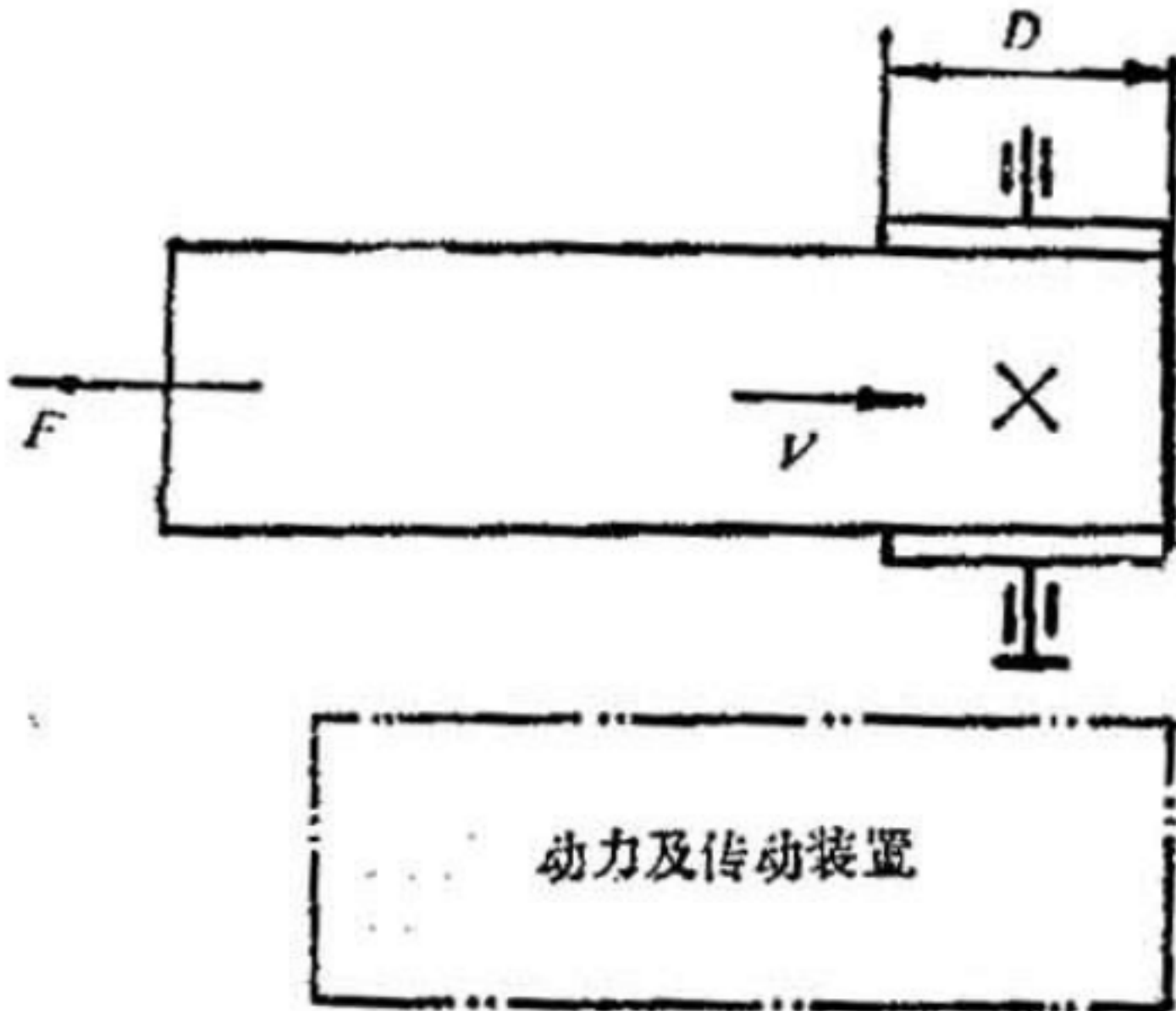


目录

一 . 设计任务书	2
二 . 传动装置总体设计	3
三 . 电动机的选择	4
四 . V 带设计	6
五 . 带轮 的设计	8
六 . 齿轮 的设计 及校核.....	9
七 . 高速 轴的设计 校核.....	14
八 . 低速 轴的设计和校核.....	21
九 . 轴承强度的校核.....	29
十 . 键 的选择 和校核.....	31
十一 . 减速箱的 润滑方式和密封 种类 的选择	32
十二 . 箱体的 设置.....	33
十三 . 减速器附件的 选择	35
十四 . 设计总结	37
十五 . 参考文献	38

一. 任务设计书

题目 A：设计用于带式运输机的传动装置



原始数据：

数据编号	A1	A2	A3	A4	A5	A6	A7	A8	A9	A10
运输带工作拉力 $F(N)$	1500	2200	2300	2500	2600	2800	3300	4000	4800	3000
运输带工作速度 $V(m/s)$	1.1	1.1	1.1	1.1	1.1	1.4	1.2	1.6	1.25	0.8
卷筒直径 $D(mm)$	220	240	300	400	200	350	350	400	500	250

工作条件：一半制，连续单向运转。载荷平稳，室内工作，有粉尘（运输带于卷筒及支撑间，包括卷筒轴承的摩擦阻力影响已经在 F 中考虑）。

使用年限：十年，大修期三年。

生产批量：十台。

生产条件：中等规模机械厂，可加工 7~8 级齿轮及蜗轮。

动力来源：电力，三相交流（380/220）。

运输带速度允许误差： $\pm 5\%$ 。

设计工作量：1.减速器装配图一张（A3）

2.零件图（1~3）

3.设计说明书一份

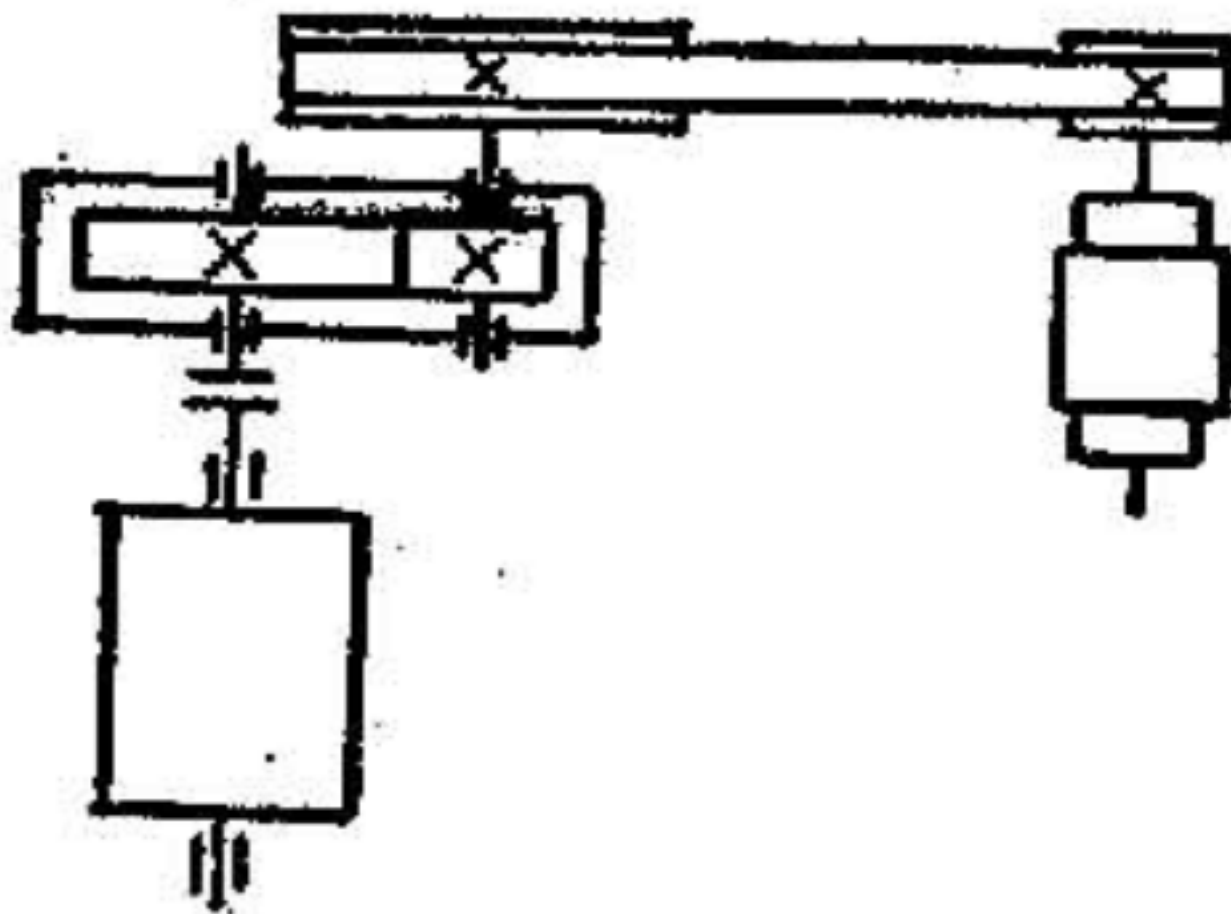
个人设计数据：

运输带的工作拉力 $T(\text{N/m})$ 4800

运输机带速 $V(\text{m/s})$ 1.25

卷筒直径 $D(\text{mm})$ 500

已给方案



三．选择电动机

1．传动装置的总效率：

$$\eta = \eta_1 \eta_2 \eta_3 \eta_4 \eta_5$$

式中： η_1 为 V 带的传动效率，取 $\eta_1=0.96$ ；

η_2 为两对滚动轴承的效率，取 $\eta_2=0.99$ ；

η_3 为一对圆柱齿轮的效率，取 $\eta_3=0.97$ ；

η_4 为弹性柱销联轴器的效率，取 $\eta_4=0.98$ ；

η_5 为运输滚筒的效率，取 $\eta_5=0.96$ 。

所以，传动装置的总效率 $\eta = 0.96 \times 0.99 \times 0.99 \times 0.97 \times 0.98 \times 0.96 = 0.86$

电动机所需要的功率

$$P = FV / \eta = 4800 \times 1.25 / (0.86 \times 1000) = 6.97 \text{KW}$$

2．卷筒的转速计算

$$n_w = 60 \times 1000V / D = 60 \times 1000 \times 1.25 / 3.14 \times 500 = 47.7 \text{r/min}$$

V 带传动的传动比范围为 $i_1 \in [2, 4]$ ；机械设计第八版 142 页

一级圆柱齿轮减速器的传动比为 $i_2 \in [8, 10]$ ；机械设计第八版 413 页

总传动比的范围为 $[16, 40]$ ；

则电动机的转速范围为 $[763, 1908]$ ；

3．选择电动机的型号：

根据工作条件，选择一般用途的 Y 系列三相异步电动机，根据电动机所需的功率，并考虑电动机转速越高，总传动比越大，减速器的尺寸也相应的增大，所以选用 Y160M-6 型电动机。额定功率 7.5KW，满载转速 971 (r/min)，额定转矩 2.0 (N/m)，最大转矩 2.0 (N/m)

4、计算传动装置的总传动比和分配各级传动比

总传动比 $i_b = n/n_w = 971/47.7 = 20.3$

式中： n 为电动机满载转速；

n_w 为工作机轴转速。

取 V 带的传动比为 $i_1 = 3$ ，则减速器的传动比 $i_2 = i_b/3 = 10.03$ ；

5. 计算传动装置的运动和动力参数

6. 计算各轴的转速。

轴： $n_1 = n/i_1 = 971/3 = 323.6 \text{ r/min}$ ；

轴： $n_2 = n_1/6.76 = 47.7 \text{ r/min}$

卷筒轴： $n_3 = n_2 = 47.7 \text{ r/min}$

7. 计算各轴的功率

轴： $P_1 = P \times \eta_1 = 6.97 \times 0.96 = 6.5184 \text{ (KW)}$ ；

轴 $P_2 = P_1 \times \eta_2 \times \eta_3 = 6.5184 \times 0.99 \times 0.97 = 6.25 \text{ (KW)}$ ；

卷筒轴的输入功率： $P_3 = P_2 \times \eta_4 \times \eta_5 = 6.25 \times 0.98 \times 0.99 = 6.06 \text{ (KW)}$

8. 计算各轴的转矩

电动机轴的输出转矩： $T_1 = 9550 \times P/n = 9660 \times 6.97/971 = 68.5 \text{ N} \cdot \text{m}$

轴的转矩： $T_2 = T_1 \times i_1 \times \eta_1 \times \eta_2 = 68.5 \times 3 \times 0.96 \times 0.99 = 195.3 \text{ N} \cdot \text{m}$

轴的转矩： $T_3 = T_2 \times i_2 \times \eta_2 \times \eta_3 = 195.3 \times 6.76 \times 0.99 \times 0.97 = 1267.8 \text{ N} \cdot \text{m}$

第二部分 传动零件的计算

四.V 型带零件设计

1. 计算功率：

$$P_{CA} = K_A \times P = 1.3 \times 7.5 = 9.75$$

K_A ----- 工作情况系数，查表取值 1.3; 机械设计第八版 156 页

P ----- 电动机的额定功率

2.选择带型

根据 $p_{CA} = 9.75$, $n=971$,可知选择 B 型 ; 机械设计第八版 157 页

由表 8 - 6 和表 8 - 8 取主动轮基准直径

$$d_{d1} = 140 \text{ mm}$$

则从动轮的直径为 $d_{d2} = 420$

据表 8 - 8 , 取 $d_{b2} = 450 \text{ mm}$

3.验算带的速度

$$v = \frac{\pi d_{d1} n}{60 \times 1000} = \frac{3.14 \times 140 \times 971}{60 \times 1000} = 7.11 \text{ m/s}$$

机械设计第八版 157 页

7.11m/s < 25m/s

V 带的速度合适

4、确定普通 V 带的基准长度和传动中心矩

根据 $0.7(d_{d1} + d_{d2}) < a_0 < 2(d_{d1} + d_{d2})$, 初步确定中心矩

机械设计第八版 152 页

$$a_0 = 1000 \text{ mm}$$

5.计算带所需的基准长度 :

$$L_{d0} = 2a_0 + \pi(d_{d1} + d_{d2})/2 + (d_{d2} - d_{d1})^2 / 4a_0 =$$

$$2 \times 1000 + 3.14 \times (450 + 140) / 2 + (450 - 140)^2 / (4 \times 1000) = 2950.6 \text{ mm}$$

机械设计第八版 158 页

由表 8 - 2 选带的基准长度 $L_d = 3150\text{mm}$

6. 计算实际中心距 a

$$a = a_0 + (L_d - L_{d0}) / 2 = 1000 + (3150 - 2950) / 2 = 1100\text{mm}$$

机械设计第八版 158 页

验算小带轮上的包角 α_1

$$\alpha_1 = 180^\circ - (d_{d2} - d_{d1}) \times 57.3^\circ / a = 163.9^\circ > 90^\circ$$

7. 确定带的根数 Z

$$Z = \frac{P_{ca}}{(p_0 + \Delta p_0) k_\alpha k_i}$$

机械设计第八版 158 页

由 $n = 971 \text{ r/min}$, $d_{d1} = 140 \text{ mm}$, $i = 3$ 查表 8 - 4a 和表 8 - 4b

得 $p_0 = 1.68$, $\Delta p_0 = 0.31$

查表 8 - 5 得: $k_\alpha = 0.955$, 查表 8 - 2 得: $k_i = 1.07$, 则

$$Z = \frac{P_{ca}}{(p_0 + \Delta p_0) k_\alpha k_i} = 9.75 / (1.68 + 0.31) 0.955 \times 1.07 = 4.794$$

取 $Z = 5$ 根

8. 计算预紧力

$$F_0 = 500 \frac{P_{ca}}{VZ} \left(\frac{2.5}{k_\alpha} - 1 \right) + q v^2$$

机 158 页

查表 8-3 得 $q = 0.18 \text{ (kg/m)}$

$$\text{则 } F_0 = 500 \times \frac{9.75}{7.11 \times 5} \times \left(\frac{2.5}{0.955} - 1 \right) + 0.18 \times 7.11^2 = 230.8\text{N}$$

9.计算作用在轴上的压轴力

$$F_p = 2zF_0 \sin(\alpha_1 / 2) = 2 \times 5 \times 230.8 \times \sin 81.95^\circ = 2285.2\text{N}$$

机械设计第八版 158

页

五.带轮结构设计

带轮的材料采用铸铁

主动轮基准直径 $d_{d1} = 140$, 故采用腹板式 (或实心式) , 从动轮基准直径

$d_{d2} = 450$, 采用孔板式。

六. 齿轮的设计

1. 选定齿轮的类型, 精度等级, 材料以及齿数;

(1) .按传动方案, 选用直齿圆柱齿轮传动;

(2).减速器运输机为一般工作机器, 工作速度不是太高, 所以选用 7 级精度

(GB10095-88) ;

(3).选择材料。由表 10-1 可选择小齿轮的材料为 45Gr(调质), 硬度为 280HBS , 大齿轮的材料为 45 刚(调质) , 硬度为 240HBS , 二者的材料硬度相差为 40HBS。

(4).选小齿轮的齿数为 24 , 则大齿轮的齿数为 $24 \times 6.76 = 162.24$, 取 $z_2 = 163$

2 按齿面接触强度进行设计

由设计公式进行计算, 即

$$d_{1t} \geq 2.32^3 \sqrt{\frac{k_t T_1}{\phi_d} \cdot \frac{u+1}{u} \left(\frac{Z_E}{[\sigma_H]} \right)^2}$$

机械设计第八版 203 页

选用载荷系数 $k_t = 1.3$

计算小齿轮传递的转矩

$$T_1 = 95.5 \times 10^5 P_1 / n_1 = 95.5 \times 10^5 \times 6.518 / 480 = 12.9684 \times 10^4 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

由表 10-7 选定齿轮的齿宽系数 $\phi_d = 1$; 机械设计第八版 205 页

由表 10-6 查得材料的弹性影响系数 $Z_E = 189.8 \text{ MPa}^{-0.5}$

由图 10-21d 按齿面硬度查得小齿轮的接触疲劳强度极限 $\sigma_{H \text{ lim } 1} = 600 \text{ MPa}$; 大齿轮的接触疲劳强度极限 $\sigma_{H \text{ lim } 2} = 550 \text{ MPa}$

3. 计算应力循环次数

$N_1 = 60 n_1 j L_h = 60 \times 323.6 \times 1 \times (24 \times 365 \times 10) = 1.7 \times 10^9$; 机械设计第八版 206 页

$N_2 = 2.522 \times 10^9 / 6.76 = 0.37 \times 10^9$

取接触疲劳寿命系数 $K_{HN 1} = 0.89$, $K_{HN 2} = 0.895$; 机械设计第八版 207 页

4. 计算接触疲劳许用应力。

取失效概率为 1% , 安全系数 $S=1$, 得

$$[\sigma_H]_1 = \frac{K_{HN 1} \sigma_{H \text{ lim } 1}}{S} = 534$$

$$[\sigma_H]_2 = \frac{K_{HN 2} \sigma_{H \text{ lim } 2}}{S} = 492.25$$

机械设计第八版 205 页

5. 计算接触疲劳许用应力。

1) 试算小齿轮分度圆的直径 d_{1t} , 带入 $[\sigma_H]$ 中较小的值

$$d_{1t} \geq 2.32 \sqrt[3]{\frac{K_t T_1}{\phi_d} \cdot \frac{u+1}{u} \left(\frac{Z_E}{[\sigma_H]} \right)^2} = 2.32 \sqrt[3]{\frac{1.3 \times 12.9684 \times 10^4}{1} \times \frac{7.76}{6.76} \times \left(\frac{189.8}{492.25} \right)^2} = 71 \text{ mm}$$

(1) 计算圆周的速度 v

$$v = \frac{\pi d_{1t} n_1}{60 \times 1000} = \frac{3.14 \times 71 \times 323.6}{60 \times 1000} = 1.20 \text{ mm/s}$$

(2) 计算齿宽 b

$$b = \phi_d d_{1t} = 1 \times 71 \text{ mm} = 71 \text{ mm}$$

(3) 计算齿宽和齿高之比。

$$\text{模数 } m_t = \frac{d}{z_1} = 2.95 \text{ mm}$$

$$\text{齿高 } h = 2.25 m_t = 2.25 \times 2.95 = 6.63 \text{ mm}$$

$$\frac{b}{h} = \frac{70.3}{6.58} = 11$$

(4) 计算载荷系数。

根据 $V=1.2\text{mm/s}$; 7 级精度, 可查得动载系数 $k_v = 0.6$; 机械设计第八版 194 页

$$\text{直齿轮 } k_{H\alpha} = k_{F\alpha} = 1;$$

可得使用系数 $k_A = 1$; 机械设计第八版 193 页

用插图法查得 7 级精度, 小齿轮相对支承非对称布置时, $k_{H\beta} = 1.423$;

机械设计第八版 196 页

$$\text{由 } \frac{b}{h} = 10.68, k_{H\beta} = 1.423 \text{ 可得 } k_{F\beta} = 1.36$$

$$\text{故载荷系数 } K = k_A \times k_v \times k_{H\alpha} \times k_{H\beta} = 1 \times 0.6 \times 1 \times 1.423 = 0.8538$$

机械设计第八版 192 页

(5) 按实际的载荷的系数校正所算得分度圆直径。

$$d_1 = d_t \sqrt[3]{\frac{K}{K_t}} = 71 \sqrt[3]{\frac{0.8538}{1.3}} = 61.6 \text{ mm}$$

(6) 计算模数 m 。

$$m = \frac{d_1}{z_1} = \frac{61.6}{24} = 2.56 ;$$

6. 按齿根弯曲强度设计

弯曲强度的计算公式

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{2KT_1}{\phi_d Z_1^2} \left(\frac{Y_{Fa} Y_{Sa}}{\sigma_F} \right)} ; \text{ 机械设计第八版 201 页}$$

(1) 确定公式内各计算数值

1) 查表可得小齿轮的弯曲疲劳强度极限 $\sigma_{FE1} = 500 \text{ Mpa}$;

大齿轮的弯曲强度极限 $\sigma_{FE2} = 380 \text{ Mpa}$ 机械设计第八版 209 页

2) 查表可得弯曲疲劳寿命系数 $K_{FN1} = 0.86$, $K_{FN2} = 0.87$;

3) 计算弯曲疲劳许用应力。

取弯曲疲劳安全系数 $S = 1.4$, 由式可得

$$[\sigma_F]_1 = \frac{K_{FN1} \sigma_{FE1}}{S} = \frac{0.86 \times 500}{1.4} = 307.14 \text{ Mpa}$$

$$[\sigma_F]_2 = \frac{K_{FN2} \sigma_{FE2}}{S} = \frac{0.87 \times 380}{1.4} = 236.14 \text{ Mpa}$$

计算载荷系数 K

$$K = K_A K_V K_{F\alpha} K_{F\beta} = 1 \times 0.6 \times 1 \times 1.36 = 0.816$$

查取齿形系数。

查得 $Y_{Fa1} = 2.65$ $Y_{Fa2} = 2.06$

机械设计第八版 200 页

6) 查取应力校正系数。

查表可得 $Y_{Sa1} = 1.58$ $Y_{Sa2} = 1.97$

机械设计第八版 200 页

计算大、小齿轮的 $\frac{Y_{Fa} Y_{Sa}}{[\sigma_F]}$ 并加以比较。

$$\frac{Y_{Fa1} Y_{Sa1}}{[\sigma_F]_1} = \frac{2.65 \times 1.85}{307.14} = 0.0159$$

$$\frac{Y_{Fa2} Y_{Sa2}}{[\sigma_F]_2} = \frac{2.06 \times 1.97}{236.14} = 0.0172$$

大齿轮的数值大。

(2) 设计计算。

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{2 \times 0.816 \times 12.9684 \times 10^4}{1 \times 24^2} \times 0.0172} = 1.84$$

对比计算结果，由齿面接触疲劳强度计算的模数 m 大于由齿根弯曲疲劳强度计算的模数，由于齿轮模数 m 的大小主要取决于弯曲强度所决定的承载能力，而齿面接触疲劳强度所决定的承载能力，仅与齿轮直径（即模数与齿数的乘积）有关，可取由弯曲强度算得的模数 2.3 并就近圆整为标准值 $m=2$ ，按接触强度计算得分度圆直径 $d_1=71 \text{ mm}$ ，算出小齿轮数

$$z_1 = \frac{d_1}{m} = \frac{71}{2} = 31$$

大齿轮的齿数 $z_2 = 6.76 \times 31 = 210$

这样设计出的齿轮传动，既满足了齿面接触疲劳强度，又满足了齿根弯曲疲劳强度，并做到结构紧凑，避免了浪费

4.几何尺寸的计算

(1) 计算分度圆直径

$$d_1 = z_1 m = 64 \text{ mm}$$

$$d_2 = z_2 m = 420 \text{ mm}$$

(2) 计算中心距

$$a = \frac{d_1 + d_2}{2} = 242 \text{ mm}$$

(3) 计算齿轮的宽度

$$b = \phi_d d_1 = 64 \text{ mm}$$

七. 轴的设计与校核

高速轴的计算。

(1) 选择轴的材料

选取 45 钢，调制处理，参数如下：

硬度为 HBS= 220

抗拉强度极限 $B = 650\text{MPa}$

屈服强度极限 $s = 360\text{MPa}$

弯曲疲劳极限 $-1 = 270\text{MPa}$

剪切疲劳极限 $-1 = 155\text{MPa}$

许用弯应力 $[-1] = 60\text{MPa}$

二初步估算轴的最小直径

由前面的传动装置的参数可知 $n_1 = 323.6 \text{ r/min}$; $p_1 = 6.5184(\text{KW})$; 查表

可取 $A_o = 115$;

机械设计第八

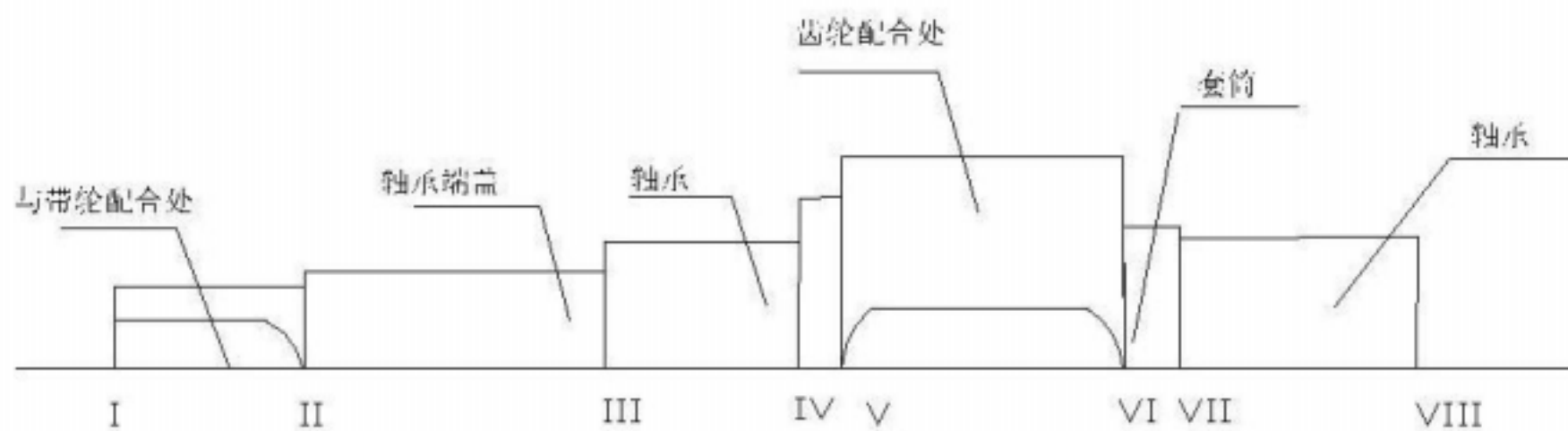
版 370 页表 15-3

$$d_{\min} = A_o \sqrt[3]{\frac{p_1}{n_1}} = 115 \times \sqrt[3]{\frac{6.518}{323.6}} = 31.26\text{mm}$$

三．轴的机构设计

(1) 拟定轴上零件的装配方案

如图（轴 1），从左到右依次为轴承、轴承端盖、小齿轮 1、轴套、轴承、带轮。



(2) 根据轴向定位的要求确定轴的各段直径和长度

1.轴的最小直径显然是安装带轮处的直径 d_{I} ，取 $d_{\text{I}} = 32 \text{ mm}$ ，为了保证轴端挡圈只压在带轮上而不压在端面上，故 I 段的长度应比带轮的宽度略短一些，取带轮的宽度为 50 mm ，现取 $l_{\text{I}} = 47 \text{ mm}$ 。

带轮的右端采用轴肩定位，轴肩的高度 $h = 0.07 d_{\text{I}} \sim 0.1 d_{\text{I}}$ ，取 $h = 2.5 \text{ mm}$ ，则 $d_{\text{II}} = 37 \text{ mm}$ 。

轴承端盖的总宽度为 20 mm ，根据轴承端盖的拆装及便于对轴承添加润滑脂的要求，取盖端的外端面与带轮的左端面间的距离 $l = 30 \text{ mm}$ ，故取 $l_{\text{II}} = 50 \text{ mm}$ 。

2.初步选责滚动轴承。因为轴主要受径向力的作用，一般情况下不受轴向力的作用，故选用深沟球滚动轴承，由于轴 $d_{\text{II}} = 37 \text{ mm}$ ，故轴承的型号为 6208，其尺寸为 $d = 40 \text{ mm}$ ， $D = 80 \text{ mm}$ ， $B = 18 \text{ mm}$ 。所以 $d_{\text{III}} = d_{\text{IV}} = 40 \text{ mm}$ ， $l_{\text{III}} = l_{\text{IV}} = 18 \text{ mm}$

3.取做成齿轮处的轴段 - 的直径 $d_{\text{V}} = 45 \text{ mm}$ ， $l_{\text{V}} = 64 \text{ mm}$

取齿轮距箱体内壁间距离 $a = 10 \text{ mm}$ ，考虑到箱体的铸造误差，

4.在确定滚动轴承位置时，应距箱体内壁一段距离 s ，

取 $s = 4 \text{ mm}$ ，则

$$l_{\text{IV}} = s + a = 4 \text{ mm} + 10 \text{ mm} = 14 \text{ mm}$$

$d = 48\text{mm}$

同理 $l = s+a=14\text{mm}$, $d = 43\text{mm}$

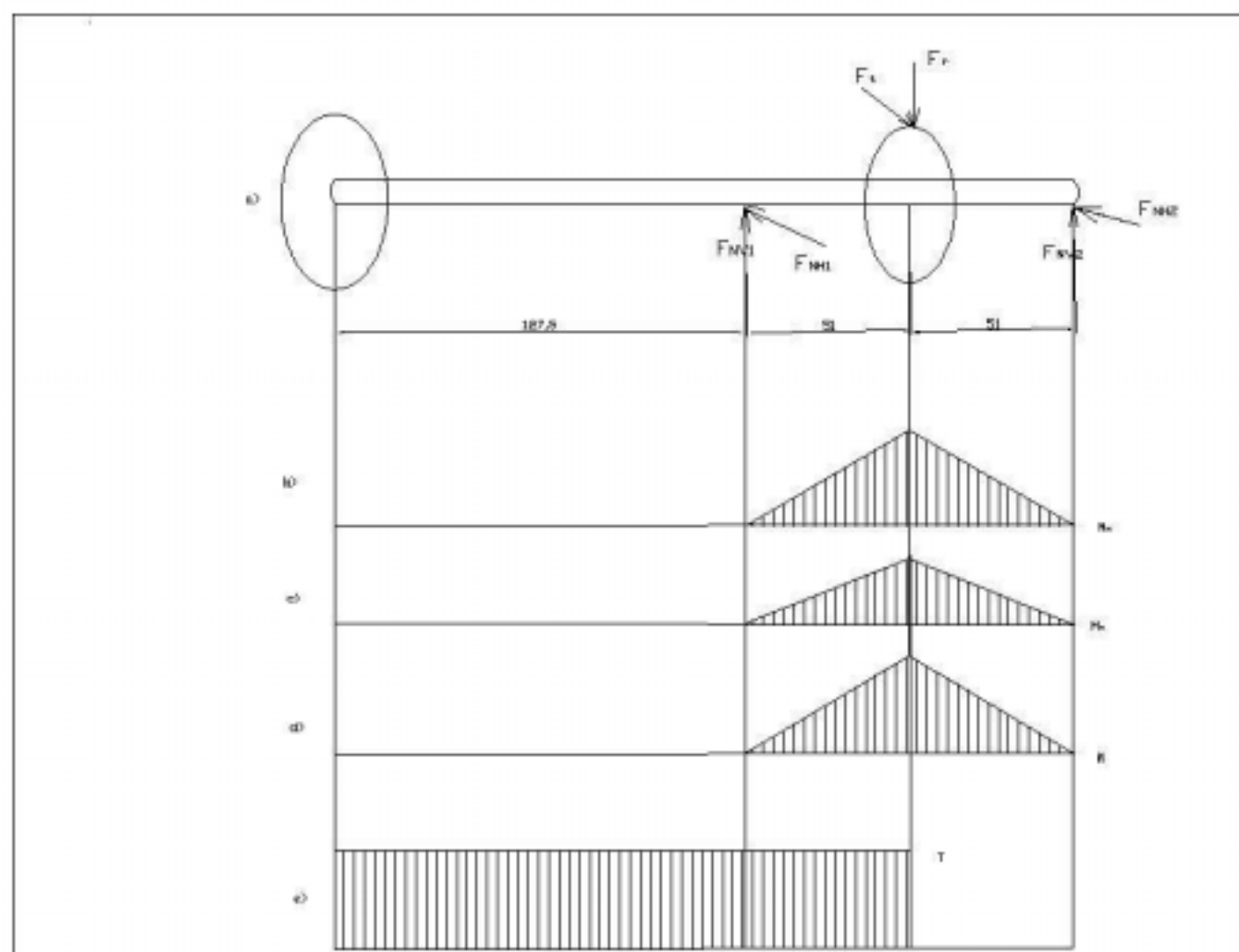
至此，已经初步确定了各轴段的长度和直径

(3) 轴上零件的轴向定位

齿轮，带轮和轴的轴向定位均采用平键链接（详细的选择见后面的键的选择过程）

(4) 确定轴上的倒角和圆角尺寸

参考课本表 15 - 2，取轴端倒角为 $1 \times 45^\circ$ ，各轴肩处的圆角半径 $R=1.2\text{mm}$



(四) 计算过程

1. 根据轴的结构图作出轴的计算简图，如图，对于 6208 深沟球 滚轴承的

$a = 9\text{mm}$ ，简支梁的轴的支承跨距：

$$L = L_2 + L_3 = l_1 + l_2 + l_3 + l_4 - 2a =$$

$$18+14+64+14+18-2 \times 9=120\text{mm}$$

$$L_1=47+50+9=106\text{mm}, L_2=55\text{mm}, L_3=65\text{mm}$$

2.作用在齿轮上的力

$$F_t = \frac{2T_1}{d_2} = \frac{2 \times 195.3}{420} = 916.6\text{N}$$

$$F_r = F_t \frac{\tan \alpha}{\cos \beta} = 333.6\text{N}$$

$$F_a = F_t = 916.6\text{N}$$

计算支反力

水平方向的 $M \neq 0$, 所以

$$F_{HN2} \cdot 110 - F_t \cdot 55 = 0, \quad F_{HN2} = 458.3\text{N}$$

$$F_{NH1} \cdot 110 - F_t \cdot 65 = 0, \quad F_{NH1} = 541.6\text{N}$$

垂直方向的 $M \neq 0$, 有

$$F_{NV1} \cdot 110 - F_r \cdot 65 = 0, \quad F_{NV1} = 197\text{N}$$

$$F_{NV2} \cdot 110 - F_r \cdot 55 = 0, \quad F_{NV2} = 166.8\text{N}$$

计算弯矩

水平面的弯矩

$$M_{CH} = F_{NH2} \times L_3 = 458.3 \times 65 = 29789.5\text{N} \cdot \text{mm}$$

垂直面弯矩

$$M_{CV1} = F_{NV1} \times L_2 = 197 \times 55 = 10840\text{N} \cdot \text{mm}$$

$$M_{CV2} = F_{NV2} \times L_3 = 166.8 \times 65 = 10840\text{N} \cdot \text{mm}$$

合成弯矩

$$M_{C1} = \sqrt{M_{CH}^2 + M_{CV1}^2} = 31700\text{N} \cdot \text{mm}$$

$$M_{C2} = \sqrt{M_{CH}^2 + M_{CV2}^2} = 31700\text{N} \cdot \text{mm}$$

根据轴的计算简图做出轴的弯矩图和扭矩图，可看出 C 为危险截面，现将计

算出的截面 C 处的 M_V 、 M_H 及 M 的值列于下表：

载荷	水平面 H	垂直面 V
支反力	$F_{NH1} = 541.6N$	$F_{HV1} = 197N$
	$F_{NH2} = 458.3N$	$F_{HV2} = 166.8N$
弯矩	$M_H = 29789.5 \text{ N} \cdot \text{mm}$	$M_{V1} = M_{V2} = 10840 \text{ N} \cdot \text{mm}$
总弯矩	$M_1 = 31700 \text{ N} \cdot \text{mm}$	$M_2 = 31700 \text{ N} \cdot \text{mm}$
扭矩	$T = 195300 \text{ N} \cdot \text{mm}$	

3.按弯扭合成应力校核轴的硬度

进行校核时，通常只校核轴上承受最大弯距和扭距的截面（即危险截面 C）的强度。根据课本式 15 - 5 及上表中的值，并扭转切应力为脉动循环变应力，取 $\alpha = 0.6$ ，轴的计算应力

$$\sigma_{ca} = \frac{\sqrt{Mc^2 + (\alpha T)^2}}{W}$$

$$= \frac{\sqrt{31.7^2 + (0.6 \times 195.3)^3} \times 1000}{\frac{\pi d^3}{32}} = 13.51 \text{ QMPa}$$

已由前面查得许用弯应力 $[\sigma_{-1}] = 60 \text{ Mpa}$ ，因 $[\sigma] < [\sigma_{-1}]$ ，故安全。

4.精确校核轴的疲劳强度

截面 A，，，B 只受扭矩作用，虽然键槽、轴肩及过渡配合所引起应力集

中均将削弱轴的疲劳强度，但由于轴的最小直径是按扭转强度较为宽裕地确定的，所以截面 A， ， ， B 均无需校核。

从应力集中对轴的疲劳强度的影响来看， 截面和 V 和 VI 处的过盈配合引起的应力集中最严重；从受载的情况看，截面 C 上的应力最大。截面 VI 的应力集中的影响和截面 V 的相近，但截面 VI 不受扭距作用，同时轴径也较大，故可不作强度校核。截面 C 上虽然应力最大，但应力集中不大（过盈配合及槽引起的应力集中均在两端），而且这里轴的直径最大，故截面 C 不必校核。因而只需校核截面 V 的左侧即可，因为 V 的右侧是个轴环直径比较大，故可不校核。

2)截面 V 左侧

$$\text{抗弯截面系数： } W = 0.1d^3 = 0.1 \times 45^3 = 9112.5\text{mm}^3$$

$$\text{抗扭截面系数： } W_T = 0.2d^3 = 0.2 \times 45^3 = 18225\text{mm}^3$$

截面 V 左侧的弯矩为

$$M = 31700 \times \frac{55 - 32}{55} = 13256.36$$

截面 V 上的扭矩为

$$T = 195300$$

截面上的弯曲应力

$$\sigma_b = \frac{M}{W} = \frac{13256.36}{9112.5} = 1.45\text{Mpa}$$

截面上的扭转切应力

$$\tau_T = \frac{T}{W_T} = 21.45\text{Mpa}$$

轴的材料为 45 号钢，调质处理，由表可查得 $\sigma_B = 640 \text{ MPa}$, $\tau_{-1} = 155 \text{ MPa}$,

$$\sigma_{-1} = 275\text{Mpa}$$

过盈配合处的 $k_{\sigma} / \epsilon_{\sigma}$ 的值，由课本附表 3-8 用插入法求出，并取

$$k_{\tau} / \varepsilon_{\tau} = 0.8 k_{\sigma} / \varepsilon_{\sigma}, k_{\sigma} / \varepsilon_{\sigma} = 2.18$$

$$\text{则 } k_{\tau} / \varepsilon_{\tau} = 0.8 \times 2.18 = 1.744$$

轴按磨削加工，由课本附图 3-4 查得表面质量系数 $\beta_{\sigma} = \beta_{\tau} = 0.92$

故得综合系数值为：

$$k_{\sigma} = \frac{k_{\sigma} + \frac{1}{\beta_{\sigma}} - 1}{\varepsilon_{\sigma}} = \frac{2.18 + \frac{1}{0.92} - 1}{0.92} = 2.267$$

$$k_{\tau} = \frac{k_{\tau} + \frac{1}{\beta_{\tau}} - 1}{\varepsilon_{\tau}} = \frac{1.744 + \frac{1}{0.92} - 1}{0.92} = 1.831$$

又由课本 §3-1 及 §3-2 得碳钢得特性系数

$$\varphi_{\sigma} = 0.1 \sim 0.2, \text{ 取 } \varphi_{\sigma} = 0.1$$

$$\varphi_{\tau} = 0.05 \sim 0.1, \text{ 取 } \varphi_{\tau} = 0.05$$

所以轴在截面 V 左侧的安全系数为

$$S_{\sigma} = \frac{\sigma_a}{K_{\sigma} \sigma_a + \varphi_{\sigma} \sigma_m} = \frac{275}{2.267 \times 1.45 + 1.831 \times 0.1} = 83.6$$

$$S_{\tau} = \frac{\tau_a}{K_{\tau} \tau_a + \varphi_{\tau} \tau_m} = \frac{155}{1.831 \times 21.45 / 2 + 0.05 \times 21.45 / 2} = 7.68$$

$$S_{ca} = \frac{S_{\sigma} S_{\tau}}{\sqrt{S_{\sigma}^2 + S_{\tau}^2}} = \frac{83.6 \times 7.68}{\sqrt{83.6^2 + 7.68^2}} = 7.652 \gg S = 1.6$$

(因计算精度较低，材料不够均匀，故选取 $s = 1.6$)

故该轴在截面 V 左侧的强度也是足够的。因无大的瞬时过载及严重的应力循环不对称性，故可略去静强度校核。

八．低速轴的计算

1.轴的材料选取

选取 45 钢，调制处理，参数如下：

硬度为 HBS= 220

抗拉强度极限 $B = 650\text{MPa}$

屈服强度极限 $s = 360\text{MPa}$

弯曲疲劳极限 $-1 = 270\text{MPa}$

剪切疲劳极限 $-1 = 155\text{MPa}$

许用弯应力 $[-1] = 60\text{MPa}$

2. 初步估计轴的最小直径

II 轴上的转速 n_2 功率 p_2 由以上机械装置的运动和动力参数计算部分可知

$n_2 = 47.7 \text{ r/min}$; $p_2 = 6.25 \text{ kw}$ 取 $A_o = 115$

$$d_{\min} = A_o \sqrt[3]{\frac{p_2}{n_2}} = 115 \times \sqrt[3]{\frac{6.25}{47.7}} = 58.4 \text{ mm}$$

输出轴的最小直径显然是安装联轴器处的直径 d_{I-II} 。为了使所选的轴的直径

d_{I-II} 与联轴器的孔径相适应，故需要同时选取联轴器型号。

联轴器的计算转矩 $T_{ca} = K_A T_2$ ，查表 14-1，考虑到转矩变化小，故取 $K_A = 1.5$ 。

则

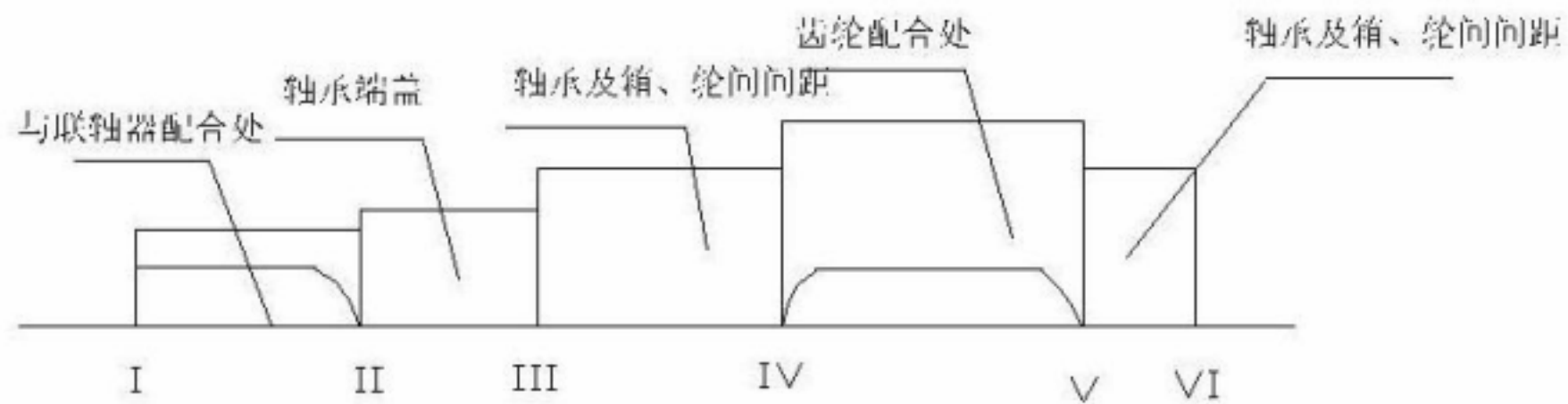
$T_{ca} = K_A T_2 = 1.5 \times 1307.2 = 1906800 \text{ N}\cdot\text{mm}$ 按照计算转矩 T_{ca} 应小于联轴器公称转矩

的条件。查机械设计手册（软件版）R2.0，选 HL5 型弹性套柱销联轴器，半联

轴器孔的直径 $d_1 = 60 \text{ mm}$ ，长度 $L = 142 \text{ mm}$ ，半联轴器与轴配合的毂孔长度

$L_1 = 107 \text{ mm}$ 。故取 $d_{I-II} = 60 \text{ mm}$

3. 拟定轴的装配方案



4. 根据轴向定位的要求确定轴的各段直径和长度。

(1) 选取 $d_{\text{II}}=60\text{mm}$, $l_{\text{II}}=107\text{mm}$ 。因 I-II 轴右端需要制出一个定位轴肩，故取 $d_{\text{II-III}}=70\text{mm}$

(2) 初选滚动轴承。因轴承只受径向力的作用，故选用深沟球轴承，参照工作

要求，由轴知其工作要求并根据 $d = 70\text{mm}$ ，选取单列圆锥滚子轴承 33015 型，由机械设计手册（软件版）R2.0 查得轴承参数：

轴承直径： $d=75\text{mm}$ ；轴承宽度： $B=31\text{mm}$ ， $D=115\text{mm}$

所以， $d_{\text{III-IV}}=d_{\text{V-VI}}=75\text{mm}$

(3) 右端滚动轴承采用轴肩进行轴向定位。取 33215 型轴承的定位轴肩高度 $h=2\text{mm}$ ，因此，取 $d_{\text{VI-VII}}=79\text{mm}$

(4) 取做成齿轮处的轴段 - 的直径 $d = 85\text{mm}$ ；

齿轮的右端与右轴承之间采用套筒定位，齿轮的宽度为 64 mm，取 $l_{\text{V-VI}}=62\text{mm}$

(5) 轴承端盖的总宽度为 20mm。根据轴承端盖的装拆及便于对轴承添加润滑脂的要求，取端盖的外端面与带轮右端面间的距离 $l = 30\text{mm}$ ，故取 $l_{\text{II-III}}=50\text{mm}$

(6) 因为低速轴要和高速轴相配合，其两个齿轮应该相重合，所以取

$d = 42\text{mm}$.

$d = 32\text{ mm}$..

(7) 轴上零件的周向定位。

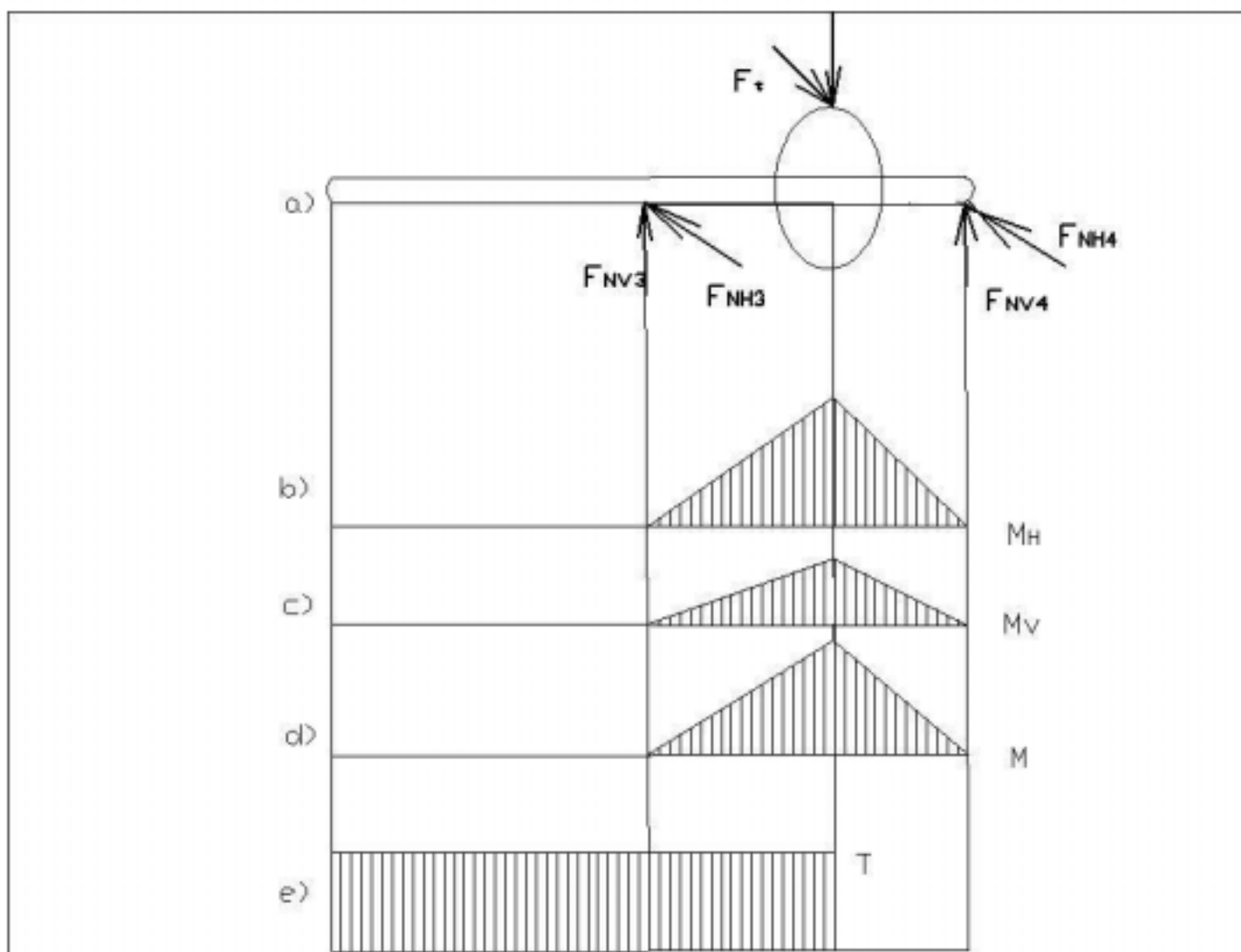
齿轮、带轮与轴的周向定位均采用平键联接（详细选择过程见后面的键选择）。

(8) 确定轴上的圆角和倒角尺寸

参考课本表 15 - 2，取轴端倒角为 $1 \times 45^\circ$ ，各轴肩处的圆角半径为 $R = 1.2\text{mm}$

参考课本表 15 - 2，取轴端倒角为 $1 \times 45^\circ$ ，各轴肩处的圆角半径为 $R = 1.2\text{mm}$

4.计算过程



1.根据轴上的结构图作出轴的计算简图。 确定轴承的支点位置大致在轴承宽度中间。

故 $L_1 = 157 \text{ mm}$ $L_2 = 65 \text{ mm}$

$L_3 = 55 \text{ mm}$

因此作为简支梁的支点跨距 $L_2 + L_3 = 65 \text{ mm} + 55 \text{ mm} = 120 \text{ mm}$.

计算支反力

作用在低速轴上的 $F_t = \frac{2T_2}{d_2} = \frac{2 \times 1307.2 \times 1000}{420} = 6220 \text{ N}$

$F_r = F_t \tan \alpha = 2263.8 \text{ N}$

水平面方向 $\sum M_B = 0$,

$F_{NH4} \cdot 120 - F_t \cdot 65 = 0$ 故 $F_{NH4} = 3369 \text{ N}$

$\sum F = 0, F_{NH3} = F_t - F_{NH4} = 6220 \text{ N} - 3369 \text{ N} = 2851 \text{ N}$

垂直面方向 $\sum M_B = 0$,

$F_{NV4} \cdot 120 - F_r \cdot 65 = 0$, 故 $F_{NV4} = 1226 \text{ N}$

$F = 0, F_{NV3} = F_r - F_{NV4} = 2263.8 \text{ N} - 1226 \text{ N} = 1037.8 \text{ N}$

2)计算弯矩

水平面弯矩

$M_{CH} = F_{NH4} \times L_3 = 3369 \times 55 = 185295 \text{ N} \cdot \text{mm}$

垂直面弯矩

$M_{CV3} = F_{NV3} \times L_2 = 1037.8 \times 65 = 67457 \text{ N} \cdot \text{mm}$

$M_{CV4} = F_{NV4} \times L_3 = 1226 \times 55 = 67430 \text{ N} \cdot \text{mm}$

合成弯矩

$$M_{C1} = \sqrt{M_{CH}^2 + M_{CV3}^2} = 197190 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$M_{C2} = \sqrt{M_{CH}^2 + M_{CV4}^2} = 197190 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

根据轴的计算简图做出轴的弯距图和扭距图。可看出 c 截面为最危险截面，

现将计算出的截面 C 处的 M_V 、 M_H 及 M 的值列于下表 3：

载荷	水平面 H	垂直面 V
支反力	$F_{NH3} = 2851 \text{ N}$ $F_{NH4} = 3369 \text{ N}$	$F_{NV3} = 1037.8 \text{ N}$ $F_{NV4} = 1226 \text{ N}$
弯距 M	$M_H = 185295 \text{ N} \cdot \text{mm}$	$M_{CV3} = 67457 \text{ N} \cdot \text{mm}$ $M_{CV4} = 67430 \text{ N} \cdot \text{mm}$
总弯距	$M_1 = 197190 \text{ N} \cdot \text{mm}$ $M_2 = 197190 \text{ N} \cdot \text{mm}$	
扭距 T	$T = 1307.2 \text{ N} \cdot \text{m}$	

5. 按弯扭合成应力校核轴的硬度

进行校核时，通常只校核轴上承受最大弯距和扭距的截面

面（即危险截面 C）的强度。根据课本式 15 - 5 及上表中的值，并扭转切应力为脉动循环变应力，取 $\alpha = 0.6$ ，轴的计算应力

$$\begin{aligned} \sigma_{ca} &= \frac{\sqrt{Mc^2 + (\alpha T)^2}}{W} \\ &= \frac{\sqrt{197^2 + (0.6 \times 1307)^2} \times 1000}{0.1 \times 85^3} \text{ MPa} = 13.166 \text{ MPa} \end{aligned}$$

已由前面查得许用弯应力 $[\sigma] = 60 \text{ MPa}$ ，因 $\sigma_{ca} < [\sigma]$ ，故安全。

6.精确校核轴的疲劳强度

1)判断危险截面

截面 A , , , B 只受扭矩作用 , 虽然键槽、轴肩及过渡配合所引起应力集中中将削弱轴的疲劳强度 , 但由于轴的最小直径是按扭转强度较为宽裕地确定的 , 所以截面 A , , , B 均无需校核。

从应力集中对轴的疲劳强度的影响来看 , 截面和 IV 和 V 处的过盈配合引起的应力集中最严重 ; 从受载的情况看 , 截面 C 上的应力最大。截面 IV 的应力集中的影响和截面 V 的相近 , 但截面 V 不受扭距作用 , 同时轴径也较大 , 故可不必作强度校核。截面 C 上虽然应力最大 , 但应力集中不大 (过盈配合及槽引起的应力集中均在两端), 而且这里轴的直径最大 , 故截面 C 不必校核。因而只需校核截面 IV 的右侧即可 , 因为 IV 的左侧是个轴环直径比较大 , 故可不必校核。

2)截面 IV 右侧

抗弯截面系数 : $W = 0.1d^3 = 0.1 \times 85^3 = 61412.5\text{mm}^3$

抗扭截面系数 : $W_T = 0.2d^3 = 0.2 \times 85^3 = 122825\text{mm}^3$

弯矩 M 及弯曲应力为 :

$$M = 197190 \times \frac{65 - 32}{65} = 100112 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$\sigma_b = \frac{M}{W} = \frac{100112 \times 0.055}{61412.5} \text{ MPa} = 1.63 \text{ MPa}$$

截面上的扭矩 $T_1 = 1307 \text{ N} \cdot \text{m}$

截面上的扭转切力 :

$$\tau_T = \frac{T_1}{W_T} = \frac{1307000}{122825} \text{ MPa} = 10.6 \text{ MPa}$$

过盈配合处的 $k_{\sigma} / \epsilon_{\sigma}$ 的值，由课本附表 3-8 用插入法求出，并取

$$k_{\tau} / \epsilon_{\tau} = 0.8 k_{\sigma} / \epsilon_{\sigma}, k_{\sigma} / \epsilon_{\sigma} = 2.20$$

$$\text{则 } k_{\tau} / \epsilon_{\tau} = 0.8 \times 2.20 = 1.76$$

轴按磨削加工，由课本附图 3-4 查得表面质量系数 $\beta_{\sigma} = \beta_{\tau} = 0.92$

故得综合系数值为：

$$k_{\sigma} = \frac{k_{\sigma} + \frac{1}{\beta_{\sigma}}}{\epsilon_{\sigma}} - 1 = 2.20 + \frac{1}{0.92} - 1 = 2.29$$

$$k_{\tau} = \frac{k_{\tau} + \frac{1}{\beta_{\tau}}}{\epsilon_{\tau}} - 1 = 1.76 + \frac{1}{0.92} - 1 = 1.85$$

又由课本 §3-1 及 §3-2 得碳钢得特性系数

$$\varphi_{\sigma} = 0.1 \sim 0.2, \text{ 取 } \varphi_{\sigma} = 0.1$$

$$\varphi_{\tau} = 0.05 \sim 0.1, \text{ 取 } \varphi_{\tau} = 0.05$$

所以轴在截面 的右侧的安全系数为

$$S_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma} \sigma_a + \psi_{\sigma} \sigma_m} = \frac{255}{2.29 \times 1.078 + 0.1 \times 0} = 103.30$$

$$S_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{K_{\tau} \tau_a + \psi_{\tau} \tau_m} = \frac{140}{1.85 \times 5.60 / 2 + 0.05 \times 5.60 / 2} = 26.32$$

$$S_{ca} = \frac{S_{\sigma} S_{\tau}}{\sqrt{S_{\sigma}^2 + S_{\tau}^2}} = \frac{103.30 \times 26.32}{\sqrt{103.30^2 + 26.32^2}} = 25.505 > S = 1.6$$

(因计算精度较低，材料不够均匀，故选取 $s = 1.6$)

故该轴在截面 右侧的强度也是足够的。因无大的瞬时过载及严重的应力循环不对称性，故可略去静强度校核。

九.轴承强度的校核

1.高速轴上的轴承校核

按照以上轴的结构设计，初步选用型号 32007 型的单列圆锥滚子轴承。

1) 轴承的径向载荷

$$\begin{aligned} \text{轴承 D } R_D &= \sqrt{R_{DH}^2 + R_{DV}^2} = \sqrt{1463.76^2 + 532.81^2} \\ &= 1557.716\text{N} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{轴承 B } R_B &= \sqrt{R_{BH}^2 + R_{BV}^2} = \sqrt{1463.89^2 + 532.81^2} \\ &= 1557.716\text{N} \end{aligned}$$

求两轴承的计算轴向力 F_{a1} 和 F_{a2}

对于 32007 型轴承，按表 13-7，轴承派生轴向力 $F_d = eF_r$ ，其中 e 为判断系数，其值由 F_a / C_0 的大小来确定，但现在轴承轴向力 F_a 未知，故先初取 $e = 0.4$ ，因此可估算

$$F_{d1} = 0.4F_{r1} = 0.4 \times 1557.716\text{ N} = 623.09\text{ N}$$

$$F_{d2} = 0.4F_{r1} = 0.4 \times 1557.716\text{ N} = 623.09\text{ N}$$

则 $F_{a1} = F_{d1} = 623.09\text{ N}$
 $F_{a2} = F_{d2} = 623.09\text{ N}$

查机械设计手册（软件版）R2.0 得 32007 型轴承的基本额定动载荷 $C = 70.5\text{KN}$

$C_0 = 89.5\text{KN}$ 。按照表 13-5 注 1)，取 $f_0 \approx 14.7$ ，则相对轴向载荷为

$f_0 F_a / C_0 \approx 14.7 \times 623.09 / 89500 =$ ，在表中介于 $0.172 \sim 0.345$ 之间，对应的 e 值为 $0.19 \sim 0.22$ ， Y 值为 $1.99 \sim 2.30$ 。用线 Y 值

$$Y = 1.99 + (2.30 - 1.99) \times (0.345 - 0.279) / (0.345 - 0.172) = 2.108$$

故 $X = 0.4$ $Y = 2.108$

3) 求当量动载荷 P

$$P = f_p (X F_r + Y F_a) = 1.2 \times (0.4 \times 1557.716 + 2.108 \times 623.09)\text{ N} = 2323.872\text{ N}$$

4) 验算轴承寿命，根据式 (13-5)

$$L_h = 10^6 / 60 n (C / P)^\epsilon = [10^6 / (60 \times 284)] \times (47800 / 2323.872)^{10/3} \text{ h} = 1385462.192\text{ h}$$

已知轴承工作寿命为 $L_h = 10 \times 300 \times 16 = 48000\text{ h}$

因为 $L_h > L'_h$, 故所选轴承满足工作寿命要求。

2.低速轴上的轴承的校核

选用深沟球轴承 61812 , 查机械设计手册 (软件版) R2.0 得基本额定动载荷

$$C_r = 47.8 \text{ KN} , C_0 = 32.8 \text{ KN}$$

轴承的径向力计算 :

$$\text{轴承 1} \quad F_{r1} = \sqrt{F_{NH3}^2 + F_{NV3}^2} = 1290.32 \text{ N}$$

$$\text{轴承 2} \quad F_{r2} = \sqrt{F_{NH4}^2 + F_{NV4}^2} = 1825.35 \text{ N}$$

因为 $F_{r1} < F_{r2}$, 以轴承 2 为校核对象

$$Pr = F_{r2} = 1825.35 \text{ N}$$

$$L_h = 10^6 / 60 n (C/P)^\epsilon = [10^6 / (60 \times 79.78)] \times (47800 / 1825.53)^{33} h \\ = 3750347.275 h > L'_h = 48000 h$$

所选轴承合适。

十 . 键的选择和校核

1.选择键的链接和类型

一般 8 级以上精度的齿轮有定心精度要求。应选用平键联接。由于齿轮不在轴端 , 故选用圆头普通平键 (A 型)

根据 $d = 45 \text{ mm}$, 从表 6-1 中查得键的截面尺寸为 : 宽度 $b = 14 \text{ mm}$, 键高 $h = 9 \text{ mm}$, 由轮毂宽度并参考键的长度系列 , 取键长 $L = 70 \text{ mm}$

2.校核键连接的强度

键、轴、轮毂的材料都是钢 , 由表 6-2 查得许用挤压应力 $[\sigma_p] = 100-120 \text{ MPa}$, 取其平均值。 $[\sigma_p] = 110 \text{ MPa}$.

键的工作长度 $l = L - b = 70 - 14 = 56 \text{ mm}$

键与轮毂键槽的接触高度 $k = 0.5h = 0.5 \times 9 = 4.5 \text{ mm}$

由式 (6-1) 得 ,

$$\sigma_p = \frac{2T \times 10^3}{d \cdot k \cdot l} = \frac{2 \times 92.81 \times 10^3}{4.5 \times 56 \times 45} = 16.37 \text{ MPa} < [\sigma_p] = 110 \text{ MPa}$$

故合适。键的类型为键 14×70 GB/1096-1979

3.带轮上的键的选择

带轮处键位于轴端 , 选择 键 C8×63 GB/T1096 - 79 ,查表得公称尺寸 b×h=8×7

长度 L=63mm ,

键材料用 45 钢 , 查课本得

许用挤压应力 $[\sigma_p] = 100 \sim 120 \text{ MPa}$, 取 $[\sigma_p] = 110 \text{ MPa}$

键的工作长度 $l = L - b = 63 - 8 = 55 \text{ mm}$

$k = 0.5h = 0.5 \times 7 = 3.5 \text{ mm}$ 。

$$\sigma_p = \frac{2T \times 10^3}{d \cdot k \cdot l} = \frac{2 \times 92.81 \times 10^3}{55 \times 3.5 \times 28} = 34.44 \text{ MPa} < [\sigma_p] = 110 \text{ MPa}$$

故合适。

4.大齿轮上的键的选择

选择 键 70×20 GB/T1096 - 79 , 查表得公称尺寸 b×h=20×12

长度 L=70mm ,

键材料用 45 钢 , 查课本得

许用挤压应力 $[\sigma_p] = 100 \sim 120 \text{ MPa}$, 取 $[\sigma_p] = 110 \text{ MPa}$

键的工作长度 $l = L - b = 70 - 20 = 50 \text{ mm}$

$k = 0.5h = 0.5 \times 12 = 6 \text{ mm}$ 。

$$\sigma_p = \frac{2T \times 10^3}{d \cdot k \cdot l} = \frac{2 \times 322 \times 10^3}{6 \times 50 \times 66} = 32.53 \text{ MPa} < [\sigma_p] = 110 \text{ MPa}$$

故合适。

5.联轴器上的键的选择

键位于轴端 , 选单圆头平键 (C 型) b=14mm,h=9mm,L=80mm.

工作长度 $l = L - B = 80 - 14 = 66\text{mm}$, $k = 0.5h = 0.5 \times 9 = 4.5\text{mm}$

$$\sigma_p = \frac{2T \times 10^3}{d \cdot k \cdot l} = \frac{2 \times 322 \times 10^3}{4.5 \times 60 \times 80} = 27.10 \text{ MPa} < [\sigma_p] = 110 \text{ MPa}$$

故合适。选择键 C80 × 14 GB/T1096-1979

十一 . 减速箱的润滑方式和密封种类的选择

1. 润滑方式的选择

在减速器中，良好的润滑可以减少相对运动表面间的摩擦、磨损和发热，还可起到冷却、散热、防锈、冲洗金属磨粒和降低噪声的作用，从而保证减速器的正常工作及寿命。

齿轮圆周速度：

高速齿轮

$$V_1 = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \times 1000} = \frac{3.14 \times 45 \times 284}{60 \times 1000} = 0.669 \text{ m/s} < 2 \text{ m/s}$$

低速齿轮

$$V_2 = \frac{\pi d_2 n_2}{60 \times 1000} = \frac{3.14 \times 66 \times 79.78}{60 \times 1000} = 0.276 \text{ m/s} < 2 \text{ m/s}$$

由于 V 均小于 2m/s ，而且考虑到润滑脂承受的负荷能力较大、粘附性较好、不易流失。所以轴承采用脂润滑，齿轮靠机体油的飞溅润滑。

2. 润滑油的选择

由于该减速器是一般齿轮减速器，故选用 N200 工业齿轮油，轴承选用 ZGN

- 2 润滑脂。

3. 密封方式的选择

输入轴和输出轴的外伸处，为防止润滑脂外漏及外界的灰尘等造成轴承的磨损或腐蚀，要求设置密封装置。因用脂润滑，所以采用毛毡圈油封，即在轴承盖上开出梯形槽，将毛毡按标准制成环形，放置在梯形槽中而与轴密合接触；或在轴承盖上开缺口放置毡圈油封，然后用另一个零件压在毡圈油封上，以调

整毛毡密封效果，它的结构简单。

所以用毡圈油封。

十二．箱体的设置

名称	计算公式	结 果
机座壁厚	$=0.025a+1.8$	10mm
机盖壁厚 t_1	$t_1=0.02a+1.8$	8mm
机座凸缘壁厚	$b=1.5$	15 mm
机盖凸缘壁厚	$b_1=1.5 t_1$	12 mm
机座底凸缘壁厚	$b_2=2.5$	25mm
地脚螺钉直径	d_f $=0.036a+12=17.904$	20mm
地脚螺钉数目	$a<250, n=4$	4
轴承旁联接螺栓直径	$d_1=0.75 d_f$	16 mm
箱盖与箱座联接螺栓直径 d_2	$d_2=(0.5 \sim 0.6) d_f$	12 mm
联接螺栓 d_2 间距	$L=150 \sim 200$	160 mm
轴承盖螺钉直径	$d_3=(0.4 \sim 0.5) d_f$	10 mm
窥视孔螺钉直径	$d_4=(0.3 \sim 0.4) d_f$	8 mm
定位销直径	$d=(0.7 \sim 0.8) d_2$	10 mm
轴承旁凸台半径	$R_1=C_2$	$R_f=24mm$ $R_1=20mm$ $R_2=16mm$

轴承盖螺钉分布圆直径	$D_1 = D + 2.5d_3$ (D 为轴承孔直径)	$D_{11} = 97\text{mm}$ $D_{12} = 105\text{mm}$ $D_{13} = 125\text{mm}$
轴承座凸起部分端面直径	$D_2 = D_1 + 2.5d_3$	$D_{21} = 122\text{mm}$ $D_{22} = 130\text{mm}$ $D_{23} = 150\text{mm}$
大齿顶圆与箱体内壁距离 离 ₁	$l_1 > 1.2$	14 mm
齿轮端面与箱体内壁距离 离 ₂	$l_2 >$	10 mm
d_f, d_1, d_2 至外机壁距离	$C_1 = 1.2d + (5 \sim 8)$	$C_{1f} = 30\text{mm}$ $C_{11} = 20\text{mm}$ $C_{12} = 20\text{mm}$
d_f, d_1, d_2 至凸台边缘距离	C_2	$C_{2f} = 24\text{mm}$ $C_{21} = 20\text{mm}$ $C_{22} = 16\text{mm}$
机壳上部(下部)凸缘 宽度	$K = C_1 + C_2$	$K_f = 54\text{mm}$ $K_1 = 40\text{mm}$ $K_2 = 36\text{mm}$
轴承孔边缘到螺钉 d_1 中 心线距离	$e = (1 \sim 1.2)d_1$	16mm
轴承座凸起部分宽度	$L_1 = C_{1f} + C_{2f} + (3 \sim 5)$	58 mm
吊环螺钉直径	$d_q = 0.8d_f$	16mm

十三. 减速器附件的选择

1. 观察孔盖

由于减速器属于中小型，查表确定尺寸如下

检查孔尺寸 (mm)		检查孔盖尺寸 (mm)						
B	L	b ₁	L ₁	b ₂	L ₂	R	孔 径 d ₄	孔 数 n
68	120	100	150	84	135	5	6.5	4

2. 通气器

设在观察孔盖上以使空气自由溢出，现选通气塞。查表确定尺寸如下：

D	D	D ₁	S	L	l	a	d ₁
M20 × 1.5	30	25.4	22	28	15	4	6

3. 游标

选游标尺，为稳定油痕位置，采用隔离套。查表确定尺寸如下：

d	d ₁	d ₂	d ₃	h	a	b	c	D	D ₁
M 12	4	12	6	28	10	6	4	20	16

4. 油塞

d	D ₀	L	h	b	D	S	e	d ₁	H
M 18 × 1.5	25	27	15	3	28	21	24. 2	15. 8	2

5.吊环螺钉

d	d	D	d	h	l	h	r	r	a	d	a	b	D	h	d
	1	2	1			1		1	3			2	2	1	
M	1	3	3	1	2	3	6	1	6	1	4	1	2	4	6
16	4	4	4	2	8	1			3		6	2	.5	2	

6.定位销

为保证箱体轴承座的镗制和装配精度，需在箱体分箱面凸缘长度方向两侧各安装一个圆锥定位销。定位销直径 $d=(0.7 \sim 0.8)d_2$ ， d_2 为凸缘上螺栓直径，长度等于分箱面凸缘总厚度。

7.起盖螺钉

为便于开启箱盖，在箱盖侧边凸缘上安装一个起盖螺钉，螺钉螺纹段要高出凸缘厚度，螺钉端部做成圆柱形。

十四.设计总结

作为一名机械设计制造及自动化大三的学生，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，我感触最深的当数查阅大量的设计手册了。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。

作为一名专业学生掌握一门或几门制图软件同样是必不可少的，由于本次大作业要求用 auto CAD 制图，因此要想更加有效率的制图，我们必须熟练的掌握它。

虽然过去从未独立应用过它，但在学习的过程中带着问题去学我发现效率好高，记得大二学 CAD 时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，还望老师批评指正。

十六：参考资料

1. 《机械原理》 孙桓、陈作模、葛文杰主编高等教育出版社 2006 年
2. 《机械设计》 濮良贵 纪名刚主编 高等教育出版社 2001 年
3. 《机械设计手册》 吴宗泽、 罗圣田主编 高等教育出版社 1993 年
4. 《机械设计课程设计》 刘俊龙 、 何在洲主编 机械工业出版社 1992 年
5. 《机械设计课程设计》 卢颂峰、 王大康主编 北京工业大学出版社 1993 年
6. 《机械设计课程设计》 蔡广新 主编 机械工业出版社 2002 年
7. 《中国机械设计大典》 第六卷 中国机械工程学会、中国机械设计大典编