

机械设计课程设计

计算说明书



专业班级： 02031702 班

学生姓名： 安宇欣

指导老师： 苏华

目录

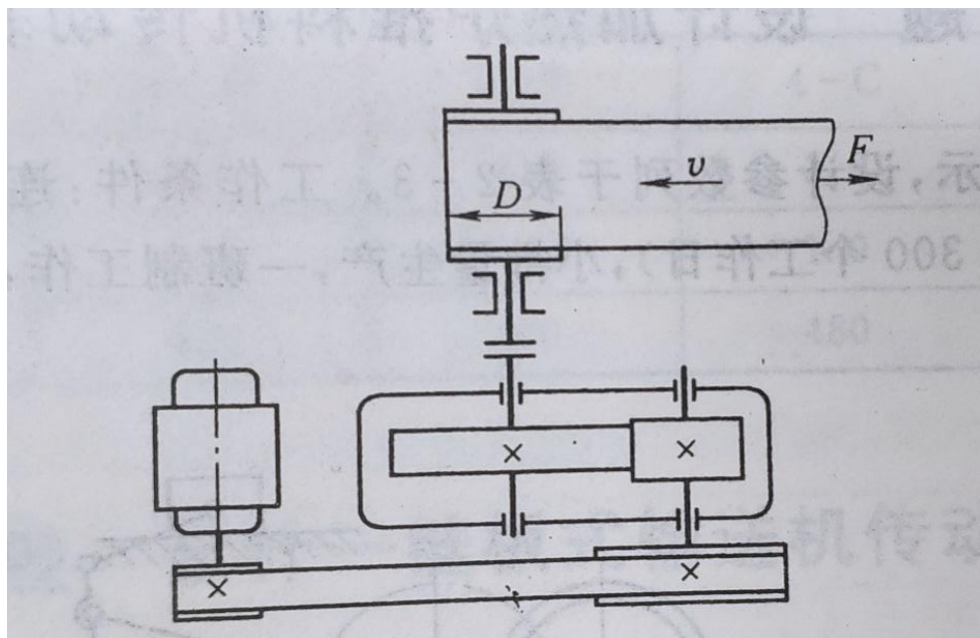
一、设计任务	3
二、电动机选择.....	3
三、传动比分配.....	4
四、传动参数的计算	5
五、V 带传动设计计算	6
六、闭式斜齿圆柱齿轮传动计算	8
七、减速器箱体结构设计	11
八、轴的强度校核	13
九、轴上其他零件校核.....	16
十、其他零件设计	19
十一、润滑及密封设计.....	24
十二、设计小结.....	25
十三、参考资料.....	25

一、设计任务

1.1 设计题目

设计一个带式输送机传动装置

工作简图如下：



1.2 工作条件

连续单向运转，载荷平稳，空载启动，使用期 10 年（每年 300 个工作日），小批量生产，两班制工作，输送机工作轴转速允许误差为 $\pm 5\%$ 。带式输送机的传动效率为 0.96。

1.3 设计参数

输送带的牵引力为 1.5kN，输送带的速度为 1.7m/s，输送带滚筒的直径为 260 mm。

二、电动机选择

2.1 工作机所需功率

$$P_w = \frac{F_w v_w}{1000 \eta_w} = 1500 \times \frac{1.7}{1000 \times 0.96} = 2.6563 kW$$

2.2 电动机至工作机的总效率 η

V 带传动效率 $\eta_{带} = 0.96$

第一对滚动球轴承效率 $\eta_{轴承1} = 0.99$

闭式七级精度锥齿轮传动 $\eta_{齿轮} = 0.98$

第二对滚动球轴承 $\eta_{轴承2} = 0.99$

联轴器效率 $\eta_{联轴器} = 0.99$

第三对滚动球轴承 $\eta_{轴承3} = 0.99$

$$\eta = \eta_{带} \times \eta_{轴承1} \times \eta_{齿轮} \times \eta_{轴承2} \times \eta_{联轴器} \times \eta_{轴承3} = 0.96 \times 0.99 \times 0.97 \times 0.99 \times 0.99 \times 0.99 = 0.9037$$

2.3 所需电动机的输出功率 P_d

$$P_d = P_w / \eta = 2.6563 / 0.9037 = 2.9394kW$$

2.4 电动机的额定功率

由 $P_m \geq P_d$ 选电动机型号，选择电动机型号为 Y132S-6，查表得额定功率

$P_m = 3kW$ ，满载转速为 $n_m = 960r/min$

根据计算数据参考《机械设计课程设计》第二版 P192 提供参数，其参数如表 1 所示

表 1				
额定功率/kW	满载转速/ (r/min)	堵转转矩/ 额定转矩	最大转矩/ 额定转矩	质量/kg
3	960	2.0	2.2	63

三、传动比分配

$$\text{总传动比} i = \frac{n_m}{n_w} = \frac{960}{124.8754} = 7.6877$$

带传动 $i_{带} = 2,$

$$\text{则齿轮传动} i_{\text{齿}} = \frac{i}{i_{\text{带}}} = \frac{7.6877}{2} = 3.8439$$

$$\text{验算工作速度误差} \Delta v = \frac{v_{\text{理}} - v_{\text{实}}}{v_{\text{理}}} \times 100\% = \frac{124.8754 - 130.8732}{124.8754} \leq \pm 5\%$$

传动比分配满足要求

即取一级齿轮减速器传动比为 3.8439 传动比，带传动比为 2

四、传动参数的计算

4.1 各轴的转速

电动机转速: $n_m = 960 \text{r/min}$

减速器输入轴转速: $n_1 = \frac{n_m}{i_{\text{带}}} = \frac{960}{2} = 480 \text{r/min}$

减速器输出轴转速: $n_2 = \frac{n_1}{i_{\text{齿}}} = \frac{480}{3.8439} = 124.87 \text{r/min}$

链轮轴转速: $n_3 = n_2 = 124.87 \text{r/min}$

4.2 各轴的输入功率

电动机轴的输入功率: $P_0 = P_d = 3 \text{kW}$

减速器输入轴功率: $P_1 = P_0 \times \eta_{\text{带}} = 2.88 \text{kW}$

减速器输出轴功率: $P_2 = P_1 \times \eta_{\text{轴承}2} \times \eta_{\text{齿}} \times \eta_{\text{轴承}3} = 2.766 \times 0.99 \times 0.98 \times 0.99 = 2.766 \text{kW}$

滚筒轴功率: $P_3 = P_2 \times \eta_{\text{联轴器}} \times \eta_{\text{轴承}1} = 2.766 \times 0.99 \times 0.99 = 2.711 \text{kW}$

4.3 各轴的输入扭矩

电动机输入扭矩: $T_0 = 9550 \times \frac{P_0}{n_0} = 9550 \times \frac{3}{960} = 29.844 \text{N/m}$

减速器输入轴输入扭矩: $T_1 = 9550 \times \frac{P_1}{n_1} = 9550 \times \frac{2.88}{480} = 57.3 \text{N/m}$

减速器输出轴输出扭矩: $T_2 = 9550 \times \frac{P_2}{n_2} = 9550 \times \frac{2.766}{124.87} = 211.542 \text{N/m}$

$$\text{链板轴输入转矩: } T_3 = 9550 \times \frac{P_3}{n_3} = 9550 \times \frac{2.711}{124.87} = 207.336 \text{ N/m}$$

五、V 带传动设计计算

5.1 选择 V 带类型

此减速器为轻负载运输机，查《机械设计教程》得其工作情况系数

$K_A=1.1$,

故计算功率： $P_{ca} = K_A P_m = 1.2 \times 3 = 3.3 \text{ kW}$

转速： $n_1 = 960 \text{ r/min}$

根据功率及转速，由《机械设计教程》第三版 P74 图 6.10 得：选用 A 型普通 V 带。

5.2 确定带轮基准直径

由《机械设计教程》第三版 P74 表 6.8、6.9 和图 6.10 得，取小带轮的基准直径为 $d_{d1}=100 \text{ mm}$ 。

则大带轮的基准直径为

$$d_{d2} = i_d d_{d1} = 2 \times 100 = 200 \text{ mm}$$

由《机械设计教程》第三版 P74 表 6.9 得，取大带轮直径为 $d_{d2} = 200 \text{ mm}$

5.3 验算带速

$$v = \frac{\pi d_{d1} n_1}{60 \times 1000} = \frac{\pi \times 100 \times 960}{60 \times 1000} = 5.027 \text{ m/s} < 30 \text{ m/s} \text{ , 略大于 } 5 \text{ m/s, 带速合}$$

适。

5.4 初定中心距

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

即 $210 \leq a_0 \leq 600$ ，取 $a_0=400 \text{ mm}$ 。

5.5 确定带的基准长度

$$\begin{aligned} L_{d0} &= 2a_0 + \frac{\pi}{2}(d_{d1} + d_{d2}) + \frac{(d_{d2}-d_{d1})^2}{4a_0} = 2 \times 400 + \frac{\pi}{2} \times (100 + 200) + \\ &\frac{(200-100)^2}{4 \times 400} \\ &= 1271.30 \text{ mm} \end{aligned}$$

查表得: $L_d = 1430mm$ 。

5.6 确定实际中心距

$$a = a_0 + \frac{(L_d - L_{d0})}{2} = 400 + \frac{1430 - 1271.30}{2} = 479.349mm$$

安装时所需最小中心距:

$$ad_{min} = a - 0.015L_d = 457.899mm$$

张紧或弥补伸长所需最大中心距:

$$ad_{max} = a + 0.015L_d = 500.799mm$$

5.7 验算小带轮上的包角 α_1

$$\alpha_1 = 180^\circ - \frac{d_{d2} - d_{d1}}{a} \times 57.3^\circ = 180^\circ - \frac{200 - 100}{479.349} \times 57.3^\circ = 168.046^\circ$$

$\alpha_1 \geq 120^\circ$ 包角合适。

5.8 计算单根 V 带的基本额定功率

已知 $d_{d1}=100mm$, $n_1 = 960r/min$, 查表得, $P_0 = 0.95kW$ 。

5.9 计算单根 V 带的额定功率

传动比 $i = 2$, 查表得 $\Delta P_0 = 0.11kW$ 。

包角 $\alpha_1 = 168.046^\circ$, 查表得 $K_\alpha = 0.97$ 。

带长 $L_d = 1430mm$, 查表得 $K_L=0.96$ 。

计算单根 V 带的额定功率:

$$P_r = (P_0 + \Delta P_0)K_LK_\alpha = (0.95 + 0.11) \times 0.96 \times 0.97 = 0.987kW$$

5.10 计算带的根数

$$z = \frac{P_{ca}}{P_r} = \frac{3.3}{0.987} = 3.3434, \text{取四根 V 带。}$$

5.11 计算单根 V 带的初拉力 F_0

由《机械设计教程》, A 型 V 带的单位长度质量 $q=0.105kg/m$ 。所以单根

V 带的初拉力 F_0 为

$$F_0 = 500 \times \frac{(2.5-K_\alpha)P_{ca}}{K_\alpha z v} + qv^2 = 500 \times \frac{(2.5-0.97) \times 3.3}{0.97 \times 4 \times 5.027} + 0.105 \times 5.027^2 =$$

132.083N

5.12 计算压轴力

其压轴力为：

$$F_p = 2zF_0 \sin \frac{\alpha_1}{2} = 2 \times 4 \times 132.083 \sin \frac{168.046^\circ}{2} = 1050.920N$$

六、闭式斜齿圆柱齿轮传动计算

6.1 选定齿轮材料、齿数及齿宽系数

6.1.1 选择材料如下：

小齿轮材料：40Cr，调质 HBS1=250；大齿轮材料：45 钢，调质
HBS2=210；HBS1-HBS2=40；

6.1.2 选齿数

小齿轮齿数选为 $z_1 = 27$ ，大齿轮齿数 $z_2 = 27 \times 3.8439 = 103.79$ ，圆整为
104

实际齿数比 3.852，误差 0.207%，可用

6.1.3 选齿宽系数

由表 8.4 选定齿宽系数： $\varphi_d = 1.0$

6.1.4 初选螺旋角 $\beta = 15^\circ$

6.1.5 计算几何参数

法面压力角： $\alpha_n = 20^\circ$

$$\tan \alpha_t = \frac{\tan \alpha_n}{\cos \beta} = \frac{\tan 20^\circ}{\cos 15^\circ} = 0.3768, \alpha_t = 20.6469^\circ = 20^\circ 38' 49''$$

$$\sin \beta_b = \sin \beta \cos \alpha_n = \sin 15^\circ \cos 20^\circ = 0.2432$$

$$\beta_b = 14.0761^\circ = 14^\circ 4' 34''$$

$$\varepsilon_\alpha = \frac{1}{2\pi \cos \alpha_t} [\sqrt{(z_1 + 2 \cos \beta)^2 - (z_1 \cos \alpha_t)^2} + \sqrt{(z_2 + 2 \cos \beta)^2 - (z_1 \cos \alpha_t)^2} \\ - (z_1 + z_2) \sin \alpha_t = 1.631$$

6.2 按齿面接触疲劳强度计算

6.2.1 确定计算参数

6.2.1.1 由表 8.2 取载荷系数 $K = 1.1$

6.2.1.2 计算转矩 $T_1 = 9.55 \times \frac{10^6 P_1}{n_1} = 9.55 \times 10^6 \times \frac{2.88}{480} = 5.73 \times 10^4 N \cdot mm$

6.2.1.3 区域系数 $Z_H = \sqrt{\frac{2 \cos \beta_b}{\sin \alpha_t \cos \alpha_t}} = 2.4247$ 。

6.2.1.4 对于钢对钢齿轮，弹性影响系数 $Z_E = 189.8 \sqrt{MPa}$ 。

6.2.1.5 由表 8.6 所列公式计算 σ_{Hlim}

小齿轮为合金钢调制， $\sigma_{Hlim1} = 1.3 \times HBS_1 + 375 = 700 MPa$

大齿轮为碳钢调 $\sigma_{Hlim2} = HBS_2 + 350 = 210 + 350 = 560 MPa$

6.2.1.6 计算寿命系数

$$N_2 = 60 n_2 j l_h = 60 \times 480 \times (300 \times 2 \times 8 \times 10) / 3.8439 = 3.596 \times 10^8$$

$$N_0 = 30 \times (HBS)^{2.4} = 30 \times 210^{2.4} = 1.12 \times 10^7$$

$$N_2 > N_0, \text{取 } K_{HN1} = 1, K_{HN2} = 1$$

6.2.1.7 计算 $[\sigma_H]$

由表 8.5，取安全系数 $S_H = 1.1$ 。

$$[\sigma_H]_2 = \frac{K_{HN2} \sigma_{Hlim2}}{S_H} = 509.09 MPa$$

6.2.2 计算齿轮参数

6.2.2.1 由式 (8.9) 计算 d_1

$$\begin{aligned} d_1 &\geq \sqrt[3]{\frac{2KT_1}{\varphi_d} \frac{u+1}{u} \left(\frac{Z_H Z_E}{[\sigma_H]}\right)^2} \\ &= \sqrt[3]{\frac{2 \times 1.1 \times 5.73 \times 10^4}{1 \times 1.631} \times \frac{3.852+1}{3.852} \times \left(\frac{2.4247 \times 189.8}{509.09}\right)^2} \\ &= 43.006 mm \end{aligned}$$

6.2.2.2 计算模数 m

$$m \geq \frac{d_1}{z_1} \cos \beta = \frac{43.009}{27} \times \cos 15^\circ = 1.539 mm$$

6.3 按齿根弯曲强度设计

6.3.1 确定计算参数

6.3.1.1 确定复合齿形系数 Y_{FS}

$$Z_{v1} = \frac{z_1}{(\cos\beta)^3} = 29.959$$

$$Z_{v2} = \frac{z_2}{(\cos\beta)^3} = 115.399$$

由表 8.3 查得 $Y_{FS1} = 4.10, Y_{FS2} = 3.9062$

6.3.1.2 计算螺旋角系数

$\varepsilon_\beta = b \sin \beta / (\pi m_n) = 0.318 \varphi_d z_1 \tan \beta > 1$, 取 $\varepsilon_\beta = 1$

$$\gamma_\beta = 1 - \varepsilon_\beta \frac{\beta}{120^\circ} = 1 - 1 \times \frac{15^\circ}{120^\circ} = 0.875$$

6.3.1.3 由表 8.6 所列公式计算 σ_{Flim}

$$\sigma_{Flim1} = 0.44 \times HBS_1 + 186 = 0.44 \times 250 + 186 = 296MPa$$

$$\sigma_{Flim2} = 0.23 \times HBS_2 + 166 = 0.23 \times 210 + 166 = 214.3MPa$$

6.3.1.4 计算寿命系数

$$N_1 = 60n_1j l_h = 60 \times 480 \times (300 \times 2 \times 8 \times 10) = 1.3824 \times 10^9$$

$$N_2 = 60n_2j l_h = \frac{N_1}{3.852} = 3.589 \times 10^8$$

$N > N_0 = 4 \times 10^6$, 取得 $K_{FN1} = 1, K_{FN2} = 1$

6.3.1.5 计算 $[\sigma_F]$

由表 8.5, 选取安全系数 $S_F = 1.4$

$$[\sigma_F]_1 = \frac{K_{FN1} \sigma_{Flim1}}{S_F} = 211.429MPa$$

$$[\sigma_F]_2 = \frac{K_{FN2} \sigma_{Flim2}}{S_F} = 153.071MPa$$

6.3.2 计算齿根疲劳强度

6.3.2.1 判定大小轮的弯曲疲劳强度

$$\frac{Y_{FS1}}{[\sigma_F]_1} = \frac{4.10}{211.429} = 0.0194$$

$$\frac{Y_{FS2}}{[\sigma_F]_2} = \frac{3.9062}{153.071} = 0.0255$$

由 $\frac{Y_{FS1}}{[\sigma_F]_1} < \frac{Y_{FS2}}{[\sigma_F]_2}$, 故按大齿轮计算弯曲疲劳强度

6.3.2.2 由式 (8.14) 计算齿轮的模数

$$\begin{aligned}
 m &\geq \sqrt[3]{\frac{2KT_1Y_\beta(\cos\beta)^2 Y_{FS2}}{\varphi_d z_1^2 \varepsilon_\alpha [\sigma_F]_2}} \\
 &= \sqrt[3]{\frac{2 \times 1.1 \times 0.875 \times 5.73 \times 10^4 \times (\cos 15^\circ)^2 \times 3.9062}{1 \times 27^2 \times 1.631 \times 153.071}} \\
 &= 1.302mm
 \end{aligned}$$

6.4 确定模数

综合齿面接触疲劳强度、齿根弯曲疲劳强度确定标准为 $m_n = 2mm$

6.5 计算中心距

$$a = \frac{m_n(z_1 + z_2)}{2\cos\beta} = 135.621mm, \text{圆整为 } 135mm$$

6.6 修正螺旋角 β

$$\beta = \arccos \frac{m_n(z_1 + z_2)}{2a} = 13.9823^\circ = 13^\circ 58' 56.32''$$

修正后的螺旋角略大于初选螺旋角，并且所选模数大于计算模数，无需对结果进行修正

6.7 计算齿轮的几何尺寸

$$m_t = \frac{m_n}{\cos\beta} = \frac{2}{\cos 13.9823^\circ} = 2.061mm$$

$$d_1 = m_t z_1 = 2.061 \times 27 = 55.647mm$$

$$d_2 = m_t z_2 = 2.061 \times 104 = 214.344mm$$

$$b_2 = \varphi_d d_1 = 1 \times 55.647mm \approx 56mm$$

$$b_1 = b_2 + (2 \sim 3) = 58mm$$

$$v = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \times 1000} = \frac{\pi \times 55.647 \times 480}{60 \times 1000} = 1.399m/s$$

6.8 选择齿轮精度等级

由表 8.7 及 8.8，选择七级精度齿轮。

七、减速器箱体结构设计

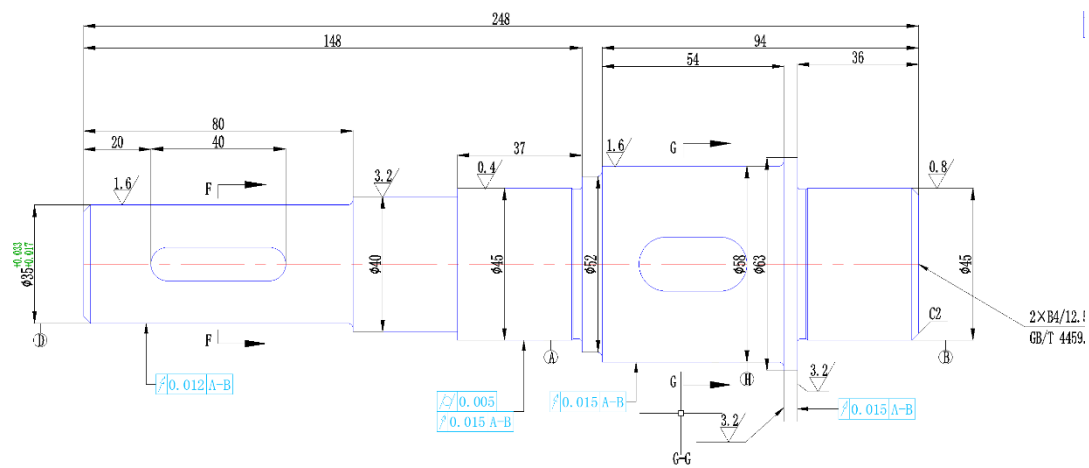
7.1 箱体结构参数确定

名称	代号	尺寸关系	尺寸/mm
箱座壁厚	δ	$0.025a_2+1\text{mm}\geq 8\text{mm}$	8
箱盖壁厚	δ_1	$(0.8\sim 0.85)\delta\geq 8\text{mm}$	8
地脚螺栓直径	d_f	$0.036a+12\text{mm}$	M20
地脚螺栓数目	n	$a\leq 250\text{mm}, n=4$ $a>250\sim 500\text{mm}, n=6$	4
箱座凸缘厚度	b	1.5δ	12
箱盖凸缘厚度	b_1	$1.5\delta_1$	12
箱座底凸缘厚度	b_2	2.5δ	20
轴承旁连接螺栓直径	d_1	$0.75d_f$	M16
箱座与箱盖连接螺栓 直径	d_2	$(0.5\sim 0.6)d_f$	M10
连接螺栓 d_2 的间距	l	$150\sim 200\text{mm}$	180
轴承盖螺钉直径	d_3	$(0.4\sim 0.5)d_f$	M8
视孔盖螺钉直径	d_4	$(0.3\sim 0.4)d_f$	M6
定位销直径	d	$(0.7\sim 0.8)d_2$	6
d_f 、 d_1 、 d_2 至外箱壁 距离	c_1	查表	18
d_f 、 d_2 至凸缘边缘距 离	c_2	查表	18
轴承旁凸台半径	R_1	c_2	24
凸台高度	h	查图	50

外箱壁至轴承座端面 距离	l_1	$c_1+c_2+ (5\sim 8) \text{ mm}$	42
大齿轮齿顶圆与内箱 壁的距离	Δ_1	$\geq \delta$	8
齿轮端面与内箱壁的 距离	Δ_2	$\geq \delta$	8
箱盖肋厚	m_1	$0.85\delta_1$	6.8
箱座肋厚	m	$0.85\delta_1$	8
轴承盖外径	D_2	查图	112
轴承旁连接螺栓距离	s	查图	120

八、轴的强度校核

8.1 低速轴



8.1.1 选择轴的材料

选用 45 钢作为轴的材料，调质处理，取 $[\tau]=35\text{MPa}$

8.1.2 初算轴径

估算最小轴径：
$$d \geq \sqrt[3]{\frac{9550000P}{0.2n[\tau]_T}} = 29.489\text{mm}$$

考虑有键槽，将直径增大 7%，则

$$d = 29.489 \times 1.07 = 31.55\text{mm}, \text{取 } 35\text{mm}$$

8.1.3 联轴器选型

选用凸缘联轴器(摘自 GB/T 5843—2003)

型号: GY5, Y 型

公称转矩: $400\text{N} \cdot \text{m}$

许用转速: $8000\text{r}/\text{min}$

轴孔直径 mm: 30, 32, 35, 38

轴孔长度 (推荐) mm: 82

8.1.4 轴上各段长度确定

第一段, 半联轴器与轴配合的毂孔长度为 80mm, 取轴长为 80mm, 轴孔直径为 35mm;

第二段, 要对联联轴器定位, 为了使可靠定位, 定位轴肩高度取 $h = (0.07 \sim 0.1)d$, 该段还需要安装密封圈, 根据密封圈的标准尺寸, 最终取 $d_2 = 40\text{mm}$ 。经轴承位置等相关尺寸确定, 取 $L_2 = 31\text{mm}$ 。

对于第三段, 需要安装轴承, 轴承型号为 7209AC, 取 $d_3 = 45\text{mm}, L_3 = 34\text{mm}$

第四段, 需要对甩油环进行定位, 为了使其可靠定位, 定位轴肩高度 $h = (0.07 \sim 0.1)d$, 最终取 $d_4 = 52\text{mm}, L_4 = 9\text{mm}$ 。

第五段, 需要安装大齿轮, 取 $d_5 = 58\text{mm}, L_5 = 54\text{mm}$ 。

第六段, 需要对大齿轮进行定位, 为了使其可靠定位, 定位轴肩高度 $h = (0.07 \sim 0.1)d$, 最终取 $d_6 = 63\text{mm}, L_6 = 7\text{mm}$ 。

第七段安装轴承及甩油环, 为使大齿轮定位可靠。取 $d_7 = 45\text{mm}, L_7 = 33\text{mm}$ 。

8.2 高速轴

8.2.1 材料选择

选用 40Cr 作为轴的材料，调质处理，取 $[\tau]=35\text{MPa}$

8.2.2 初算轴径

$$\text{估算最小轴径: } d \geq \sqrt[3]{\frac{9550000P}{0.2n[\tau]_T}} = 19.0797\text{mm}$$

考虑有键槽，将直径增大 5%，则

$$d = 19.0797 \times 1.07 = 20.415\text{mm}, \text{取 } 25\text{mm}$$

8.2.3 轴上各段长度

第一段，长度应该比大带轮宽度略短一些，取轴长为 50mm，轴孔直径为 25mm；

第二段，非定位轴肩，轴肩高度取 $h = 2.5\text{mm}$ ，该段还需要安装密封圈，根据密封圈的标准尺寸，最终取 $d_2 = 30\text{mm}$ 。经轴承位置等相关尺寸确定，取 $L_2 = 55\text{mm}$ 。

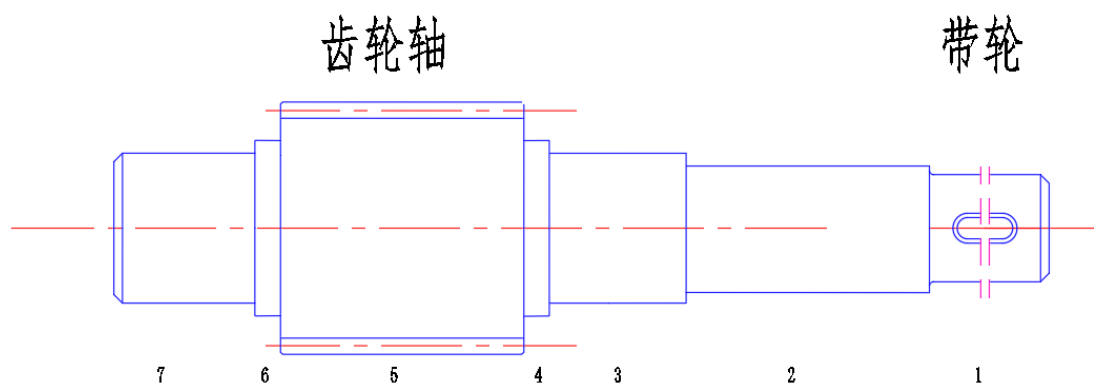
对于第三段，需要安装轴承及甩油环，轴承型号为 7207AC，取 $d_3 = 35\text{mm}$ ， $L_3 = 32\text{mm}$

第四段需要对甩油环进行定位，为了使其可靠定位，定位轴肩高度 $h = (0.07 \sim 0.1)d$ ，最终取 $d_4 = 32\text{mm}$ ， $L_6 = 6\text{mm}$ 。

第五段为齿轮轴部分，按照齿轮部分设计，齿轮分度圆直径为 55.65mm，此段长度为 58mm。

第六段需要对甩油环进行定位，为了使其可靠定位，定位轴肩高度 $h = (0.07 \sim 0.1)d$ ，最终取 $d_6 = 32\text{mm}$ ， $L_6 = 6\text{mm}$ 。

第七段安装轴承，轴径为取 $d_7 = 35\text{mm}$ ， $L_7 = 33\text{mm}$ 。



九、轴上其他零件校核

9.1 键的强度校核

9.1.1 大齿轮轴连接齿轮段，连接齿轮键的尺寸：16×10，长度为 32mm

$$\sigma_{bs} = \frac{4000T}{ld} = \frac{4000 \times 211.542}{10 \times (32-16) \times 58} = 91.1818 MPa < [\sigma_{bs}] = 135 MPa, \text{符合强度要求}$$

求

9.1.2 连接联轴器段的键尺寸：10×8，长度 40mm

$$\sigma_{bs} = \frac{4000T}{ld} = \frac{4000 \times 211.542}{8 \times (40-10) \times 35} = 100.7342 MPa < [\sigma_{bs}] = 135 MPa, \text{符合强度要求}$$

求

9.1.3 连接带轮段键的尺寸：8×7，长度 22mm

$$\sigma_{bs} = \frac{4000T}{ld} = \frac{4000 \times 57.3}{7 \times (22-8) \times 25} = 93.5510 MPa < [\sigma_{bs}] = 135 MPa, \text{符合强度要求}$$

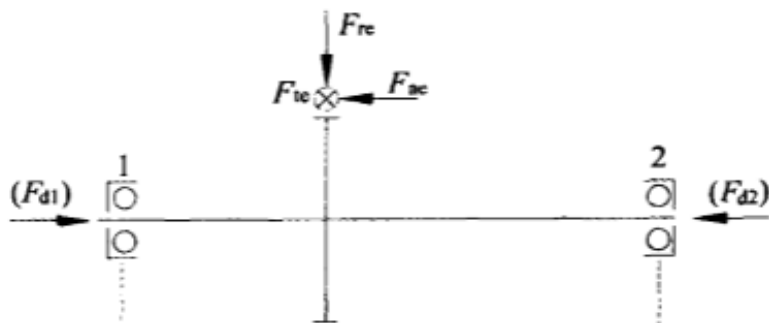
求

9.2 轴承寿命验算

$$L = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C}{P} \right)^\varepsilon$$

对于角接触球轴承， $\epsilon=3$

9.2.1 对于大齿轮对应轴上轴承，轴承型号 7209AC，基本额定动载荷 36.8kN



9.2.1.1 确定轴承径向载荷 F_{r1} 、 F_{r2} 和外部轴向力 F_{ae1}

$$F_{r1} = \sqrt{F_{1H}^2 + F_{1V}^2} = \sqrt{1067.5^2 + 1717.6^2} N = 2022.3 N$$

$$F_{r2} = \sqrt{F_{2H}^2 + F_{2V}^2} = \sqrt{962.4^2 + 327^2} N = 1016.4 N$$

$$F_{ae1} = F_{a1} = 916.94 N$$

9.2.1.2 求两轴承实际承受的轴向力 F_{a1} 和 F_{a2} 。对于 7209AC 型轴承，查的轴承的

派生轴向力 $F_d = 0.68F_r$ ，有：

$$F_{d1} = 0.68F_{r1} = 0.68 * 2022.3 = 1375.16 N$$

$$F_{d2} = 0.68F_{r2} = 0.68 * 1016.4 = 691.15 N$$

轴承 1 被压紧，轴承 2 被放松，得：

$$F_{a1} = F_{ae} + F_{d1} = 840 + 1375.16 = 2215.09 N$$

$$F_{a2} = F_{d2} = 691.15 N$$

9.2.1.3 求两轴承的当量动载荷 P_1 和 P_2 。查的 $\epsilon=0.68$

$$\frac{F_{a1}}{F_{r1}} = \frac{2215}{2022.3} > 0.68$$

$$\frac{F_{a2}}{F_{r2}} = \frac{691.15}{1016.4} = 0.68$$

当量动载荷系数

$$X_1 = 0.44, Y_1 = 1.00 \quad X_2 = 1, Y_2 = 0$$

轴平稳运转，取 $f_p = 1.1$

$$P_1 = f_p(X_1 F_{r1} + Y_1 F_{a1}) = 1.1 \times (0.44 \times 2022.3 + 1 \times 691.15) = 1739.06N$$

$$P_2 = f_p(X_2 F_{r2} + Y_2 F_{a2}) = 1.1 \times 1016.4 = 1118.04N$$

9.2.1.4 验算轴承寿命。 $P_1 > P_2$ ，所以按轴承 1 的受力大小验算

$$L_h = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{f_1 C_r}{P} \right)^\varepsilon = \frac{10^6}{60 \times 274.5} \left(\frac{1 \times 36800}{1739.06} \right)^3 = 575315.6h$$

$$L_h > L'_h = 20000h, \text{ 故 7206C 轴承能满足预期计算寿命计算}$$

9.2.2 对于齿轮轴上轴承，轴承型号 7207AC，基本额定动载荷 29kN

9.2.2.1 确定轴承径向载荷 F_{r1} 、 F_{r2} 和外部轴向力 F_{ae1}

$$F_t = \frac{2T}{d_m} = \frac{2 \times 76.4}{54.86 \times 10^{-3}} = 2785.3N$$

$$F_r = F_t \tan 20^\circ / \cos 18.8879^\circ = 1071.45N$$

$$F_a = F_t \tan 18.8879^\circ = 953.0N$$

$$M_a = \frac{F_a * D}{2} = 26.14N \cdot m$$

$$\text{由 } \sum M_H = 0, \text{ 求得 } F_{H1} = \frac{F_t * L_2}{L_2 + L_3} = 1392.7N$$

$$F_{H2} = \frac{F_t * L_3}{L_2 + L_3} = 1392.7N$$

由 $\sum M_x = 0, \sum M_y = 0, \sum F_x = 0, \sum F_y = 0$, 求得

$$\text{求得轴承沿轴向力: } F_{a1} = F_a = 953.4N$$

$$\text{轴承沿垂直于轴向力; } F_{v1} * (L_2 + L_3) = F_r * L_2 + M_a$$

$$F_{v1} = \frac{F_r * L_2 - M_a}{L_2 + L_3} = 306.14N$$

$$F_{v2} * (L_2 + L_3) = F_r * L_3 - M_a$$

$$F_{v2} = \frac{F_r * L_3 + M_a}{L_2 + L_3} = 765.3N$$

$$F_{r1} = \sqrt{F_{1H}^2 + F_{1V}^2} = \sqrt{1392.7^2 + 306.14^2}N = 1425.95N$$

$$F_{r2} = \sqrt{F_{2H}^2 + F_{2V}^2} = \sqrt{1392.7^2 + 765.3^2}N = 1589.1N$$

$$F_{ae1} = F_{a1} = 953.0N$$

9.2.2.2 求两轴承实际承受的轴向力 F_{a1} 和 F_{a2} 。对于 7209AC 型轴承，查的轴承的派生轴向力 $F_d = 0.68F_r$ ，有：

$$F_{d1} = 0.68F_{r1} = 0.68 * 1425.95 = 969.6N$$

$$F_{d2} = 0.68F_{r2} = 0.68 * 1589.1 = 1080.6N$$

轴承 2 被压紧，轴承 1 被放松，得：

$$F_{a1} = F_{d1} = 969.6N$$

$$F_{a2} = F_{ae} + F_{d2} = 2033.6N$$

9.2.2.3 求两轴承的当量动载荷 P_1 和 P_2 。查的 $e=0.68$

$$\frac{F_{a1}}{F_{r1}} = 0.68$$

$$\frac{F_{a2}}{F_{r2}} > 0.68$$

当量动载荷系数

$$X_1 = 1, Y_1 = 0 \quad X_2 = 0.44, Y_2 = 1.00$$

轴平稳运转，取 $f_p = 1.1$

$$P_1 = f_p(X_1 F_{r1} + Y_1 F_{a1}) = 1.1 \times 1425.95 = 1568.55N$$

$$P_2 = f_p(X_2 F_{r2} + Y_2 F_{a2}) = 1.1 \times (0.44 \times 1589.1 + 1 \times 2033.6) = 3006.1N$$

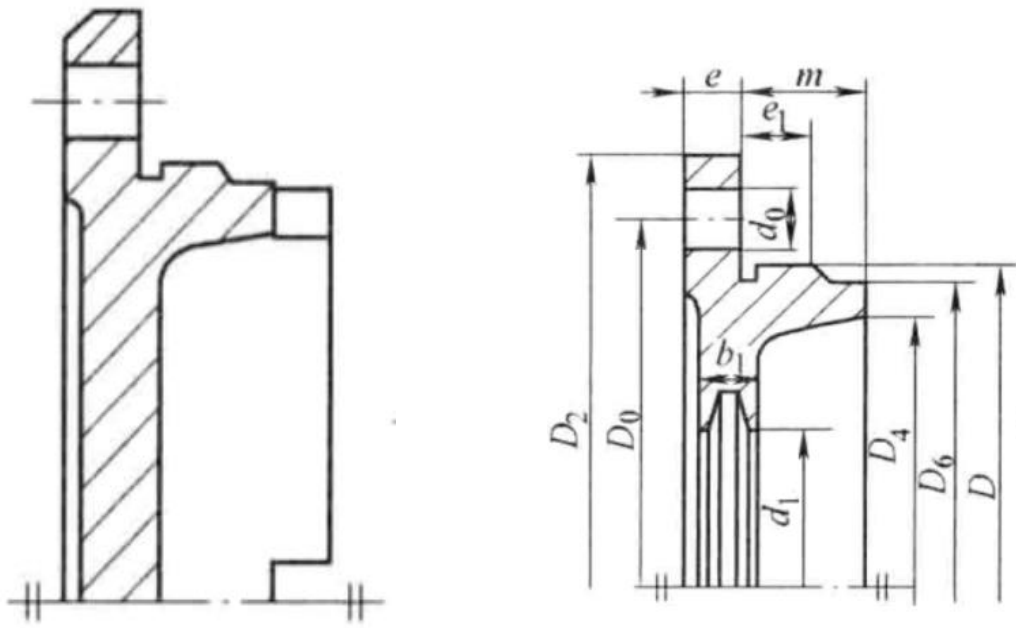
9.2.2.4 验算轴承寿命。 $P_1 > P_2$ ，所以按轴承 1 的受力大小验算

$$L_h = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{f_1 C_r}{P} \right)^\varepsilon = \frac{10^6}{60 \times 76.4} \left(\frac{1 \times 29000}{3006.1} \right)^3 = 195857.0h$$

$$L_h > L'_h = 20000h, \text{ 故 7206C 轴承能满足预期计算寿命计算}$$

十、其他零件设计

10.1 轴承端盖



减速器共使用 4 个轴承端盖，材料 HT250 铸造件两个透盖，两个闷盖。

轴承盖参数：

单位：毫米

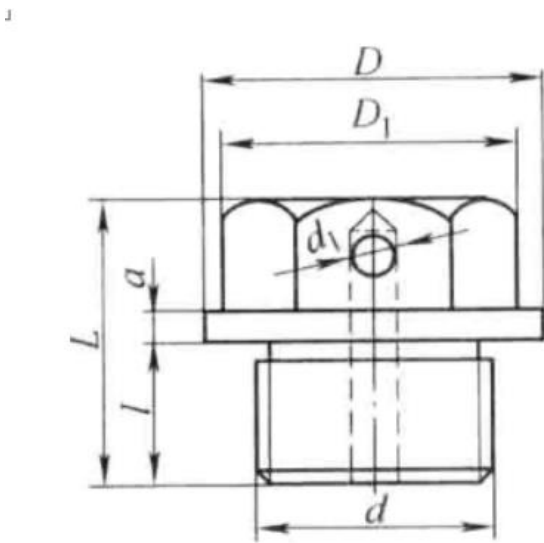
	高速轴轴承盖	低速轴轴承盖
D	72	85
d_3	8	8
d_0	9	9
D_0	92	105
D_2	112	125
e	9.6	9.6
e_1	9.6	9.6
D_4	60	70
D_5	68	81
D_6	70	81

10.2 联轴器

根据减速器的输出轴的转矩以及转速，选用 LX3 联轴器 GB/T 5014—2003。其主要参数如下表

公称转矩/ (N · m)	许用转速/ (r/min)	轴孔直径 dz/mm	轴孔长度 /mm	质量/kg
400	8000	30,32,35,38	82	5.43

10.3 通气器

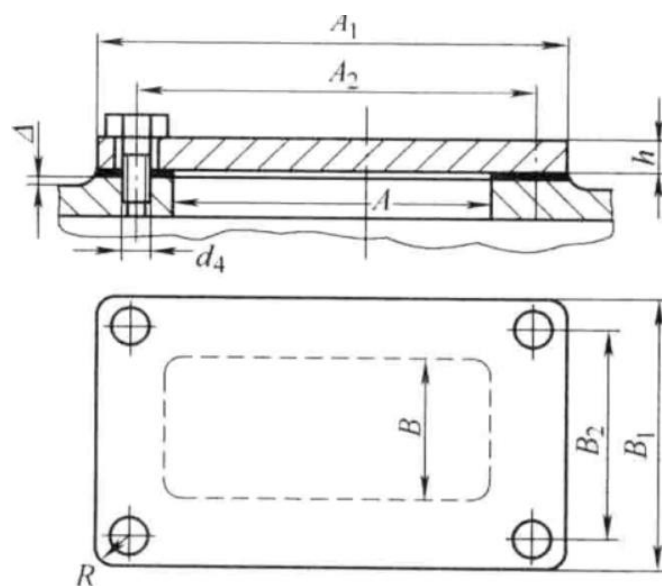


采用简易式通气器，参数如下：

单位：毫米

符号	d	D_1	D	d_1	L	l	a
参数	M16×1.5	19.6	22	5	23	12	2

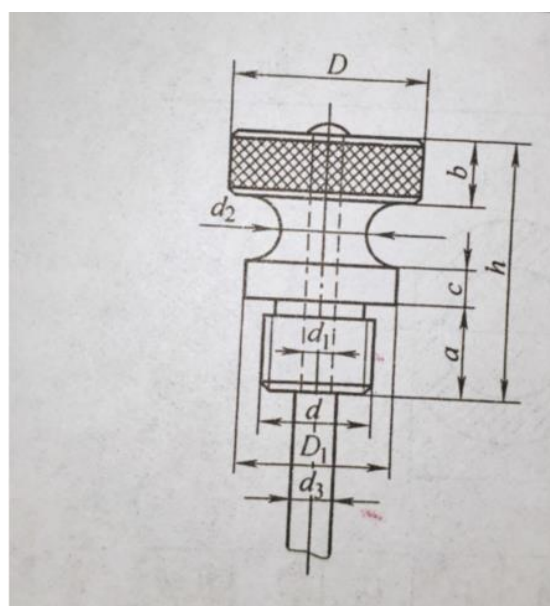
10.4 视孔盖



视孔盖采用轧制钢板制成，它和箱体之间加石棉橡胶密封垫片，以防止漏油，其参数如下：

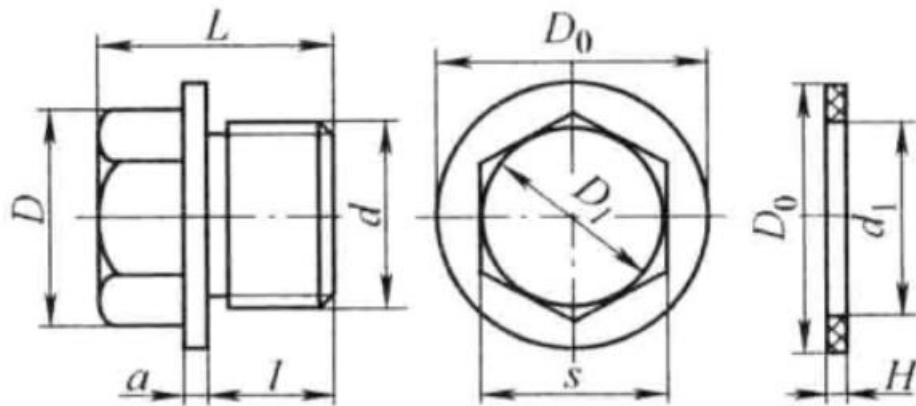
符号	A_1	A_2	A	B_1	B_2	B	h	d_4	Δ
参数 (mm)	130	115	100	70	55	40	4	6	2

10.5 油标



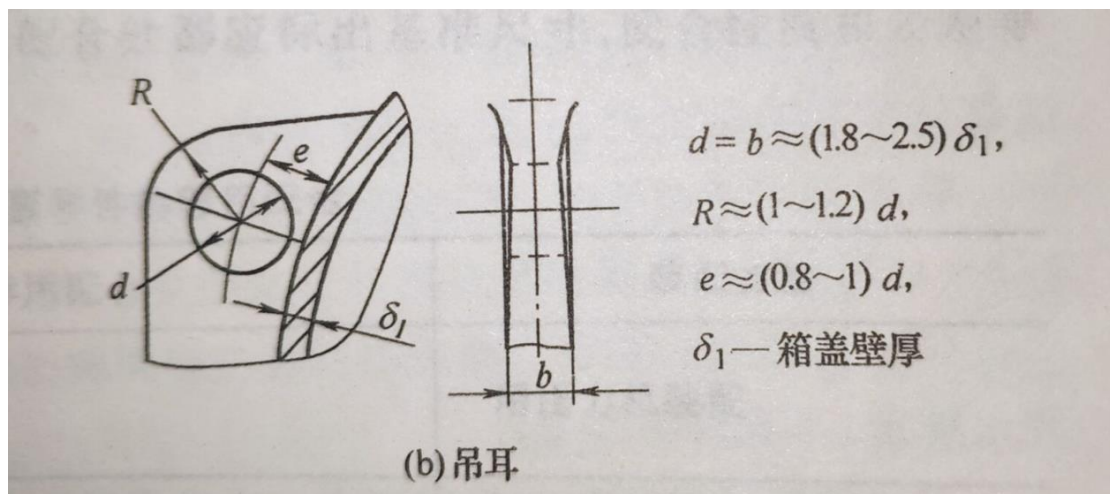
参数	d	d_1	d_2	d_3	h	a	b	c	D	D_1
大小	M20*1.5	4	16	6	35	12	8	5	26	22

10.6 油塞



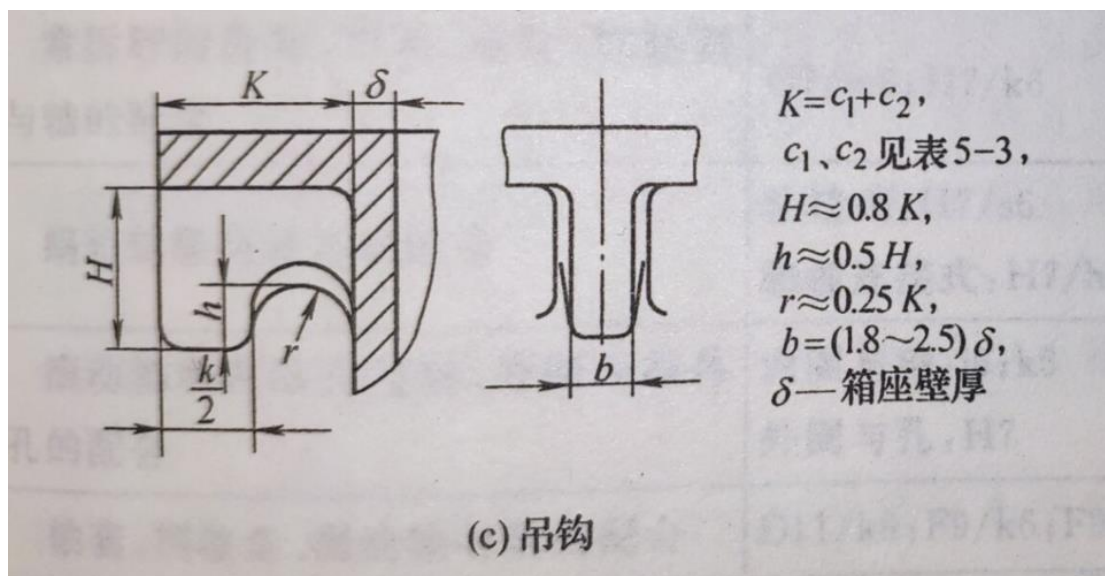
符号	d	D_0	L	l	a	D	s	d_1	H
参数	M16×1.5	26	23	12	3	19.6	17	17	2

10.7 吊耳



d	R	e	δ_1
15mm	18mm	12mm	8mm

10.8 吊钩



K	H	h	r	b
34mm	27.2mm	13.6mm	8.5mm	15mm

十一、润滑及密封设计

11.1 润滑方式及润滑剂选择

齿轮圆周速度小于 $v=12\text{m/s}$ ，传动零件采用浸油润滑为锥齿轮传动，浸油高度应没过锥齿轮齿宽，至少应没过 $1/2$ 齿宽，齿顶距箱底至少 22mm ，这里取为 25mm 。小齿轮转速 480r/min ，功率 3.84kW ，减速比小于 10 ，选取粘度为 $46 \sim 68$ 的润滑油，采用全损耗系统润滑油，L-AN68。

同时由于浸油齿轮的圆周速度小于 2m/s ，齿轮不能有效的把油飞溅到箱壁上，滚动轴承采用脂润滑。选用 ZL-2 号通用锂基润滑脂（GB 7324-1994）。

11.2 密封方式选择及结构设计

轴承室内侧密封用甩油环，防止箱内润滑油进入轴承室而是润滑脂稀释流出。同时也防止轴承室中的润滑脂流入箱内导致油脂混合。

轴承室与外界间的密封，轴承用脂润滑，且轴的最高圆周速度不超过 2m/s，属于低速范畴，使用毡圈油封。

十二、设计小结

这次的课程设计让我将以前学习的理论知识进一步的巩固，对许多设计过程有了更加深刻直接的认识，也深深的体会到了一个工程中的机械设计人员的辛苦。在这次课程设计实习过程中，我遇到了许许多多的困难，其中很多时候在做无用功，通过与同学交流与老师沟通，仔细查阅课本后才一一解决。通过这次课程设计，我明白了一个道理，在做一件事情的时候只要你可以全身心的投入进去，在面对困难时不退缩，那么最终一定会收获到自己的想要的结果。

十三、参考资料

[1]李育锡，机械设计课程设计，第 1 版，北京：高等教育出版社，2008.

[2]吴立言，李光磊，机械设计教程，第 3 版，西安：西北工业大学出版社，2012

[3]孙恒，李继庆，机械原理教程，第 2 版，西安：西北工业大学出版社，2008