



哈尔滨工业大学
Harbin Institute of Technology

机械设计大作业

说明书

设计题目： 轴系部件设计 5.1.2

院 系： 机电工程学院

班 级： 2008802 班

设计者： 李明谦

学 号： 8200880133

指导教师： 王黎钦

设计时间： 2022 年 10 月 23 日

目录

一、问题	1
二、轴的设计	1
2.1 选择轴的材料.....	1
2.2 估算轴径.....	1
2.3 设计轴的结构.....	2
2.4 确定阶梯轴各部分直径.....	3
2.5 确定阶梯轴各轴段长度及跨距.....	4
三、轴的受力分析	5
3.1 轴的受力简图.....	5
3.2 计算支承反力.....	6
3.2.1 小齿轮上的作用力.....	6
3.2.2 带轮上的作用力.....	6
3.2.3 计算支反力.....	6
3.2.4 计算弯矩和扭矩.....	7
3.2.5 画转矩图.....	7
四、校核轴的强度	8
五、校核轴承的寿命	10
5.1 计算轴承的径向力.....	10
5.2 计算当量动载荷.....	10
5.3 校核轴承寿命.....	10
六、轴上其它零件的设计	11
6.1 设计轴上的键连接.....	11
6.2 校核键连接的强度.....	11
6.3 设计两侧轴端挡圈.....	12
七、设计轴承座结构	13
八、设计轴承端盖	13
九、参考文献	14

一、问题

带式运输机的传动方案如图 1 所示，机器工作平稳、单向回转、成批生产，其他数据见表 1。

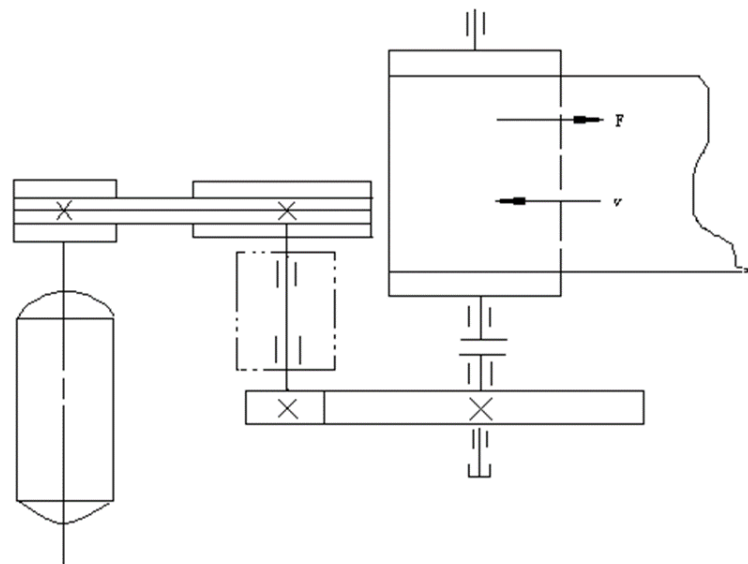


图 1 带式运输机的传动方案
表 1 带式传动机中齿轮传动的已知数据

方案	电动机工 作功率	电动机满载 转速	工作机的转 速	第一级传 动比	轴承座中 心高	最短工作 年限	工作环境
5. 1. 2	4kW	960(r/min)	100(r/min)	2	180mm	3 年 3 班	室外、有尘

根据 V 带传动设计、齿轮传动设计作业完成带式运输机中的齿轮传动高速轴的轴系部件。

二、轴的设计

2. 1 选择轴的材料

根据传递功率的大小，并且对质量及结构尺寸无特殊要求，故选用材料为 45 钢，进行调质处理。

2. 2 估算轴径

对于转轴，按扭转强度初算直径：

$$d \geq C \sqrt[3]{\frac{P}{n}}$$

式中：d——轴的直径，mm；

P——轴传递的功率， $P = 3.8016kW$ ；

n——轴的转速，r/min，根据题目要求，转速 $n = \frac{n_m}{i_1} = \frac{960}{2} = 480r/min$ ；

C——由许用扭转剪应力确定的系数，由机械设计教材，查得 $C=103-126$ ，故取 $C=112$ 。

代入数据，得

$$d \geq C \sqrt[3]{\frac{P}{n}} = 112 \times \sqrt[3]{\frac{3.8016}{480}} mm = 22.33mm$$

考虑到有键槽的存在，故将轴扩大 5%，即

$$d_{min} = (1 + 5\%)d = (1 + 5\%) \times 22.33 = 23.45mm$$

按标准 GB2822-81 的圆整后取 $d = 25mm$ 。

2.3 设计轴的结构

由于本设计中的轴需要安装带轮、齿轮、轴承等不同的零件，并且各处受力不同，因此，设计成阶梯轴形式，共分为七段。以下是轴段的草图：

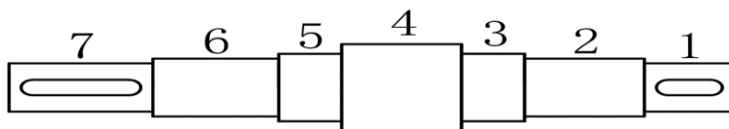


图 2 轴的草图

2.4 确定阶梯轴各部分直径

1) 轴段 1 和轴段 7

轴段 1 和轴段 7 分别安放大带轮和小齿轮，所以其长度由带轮和齿轮轮毂长度确定，而直径由初算的最小直径得到。所以， $d_1 = d_7 = 25mm$ 。

2) 轴段 2 和轴段 6

轴段 2 和轴段 6 的确定应考虑齿轮、带轮的轴向固定和密封圈的尺寸。由参考文献[1]图 7.2 计算得到轴肩高度

$$h_1 = (0.07 \sim 0.1)d_1 = (0.07 \sim 0.1) \times 25mm = (1.75 \sim 2.5)mm$$

$$d_2 = d_6 = d_1 + 2 \times h_1 = 25 + 2 \times (1.75 \sim 2.5) = (28.5 \sim 30)mm$$

3) 轴段 3 和轴段 5

轴段 3 和轴段 5 安装轴承，尺寸由轴承确定。标准直齿圆柱齿轮，没有轴向力，但考虑到有较大的径向力，选用深沟球轴承，如下图。

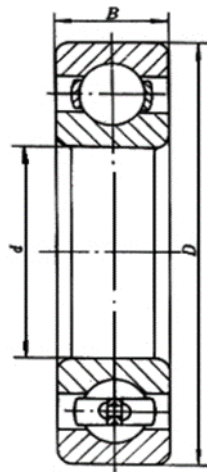


图 3 深沟球轴承尺寸符号

根据参考文献[3]表 12.1 的 GB/T 276—2013，初选轴承 6307，外形尺寸 $d=35mm$ ， $D=80mm$ ， $B=21mm$ ，圆角 $r_{min}=1.5mm$ ，轴承安装尺寸 $d_{amin} = 44mm$ 。由齿轮设计数据可知，齿轮分度圆线速度 $v = 1.9447m/s < 2m/s$ ，所以选用脂润滑，故取 $d_3 = d_5 = 36mm$ 。工作环境室外，有尘，可选用毡圈油封 JB/ZQ

4606-1997 中的轴径为 30mm 的毛毡圈，所以 $d_2 = d_6 = 30mm$ 。由于两轴承之间没有传动件，不需要挡油环。

4) 轴段 4

轴段 4 在两轴承座之间，其功能为定位固定轴承的轴肩，故

$$d_4 = 46mm > d_{amin}。$$

2.5 确定阶梯轴各轴段长度及跨距

1) 轴段 4

轴段 4 在两轴承座之间，两端支点间无传动件，首先确定该段跨距 L ，

$$L = (2 \sim 3)d_3 = (2 \sim 3) \times 36mm = (72 \sim 108)mm$$

则轴段 4 长度 $l_4 = L - B = (51 \sim 87)mm$ ，取 52mm。

2) 轴段 3 和轴段 5

轴段 3 和轴段 5 安装轴承，轴段长度与轴承内圈宽度相同，故 $l_3 = l_5 = B = 21mm$ 。

3) 轴段 2 和轴段 6

两端都采用凸缘式轴承盖。

轴段 2 和轴段 6。轴段 2 和轴段 6 的长度和轴承盖的选用及大带轮和小齿轮的定位轴肩的位置有关系。选用凸缘式轴承端盖，取螺钉尺寸 $d_3 = 10mm$ ，轴承盖凸缘厚度 $e = 12mm$ ， $m = 12mm$ ，箱体外部传动零件的定位轴肩距轴承端盖的距离 $K = 16mm$ ，则轴段 6 长度

$$l_6 = m + e + K = 12 + 12 + 16 = 40mm$$

由于大带轮较大，设计成腹板式结构，带轮宽度 $B=80mm$ ，轮毂宽度 $L=50mm$ ，故轴段 2 长度

$$l_2 = l_6 + \frac{(\text{带轮宽度} - \text{轮毂宽度})}{2} = l_6 + \frac{B-L}{2} = 55mm，取 58mm。$$

4) 轴段 1 和轴段 7

轴段 1 和 7 分别安装大带轮和小齿轮。

由 V 带轮设计可知带轮基准直径为 $d_{d2} = 250mm$ ，采用腹板式结构，轮毂宽度 $L = (1.8 \sim 2)d = (1.8 \sim 2) \times 25 = (45 \sim 50)mm$ ，取 $L = (1.8 \sim 2)d = 50mm$ ，应使此轴段的长度比大带轮轮毂宽度 L 略短一些，可取轴段 1 的长度 $l_1 = 48mm$ 。

由齿轮设计可知小齿轮分度圆直径 $d_1 = 84mm$ ，则其齿顶圆直径为

$$d_{a1} = d_1 + 2h_{a1} = 84 + 2 \times 5 = 94mm$$

因为齿顶圆直径 $d_{a1} \leq 200mm$ ，小齿轮采用实心式结构。

类比腹板式结构，小齿轮轮毂的厚度满足

$$L = (1.2 \sim 1.5)d_1 = (1.2 \sim 1.5) \times 25mm = (30.0 \sim 37.5)mm$$

取小齿轮轮毂的厚度 $L = 32mm$ ，为使挡圈靠紧大齿轮端面，应使此轴段的长度比大齿轮宽度略短一些。因此，可取轴段 7 的长度 $l_7 = 30mm$ 。

三、轴的受力分析

3.1 轴的受力简图

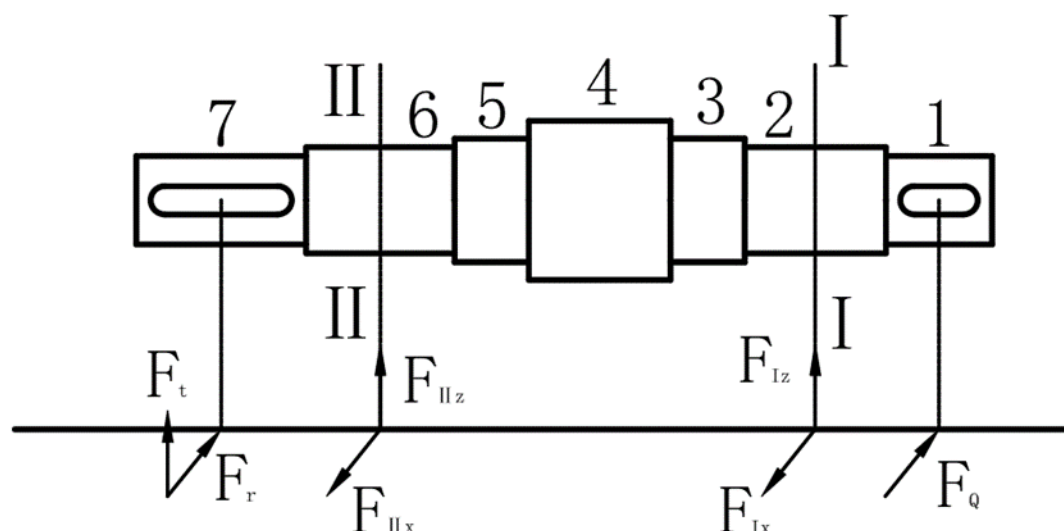


图 4 轴的受力简图

3.2 计算支承反力

$$l_{1,3} = \frac{l_1}{2} + l_2 + \frac{l_3}{2} = \frac{48}{2} + 60 + \frac{21}{2} = 94.5\text{mm}$$

$$l_{3,5} = \frac{l_3}{2} + l_4 + \frac{l_5}{2} = \frac{21}{2} + 52 + \frac{21}{2} = 73\text{mm}$$

$$l_{5,7} = \frac{l_5}{2} + l_6 + \frac{l_7}{2} = \frac{21}{2} + 40 + \frac{30}{2} = 65.5\text{mm}$$

$$l_{3,7} = \frac{l_3}{2} + l_4 + l_5 + l_6 + \frac{l_7}{2} = \frac{21}{2} + 52 + 21 + 40 + \frac{30}{2} = 138.5\text{mm}$$

3.2.1 小齿轮上的作用力

传递到轴系部件上的转矩

$$T_1 = 9.55 \times 10^6 \times \frac{P_1}{n_1} = 9.55 \times 10^6 \times \frac{3.8016}{960/2} = 75636\text{N} \cdot \text{mm}$$

齿轮圆周力

$$F_t = \frac{T}{d_1/2} = \frac{75636}{84/2} \text{N} = 1800.86\text{N}$$

齿轮径向力

$$F_r = F_t \tan(\alpha) = 1800.86 \times \tan(20^\circ) = 655.46\text{N}$$

齿轮轴向力

$$F_a = 0\text{N}$$

3.2.2 带轮上的作用力

带轮轴压力

$$F_Q = 2zF_0 \sin \frac{\alpha}{2} = 2 \times 4 \times 193.7 \times \sin \left(\frac{157.9^\circ}{2} \right) = 1520.87\text{N}$$

带初次装在带轮上时，所需初拉力比正常工作时大得多，故计算轴和轴承时，将其扩大 50%，按 $F_Q = 1520.87 \times 1.5 = 2281.31\text{N}$ 计算。

3.2.3 计算支反力

1) 水平方向上

在 II 处

$$F_{Ix} = \frac{F_Q l_{3,7} - F_r l_{1,3}}{l_{3,5}} = \frac{2281.31 \times 138.5 - 655.46 \times 94.5}{73} = 3479.73 \text{ N}$$

则

$$F_{IIX} = -F_{Ix} + F_r + F_Q = -3479.73 + 655.46 + 2281.31 = -542.96 \text{ N}$$

2) 竖直方向上

在 II 处

$$F_{Iz} = \frac{F_r l_{1,3}}{l_{3,5}} = \frac{655.46 \times 94.5}{73} = 848.51 \text{ N}$$

则

$$F_{IIz} = -F_t - F_{Iz} = -1800.86 - 848.51 = -2649.37 \text{ N}$$

3.2.4 计算弯矩和扭矩

对 I 处弯矩

$$M_I = F_Q l_{5,7} = 2281.31 \times 65.5 \text{ N} \cdot \text{mm} = 149.43 \text{ N} \cdot \text{m}$$

对 II 点弯矩

$$M_{IIz} = F_r l_{1,3} = 655.46 \times 94.5 \text{ N} \cdot \text{mm} = 61.94 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_{IIx} = F_t l_{1,3} = 1800.86 \times 94.5 \text{ N} \cdot \text{mm} = 170.18 \text{ N} \cdot \text{m}$$

II 点处合成弯矩为

$$M_{II} = \sqrt{M_{IIx}^2 + M_{IIz}^2} = \sqrt{170.18^2 + 61.94^2} \text{ N} \cdot \text{m} = 181.10 \text{ N} \cdot \text{m}$$

作用在齿轮上的转矩为

$$T_1 = 9.55 \times 10^6 \times \frac{P_1}{n_1} = 9.55 \times 10^6 \times \frac{3.8016}{960/2} = 75.64 \text{ N} \cdot \text{m}$$

3.2.5 画转矩图

转矩图如下图所示

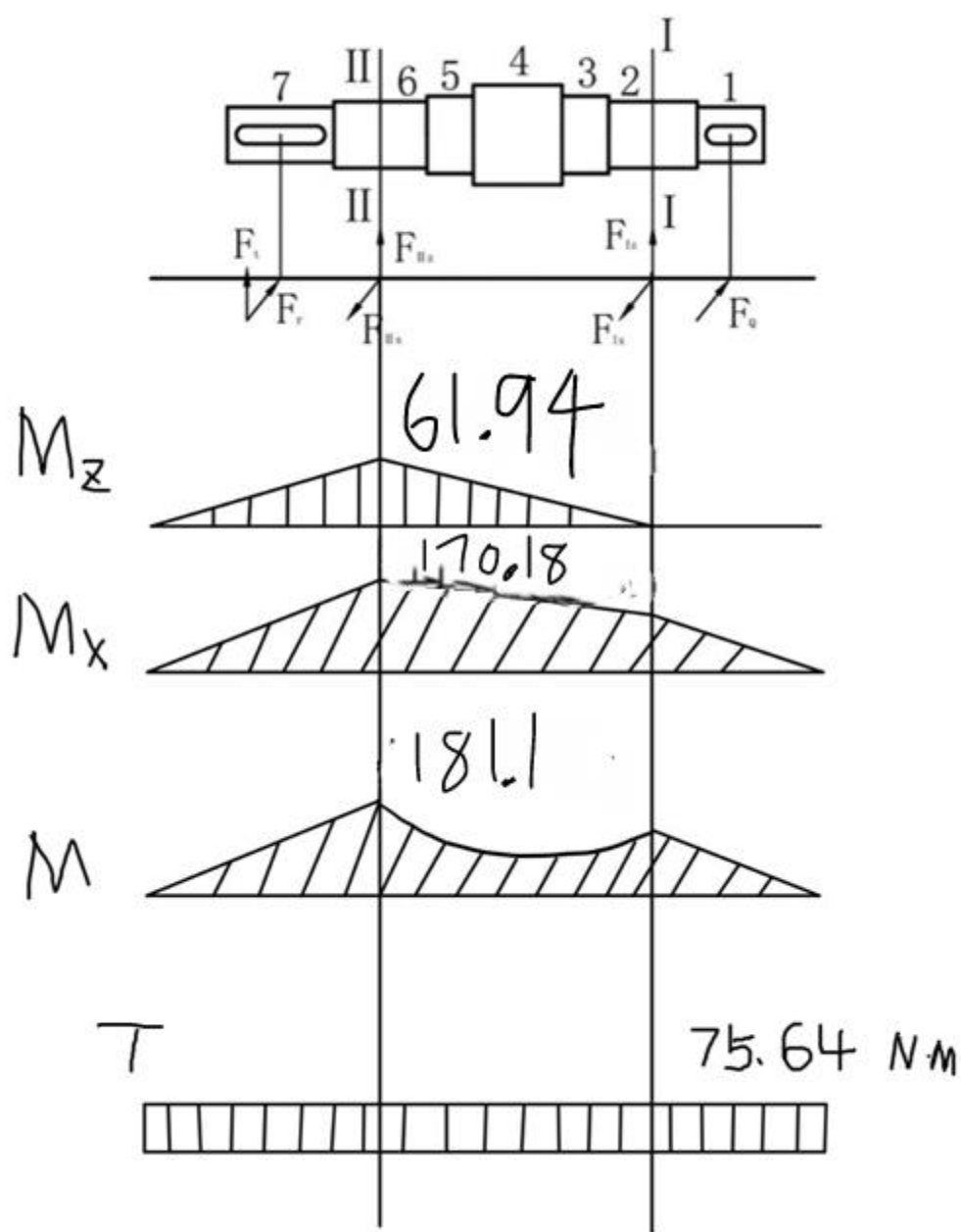


图 5 轴的弯矩图与扭矩图

四、校核轴的强度

由上图知，危险截面在 II-II 截面。查参考文献[2]式 10.3，有

$$\sigma_e = \sqrt{\left(\frac{M_{II}}{W}\right)^2 + 4\left(\frac{\alpha T_1}{W_T}\right)^2} \leq [\sigma]_{-1b}$$

式中： M_{II} ——II-II 截面处弯矩， $M_{II} = 181.1 \text{ N} \cdot \text{m}$ ；

T ——II-II 截面处转矩 $T_1 = 9.55 \times 10^6 \times \frac{P_1}{n_1} = 75.64 \text{ N} \cdot \text{m}$ ；

W ——抗弯剖面模量， $W = \frac{\pi d_s^3}{32} = 4580.4 \text{ mm}^3$

W_T ——抗扭剖面模量， $W_T = \frac{\pi d_s^3}{16} = 9160.88 \text{ mm}^3$

α ——根据转矩性质而定的折合系数，对于不变的转矩， $\alpha = 0.3$ ；

$[\sigma]_{-1b}$ ——对称循环的许用弯曲应力，轴材料为 45 钢，进行调质处理，由参考文献[2]表 10.1 查得 $\sigma_b = 650 \text{ MPa}$ ，由表 10.4 查得 $[\sigma]_{-1b} = 60 \text{ MPa}$ 。

因此， $\sigma_e = \sqrt{\left(\frac{181.1}{4580.4}\right)^2 + 4\left(\frac{0.3 \times 75.64}{9160.88}\right)^2} \times 1000 \text{ MPa} = 39.85 < [\sigma]_{-1b}$

因此，满足强度要求。

对于 II-II 界面，弯曲应力

$$\sigma_a = \sigma_b = \frac{M_{II}}{W} = \frac{181.1 \times 1000}{4580.4} \text{ MPa} = 39.54 \text{ MPa}$$

$$\sigma_m = 0$$

扭剪应力

$$\tau_T = \frac{T}{W_T} = \frac{75.64 \times 1000}{9160.88} \text{ MPa} = 8.26 \text{ MPa}$$

$$\tau_a = \tau_m = \frac{\tau_T}{2} = 4.49 \text{ MPa}$$

对于调制处理的 45 钢，查参考文献[2]表 10.1 得

$$\sigma_b = 650 \text{ MPa};$$

$$\sigma_{-1} = 300 \text{ MPa};$$

$$\tau_{-1} = 155 \text{ MPa}。$$

查参考文献[2]得，材料的等效系数

$$\psi_{\sigma} = 0.2, \psi_{\tau} = 0.1$$

查参考文献[2]附图 10.1 得，绝对尺寸系数

$$\varepsilon_{\sigma} = 0.91, \varepsilon_{\tau} = 0.89$$

查参考文献[2]附图 10.2 得，轴磨削加工时的表面质量系数

$$\beta = 1.0$$

查参考文献[1]表 9.11 得，轴承处配合引起有效应力集中系数

$$K_{\sigma} = 1.98, K_{\tau} = 1.50$$

安全系数为

$$S_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_{\sigma}}{\beta \varepsilon_{\sigma}} \sigma_a + \psi_{\sigma} \sigma_m} = \frac{300}{\frac{1.98}{1.0 \times 0.91} \times 39.54 + 0.2 \times 0} = 3.49$$

$$S_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_{\tau}}{\beta \varepsilon_{\tau}} \tau_a + \psi_{\tau} \tau_m} = \frac{155}{\frac{1.50}{1.0 \times 0.89} \times 4.49 + 0.1 \times 4.49} = 19.34$$

$$S = \frac{S_{\sigma} S_{\tau}}{\sqrt{S_{\sigma}^2 + S_{\tau}^2}} = \frac{3.49 \times 19.34}{\sqrt{3.49^2 + 19.34^2}} = 3.43$$

由参考文献[1]知，许用安全系数[S] = 1.3~1.5，显然 $S > [S]$ ，故安全。

五、校核轴承的寿命

5.1 计算轴承的径向力

轴承不受轴向力，只有径向力，且

$$F_{IR} = \sqrt{F_{Ix}^2 + F_{Iz}^2} = \sqrt{3479.73^2 + 848.51^2} = 3581.69\text{N}$$

$$F_{IIR} = \sqrt{F_{IIx}^2 + F_{IIz}^2} = \sqrt{542.96^2 + 2649.37^2} = 2704.43\text{N}$$

比较两轴承受力，因 $F_{IIR} < F_{IR}$ ，故只需校核轴承 I。

5.2 计算当量动载荷

由于轴承 II 为深沟球轴承，且不受轴向力，由参考文献[2]表 11.12 知，可取 $X=1$ ， $Y=0$ ，则其当量动载荷为

$$P_r = XF_r + YF_a = 3654.8 \times 1N = 3633.71N$$

5.3 校核轴承寿命

设轴承在 100°C 以下工作，查参考文献[2]表 11.9，得 $f_T = 1$ 。载荷平稳，查参考文献[2]表 11.10，得 $f_p = 1.0$ 。

轴承 I 的寿命为

$$L_h = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{f_T C_r}{f_p P_r} \right)^3 = \frac{10^6}{60 \times 480} \left(\frac{1 \times 33400}{1.0 \times 3633.71} \right)^3 = 26964.73h$$

已知该轴承使用 3 年，三班工作制，按一年工作 250 天计算，则预期寿命为

$$L_h' = 9 \times 1 \times 250 \times 8h = 18000h$$

$L_h > L_h'$ ，故轴承寿命满足要求。

六、轴上其它零件的设计

6.1 设计轴上的键连接

轴和大带轮和小齿轮的轴向连接均采用 A 型普通平键连接，根据参考文献[2]表 11.28，选用 GB/T 1096-2003 的 A 型普通平键，轴段 7 上键 $b \times h \times L = 8mm \times 7mm \times 22mm$ ，轴段 1 上 $b \times t \times L = 8mm \times 7mm \times 40mm$ 。

6.2 校核键连接的强度

由参考文献[2]式 6.2

$$\sigma_p = \frac{2T_1}{kld} \leq [\sigma]_p$$

式中： σ_p ——工作面的挤压应力， MPa ；

T_1 ——传递的转矩， $N \cdot mm$ ；

d ——轴的直径， mm ；

l ——键的工作长度， mm ，A 型， $l = L - b$ ， L 、 b 为键的公称长度和键宽；

k ——键与毂槽的接触高度， mm ， $k = h/2$ ；

$[\sigma]_p$ ——许用挤压应力， MPa ，由参考文献[2]表 6.1，静连接，材料为钢，静载（单向、变化小）， $[\sigma_p] = 120 \sim 150MPa$ ，取 $[\sigma_p] = 130MPa$ 。

a) 对于轴段 1 上的键

$$\sigma_p = \frac{2T_1}{kld} = \frac{2 \times 75.64 \times 1000}{\frac{7}{2} \times (22 - 8) \times 25} = 123.49MPa \leq [\sigma]_p = 130MPa$$

校核通过。

b) 对于轴段 7 上的键

$$\sigma_p = \frac{2T_1}{kld} = \frac{2 \times 75.64 \times 1000}{\frac{7}{2} \times (40 - 8) \times 25} = 54.03MPa \leq [\sigma]_p = 130MPa$$

校核通过。

6.3 设计两侧轴端挡圈

对于轴端挡圈，由于轴段 1、7 处直径相等，由参考文献[1]表 11.24 知，可选用挡圈 GB/T 892-1986 B 型，如下图，其具体尺寸为：

$$D = 32mm, H = 5mm, L = 12mm, d = 6.6mm, d_1 = 3.2mm$$

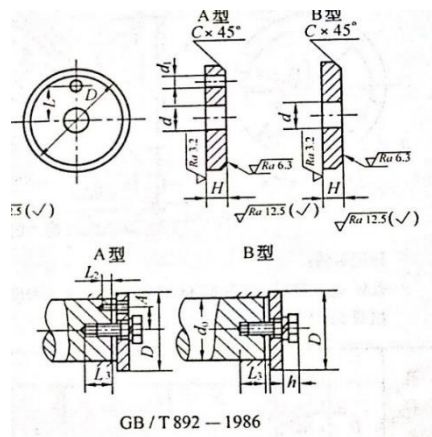


图 6 挡圈的具体尺寸图

固定挡圈选用螺栓 GB/T 5783 M6×20，圆柱销 GB/T 119 A3×12，垫圈 GB/T 93 6。

七、设计轴承座结构

本次设计中选用整体式轴承座。按照设计方案的要求，轴承座孔中心高 $H=180\text{mm}$ ，底座凸缘厚度 $b=20\text{mm}$ ，轴承座腹板壁厚 $\delta = 10\text{mm}$ ，筋厚 $m = 10\text{mm}$ ，轴承盖连接螺栓直径 $d_1=10\text{mm}$ ，根据参考文献[1]表 4.2，取轴承座地脚螺栓直径 $d_f=16\text{mm}$ ，地脚螺栓的扳手空间 $C_1=22\text{mm}$ ， $C_2=20\text{mm}$ ，沉头座直径 $d_2=32\text{mm}$ 。

八、设计轴承端盖

选用凸缘式轴承盖，其中嵌入毛毡圈以密封。由参考文献[2]图 7.5 中的经验公式得到相关尺寸：

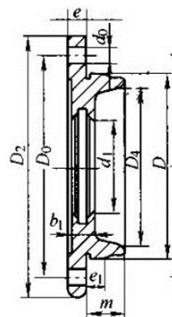


图 7 凸缘式轴承端盖尺寸符号

$$d_3=10\text{mm};$$

$$e = 1.2d_3 = 1.2 \times 10 = 12\text{mm};$$

$$D=80\text{mm};$$

$$D_2 \approx D + 5.5d_3 = 80 + 5.5 \times 10 = 135\text{mm};$$

$$D_0 \approx (D + D_2)/2 = 107.5\text{mm}, \text{ 取 } D_0 = 110\text{mm};$$

根据轴、轴承座的设计，应取 $m = 12\text{mm}$ ；

涉及到毛毡圈沟槽的尺寸，按照参考文献[2]FZ/T 92010-1991 相关尺寸设计，查得毛毡圈和槽的尺寸如下：

$$D = 45\text{mm}, d_1 = 29\text{mm}, b_1 = 7\text{mm},$$

$$D_0 = 44\text{mm}, d_0 = 31\text{mm}, b = 6\text{mm},$$

$$B_{\min} = 12\text{mm}$$

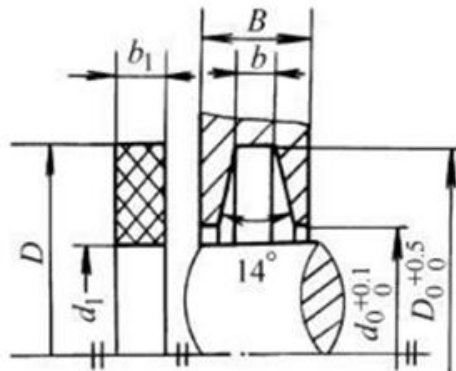


图 8 毛毡圈和槽的尺寸符号

九、参考文献

- [1] 宋宝玉. 机械设计课程设计指导书. 北京: 高等教育出版社, 2006.
- [2] 王黎钦, 陈铁铭. 机械设计. 6 版. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学出版, 2015.
- [3] 王连明, 宋宝玉. 机械设计课程设计. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学出版, 2017.