哈爾濱工業大學
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：	刘思远
学　　号：	8200880117
指导教师：	王黎钦
设计时间：	2022 年 10 月 22 日

目录

一、问题重申.....**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、问题重申

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。

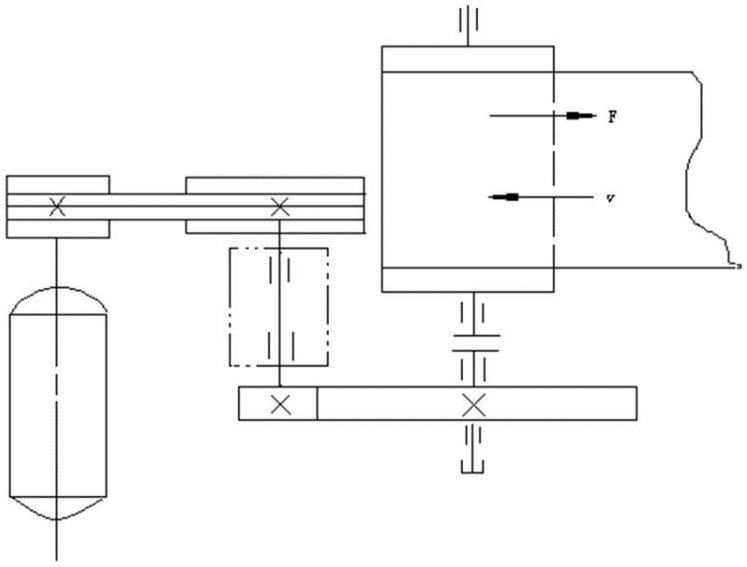

图 1 带式运输机的传动方案

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=110。

代入数据，得

$$d \geq C\sqrt[3]{\frac{P}{n}} = 110 \times \sqrt[3]{\frac{3.8016}{480}}mm = 21.92mm$$

考虑到有键槽的存在，故将轴扩大 5%，即

$$d_{min} = (1 + 5\%)\mathrm{d} = (1 + 5\%) \times 19.24 = 23.02\mathrm{mm}$$

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：

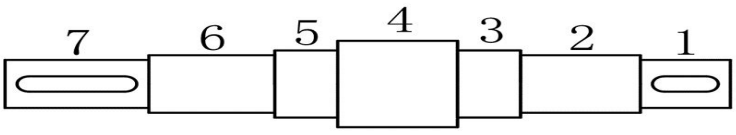

图 2 轴的草图

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

$$\mathrm{h}_1 = (0.07\sim0.1)d_1 = (0.07\sim0.1)\times 25mm = (1.75\sim2.5)mm$$

$$d_2 = d_6 = d_1 + 2\times \mathrm{h}_1 = 25 + 2\times(1.75\sim2.5) = (28.5\sim30)mm$$

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。

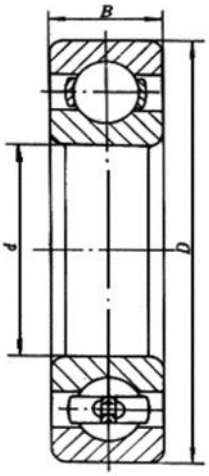

图 3 深沟球轴承尺寸符号

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$v = 1.9447\mathrm{m/s}<2\mathrm{m/s}$，所以选用脂润滑，故取$d_3 = d_5 = 35mm$。工作环境室外，有尘，可选用毡圈油封 JB/ZQ 4606-1997

中的轴径为30㎜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

$$d_4 = 45\text{mm} > d_{amin}。$$

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，

$$L = (2\sim3)d_3 = (2\sim3) \times 35\text{mm} = (70\sim105)\text{mm}$$

则轴段4长度$l_4 = L - B = (49\sim84)\text{mm}$, 取50㎜。

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=80㎜，轮毂宽度L=50㎜，故轴段2长度

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

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$L=(1.8\sim2)d=(1.8\sim2)\times25=(45\sim50)\mathrm{mm}$，取$L=(1.8\sim2)d=50\mathrm{mm}$，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

$$d_{a1}=d_1+2\mathrm{h}_{\mathrm{a1}}=84+2\times5=94mm$$

因为齿顶圆直径$d_{a1}\leq200mm$，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

$$L=(1.2\sim1.5)d_1=(1.2\sim1.5)\times25mm=(30.0\sim37.5)mm$$

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 的直径$l_7=30mm$。

三、轴的受力分析

3.1 轴的受力简图

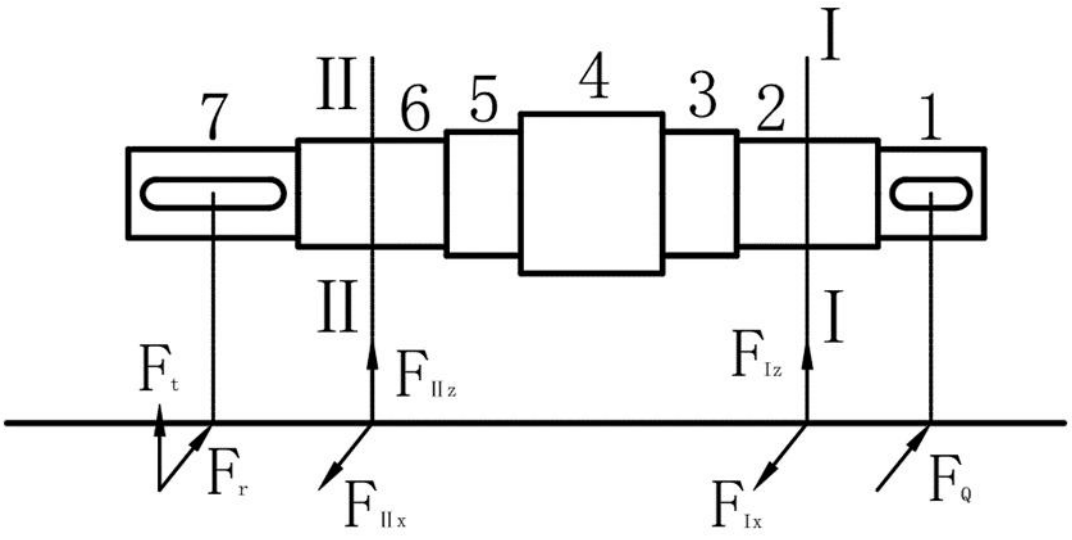

图 4 轴的受力简图

3.2 计算支承反力

$$l_{1,3}=\frac{l_1}{2}+l_2+\frac{l_3}{2}=\frac{48}{2}+58+\frac{21}{2}=92.5\text{mm}$$

$$l_{3,5}=\frac{l_3}{2}+l_4+\frac{l_5}{2}=\frac{21}{2}+50+\frac{21}{2}=71\text{mm}$$

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

$$l_{3,7}=\frac{l_3}{2}+l_4+l_5+l_6+\frac{l_7}{2}=\frac{21}{2}+50+21+40+\frac{30}{2}=136.5\text{mm}$$

3.2.1 小齿轮上的作用力

传递到轴系部件上的转矩

$$T_1=9.55\times10^6\times\frac{P_1}{n_1}=9.55\times10^6\times\frac{3.8016}{960/2}=75636N\cdot mm$$

齿轮圆周力

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

齿轮径向力

$$F_r=F_t\,tan\,(\alpha)=1800.86\times tan\,(20°)=655.46N$$

齿轮轴向力

$$F_a=0N$$

3.2.2 带轮上的作用力

带轮轴压力

$$F_Q=2zF_0\sin\frac{\alpha}{2}=2\times4\times193.7\times\sin\left(\frac{157.9°}{2}\right)=1520.87N$$

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$F_Q=1520.87\times1.5=2281.31N$计算。

3.2.3 计算支反力

1）水平方向上

在 II 处

$$F_{Ix}=\frac{F_Q l_{3,7}-F_r l_{1,3}}{l_{3,5}}=\frac{2281.31\times 136.5-655.46\times 92.5}{71}=3531.95\mathrm{N}$$

则

$$F_{IIx}=-F_{Ix}+F_r+F_Q=-3531.95+655.46+2281.31=-595.18N$$

2）竖直方向上

在 II 处

$$F_{Iz}=\frac{F_r l_{1,3}}{l_{3,5}}=\frac{655.46\times 92.5}{71}=853.94N$$

则

$$F_{IIz}=-F_t-F_{Iz}=-1800.86-853.94=-2654.8N$$

3.2.4 计算弯矩和扭矩

对 I 处弯矩

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

对 II 点弯矩

$$\mathrm{M_{IIz}=F_r l_{1,3}=655.46\times 92.5N\cdot mm=60.63N\cdot m}$$

$$\mathrm{M_{IIx}=F_t l_{1,3}=1800.86\times 92.5N\cdot mm=166.58N\cdot m}$$

II 点处合成弯矩为

$$\mathrm{M_{II}=\sqrt{M_{IIx}{}^2+M_{IIz}{}^2}=\sqrt{166.58^2+60.63}N\cdot m=177.27N\cdot m}$$

作用在齿轮上的转矩为

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

3.2.5 画转矩图

转矩图如下图所示

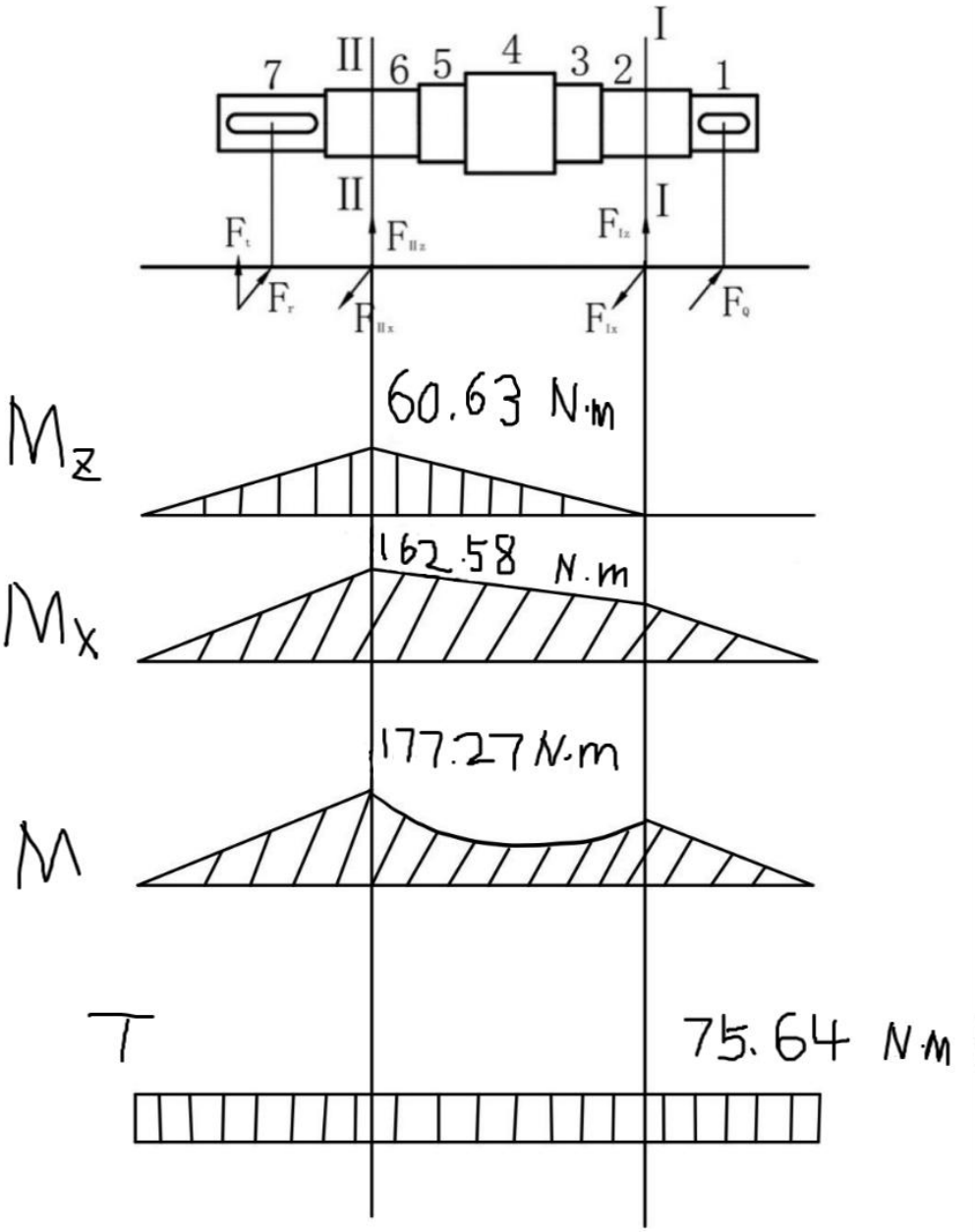

图 5 轴的弯矩图与扭矩图

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，$M_{II}=177.27N\cdot m$；

T——II-II 截面处转矩$T_1=9.55\times10^6\times\frac{P_1}{n_1}=75.64N\cdot m$；

W——抗弯剖面模量，$W=\frac{\pi d_5^3}{32}=4209.2mm^3$

W_T——抗扭剖面模量，$W_T=\frac{\pi d_5^3}{16}=8418.5mm^3$

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$\sigma_b=650MPa$，由表 10.4 查得$[\sigma]_{-1b}=60MPa$。

因此，$\sigma_e=\sqrt{\left(\frac{177.27}{4209.2}\right)^2+4\left(\frac{0.3\times75.64}{8418.5}\right)^2}\times1000MPa=42.20<[\sigma]_{-1b}$

因此，满足强度要求。

对于 II-II 界面，弯曲应力

$$\sigma_a=\sigma_b=\frac{M_{II}}{W}=\frac{177.27\times1000}{4209.2}MPa=42.11MPa$$
$$\sigma_m=0$$

扭剪应力

$$\tau_T=\frac{T}{W_T}=\frac{75.64\times1000}{8418.5}MPa=8.98MPa$$
$$\tau_a=\tau_m=\frac{\tau_T}{2}=4.49MPa$$

对于调制处理的 45 钢，查参考文献[2]表 10.1 得

$$\sigma_b=650MPa;$$
$$\sigma_{-1}=300MPa;$$
$$\tau_{-1}=155MPa。$$

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

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_\sigma}{\beta\varepsilon_\sigma}\sigma_a + \psi_\sigma\sigma_m} = \frac{300}{\frac{1.98}{1.0 \times 0.91} \times 42.11 + 0.2 \times 0} = 3.27$$

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

$$S = \frac{S_\sigma S_\tau}{\sqrt{{S_\sigma}^2 + {S_\tau}^2}} = \frac{3.27 \times 19.34}{\sqrt{3.27^2 + 19.34^2}} = 3.22$$

由参考文献[1]知，许用安全系数$[S] = 1.3 \sim 1.5$，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

$$F_{IR} = \sqrt{F_{Ix}^2 + F_{Iz}^2} = \sqrt{3531.95^2 + 853.94^2} = 3633.71N$$

$$F_{IIR} = \sqrt{F_{IIx}^2 + F_{IIz}^2} = \sqrt{595.18^2 + 2598.62^2} = 2665.91N$$

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℃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

$$L_h=\frac{10^6}{60n}\left(\frac{f_T C_r}{f_P P_r}\right)^3=\frac{10^6}{60\times480}\left(\frac{1\times33400}{1.0\times3633.71}\right)^3=26964.73h$$

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

$$L_h'=9\times1\times250\times8h=18000h$$

$L_h>L_h'$，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$b\times h\times L=8mm\times7mm\times22mm$，轴段1上$b\times t\times L=8mm\times7mm\times40mm$。

6.2 校核键连接的强度

由参考文献[2]式6.2

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

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，$mm, k = \mathrm{h}/2$；

$[\sigma]_p$——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：

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

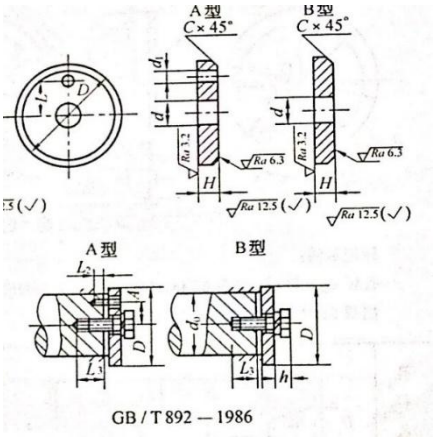

图 6 挡圈的具体尺寸图

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=180mm，底座凸缘厚度 b=20mm，轴承座腹板壁厚$\delta = 10mm$，筋厚$m = 10mm$，轴承盖连接螺栓直径 d_1=10mm，根据参考文献[1]表 4.2，取轴承座地脚螺栓直径 d_f=16mm,地脚螺栓的扳手空间 C_1=22mm，C_2=20mm，沉头座直径 d_2=32mm。

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：

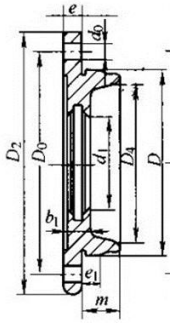

图 7 凸缘式轴承端盖尺寸符号

d_3=10mm；

$e = 1.2d_3 = 1.2 \times 10 = 12mm$；

D=80mm；

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

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

根据轴、轴承座的设计，应取$m = 12mm$；

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：

$D = 45mm$，$d_1 = 29mm$，$b_1 = 7mm$，

$D_0 = 44mm$，$d_0 = 31mm$，$b = 6mm$，

$B_{min} = 12mm$

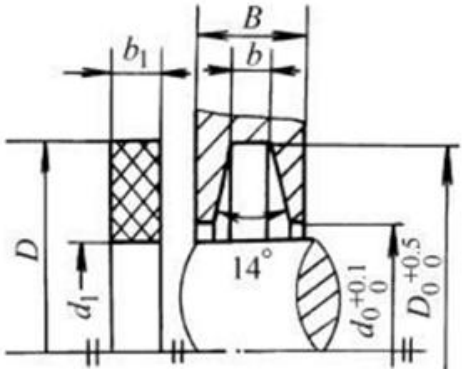

图 8 毛毡圈和槽的尺寸符号

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.