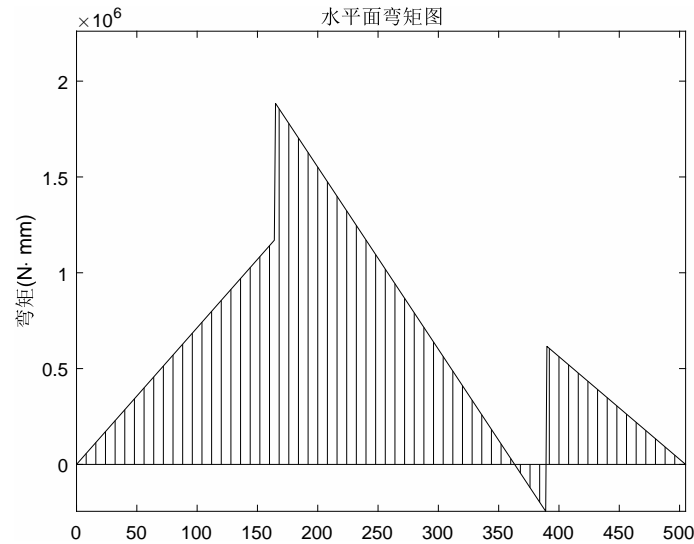


图 5: 水平面弯矩图

计算合成弯矩图，如图6所示。主要计算如下：

截面 b:

$$M'_b = \sqrt{M_{bH}^2 + M_{bV}^2} = \sqrt{1176945^2 + 5409690^2} = 5536239(N \cdot mm) \quad (12)$$

$$M''_b = \sqrt{M_{bH}^2 + M_{bV}^2} = \sqrt{1883805^2 + 5409690^2} = 5728304(N \cdot mm) \quad (13)$$

截面 c:

$$M'_c = \sqrt{M_{cH}^2 + M_{cV}^2} = \sqrt{616055^2 + 2674900^2} = 2744925(N \cdot mm) \quad (14)$$

$$M''_c = \sqrt{M_{cH}^2 + M_{cV}^2} = \sqrt{254265^2 + 2674900^2} = 2686958(N \cdot mm) \quad (15)$$

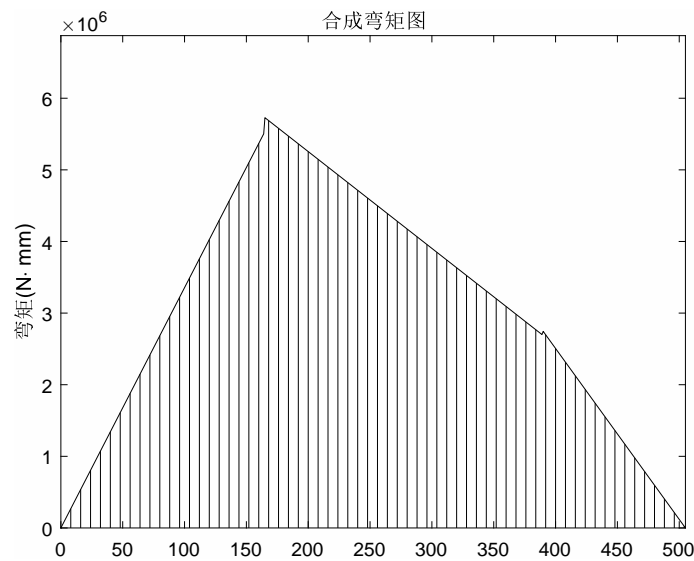


图 6: 合成弯矩图

2.7 绘制扭矩图

由所给条件可知, $T = 3.82 \times 10^6 (N \cdot mm)$, 采用的材料为正火处理的 45 号钢, 其 $\sigma_B = 600 MPa$, 查得数据³ $[\sigma_{-1}]_b = 55 MPa$, $[\sigma_0]_b = 95 MPa$, 故 $\alpha = \frac{55}{95} \approx 0.58$,

$$\alpha T = 0.58 \times 3.82 \times 10^6 = 2.2156 \times 10^6 (N \cdot mm)$$

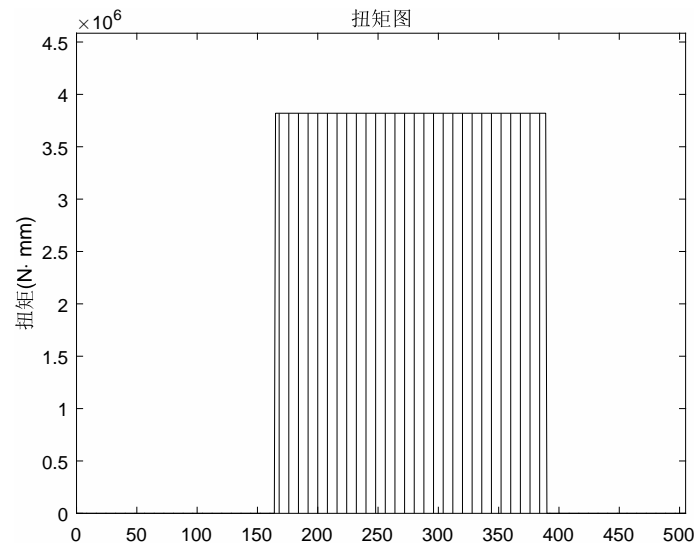


图 7: 扭矩图

2.8 绘制当量弯矩图

计算当量弯矩图, 计算结果如图8所示。主要计算如下:

截面 b:

$$M'_{be} = 5536239 (N \cdot mm) \quad (16)$$

$$M''_{be} = \sqrt{M_b'^2 + (\alpha T)^2} = \sqrt{5728304^2 + (2.2156 \times 10^6)^2} = 6141852 (N \cdot mm) \quad (17)$$

截面 c:

$$M'_{ce} = 2744925 (N \cdot mm) \quad (18)$$

$$M''_{ce} = \sqrt{M_c'^2 + (\alpha T)^2} = \sqrt{2686958^2 + (2.2156 \times 10^6)^2} = 3482618 (N \cdot mm) \quad (19)$$

³陈秀宁, 顾大强. 机械设计. 浙江大学出版社, 2010, 表 (12-3)

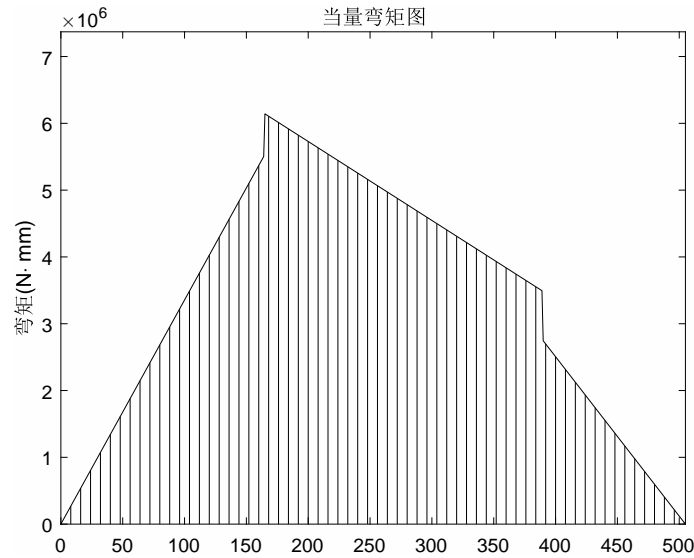


图 8: 当量弯矩图

2.9 分别计算截面的直径

根据当量弯矩计算截面 b 和 c 处的直径，⁴

$$d_b \geq \sqrt[3]{\frac{M_{be}''}{0.1[\sigma_{-1}]_b}} = \sqrt[3]{\frac{6141852}{0.1 \times 60}} = 100.78(mm) \quad (20)$$

$$d_c \geq \sqrt[3]{\frac{M_{ce}''}{0.1[\sigma_{-1}]_b}} = \sqrt[3]{\frac{3482618}{0.1 \times 60}} = 83.42(mm) \quad (21)$$

初步设计时这两个地方的直径均设置为 110mm，因此满足条件。

3 强度校核

对截面 b 进行疲劳强度校核，查表⁵可得， $\sigma_{-1} = 240MPa$ ， $\tau_{-1} = 140MPa$ 。其弯曲应力为

$$\sigma_a = \frac{M_b''}{W} = \frac{32M_b'}{\pi d^3} = \frac{32 \times 5728304}{3.14 \times 108^3} = 46.34(MPa) \quad (22)$$

$$\sigma_m = 0 \quad (23)$$

其扭转应力为

$$\tau_a = \frac{1}{2}\tau = \frac{T}{2W_T} = \frac{8T}{\pi d^3} = \frac{8 \times 3.82 \times 10^6}{3.14 \times 108^3} = 7.73(MPa) \quad (24)$$

$$\tau_m = \frac{1}{2}\tau = 7.73(MPa) \quad (25)$$

⁴陈秀宁, 顾大强. 机械设计. 浙江大学出版社, 2010, 式 (12-4)

⁵陈秀宁, 顾大强. 机械设计. 浙江大学出版社, 2010, 表 (12-1)

所选用的材料为 45 号钢，则其弯曲等效系数 $\psi_\sigma = 0.1 \sim 0.2$ ，此处取 0.2，轴的剪切等效系数， $\psi_\tau = 0.5\psi_\sigma = 0.1$ 。

查表⁶，此处采用的是 A 型键槽，则得键槽处的弯曲、扭转有效应力集中系数为， $k_\sigma = 1.76$ ， $k_\tau = 1.54$ 。

查表⁷得到，轴的直径在 100-120 之间，则弯曲、扭转时轴的绝对尺寸系数为， $\varepsilon_\sigma = 0.70$ ， $\varepsilon_\tau = 0.70$ 。

查表⁸得到，选择轴的表面质量系数 $\beta = 0.90$ 。

按无限寿命考虑，取寿命系数 $K_N = 1$ ，此时材质均匀，载荷与应力计算精确，故取 $[s] = 1.5$ ，带入式子计算

$$S_\sigma = \frac{K_N \sigma_{-1}}{\frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma \beta} \sigma_\alpha + \psi_\sigma \sigma_m} = \frac{1 \times 240 \times 0.70 \times 0.90}{1.82 \times 46.34} = 1.79 \quad (26)$$

$$S_\tau = \frac{K_N \tau_{-1}}{\frac{k_\tau}{\varepsilon_\tau \beta} \tau_\alpha + \psi_\tau \tau_m} = \frac{1 \times 140}{\frac{1.62}{0.70 \times 0.90} \times 7.73 + 0.1 \times 7.73} = 6.78 \quad (27)$$

$$S = \frac{S_\sigma S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}} = \frac{2.05 \times 7.51}{\sqrt{2.05^2 + 7.51^2}} = 1.73 > [S] \quad (28)$$

因此，轴的 b 截面具有足够的疲劳强度、安全。

b 截面与 c 截面相同，但 c 截面的合成弯矩比 b 截面小，同时两个截面所受的扭矩相同，所以 c 截面也有足够的疲劳强度、安全。

4 其他零件

4.1 轴承选择

根据估算的直径，轮毂宽度，分别在轴的两端安装一对 7218C⁹角接触轴承，轴承宽度为 30mm，两端的轴承均使用套筒定位。

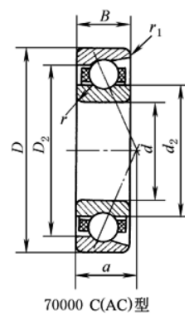


图 9: 角接触轴承示意图

⁶陈秀宁, 顾大强. 机械设计. 浙江大学出版社, 2010, 表 (12-4)

⁷陈秀宁, 顾大强. 机械设计. 浙江大学出版社, 2010, 表 (12-7)

⁸陈秀宁, 顾大强. 机械设计. 浙江大学出版社, 2010, 表 (12-8)

⁹GB/T 292-1994

d, D, B	C_r, C_0	d_2, D_2, a, r, r_1	d_a, D_a, r_a
90,160,30	122,105	111.7,138.4,31.7,2,2	100,150,2

表 2: 角接触轴承参数

4.2 套筒

取套筒外径为 110mm，内径与轴承内径相同，取 90mm，套筒与齿轮配合处应高于齿轮，取齿轮孔径为 110mm，套筒与齿轮接触处增加其外径，方便与齿轮配合。套筒尺寸如图所示。

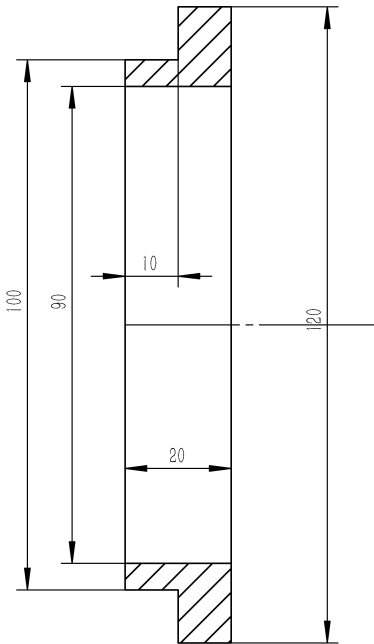


图 10: 套筒结构示意图

4.3 键

轴与两齿轮直接均采用平键连接，键槽的尺寸根据轴的直径确定，查机械设计手册¹⁰，键的尺寸为 $b \times h = 32 \times 18$ ，键槽的宽度基本尺寸为 32，采用正常连接，轴 N9.0 -0.062，毂 JS9， ± 0.031 ，深度尺寸，轴 $11.0+0.20$ ，毂 $7.4+0.20$ ，半径 r 取 0.5。

¹⁰GB/T 1095/2003

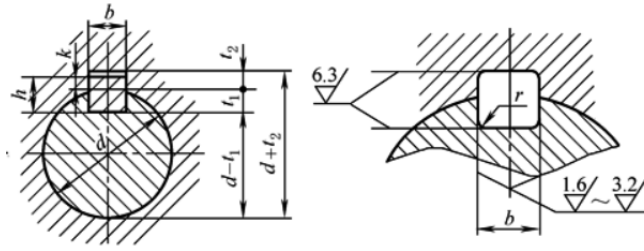


图 11: 键的剖面尺寸示意图

键的长度根据式子29确定。

$$L_c \geq \frac{4T}{dh[\sigma_p]} \quad (29)$$

带入数据计算得到

$$L_c \geq 88mm$$

取输入齿轮处的平键长度为 100mm，输出齿轮处的平键长度为 150mm。

4.4 轴承寿命

所选轴承为单列角接触轴承，型号为 7218C， $C_0 = 105$ 。

4.4.1 计算轴承受力

轴承所受总径向力为

$$F_1 = \sqrt{F_{h1}^2 + F_{v1}^2} = 23543N \quad (30)$$

$$F_2 = \sqrt{F_{h2}^2 + F_{v2}^2} = 33878N \quad (31)$$

主轴受到的轴向力为

$$F_a = F_{a3} - F_{a2} = 5786N \quad (32)$$

计算可得

$$\frac{F_a}{C_0} = 0.0551 \quad (33)$$

查表得 $e = 0.43^{11}$ ，左右两轴承的附加轴向力为

$$S_1 = 10124N, S_2 = 14508N \quad (34)$$

。由于 $S_1 - F_a \leq S_2$ ，所以右边轴承被压紧，左边轴承被放松，由此可得：

$$F_{a1} = S_2 + F_a = 20354N \quad (35)$$

$$F_{a2} = S_2 = 14568N \quad (36)$$

¹¹陈秀宁, 顾大强. 机械设计. 浙江大学出版社, 2010, 表 (14-10)

4.4.2 计算当量载荷

对于轴承 1，取 $K_p = 1$ ，

$$\frac{F_{a1}}{C_0} = 0.1938 \quad (37)$$

查表取得： $e_1 = 0.51^{12}$ ，计算

$$\frac{F_{a1}}{F_1} = \frac{20354}{23543} = 0.86 > 0.51 \quad (38)$$

查表取得： $X_1 = 0.44, Y_1 = 1.09$ ，则

$$P_1 = K_p(X_1 F_1 + Y_1 F_{a1}) = 32545 N$$

对于轴承 2，取 $K_p = 1$ ，

$$\frac{F_{a2}}{C_0} = 0.1387 \quad (39)$$

查表取得： $e_1 = 0.51^{13}$ ，计算

$$\frac{F_{a2}}{F_2} = \frac{14568}{33878} = 0.43 < 0.48 \quad (40)$$

查表取得： $X_1 = 1, Y_1 = 0$ ，则

$$P_1 = K_p(X_1 F_1 + Y_1 F_{a1}) = 33878 N$$

4.4.3 计算 L_h

因为 $P_1 < P_2$ ，故按轴承 2 计算轴承寿命

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C}{P}\right)^\varepsilon = \frac{10^6}{60 \times 100} \left(\frac{198000}{55046}\right)^3 = 7783 h \quad (41)$$

即轴承寿命为 7783h。

5 装配结构草图

见附件。

参考文献

[1] 陈秀宁, 顾大强. 机械设计. 浙江大学出版社, 2010

[2] 谭建荣, 张树有, 陆国栋, 施岳定编. 图学基础教程. 北京: 高等教育出版社, 2006

¹²陈秀宁, 顾大强. 机械设计. 浙江大学出版社, 2010, 表 (14-10)

¹³陈秀宁, 顾大强. 机械设计. 浙江大学出版社, 2010, 表 (14-10)