

# 目 录

<b>一、概述</b> .....	<b>1</b>
1.机械设计课程设计的目的 .....	1
2.机械设计课程设计的内容 .....	1
3.机械设计课程设计的方法和步骤 .....	2
4.机械设计课程设计中应该注意的问题 .....	2
<b>二、传动方案的拟定</b> .....	<b>3</b>
<b>三、电动机的选择和传动装置的运动、动力参数计算</b> .....	<b>4</b>
1.电动机的选定 .....	4
2.计算传动装置的总传动比并分配传动比 .....	5
3.计算传动装置各轴的运动和动力参数.....	5
<b>四、传动零件的设计计算</b> .....	<b>7</b>
1.V 带的设计 .....	7
2.一级齿轮传动的设计 .....	8
3.各轴的设计 .....	9
<b>五、轴的校核计算</b> .....	<b>12</b>
1.高速轴— I 轴的校核计算 .....	12
2.低速轴— II 轴的校核计算 .....	14
<b>六、滚动轴承的选择和基本额定寿命的计算</b> .....	<b>16</b>
1.高速轴— I 轴的滚动轴承选择及校核计算 .....	16
2.高速轴— II 轴的滚动轴承选择及校核计算 .....	16
<b>七、键的选择和键连接的强度计算</b> .....	<b>17</b>
1.高速轴— I 轴的键选择及校核计算 .....	17
2.高速轴— II 轴的键选择及校核计算 .....	17
<b>八、联轴器的选择</b> .....	<b>19</b>
<b>九、啮合件及轴承的润滑方法、润滑剂牌号及装油量</b> .....	<b>20</b>
1.齿轮的润滑 .....	20
2.轴承的润滑 .....	20

<b>十、密封方式的选择</b> .....	<b>21</b>
1.轴承透盖处的密封 .....	21
2.凸缘连接处的密封 .....	21
3.放油孔处的密封 .....	21
4.轴承内端的密封 .....	21
<b>十一、减速器的附件及其说明</b> .....	<b>23</b>
1.窥视孔和窥视孔盖 .....	23
2.放油孔及放油螺塞 .....	23
3.油面指示器 .....	24
4.通气孔 .....	24
5.吊耳和吊钩 .....	25
6.定位销 .....	25
7.启盖螺钉 .....	26
<b>参考文献</b> .....	<b>27</b>

## 一、概述

### 1. 机械设计课程设计的目的

①通过课程设计实践，树立正确的设计思想，增强创新意识，培养综合运用机械设计基础课程和其他先修课程的理论与生产实际知识去分析与解决机械设计问题的能力；

②学习机械设计的一般方法，掌握机械设计的一般规律；

③进行机械设计基本技能的训练，例如计算、绘图、查询设计资料和手册、运用标准和规范等。

### 2. 机械设计课程设计的内容

本次机械设计课程设计的内容为带式运输机传动装置，其装置如图 1 所示。

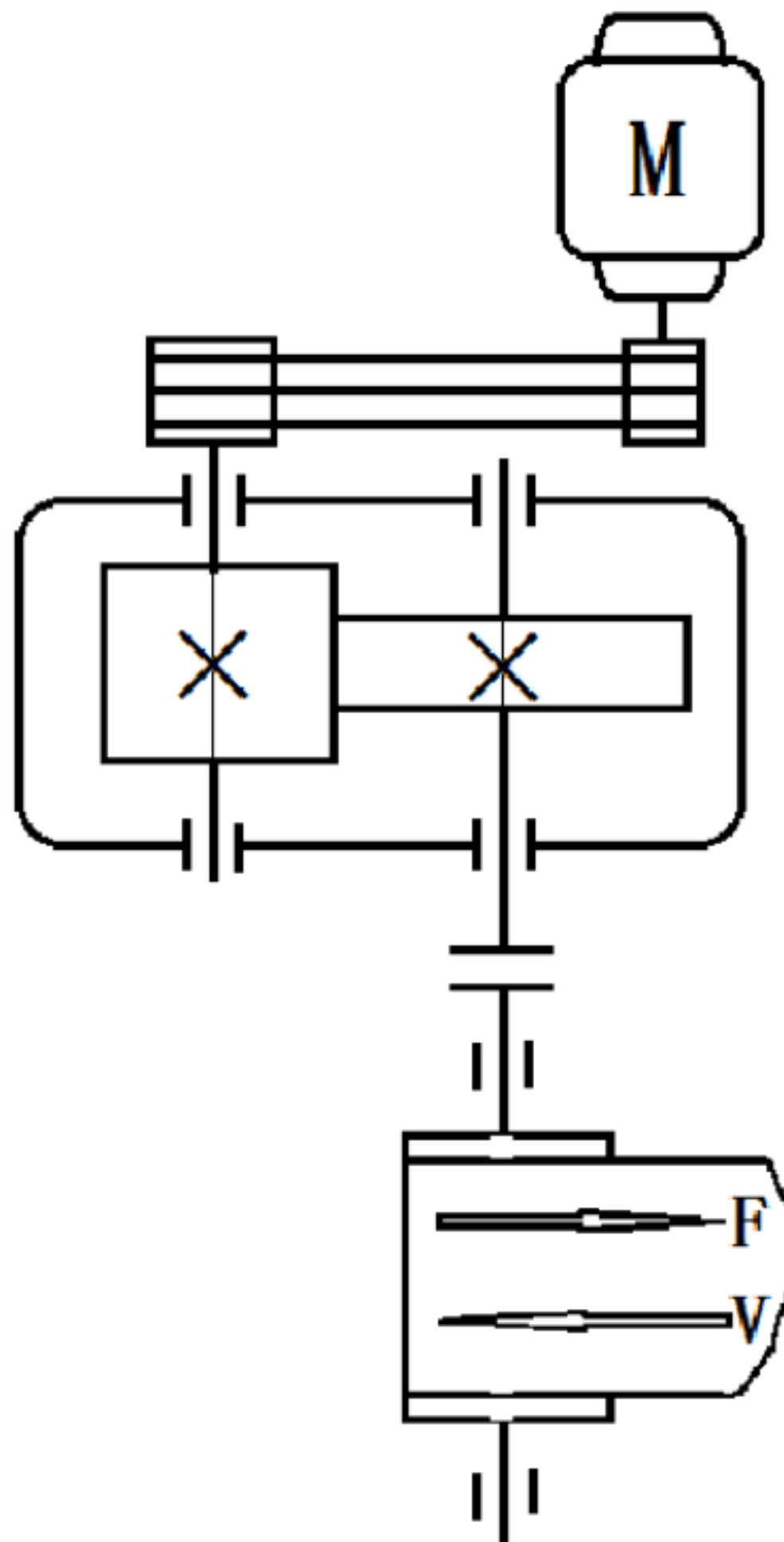


图 1 带式运输机传动装置简图

本次课程设计的工作量：

- 1) 减速器装配工作图 1 张 (A0 图纸)；
- 2) 零件工作图 2 张 (低速轴、轴承透盖, A2 图纸)；
- 3) 设计计算说明书 1 份。

### 3. 机械设计课程设计的方法和步骤

- 1) 设计准备；
- 2) 传动装置的总体设计；
- 3) 传动零件的设计计算；
- 4) 装配草图的设计；
- 5) 装配工作图的设计；
- 6) 零件工作图的设计；
- 7) 撰写设计计算说明书；
- 8) 设计总结和答辩。

### 4. 机械设计课程设计中应该注意的问题

- 1) 正确处理参考已有资料与创新的关系；
- 2) 正确处理设计计算与结构设计和工艺要求等方面的关系；
- 3) 熟练掌握边画图、边计算、边修改的设计方法，力求精益求精；
- 4) 正确使用标准和规范；
- 5) 图纸应符合机械制图规范，说明书要求计算正确，书写工整，内容完整；
- 6) 要充分发挥主观能动性，要勤于思考、深入专研的学习精神和严肃认真、一丝不苟、有错必改、精益求精的工作态度；
- 7) 要注意掌握设计进度，保质保量地按期完成设计任务。

## 二、 传动方案的拟定

采用一级圆柱齿轮减速器，其传动比一般小于 6，传递功率可达到数万千瓦，效率较高，工艺简单，精度易于保证，一般工厂均能制造，应用广泛。轴线可做水平布置、上下布置或垂直布置。本次课程设计的带式运输机传动装置，是小功率传动，宜选用结构简单、价格便宜、标准化程度高的传动装置，以降低制造成本。而且带传动的承载能力较小，当传递相同转矩时，结构尺寸较其他传动形式大，但传动平稳，能吸震缓冲，因此宜布置在高速级。

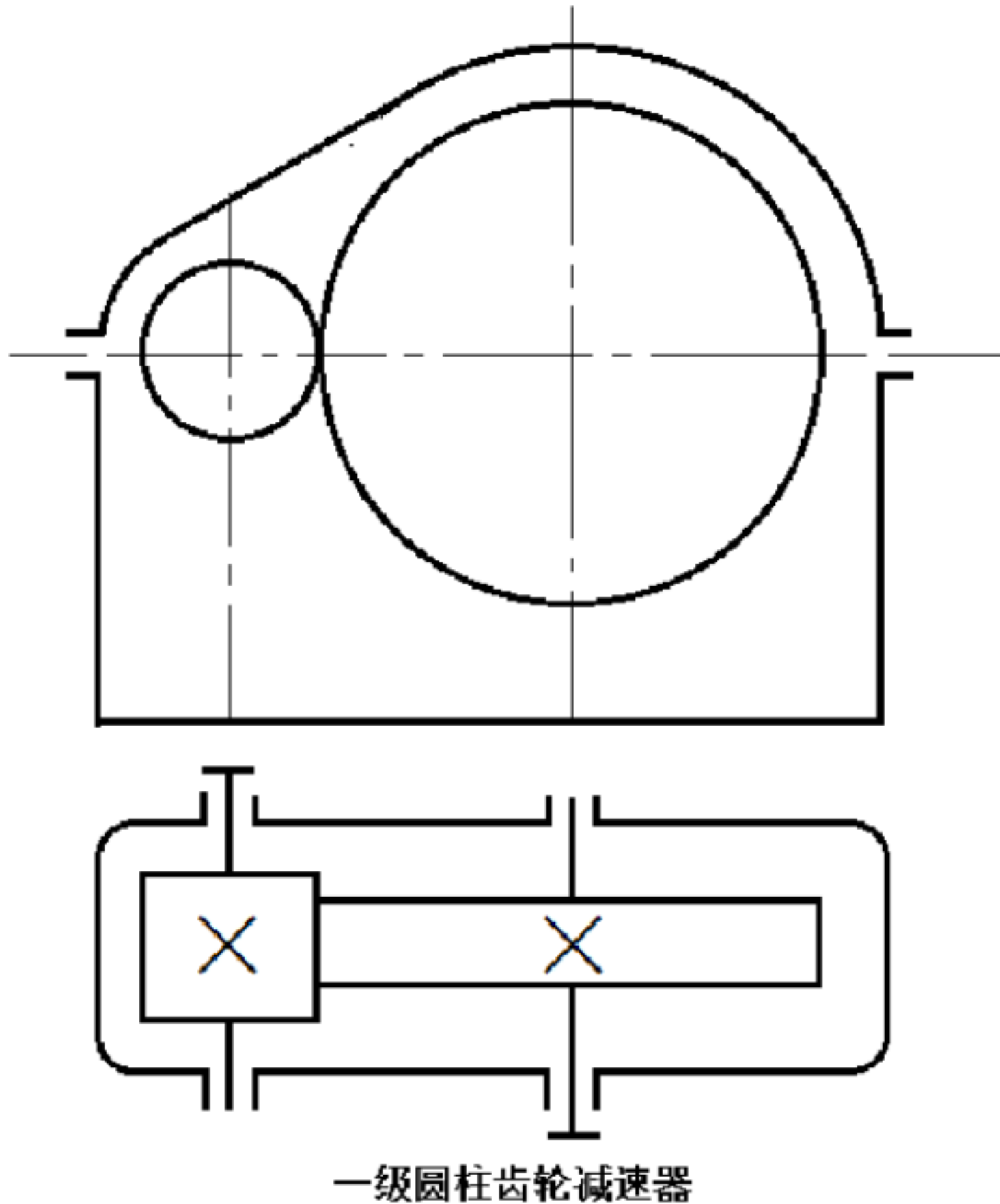


图 2 一级圆柱齿轮减速器传动方案

### 三、 电动机的选择和传动装置的运动、动力参数计算

#### 1. 电动机的选择

##### 1.1 选择电动机的类型

按工作要求和工作条件选用 Y 系列三相鼠笼型异步电动机,其结构为全封闭自扇冷式结构,电压为 380V。

##### 1.2 选择电动机的容量 (参考资料[3]第 11 页)

工作机的有效功率是

$$P_w = \frac{Fv}{1000} = \frac{1300 \times 1.35}{1000} \text{KW} = 1.755 \text{KW}$$

从电动机到工作机输送带间的总效率为

$$\eta_{\Sigma} = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \cdot \eta_4^3 \cdot \eta_5$$

其中:

$\eta_1$ : V 带的传动效率;

$\eta_2$ : 联轴器的传动效率;

$\eta_3$ : 齿轮的传动效率;

$\eta_4$ : 轴承的传递效率;

$\eta_5$ : 卷筒的传递效率。

由参考资料[3]第 87 页可知:

$$\eta_1 = 0.96; \eta_2 = 0.99; \eta_3 = 0.97; \eta_4 = 0.98; \eta_5 = 0.96$$

则总传动效率为:

$$\eta_{\Sigma} = 0.96 \times 0.99 \times 0.97 \times 0.98^3 \times 0.96 = 0.83297 \approx 0.833$$

所以电动机所需的工作效率为:

$$P_d = \frac{P_w}{\eta_{\Sigma}} = \frac{1.755}{0.833} \text{KW} = 2.1068 \text{KW} \approx 2.11 \text{KW}$$

##### 1.3 确定工作机的转速 (参考资料[3]第 11 页)

$$\eta_d = i'_{\Sigma} \cdot \eta_w = (i'_1 \cdot i'_2 \cdot \dots \cdot i'_n) \cdot \eta_w$$

式中 $\eta_w$ 是工作机主动轴的转速:

$$\eta_w = \frac{60 \times 1000v}{\pi d} \text{r/min} = \frac{60 \times 1000 \times 1.35}{\pi \times 275} \text{r/min} = 93.7567 \text{r/min} \approx 94 \text{r/min}$$

$$i'_{\Sigma} = i'_1 \cdot i'_2$$

其中

$i'_1$ : V 带传动的传动比;

$i'_2$ : 圆柱齿轮单击减速器的传动比。

根据参考资料[3]第 88 页可知:

$$i'_1 = (2 \sim 4); i'_2 = (3 \sim 6)$$

故总传动比范围为:

$$i'_{\Sigma} = i'_1 \cdot i'_2 = (2 \sim 4) \times (3 \sim 6) = (6 \sim 24)$$

所以电动机转速的可选范围为:

$$\eta_d = i'_{\Sigma} \cdot \eta_w = (6 \sim 24) \times 94 = (564 \sim 2256) \text{r/min}$$

符合这一范围的同步转速为 750r/min、1000r/min、1500r/min 三种。综合考虑电动机和传动装置的尺寸、质量及价格因素，为使传动装置结构紧凑，决定使用同步转速为 1000r/min 的电动机。

根据电动机的类型、容量和转速，由电机产品目录或有关手册选定电动机型号为 Y112M-6，其主要性能如下表所示：

表 1 Y112M-6 型电动机的主要性能

电动机型号	额定功率/KW	满载转速/(r·min <sup>-1</sup> )	$\frac{\text{启动转矩}}{\text{额定转矩}}$	$\frac{\text{最大转矩}}{\text{额定转矩}}$
Y112M-6	2.2	940	2.0	2.0

## 2. 计算传动装置的总传动比并分配传动比

2.1 总传动比  $i_{\Sigma}$  (参考资料[3]第 12 页)

$$i_{\Sigma} = \frac{n_m}{n_w} = \frac{940}{94} = 10$$

2.2 分配传动比 (参考资料[3]第 12 页)

$$i_{\Sigma} = i_1 \cdot i_2$$

其中：

$i_1$ ：V 带传动的传动比；

$i_2$ ：齿轮传动一级减速器的传动比。

根据参考资料[3]第 88 页可知：

$$i_1 = 3; i_2 = \frac{10}{3} = 3.33$$

## 3. 计算传动装置各轴的运动和动力参数

3.1 各轴的转速

电动机轴

$$n_m = 940\text{r/min}$$

带轮轴

$$n_{\text{带}} = \frac{n_m}{i_1} = \frac{940}{3} = 313.3\text{r/min}$$

I 轴

$$n_I = n_{\text{带}} = 313.3\text{r/min}$$

II 轴

$$n_{II} = \frac{n_I}{i_2} = \frac{313.3}{3.33} = 94\text{r/min}$$

卷筒轴

$$n_{\text{卷}} = n_{II} = 94\text{r/min}$$

## 3.2 各轴的输入功率

电动机轴

$$P_d = 2.17\text{KW}$$

带轮轴

$$P_{\text{带}} = P_d \cdot \eta_1 = 2.17 \times 0.96 = 2.0832\text{KW} \approx 2.08\text{KW}$$

I 轴

$$P_I = P_{\text{带}} = 2.08\text{KW}$$

II 轴

$$P_{II} = P_I \cdot \eta_3 \cdot \eta_4 = 2.08 \times 0.97 \times 0.98 = 1.977\text{KW} \approx 1.98\text{KW}$$

卷筒轴

$$P_{\text{卷}} = P_{II} \cdot \eta_2 \cdot \eta_4 = 1.98 \times 0.99 \times 0.98 = 1.92\text{KW}$$

## 3.3 各轴的输入转矩

电动机轴

$$T_d = 9.55 \times 10^6 \frac{P_d}{n_m} = 9.55 \times 10^6 \times \frac{2.17}{940} = 2.2 \times 10^4 \text{N} \cdot \text{mm}$$

带轮轴

$$T_{\text{带}} = T_d \cdot \eta_1 \cdot i_1 = 2.2 \times 0.96 \times 3 = 6.34 \times 10^4 \text{N} \cdot \text{mm}$$

I 轴

$$T_I = T_{\text{带}} = 6.34 \times 10^4 \text{N} \cdot \text{mm}$$

II 轴

$$T_{II} = T_I \cdot \eta_3 \cdot \eta_4 \cdot i_2 = 6.34 \times 0.97 \times 0.98 \times 3.33 = 2.01 \times 10^5 \text{N} \cdot \text{mm}$$

卷筒轴

$$T_{\text{卷}} = T_{II} \cdot \eta_2 \cdot \eta_4 = 2.01 \times 0.99 \times 0.98 = 1.95 \times 10^5 \text{N} \cdot \text{mm}$$

表 2 带式传动装置的运动和动力参数

轴名	功率 P/KW	转矩 T/ (N·mm)	转速 n/ (r·min <sup>-1</sup> )	传动比 i	效率η
电机轴	2.17	$2.2 \times 10^4$	940	3	0.96
带轮轴	2.08	$6.34 \times 10^4$	313.3	1	1
I 轴	2.08	$6.34 \times 10^4$	313.3	3.33	0.95
II 轴	1.98	$2.01 \times 10^5$	94	1	0.97
卷筒轴	1.92	$1.95 \times 10^5$	94		



## 四、 传动零件的设计计算

### 1. V 带传动的设计

已知：电动机的传递功率  $P=2.17\text{KW}$ ；转速  $n_1=940\text{r/min}$ ； $n_2=313.3\text{r/min}$ ；传动比  $i=3$

#### 1.1 确定计算功率

$$P_c/\text{KW} = K_A \cdot P = 1.3 \times 2.17\text{KW} = 2.82\text{KW}$$

其中：

$K_A$ ：工作系数；由（参考资料[1]第94页）可知  $K_A=1.3$

$P$ ：传递功率。

#### 1.2 选择带的型号

由（参考资料[1]第94页）可知： $d_1=80\sim 100\text{mm}$ ，A型带

#### 1.3 确定带轮的基准直径

初选小带轮直径  $d_{d1}$ ：由（参考资料[1]第96页）取  $d_{d1}=100\text{mm}$ 。

验算带的速度： $V=\pi \cdot d_{d1} \cdot n_1 / (60 \times 1000) = 4.92\text{m/s}$  近似满足带速范围

计算从动轮轴径： $d_{d2} = i_1 \cdot d_{d1} \cdot (1 - \varepsilon) = 3 \times 100 \times (1 - 0.02) = 294\text{mm}$

按V带轮的基准表（参考资料[1]第96页）调整为  $d_{d2}=300\text{mm}$

验算传动比误差：理论传动比  $i=3$ ；实际传动比  $i'=300 / (100 \times 0.98) = 3.06$

则  $\Delta i = (i' - i) / i = 2\% < 5\%$  符合使用要求。

#### 1.4 确定中心距，带的基准长度

确定中心距：（参考资料[1]第95页）

$$280\text{mm} = 0.7(d_{d1} + d_{d2}) \leq a_0 \leq 2(d_{d1} + d_{d2}) = 800\text{mm}$$

因为可以取： $a_0=400\text{mm}$ 。

确定带的基准长度：（参考资料[1]第89页）

$$L_d' = 2a_0 + \frac{\pi}{2}(d_{d1} + d_{d2}) + \frac{(d_{d1} - d_{d2})^2}{4a_0} = 1453.3\text{mm}$$

由参考资料[1]第95页调整为： $L_d=1400\text{mm}$

计算实际中心距：（参考资料[1]第95页）

$$a = a_0 + \frac{L_d - L_d'}{2} = 400 - \frac{53.3}{2} = 373.4\text{mm}$$

中心距的变动范围：

$$a_{\min} = a - 0.015L_d = 352.4\text{mm}$$

$$a_{\max} = a + 0.03L_d = 415.7\text{mm}$$

#### 1.5 计算小带轮的包角（参考资料[1]第89页）

$$\alpha = 180^\circ - \frac{300 - 100}{373.4} \times 57.3^\circ = 149.31^\circ \geq 120^\circ$$

### 1.6 确定 V 带的根数

由（参考资料[1]第 97 页）单根 V 带传递的额定功率： $P_0 = 0.95\text{KW}$

由（参考资料[1]第 97 页）单根 V 带传递的额定功率增量： $\Delta P_0 = 0.11\text{KW}$

由（参考资料[1]第 97 页）得包角系数： $K_\alpha = 0.92$

由（参考资料[1]第 95 页）得长度系数： $K_L = 0.96$

V 带根数：（参考资料[1]第 96 页）

$$z = \frac{P_c}{(P_0 + \Delta P_0)K_\alpha K_L} = \frac{2.82}{(0.95 + 0.11) \times 0.92 \times 0.96} = 2.78$$

取  $z=3$  根。

### 1.7 计算初拉力和压轴力（参考资料[1]第 98 页）

计算初拉力：

$$F_0 = \frac{500P_c}{zv} \left( \frac{2.5}{K_\alpha} - 1 \right) + qv^2 = \frac{500 \times 2.82}{3 \times 4.92} \left( \frac{2.5}{0.92} - 1 \right) + 0.1 \times 4.92^2 = 166.5\text{N}$$

计算压轴力：

$$Q = 2zF_0 \sin \frac{\alpha}{2} = 2 \times 3 \times 166.5 \times \sin \frac{149.31}{2} = 963.3\text{N}$$

### 1.8 V 带轮的设计（参考资料[2]第 71 页）

对于普通的 A 型 V 带带轮轮槽尺寸标准

$$e = 15 \pm 0.3 \text{ mm}$$

$$f = 10 \pm_1^2 \text{ mm}$$

$$\varphi_0 = 30^\circ$$

则带轮宽为：

$$l = 2 \times f + 2 \times e = 2 \times 10 + 2 \times 15 = 50 \text{ mm}$$

## 2. 一级齿轮传动的设计（参考资料[1]第 133 页）

### 2.1 材料的选择

带式传输为一般机械，采用软齿面齿轮传动。

小齿轮由于尺寸较小，可以直接做成齿轮轴；

大齿轮选用 45 号钢，正火处理，齿面平均硬度为 190HBS。

### 2.2 确定许用应力

$$[\sigma]_{H1} = 570\text{MPa}; [\sigma]_{H2} = 390\text{MPa}$$

$$[\sigma]_{F1} = 220\text{MPa}; [\sigma]_{F2} = 170\text{MPa}$$

### 2.3 参数选择

齿数：取  $z_1=24$ ,  $z_2=i \cdot z_1=80$

齿宽系数：由（参考资料[1]第 133 页）得  $\phi_d = 1.0$

载荷系数：由（参考资料[1]第 133 页）得  $K = 1.1$

齿数比： $u=z_2/z_1=3.33$

## 2.4 按齿面接触疲劳强度设计

小齿轮的传递转矩:

$$T_1 = 9.55 \times 10^6 \frac{P_1}{n_1} = 6.34 \times 10^4 \text{N} \cdot \text{mm}$$

小齿轮的分度圆直径:

$$d_1 = 76.6 \sqrt[3]{\frac{KT_1(u+1)}{\phi_d u [\sigma]_H^2}} = 76.6 \times \sqrt[3]{\frac{1.1 \times 6.34 \times 10^4 \times (3.33 + 1)}{1.0 \times 3.33 \times 390^2}} = 64.47 \text{mm}$$

## 2.5 确定模数、中心距、分度圆直径及齿宽

模数:  $m = d_1/z_1 = 64.47/24 = 2.69$ , 由参考资料[1]第114页取  $m=3\text{mm}$ ;

中心距:  $a = 0.5m(z_1 + z_2) = 0.5 \times 3 \times (24 + 80) = 156\text{mm}$ ;

分度圆直径:  $d_1 = z_1 \cdot m = 24 \times 3 = 72\text{mm}$ ;  $d_2 = z_2 \cdot m = 80 \times 3 = 240\text{mm}$ ;

齿宽:  $b = \phi_d \cdot d_1 = 1.0 \times 72 = 72\text{mm}$ ; 取  $b_2 = 75\text{mm}$ ;  $b_1 = 80\text{mm}$ 。

## 2.6 校核齿根弯曲疲劳强度

齿型系数:  $Y_{F1}=2.75$ ;  $Y_{F2}=2.25$

齿型系数与需用弯曲应力的比值:

$$\frac{Y_{F1}}{[\sigma]_{F1}} = \frac{2.75}{220} = 0.0125; \quad \frac{Y_{F2}}{[\sigma]_{F2}} = \frac{2.25}{170} = 0.0132$$

则

$$\sigma_{F2} = \frac{2KT_1 Y_{F2}}{bd_1 m} = \frac{2 \times 1.1 \times 6.34 \times 10^4 \times 2.24}{72 \times 72 \times 3} = 20.1 \text{MPa} \leq [\sigma]_{F2} = 170 \text{MPa}$$

故满足齿根弯曲疲劳强度。

## 3. 各轴的设计 (参考资料[1]第217~218页)

## 3.1 高速轴—I轴各段的设计

表3 I轴各段的基本直径:

位置	轴径/mm	说明
带轮处	20	按传递转矩估算的基本直径
油封处	24	为满足带轮的轴向固定要求而设一轴肩,由参考资料[1]第211~212页知,轴肩高度 $a=(0.07\sim 0.1)d=(0.07\sim 0.1) \times 20=1.4\sim 2\text{mm}$ ,取 $a=2\text{mm}$ 。该段轴径应满足油封标准。
轴承处	30	在一般的直齿轮一级减速器中,通常选用深沟球轴承,为便于轴承从右端装拆,轴承内径应稍大于油封处轴径,并符合滚动轴承标准内径,故取轴径为30mm,初定轴承型号为6206,两端相同。
齿轮处	35	考虑齿轮从一端装入,故而齿轮孔径应大于轴承处轴径,并应为标准值。
轴环处	41	齿轮的另一端用轴环固定,按齿轮处轴径 $d=35\text{mm}$ ,由参考资料[1]第211~212页可知,轴环高度 $a=(0.07\sim 0.1)d=(0.07\sim 0.1) \times 35=2.45\sim 3.5\text{mm}$ ,取 $a=3\text{mm}$ 。

轴肩处	36	为便于轴承拆卸,轴肩高度不能过高,按 6206 型轴承安装尺寸(见参考资料[3]第 144 页),取轴肩高度为 $a=3\text{mm}$ 。
-----	----	--

表 4 I 轴各段的基本长度:

位置	周段长度/mm	说明
齿轮处	78	已知齿轮轮毂宽度为 $d_1=d_{II}+(5\sim 10)\text{mm}=77\sim 82\text{mm}$ ,可取 $d_1=80\text{mm}$ ,为保证套筒能压紧齿轮,此轴端长度略小于齿轮轮毂宽度,故取 78mm。
含套筒轴承处	43	此轴端包括四部分:轴承内圈宽度为 16mm;考虑到箱体的铸造误差,装配时留有余地,轴承左端面与箱体内壁的间距取 5mm;箱体内壁与齿轮右端面的间距取 20mm,齿轮对称布置,齿轮左右两侧上述两值取同值;齿轮轮毂宽度与齿轮处轴端长度之差为 2mm。故该轴段长度为 $16+5+20+2=43\text{mm}$ 。
油封处	45	此段长度包括两部分:为便于轴承端盖的拆装及对轴承加润滑脂,可取轴承盖外端面与链轮左端面的间距为 25mm;有减速器及轴承盖的结构设计,取轴承右端面与轴承盖外端面的间距(轴承盖的总宽度)为 20mm。故该轴段长度为 $25+20=45\text{mm}$ 。
带轮处	48	已知带轮轮毂宽度为 50mm,为保证轴端挡圈能压紧带轮,此轴段长度应略小于带轮轮毂宽度,故取 48mm。
轴环处	10	轴环宽度 $b=1.4a=1.4\times 3=4.2\text{mm}$ ,可取 $b=10\text{mm}$ 。
轴肩处	15	轴承右端面至齿轮左端面的距离与轴环高度之差,即 $20+5-10=15\text{mm}$ 。
轴肩轴承处	16	等于 6206 型轴承内圈宽度 16mm
全轴长	255	$78+43+45+48+10+15+16=255\text{mm}$

## 3.2 低速轴—II轴各段的设计

表 5 II轴各段的基本直径:

位置	轴径/mm	说明
联轴器处	30	按传递转矩估算的基本直径
油封处	35	为满足联轴器的轴向固定要求而设一轴肩,由参考资料[1]第 211~212 页知,轴肩高度 $a=(0.07\sim 0.1)d=(0.07\sim 0.1)\times 30=2.1\sim 3\text{mm}$ ,取 $a=2.5\text{mm}$ 。该段轴径应满足油封标准。
轴承处	40	在一般的直齿轮一级减速器中,通常选用深沟球轴承,为便于轴承从右端装拆,轴承内径应稍大于油封处轴径,并符合滚动轴承标准内径,故取轴径为 40mm,初定轴承型号为 6208,两端相同。
齿轮处	45	考虑齿轮从一端装入,故而齿轮孔径应大于轴承处轴径,并应为标准值。
轴环处	51	齿轮的另一端用轴环固定,按齿轮处轴径 $d=40\text{mm}$ ,由参考资料[1]第 211~212 页可知,轴环高度 $a=(0.07\sim 0.1)d=(0.07\sim 0.1)\times 40=2.8\sim 4\text{mm}$ ,取 $a=3\text{mm}$ 。
轴肩处	47	为便于轴承拆卸,轴肩高度不能过高,按 6208 型轴承安装尺寸(见参考资料[3]第 144 页),取轴肩高度为 $a=3.5\text{mm}$ 。

表 6 II 轴各段的基本长度:

位置	周段长度/mm	说明
齿轮处	70	已知齿轮轮毂宽度为 $d_{II}=72\text{mm}$ , 为保证套筒能压紧齿轮, 此轴端长度略小于齿轮轮毂宽度, 故取 $70\text{mm}$ 。
含套筒轴承处	45	此轴端包括四部分: 轴承内圈宽度为 $18\text{mm}$ ; 考虑到箱体的铸造误差, 装配时留有余地, 轴承左端面与箱体内壁的间距取 $5\text{mm}$ ; 箱体内壁与齿轮右端面的间距取 $20\text{mm}$ , 齿轮对称布置, 齿轮左右两侧上述两值取同值; 齿轮轮毂宽度与齿轮处轴端长度之差为 $2\text{mm}$ 。故该轴段长度为 $18+5+20+2=45\text{mm}$ 。
油封处	45	此段长度包括两部分: 为便于轴承端盖的拆装及对轴承加润滑脂, 可取轴承盖外端面与链轮左端面的间距为 $25\text{mm}$ ; 有减速器及轴承盖的结构设计, 取轴承右端面与轴承盖外端面的间距 (轴承盖的总宽度) 为 $20\text{mm}$ 。故该轴段长度为 $25+20=45\text{mm}$ 。
联轴器处	48	已知联轴器宽度为 $50\text{mm}$ , 此轴段长度应略小于联轴器处宽度, 故取 $48\text{mm}$ 。
轴环处	10	轴环宽度 $b=1.4a=1.4\times 3=4.2\text{mm}$ , 可取 $b=10\text{mm}$ 。
轴肩处	15	轴承右端面至齿轮左端面的距离与轴环高度之差, 即 $20+5-10=15\text{mm}$ 。
轴肩轴承处	18	等于 6208 型轴承内圈宽度 $18\text{mm}$
全轴长	251	$70+45+45+48+10+15+18=251\text{mm}$

## 五、 轴的校核计算 (参考资料[1]第 218~219 页)

### 1. 高速轴—I 轴的校核计算:

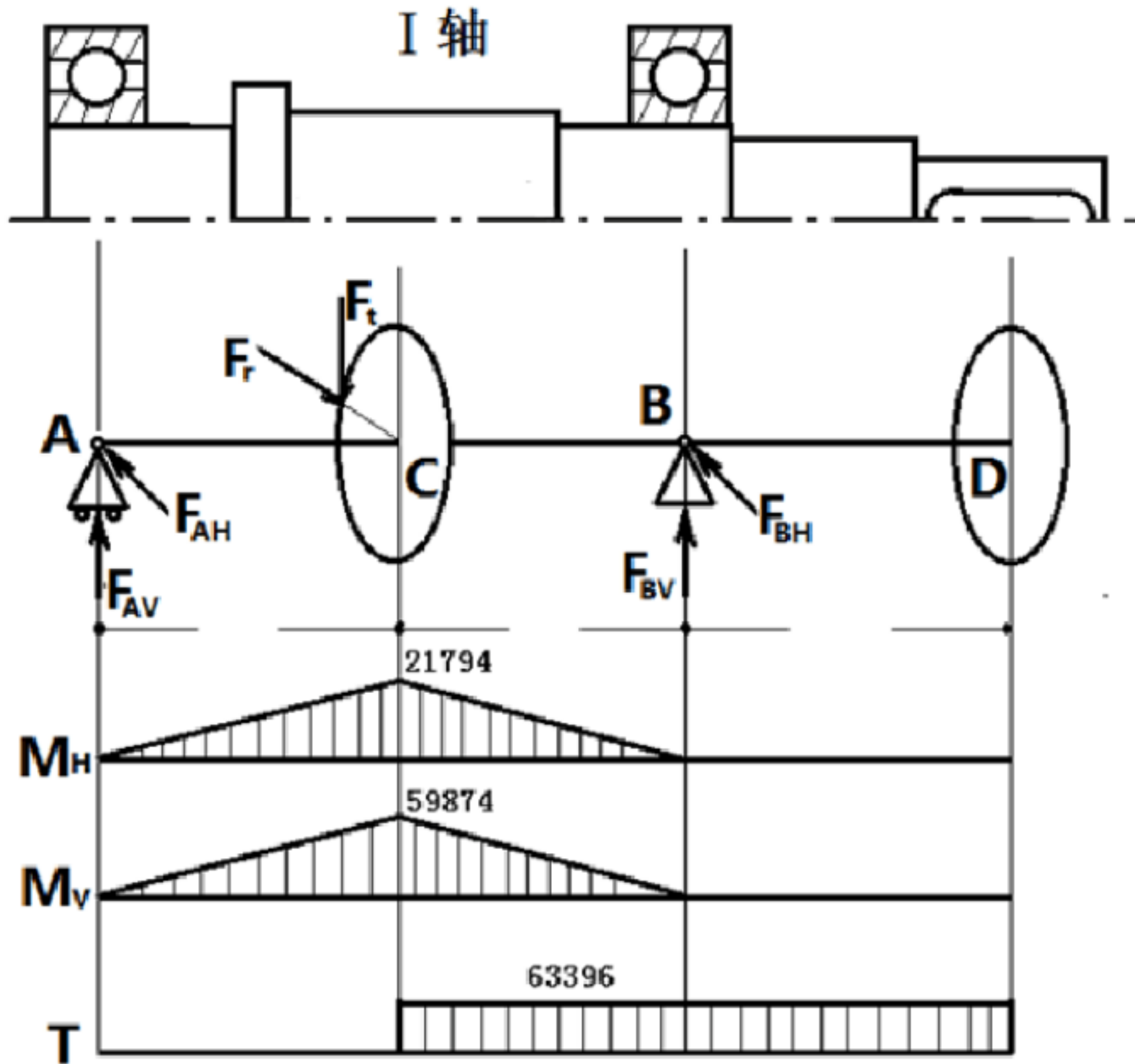


图 3 高速轴—I 轴的校核计算

#### 1.1 当量弯矩图的绘制

##### a) 求轴传递的转矩

$$T = 6.34 \times 10^4 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

##### b) 求轴上传动件作用力

齿轮上的圆周力:

$$F_t = \frac{2T}{d} = \frac{2 \times 6.34 \times 10^4}{72} = 1761 \text{ N}$$

齿轮上的径向力

$$F_r = F_t \cdot \tan \alpha = 1761 \times \tan 20^\circ = 641 \text{ N}$$

## c) 确定轴的跨距

轴承对支反力作用点之间距离：136mm；

轴承与齿轮支反力作用点之间距离：68mm。

## d) 求轴承处支反力大小

$$F_{AH} = \frac{BC}{AB} \cdot F_r = \frac{68}{136} \times 641 = 320.5\text{N}$$

$$F_{AV} = \frac{BC}{AB} \cdot F_t = \frac{68}{136} \times 1761 = 880.5\text{N}$$

$$F_{BH} = \frac{AC}{AB} \cdot F_r = \frac{68}{136} \times 641 = 320.5\text{N}$$

$$F_{BV} = \frac{AC}{AB} \cdot F_t = \frac{68}{136} \times 1761 = 880.5\text{N}$$

## e) 求结点处弯矩大小

$$M_{CH} = 320.5 \times 68 = 21794\text{N} \cdot \text{mm}$$

$$M_{CV} = 880.5 \times 68 = 59874\text{N} \cdot \text{mm}$$

C 处为危险截面，且

$$M_C = \sqrt{M_{CH}^2 + M_{CV}^2} = \sqrt{21794^2 + 59874^2} = 63717\text{N} \cdot \text{mm}$$

## 1.2 轴的校核计算

齿轮支反力作用面 C 处为危险截面，需要进行强度校核：

当量弯矩：

$$M = \sqrt{M_C^2 + (\alpha T)^2} = \sqrt{63717^2 + 63400^2} = 89886\text{N} \cdot \text{mm}$$

由参考资料[1]第 217 页可知： $[\sigma_{-1}] = 40\text{MPa}$

$$\sigma_e = \frac{M}{0.1d^3} = \frac{89886}{0.1 \times 35^3} = 21\text{MPa} < [\sigma_{-1}] = 40\text{MPa}$$

故而轴的强度满足。

## 2. 低速轴—II轴的校核计算

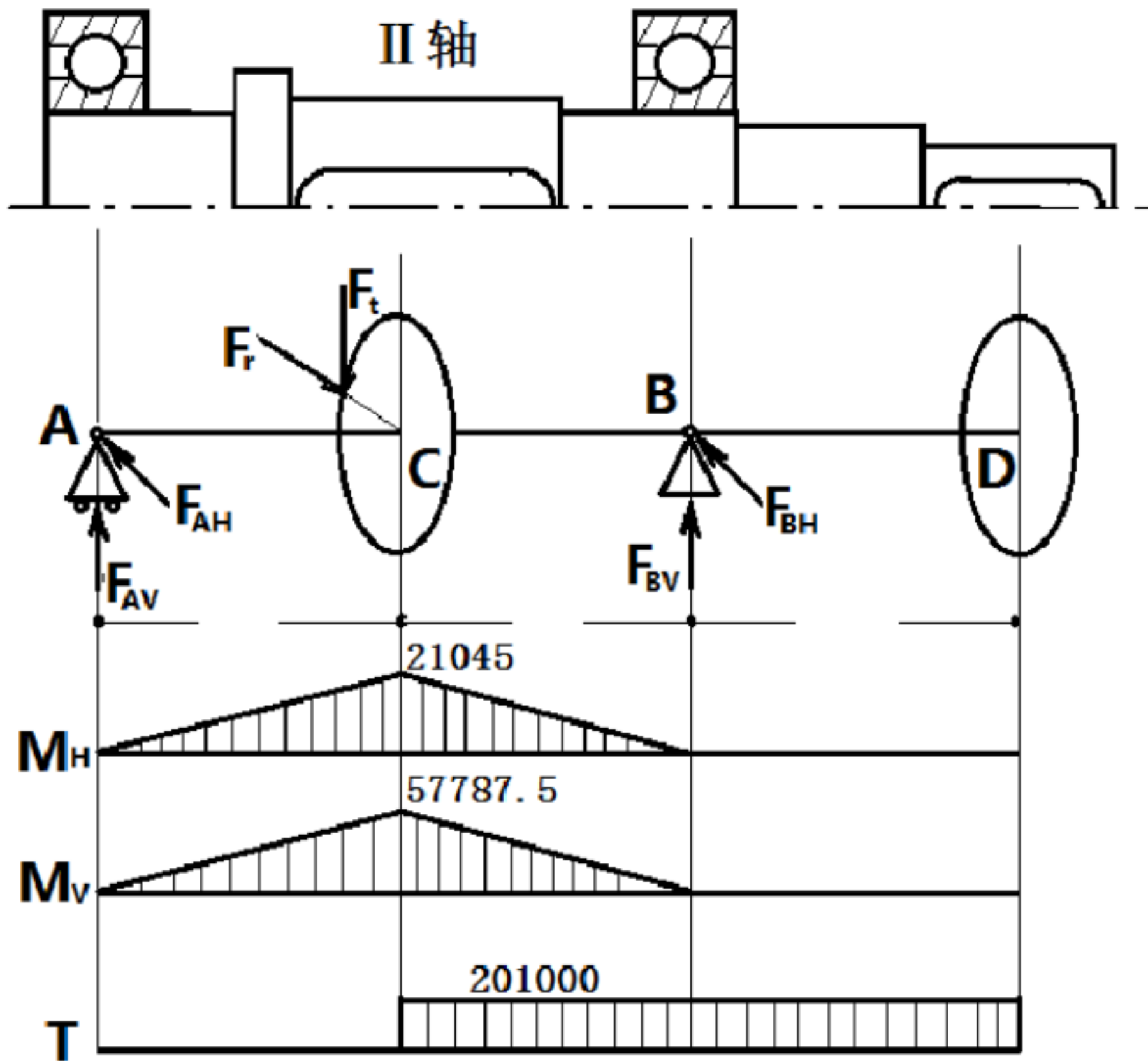


图4 低速轴—II轴的校核计算

### 2.1 当量弯矩图的绘制

#### a) 求轴传递的转矩

$$T = 2.01 \times 10^5 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

#### b) 求轴上传动件作用力

齿轮上的圆周力:

$$F_t = \frac{2T}{d} = \frac{2 \times 2.01 \times 10^5}{240} = 1675 \text{ N}$$

齿轮上的径向力

$$F_r = F_t \cdot \tan \alpha = 1675 \times \tan 20^\circ = 610 \text{ N}$$

#### c) 确定轴的跨距

轴承对支反力作用点之间距离: 138mm;

轴承与齿轮支反力作用点之间距离: 69mm。



d) 求轴承处支反力大小

$$F_{AH} = \frac{BC}{AB} \cdot F_r = \frac{69}{138} \times 610 = 305\text{N}$$

$$F_{AV} = \frac{BC}{AB} \cdot F_t = \frac{69}{138} \times 1675 = 837.5\text{N}$$

$$F_{BH} = \frac{AC}{AB} \cdot F_r = \frac{69}{138} \times 610 = 305\text{N}$$

$$F_{BV} = \frac{AC}{AB} \cdot F_t = \frac{69}{138} \times 1675 = 837.5\text{N}$$

e) 求结点处弯矩大小

$$M_{CH} = 305 \times 69 = 21045\text{N} \cdot \text{mm}$$

$$M_{CV} = 837.5 \times 69 = 57787.5\text{N} \cdot \text{mm}$$

C 处为危险截面, 且

$$M_C = \sqrt{M_{CH}^2 + M_{CV}^2} = \sqrt{21045^2 + 57787.5^2} = 61500\text{N} \cdot \text{mm}$$

## 2.2 轴的校核计算

齿轮支反力作用面 C 处为危险截面, 需要进行强度校核:

当量弯矩:

$$M = \sqrt{M_C^2 + (\alpha T)^2} = \sqrt{61500^2 + 201000^2} = 210198\text{N} \cdot \text{mm}$$

由参考资料[1]第 217 页可知:  $[\sigma_{-1}] = 40\text{MPa}$

$$\sigma_e = \frac{M}{0.1d^3} = \frac{210198}{0.1 \times 45^3} = 23\text{MPa} < [\sigma_{-1}] = 40\text{MPa}$$

故而轴的强度满足。

## 六、滚动轴承的选择和基本额定寿命的计算 (参考资料[1]第 234~237 页)

### 1. 高速轴—I 轴的滚动轴承选择及校核计算

#### 1.1 轴承的选择:

由于轴承几乎不承受轴向载荷,因而选用深沟球轴承 6206 GB/T 276—1994

#### 1.2 轴承寿命的校核计算

已知:轴的转速  $n=313.3r/min$ ; 轴的直径  $d=30mm$ ; 载荷平稳; 工作温度正常; 预期寿命为  $3 \times 250 \times 2 \times 8h=12000h$ ;

由于轴向力为 0, 所以径向载荷系数  $X=1$ ; 轴向载荷系数  $Y=0$

工作环境在 120 度以下, 取温度系数  $f_T = 1.0$

传动过程平稳, 取载荷系数  $f_p = 1.1$

轴承的径向载荷为

$$F_r = \sqrt{F_{AH}^2 \times F_{AV}^2} = \sqrt{320.5^2 + 880.5^2} = 937N$$

则当量动载荷为

$$P = (XF_r + YF_a) = (1 \times 937) = 937N$$

轴承的基本额定寿命为

$$L_h = \frac{10^6}{60n} \cdot \left(\frac{f_T C_r}{f_p P}\right)^3 = \frac{10^6}{60 \times 313.3} \cdot \left(\frac{1.0 \times 19500}{1.1 \times 937}\right)^3 = 360000h$$

显然轴承的寿命满足要求。

### 2. 低速轴—II 轴的滚动轴承选择及校核计算

#### 2.1 轴承的选择:

由于轴承几乎不承受轴向载荷,因而选用深沟球轴承 6208 GB/T 276—1994

#### 2.2 轴承寿命的校核计算

已知:轴的转速  $n=94r/min$ ; 轴的直径  $d=40mm$ ; 载荷平稳; 工作温度正常; 预期寿命为  $3 \times 250 \times 2 \times 8h=12000h$ ;

由于轴向力为 0, 所以径向载荷系数  $X=1$ ; 轴向载荷系数  $Y=0$

工作环境在 120 度以下, 取温度系数  $f_T = 1.0$

传动过程平稳, 取载荷系数  $f_p = 1.1$

轴承的径向载荷为

$$F_r = \sqrt{F_{AH}^2 \times F_{AV}^2} = \sqrt{305^2 + 837.5^2} = 891N$$

则当量动载荷为

$$P = (XF_r + YF_a) = (1 \times 891) = 891N$$

轴承的基本额定寿命为

$$L_h = \frac{10^6}{60n} \cdot \left(\frac{f_T C_r}{f_p P}\right)^3 = \frac{10^6}{60 \times 94} \cdot \left(\frac{1.0 \times 29500}{1.1 \times 891}\right)^3 = 4834770h$$

显然轴承的寿命满足要求。

## 七、 键的选择和键连接的强度计算（参考资料[1]第222页）

### 1. 高速轴—I轴的键选择及校核计算

#### 1.1 键的选择:

联轴器处:

键 6×35 GB/T 1096—2003

#### 1.2 键强度的校核计算

$$\sigma_p = \frac{4T}{dhl}$$

其中:

d: 键连接处的轴径, mm;

T: 传递的转矩, N·mm;

h: 键的高度, mm;

l: 键连接的计算长度, mm, l=L-b。

则带轮联轴器处键连接的挤压应力:

$$\sigma_p = \frac{4T}{dhl} = \frac{4 \times 63400}{20 \times 6 \times 29} = 74\text{MPa}$$

而键连接的许用挤压应力为:

$$[\sigma_p] = 120 \sim 150\text{MPa}$$

此处键受到的挤压应力小于许用挤压应力, 显然键的强度满足要求。

### 2. 低速轴—II轴的键选择及校核计算

#### 2.1 键的选择:

联轴器处:

键 8×40 GB/T 1096—2003

齿轮处:

键 14×60 GB/T 1096—2003

#### 2.2 键强度的校核计算

$$\sigma_p = \frac{4T}{dhl}$$

其中:

d: 键连接处的轴径, mm;

T: 传递的转矩, N·mm;

h: 键的高度, mm;

l: 键连接的计算长度, mm, l=L-b。

联轴器处键连接的挤压应力:

$$\sigma_p = \frac{4T}{dhl} = \frac{4 \times 201000}{30 \times 7 \times 32} = 110\text{MPa}$$

而键连接的许用挤压应力为:

$$[\sigma_p] = 120 \sim 150 \text{MPa}$$

此处键受到的挤压应力小于许用挤压应力, 显然键的强度满足要求。

齿轮处键连接的挤压应力:

$$\sigma_p = \frac{4T}{dhl} = \frac{4 \times 201000}{45 \times 9 \times 46} = 43 \text{MPa}$$

而键连接的许用挤压应力为:

$$[\sigma_p] = 120 \sim 150 \text{MPa}$$

此处键受到的挤压应力小于许用挤压应力, 显然键的强度满足要求。

## 八、 联轴器的选择

对于减速机低速轴和工作机轴相连的联轴器，由于其转速较低，传递转矩较大，又考虑到安装时不一定能保证同心度，需要采用具有良好补偿位移偏差性能的无弹性元件的挠性联轴器，本次课程设计选用金属滑块联轴器。

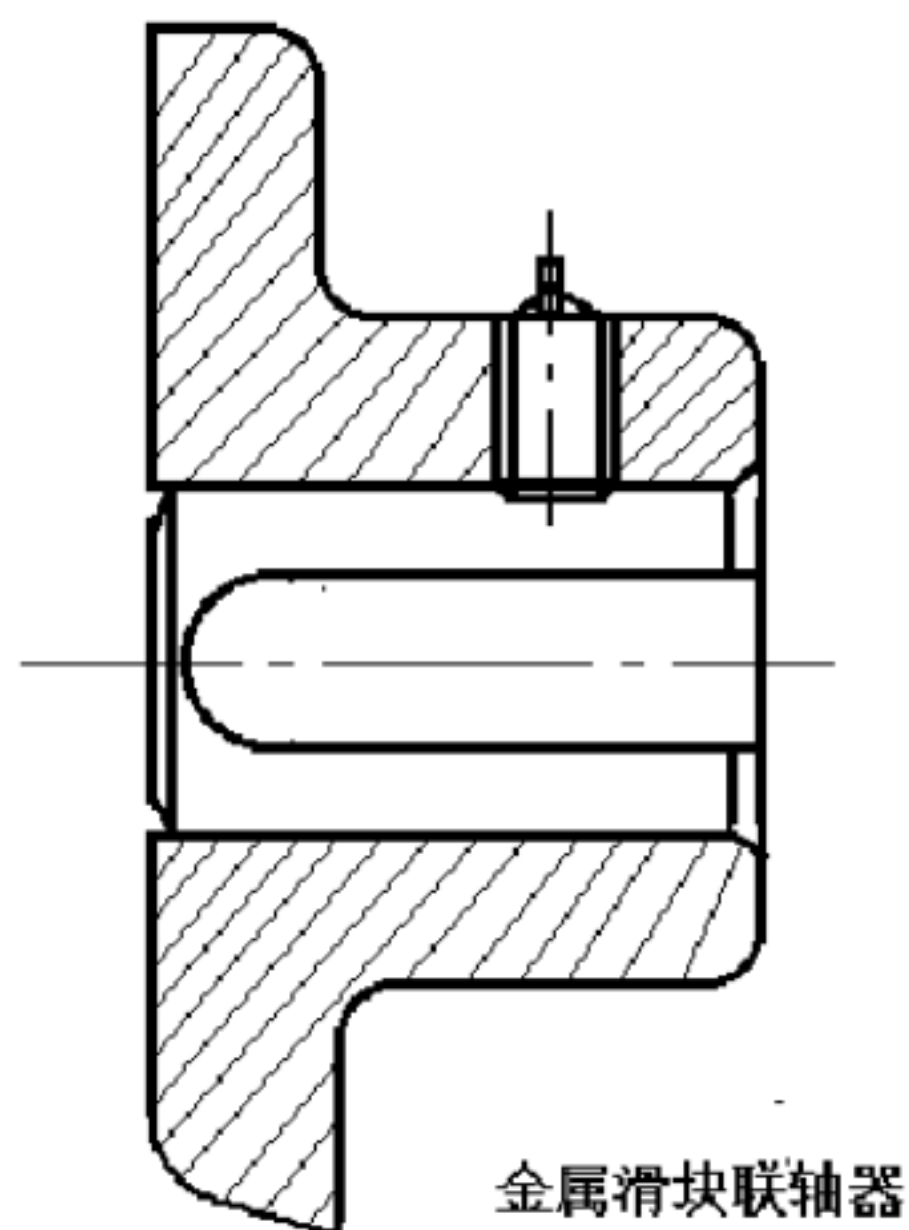


图5 金属滑块联轴器

## 九、 啮合件及轴承的润滑方法、润滑剂牌号及装油量

### 1. 齿轮的润滑

齿轮传动时，相啮合的齿面间承受很大压力且有相对滑动，所以必须进行润滑。润滑油除较小摩擦外，还可以散热。对于一般的闭式齿轮传动的润滑方式根据齿轮的圆周速度的大小而定。

低速轴齿轮的圆周速度为：

$$v = \frac{2\pi n}{60} \cdot \frac{d_2}{2} = \frac{2\pi \times 94}{60} \cdot \frac{240}{2} = 1.18 \text{ m/s}$$

由于浸油齿轮的圆周速度不大于 2m/s，宜采用浸油润滑，本次课程设计选择采用 L—AN68 润滑油。

对于本次课程设计中的直齿圆柱齿轮，其浸油深度应该不小于 10mm，这个油面位置为最低油面。而且最高油面比最低油面高出 10~15mm，但还应保证传动件浸油深度最多不得超过齿轮半径的 1/4~1/3，以免搅油损失过大。

参考最少油量：

$$V_1 = a \cdot b \cdot h = 380 \times 100 \times 50 = 1.9 \text{ L}$$

最高油量：

$$V_2 = a \cdot b \cdot h = 380 \times 100 \times 90 = 3.5 \text{ L}$$

则注油量一般应为：

$$1.9 \text{ L} = V_1 < V < V_2 = 3.5 \text{ L}$$

### 2. 轴承的润滑

由于浸油齿轮的圆周速度不大于 2m/s，宜采用润滑脂润滑轴承。这时应在轴承旁加设挡油板，既防止润滑脂流入机体油池，也防止油池中的油溅入后稀释油脂，挡油板采用圆钢车制。

本次课程设计中而我们采用 ZN—3 钠基脂对轴承进行润滑。

## 十、 密封方式的选择

### 1. 轴承透盖处的密封

由于此处的轴径圆周速度不大于  $4\text{m/s}$ ，工作温度低于  $90^\circ\text{C}$ ，故而采用接触式密封，即采用粗羊毛毡圈油封。该矩形断面的毛毡圈被安装在梯形槽内，它对轴产生一定的压力而起到密封的作用。

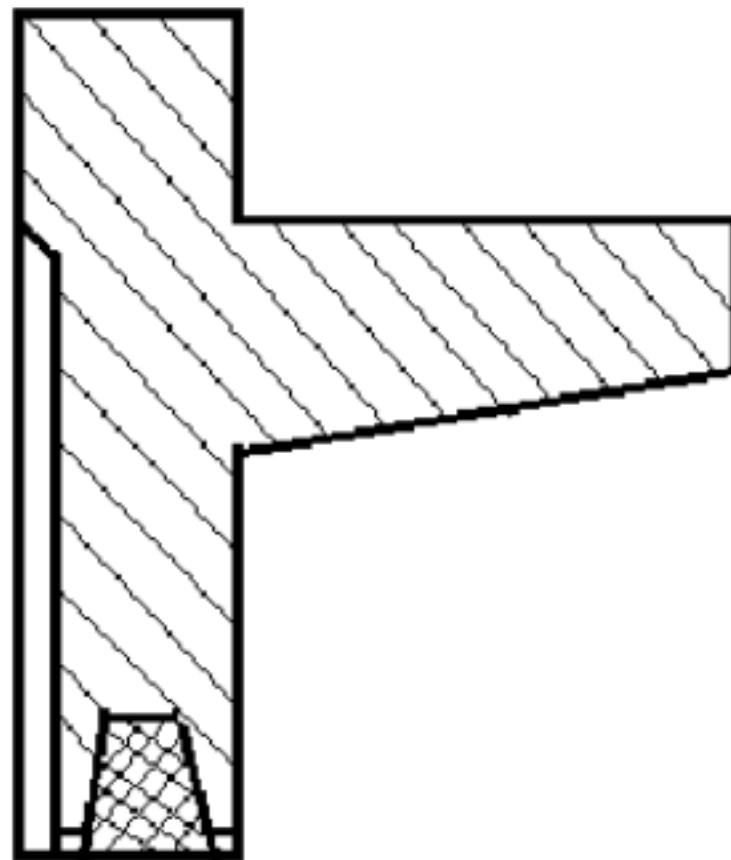


图 6 轴承透盖处的毡圈密封

### 2. 凸缘连接处的密封

为保证密封性，凸缘连接螺栓之间的距离不宜过大。由于本次课程设计的题目为较小的减速器，一般间距可取  $100\sim 150\text{mm}$ 。而且在螺栓的布置上应该尽量做到均匀、对称。

### 3. 放油孔处的密封

在放油螺塞与机体外壁的凸台之间应该放置石棉橡胶以免漏油；而且放油螺塞应该带有西牙螺纹。

### 4. 轴承内端面的密封

当浸油齿轮的圆周速度低于  $2\text{m/s}$  时，采用润滑脂润滑轴承，此时应在轴承内面放置挡

油板，既防止润滑脂流入机体油池，也防止油池中的油溅入后稀释油脂。

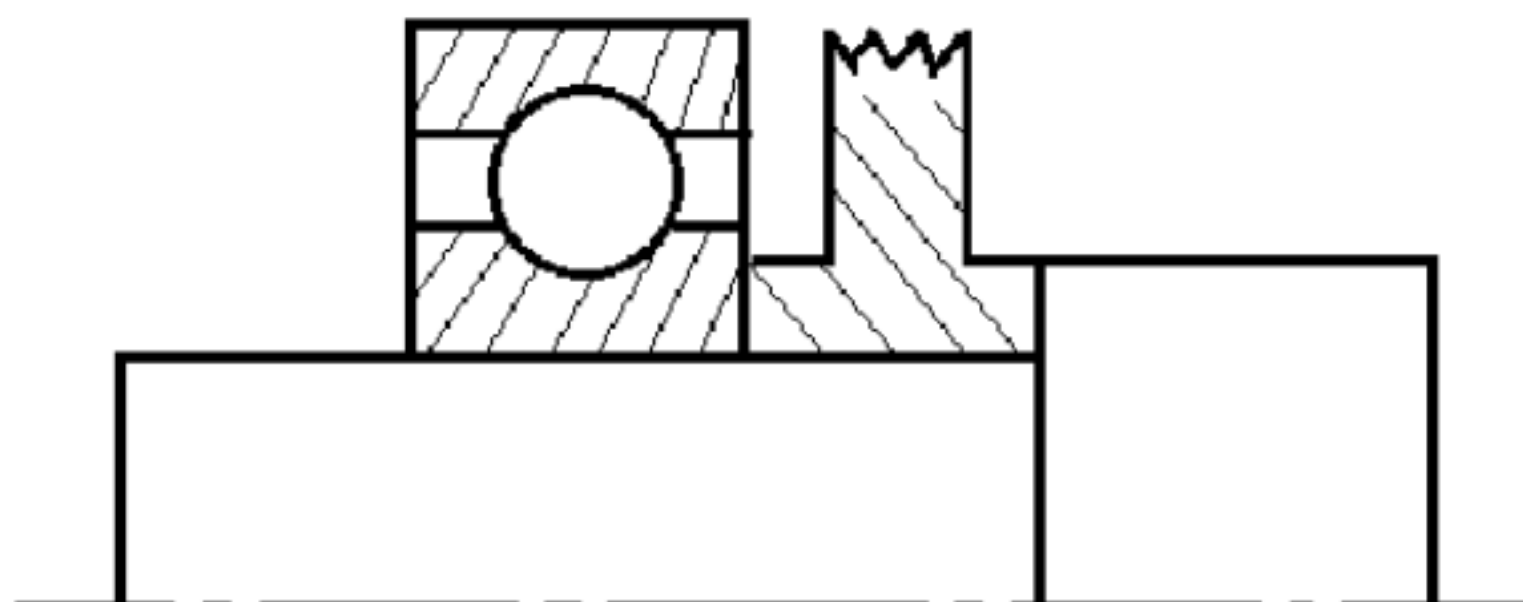


图 7 轴承内端面处的挡油板



## 十一、 减速器的附件及其说明

为了保证减速器的正常工作,还应考虑到怎样便于观察、检查机体内传动件的工作情况;怎样便于润滑油的注入和污油的排放及机体内油面高度的检查;怎样才能便于机体、机盖的开启和精确的定位;怎样便于吊装、搬运减速器等问题。因此在减速器上还要设计一系列辅助零件,称为减速器的附件。

### 1. 窥视孔和窥视孔盖

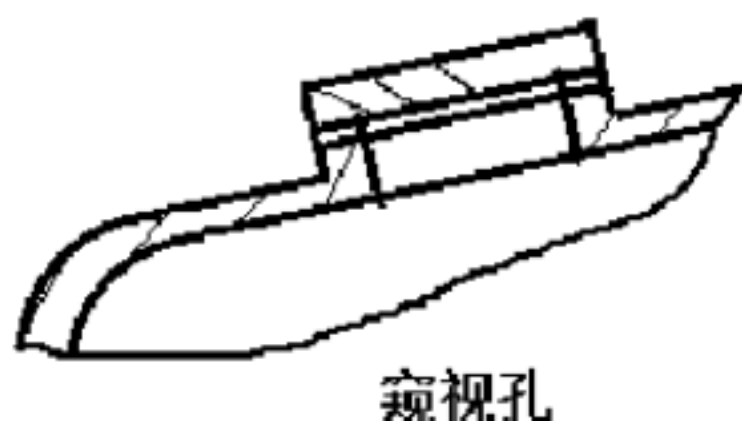


图 8 窥视孔示意图

为了检查传动件的啮合情况,并向机体内注入润滑油,应在机体上设置窥视孔。窥视孔应设置在减速器机体的上部,可以看到所有传动件啮合位置,以便检查齿面接触斑点和齿侧间隙,检查轮齿的失效情况和润滑状况。平时窥视孔用盖板盖住,用  $4 \times M6$  的螺钉紧固,以防污物进入机体和润滑油飞溅出来。因此盖板下应加防渗漏的垫片,盖板可以用钢板、铸铁或有机玻璃制造。机盖上安放窥视孔盖的表面应进行刨削或铣削加工,故应有  $3 \sim 5\text{mm}$  的加工凸台。

### 2. 放油孔和放油螺塞

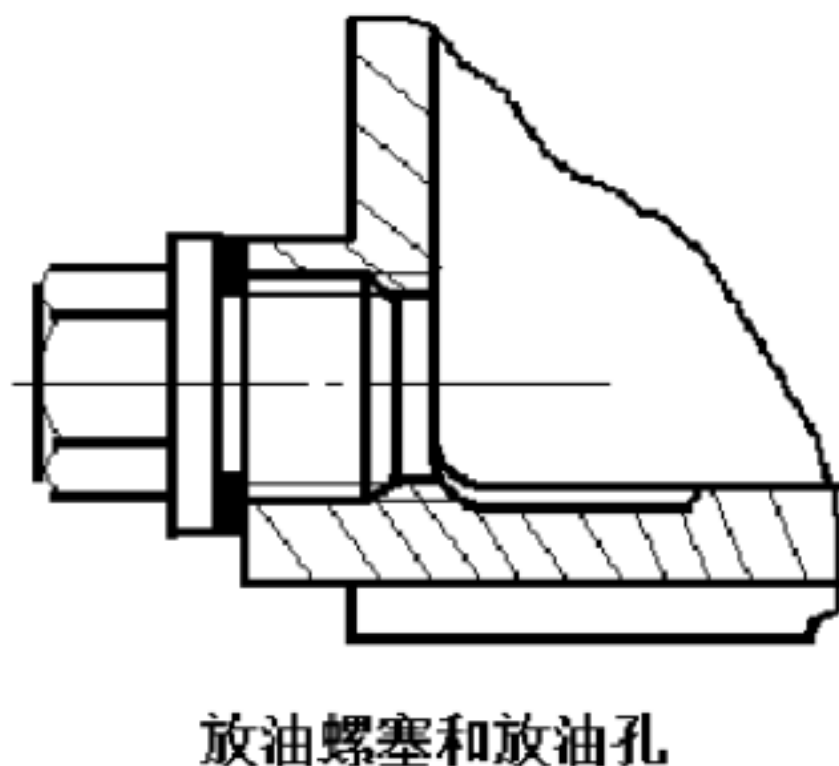


图 9 放油孔和放油螺塞示意图

更换油时，应把污油全部排出，并进行机体内全部清洗。因此，应在机体底部油池最低位置开设放油孔。平时，放油孔用放油螺塞和防漏垫圈堵严。为了便于加工，放油孔处的机体外壁应有加工凸台，经机械加工成为放油螺塞头部的支撑面，并加封油垫圈以免漏油，封油垫圈可用石棉橡胶制成。

### 3. 油面指示器

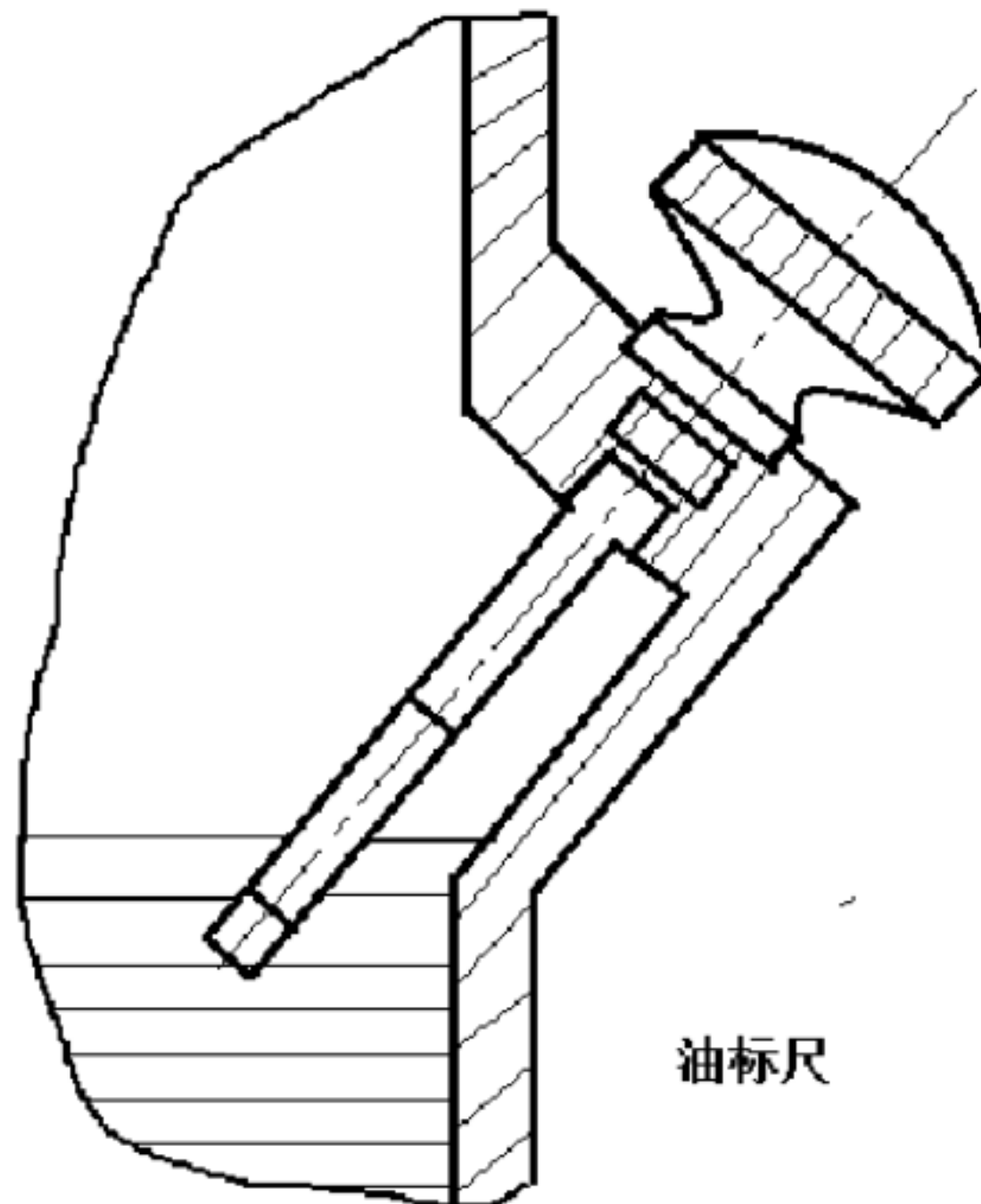


图 10 油标尺示意图

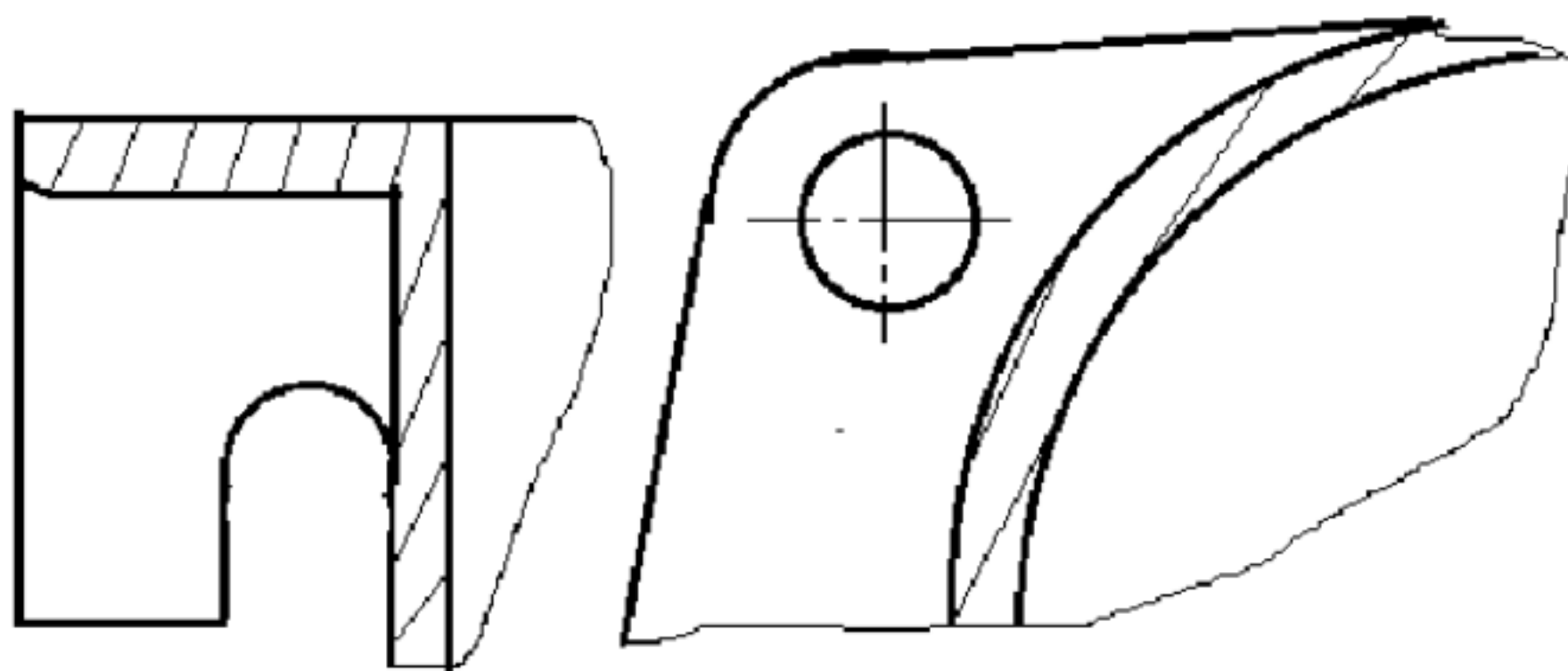
油面指示器用来显示油面的高度，以保证油池中有正常的油量。油面指示器一般设置在机体便于观察、油面较稳定的部分。在本次课程设计中，使用油标尺。其上刻有最高和最低油面的刻度线，油面位置在这两个刻度线之间视为油量正常。油标尺倾斜插入油面，在不与机体凸缘相干涉，并保证顺利拆装和加工的前提下，游标尺的设置位置应尽可能高一些。

### 4. 通气孔

减速器运转时，由于摩擦生热使机体内温度升高，若机体密封，则机体内气压会增大，导致润滑油从缝隙及密封处向外渗漏，使密封失灵。所以在机盖顶部及窥视孔盖上安装通气器，使机体内的热胀气自由逸出，达到机体内外气压平衡，可提高密封的性能。考虑到该减速器的多尘环境，我们选用带有过滤网式的通气器。

## 5. 吊耳和吊钩

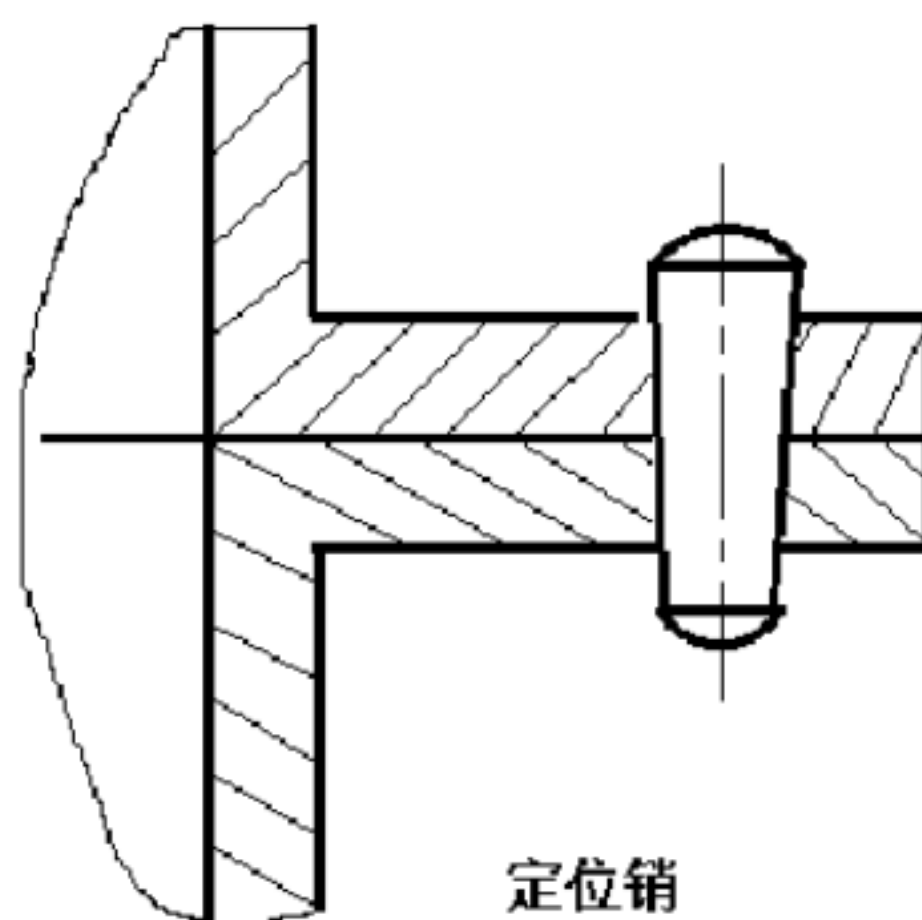
为了拆装和搬运，应在机盖上设置吊耳，并在机座上设置吊钩。



吊耳和吊钩

图 11 吊耳和吊钩示意图

## 6. 定位销 (销 GB/T 117 8×60)



定位销

图 12 定位销示意图

在剖分式机体中，为了保证轴承座孔的加工和装配精度，在基座和机盖用螺栓连接后，在镗轴承座孔之前，在连接凸缘上应该配装两个定位销。定位销可保证机盖的每次装配都使轴承座孔始终保持制造加工时的位置精度。在本次课程设计中，我们采用圆锥销作定位销，两个定位销相距应尽量远，常安置在机体纵向两侧的连接凸缘上，并呈非对称布置，以加强定位效果。

## 7. 启盖螺钉

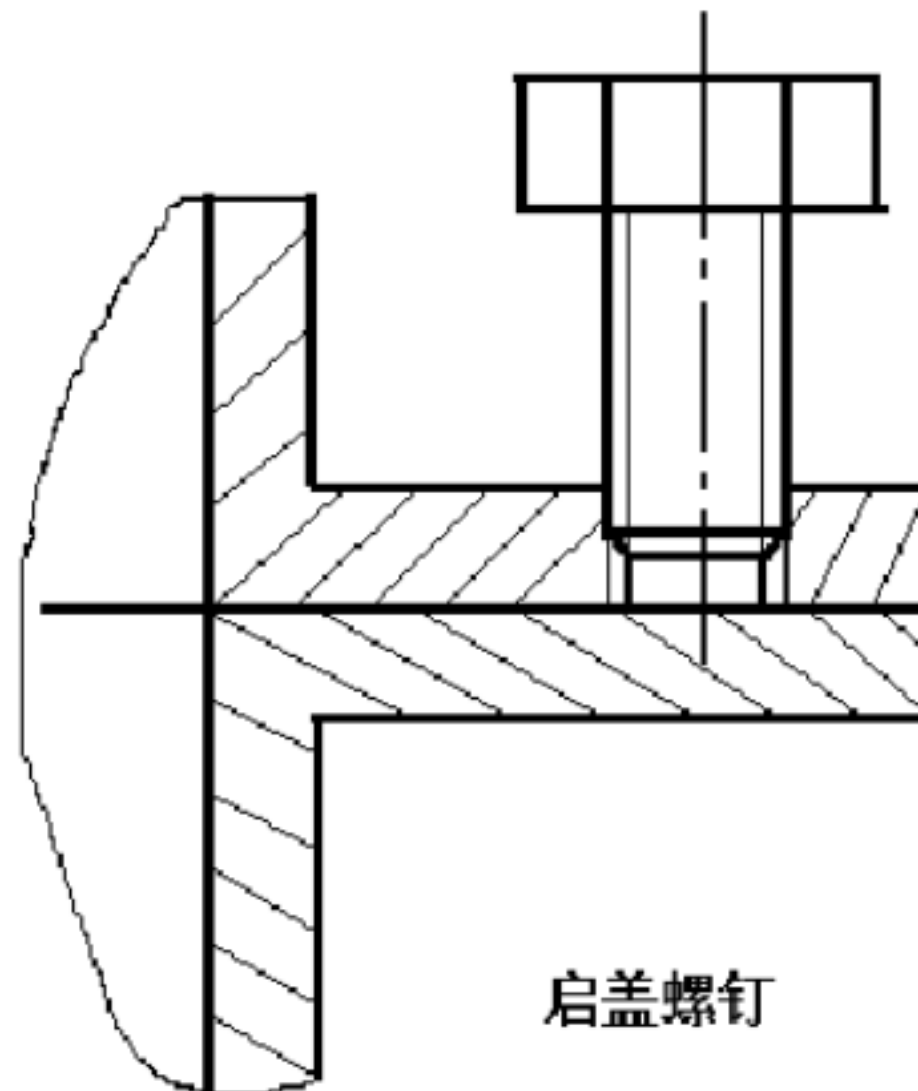


图 13 启盖螺钉示意图

为了提高密封性能，机盖和基座连接凸缘的结合面上常涂有水玻璃或密封胶。因此，连接结合较紧，不易分开。为了便于拆下机盖，在机盖的凸缘上常装有 1~2 个启盖螺钉。在起盖时，拧动此螺钉可将机盖顶起。本次机械设计基础课程设计中，选用 M10 的螺钉。螺钉上的螺纹长度应大于机盖凸缘的厚度，螺杆端部要做成大倒角，以免启盖时顶坏螺纹。为了避免雨水沿起盖螺钉流入结合面，进而流入机体内，启盖螺钉应安装在基座的凸缘上。

## 参考资料

- [1] 宋宝玉. 机械设计基础 (第 3 版). 哈尔滨工业大学出版社. 2006.
- [2] 宋宝玉 王黎钦. 机械设计. 高等教育出版社. 2010
- [3] 王连明 宋宝玉. 机械设计课程设计. 哈尔滨工业大学出版社. 2009
- [4] 张锋 宋宝玉. 机械设计大作业指导书. 高等教育出版社. 2009
- [5] 张锦明. 机械设计基础课程设计指导书. 东南大学出版社. 2008