

大连科技学院

机械设计课程设计

题 目 一级斜齿圆柱齿轮减速器

学生姓名 ××× 专业班级 机制 12-2

指导教师 ××× 职 称 副教授

所在单位 机械工程系

系主任 ×××

完成日期 2013 年 1 月 11 日

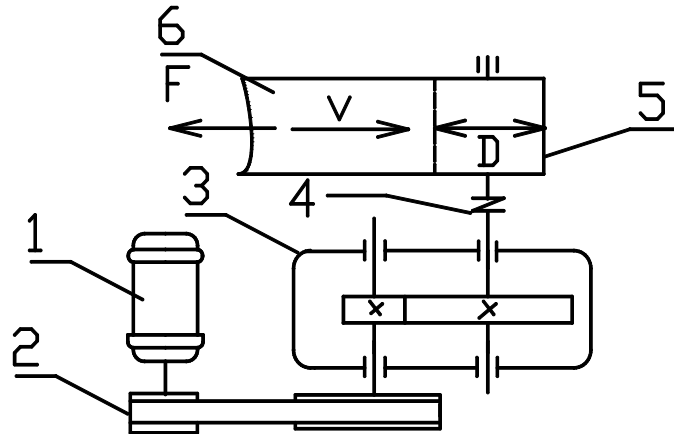
目 录

一、 设计任务书	1
二、 传动方案分析	2
三、 电机的选择	3
四、 传动比分配	5
五、 运动及动力参数计算	8
六、 带传动的设计	13
七、 齿轮转动的设计	15
八、 轴的结构设计及计算	20
九、 滚动轴承的选择及寿命	22
十、 键的选择及强度计算	24
十一、 联轴器的选择	25
十二、 箱体的结构设计	26
十三、 密封件，润滑剂及润滑方式的选择	28
设计小结	29
参考文献	30

机械设计课程设计任务书

一、题目：一级斜齿圆柱齿轮减速器

用于港口运输货物的皮带运输机，双班制工作，工作时有轻微振动。每年按300天计，轴承寿命为齿轮寿命的三分之一以上。



1. 电动机 2. 带传动 3. 减速器 4. 联轴器 5. 卷筒 6. 运输带

二、原始数据

题号 数据	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
卷筒上有效 拉力 F(N)	3000	2800	2800	2800	2700	2900	2900	3000	2900	2800	2900	2600	2900	2800	2500
传送带速度 v (m/s)	0.9	1.2	0.9	1.2	1.2	1.2	1.0	1.1	1.1	1.1	1.2	1.2	0.9	1.2	0.9
卷筒直径 D (mm)	215	245	220	240	250	235	225	220	225	225	230	250	220	245	225
使用年限 (年)	10	8	8	8	10	10	8	8	10	8	8	8	8	10	10

三、设计内容及要求

选择电动机；传动件设计计算；轴、轴承、键、联轴器设计计算或选择验算；绘制减速器装配图（A0 图纸）一张；编写设计说明书。

二、传动方案分析

已知:已知输送带工作速度为 0.7m/s , 滚筒直径为 300mm , 输送带主动轴扭矩为 900N.m 。连续单向运转, 工作时有轻微振动, 使用期限为 8 年。

该工作机有轻微振动, 由于 V 带有缓冲吸振能力, 采用 V 带传动能减小振动带来的影响, 并且该工作机属于小功率、载荷变化不大, 可以采用 V 带这种简单的结构, 并且价格便宜, 标准化程度高, 大幅度降低了成本。减速器部分用两级圆柱齿轮减速器。

计算与说明	结果										
<p>三、电机的选择</p> <p>1. 传动装置的总效率 η_a</p> $\eta = \eta_1 \eta_2^4 \eta_3^2 \eta_4 = 0.95 \times 0.99^4 \times 0.97^2 \times 0.99 = 0.85$ <p>η_1 为 V 带的效率, η_2 为四对滚动轴承的效率, η_3 为每对齿轮啮合的效率, η_4 为联轴器的效率,</p> <p>2. 卷筒的转速 $n_w = \frac{60 \times 1000 v}{\pi D} = 45 r / \min$</p> <p>工作机主动轴所需功率</p> $P_w = \frac{T n_w}{9550} = \frac{900 \times 45}{9550} = 4.24 \text{kw}$ <p>电动机的输出功率</p> $P_d = \frac{P_w}{\eta} = \frac{4.24}{0.85} = 4.99 \text{kw}$ <p>3. 由表可选取电动机功率 $P_{ed} = 5.5 \text{kw}$</p> <p>4. 电动机常选用 Y 系列三相异步电动机, 根据所需功率在课设 (p196) 表 20-1 中选择 Y132S-4 型。</p> <p>Y132S-4 型 电动机数据如下表所示:</p> <table border="1" data-bbox="263 1480 925 2027"> <tbody> <tr> <td>额定功率 P_{ed}</td> <td>5.5kw</td> </tr> <tr> <td>满载转速 n_m</td> <td>1440r/min</td> </tr> <tr> <td>同步转速</td> <td>1500r/min</td> </tr> <tr> <td>电动机伸出端直径 D</td> <td>38mm</td> </tr> <tr> <td>电动机伸出端 安装长度 E</td> <td>80mm</td> </tr> </tbody> </table>	额定功率 P_{ed}	5.5kw	满载转速 n_m	1440r/min	同步转速	1500r/min	电动机伸出端直径 D	38mm	电动机伸出端 安装长度 E	80mm	<p>$P_w=4.24\text{Kw}$</p> <p>$n_w=45\text{r/min}$</p> <p>$\eta_1=0.95$</p> <p>$\eta_2=0.99$</p> <p>$\eta_3=0.97$</p> <p>$\eta_a=0.99$</p> <p>$P_d=5.5\text{Kw}$</p> <p>Y132S-4</p>
额定功率 P_{ed}	5.5kw										
满载转速 n_m	1440r/min										
同步转速	1500r/min										
电动机伸出端直径 D	38mm										
电动机伸出端 安装长度 E	80mm										

机座中心高	132mm
-------	-------

传动比分配

1、总传动比 i_a

$$i_a = \frac{n_m}{n_w} = 1440/45 = 32$$

$$i_a = 32$$

2、各级传动比分配：

为了使传动系统结构较为紧凑，据机设 p4 表 2-1 所述，取 V 型带传动比 $i_v = 2.8$ ，则得减速器的传动比 i ：

$$i = \frac{i_a}{i_v} = 32/2.8 = 11.43$$

高速齿轮啮合的传动比为 i_1

$$3.8$$

低速齿轮啮合的传动比为 i_2

$$i_2 = 3.1$$

由 $i_1 = (1.2-1.5) i_2$ ，则取 $i_1 = 3.8$ $i_2 = 3.1$

五、运动及动力参数计算

1、各轴的转速计算

$$n_1 = \frac{n_m}{i_v} = 1440/2.8 = 514 \text{r/min}$$

$$n_1 = 514 \text{r/min}$$

$$p_3 \quad 136 \text{r/min}$$

$$n_3 = \frac{n_2}{i_2} = 136/3.1 = 46 \text{r/min}$$

$$n_2 = 136 \text{r/min}$$

n

2、各轴输入功率的计算

按电动机的额定功率 $P_{ed} = 5.5 \text{kW}$

$$n_3 = 46 \text{ r/min}$$

计算各轴输入功率：

$$I \text{ 轴的输入功率: } P_1 = P_{ed} \times 0.95 = 5.23$$

II 轴的输入功率: $P_2 = p_1 \times 0.99 \times 0.97 = 5.02$

III 轴的输入功率: $P_3 = p_2 \times 0.99 \times 0.97 = 4.82$

3、各轴的输入转矩计算

I 轴的转矩 $T_1 = 9550 \frac{P_1}{n_1} = 9550 \times \frac{5.23}{514} = 97.17 \text{ N} \cdot \text{m}$

II 轴的转矩 $T_2 = 9550 \frac{P_2}{n_2} = 9550 \times \frac{4.82}{46} = 352.51 \text{ N} \cdot \text{m}$

III 轴的转矩 $T_3 = 9550 \frac{P_3}{n_3} = 9550 \times \frac{4.82}{46} = 1000.67 \text{ N} \cdot \text{m}$

各轴功率、转速、转矩列于下表:

轴名	功率 (Kw)	转速 (r/min)	转矩 (N·m)
I	5.23	514	97.17
II	5.02	136	352.17
III	4.82	46	1000.67

六、带传动的设计

外传动带选为普通 V 带传动

1、确定 V 带型号和带轮直径

工作情况系数 K_A : 由表查得 $K_A=1.2$

计算功率 $P_c: P_c = k_A P_{ed} = 1.2 \times 5.5 = 6.6 \text{ Kw}$

皮带转速 $n_m = 1440 \text{ r/min}$

$$P_1 = 5.23 \text{ Kw}$$

$$P_2 = 5.02 \text{ Kw}$$

w

$$P_3 = 4.82$$

$$T_1 = 97.17 \text{ N} \cdot \text{m}$$

• m

$$n_m = 352.51 \text{ N} \cdot \text{m}$$

• m

$$T_3 = 1000.67 \text{ N} \cdot \text{m}$$

N •

$$K_A = 1.2$$

选带型号：由图 13-15(P₂₁₉)选 A 型 V 带

小带轮直径：由表 13-9 (P₂₁₉)， $D_{\min} = 75\text{mm}$ ，取

$$d_1 = 112\text{mm}$$

大带轮直径：

设 $\varepsilon = 0.01$ ，由式 13-9 得：

$$d_2 = \frac{n_m}{n_1} d_1 (1 - \varepsilon) = \frac{1440}{514} \times 112 (1 - 0.01) = 310.64\text{mm}$$

由表 13-9 取 $d_2 = 315\text{mm}$

带速 v ：

$$v = \frac{\pi d_1 n_m}{60 \times 1000} = \frac{\pi \times 112 \times 1440}{60 \times 1000} = 8.45\text{m/s}$$

带速在 5~25m/s 范围内，合适。

2、计算中心距、带长和包角

初步选取中心距

$$a_0 = 1.5(d_1 + d_2) = 1.5 \times (112 + 315) = 640.50\text{mm}$$

取 $a_0 = 640.00\text{mm}$ ，符合 $0.7(d_1 + d_2) < a_0 < 2(d_1 + d_2)$

由式 13-2 得带长

$$\begin{aligned} L_0 &= 2a_0 + \frac{\pi}{2}(d_1 + d_2) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a_0} \\ &= 2 \times 640 + \frac{\pi}{2}(112 + 315) + \frac{(315 - 112)^2}{4 \times 640} = 1966\text{mm} \end{aligned}$$

查表 13-2，对 A 型带选用 $L_d = 2000\text{mm}$ 。再由式 13-16 计

算实际中心距：

$$a \approx a_0 + \frac{L_d - L_0}{2} = 640 + \frac{2000 - 1966}{2} = 657.00\text{mm}$$

3、验算小带轮包角 α_1

$$P_c = 6.6\text{Kw}$$

A 型

$$d_1 = 112\text{mm}$$

$$d_2 = 315\text{mm}$$

$$v = 8.45\text{m/s}$$

$$a_0 = 640\text{mm}$$

$$L_0 = 1996\text{mm}$$

$$L_d = 2000\text{mm}$$

$$a = 742.5\text{mm}$$

由式 13-1 得

$$\alpha_1 = 180^\circ - \frac{d_2 - d_1}{a} \times 57.3^\circ = 180^\circ - \frac{315 - 112}{657} \times 57.3^\circ$$
$$= 162^\circ > 120^\circ \text{ 合适。}$$

4、求 V 带根数 z

由式 13-15 得

$$z = \frac{P_c}{(p_0 + \Delta p_0) K_\alpha K_L}$$

今 $n_m = 1440 r/min, d_1 = 112 mm$ ，查表 13-3 得：

$$p_0 = 1.61 kw$$

由式 13-9 得传动比

$$i = \frac{d_2}{d_1(1-\varepsilon)} = \frac{315}{112(1-0.01)} = 2.84$$

查表 13-5 得 $\Delta p_0 = 0.17 Kw$

由 $\alpha_1 = 162^\circ$ 查表 13-7 得 $k_\alpha = 0.95$ ，查表 13-2 得

$K_L = 1.03$ ，由此可得

$$z = \frac{P_c}{(p_0 + \Delta p) K_\alpha K_L} = \frac{6.6}{(1.61 + 0.17) \times 0.95 \times 1.03} = 3.79$$

取 4 根。

5、求作用在带轮轴上的压力 F_Q

查表 13-1 得 $q = 0.1 kg/m$ ，故由式 13-17 得单根 V 带的初拉力：

$$F_0 = \frac{500 P_c}{z v} \left(\frac{2.5}{K_\alpha} - 1 \right) + q v^2$$
$$= \frac{500 \times 6.6}{4 \times 8.45} \left(\frac{2.5}{0.95} - 1 \right) + 0.1 \times 8.45^2 = 159 N$$

$$a \approx a_0 + \frac{L_d - L_0}{2}$$

$$\alpha_1 = 162^\circ$$

$$p_0 = 1.61 kw$$

$$\Delta p_0 = 0.17 Kw$$

4 根。

$$F_0 = 159 N$$

作用在轴上的压力

$$F_Q = 2zF_0 \sin \frac{\alpha_1}{2} = 2 \times 4 \times 159 \times \sin \frac{162^\circ}{2} = 1256.3N$$

$$F_Q = 1256.3N$$

6、带轮结构设计

带轮宽度:

$$B=65mm$$

查表 13-10 得 $e=15mm, f_{\min}=9mm$, 取 $f=10mm$

$$B=(z-1)e+2f=(4-1) \times 15+2 \times 10=65mm$$

查表得小带轮的轮毂长度 50mm, 大带轮轮毂长度为

60mm

七、齿轮转动的设计

<一>.高速齿轮

1、选择齿轮材料及精度等级

考虑减速器传递功率不大, 所以齿轮采用 9 级精度, 斜齿圆柱齿轮。大小齿轮都选用 45 表面淬火, 齿面硬度为 40-50HRC。齿面粗糙度 $Ra \leq 1.6 \sim 3.2 \mu m$

2、初步计算

齿宽系数 ϕ_d : 由表 11-6 取 $\phi_d = 0.6$

$$\phi_d = 0.6$$

接触疲劳极限 $\sigma_{H\lim}$ 与弯曲疲劳极限 σ_{FE}

由表 11-1 取

$$\sigma_{H\lim1} = 1140MPa$$

$$\sigma_{H\lim1} = \sigma_{H\lim2} = 1140MPa$$

$$\sigma_{FE1} = 690MPa$$

$$\sigma_{FE1} = \sigma_{FE2} = 690MPa$$

$$\sigma_{H\lim2} = 1140MPa$$

$$\sigma_{FE2} = 690MPa$$

由表 11-5 取 $S_H = 1.0$, $S_F = 1.25$

(1)初步计算的许用接触应力 $[\sigma_H]$:

$$[\sigma_{H1}] = [\sigma_{H2}] = \frac{\sigma_{Hlim1}}{S_H} = \frac{1140}{1.0} = 1140MPa$$

$$[\sigma_{F1}] = [\sigma_{F2}] = \frac{\sigma_{FE1}}{S_F} = \frac{690}{1.25} = 552MPa$$

(2)按轮齿弯曲强度设计

设齿轮按九级精度制造。

取载荷系数 $K=1.1$ (表 11-3), 小齿轮上的转矩:

$$T_1 = 9.55 \times 10^6 \times \frac{P_1}{n_1} = 9.55 \times 10^6 \times \frac{5.23}{514} = 9.72 \times 10^4 N$$

齿数取 $z_1 = 24$, 则 $z_2 = 3.8 \times 24 = 92$ 。故实际传动比

$$i = \frac{92}{24} = 3.83$$

初选螺旋角 $\beta = 15^\circ$

$$\text{齿形系数 } z_{v1} = \frac{24}{\cos^3 15} = 26.63 \quad z_{v2} = \frac{92}{\cos^3 15} = 102.09$$

查图 11-8 和 11-9 得

$$Y_{Fa1} = 2.71 \quad Y_{Fa2} = 2.21$$

$$Y_{Sa1} = 1.61 \quad Y_{Sa2} = 1.82$$

$$\text{因为 } \frac{Y_{Fa1} Y_{Sa1}}{[\sigma_{F1}]} = \frac{2.71 \times 1.61}{552} = 0.0079 > \frac{Y_{Fa2} Y_{Sa2}}{[\sigma_{F2}]} = \frac{2.21 \times 1.82}{552} = 0.0073 \text{ 故应}$$

对小齿轮进行弯曲强度计算

法向模数

$$m_n \geq \sqrt[3]{\frac{2KT_1 Y_{Fa1} Y_{Sa1}}{\phi_d Z_1^2 [\sigma_{F1}]} \cos^2 \beta} = \sqrt[3]{\frac{2 \times 1.1 \times 9.72 \times 10^4}{0.6 \times 24^2} \times 0.0079 \times \cos^2 15} \\ \approx 1.65835$$

由表 4-1 取 $m_n = 2$

$$S_H = 1.0$$

$$S_F = 1.25$$

$$[\sigma_{H1}] = 1140MPa$$

$$[\sigma_{H2}] = 1140MPa$$

$$[\sigma_{F1}] = 552MPa$$

$$[\sigma_{F2}] = 525MPa$$

$$K=1.1$$

$$T_1 = 9.72 \times 10^4$$

$$N$$

$$Z_E = 189.8$$

$$Z_H = 2.5$$

$$z_1 = 24$$

$$Z_2 = 92$$

$$m = 2mm$$

$$d_1 = 50.00mm$$

$$m$$

$$d_2 = 190mm$$

$$\beta = 14.84^\circ$$

$$\text{中心距 } a = \frac{m_n(z_1 + z_2)}{2 \cos \beta} = \frac{2 \times (24 + 92)}{2 \times \cos 15^\circ} = 120.09$$

取 $a=120$

$$\text{确定螺旋角 } \beta = \arccos \frac{m_n(Z_1 + Z_2)}{2a} = 14.84^\circ$$

在误差范围内。

$$\text{轮齿分度圆直径 } d_1 = \frac{m_n \times Z_1}{\cos \beta} = \frac{2 \times 24}{\cos 14.84^\circ} = 50.00$$

$$d_2 = \frac{m_n \times Z_2}{\cos \beta} = \frac{2 \times 92}{\cos 14.84^\circ} = 190.00$$

$$\text{齿宽 } b = \phi_d d_1 = 0.6 \times 49.66 = 29.29$$

取 $b_2 = 25\text{mm}, b_1 = 30\text{mm}$ 。

(3) 验算齿面接触强度 取 $Z_E = 189.8$ $Z_H = 2.5$

$$\sigma_H = Z_E Z_H Z_\beta \sqrt{\frac{2KT_1 u + 1}{bd_1^2 u}} = 189.8 \times 2.5 \times 0.9666 \times \sqrt{\frac{2 \times 1.1 \times 9.72 \times 10^4}{30 \times 49.66^2} \times \frac{3.83 + 1}{3.83}}$$

$$\approx 876\text{MPa} < 1140\text{MPa}$$

安全!!!

(4) 齿轮的圆周速度

$$v = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \times 1000} = \frac{\pi \times 49.66 \times 514}{60000} = 1.3\text{m/s}$$

对照表 11-2 可知选用九级精度是合宜的。

(5) 齿轮传动的作用力及计算载荷 ($\alpha = 20^\circ$, $\beta = 14.84^\circ$)

由式 11-7 有

$$\text{圆周力 } F_{t1} = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2 \times 97.17 \times 1000}{49.66} = 3913.4\text{N}$$

$$F_{t2} = \frac{2T_2}{d_2} = \frac{2 \times 352.51 \times 1000}{190.35} = 3703.8\text{N}$$

径

向

力

$$a = 120\text{mm}$$

$$b = 30\text{mm}$$

安全

$$F_{t1} = 3913.4$$

N

$$F_{r1} = 1474.5$$

N

$$F_{a1} = 1036.8$$

N

$$F_{t2} = 3703.8$$

N

$$F_{r1} = F_{t1} \tan \alpha / \cos \beta = 3913.4 \times \tan 20^\circ / \cos 14.84^\circ = 1474.5N$$

$$F_{r2} = 1394.6$$

$$F_{r2} = F_{t2} \tan \alpha / \cos \beta = 3703.8 \times \tan 20^\circ / \cos 14.84^\circ = 1394.6N$$

轴

向力

$$F_{a2} = 981.4N$$

$$F_{a1} = F_{t1} \tan \beta = 3913.4 \times \tan 14.84^\circ = 1036.8N$$

$$F_{a2} = F_{t2} \tan \beta = 3703.8 \times \tan 14.84^\circ = 981.4N$$

<二>. 低速齿轮的设计

1. 齿轮的材料选用 45 钢表面淬火, 齿面硬度 40-50HRC。

采用九级精度, 斜齿。齿面粗糙度 $Ra \leq 1.6 \sim 3.2 \mu m$

2. 初步计算

齿宽系数 ϕ_d : 由表 11-6 取 $\phi_d = 0.6$

接触疲劳极限 σ_{Hlim} 与弯曲疲劳极限 σ_{FE}

由表 11-1 取

$$\sigma_{Hlim1} = \sigma_{Hlim2} = 1140MPa$$

$$\sigma_{FE1} = \sigma_{FE2} = 690MPa$$

由表 11-5 取 $S_H = 1.0$, $S_F = 1.25$

(1) 初步计算的许用接触应力 $[\sigma_H]$:

$$[\sigma_{H1}] = [\sigma_{H2}] = \frac{\sigma_{Hlim1}}{S_H} = \frac{1140}{1.0} = 1140MPa$$

$$[\sigma_{F1}] = [\sigma_{F2}] = \frac{\sigma_{FE1}}{S_F} = \frac{690}{1.25} = 552MPa$$

(3) 按轮齿弯曲强度设计

设齿轮按九级精度制造。

取载荷系数 $K=1.1$ (表 11-3), 小齿轮上的转矩:

$$\phi_d = 0.6$$

$$T_2 = 9.55 \times 10^6 \times \frac{P_2}{n_2} = 9.55 \times 10^6 \times \frac{5.02}{136} = 3.53 \times 10^5 N$$

$$K=1.1$$

$$T_2 = 3.53 \times 10^5$$

初选螺旋角 $\beta = 15^\circ$

齿数取 $z_1 = 30$, 则 $z_2 = 3.1 \times 30 = 93$ 。故实际传动比 $i = \frac{93}{30} = 3.1$

$$\text{齿形系数 } z_{v1} = \frac{30}{\cos^3 15} = 33.29 \quad z_{v2} = \frac{93}{\cos^3 15} = 103.20$$

$$z_1 = 30$$

查图 11-8 和 11-9 得

$$z_2 = 93$$

$$Y_{Fa1} = 2.54 \quad Y_{Fa2} = 2.20$$

$$m_n = 2.5$$

$$Y_{Sa1} = 1.69 \quad Y_{Sa2} = 1.82$$

$$\text{因为 } \frac{Y_{Fa1} Y_{Sa1}}{[\sigma_{F1}]} = \frac{2.54 \times 1.69}{552} = 0.0078 > \frac{Y_{Fa2} Y_{Sa2}}{[\sigma_{F2}]} = \frac{2.20 \times 1.82}{552} = 0.0072 \text{ 故}$$

$$a=160\text{mm}$$

应对小齿轮进行弯曲强度计算

法向模数

$$\beta = 16.07^\circ$$

$$m_n \geq \sqrt[3]{\frac{2KT_1 Y_{Fa1} Y_{Sa1}}{\phi_d Z_1^2 [\sigma_{F1}]} \cos^2 \beta} = \sqrt[3]{\frac{2 \times 1.1 \times 3.53 \times 10^5}{0.6 \times 30^2} \times 0.0078 \times \cos^2 15} \\ \approx 2.18740$$

$$d_1 = 78\text{mm}$$

由表 4-1 取 $m_n = 2.5$

$$d_2 = 242\text{mm}$$

$$\text{中心距 } a = \frac{m_n (z_1 + z_2)}{2 \cos \beta} = \frac{2.5 \times (30 + 93)}{2 \times \cos 15^\circ} = 159.17$$

取 $a=160\text{mm}$

$$b_2 = 45\text{mm}, b_1 =$$

$$\text{确定螺旋角 } \beta = \arccos \frac{m_n (Z_1 + Z_2)}{2a} = 16.07^\circ$$

在误差范围内。

$$\text{分度圆直径 } d_1 = \frac{m_n \times Z_1}{\cos \beta} = \frac{2.5 \times 30}{\cos 16.07^\circ} = 78.00 \text{ mm}$$

$$d_2 = \frac{m_n \times Z_2}{\cos \beta} = \frac{2.5 \times 93}{\cos 16.07^\circ} = 242.00 \text{ mm}$$

$$\text{齿宽 } b = \phi_d d_1 = 0.6 \times 78 = 46.8$$

取 $b_2 = 45\text{mm}, b_1 = 50\text{mm}$ 。

(3) 验算齿面接触强度 取 $Z_E = 189.8$ $Z_H = 2.5$

$$\sigma_H = Z_E Z_H Z_\beta \sqrt{\frac{2KT_2}{bd_1^2} \frac{u+1}{u}} = 189.8 \times 2.5 \times 0.9803 \times \sqrt{\frac{2 \times 1.1 \times 3.53 \times 10^5}{45 \times 78^2} \times \frac{3.1+1}{3.1}}$$

$\approx 901\text{MPa} < 1140\text{MPa}$

安全!!!

(4) 齿轮的圆周速度

$$v = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \times 1000} = \frac{\pi \times 78 \times 136}{60000} = 0.5\text{m/s}$$

对照表 11-2 可知选用九级精度是合宜的。

(5) 齿轮传动的作用力及计算载荷 ($\alpha = 20^\circ$, $\beta = 14.84^\circ$)

由式 11-7 有

$$\text{圆周力 } F_{t1} = \frac{2T_2}{d_1} = \frac{2 \times 353 \times 1000}{78} = 9051\text{N}$$

$$F_{t2} = \frac{2T_3}{d_2} = \frac{2 \times 1000.67 \times 1000}{242} = 8270\text{N}$$

$$F_{r1} = F_{t1} \tan \alpha / \cos \beta = 9051 \times \tan 20^\circ / \cos 16.07^\circ = 3428\text{N}$$

$$F_{r2} = F_{t2} \tan \alpha / \cos \beta = 8270 \times \tan 20^\circ / \cos 16.07^\circ = 3132\text{N} \quad \text{轴 向}$$

力

$$F_{a1} = F_{t1} \tan \beta = 9051 \times \tan 16.07^\circ = 2607\text{N}$$

$$F_{a2} = F_{t2} \tan \beta = 8270 \times \tan 16.07^\circ = 2382\text{N}$$

(3) 高低齿轮的参数列表如下:

名称	高速级	低速级
端面模数 m_t	2.06901	2.60166
中心距 a(mm)	120.00	160.00

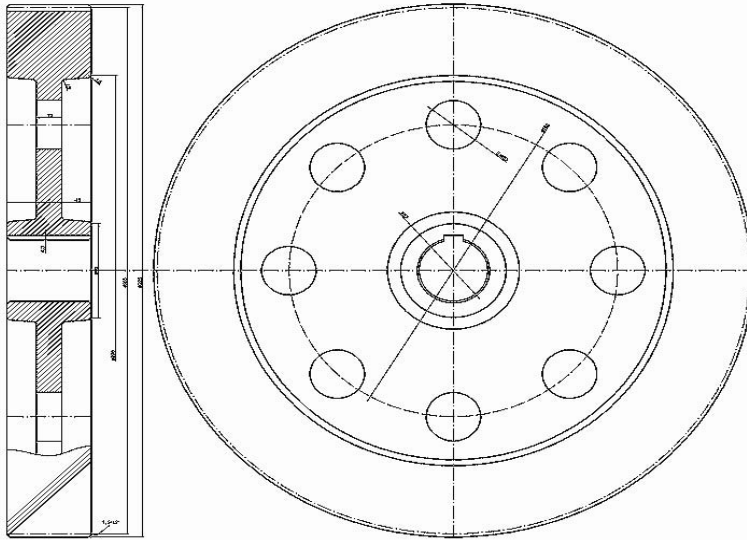
安全

V=0.5m/s

法向模数 m_n		2	2.5
螺旋角 $\beta(^{\circ})$		14,84	16.07
旋 向	小齿轮	左	右
	大齿轮	右	左
齿 数	Z_1	24	30
	Z_2	92	93
分度圆直 径(mm)	$d_1(mm)$	50.00	78.00
	$d_2(mm)$	190.00	242.00
齿顶圆直 径 (mm)	$d_{a1}(mm)$	54.00	83.00
	$d_{a2}(mm)$	194.00	247.00
齿根圆直 径 (mm)	$d_{f1}(mm)$	45.00	72.00
	$d_{f2}(mm)$	185.00	236.00
齿 (mm) 宽	$b_1(mm)$	30	50
	$b_2(mm)$	25	45
材料及热处理		45 钢表面淬火	45 钢表面淬火

<三>. 齿轮的结构设计

以大齿轮为例。因齿轮齿顶圆直径大于 160mm, 而又小于 500mm, 故以选用腹板式为宜。如图 5-1 所示, 其他有关尺寸参看大齿轮零件图



八、轴的结构设计

(一) 轴的材料选择与最小直径的确定

1、高速轴

(1) 轴的材料的选择

由 P241 表 14-1 选用 45 号钢调质 $\sigma_B = 650\text{MPa}$

(2) 初算轴的直径

据表 14-2, 取 $C=110\text{mm}$

高速轴:

45 号钢调
质

$\sigma_B = 650\text{MP}$

由式 14-2 得 $d \geq C \sqrt[3]{\frac{P_1}{n_1}} = 110 \sqrt[3]{\frac{5.23}{514}} = 23.80mm$

考虑到直径最小处安装大皮带轮需开一个键槽，将 d 加大 5% 后得 $d=24.99mm$

取高速轴最小直径 $d_1=25mm$

据上计算的带轮轮毂长为 60mm，则与带轮配合的轴头长度亦取 $l_1 = 60mm$ 。大带轮与轴之间采用普通平键 C 型，其尺寸为 $b \times h \times L = 8 \times 7 \times 50$ ，大带轮与轴的配合为 $\frac{H7}{r6}$ ，滚动轴承与轴采用过渡配合，轴的直径尺寸采用 m6。

2. 中间轴

(1) 选用 45 钢调质， $\sigma_B = 650MPa$

(2) 初 算 轴 径 取 $C=110$ ， 得

$$d \geq C \sqrt[3]{\frac{P_1}{n_1}} = 110 \sqrt[3]{\frac{5.02}{136}} = 36.6mm$$

轴的最小直径显然是安装轴承处，为使轴承便于安装，且对于直径 $d \leq 100mm$ 的轴有一个键槽时，应增大 5%-7%，然后将轴径圆整 $d=40mm$ ，低速级大齿轮的轴采用普通平键 A 型连接，其尺寸为 $b \times h \times L = 16 \times 10 \times 20$ ，齿轮与轴的配合为 $\frac{H7}{r6}$ ，滚动轴承与轴的周向定位是过渡配合保证的，此外选轴的直径尺寸公差为 m6。

3、低速轴

(1) 轴的材料选择

$C=110mm$

$d_1=25mm$

$d_{II} = 40mm$

由表 14-1 选用 45 号调质 $\sigma_B = 650\text{MPa}$

(2) 初算轴的直径

D=63mm

据表 14-2, 取 C=110

$$\text{由式 14-2 得 } d \geq C \sqrt[3]{\frac{P_2}{n_2}} = 110 \sqrt[3]{\frac{4.82}{46}} = 51.9\text{mm}$$

轴的最小直径显然是安装联轴器处轴的直径, 为了使所选的轴直径与联轴器的孔径相配合, 且对于直径 $d \leq 100\text{mm}$ 的轴有两个键槽时, 应增大 10%-15%, 然后将轴径圆整, 故取 $d=63$ 。

半联轴器与轴的配合为 $\frac{H7}{k6}$, 齿轮与轴的配合 $\frac{H7}{n6}$,

(二) 高速轴的校核 $\tan \beta = 3913.4 \times \tan 14.84^\circ$

高速轴上齿轮的分度圆直径 $d_1 = 50\text{mm}$,

圆周力

$$F_t = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2 \times 97.17 \times 1000}{49.66} = 3913.4\text{N}$$

径向力

$$F_r = F_t \tan \alpha / \cos \beta = 3913.4 \times \tan 20^\circ / \cos 14.84^\circ = 1474.5\text{N}$$

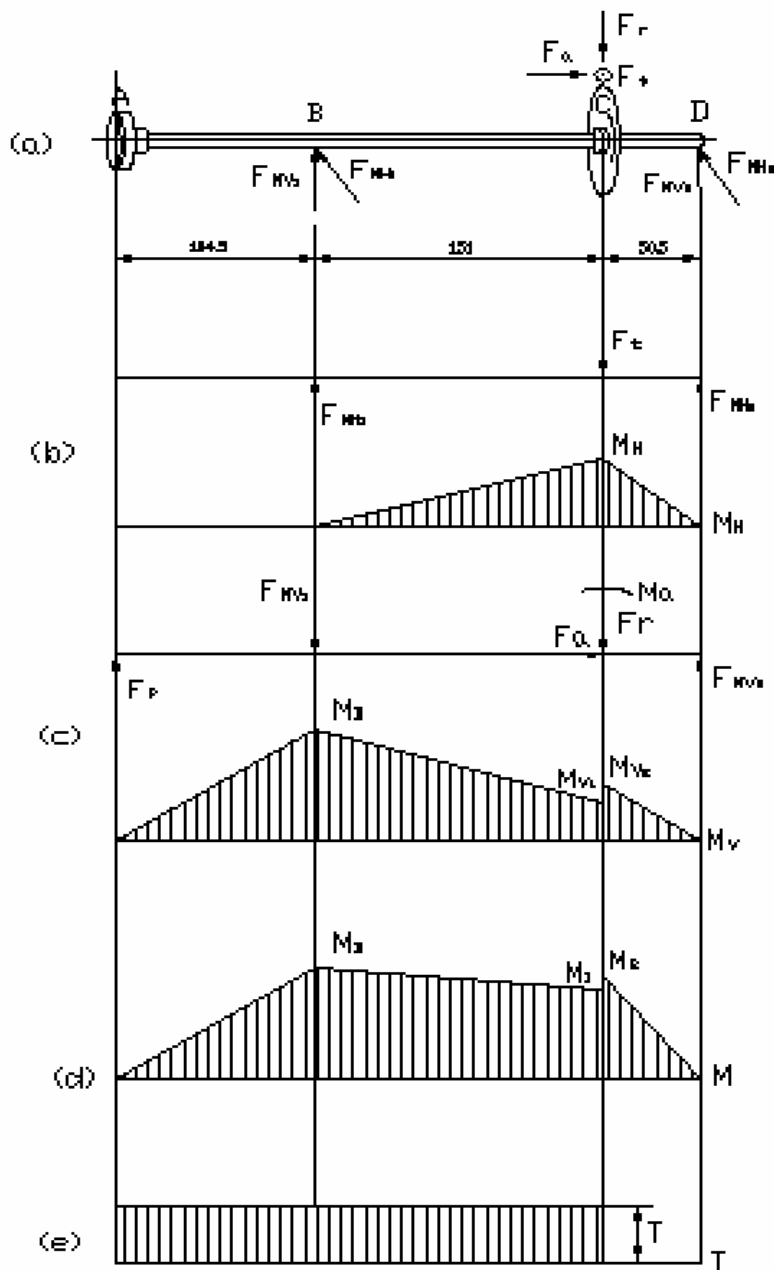
轴向力

$$F_a = F_t \tan \beta = 3913.4 \times \tan 14.84^\circ = 1036.8\text{N}$$

带轮对轴的压力

$$F_\delta = 2zF_0 \sin \frac{\alpha_1}{2} = 2 \times 4 \times 159 \times \sin \frac{162^\circ}{2} = 1256.3\text{N}$$

轴的受力分析及弯矩图如下:



1. 垂直面的支撑反力

$$F_{1v} = \frac{F_r \times 30.5 - F_a \times 25}{136} = 98N$$

$$F_{2v} = \frac{F_r \times 105.5 + F_a \times 25}{136} = 1376N$$

2. 水平面的支撑反力

$$F_{H1} = \frac{F_t \times 30.5}{136} = 878N$$

$$F_{H2} = \frac{F_t \times 105.5}{136} = 3036N$$

3. F_δ 力在支点产生的反力

$$F_{1F} = \frac{F_\delta \times 226.5}{136} = 2092N$$

$$F_{2F} = \frac{F_\delta \times 90.5}{136} = 836N$$

4. 垂直面产生的弯矩

$$M_{V1} = F_{1V} \times 105.5 = 11N.m$$

$$M_{V2} = F_{2V} \times 30.5 = 42N.m$$

5. 水平面产生的弯矩

$$M_{H1} = F_{H1} \times 105.5 = 93N.m$$

$$M_{H2} = F_{H2} \times 105.5 = 93N.m$$

6. F_δ 产生的弯矩

$$M_F = F_\delta \times 90.5 = 189N.m$$

在齿轮截面 C 产生的弯矩

$$M_{FC} = F_{2F} \times 30.5 = 26N.m$$

7. 合成的弯矩

$$M_1 = M_{FC} + \sqrt{M_{V1}^2 + M_{H1}^2} = 120N.m$$

$$M_2 = M_{FC} + \sqrt{M_{V2}^2 + M_{H2}^2} = 128N.m$$

8. 轴传递的转矩

$$T = F_t \times \frac{d}{2} = 3913.4 \times \frac{50}{2} = 98N.m$$

9. 危险截面的当量弯矩

分析的齿轮中心截面 C 为危险截面，取折合系数 $a=0.6$

其当量弯矩为

$$M_e = \sqrt{M_2^2 + (aT)^2} = \sqrt{128^2 + (0.6 \times 98)^2} = 141 N.m$$

10. 计算危险截面处轴的直径

轴的材料选用 45 钢，调质处理，查得 $\sigma_B = 650 \text{MPa}$ ，

$$\sigma_{-1b} = 60 \text{MPa}$$

$$\text{则 } d \geq \sqrt[3]{\frac{M_e}{0.1[\sigma_{-1b}]}} = \sqrt[3]{\frac{141 \times 10^3}{0.1 \times 60}} = 30.0 \text{mm}$$

考虑到键槽对轴的消弱，将 d 增大 5%，故 $d \approx 32 \text{mm}$

7307AC

九. 滚动轴承的选择及校核

7308AC

(1) 轴承选择

1. 高速轴上选用角接触轴承 7307AC, 尺寸

7051AC

$$d \times D \times B = 35 \times 80 \times 21$$

2. 中间轴上选用角接触轴承 7308AC, 尺寸

$$d \times D \times B = 40 \times 90 \times 23$$

3. 低速轴上选用角接触轴承 7051AC, 尺寸

$$d \times D \times B = 75 \times 115 \times 20$$

(2) 轴承的校核

现选择高速轴上的一对角接触轴承 7307AC 进行校核

1. 轴承在垂直面的受力

$$F_{1V} = \frac{F_r \times 30.5 - F_a \times 25}{136} = 98 \text{N}$$

$$F_{2V} = \frac{F_r \times 105.5 + F_a \times 25}{136} = 1376 \text{N}$$

$$F_A = 1036.8 \text{N}$$

$$F_{r1} = 884 \text{N}$$

2. 轴承在水平面的受力

$$F_{r2} = 3334 \text{N}$$

$$F_{H1} = \frac{F_t \times 30.5}{136} = 878N$$

$$F_{H2} = \frac{F_t \times 105.5}{136} = 3036N$$

3.轴承所受的轴向外载荷 $F_A = 1036.8N$

$a = 20^\circ$

4.轴承所受的载荷

$$F_{r1} = \sqrt{F_{1V}^2 + F_{H1}^2} = \sqrt{98^2 + 878^2} = 884N$$

$$F_{r2} = \sqrt{F_{2V}^2 + F_{H2}^2} = \sqrt{1376^2 + 3036^2} = 3334N$$

5. 对于 70000AC 型轴承, $a = 20^\circ$, 轴承的内部轴向力

$$F_s = 0.68 \times F_r \quad \text{所以}$$

$e = 0.68$

$$F_{s1} = 0.68 F_{r1} = 0.68 \times 884 = 601N$$

$$F_{s2} = 0.68 F_{r2} = 0.68 \times 3334 = 2267N$$

因为 $F_{s1} + F_A = 601 + 1036.8 = 1368N < F_{s2} = 2267N$

$$F_{a1} = F_{s2} - F_A = 2267 - 1036.8 = 1230N$$

$$F_{a2} = 2267N$$

6.求轴承的当量载荷 查表得 $e = 0.68$

$$\text{对于轴承 1} \quad \frac{F_{a1}}{F_{r1}} = \frac{1230}{884} = 1.39 > 0.68$$

$$\text{对于轴承 2} \quad \frac{F_{a2}}{F_{r2}} = \frac{2267}{3334} = 0.68$$

查表可得径向载荷系数和轴向载荷系数分别为:

$$\text{对于轴承 1} \quad X_1 = 0.41, \quad Y_1 = 0.87$$

$$\text{对于轴承 2} \quad X_2 = 1, \quad Y_2 = 0$$

当量动载荷

7307AC 轴
承适用

$$P_1 = X_1 F_{r1} + Y_1 F_{a1} = 0.41 \times 884 + 0.87 \times 1230 = 1433N$$

$$P_2 = X_2 F_{r2} + Y_2 F_{a2} = 1 \times 3334 + 0 = 3334 N$$

7. 求轴承应具有的额定动载荷

因 $P_1 < P_2$ 则有

$$C = \frac{f_p P_2}{f_t} \sqrt[3]{\frac{60 n_1 L_n}{10^6}} = 3334 \times \sqrt[3]{\frac{60 \times 514 \times 2 \times 8 \times 365 \times 8}{10^6}} = 37656 N < C_r = 290000 N$$

故所选 7307AC 轴承适用。(其它轴上的轴承用相同的方法校核也适用, 过程略)

十. 键的选择及校核

1. 高速轴上带轮与轴用 C 型平键, 尺寸为 $b \times h \times L = 8 \times 7 \times 50$

键、轴承和轮毂材料都为钢查表可得 $[\sigma_p] = 120 \sim 150 MP_a$

取其平均值, $[\delta_p] = 135 MP_a$

键的工作长度 $l = L - \frac{b}{2} = 50 - 4 = 46 mm$

$$\text{则 } \sigma_p = \frac{2T}{hld} = \frac{2 \times 9.717 \times 10^4}{8 \times 46 \times 25} = 21 MP_a < [\sigma_p], \text{ 故合适。}$$

所以选用: 键 C 8×50 GB/T 1096-2003

2. 中间轴上齿轮与轴选用普通平键 A 型, 尺寸为 $b \times h \times L = 16 \times 10 \times 20$ (键 16×20 GB1096-2003), 经校核合适, 校核过程同上。

3. 低速轴上与大齿轮连接时用 A 型平键, 尺寸为 $b \times h \times L = 25 \times 14 \times 40$ (键 25×40 GB1096-2003)。

低速轴与联轴器连接用 A 型平键, 其尺寸为

1. 键 C

8×50

GB/T

1096-200

3

2. 键 16×20

GB1096-2

003

3. 键

18×100 GB/

T1096-2003

TL10 联轴

$b \times h \times L = 18 \times 11 \times 100$ ((键18×100 GB/T1096-2003), 校核合适, 校核过程同上。

十一.联轴器的选择

联轴器的计算转矩 $T_{ca} = K_A T_3$, 查表可得, 考虑到转矩变化小, 故取 $K_A = 1.3$

$$T_{ca} = K_A T_3 = 1.3 \times 1000.67 = 1300.8 N \cdot m$$

查表可选弹性套柱销联轴器 TL10, 它的公称转矩为 2000N. m, 半联轴器的孔径 $d_1 = 63mm$, 长度 $L = 142mm$, 半联轴器与轴配合的毂孔长度 $L_1 = 107mm$ 。

十二.箱体的结构设计

减速器的箱体采用铸造 (HT200) 制成, 采用剖分式结构为了保证齿轮啮合质量, 大端盖分机体采用 $\frac{H7}{is6}$ 配合.

1. 机体有足够的刚度

在机体为加肋, 外轮廓为长方形, 增强了轴承座刚度

2. 考虑到机体内零件的润滑, 密封散热。

因其传动件速度小于 12m/s, 故采用侵油润油, 同时为了避免油搅得沉渣溅起, 齿顶到油池底面的距离 H 为 40mm, 为保证机盖与机座连接处密封, 联接凸缘应有足够的宽度, 联接表面应精加工, 其表面粗糙度为 $6.3 \mu m$

3. 机体结构有良好的工艺性.

铸件壁厚为 10, 圆角半径为 $R=3$ 。机体外型简单, 拔模方便.

4. 对附件设计

器

A 视孔盖和窥视孔

在机盖顶部开有窥视孔，能看到 传动零件齿合区的位置，并有足够的空间，以便于能伸入进行操作，窥视孔有盖板，机体上开窥视孔处应设计凸台，以便于机械加工出支承盖板的表面，并用垫片加强密封，盖板用铸铁制成，用 M6 螺钉紧固

B 放油孔和螺塞：

放油孔位于油池最底处，并安排在减速器，不与其他部件靠近的一侧，以便放油，放油孔用螺塞堵住，因此油孔处的机体外壁应设置凸台，并加封油圈加以密封。

C 油标：

油标位在便于观察减速器油面及油面稳定之处。

油尺安置的部位不能太低，以防油进入油尺座孔而溢出。

D 通气孔：

由于减速器运转时，机体内温度升高，气压增大，为便于排气，在机盖顶部的窥视孔改上安装通气器，以便达到体内为压力平衡。

E 盖螺钉：

启盖螺钉上的螺纹长度要大于机盖联结凸缘的厚度。

钉杆端部要做成圆柱形，以免破坏螺纹。

F 定位销：

为保证剖分式机体的轴承座孔的加工及装配精度，在机体联结凸缘的长度方向各安装一个圆锥定位销，以提高定位精度。

G 吊钩：

在机盖上直接铸出吊钩和吊环，用以起吊或搬运较重的物体。

四、减速器机体结构尺寸如下：

名称	符号	计算公式	结果
箱座壁厚	σ	$\sigma = 0.025a + 3 \geq 8$	10
箱盖壁厚	σ_1	$\sigma_1 = 0.02a + 3 \geq 8$	9
箱盖凸缘厚度	b_1	$b_1 = 1.5\sigma_1$	12
箱座凸缘厚度	b	$b = 1.5\sigma$	15
箱座底凸缘厚度	b_2	$b_2 = 2.5\sigma$	25
地脚螺钉直径	d_f	$d_f = 0.036a + 12$	M20
地脚螺钉数目	n	查手册	4
轴承旁联接螺栓直径	d_1	$d_1 = 0.75d_f$	M16
机盖与机座联接螺栓直径	d_2	$d_2 = (0.5 \sim 0.6) d_f$	M10
轴承端盖螺钉直径	d_3	$d_3 = (0.4 \sim 0.5) d_f$	10(6个)
视孔盖螺钉直径	d_4	$d_4 = (0.3 \sim 0.4) d_f$	8

定位销直径	d	$d = (0.7 \sim 0.8) d_2$	8
d_f, d_1, d_2 至外机壁 距离	C_1	查机械课程设计指导 书表 4	26 22 18
d_f, d_2 至 凸缘边缘 距离	C_2	查机械课程设计指导 书表 4	24 16
外机壁至 轴承座端 面距离	l_1	$l_1 = C_1 + C_2 + (8 \sim 12)$	50
大齿轮顶 圆与内机 壁距离	Δ_1	$\Delta_1 > 1.2\sigma$	15
齿轮端面 与内机壁 距离	Δ_2	$\Delta_2 > \sigma$	10
机盖, 机座 肋厚	m_1, m	$m_1 \approx 0.85\sigma_1, m \approx 0.85\sigma$	$m_1 \approx 9$ $m \approx 8$
轴承端盖 外径	D_2	$D_2 = D + (5 \sim 5.5) d_3$	130 (1 轴) 140 (2 轴) 165 (3 轴)
轴承旁联 结螺栓距 离	S	$S \approx D_2$	1300 (1 轴) 140 (2 轴) 165 (3 轴)

十三. 密封件, 润滑剂及润滑方式的选择

1. 密封件

密封的主要目的是防止灰尘、水分等进入轴承, 并阻止润滑剂的流失。因为此减速器的工作条件无特殊要求,

所以选择密封圈密封即可。

2. 齿轮润滑

因为两对齿轮啮合的圆周速度都小于 12m/s，所以采用油池润滑。常用润滑油的主要性能和用途，选用 L-CKB 工业闭式齿轮油，浸油深度取为浸没大齿轮齿顶 10mm

3. 滚动轴承

因为

高速轴 $d \cdot n = 35 \times 514 = 0.179 \times 10^5 < 1.5 \times 10^5$

中间轴 $d \cdot n = 40 \times 136 = 0.0544 \times 10^5 < 1.5 \times 10^5$

低速轴 $d \cdot n = 75 \times 46 = 0.0345 \times 10^5 < 1.5 \times 10^5$

所以轴承均采用润滑脂润滑，查表根据常用润滑脂的主要性能和用途，选用滚动轴承脂（ZGN69-2）润滑。

设计小结

作为一名材料成型与控制专业的大三学生，我觉得能做类似的课程设计是十分有意义，而且是十分必要的。在已度过的大三的时间里我们大多数接触的是专业基础课。我们在课堂上掌握的仅仅是专业基础课的理论面，如何去锻炼我们的实践面？如何把我们所学到的专业基础理论知识用到实践中去呢？我想做类似的大作业就为我们提供了良好的实践平台。在做本次课程设计的过程中，遇到了许多困难，一遍又一遍的计算，一次又一次的设计方案修改这都暴露出了，前期我在这方面的知识欠缺和经验不足，接受了盲目计算的教训。为了让自己的设计更加完善，更加符合工程标准，一次次翻阅机械设计手册是十分必要的，同时也是必不可少的。我们是在作设计，但我们不是艺术家。他们可以抛开实际，尽情在幻想的世界里翱翔，我们是工程师，一切都要有据可依.有理可寻，不切实际的构想永远只能是构想，永远无法升级为设计。

作为一名机械类专业学生掌握手工制图同样是必不可少的，由于本次大作业要求用手工制装配图，使我锻炼了动手能力，且手工绘图可以很快发现设计的不足，可以及时的进行改动。同时还得到了老师同学的帮助，在这一并表示感谢。

而且在做的过程中把以前的所学的各学科进行整合应用。我以前学这些，觉得好难就是因为我们没有把自己放在使用者的角度，单单是为了学而学，这样效率当然不会高。边学边用这样才

会提高效率，这是我作本次课程设计的第二大收获。但是由于水平有限，难免会有错误，望老师批评指正。

参考文献

- 【1】杨可桢等编著·机械设计基础·北京：高等教育出版社，2006
- 【2】王昆等编著·机械设计课程设计·北京：高等教育出版社，1995
- 【3】廖念钊等编著·互换性与技术测量,北京：中国计量出版社，
2009
- 【4】邓文英等编著·金属工艺学·北京：高等教育出版社，2008