

# 机械设计课程设计

## 计算说明书

设计题目：带式传输机的传动装置

班 级：\_\_\_\_\_

姓 名：\_\_\_\_\_

学 号：\_\_\_\_\_

指导教师：\_\_\_\_\_

二〇 年 月 日

德州学院机电工程系

# 目 录

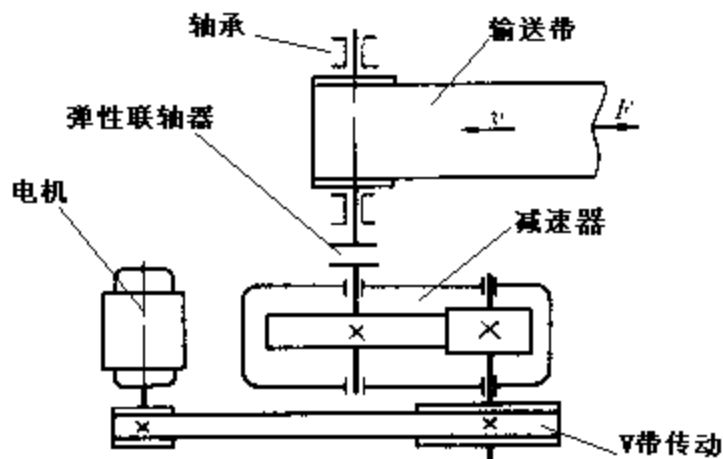
1.机械设计课程设计任务书 .....	1
2.电动机选择 .....	3
3.计算总传动比及分配各级的传动比 .....	4
4.运动参数及动力参数计算 .....	4
5.传动零件的设计计算 .....	4
6.轴的设计计算 .....	8
7.滚动轴承的选择及校核计算 .....	12
8.键联接的选择及校核计算 .....	13
9.减速器的密封润滑 .....	14
参考文献 .....	15
心得与体会 .....	15



## 机械设计课程设计任务书

专业 \_\_\_\_\_ 学号 \_\_\_\_\_ 姓名 \_\_\_\_\_

### 一、设计题目：带式传输机的传动装置



#### 1、设计要求：

- (1) 设计用于带式输送机的一级圆柱齿轮减速器；
- (2) 连续单向运转，载荷较平稳，空载起动，使用期限为 10 年，小批量生产，两班制工作，运输带允许误差为 5%。

#### 2、原始技术数据：

数据编号	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
运输带工作拉力 F(N)	1100	1150	1200	1250	1300	1350	1450	1500	1500	1600
运输带工作速度 v (M/s)	1.5	1.6	1.7	1.5	1.55	1.6	1.55	1.65	1.7	1.8
卷筒直径 D(mm)	250	260	270	240	250	260	250	260	280	300
数据编号	11	12								
运输带工作拉力 F(N)	2200	2300								
运输带工作速度 v (M/s)	1.0	1.3								
卷筒直径 D(mm)	300	400								

### 二、设计任务

1. 1-7 组进行单级斜齿圆柱齿轮减速器传动方案的设计；8-13 组进行单级直齿圆柱齿轮减速器传动方案的设计（已拟定完成）
2. 电动机功率及传动比分配，
3. 主要传动零件的参数设计标准件的选用。
4. 减速器结构、箱体各部分尺寸确定，结构工艺性设计。
5. 装配图的设计要点及步骤等。

6. 设计和绘制零件工作图
7. 整理和编写设计说明书

### 三、设计工作量

1. 减速器装配图 1 张 (A1);
2. 零件图 2 张 (A3) (轴、齿轮)
3. 设计说明书 1 份。

## 2.电动机选择

1、电动机类型的选择： Y 系列三相异步电动机

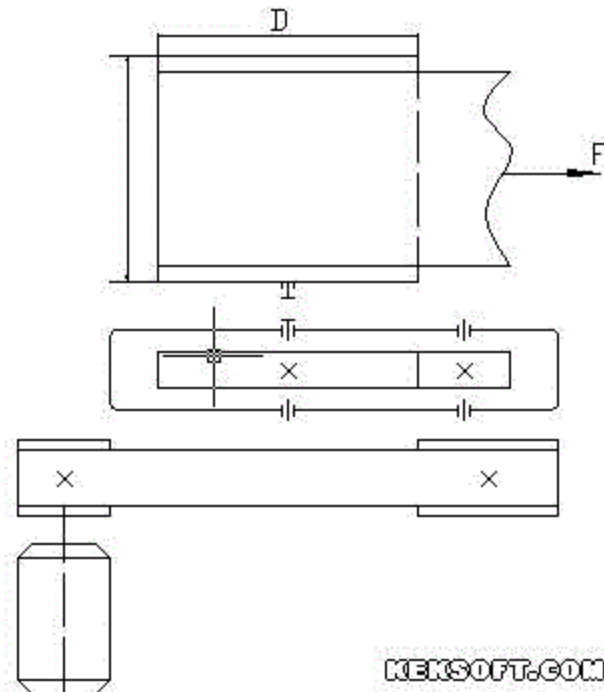
2、电动机功率选择：

(1) 传动装置的总功率：

$$\begin{aligned}\eta_{\text{总}} &= \eta_{\text{带}} \times \eta_{\text{轴}}^2 \times \eta_{\text{齿轮}} \times \eta_{\text{联轴器}} \times \eta_{\text{滚筒}} \\ &= 0.96 \times 0.98^2 \times 0.97 \times 0.99 \times 0.96 \\ &= 0.85\end{aligned}$$

(2) 电机所需的工作功率：

$$\begin{aligned}P_{\text{工作}} &= \frac{FV}{1000\eta_{\text{总}}} \\ &= \frac{1450 \times 1.}{\times 0.85} \\ &= 2.64\text{KW}\end{aligned}$$



3、确定电动机转速：

计算滚筒工作转速：

$$\begin{aligned}n_{\text{筒}} &= \frac{60 \times 1000V}{\pi D} \\ &= \frac{60 \times 1000 \times 1.55}{250\pi} \\ &= 118.47\text{r/min}\end{aligned}$$

查表得推荐的传动比合理范围，取圆柱齿轮传动一级减速器传动比范围  $I'_a=3\sim6$ 。取 V 带传动比  $I'_1=2\sim4$ ，则总传动比理时范围为  $I'_a=6\sim24$ 。故电动机转速的可选范围为  $n'_d=I'_a \times n_{\text{筒}} = (6\sim24) \times 118.47 = 710\sim2843\text{r/min}$

符合这一范围的同步转速有 750、1000、和 1500r/min。

根据容量和转速，由有关手册查出有三种适用的电动机型号；因此有三种传支比方案。综合考虑电动机和传动装置尺寸、重量、价格和带传动、减速器的传动比，可见第3方案比较适合，则选  $n=1500\text{r/min}$ 。

#### 4、确定电动机型号

根据以上选用的电动机类型，所需的额定功率及同步转速，选定电动机型号为 Y100L2-4。

其主要性能：额定功率：3KW，满载转速 1420r/min，额定转矩 2.2。质量 36kg。

### 3.计算总传动比及分配各级的传动比

1、总传动比： $i_{\text{总}} = \frac{n_{\text{电动}}}{n_{\text{筒}}} = \frac{1500}{125} = 11.99$

#### 2、分配各级传动比

(1) 取齿轮  $i_{\text{齿轮}}=4$  (单级减速器  $i=3\sim 6$  合理)

(2)  $\therefore i_{\text{总}} = i_{\text{齿轮}} \times i_{\text{带}}$

$$\therefore i_{\text{带}} = \frac{i_{\text{总}}}{i_{\text{齿轮}}} = \frac{11.99}{4} = 3$$

### 4.运动参数及动力参数计算

#### 1、计算各轴转速 (r/min)

$$n_I = n_{\text{电机}} = 1420 \text{ r/min}$$

$$n_{II} = \frac{n_I}{i_{\text{带}}} = \frac{1420}{3} = 473.3 \text{ (r/min)}$$

$$n_{III} = \frac{n_{II}}{i_{\text{齿轮}}} = \frac{473.3}{4} = 118.3 \text{ (r/min)}$$

#### 2、计算各轴的功率 (KW)

$$P_I = P_{\text{工作}} = 2.64 \text{ KW}$$

$$P_{II} = P_I \times \eta_{\text{带}} = 2.64 \times 0.96 = 2.534 \text{ KW}$$

$$P_{III} = P_{II} \times \eta_{\text{轴承}} \times \eta_{\text{齿轮}} = 2.534 \times 0.98 \times 0.96 = 2.384 \text{ KW}$$

#### 3、计算各轴扭矩 (N·mm)

$$T_I = \frac{9.55 \times 106 P_I}{n_I} = \frac{9.55 \times 106 \times 2.64}{1420} = 17755 \text{ N}\cdot\text{mm}$$

$$T_{II} = \frac{9.55 \times 106 P_{II}}{n_{II}} = \frac{9.55 \times 106 \times 2.534}{473.3} = 51129.7 \text{ N}\cdot\text{mm}$$

$$T_{III} = \frac{9.55 \times 106 P_{III}}{n_{III}} = \frac{9.55 \times 106 \times 2.384}{118.3} = \text{N}\cdot\text{mm}$$

### 5.传动零件的设计计算

#### 1、皮带轮传动的设计计算

(1) 选择普通 V 带截型

由查表得:  $k_A=1.2$

$$P_C=K_A P=1.2 \times 3=3.9 \text{KW}$$

由课本表 8-1 得: 选用 A 型 V 带

(2) 确定带轮基准直径, 并验算带速

由课本表 8-6 得, 推荐的小带轮基准直径为

75~100mm

则取  $d_{d1}=100\text{mm} > d_{\min}=75$

$$d_{d2}=\frac{n_1}{n_2} \times d_{d1}=\frac{3}{1} \times 100=300\text{mm}$$

由课本表 8-8, 取  $d_{d2}=300\text{mm}$

$$\begin{aligned} \text{实际从动轮转速 } n_2' &= n_1 \times \frac{d_{d1}}{d_{d2}} = 1420 \times \frac{100}{300} = 473 \text{ r/min} \\ &= 480 \text{ r/min} \end{aligned}$$

$$\text{带速 } V: V = \frac{\pi d_{d1} n_1}{60 \times 1000}$$

$$= \frac{\pi \times 100 \times 1420}{60 \times 1000}$$

$$= 7.44 \text{ m/s}$$

在 5~25m/s 范围内, 带速合适。

(3) 确定带长和中心矩

根据课本式 (8-20) 得

$$0.7(d_{d1}+d_{d2}) \leq a_0 \leq 2(d_{d1}+d_{d2})$$

$$0.7(100+300) \leq a_0 \leq 2 \times (100+300)$$

所以有:  $280\text{mm} \leq a_0 \leq 800\text{mm}$

取  $a_0=600\text{mm}$

由课本式 (8-22) 得:

$$\begin{aligned} L_0 &= 2a_0 + 1.57(d_{d1}+d_{d2}) + \frac{(d_{d2}-d_{d1})^2}{4a_0} \\ &= 2 \times 600 + 1.57(100+300) + \frac{(300-100)^2}{4 \times 600} \\ &= 1845\text{mm} \end{aligned}$$

根据课本表 (8-2) 取  $L_d=1800\text{mm}$

根据课本式 (8-23) 得:

$$\begin{aligned} a &\approx a_0 + \frac{L_d - L_0}{2} = 600 + \frac{1800 - 1845}{2} \\ &= 577.5\text{mm} \end{aligned}$$

(4) 验算小带轮包角

$$\begin{aligned} \alpha_1 &= 180^\circ - \frac{d_{d2}-d_{d1}}{a} \times 57.3^\circ \\ &= 180^\circ - \frac{300-100}{577.5} \times 57.3^\circ \\ &= 180^\circ - 12.4^\circ \end{aligned}$$



$$=160^0 > 120^0 \text{ (适用)}$$

(5) 确定带的根数

由  $d_{a1}=100\text{mm}$  和  $n_1=1420\text{r/min}$  根据课本表 8-4a 得  $P_0=1.32\text{KW}$   
根据  $n_1=1420\text{r/min}$ ,  $i=4$  和 A 型带, 查课本表 8-4b 不  $\Delta P_0=0.17\text{KW}$   
根据课本表 (8-5) 得  $K\alpha=0.95$

根据课本表 (8-2)  $K_L=1.01$

$$\begin{aligned} \text{于是得 } P_r &= (\Delta P_0 + P_0) \cdot K\alpha \cdot K_L \\ &= (1.32 + 0.17) \times 0.95 \times 1.01 = 1.43\text{KW} \end{aligned}$$

$$Z = \frac{PC}{P_r} = 2.73\text{KW} \quad \text{取三根}$$

(6) 计算轴上压力

由课本表 8-3 查得  $q=0.1\text{kg/m}$ , 由单根 V 带的初拉力:

$$\begin{aligned} (F_0)_{\min} &= \frac{500 \times PC (2.5 - K\alpha)}{K\alpha \cdot z \cdot v} + qV^2 \\ &= [500 \times \frac{(2.5 - 0.95) \times 3.9}{0.95 \times 3 \times 7.44} + 0.1 \times 7.44^2] \text{N} \\ &= 148.08\text{N} \end{aligned}$$

则作用在轴承的压力  $F_Q$ , 由课本式 (8-28)

$$\begin{aligned} F_Q &= 2Z (F_0)_{\min} \sin \frac{\alpha_1}{2} = 2 \times 3 \times 148.08 \times \sin 80 \\ &= 875\text{N} \end{aligned}$$

结构草图:

2、齿轮传动的设计计算

1) 选择齿轮材料及精度等级

考虑减速器传递功率不在, 所以齿轮采用软齿面。小齿轮选用 40Cr 调质, 齿面硬度为 240~260HBS。大齿轮选用 45 钢, 调质, 齿面硬度 220HBS; 根据课本表 10-8 选 7 级精度。齿面粗糙度  $R_a \leq 1.6 \sim 3.2\mu\text{m}$

2) 选小齿轮齿数  $Z_1 = 24$ , 大齿轮齿数  $Z_2 = 4 \times 24 = 96$ , 取  $Z_2 = 96$ , 选取螺旋角, 初选螺旋角  $\beta = 14^\circ$ 。

(2) 按齿面接触强度设计

$$d_{1t} = \sqrt[3]{\left(\frac{2K_t T_1}{\phi_d \epsilon_\alpha}\right) \cdot \left(\frac{\mu \pm 1}{\mu}\right) \cdot \left(\frac{Z_H Z_\epsilon}{[\sigma_H]}\right)^2}$$

1) 试选  $K_t = 1.6$ , 由课本图 10-30 选取区域系数  $Z_H = 2.443$ 。

2) 由本图 10-26 查的  $\epsilon_{\alpha 1} = 0.78$ ,  $\epsilon_{\alpha 2} = 0.87$  则  $\epsilon_\alpha = \epsilon_{\alpha 1} + \epsilon_{\alpha 2} = 1.65$

3) 计算小齿轮传递的转矩

$$T_1 = 9.55 \times 10^6 \times \frac{2.64}{473.3} = 53268.5\text{N} \cdot \text{mm}$$

4) 由课本表 10-7 选取齿宽系数  $\phi_d = 1$ , 由课本表 10-6 查得材料的弹性影响系数

$$Z_E = 189.8\text{Mpa}^{\frac{1}{2}}$$

, 由课本图 10-21d 按齿面硬度查得小齿轮的接触疲劳强度极限  $\sigma_{Hlim1} = 600\text{Mpa}$ , 大齿轮的疲劳强度极限  $\sigma_{Hlim2} = 550\text{Mpa}$ 。

5) 由课本式 10-13 计算应力循环系数

$$N_1 = 60n_1 j L_h = 60 \times 473.3 \times 1 \times (2 \times 8 \times 365 \times 10) = 1.66 \times 10^6$$

$$N_2 = \frac{N_1}{\mu} = 1.66 \times \frac{10^6}{4} = 4.15 \times 10^8$$

6) 由课本图 10-19 取接触疲劳寿命系数  $K_{HN1} = 0.90$ ,  $K_{HN2} = 0.95$

7) 计算接触疲劳许用应力

取失效概率为 1%, 安全系数  $S=1$

$$[\sigma_H]_1 = \frac{K_{HN1} \sigma_{Hlim1}}{S} = 540 \text{ Mpa}$$

$$[\sigma_H]_2 = \frac{K_{HN2} \sigma_{Hlim2}}{S} = 522.5 \text{ Mpa}$$

8) 许用接触应力

$$[\sigma_H] = \frac{[\sigma_H]_1 + [\sigma_H]_2}{2} = 531.25 \text{ Mpa}$$

(2) 计算

$$1) \text{ 计算小齿轮分度圆直径 } d_{1t} \geq \sqrt[3]{\left(\frac{2K_T T_1}{\phi_d \varepsilon_\alpha}\right) \cdot \left(\frac{\mu \pm 1}{\mu}\right) \cdot \left(\frac{Z_n Z_E}{[\sigma_H]}\right)^2} = 46.03 \text{ mm}$$

2) 计算圆周速度

$$v = \frac{\pi d_{1t} n_1}{60 \times 1000} = 1.14 \text{ m/s}$$

3) 计算齿宽  $b$  及模数  $m_{nt}$

$$b = \phi_d d_{1t} = 46.03 \text{ mm}, \quad m_{nt} = \frac{d_{1t} \cos \beta}{z_1} = 1.86 \text{ mm}$$

$$h = 2.25 m_{nt} = 4.19 \text{ mm}$$

$$\frac{b}{h} = 7.87$$

4) 计算纵向重合度  $\varepsilon_\beta$

$$\varepsilon_\beta = 0.318 \phi_d z_1 \tan \beta = 0.318 \times 1 \times 24 \times \tan 14 = 1.903$$

5) 计算载荷系数  $K$

已知使用系数  $K_A = 1$ , 根据  $v = 1.14 \text{ m/s}$ , 7 级精度由课本图 10-28 查得动载系数

$K_V = 1.04$  由表 10-4 查得  $K_{H\beta} = 1.42$  由图 10-13 查得  $K_{F\beta} = 1.35$  由表 10-3 查得

$K_{H\alpha} = K_{F\alpha} = 1.4$  故载荷系数  $K = K_A K_V K_{H\beta} K_{H\alpha} = 2.07$

6) 按实际的载荷系数校正所算得分度圆直径

$$D_1 = d_{1t} \sqrt[3]{\frac{K}{K_T}} = 50.45 \text{ mm}$$

7) 计算模数  $m_n = \frac{D_1 \cos \beta}{z_1} = 2.04 \text{ mm}$

(3) 按齿根弯曲强度计算

$$m_n = \sqrt[3]{\left(\frac{2K_T Y_\beta \cos \beta^2}{\phi_d \varepsilon_\alpha z_1^2}\right) \cdot \left(\frac{Y_{Fa} Y_{Sa}}{[\sigma_F]}\right)}$$

1) 确定计算参数

由图 10-20c 查得小齿轮的弯曲疲劳强度极限  $\sigma_{FE1} = 500 \text{ MPa}$  大齿轮的弯曲疲劳强度极限  $\sigma_{FE2} = 380 \text{ MPa}$

2) 由图 10-18 取弯疲劳寿命系数  $K_{FN1} = 0.85$   $K_{FN2} = 0.88$

3) 计算弯曲疲劳许用应力

取弯曲疲劳安全系数  $S=1.4$

$$[\sigma_F]_1 = \frac{KK_{FN1}\sigma_{FE1}}{S} = 303.57 \text{ Mpa}$$

$$[\sigma_F]_2 = \frac{KK_{FN2}\sigma_{FE2}}{S} = 238.86 \text{ Mpa}$$

4) 计算载荷系数

$$K = 1 \times 1.04 \times 1.4 \times 1.35 = 1.97$$

5) 根据纵向重合度  $\varepsilon_\beta = 1.903$  从图 10-28 查得螺旋角影响系数  $Y_\beta = 0.88$

6) 计算当量齿数

$$Z_{V1} = \frac{Z_1}{\cos \beta^3} = 26.27$$

$$Z_{V2} = \frac{Z_2}{\cos \beta^3} = 105$$

7) 查取齿形系数由表 10-5 查得  $Y_{Fa1} = 2.592$ ,  $Y_{Fa2} = 2.176$  查取应力校正系数, 由课本 10-5 查得  $Y_{Sa1} = 1.596$

$$Y_{Sa2} = 1.794$$

9) 计算大小齿轮  $\left(\frac{Y_{Fa}Y_{Sa}}{[\sigma_F]}\right)$  并加以比较

$$\frac{Y_{Fa1}Y_{Sa1}}{[\sigma_F]_1} = 0.01363$$

$$\frac{Y_{Fa2}Y_{Sa2}}{[\sigma_F]_2} = 0.01634$$

由上得大齿轮的数值大

10) 设计计算

$$m_n \geq \sqrt[3]{\left(\frac{2KT_1 Y_\beta \cos \beta^2}{\phi_d \varepsilon_\alpha Z_2^2}\right) \cdot \left(\frac{Y_{Fa2} Y_{Sa2}}{[\sigma_F]_2}\right)} = 1.44 \text{ mm}$$

对比计算结果由齿面接触疲劳强度计算的法面模数  $m_n$  大于由齿根弯曲疲劳强度计算的法面模数取  $m_n = 2 \text{ mm}$  可满足弯曲强度但为了同时满足解除疲劳强度需要按接触疲劳强度算得分度

圆的直径  $d_1 = 24.5$

取  $Z_1 = 25$  则  $Z_2 = 100$

(4) 几何尺寸计算

$$1) \text{ 中心距 } a = \frac{(Z_1 + Z_2) m_n}{2 \cos \beta} = 128.83$$

将中心距圆整为 129

2) 按圆整后的中心距修正螺旋角

$$\beta = \cos^{-1} \frac{(Z_1 + Z_2) m_n}{2 \cos \beta} = 14.3$$

3) 计算大小齿轮的分度圆直径

$$D_1 = \frac{m_n Z_1}{2 \cos \beta} = 51.6 \text{ mm}$$

$$D_2 = \frac{m_n Z_2}{2 \cos \beta} = 206.4 \text{ mm}$$

4) 计算齿轮宽度

$$b = \phi_d d_1 = 51.6 \text{ mm} \quad \text{圆整后取 } b_2 = 55 \text{ mm}, b_1 = 60 \text{ mm}$$

## 6. 轴的设计计算

输入轴的设计计算

1、按扭矩初算轴径

选用 45#调质, 硬度 217~255HBS

根据课本 (15-2) 式, 并查表 15-3, 取  $A_0=15$

$$d \geq 115 \sqrt[3]{\frac{P}{n}} = 20.1$$

考虑有键槽, 将直径增大 5%, 则

$$d = 20.1 \times (1 + 5\%) \text{mm} = 21.12$$

∴选  $d=22\text{mm}$

2、轴的结构设计

(1) 轴上零件的定位, 固定和装配

单级减速器中可将齿轮安排在箱体中央, 相对两轴承对称分布, 齿轮左面由轴肩定位, 右面用套筒轴向固定, 联接以平键作过渡配合固定, 两轴承分别以轴肩和大筒定位, 则采用过渡配合固定

(2) 确定轴各段直径和长度

工段:  $d_1=22\text{mm}$  长度取  $L_1=40$

$$\therefore h=2c \quad c=1.5\text{mm}$$

II 段:  $d_2=d_1+2h=22+2 \times 1.5=25\text{m}$

$$\therefore d_2=25\text{m}$$

初选用 7206c 型角接触球轴承, 其内径为 30mm,

宽度为 16mm.

考虑齿轮端面和箱体内壁, 轴承端面和箱体内壁应有一定距离。取套筒长为 20mm, 通过密封盖轴段长应根据密封盖的宽度, 并考虑联轴器和箱体外壁应有一定距离而定, 为此, 取该段长为 5mm, 安装齿轮段长度应比轮毂宽度小 2mm, 故 II 段长:

取  $L_2=35\text{mm}$

III 段直径  $d_3=30\text{m}$

$L_3=40\text{mm}$

IV 段直径  $d_4=36\text{mm}$

$$L_4 = 60\text{mm}$$

但此段左面的滚动轴承的定位轴肩考虑, 应便于轴承的拆卸, 应按标准查取由手册得安装尺寸  $h=3$ . 该段直径应取:  $(30+3 \times 2) = 36\text{mm}$

因此将 IV 段设计成阶梯形, 左段直径为 36mm

V 段直径  $d_5=30\text{mm}$ . 长度  $L_5=40\text{mm}$

结构草图:

(3) 按弯矩复合强度计算

① 求分度圆直径: 已知  $d_1=52\text{mm}$

② 求转矩: 已知  $T_2=51129.7\text{N}\cdot\text{mm}$

③ 求圆周力:  $F_t$

根据课本 (6-34) 式得

$$F_t = \frac{2T_2}{d_1} = \frac{2 \times 51129.7}{52} = 1966.5\text{N}$$

④ 求径向力  $F_r$

根据课本得

$$Fr = Ft \cdot \tan\alpha = 1966.5 \times \tan 20^\circ = 715.7 \text{ N}$$

⑤因为该轴两轴承对称，所以： $L_A = L_B = 50 \text{ mm}$

(1)绘制轴受力简图（如图 a）

(2)绘制垂直面弯矩图（如图 b）

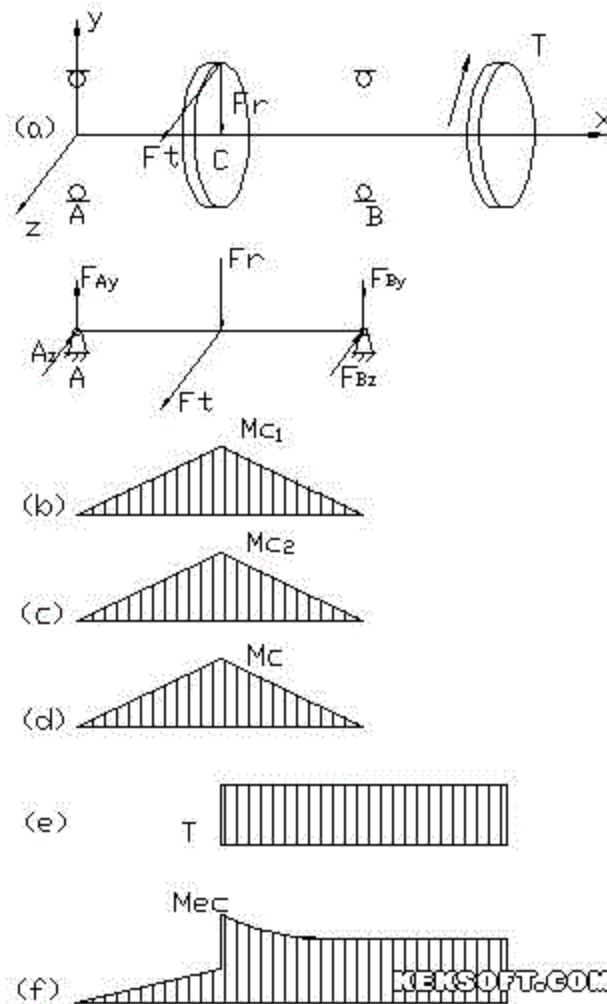
轴承支反力：

$$F_{Ay} = F_{By} = Fr/2 = 357.9 \text{ N}$$

$$F_{Az} = F_{Bz} = Ft/2 = 983.3 \text{ N}$$

由两边对称，知截面 C 的弯矩也对称。截面 C 在垂直面弯矩为

$$M_{C1} = F_{Ay}L/2 = 357.9 \times 50 = 17.9 \text{ N}\cdot\text{m}$$



(3)绘制水平面弯矩图（如图 c）

截面 C 在水平面上弯矩为：

$$M_{C2} = F_{Az}L/2 = 983.3 \times 50 = 49.2 \text{ N}\cdot\text{m}$$

(4)绘制合弯矩图（如图 d）

$$M_C = (M_{C1}^2 + M_{C2}^2)^{1/2} = (17.9^2 + 49.2^2)^{1/2} = 52.4 \text{ N}\cdot\text{m}$$

(5)绘制扭矩图（如图 e）

$$\text{转矩： } T = 9.55 \times (P_2/n_2) \times 10^6 = 51 \text{ N}\cdot\text{m}$$

(6)绘制当量弯矩图（如图 f）

转矩产生的扭剪应力按脉动循环变化，取  $\alpha = 1$ ，截面 C 处的当量弯矩：

$$M_{ec} = [M_C^2 + (\alpha T)^2]^{1/2}$$

$$= [52.4^2 + (1 \times 51)^2]^{1/2} = 73 \text{ N} \cdot \text{m}$$

(7) 校核危险截面 C 的强度

由式 (6-3)

$$\sigma_e = M_{ec} / 0.1 d_3^3 = 73 / 0.1 \times 30^3$$

$$= 27 \text{ MPa} < [\sigma_{-1}]_b = 60 \text{ MPa}$$

∴ 该轴强度足够。

输出轴的设计计算

1、按扭矩初算轴径

选用 45# 调质钢，硬度 (217~255HBS)

根据课本 P235 页式 (10-2)，表 (10-2) 取  $c=115$

$$d \geq c(P_3/n_3)^{1/3} = 115 \sqrt[3]{\frac{P_3}{n_3}} = 31.3 \text{ mm}$$

取  $d=32 \text{ mm}$

2、轴的结构设计

(1) 轴的零件定位，固定和装配

单级减速器中，可以将齿轮安排在箱体中央，相对两轴承对称分布，齿轮左面用轴肩定位，右面用套筒轴向定位，周向定位采用键和过渡配合，两轴承分别以轴承肩和套筒定位，周向定位则用过渡配合或过盈配合，轴呈阶状，左轴承从左面装入，齿轮套筒，右轴承和皮带轮依次从右面装入。

(2) 确定轴的各段直径和长度

初选 7207c 型角接球轴承，其内径为 35mm，宽度为 17mm。考虑齿轮端面和箱体内壁，轴承端面与箱体内壁应有一定距离，则取套筒长为 20mm，则该段长 41mm，安装齿轮段长度为轮毂宽度为 2mm。

(3) 按弯扭复合强度计算

① 求分度圆直径：已知  $d_2=206 \text{ mm}$

② 求转矩：已知  $T_3=192 \text{ N} \cdot \text{m}$

③ 求圆周力  $F_t$ ：根据课本得

$$F_t = 2T_3/d_2 = 2 \times \frac{192 \times 1000}{206} = 1280 \text{ N}$$

④ 求径向力  $F_r$  根据课本得

$$F_r = F_t \cdot \tan \alpha = 1280 \times 0.36379 = 465.9 \text{ N}$$

⑤ ∵ 两轴承对称

$$\therefore L_A = L_B = 49 \text{ mm}$$

(1) 求支反力  $F_{AX}$ 、 $F_{BY}$ 、 $F_{AZ}$ 、 $F_{BZ}$

$$F_{AX} = F_{BY} = F_r/2 = 465.9/2 = 233 \text{ N}$$

$$F_{AZ} = F_{BZ} = F_t/2 = 1280/2 = 640 \text{ N}$$

(2) 由两边对称，书籍截 C 的弯矩也对称

截面 C 在垂直面弯矩为

$$M_{C1} = F_{AY}L/2 = 233 \times 49 = 11.4 \text{ N} \cdot \text{m}$$

(3) 截面 C 在水平面弯矩为

$$M_{C2} = F_{AZ}L/2 = 640 \times 49 = 31 \text{ N} \cdot \text{m}$$

(4) 计算合成弯矩

$$M_C = \sqrt{M_{C1}^2 + M_{C2}^2}$$

$$= \sqrt{(11.4^2 + 31^2)}$$

$$= 33 \text{ N}\cdot\text{m}$$

(5) 计算当量弯矩：根据课本得  $\alpha=1$

$$M_{ec} = \sqrt{[MC^2 + (\alpha T)^2]} = \sqrt{[33^2 + (1 \times 192)^2]}$$

$$= 194.8 \text{ N}\cdot\text{m}$$

(6) 校核危险截面 C 的强度

由式 (10-3)

$$\sigma_e = M_{ec} / (0.1d) = 194.8 / (0.1 \times 40^3)$$

$$= 30.2 \text{ Mpa} < [\sigma_{-1}]_b = 60 \text{ Mpa}$$

∴ 此轴强度足够

## 7. 滚动轴承的选择及校核计算

根据根据条件，轴承预计寿命

$$16 \times 365 \times 8 = 48720 \text{ 小时}$$

1、计算输入轴承

(1) 已知  $n_H = 473.3 \text{ r/min}$

两轴承径向反力： $F_{R1} = F_{R2} = 983.3 \text{ N}$

初先两轴承为角接触球轴承 7206AC 型

根据课本得轴承内部轴向力

$$F_S = 0.63F_R \text{ 则 } F_{S1} = F_{S2} = 0.63F_{R1} = 619.5 \text{ N}$$

$$(2) \because F_{S1} + F_a = F_{S2} \quad F_a = 0$$

故任意取一端为压紧端，现取 1 端为压紧端

$$F_{A1} = F_{S1} = 619.5 \text{ N} \quad F_{A2} = F_{S2} = 619.5 \text{ N}$$

(3) 求系数  $x$ 、 $y$

$$F_{A1} / F_{R1} = 619.5 \text{ N} / 983.3 \text{ N} = 0.63$$

$$F_{A2} / F_{R2} = 619.5 \text{ N} / 983.3 \text{ N} = 0.63$$

根据课本得  $e = 0.68$

$$F_{A1} / F_{R1} < e \quad x_1 = 1 \quad F_{A2} / F_{R2} < e \quad x_2 = 1$$

$$y_1 = 0 \quad y_2 = 0$$

(4) 计算当量载荷  $P_1$ 、 $P_2$

根据课本取  $f_p = 1.5$

根据课本 P262 (11-6) 式得

$$P_1 = f_p (x_1 F_{R1} + y_1 F_{A1}) = 1.5 \times (1 \times 983.3 + 0) = 1474.95 \text{ N}$$

$$P_2 = f_p (x_2 F_{R2} + y_2 F_{A2}) = 1.5 \times (1 \times 983.3 + 0) = 1474.95 \text{ N}$$

(5) 轴承寿命计算

$$\because P_1 = P_2 \text{ 故取 } P = 1474.95 \text{ N}$$

∴ 角接触球轴承  $\epsilon = 3$

根据手册得 7206AC 型的  $Cr = 23000 \text{ N}$

由课本得

$$L_H = \frac{16670}{n} \left( \frac{f_t Cr}{P} \right)^\epsilon$$

$$= 3 \times (1 \times 3)^3$$

$$=h>48720h$$

∴预期寿命足够

## 2、计算输出轴承

(1)已知  $n_{III}=118.3r/min$

$$F_a=0 \quad F_R=F_{A2}=640N$$

试选 7207AC 型角接触球轴承

根据课本 P265 表 (11-12) 得  $F_S=0.063F_R$ , 则

$$F_{S1}=F_{S2}=0.63F_R=0.63 \times 640=403.2N$$

(2)计算轴向载荷  $F_{A1}$ 、 $F_{A2}$

$$\because F_{S1}+F_a=F_{S2} \quad F_a=0$$

∴任意用一端为压紧端, 1 为压紧端, 2 为放松端

两轴承轴向载荷:  $F_{A1}=F_{A2}=F_{S1}=403.2N$

(3)求系数  $x$ 、 $y$

$$F_{A1}/F_{R1}=403.2/640=0.63$$

$$F_{A2}/F_{R2}=403.2/640=0.63$$

根据课本 P263 表 (11-8) 得:  $e=0.68$

$$\because F_{A1}/F_{R1}<e \quad \therefore x_1=1$$

$$y_1=0$$

$$\because F_{A2}/F_{R2}<e \quad \therefore x_2=1$$

$$y_2=0$$

(4)计算当量动载荷  $P_1$ 、 $P_2$

根据表 (11-9) 取  $f_p=1.5$

根据式 (11-6) 得

$$P_1=f_p(x_1F_{R1}+y_1F_{A1})=1.5 \times (1 \times 640)=960N$$

$$P_2=f_p(x_2F_{R2}+y_2F_{A2})=1.5 \times (1 \times 640)=960N$$

(5)计算轴承寿命  $L_H$

$$\because P_1=P_2 \quad \text{故 } P=960 \quad \varepsilon=3$$

根据手册 7207AC 型轴承  $Cr=30500N$

根据课本) 得:  $ft=1$

根据课本式得

$$L_h=10^6 \frac{6670}{n} \left( \frac{ftCr}{P} \right)^\varepsilon$$

$$=10^6 \times \frac{6670}{118.3} \sqrt[3]{1 \times \frac{1 \times 30500}{960}}$$

$$=45189h>48720h$$

∴此轴承合格

## 8. 键联接的选择及校核计算

轴径  $d_1=22mm$ ,  $L_1=40mm$

查手册得, 选用 C 型平键, 得:

键 A 8×7 GB1096-79  $l=L_1-b=40-8=32mm$

$$T_2=51N \cdot m \quad h=7mm$$

根据课本 P243 (10-5) 式得

$$\sigma_p = \frac{4T_2}{dhl} = \frac{4 \times 51}{22 \times 7 \times 32}$$



$$=41.4\text{Mpa}<[\sigma_R](110\text{Mpa})$$

2、输入轴与齿轮联接采用平键联接

轴径  $d_3=30\text{mm}$   $L_3=40\text{mm}$   $T=192\text{N}\cdot\text{m}$

查手册 P51 选 A 型平键

键  $10\times 8$  GB1096-79

$l=L_3-b=40-10=30\text{mm}$   $h=8\text{mm}$

$$\sigma_p = \frac{4T}{dhl} = \frac{4 \times 192}{30 \times 8 \times 38}$$

$$=106.7\text{Mpa}<[\sigma_p](110\text{Mpa})$$

3、输出轴与齿轮 2 联接用平键联接

轴径  $d_2=51\text{mm}$   $L_2=50\text{mm}$   $T=61.5\text{Nm}$

查手册 P51 选用 A 型平键

键  $16\times 10$  GB1096-79

$l=L_2-b=50-16=34\text{mm}$   $h=10\text{mm}$

据课本得

$$\sigma_p = \frac{4T}{dhl} = (4 \times 6100) / (51 \times 10 \times 34) = 60.3\text{Mpa}<[\sigma_p]$$

#### 9. 减速器的密封润滑

对于单级斜圆柱齿轮减速器，因为传动装置属于轻型的，且转速较低，所以其速度远远小于  $(1.5 \sim 2) \times 10^5 \text{mm}\cdot\text{r}/\text{min}$ ，所以采用脂润滑，箱体选用 SH0357-92 中的 50 号润滑，装至规定高度。

油的深度为  $H+h_1$

$$H=30 \quad h_1=34$$

所以  $H+h_1=30+34=64$

其中油的粘度大，化学合成油，润滑效果好。

密封性来讲为了保证机盖与机座联接处密封，联接凸缘应有足够的宽度，联接表面应精创，其表面粗度应为密封的表面要经过刮研。而且，凸缘联接螺柱之间的距离不宜太大，国 150mm。并均匀布置，保证部分面处的密封性。

6.3

## **参考文献:**

1. 《机械设计》(第八版) 纪名刚 濮良贵 主编 高等教育出版社
2. 《机械设计课程的设计》(第二版) 杨光 席伟光 李波 陈晓岑 主编 高等教育出版社

## **心得与体会**

指导教师评语：

指导教师：

成  
绩  
评  
定

