

# 哈尔滨工业大学（深圳）

## 机械设计大作业设计说明书

设计题目： 轴系部件设计

院 系： 机电工程与自动化学院

班 级： 机械二班

设 计 者： 杨敬轩

学 号： SZ160310217

指导教师： 胡泓

设计日期： 2018年11月19日



哈尔滨工业大学(深圳)

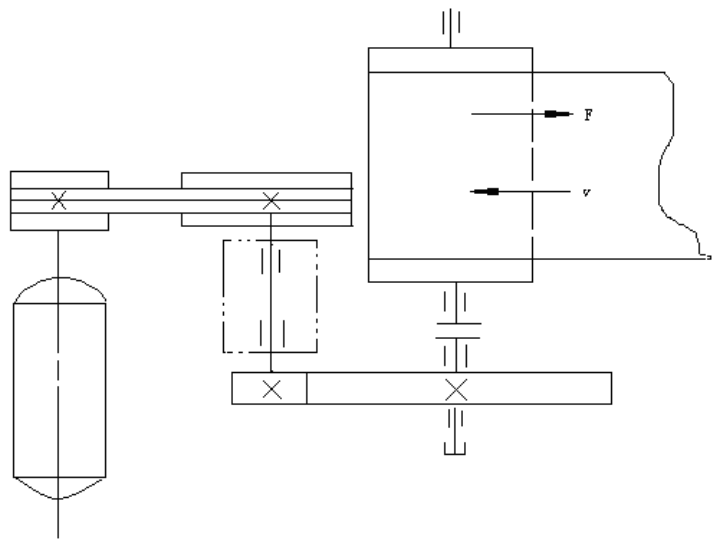
HARBIN INSTITUTE OF TECHNOLOGY, SHENZHEN

# 哈尔滨工业大学（深圳）

## 机械设计大作业设计任务书

题目： 轴系部件设计

带式运输机的传动方案如下图所示，机器工作平稳、单向回转、成批生产，其他数据见下表。



带式运输机的传动方案示意图

带式运输机中 V 带传动的已知数据

方案	电动机工作功率 $P_d/\text{kW}$	电动机满载转速 $n_m/(\text{r}/\text{min})$	工作机的转速 $n_w/(\text{r}/\text{min})$	第一级传动比 $i_1$	轴承座中心高 $H/\text{mm}$	最短工作年限	工作环境
5.1.4	2.2	940	80	2.1	160	5 年 2 班	室内清洁

## 目 录

目 录.....	I
一、选择轴的材料.....	1
二、初算轴径.....	1
三、结构设计.....	1
3.1 确定机体和轴的结构形式.....	1
3.2 阶梯轴各轴段直径的确定.....	2
3.2.1 轴段 1 和轴段 7.....	2
3.2.2 轴段 2 和轴段 6.....	2
3.2.3 轴段 3 和轴段 5.....	2
3.2.4 轴段 4.....	3
3.3 阶梯轴各轴段长度及跨距的确定.....	3
3.3.1 轴段 4.....	3
3.3.2 轴段 3 和轴段 5.....	3
3.3.3 轴段 2 和轴段 6.....	3
3.3.4 轴段 1 和轴段 7.....	4
3.4 键连接设计.....	4
四、轴的受力分析.....	5
4.1 画轴的受力简图.....	5
4.2 计算支承反力.....	5
4.3 画弯矩图.....	7
4.4 画扭矩图.....	7
五、校核轴的强度.....	7
六、校核键连接的强度.....	9
七、校核轴承寿命.....	10

7.1 计算当量动载荷.....	10
7.2 校核轴承寿命.....	10
八、轴上其他零件设计.....	11
8.1 轴上键连接设计.....	11
8.2 轴承座设计.....	11
8.3 轴承端盖设计.....	11
8.4 轴端挡圈设计.....	12
九、设计参数总表.....	13
十、参考文献.....	14

## 一、选择轴的材料

因传递功率不大，且对质量及结构尺寸无特殊要求，故选用常用材料 45 钢，调质处理。

## 二、初算轴径

对于转轴，按扭转强度初算轴径：

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

式中：\$d\$——轴的直径，mm；

\$P\$——轴传递的功率，kW；

\$n\$——轴的转速，r/min；

\$C\$——由许用扭转剪应力确定的系数；

根据参考文献[2]表 10.2 查得 \$C = 126 \sim 103\$，取 \$C = 120\$，由大作业 4 可得：

$$P = 2.09 \text{ kW} \quad (2)$$

$$n = 470 \text{ r/min} \quad (3)$$

所以，

$$d \geq C \cdot \sqrt[3]{\frac{P}{n}} = 120 \times \sqrt[3]{\frac{2.09}{470}} \text{ mm} = 19.73 \text{ mm} \quad (4)$$

本方案中，轴颈上有一个键槽，应将轴径增大 5%，即

$$d \geq (1 + 5\%) \times 19.73 \text{ mm} = 20.72 \text{ mm} \quad (5)$$

按照 GB/T 2822—81 的 \$R\_{a10}\$ 系列圆整，取 \$d = 25 \text{ mm}\$。

## 三、结构设计

### 3.1 确定机体和轴的结构形式

箱体内无传动件，不需经常拆卸，箱体采用整体式。由轴的功能可知，该轴应具有带轮、齿轮的安装段，两个轴承的安装段以及两个轴承对外的密封段，共 7 段尺寸。由于没有轴向力的存在，且载荷、转速较低，故选用深沟球轴承。由于传

递功率小，转速不高，发热小，故轴承采用两端固定式。由于轴转速较低，且两轴承间无传动件，所以采用脂润滑、毛毡圈密封。确定轴的草图如图 1 所示：

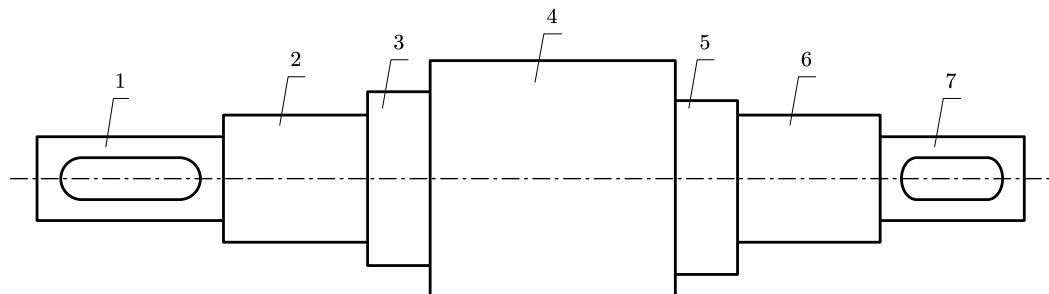


图 1 轴的草图

## 3.2 阶梯轴各轴段直径的确定

### 3.2.1 轴段 1 和轴段 7

轴段 1 和轴段 7 分别安放小齿轮和大带轮，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，

$$d_1 = d_7 = 25 \text{ mm} \quad (6)$$

### 3.2.2 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[2]图 10.9 计算得到轴肩高度

$$\begin{aligned} h_1 &= (0.07 \sim 0.1) d_1 \\ &= (0.07 \sim 0.1) \times 25 \text{ mm} \\ &= (1.75 \sim 2.5) \text{ mm} \end{aligned} \quad (7)$$

故

$$\begin{aligned} d_2 = d_6 &= d_1 + 2h_1 \\ &= [25 + 2 \times (1.75 \sim 2.5)] \text{ mm} \\ &= (28.5 \sim 30) \text{ mm} \end{aligned} \quad (8)$$

根据 FZ/T 92010-1991 取毡圈油封直径  $d_{\text{毡圈}} = 29 \text{ mm}$ ，取轴径  $d_2 = d_6 = 30 \text{ mm}$ 。

### 3.2.3 轴段 3 和轴段 5

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

初算轴径：

$$\begin{aligned}
 d_3 &= d_2 + 2 \text{ mm} \\
 &= 30 \text{ mm} + 2 \text{ mm} \\
 &= 32 \text{ mm}
 \end{aligned}
 \tag{9}$$

由参考文献[1]表 12.1 选轴承 6307，外形尺寸 $d_{\text{轴承}} = 35 \text{ mm}$ ， $D_{\text{轴承}} = 80 \text{ mm}$ ， $B_{\text{轴承}} = 21 \text{ mm}$ ，安装尺寸 $d_a = 44 \text{ mm}$ ， $D_a = 71 \text{ mm}$ 。故确定轴径：

$$d_3 = d_5 = d_{\text{轴承}} = 35 \text{ mm} \tag{10}$$

### 3.2.4 轴段 4

轴段 4 的作用为轴承的轴向定位，故取

$$d_4 = d_a = 44 \text{ mm} \tag{11}$$

## 3.3 阶梯轴各轴段长度及跨距的确定

对二支点在同一轴承座内而支点间无传动件的情况，应首先确定两轴承间跨距 $L$ ，一般 $L = (2 \sim 3)d$ ， $d$ 为轴承所在轴段的直径。而此轴的跨距是指轴上支反力作用点间的距离，对于深沟球轴承，力作用点在轴承宽度中点。

### 3.3.1 轴段 4

由上述可知：

$$L_{\text{跨距}} = (2 \sim 3)d_3 = (2 \sim 3) \times 35 \text{ mm} = (70 \sim 105) \text{ mm} \tag{12}$$

取 $L = 101 \text{ mm}$ 。则轴段 4 的长度：

$$l_4 = L_{\text{跨距}} - B_{\text{轴承}} = 101 \text{ mm} - 21 \text{ mm} = 80 \text{ mm} \tag{13}$$

### 3.3.2 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：

$$l_3 = l_5 = B_{\text{轴承}} = 21 \text{ mm} \tag{14}$$

### 3.3.3 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。由于箱体采用整体式，故选择如图 2 所示的凸缘式轴承端盖。

取固定轴承端盖的螺栓的直径为 $d_0 = 6 \text{ mm}$ ，则：

$$e = 1.2d_0 = 1.2 \times 6 \text{ mm} = 7.2 \text{ mm} \tag{15}$$

取 $e = 8 \text{ mm}$ 。

取  $m = 18 \text{ mm}$ ，箱体外部传动零件的定位轴肩到轴承端盖间的距离取  $K = 20 \text{ mm}$ 。故轴段 2 和轴段 6 的长度为：

$$\begin{aligned} l_2 = l_6 &= e + m + K \\ &= 8 \text{ mm} + 18 \text{ mm} + 20 \text{ mm} \\ &= 46 \text{ mm} \end{aligned} \quad (16)$$

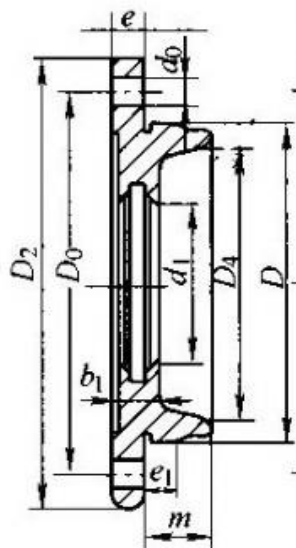


图 2 凸缘式轴承端盖

### 3.3.4 轴段 1 和轴段 7

由大作业 4 数据知，小齿轮宽度为  $55 \text{ mm}$ ，轴段 1 的长度应该比相配齿轮轮毂长度略短，故取轴段 1 的长度  $l_1 = 53 \text{ mm}$ 。

由大作业 3 数据知，小带轮轮毂长度为  $50 \text{ mm}$ ，故取大带轮轮毂长度也为  $50 \text{ mm}$ ，为避免重复定位，取轴段 7 的长度  $l_7 = 48 \text{ mm}$ 。

## 3.4 键连接设计

大带轮和小齿轮的周向连接均采用 A 型普通平键连接，由  $d_1 = d_7 = 25 \text{ mm}$ ，查参考文献[1]表 11.27 初选普通平键尺寸为  $b \times h = 8 \text{ mm} \times 7 \text{ mm}$ ，轴段 1 的键长为  $L_{\text{键}1} = 45 \text{ mm}$ ，轴段 7 的键长为  $L_{\text{键}7} = 40 \text{ mm}$ 。



## 四、轴的受力分析

### 4.1 画轴的受力简图

轴的受力简图如图 3-(b) 所示。

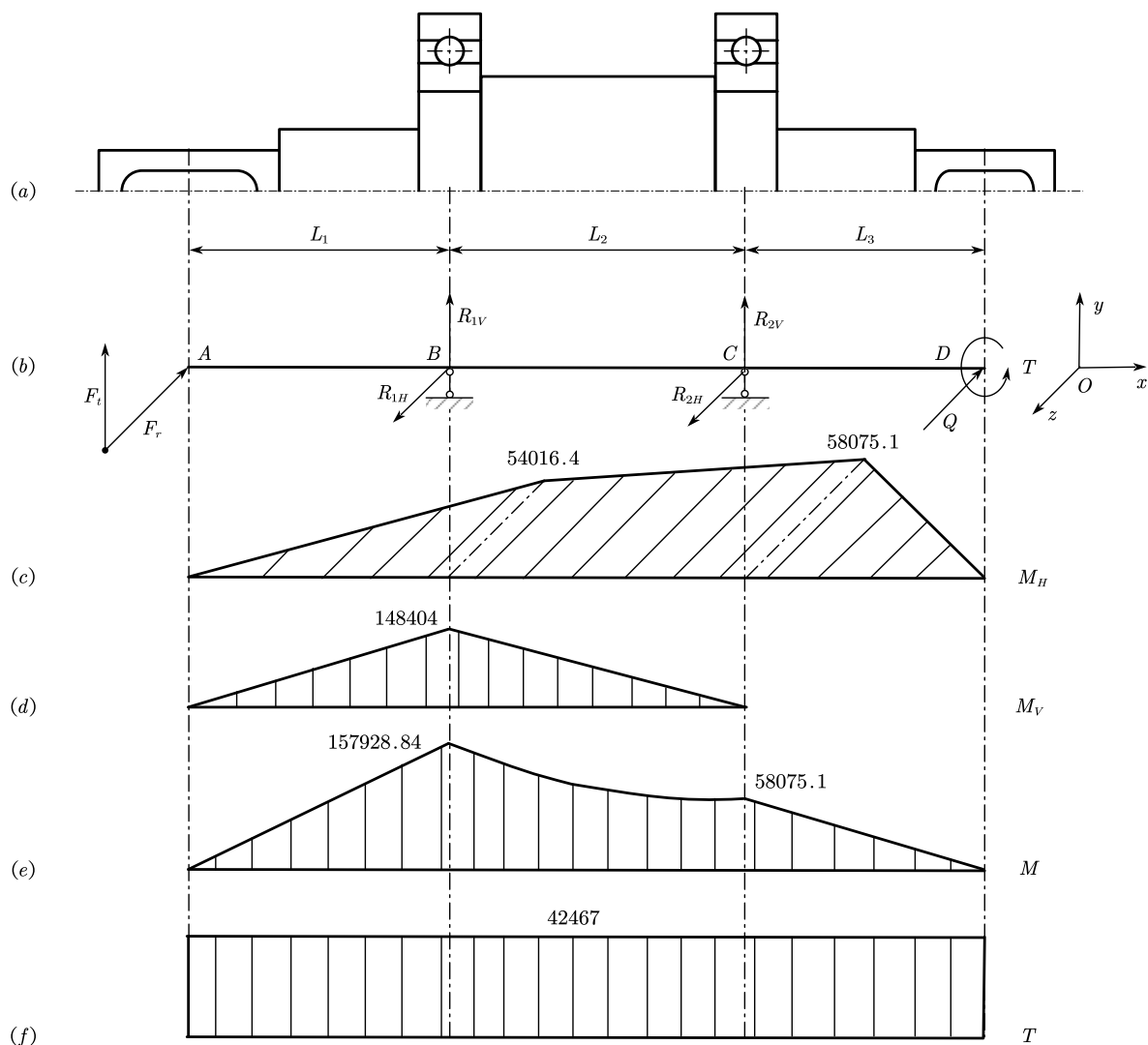


图 3 轴的受力分析

### 4.2 计算支承反力

转矩：

$$T = 9.55 \times 10^6 \times \frac{P}{n} = 9.55 \times 10^6 \times \frac{2.09}{470} \text{ N} \cdot \text{mm} = 42467 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (17)$$

小齿轮圆周力：

$$F_t = \frac{T}{\frac{d}{2}} = \frac{2 \times 42467}{47.5} \text{ N} = 1788 \text{ N} \quad (18)$$

小齿轮径向力：

$$F_r = F_t \tan \alpha = 1788 \times \tan 20^\circ \text{ N} = 650.8 \text{ N} \quad (19)$$

由于是直齿轮，故小齿轮轴向力  $F_a = 0$ 。

由大作业 3 可知，大带轮压轴力  $Q = 721.43 \text{ N}$ 。

由前面计算可知跨距分别为：

$$L_1 = \frac{l_1}{2} + l_2 + \frac{l_3}{2} = \left( \frac{53}{2} + 46 + \frac{21}{2} \right) \text{ mm} = 83 \text{ mm} \quad (20)$$

$$L_2 = L_{\text{跨距}} = 101 \text{ mm} \quad (21)$$

$$L_3 = \frac{l_5}{2} + l_6 + \frac{l_7}{2} = \left( \frac{21}{2} + 46 + \frac{48}{2} \right) \text{ mm} = 80.5 \text{ mm} \quad (22)$$

水平面上，对右侧轴承 C 点列力矩平衡方程得：

$$R_{1H} L_2 + Q L_3 = F_r (L_1 + L_2) \quad (23)$$

所以，

$$\begin{aligned} R_{1H} &= \frac{F_r (L_1 + L_2) - Q L_3}{L_2} \\ &= \frac{650.8 \times (83 + 101) - 721.43 \times 80.5}{101} \text{ N} \\ &= 610.6 \text{ N} \end{aligned} \quad (24)$$

由水平面上的力平衡可知：

$$R_{2H} = F_r + Q - R_{1H} = (650.8 + 721.43 - 610.6) \text{ N} = 761.63 \text{ N} \quad (25)$$

垂直面上，对左侧轴承 B 点列力矩平衡方程可得：

$$R_{2V} = \frac{F_t \cdot L_1}{L_2} = \frac{1788 \times 83}{101} \text{ N} = 1469.3 \text{ N} \quad (26)$$

由垂直面上的力平衡可知：

$$R_{1V} = - (F_t + R_{2V}) = - (1788 + 1469.3) \text{ N} = - 3257.3 \text{ N} \quad (27)$$

所以，轴承 1 的总支承反力为：

$$R_1 = \sqrt{R_{1H}^2 + R_{1V}^2} = \sqrt{610.6^2 + (-3257.3)^2} \text{ N} = 3314 \text{ N} \quad (28)$$

轴承 2 的总支承反力为：

$$R_2 = \sqrt{R_{2H}^2 + R_{2V}^2} = \sqrt{761.63^2 + 1469.3^2} \text{ N} = 1654.97 \text{ N} \quad (29)$$

### 4.3 画弯矩图

弯矩图如图 3-(c)、3-(d)、3-(e) 所示。

水平面上，轴承 1 所受弯矩为：

$$M_{1H} = F_r L_1 = 650.8 \times 83 \text{ N} \cdot \text{mm} = 54016.4 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (30)$$

水平面上，轴承 2 所受弯矩为：

$$M_{2H} = QL_3 = 721.43 \times 80.5 \text{ N} \cdot \text{mm} = 58075.1 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (31)$$

垂直面上，轴承 1 所受弯矩最大，为：

$$M_{1V} = F_t L_1 = 1788 \times 83 \text{ N} \cdot \text{mm} = 148404 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (32)$$

合成弯矩，轴承 1 处：

$$\begin{aligned} M_1 &= \sqrt{M_{1H}^2 + M_{1V}^2} \\ &= \sqrt{54016.4^2 + 148404^2} \text{ N} \cdot \text{mm} \\ &= 157928.84 \text{ N} \cdot \text{mm} \end{aligned} \quad (33)$$

轴承 2 处：

$$\begin{aligned} M_2 &= \sqrt{M_{2H}^2 + M_{2V}^2} \\ &= \sqrt{58075.1^2 + 0^2} \text{ N} \cdot \text{mm} \\ &= 58075.1 \text{ N} \cdot \text{mm} \end{aligned} \quad (34)$$

### 4.4 画扭矩图

扭矩如图 3-(f) 所示，大小为：

$$T = 42467 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (35)$$

## 五、校核轴的强度

由弯矩扭矩图可知，轴承 1 处为危险截面。查参考文献[2]附表 10.1 可知抗弯截面模量为：

$$W = \frac{\pi d_3^3}{32} = \frac{\pi \times 35^3}{32} \text{ mm}^3 = 4209.24 \text{ mm}^3 \quad (36)$$

抗扭截面模量为：

$$W_T = \frac{\pi d_3^3}{16} = \frac{\pi \times 35^3}{16} \text{ mm}^3 = 8418.49 \text{ mm}^3 \quad (37)$$

则弯曲正应力为：

$$\begin{cases} \sigma_b = \frac{M_1}{W} = \frac{157928.84}{4209.24} \text{ MPa} = 37.52 \text{ MPa} \\ \sigma_a = \sigma_b = 37.52 \text{ MPa} \\ \sigma_m = 0 \end{cases} \quad (38)$$

扭转切应力为：

$$\begin{cases} \tau_T = \frac{T}{W_T} = \frac{42467}{8418.49} \text{ MPa} = 5.04 \text{ MPa} \\ \tau_a = \tau_b = \tau_m = \frac{\tau_T}{2} = \frac{5.04}{2} \text{ MPa} = 2.52 \text{ MPa} \end{cases} \quad (39)$$

对于调质处理的 45 钢，由参考文献[2]表 10.1 查得：

$$\begin{cases} \sigma_b = 650 \text{ MPa} \\ \sigma_{-1} = 300 \text{ MPa} \\ \tau_{-1} = 155 \text{ MPa} \end{cases} \quad (40)$$

由参考文献[2]表 10.1 注②查得碳素钢等效系数为：

$$\psi_\sigma = 0.2, \quad \psi_\tau = 0.1 \quad (41)$$

由参考文献[2]附表 10.4 注①查得轴与滚动轴承配合应力系数为：

$$\begin{cases} K_\sigma = \frac{2.52 + 2.73}{2} = 2.625 \\ K_\tau = \frac{1.82 + 1.96}{2} = 1.89 \end{cases} \quad (42)$$

由参考文献[2]附图 10.1 查得绝对尺寸系数为：

$$\varepsilon_\sigma = 0.75, \quad \varepsilon_\tau = 0.85 \quad (43)$$

由参考文献[2]附图 10.2 和附表 10.2 查得轴磨削时表面质量系数为：

$$\beta = \beta_1 \beta_2 \beta_3 = 0.93 \times 0.5 \times 2.4 = 1.116 \quad (44)$$

只考虑弯矩时的安全系数：

$$\begin{aligned} S_\sigma &= \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_\sigma}{\beta \varepsilon_\sigma} \sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m} \\ &= \frac{300}{\frac{2.625}{1.116 \times 0.75} \times 37.52 + 0.2 \times 0} \\ &= 2.55 \end{aligned} \quad (45)$$

只考虑扭矩时的安全系数：

$$\begin{aligned}
 S_{\tau} &= \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_{\tau}}{\beta \varepsilon_{\tau}} \tau_a + \psi_{\tau} \tau_m} \\
 &= \frac{155}{\frac{1.89}{1.116 \times 0.85} \times 2.52 + 0.1 \times 2.52} \\
 &= 29.40
 \end{aligned} \tag{46}$$

所以，安全系数为：

$$\begin{aligned}
 S &= \frac{S_{\sigma} \cdot S_{\tau}}{\sqrt{S_{\sigma}^2 + S_{\tau}^2}} \\
 &= \frac{2.55 \times 29.40}{\sqrt{2.55^2 + 29.40^2}} \\
 &= 2.54
 \end{aligned} \tag{47}$$

查参考文献[2]表 10.5 得许用安全系数  $[S] = 1.3 \sim 1.5$ ，显然  $S > [S]$ ，故截面安全，校核通过。

## 六、校核键连接的强度

由参考文献[2]式 6.1 可知键连接的强度条件为：

$$\sigma_p = \frac{2T}{kld} \leq [\sigma_p] \tag{48}$$

式中： $\sigma_p$ ——工作面的挤压应力，MPa；

$T$ ——传递的转矩，N·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，通常取  $k = \frac{h}{2}$ ；

$[\sigma_p]$ ——许用挤压应力，MPa，由参考文献[2]表 6.1，静连接，材料为钢，有轻微冲击， $[\sigma_p] = 100 \sim 120$  MPa，取  $[\sigma_p] = 110$  MPa。

轴段 1 上的键：

$$\sigma_{p1} = \frac{2T}{kl_1d_1} = \frac{4T}{hl_1d_1} = \frac{4 \times 42467}{7 \times 45 \times 25} \text{ MPa} = 21.57 \text{ MPa} \tag{49}$$

显然  $\sigma_{p1} < [\sigma_p] = 110$  MPa，故强度足够。

轴段 7 上的键：

$$\sigma_{p7} = \frac{2T}{kl_7d_7} = \frac{4T}{hl_7d_7} = \frac{4 \times 42467}{7 \times 40 \times 25} \text{ MPa} = 24.27 \text{ MPa} \quad (50)$$

显然  $\sigma_{p7} < [\sigma_p] = 110 \text{ MPa}$ ，故强度足够。

## 七、校核轴承寿命

轴承不受轴向力，只有径向力，且  $F_{r1} = R_1 > F_{r2} = R_2$ ，所以只校核轴承 1 即左轴承即可。

### 7.1 计算当量动载荷

由参考文献[2]式 11.2 得：

$$P = XF_{r1} + YF_{a1} \quad (51)$$

式中：P——当量动载荷，N；

$F_{r1}$ 、 $F_{a1}$ ——轴承的径向载荷和轴向载荷， $F_{r1} = R_1 = 3314 \text{ N}$ ， $F_{a1} = 0$ ；

X、Y——动载荷径向系数和动载荷轴向系数，轴向力为 0，则  $X = 1$ ， $Y = 0$ 。

所以，当量动载荷为：

$$P = XF_{r1} + YF_{a1} = 1 \times 3314 \text{ N} + 0 \times 0 = 3314 \text{ N} \quad (52)$$

### 7.2 校核轴承寿命

由参考文献[2]公式 11.1c 得：

$$L_{h1} = \frac{10^6}{60n} \left( \frac{f_T \cdot C}{f_P \cdot P} \right)^\varepsilon \quad (53)$$

式中： $L_{h1}$ ——轴承的基本额定寿命，h；

C——轴承的基本额定动载荷，由参考文献[1]表 12.1，查轴承 6307，

$$C = C_r = 33.4 \text{ kN} \quad (54)$$

$\varepsilon$ ——寿命指数，对于球轴承， $\varepsilon = 3$ ；

$f_T$ ——温度系数，由参考文献[2]表 11.9，工作温度  $t < 120^\circ\text{C}$ ， $f_T = 1.0$ ；

$f_P$ ——载荷系数，由参考文献[2]表 11.10，中等冲击， $f_P = 1.2 \sim 1.8$ ，取

$$f_P = 1.2；$$

则轴承 1 的寿命为：

$$\begin{aligned}
 L_{h1} &= \frac{10^6}{60n} \left( \frac{f_T \cdot C}{f_P \cdot P} \right)^\varepsilon \\
 &= \frac{10^6}{60 \times 470} \times \left( \frac{1.0 \times 33400}{1.2 \times 3314} \right)^3 \text{ h} \\
 &= 21008.2 \text{ h}
 \end{aligned} \tag{55}$$

由已知条件可知，五年两班，每年按 250 天计，则预期寿命为：

$$L'_h = 2 \times 8 \times 250 \times 5 \text{ h} = 20000 \text{ h} \tag{56}$$

显然  $L_{h1} > L'_h$ ，故轴承寿命足够。

## 八、轴上其他零件设计

### 8.1 轴上键连接设计

由前面计算可知，大带轮和小齿轮的周向连接均采用 A 型普通平键连接，由  $d_1 = d_7 = 25 \text{ mm}$ ，查参考文献[1]表 11.27，选取  $b \times h = 8 \text{ mm} \times 7 \text{ mm}$ ，轴段 1 的键长为  $L_{\text{键}1} = 45 \text{ mm}$ ，轴段 7 的键长为  $L_{\text{键}7} = 40 \text{ mm}$ 。

### 8.2 轴承座设计

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  $H = 160 \text{ mm}$ ，轴承座孔的内径等于滚动轴承的外径  $D = D_{\text{轴承}} = 80 \text{ mm}$ ，轴承座孔长  $C = m + B + 5 \text{ mm} = 18 \text{ mm} + 21 \text{ mm} + 5 \text{ mm} = 44 \text{ mm}$ ，取轴承座腹板壁厚  $\delta = 10 \text{ mm}$ 。

### 8.3 轴承端盖设计

箱内无传动件，故选用凸缘式轴承端盖，如图 4 所示。工作环境室内清洁，故用毛毡圈密封。

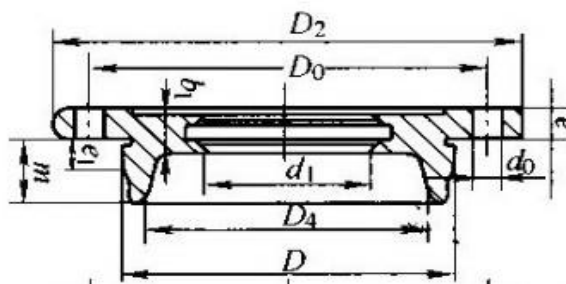


图 4 凸缘式轴承端盖

凸缘厚  $e = 8 \text{ mm}$ ，旋入端长  $m = 18 \text{ mm}$ ，旋入端外径为轴承外径  $D = 80 \text{ mm}$ ，内径配合轴承安装尺寸取  $D_4 = 70 \text{ mm}$ ，拔模斜度 1:10。

取螺栓直径 M6， $d_0 = 6 \text{ mm}$ ，凸缘外径：

$$\begin{aligned} D_2 &\approx D + (5 \sim 5.5)d_0 \\ &= [80 + (5 \sim 5.5) \times 6] \text{ mm} \\ &= (110 \sim 113) \text{ mm} \end{aligned} \quad (57)$$

取  $D_2 = 110 \text{ mm}$ 。

螺栓孔中心距：

$$D_0 \approx \frac{D + D_2}{2} = \frac{80 + 110}{2} \text{ mm} = 95 \text{ mm} \quad (58)$$

毛毡圈所在轴段的直径为  $d_2 = d_6 = 30 \text{ mm}$ ，查 FZ/T 92010-1991，可得毛毡圈梯形沟槽宽边长  $b_2 = 5.5 \text{ mm}$ ，窄边长  $b_1 = 4 \text{ mm}$ ，窄边直径  $D_1 = 43 \text{ mm}$ ，宽边直径  $d_0 = 31 \text{ mm}$ 。各符号含义如图 5 所示。

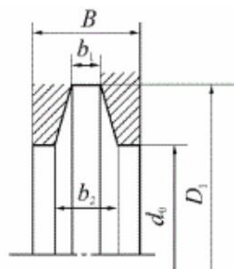


图 5 油封毡圈结构图

## 8.4 轴端挡圈设计

查 GB 892-1986 可选 B 型轴端挡圈，如图 6 所示，直径  $D = 32 \text{ mm}$ ，内孔直径  $d = 6.6 \text{ mm}$ ，厚  $H = 5 \text{ mm}$ ，与之相配合的螺栓采用  $M6 \times 20$ 。

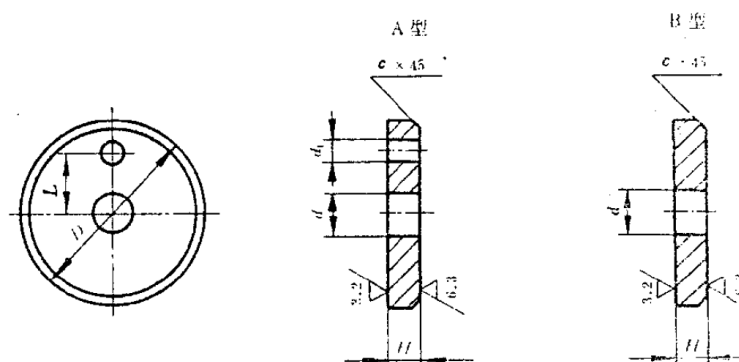


图 6 轴端挡圈示意图



## 九、设计参数总表

表 1 轴系部件设计参数表

序号	符号/单位	数值	序号	符号/单位	数值
1	$P/\text{kW}$	2.2	26	$n_m/(\text{r/min})$	940
2	$n_w/(\text{r/min})$	80	27	$i_1$	2.1
3	$H/\text{mm}$	160	28	$d_1/\text{mm}$	25
4	$d_7/\text{mm}$	25	29	$d_2/\text{mm}$	30
5	$d_6/\text{mm}$	30	30	$d_3/\text{mm}$	35
6	$d_5/\text{mm}$	35	31	$d_4/\text{mm}$	44
7	$l_4/\text{mm}$	80	32	$l_3/\text{mm}$	21
8	$l_5/\text{mm}$	21	33	$l_2/\text{mm}$	46
9	$l_6/\text{mm}$	46	34	$l_1/\text{mm}$	53
10	$l_7/\text{mm}$	48	35	$d_{\text{轴承}}/\text{mm}$	35
11	$D_{\text{轴承}}/\text{mm}$	80	36	$B_{\text{轴承}}/\text{mm}$	21
12	$d_a/\text{mm}$	44	37	$D_a/\text{mm}$	71
13	$L_{\text{跨距}}/\text{mm}$	101	38	$e/\text{mm}$	8
14	$d_0/\text{mm}$	6	39	$m/\text{mm}$	18
15	$K/\text{mm}$	20	40	$b/\text{mm}$	8
16	$h/\text{mm}$	7	41	$L_{\text{键 } 1}/\text{mm}$	45
17	$L_{\text{键 } 2}/\text{mm}$	40	42	$D_{\text{座}}/\text{mm}$	80
18	$C_{\text{座}}/\text{mm}$	44	43	$\delta/\text{mm}$	10
19	$D_{\text{端}}/\text{mm}$	80	44	$D_4/\text{mm}$	70
20	$D_2/\text{mm}$	110	45	$D_0/\text{mm}$	95
21	$b_2/\text{mm}$	5.5	46	$b_1/\text{mm}$	4
22	$D_{\text{毡}}/\text{mm}$	43	47	$d_{\text{毡}}/\text{mm}$	31
23	$D_{\text{挡}}/\text{mm}$	32	48	$d_{\text{挡}}/\text{mm}$	6.6
24	$H_{\text{挡}}/\text{mm}$	5	49	$S$	2.54
25	$M_1/(\text{N}\cdot\text{mm})$	157928.84	50	$L_{h1}/\text{h}$	21008.2

## 十、参考文献

- [1] 宋宝玉. 机械设计课程设计指导书[M]. 北京:高等教育出版社, 2016.
- [2] 王黎钦, 陈铁鸣. 机械设计[M]. 哈尔滨:哈尔滨工业大学出版社, 2015.
- [3] 王伯平. 互换性与测量技术基础[M].北京:机械工业出版社, 2017.
- [4] 张锋, 宋宝玉. 机械设计大作业指导书[M]. 北京:高等教育出版社, 2009.
- [5] 王熙宁, 裘建军. 画法几何及机械制图[M]. 北京:高等教育出版社, 2015.