

哈尔滨工业大学

机械设计作业设计计算说明书

题目： 轴系部件设计

院系：

班号：

姓名：

日期： 2012-12-06

哈尔滨工业大学

机械设计作业任务书

题目:设计带式运输机中的齿轮传动高速轴的轴系部件

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，原始数据见表 1。

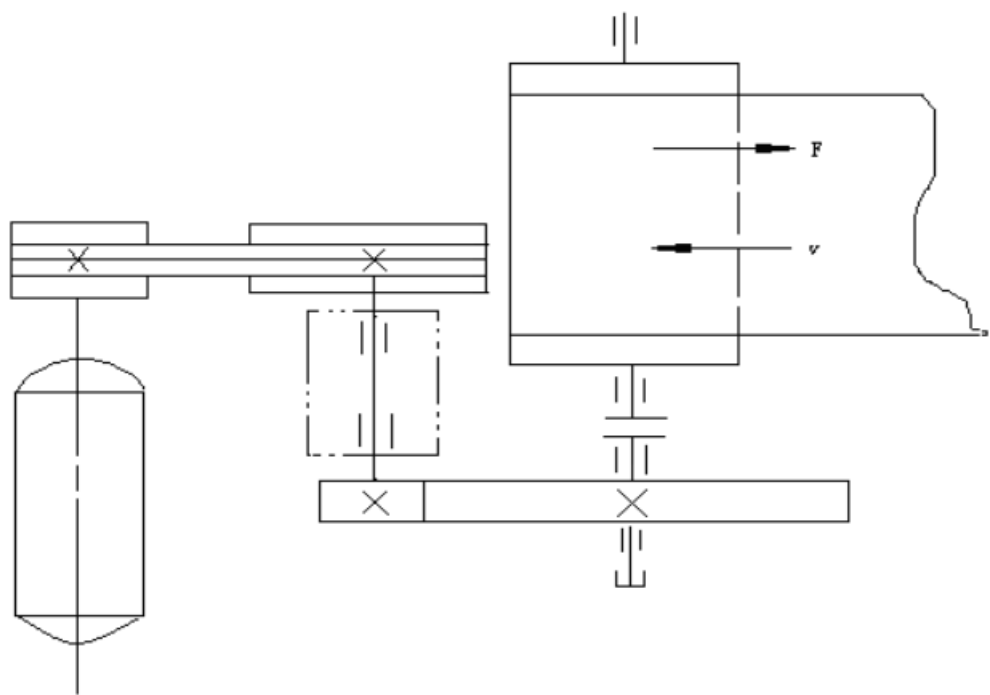


图 1 带式运输机传动方案

表 1 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/KW	电动机满载转速 $n_m/(r/min)$	工作机的转速 $n_w/(r/min)$	第一级传动比 i_1	轴承座中心高 H/mm	最短工作年限	工作环境
5.1.3	3	960	110	2	180	5 年 2 班	室外、有尘

目 录

一 选择轴的材料.....	1
二 初算轴径	1
三 结构设计	1
四 轴的受力分析	2
五 校核轴的强度	4
六 校核键连接的强度	5
七 校核轴承的寿命	6
八 轴上其他零件设计	6
参考文献.....	7

一、选择轴的材料

因传递功率不大，且单向转动、无冲击，一般机械使用，对质量结构无特殊要求，所以选 45 钢，调质处理。

二、初算轴径

对于转轴，按扭转强度初算轴径，查参考文献[1]表 9.4 得 $C=106\sim118$ ，弯矩较大故取 $C=118$

$$\text{转速 } n = n_m / i_1 = 960 / 2 = 480 \text{ r/min}$$

$$\text{功率 } P_1 = \eta_1 \eta_2 P = 0.96 \times 0.99 \times 3 = 2.8512 \text{ kW}$$

$$\text{则 } d \geq C \sqrt[3]{\frac{P}{n}} = 118 \times \sqrt[3]{\frac{2.8512}{480}} = 21.3703 \text{ mm}$$

考虑到轴端有一个键槽，轴径加大 5%，则 $d_{\min} = 21.3703 \times 1.05 = 22.4388 \text{ mm}$

三、结构设计

1. 轴承部件的结构型式

箱体内无传动件，不需经常拆卸，箱体采用整体式。由轴的功能决定，该轴至少应具有带轮、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，选用深沟球轴承，传递功率小，转速不高，发热小，轴承采用两端固定式。轴低速旋转，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：

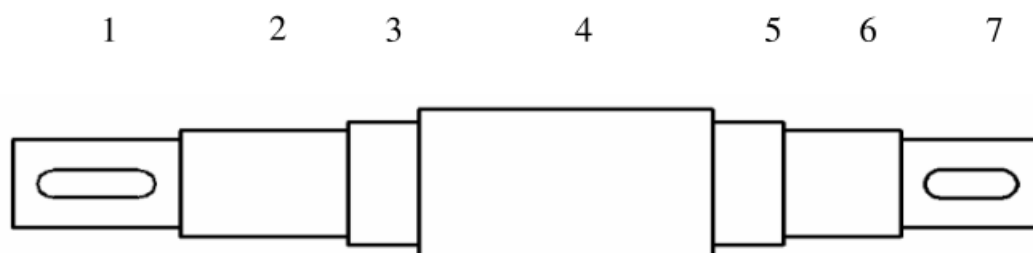


图 2 轴的草图

2. 轴的伸出端（轴段 1、7）

由最小直径得

$$d_1 = d_7 = 25 \text{ mm}$$

由带轮和齿轮设计结构确定 $L_1 = 40 \text{ mm}, L_7 = 33 \text{ mm}$

周向连接用 A 型普通平键，分别为 $8 \times 7 \times 28$ ， $8 \times 7 \times 22$ ，GB/T 1096-2003

3. 轴段 2、6

由参考文献[1]图 9.8 得 $h_1 = (0.07 \sim 0.1)d_1 = 1.75 \sim 2.5mm$

得 $d_2 = d_6 \geq 2 \times h + d_1 = 28.5 \sim 30mm$

所以取 $d_2 = d_6 = 30mm$

4. 轴段 3、5

由参考文献[1]图 9.8 得 $h_2 = (0.07 \sim 0.1)d_2 = 2.1 \sim 3mm$

得 $d_3 = d_5 \geq 2 \times h_2 + d_2 = 33.06 \sim 34.8mm$

取 $d_3 = d_5 = 35mm$

由参考文献[2]表 12.1 初选轴承 6207，查得 $d_a = 42mm$ 、 $D_a = 65mm$ 、

$B = 17mm$ ，所以取 $d_4 = d_a = 42mm$

5. 箱体与其他尺寸

由参考文献[4]经验公式得跨距

$$L = (2 \sim 3)d_3 = 70 \sim 105mm$$

取 $L_4 = L - B = 70mm$ ，并取 $L_3 = L_5 = B = 17mm$

由于箱体内无润滑油（无传动件）， Δ 可取小值， $\Delta = 3mm$ ；选用整体式箱体，轴承盖凸缘厚为 10mm；用 M8 螺栓连接轴承盖和箱体，为使螺栓头不与齿轮和带轮相碰，且因箱内无传动件箱体几乎不拆卸，K 取小值，K=5mm。综合以上可以得到轴承座宽度

$$L_2 = e + m + K + (B - L_1)/2 = 10 + 12 + 5 + (65 - 40)/2 = 40mm$$

B 为大带轮轮宽

$$L_6 = e + m + K + (b_1 - L_2)/2 = 10 + 12 + 5 + (35 - 33)/2 = 28mm$$

b_1 为小齿轮齿宽

四、轴的受力分析

1. 画轴的受力简图

轴的受力简图、弯矩图、转矩图画在一起，如图 3

2. 计算支反力

$$\text{转矩 } T_1 = 9.55 \times 10^6 \times \frac{P_1}{n_1} = 9.55 \times 10^6 \times \frac{2.8512}{960/2} = 56727 N \cdot mm$$

$$\text{小齿轮圆周力 } F_t = \frac{T}{d_a/2} = 1.6684 kN, d_a \text{ 为小齿轮分度圆直径}$$

$$\text{小齿轮径向力 } F_r = F_t \times \tan \alpha = 1.6684 \times \tan 20^\circ = 0.6073 kN$$

$$\text{小齿轮轴向力 } F_a = 0$$

$$\text{大带轮压轴力 } F_Q = 1.1548 kN$$

在水平面上

$$R_{1H} = \frac{1.1548 \times (68.5 + 87) - 0.6073 \times 53}{87} = 1.6941 kN$$

$$R_{2H} = F_Q + F_r - R_{1H} = 1.1548 + 0.6073 - 1.6941 = 0.0680 kN$$

在垂直平面上

$$R_{1V} = \frac{0.6073 \times 53}{87} = 1.0142 kN$$

$$R_{2V} = -(F_t + R_{1V}) = -(1.0142 + 1.6684) = -2.6790 kN$$

$$\text{轴承 1 的总支承反力 } R_1 = \sqrt{R_{1H}^2 + R_{1V}^2} = \sqrt{1.6941^2 + 1.0142^2} = 1.9745 kN$$

$$\text{轴承 2 的总支承反力 } R_2 = \sqrt{R_{2H}^2 + R_{2V}^2} = \sqrt{2.6790^2 + 0.0680^2} = 2.6799 kN$$

3. 画弯矩图

$$\text{垂直面上, 轴承 2 处弯矩最大, } M_{2V} = 1.0142 \times 87 = 88.2354 kN \cdot mm$$

$$\text{水平面上, 轴承 1 处, } M_{1H} = 1.1548 \times 68.5 = 79.1038 kN \cdot mm$$

$$\text{轴承 2 处, } M_{2H} = 0.6073 \times 53 = 32.1869 kN \cdot mm$$

$$\text{合成弯矩, 轴承 1 处, } M_1 = M_{1H} = 79.1038 kN \cdot mm$$

$$\text{轴承 2 处 } M_2 = \sqrt{M_{2V}^2 + M_{2H}^2} = \sqrt{88.2354^2 + 32.1869^2} = 93.9227 kN \cdot mm$$

如图 3 所示

4. 画转矩图

如图 3 所示

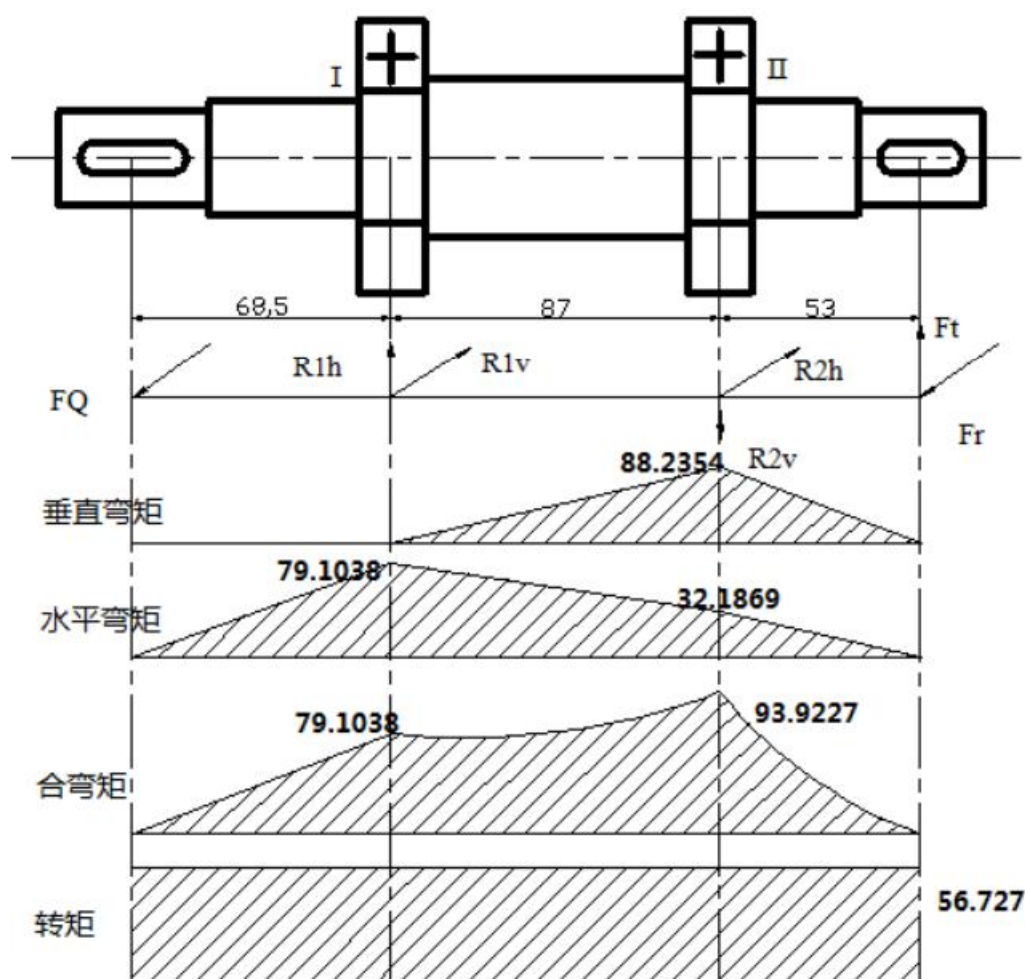


图 3 轴的受力分析图

五、 校核轴的强度

由弯矩转矩图可知，轴承 2 处为危险截面
轴的安全系数校核计算

由参考文献[1]表 9.6，抗弯剖面模量 $W = \frac{\pi d_s^3}{32} = \frac{\pi \times 35^3}{32} = 4209 \text{ mm}^3$ ；

抗扭剖面模量 $W_T = \frac{\pi d_s^3}{16} = \frac{\pi \times 35^3}{16} = 8418 \text{ mm}^3$ ；

弯曲应力：

$$\sigma_b = \frac{M_2}{W} = \frac{93.9227}{4209} = 22.31 \text{ MPa}$$

$$\sigma_a = \sigma_b = 22.31 \text{ MPa}, \sigma_m = 0,$$

扭剪应力：

$$\tau_T = \frac{T_1}{W_T} = \frac{56727}{8418} = 6.74 \text{ MPa}$$

$$\tau_a = \tau_m = \frac{\tau_T}{2} = \frac{6.74}{2} = 3.37MPa$$

对于调质 45 钢，由参考文献[1]表 9.3 查得

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

由参考文献[1]查得碳素钢等效系数 $\psi_\sigma = 0.2$, $\psi_\tau = 0.1$

由参考文献[1]表 9.11 查得轴与滚动轴承配合应力系数 $K_\sigma = 2.63, K_\tau = 1.89$

由参考文献[1]表 9.12 查得绝对尺寸系数 $\varepsilon_\sigma = 0.88, \varepsilon_\tau = 0.81$

由参考文献[1]表 9.9 查得轴磨削时表面质量系数 $\beta = 1.0$

安全系数

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_\sigma}{\beta \varepsilon_\sigma} \sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m} = \frac{300}{\frac{2.63}{1 \times 0.88} \times 22.31 + 0.2 \times 0} = 4.50$$

$$S_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_\tau}{\beta \varepsilon_\tau} \tau_a + \psi_\tau \tau_m} = \frac{155}{\frac{1.89}{1.0 \times 0.81} \times 3.37 + 0.1 \times 3.37} = 18.90$$

$$S = \frac{S_\sigma \cdot S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}} = \frac{4.50 \times 18.90}{\sqrt{4.50^2 + 18.90^2}} = 4.38$$

由参考文献[1]表 9.13 查得许用安全系数 $[S] = 1.3 \sim 1.5$, $S > [S]$, 安全。

对于单向转动的转轴，通常按脉动循环处理，故取折合系数 $\alpha = 0.6$ ，则当

$$\text{量应力 } \sigma_e = \sqrt{\sigma_b^2 + 4(\alpha \tau)^2} = \sqrt{9.88^2 + 4 \times (0.6 \times 6.74)^2} = 23.73MPa$$

由参考文献[1]表 9.7 查得 $[\sigma]_{-1b} = 55MPa$, $\sigma_e < [\sigma]_{-1b}$, 强度满足要求

六、 校核键连接的强度

由参考文献[1]式 4.1 知

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

式中：

σ_p ——工作面的挤压应力，MPa；

T_1 ——传递的转矩，N·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 ——键与榫槽的接触高度， mm ， $k=h/2$ ；

$[\sigma]_p$ ——许用挤压应力， MPa ，由参考文献[1]表 4.1，静连接，材料为钢，

静载， $[\sigma]_p=125\sim150MPa$ 。

对于大带轮轴段上的键

$$\sigma_p = \frac{2T_1}{kld} = \frac{2 \times 56727}{\frac{7}{2} \times (28-8) \times 25} = 64.83MPa < [\sigma]_p; \text{校核通过};$$

对于轴段 7 上的键

$$\sigma_p = \frac{2T_1}{kld} = \frac{2 \times 56727}{\frac{7}{2} \times (22-8) \times 25} = 92.62MPa < [\sigma]_p; \text{校核通过}。$$

七、校核轴承的寿命

轴承不受轴向力，只有径向力，且 $F_{r2} = R_2 > F_{r1} = R_1$ ，所以只校核轴承 2。

1. 计算当量动载荷

$$F = XF_{r2} + YF_{a2} = 1 \times 2.6799 + 0 \times 0 = 2.6799kN;$$

2. 校核寿命

由参考文献[1]表 10.10，工作温度 $<105^\circ C$ ， $f_t=1.0$ ；

由参考文献[1]表 10.11，无冲击， $f_F=1.0\sim1.5$ ，取 $f_F=1.1$ ；

由参考文献[2]表 12.1，查轴承 6307， $C=C_r=25.7kN$ ；

ε ——寿命指数，对于球轴承， $\varepsilon=3$ ；

$$L_h = \frac{10^6}{60n_1} \left(\frac{f_t \cdot C}{f_F \cdot F} \right)^\varepsilon = \frac{10^6}{60 \times 480} \times \left(\frac{1.0 \times 25700}{1.1 \times 2679.9} \right)^3 = 23007.69h$$

L'_h ——轴承的预期寿命，五年两班，每年按 250 天计

$$L'_h = 2 \times 8 \times 250 \times 5 = 20000h;$$

$L_h > L'_h$ ，校核通过。

八、轴上其他零件设计

1. 轴承座结构设计

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 $H=180\text{mm}$ ，直径等于滚动轴承外径 72mm ，长 32mm ，轴承座腹板壁厚 $\delta=10\text{mm}$ 。

2. 轴承端盖（透盖）

箱内无传动件，选用凸缘式轴承端盖，工作环境室外有尘，橡胶圈密封。

凸缘厚 $e=10\text{mm}$ ，旋入端长 $m=12\text{mm}$ ，旋入端外径为轴承外径 $D=72\text{mm}$ ，内径配合轴承安装尺寸取 65mm ，拔模斜度 $1:10$ 。

凸缘外径 $D_2 \approx D + (5 \sim 5.5)d_3$ ， d_3 为螺栓直径 $M8$ ， D_2 取 112mm 。

螺栓孔中心距 $D_0 \approx (D + D_2) / 2 = 92\text{mm}$ 。

橡胶圈所在轴段的直径为 30mm ，查参考文献[3]，可得橡胶圈有关尺寸参数 外径 42mm ，宽 7mm 。

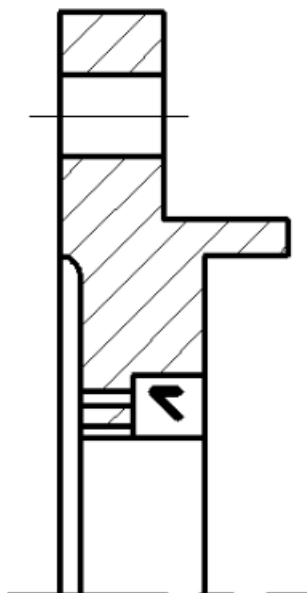


图 4 轴承端盖

3. 轴端挡圈

查阅参考文献[2]表 11.24，选用螺栓紧固轴端挡圈（GB/T 892-1986），B 型，公称直径 32mm 。

参考文献

- [1]. 宋宝玉, 王黎钦. 机械设计. 北京: 高等教育出版社
- [2]. 宋宝玉. 机械设计课程设计指导书. 北京: 高等教育出版社
- [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社
- [4]. 张锋, 宋宝玉. 机械设计大作业指导书. 北京: 高等教育出版社