

# 机械设计基础课程设计

题 目: 带式输送机传动装置

专业名称: \_\_\_\_\_

学 号: \_\_\_\_\_

学生姓名: \_\_\_\_\_

指导教师: \_\_\_\_\_

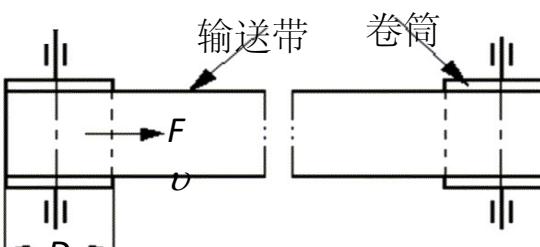
学院名称: \_\_\_\_\_

完成时间: 2023 年 6 月

# 目 录

第一章 设计任务书.....	1
第二章 传动方案的拟定.....	2
2.1. 传动方案.....	2
2.2. 传动方案简图.....	2
第三章 电动机的选择 .....	3
3.1. 选择电动机的结构和类型 .....	3
3.2. 电动机容量的选择计算.....	3
3.3. 确定电动机的转速及减速器传动比分配.....	4
第四章 传动装置的运动和动力参数计算 .....	5
4.1. 确定二级减速器传动比分配.....	5
4.2. 传动装置的运动和动力参数计算 .....	5
第五章 传动零件的设计计算 .....	7
5.1. 带传动设计 .....	7
5.2. 齿轮传动设计 .....	9
5.3. 轴设计 .....	16
第六章 轴强度校核、键联接的强度校核及轴承寿命校核 .....	24
6.1. 轴强度校核.....	24
6.2. 键联接强度校核.....	31
6.3. 轴承寿命校核 .....	32
第七章 减速器的润滑与密封 .....	35
7.1. 润滑.....	35
7.2. 密封设计.....	36
第八章 减速器箱体结构设计 .....	38
第九章 减速器结构分析.....	39
9.1. 零件图中的公差及表面粗糙度 .....	39
第十章 参考文献.....	40

# 第一章 设计任务书

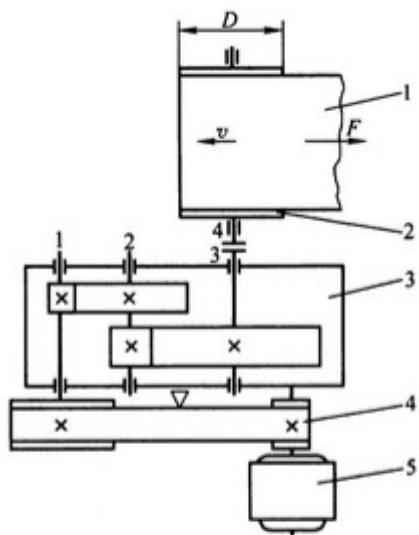
设计题目		带式输送机传动装置			
原 始 数 据	工作机	1、 工作机简图：			
					
	2、 工作机参数：				
	电动机	带拉力 $F(\text{kN})$	带速 $(\text{m/s})$	卷筒直径 $D(\text{mm})$	卷筒效率(%)
		2.7	1	240	0.96
	电动机	Y 系列三相异步电动机			
	设计条件	1、设备要求：固定 2、工作环境：室外、多尘 3、工作条件：轻型、连续 4、安装形式：卧式 5、生产工厂：校机械厂 6、生产批量：小批量 7、工作年限：二班制，工作 8 年，年工作日 250 天			
主要内容		1、装配图 : 0 号, 1 张; 2、零件图 : 2 号, 2 张; 3、设计计算说明书 : 1 份 (6000~8000 字)。			
设计进度计划		第一周：设计准备，实验，方案分析拟订，选择电机，传动零件计算； 第二周：设计、绘制完成减速器装配图； 第三周：设计绘制零件图，编写设计计算说明书，总结答辩。			
主要参考文献		1、《机械设计》 2、《机械设计课程设计》 3、《机械设计课程设计图册》 4、《机械零件设计手册》 5、《机械设计手册》			
备注					

## 第二章 传动方案的拟定

### 2.1. 传动方案

如下图所示，传动系统分为两个部分，第一部分，电机输出轴通过普通 V 带和减速器的输入轴相连，利用普通 V 带进行第一次减速；第二部分通过圆柱斜齿轮设计的减速器进行第二次减速，以达到电机输出转速和输送带需求转速目标。

### 2.2. 传动方案简图



带式输送机传动方案  
1—输送胶带 2—传动滚筒 3—两级圆柱齿轮  
减速器 4—V 带传动 5—电动机

图 2-1

## 第三章 电动机的选择

电动机选择如下

电动机型 号	额定功率 kW	电动机转速 r/min		电动机重 量 kg	传动装置的传动比		
		同步转 速	满载转 速		总传动 比	V 带	减速 器
Y112M-4	4	1500	1440	43	18	2	9

### 3.1. 选择电动机的结构和类型

经综合分析工作要求和工况条件，选用 Y 系列三相交流异步电动机，此系列电动机具有高效节能、噪声小、振动小、运行安全可靠的特点。

Y 系列电动机，额定电压为 380V，额定频率为 50Hz，采用封闭式结构。

### 3.2. 电动机容量的选择计算

计算及说明	计算结果
<p>卷筒所需有效功率</p> $P_{\omega} = \frac{F_{\omega} \times v_{\omega}}{1000} = \frac{2.7 \times 10^3 N \times 1m/s}{1000} = 2.7kW$ <p>查[2]表 14-7 有</p> $\eta_{V\text{带}} = 0.96 \text{(带传动)}$ $\eta_{\text{齿轮}} = 0.97 \text{(齿轮精度为 8 级)}$ $\eta_{\text{轴承}} = 0.98 \text{(滚子轴承)}$ $\eta_{\text{联轴器}} = 0.99 \text{(弹性联轴器)}$ $\eta_{\text{卷筒}} = 0.96 \text{(已知条件)}$ <p>传动总效率</p>	

$\begin{aligned}\eta &= \eta_{V\text{带}}^2 \times \eta_{\text{齿轮}}^4 \times \eta_{\text{轴承}}^4 \times \eta_{\text{联轴器}} \times \eta_{\text{卷筒}} \\ &= 0.96 \times 0.97^2 \times 0.98^4 \times 0.99 \times 0.96 \approx 0.79\end{aligned}$ <p>则所需电动机输出功率为</p> $P_d = \frac{P_o}{\eta} = \frac{2.7}{0.79} \text{ kW} \approx 3.42 \text{ kW}$ <p>从[2]表 22-1 中可选额定功率为 4kW 的电动机</p>	$\eta = 0.79$ $P_d = 3.42 \text{ kW}$ $P_{ed} = 4 \text{ kW}$
---	---

### 3.3. 确定电动机的转速及减速器传动比分配

计算及说明			计算结果																		
卷筒轴转速为：																					
$n = \frac{60 \times 1000v}{\pi D} = \frac{60 \times 1000 \times 1}{3.14 \times 240} = 80 \text{ r/min}$			$n = 80 \text{ r/min}$																		
按[2]表 14-8 推荐的传动比合理范围，取 V 带传动的传动比 $i'_1 = 2 \sim 4$ ，二级圆柱齿轮减速器传动比 $i'_2 = 8 \sim 40$ ，则从电动机到卷筒轴的总传动比合理范围为 $i'_a = 16 \sim 160$ 。故电动机的转速可选范围为																					
$n'_d = i'_a \times n = (16 \sim 160) \times 80 = 1280 \sim 12800 \text{ r/min}$																					
<table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse; text-align: center;"> <thead> <tr> <th rowspan="2">方案</th> <th rowspan="2">电动机型号</th> <th rowspan="2">额定功率(kW)</th> <th colspan="2">电动机转速(r/min)</th> </tr> <tr> <th>同步</th> <th>满载</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>1</td> <td>Y112M-2</td> <td>4</td> <td>3000</td> <td>2890</td> </tr> <tr> <td>2</td> <td>Y112M-4</td> <td>4</td> <td>1500</td> <td>1440</td> </tr> </tbody> </table>					方案	电动机型号	额定功率(kW)	电动机转速(r/min)		同步	满载	1	Y112M-2	4	3000	2890	2	Y112M-4	4	1500	1440
方案	电动机型号	额定功率(kW)	电动机转速(r/min)																		
			同步	满载																	
1	Y112M-2	4	3000	2890																	
2	Y112M-4	4	1500	1440																	
综合多方面因素，选择电动机型号为 Y112M-4			$N = 1440 \text{ r/min}$																		

## 第四章 传动装置的运动和动力参数计算

### 4. 1. 确定二级减速器传动比分配

计算及说明	计算结果
<p>按展开式二级圆柱齿轮减速器推荐高速级传动比 <math>i_1 = (1.3 \sim 1.35)i_2</math>， 取 <math>i_1 = 1.33i_2</math>，有 初定高速级传动比</p> $i_1 = \sqrt{1.33i} = \sqrt{1.33 \times 9} = 3.46$ <p>初定低速级传动比</p> $i_2 = \frac{i}{i_1} = \frac{9}{3.46} = 2.60$	$i_1 = 3.46$ $i_2 = 2.60$

### 4. 2. 传动装置的运动和动力参数计算

计算结果如下表

轴名	功率 $P$ (KW)		转矩 $T$ (N · m)		转速 $n$ (r/min)	传动比 $i$	效率 $\eta$
	输入	输出	输入	输出			
电动机轴		3.42		22.68	1440	2	0.96
I 轴	3.28	3.21	43.51	42.64	720	3.46	0.95
II 轴	3.12	3.06	143.19	140.33	208.09	2.60	0.95
III 轴	2.97	2.91	354.41	347.32	80.03	1	0.97
卷筒轴	2.88	2.82	343.67	336.80	80.03		

计算及说明	计算结果
<p><b>计算各轴转速</b></p> <p>按公式计算得</p> $\text{I 轴 } n_I = \frac{n_m}{i_0} = \frac{1440}{2} = 720.00 \text{ r/min}$ $\text{II 轴 } n_{II} = \frac{n_I}{i_1} = \frac{720}{3.46} = 208.09 \text{ r/min}$ $\text{III 轴 } n_{III} = \frac{n_{II}}{i_2} = \frac{208.09}{2.60} = 80.03 \text{ r/min}$ $\text{卷筒轴 } n_{IV} = n_{III} = 80.03 \text{ r/min}$	$n_I = 720 \text{ r/min}$ $n_{II} = 208.09 \text{ r/min}$ $n_{III} = 80.03 \text{ r/min}$ $n_{IV} = 80.03 \text{ r/min}$
<p><b>计算各轴输入功率、输出功率</b></p> <p>按公式计算得</p> $\text{I 轴 } P_I = P_d \times \eta_{01} = P_d \times \eta_{V\text{带}} = 3.42 \times 0.96 = 3.28 \text{ kW}$ $\text{II 轴 } P_{II} = P_I \times \eta_{12} = P_I \times \eta_{\text{轴承}} \times \eta_{\text{齿轮}} = 3.28 \times 0.98 \times 0.97 = 3.12 \text{ kW}$ $\text{III 轴 } P_{III} = P_{II} \times \eta_{23} = P_{II} \times \eta_{\text{轴承}} \times \eta_{\text{齿轮}} = 3.12 \times 0.98 \times 0.97 = 2.97 \text{ kW}$ $\begin{aligned} \text{卷筒轴 } P_{IV} &= P_{III} \times \eta_{34} = P_{III} \times \eta_{\text{轴承}} \times \eta_{\text{联轴器}} = 2.97 \times 0.98 \times 0.99 \\ &= 2.88 \text{ kW} \end{aligned}$	$P_I = 3.28 \text{ kW}$ $P_{II} = 3.12 \text{ kW}$ $P_{III} = 2.97 \text{ kW}$ $P_{IV} = 2.88 \text{ kW}$
<p>各轴的输出功率为输入功率乘轴承效率 0.98，分别为</p> $\text{I 轴 } P'_I = P_I \times \eta_{\text{轴承}} = 3.28 \times 0.98 = 3.21 \text{ kW}$ $\text{II 轴 } P'_{II} = P_{II} \times \eta_{\text{轴承}} = 3.12 \times 0.98 = 3.06 \text{ kW}$ $\text{III 轴 } P'_{III} = P_{III} \times \eta_{\text{轴承}} = 2.97 \times 0.98 = 2.91 \text{ kW}$ $\text{卷筒轴 } P'_{IV} = P_{IV} \times \eta_{\text{轴承}} = 2.88 \times 0.98 = 2.82 \text{ kW}$	$P'_I = 3.21 \text{ kW}$ $P'_{II} = 3.06 \text{ kW}$ $P'_{III} = 2.91 \text{ kW}$ $P'_{IV} = 2.82 \text{ kW}$
<p><b>计算各轴输入、输出转矩</b></p> <p>电动机轴输出转矩 <math>T_d = 9550 \frac{P_d}{n_m} = 9550 \times \frac{3.42}{1440} = 22.68 \text{ N} \times \text{m}</math></p> <p>I 轴输入转矩 <math>T_I = 9550 \frac{P_I}{n_I} = 9550 \times \frac{3.28}{720} = 43.51 \text{ N} \times \text{m}</math></p> <p>II 轴输入转矩 <math>T_{II} = 9550 \frac{P_{II}}{n_{II}} = 9550 \times \frac{3.12}{208.09} = 143.19 \text{ N} \times \text{m}</math></p> <p>III 轴输入转矩 <math>T_{III} = 9550 \frac{P_{III}}{n_{III}} = 9550 \times \frac{2.97}{80.03} = 354.41 \text{ N} \times \text{m}</math></p>	$T_d = 22.68 \text{ N} \times \text{m}$ $T_I = 43.51 \text{ N} \times \text{m}$ $T_{II} = 143.19 \text{ N} \times \text{m}$ $T_{III} = 354.41 \text{ N} \times \text{m}$

卷筒轴输入转矩 $T_{IV} = 9550 \frac{P_{IV}}{n_{IV}} = 9550 \times \frac{2.88}{80.03} = 343.67 \text{ N} \times \text{m}$ 各轴输出转矩分别为各轴输入转矩乘轴承效率 0.98	$T_{IV}$ $= 343.67 \text{ N} \times \text{m}$
--	--

## 第五章 传动零件的设计计算

### 5.1. 带传动设计

设计结果如下表

带型	传动比	小带轮直径	大带轮直径	带根数	带轮宽度
A	2	100mm	200mm	3	50mm

计算及说明	计算结果
<b>确定设计功率</b>  由前计算得 $n_m = 1440 \text{ r/min}$ , $n_I = 720 \text{ r/min}$ 由[1]表 9-5 查工况系数 $K_A = 1.2$ 则设计功率 $P_d = K_A P = 1.2 \times 3.42 = 4.1 \text{ kW}$ 则 $P_d = 4.1 \text{ kW}$ , $n_m = 1440 \text{ r/min}$ , 由[1]图 9-9 选择 A 型带	$P_d = 4.1 \text{ kW}$
<b>选择小带轮直径</b>  由[1]表 9-6 知, 最小基准直径不小于 75mm, 则选择小带轮基准 直径 $d_{d1} = 100 \text{ mm}$	$d_{d1} = 100 \text{ mm}$
<b>验算带速</b>  由公式计算得  $v = \frac{\pi d_{d1} n_m}{60 \times 1000} = \frac{3.14 \times 100 \times 1440}{60 \times 1000} = 7.54 \text{ m/s}$ 故该带速在推荐的 5~25m/s 的范围内, 带速合适	$v = 7.54 \text{ m/s}$

<p><b>确定大带轮直径</b></p> <p>由公式计算得</p> $d_{d2} = \frac{n_m}{n_I} d_{d1} = \frac{1440}{720} \times 100 = 200 \text{ mm}$	$d_{d2} = 200 \text{ mm}$
<p><b>确定中心距和带的基准长度</b></p> <p>初定中心距</p> $a_0 = 1.5(d_{d1} + d_{d2}) = 1.5 \times (100 + 200) = 450 \text{ mm}$ <p>求带的基准长度</p> $\begin{aligned} L_d &= 2a + \frac{\pi}{2}(d_{d1} + d_{d2}) + \frac{(d_{d2} - d_{d1})^2}{4a} \\ &= 2 \times 450 + \frac{3.14}{2} \times (100 + 200) + \frac{(200 - 100)^2}{4 \times 450} \\ &= 1376.56 \text{ mm} \end{aligned}$	$L_d$ $= 1376.56 \text{ mm}$
<p>查[1]表 9-2 选择带长为 1430mm 的 A 型带</p> <p>计算中心距为</p> $a = a_0 + \frac{L_d - L_{d0}}{2} = 450 + \frac{1430 - 1376.56}{2} = 476.72 \text{ mm}$	$a = 476.72 \text{ mm}$
<p><b>验算小带轮包角</b></p> $\alpha_1 = 180^\circ - \frac{d_{d2} - d_{d1}}{a} \times 57.3^\circ = 180^\circ - \frac{200 - 100}{476.72} \times 57.3^\circ = 167.98^\circ$ $> 120^\circ$	
<p><b>确定 V 带根数</b></p> <p>查[1]表 9-4 得知单根普通 V 带基本额定功率 <math>P_1 = 1.32 \text{ kW}</math></p> <p>查[1]表 9-8 得知单根普通 V 带传递功率的增量 <math>\Delta P_1 = 0.17 \text{ kW}</math></p> <p>查[1]表 9-9 得知包角修正系数 <math>K_\alpha = 0.96</math></p> <p>查[1]表 9-2 得知带长修正系数 <math>K_L = 0.96</math></p> <p>带入公式：</p> $z \geq \frac{P_d}{(P_1 + \Delta P_1) K_\alpha K_L} = \frac{4.1}{(1.32 + 0.17) \times 0.96 \times 0.96} = 2.99$ <p>则取 <math>z = 3</math> 即可</p>	$z = 3$

计算初拉力 查[1]表 9-1 得 $q = 0.11 \text{ kg/m}$ $F_0 = \frac{500P_d}{zv} \left( \frac{2.5}{K_\alpha} - 1 \right) + qv^2 = \frac{500 \times 4.1}{3 \times 7.54} \times \left( \frac{2.5}{0.96} - 1 \right) + 0.11 \times 1^2 = 145.49 \text{ N}$	$F_0 = 145.49 \text{ N}$
计算带轮作用在轴上压力 $F_Q = 2zF_0 \sin \frac{\alpha}{2} = 2 \times 3 \times 145.49 \times \sin \frac{167.98^\circ}{2} = 868.14 \text{ N}$	$F_Q = 868.14 \text{ N}$
带轮结构设计 小带轮采用实心式，查[2]表 22-3 得电动机轴径 $D_0 = 28$ 由 $B_{\text{轮毂宽}} = (z - 1)e + 2f = (3 - 1) \times 15 + 2 \times 10 = 50 \text{ mm}$ 大带轮采用孔板式结构，与小带轮轮毂同宽	$B_{\text{轮毂宽}} = 50 \text{ mm}$

## 5.2. 齿轮传动设计

设计结果如下表

名称	代号	单位	高速级		低速级	
			小齿轮	大齿轮	小齿轮	大齿轮
中心距	$a$	mm		115		140
传动比	$i$			3.48		2.62
模数	$m_n$	mm		2		2
螺旋角	$\beta$	°		13.1158		16.8350
齿数	$z$		25	87	37	97
分度圆直径	$d$	mm	51.339	178.661	77.313	202.687
节圆直径	$d'$	mm	50	180	80	200
齿顶圆直径	$d_a$	mm	56	183	82	207
齿根圆直径	$d_f$	mm	46	173	72	197
齿宽	$b$	mm	50	45	60	55
螺旋角方向			左旋	右旋	右旋	左旋
材料及齿面硬			40Cr	42SiMn	40Cr	42SiMn
总传动比误差					-1.306%	

### 5.2.1. 高速级齿轮设计

计算及说明	计算结果
<p><b>齿轮材料选择</b></p> <p>参考[1]表 11-1 齿轮材料表，选择齿轮材料为：</p> <p>小斜齿轮：40Cr，调质处理，表面硬度 241~286HBW（取中间值 250HBW），强度极限 700MPa，屈服极限 500Mpa</p> <p>大斜齿轮：42SiMn，调质处理，表面硬度 217~269HBW（取中间值 220HBW），强度极限 750MPa，屈服极限 450Mpa</p>	
<p><b>按齿面接触疲劳强度设计计算式计算</b></p> <p>由前计算小齿轮转矩 <math>T_1 = 43.51 \text{ N} \times \text{m}</math></p> <p>由前计算高速级齿轮传动比 <math>u = 3.46</math></p> <p>查[1]表 11-7，设计齿宽系数 <math>\phi_d = 1</math>（小齿轮为软齿轮面，对称布置）</p> <p>查[1]表 11-5，设计载荷系数 <math>K = 1.1</math></p> <p>初选螺旋角 <math>\beta = 15^\circ</math></p> <p>螺旋角系数 <math>Z_\beta = \sqrt{\cos \beta} = 0.983</math></p> <p>查[1]表 11-3，设计弹性系数 <math>Z_E = 189.8 \sqrt{\text{MPa}}</math></p> <p>由[1]图 11-12c 按 MQ 选取 <math>\sigma_{Hlim1} = 700 \text{ MPa}, \sigma_{Hlim2} = 660 \text{ MPa}</math></p> <p>查[1]表 11-6，安全系数 <math>S_H = 1.1</math></p> <p>计算许用接触疲劳应力 <math>[\sigma_H]</math></p> $[\sigma_H]_1 = \frac{\sigma_{Hlim1}}{S_H} = \frac{700}{1.1} = 636.4 \text{ MPa}$ $[\sigma_H]_2 = \frac{\sigma_{Hlim2}}{S_H} = \frac{660}{1.1} = 600 \text{ MPa}$ <p>因 <math>[\sigma_H]_2 &lt; [\sigma_H]_1</math>，故将 <math>[\sigma_H]_2</math> 代入齿面接触疲劳强度设计式</p> <p>则小齿轮分度圆直径</p>	

$$\begin{aligned}
 d_1 &\geq 2.32 \sqrt[3]{\left(\frac{KT_1}{\phi_d}\right) \frac{u+1}{u} \left(\frac{Z_E Z_\beta}{[\sigma_H]}\right)^2} \\
 &= 2.32 \sqrt[3]{\frac{1.1 \times 4.351 \times 10^4}{1} \times \frac{3.46+1}{3.46} \times \left(\frac{189.8 \times 0.983}{600}\right)^2} \\
 &= 42.076 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

选取小齿轮齿数  $z_1 = 25$ , 则

$$z_2 = iz_1 = 3.46 \times 25 = 86.5$$

取大齿轮齿数  $z_2 = 87$

$$z_1 = 25$$

$$z_2 = 87$$

法向模数

$$m_n = \frac{d_1 \cos \beta}{z_1} = \frac{42.076 \times \cos 15^\circ}{25} = 1.626 \text{ mm}$$

查[1]表 4-1 选取标准模数  $m_n = 2 \text{ mm}$

实际传动比为

$$i' = \frac{z_2}{z_1} = \frac{87}{25} = 3.48$$

$$m_n = 2 \text{ mm}$$

$$i' = 3.48$$

中心距计算

$$a = \frac{m_n(z_1 + z_2)}{2 \cos \beta} = \frac{2 \times (25 + 87)}{2 \times \cos 15^\circ} = 115.95 \text{ mm}$$

圆整后取  $a = 115 \text{ mm}$

$$a = 115 \text{ mm}$$

实际螺旋角计算

$$\beta = \cos^{-1} \frac{m_n(z_1 + z_2)}{2a} = \cos^{-1} \frac{2 \times (25 + 87)}{2 \times 115} = 13.1158^\circ$$

$$\beta = 13.1158^\circ$$

分度圆直径

$$d_1 = \frac{m_n z_1}{\cos \beta} = \frac{2 \times 25}{\cos 13.1158^\circ} = 51.339 \text{ mm}$$

$$d_2 = \frac{m_n z_2}{\cos \beta} = \frac{2 \times 87}{\cos 13.1158^\circ} = 178.661 \text{ mm}$$

$$d_1 = 51.339 \text{ mm}$$

$$d_2 = 178.661 \text{ mm}$$

当量齿数

$$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos^3 \beta} = \frac{25}{(\cos 13.1158^\circ)^3} = 27.063$$

$$z_{v1} = 27.063$$

$$z_{v2} = \frac{z_2}{\cos^3 \beta} = \frac{87}{(\cos 13.1158^\circ)^3} = 94.180$$

$$z_{v2} = 94.180$$

齿轮的圆周速度	
$v = \frac{\pi n_1 d_1}{60 \times 1000} = \frac{\pi \times 720 \times 42.076}{60 \times 1000} = 1.586 \text{ m/s}$	
由[1]表 11-2 知, 选齿轮传动精度等级 8 级适宜	
校核齿根弯曲疲劳强度	
查[1]表 11-4	
$Y_{Fa1} = 2.57, Y_{Sa1} = 1.60, Y_{Fa2} = 2.20, Y_{Sa2} = 1.78$	
由[1]图 11-13c 查得 $\sigma_{Flim1} = 285 \text{ MPa}, \sigma_{Flim2} = 275 \text{ MPa}$	
由[1]表 11-6, 选取弯曲疲劳安全系数 $S_F = 1.3$	
$[\sigma_F]_1 = \frac{\sigma_{Flim1}}{S_F} = \frac{285}{1.3} = 219.2 \text{ MPa}$	$[\sigma_F]_1$ = 219.2 MPa
$[\sigma_F]_2 = \frac{\sigma_{Flim2}}{S_F} = \frac{275}{1.3} = 211.5 \text{ MPa}$	$[\sigma_F]_2$ = 211.5 MPa
齿宽取 $b_1 = 50, b_2 = 45$	
校核齿根弯曲应力	
$\sigma_{F1} = \frac{2KT_1}{bm^2z_1} Y_{Fa1} Y_{Sa1} = \frac{2 \times 1.1 \times 4.351 \times 10^4}{45 \times 2 \times 42.076} \times 2.57 \times 1.60$ $= 103.941 \text{ MPa} < [\sigma_F]_1$	
$\sigma_{F2} = \frac{2KT_1}{bm^2z_1} Y_{Fa2} Y_{Sa2} = \frac{2 \times 1.1 \times 4.351 \times 10^4}{45 \times 2 \times 42.076} \times 2.20 \times 1.78$ $= 98.987 \text{ MPa} < [\sigma_F]_2$	
均满足要求, 故安全;	

### 5.2.2. 低速级齿轮设计

计算及说明	计算结果
齿轮材料选择 参考[1]表 11-1 齿轮材料表, 选择齿轮材料为: 小斜齿轮: 40Cr, 调质处理, 表面硬度 241~286HBW (取中间值)	

<p>250HBW), 强度极限 700MPa, 屈服极限 500Mpa 大斜齿轮: 42SiMn, 调质处理, 表面硬度 217~269HBW (取中间值 220HBW), 强度极限 750MPa, 屈服极限 450Mpa</p>	
<p><b>按齿面接触疲劳强度设计计算式计算</b></p> <p>由前计算小齿轮转矩 <math>T_1 = 143.19 \text{ N} \times \text{m}</math></p> <p>由前计算低速级齿轮传动比 <math>u = 2.6</math></p> <p>查[1]表 11-7, 设计齿宽系数 <math>\phi_d = 1</math> (小齿轮为软齿轮面, 对称布置)</p> <p>查[1]表 11-5, 设计载荷系数 <math>K = 1.1</math></p> <p>初选螺旋角 <math>\beta = 15^\circ</math></p> <p>螺旋角系数 <math>Z_\beta = \sqrt{\cos \beta} = 0.983</math></p> <p>查[1]表 11-3, 设计弹性系数 <math>Z_E = 189.8 \sqrt{\text{MPa}}</math></p> <p>由[1]图 11-12c 按 MQ 选取 <math>\sigma_{\text{Hlim1}} = 700 \text{ MPa}, \sigma_{\text{Hlim2}} = 660 \text{ MPa}</math></p> <p>查[1]表 11-6, 安全系数 <math>S_H = 1.1</math></p> <p>计算许用接触疲劳应力 <math>[\sigma_H]</math></p> $[\sigma_H]_1 = \frac{\sigma_{\text{Hlim1}}}{S_H} = \frac{700}{1.1} = 636.4 \text{ MPa}$ $[\sigma_H]_2 = \frac{\sigma_{\text{Hlim2}}}{S_H} = \frac{660}{1.1} = 600 \text{ MPa}$ <p>因 <math>[\sigma_H]_2 &lt; [\sigma_H]_1</math>, 故将 <math>[\sigma_H]_2</math> 代入齿面接触疲劳强度设计式</p> <p>则小齿轮分度圆直径</p> $d_1 \geq 2.32 \sqrt[3]{\left(\frac{KT_1}{\phi_d}\right) \frac{u+1}{u} \left(\frac{Z_E Z_\beta}{[\sigma_H]}\right)^2}$ $= 2.32 \sqrt[3]{\frac{1.1 \times 1.4319 \times 10^5}{1} \times \frac{2.6+1}{2.6} \times \left(\frac{189.8 \times 0.983}{600}\right)^2}$ $= 64.096 \text{ mm}$ <p>选取小齿轮齿数 <math>z_1 = 37</math>, 则</p> $z_2 = iz_1 = 2.6 \times 37 = 96.2$	

取大齿轮齿数 $z_2 = 97$ 则法向模数 $m_n = \frac{d_1 \cos \beta}{z_1} = \frac{64.096 \times \cos 15^\circ}{37} = 1.673 \text{ mm}$ 查[1]表 4-1 选取标准模数 $m_n = 2 \text{ mm}$ 实际传动比为 $i' = \frac{z_2}{z_1} = \frac{97}{37} = 2.62$ 中心距计算 $a = \frac{m_n(z_1 + z_2)}{2 \cos \beta} = \frac{2 \times (37 + 97)}{2 \times \cos 15^\circ} = 138.727 \text{ mm}$ 圆整后取 $a = 140 \text{ mm}$ 实际螺旋角计算 $\beta = \cos^{-1} \frac{m_n(z_1 + z_2)}{2a} = \cos^{-1} \frac{2 \times (37 + 97)}{2 \times 140} = 16.8350^\circ$ 分度圆直径 $d_1 = \frac{m_n z_1}{\cos \beta} = \frac{2 \times 37}{\cos 16.8350^\circ} = 77.313 \text{ mm}$ $d_2 = \frac{m_n z_2}{\cos \beta} = \frac{2 \times 97}{\cos 16.8350^\circ} = 202.687 \text{ mm}$ 当量齿数 $z_{v1} = \frac{z_1}{\cos^3 \beta} = \frac{37}{(\cos 16.8350^\circ)^3} = 42.196$ $z_{v2} = \frac{z_2}{\cos^3 \beta} = \frac{97}{(\cos 16.8350^\circ)^3} = 110.622$ 齿轮的圆周速度 $v = \frac{\pi n_1 d_1}{60 \times 1000} = \frac{\pi \times 208.09 \times 64.096}{60 \times 1000} = 0.698 \text{ m/s}$ 由[1]表 11-2 知, 选齿轮传动精度等级 8 级适宜 校核齿根弯曲疲劳强度 查[1]表 11-4 $Y_{Fa1} = 2.40, Y_{Sa1} = 1.67, Y_{Fa2} = 2.18, Y_{Sa2} = 1.79$	$z_1 = 37$ $z_2 = 97$ $m_n = 2 \text{ mm}$ $i' = 2.62$ $a = 140 \text{ mm}$ $\beta = 16.8350^\circ$ $d_1 = 77.313 \text{ mm}$ $d_2 = 202.687 \text{ mm}$ $z_{v1} = 42.196$ $z_{v2} = 110.622$
--	--

齿宽取  $b_1 = 60, b_2 = 55$

校核齿根弯曲应力

$$\sigma_{F1} = \frac{2KT_1}{bm^2z_1} Y_{Fa1} Y_{Sa1} = \frac{2 \times 1.1 \times 1.4319 \times 10^5}{55 \times 2 \times 64.096} \times 2.40 \times 1.67$$

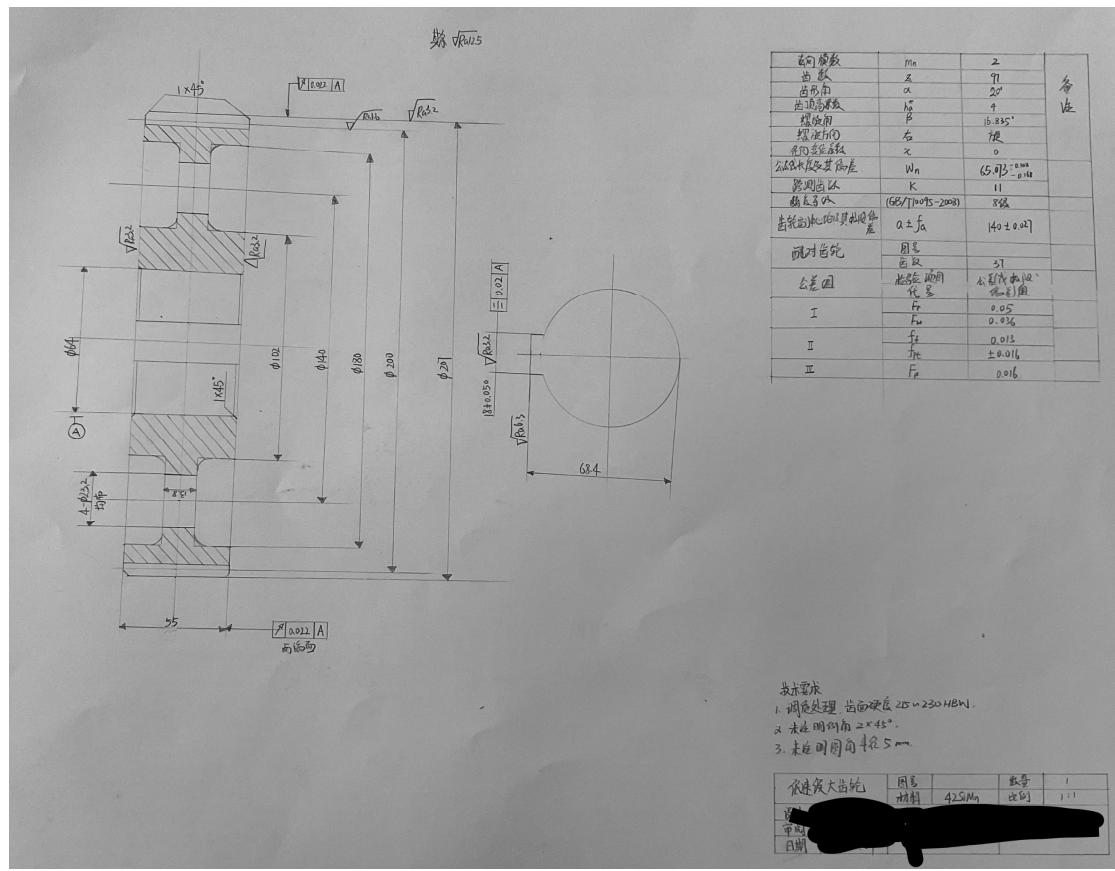
$$= 179.077 \text{ MPa} < [\sigma_F]_1$$

$$\sigma_{F2} = \frac{2KT_1}{bm^2z_1} Y_{Fa2} Y_{Sa2} = \frac{2 \times 1.1 \times 1.4319 \times 10^5}{55 \times 2 \times 64.096} \times 2.18 \times 1.79$$

$$= 174.349 \text{ MPa} < [\sigma_F]_2$$

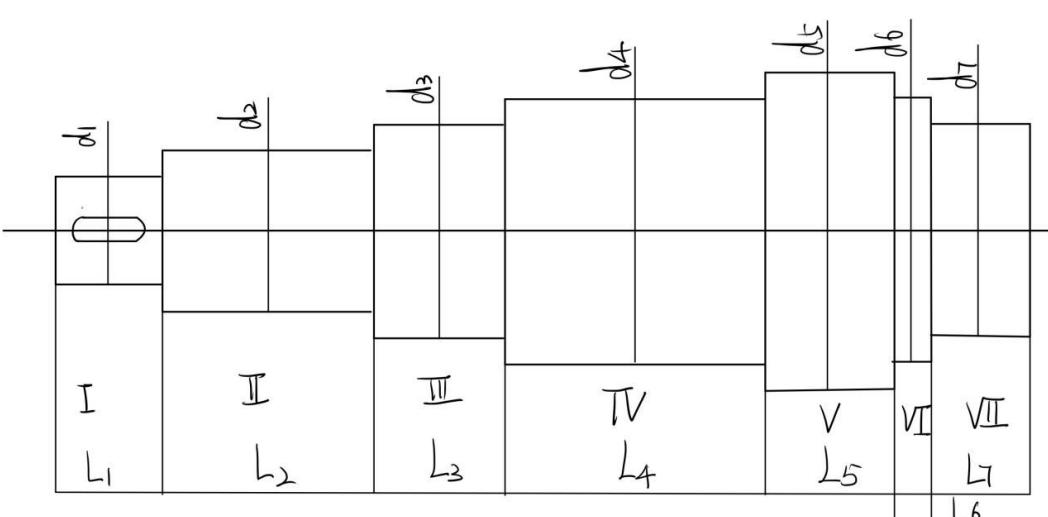
均满足要求，故安全；

### 低速级大齿轮零件工作图



## 5.3. 轴设计

### 5.3.1. 高速轴设计

计算及说明	计算结果
<b>轴材料选择</b> 因传递功率较小，且对重量及结构尺寸无特殊要求，参考[1]表 13-2，选择材料 40Cr，调质处理	
<b>轴示意图</b> 	
<b>轴径估算</b> 查[1]表 13-3，选 $C = 98 \sim 106$ ，考虑轴端既承受转矩又承受弯矩，故取值 $C = 106$ ，则 $d_{min} = C \sqrt[3]{\frac{P_I}{n_I}} = 106 \times \sqrt[3]{\frac{3.28}{720}} = 17.572 \text{ mm}$ 轴与带轮连接，有一个键槽，轴径应增大 5%~7%，轴端最细处直径为 $d_1 > 17.572 \times [1 + (5\% \sim 7\%)] = 18.451 \sim 18.802 \text{ mm}$ 则取 $d_{min} = 20 \text{ mm}$	$d_{min} = 20 \text{ mm}$

<p><b>结构设计</b></p> <p>1) <b>轴承部件的结构设计</b></p> <p>为方便轴承部件的装拆，减速器机体采用剖分式结构，该减速器发热小，轴距短，故轴承采用两端固定方式，按轴上零件的安装顺序，从轴的最细处开始设计</p> <p>2) <b>轴段 1</b></p> <p>轴段 1 上安装带轮，此段轴的设计应与带轮轮毂轴孔的设计同步进行。根据前计算结果，考虑到如果轴径太小，轴承寿命可能无法满足减速器预期寿命的要求，初定轴段 1 的轴径 <math>d_1 = 27 \text{ mm}</math>，由前计算得知，带轮轮毂的宽度为 50mm，取轴 <math>L_1 = 48 \text{ mm}</math></p> <p>3) <b>轴段 2</b></p> <p>在确定轴段 2 的轴径时，应考虑带轮的轴向固定及密封圈的尺寸。带轮采用轴肩定位，轴肩高度 <math>h = (0.07 \sim 0.1)d_1 = (0.07 \sim 0.1) \times 27 = 1.89 \sim 2.7 \text{ mm}</math>，则取定位轴肩 <math>h = 2 \text{ mm}</math>，非定位轴肩 <math>h' = 2 \text{ mm}</math>。轴段 2 的轴径 <math>d_2 = d_1 + 2h = 27 + 2 \times 2 = 31 \text{ mm}</math>, <math>L_2 = 35 + 10 + 55 - 17 - 10 = 73 \text{ mm}</math></p> <p>4) <b>轴承与轴段 3 及轴段 7</b></p> <p>考虑齿轮存在轴向力，选用圆锥滚子轴承。轴段 3 上安装轴承，其直径应符合轴承内径系列，且 <math>d_3 = d_2 + 2h = 31 + 2 \times 2 = 35 \text{ mm}</math>，取轴承为 30207，由 [2] 表 17-6 得轴承内径 <math>d = 35 \text{ mm}</math>, 外径 <math>D = 72 \text{ mm}</math>, 宽度 <math>B = 17 \text{ mm}</math>, 内圈定位轴肩直径 <math>d_a = 42 \text{ mm}</math>, 外圈定位直径 <math>D_a = 62 \text{ mm}</math>。轴承采用脂润滑，需要用挡油环阻止箱体内润滑油溅入轴承座。为补偿箱体的铸造误差和安装挡油环，轴承靠近箱体内壁的端面距箱体内壁距离取 <math>\Delta</math>, 挡油环的挡油凸缘内侧面凸出箱体内壁 <math>1 \sim 2 \text{ mm}</math>, 挡油环轴孔宽度初定为 <math>B_1 = 13 \text{ mm}</math>, 则 <math>L_3 = B + B_1 = 17 + 13 = 30 \text{ mm}</math>。通常一根轴上两个轴承取相同型号，则 <math>d_7 = 35 \text{ mm}</math>, <math>L_7 = B + B_1 = 17 + 13 = 30 \text{ mm}</math></p>	$d_1 = 27 \text{ mm}$ $L_1 = 48 \text{ mm}$  $d_2 = 31 \text{ mm}$ $L_2 = 73 \text{ mm}$  $d_3 = 35 \text{ mm}$ $L_3 = 30 \text{ mm}$
--	--

5) 齿轮	<p>该段安装齿轮，为便于齿轮的安装，初定 <math>d_5 = 42\text{mm}</math>，查[2]表 16-28 得知该处键的截面尺寸为 <math>b \times h = 12\text{mm} \times 8\text{mm}</math>，轮毂键槽深度 <math>t_1 = 3.3\text{mm}</math>，则此处齿轮上齿根圆与毂孔键槽顶部的距离为 <math>e = \frac{d_{f1}}{2} - \frac{d_5}{2} = \frac{46}{2} - \frac{42}{2} = 2\text{mm} &lt; 2.5m_n = 5\text{mm}</math>，故轴设计成齿轮轴，则有 <math>d_5 = d_{f1} = 46\text{mm}</math>, <math>L_5 = b_1 = 50\text{mm}</math>。</p>	$d_7 = 35\text{mm}$ $L_7 = 30\text{mm}$
6) 轴段 4 与轴段 6	<p>轴段 4 与轴段 6 直径相同，长度不同，直径 <math>d_4 = d_6 = d_3 + 2h = 35 + 2 \times 2 = 39\text{mm}</math>, <math>L_4 = 77\text{mm}</math>, <math>L_6 = 7\text{mm}</math></p>	$d_4 = 39\text{mm}$ $L_4 = 77\text{mm}$ $d_6 = 39\text{mm}$ $L_6 = 7\text{mm}$
键的选择	带轮与轴段 1 采用 A 型普通平键连接，查[2]表 16-28 选取键的型号为 8x36 GB/T 1096-1979	

### 5.3.2. 中间轴设计

计算及说明	计算结果
轴材料选择 因传递功率较小，且对重量及结构尺寸无特殊要求，参考[1]表 13-2，选择材料 40Cr，调质处理	
轴示意图	

<b>轴径估算</b> 查[1]表 13-3，选 $C = 98 \sim 106$ ，考虑轴端既承受转矩又承受弯矩，故取值 $C = 106$ ，则
$d_{\min} = C \sqrt[3]{\frac{P_I}{n_I}} = 106 \times \sqrt[3]{\frac{3.12}{208.09}} = 26.138 \text{ mm}$
则取 $d_{\min} = 35 \text{ mm}$

$$d_{\min} = 35 \text{ mm}$$

### 结构设计

#### 1) 轴承部件的结构设计

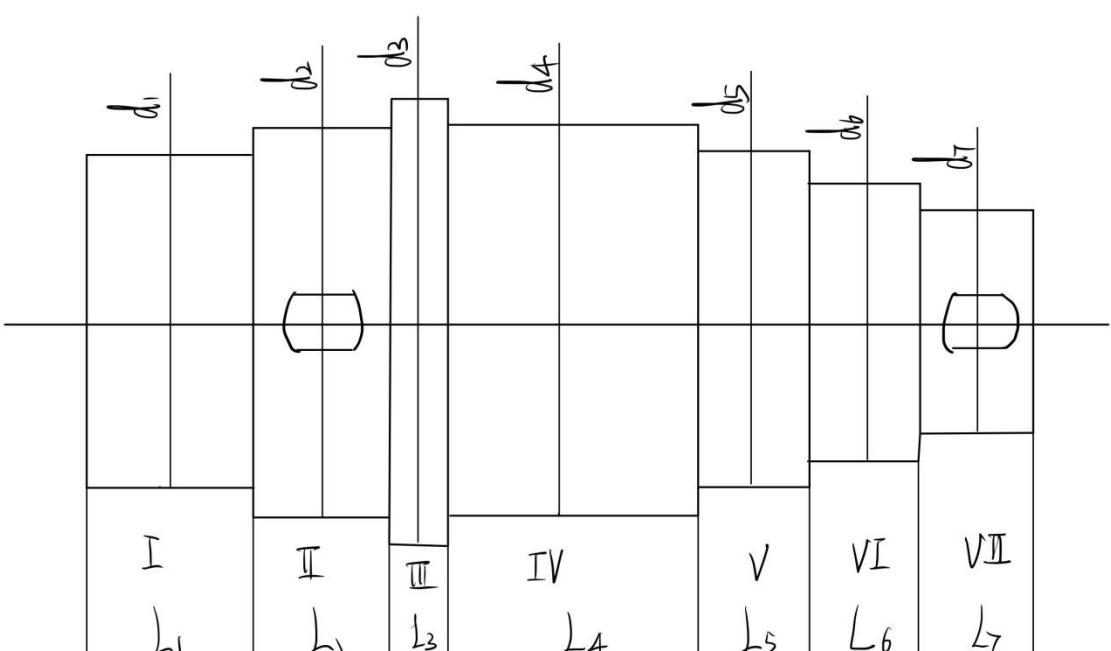
为方便轴承部件的装拆，减速器机体采用剖分式结构，该减速器发热小，轴距短，故轴承采用两端固定方式，按轴上零件的安装顺序，从轴的最细处开始设计

#### 2) 轴承与轴段 1 及轴段 5

考虑齿轮存在轴向力，选用圆锥滚子轴承。轴段 1 上安装轴承，其直径应符合轴承内径系列，且  $d_1 = 35 \text{ mm}$ ，取轴承为 30207，由[2]表 17-6 得轴承内径  $d = 35 \text{ mm}$ ，外径  $D = 72 \text{ mm}$ ，宽度  $B = 17 \text{ mm}$ ，内圈定位轴肩直径  $d_a = 42 \text{ mm}$ ，外圈定位直径  $D_a = 62 \text{ mm}$ 。轴承采用脂润滑，需要用挡油环阻止箱体内润滑油溅入轴承座。为补偿箱体的

<p>铸造误差和安装挡油环，轴承靠近箱体内壁的端面距箱体内壁距离取<math>\Delta</math>，挡油环的挡油凸缘内侧面凸出箱体内壁 <math>1\sim 2\text{mm}</math>，挡油环轴孔宽度初定为 <math>B_1 = 13\text{mm}</math>, <math>B_5 = 13\text{mm}</math>，同时加上套筒定位预留长度约 <math>8\text{mm}</math>，则 <math>L_1 = 17 + 10 + 10 + 2 = 39\text{mm}</math>。通常一根轴上两个轴承取相同型号，则 <math>d_5 = 35\text{mm}</math>, <math>L_5 = 17 + 10 + 10 + \frac{5}{2} + 2 = 41.5\text{mm}</math>，则轴肩高度 <math>h = (0.07\sim 0.1)d_1 = (0.07\sim 0.1) \times 35 = 2.45\sim 3.5\text{mm}</math>，则取定位轴肩 <math>h = 3\text{mm}</math>，非定位轴肩 <math>h' = 2.5\text{mm}</math>。</p>	$d_1 = 35\text{mm}$ $L_1 = 39\text{mm}$ $d_5 = 35\text{mm}$ $L_5 = 41.5\text{mm}$
<p><b>3) 轴段 2 与低速级小齿轮</b></p> <p>该段安装齿轮，为便于齿轮的安装，定 <math>d_2 = 40\text{mm}</math>，查[2]表 16-28 得知该处键的截面尺寸为 <math>b \times h = 12\text{mm} \times 8\text{mm}</math>，轮毂键槽深度 <math>t_1 = 3.3\text{mm}</math>，则此处齿轮上齿根圆与毂孔键槽顶部的距离为 <math>e = \frac{d_{f3}}{2} - \frac{d_2}{2} = \frac{72}{2} - \frac{40}{2} = 16\text{mm} &gt; 2.5m_n = 5\text{mm}</math>，故设计齿轮与轴通过平键联接，其左端采用套筒固定，右端采用轴肩定位，齿轮 3 轮毂的宽度为 <math>B_3 = 60\text{mm}</math>，为保证齿轮 3 安全地定位，取 <math>L_2 = 58\text{mm}</math>.</p>	$d_2 = 40\text{mm}$ $L_2 = 58\text{mm}$
<p><b>4) 轴段 3</b></p> <p>该轴段为轴环，提供给齿轮轴肩定位，取 <math>d_3 = d_2 + 2h = 40 + 2 \times 3 = 46\text{mm}</math>, <math>L_3 = 10\text{mm}</math></p> <p><b>5) 轴段 4 与高速级大齿轮</b></p> <p>该段安装齿轮，为便于齿轮的安装，定 <math>d_4 = 40\text{mm}</math>，查[2]表 16-28 得知该处键的截面尺寸为 <math>b \times h = 12\text{mm} \times 8\text{mm}</math>，其左端采用轴肩定位，右端采用套筒定位，齿轮 2 轮毂宽度为 <math>B_2 = 45\text{mm}</math>，为保证齿轮 2 安全地定位，取 <math>L_4 = 43\text{mm}</math>.</p>	$d_3 = 46\text{mm}$ $L_3 = 10\text{mm}$  $d_4 = 40\text{mm}$ $L_4 = 43\text{mm}$
<p><b>键的选择</b></p> <p>低速级小齿轮和高速级大齿轮分别与轴段 2 和轴段 4 采用 A 型普通平键连接，查[2]表 16-28 选取键的型号分别为 12x45 GB/T 1096-1979 和 12x36 GB/T 1096-1979</p>	

### 5.3.3. 低速轴设计

计算及说明	计算结果
<b>轴材料选择</b> 因传递功率较小，且对重量及结构尺寸无特殊要求，参考[1]表 13-2，选择材料 40Cr，调质处理	
<b>轴示意图</b> 	
<b>轴径估算</b> 查[1]表 13-3，选 $C = 98 \sim 106$ ，考虑轴端既承受转矩又承受弯矩，故取值 $C = 106$ ，则 $d_{min} = C \sqrt[3]{\frac{P_1}{n_1}} = 106 \times \sqrt[3]{\frac{2.97}{80.03}} = 35.357 \text{ mm}$ 轴与联轴器连接，有一个键槽，轴径应增大 5%~7%，轴端最细处直径为 $d_1 > 35.357 \times [1 + (5\% \sim 7\%)] = 37.125 \sim 37.831 \text{ mm}$	$d_{min} = 40 \text{ mm}$

则取 $d_{min} = 40 \text{ mm}$	
<b>结构设计</b>	
<b>1) 轴承部件的结构设计</b>	
为方便轴承部件的装拆，减速器机体采用剖分式结构，该减速器发热小，轴距短，故轴承采用两端固定方式，按轴上零件的安装顺序，从轴的最细处开始设计	
<b>2) 轴段 7</b>	$d_7 = 48 \text{ mm}$ $L_7 = 84 \text{ mm}$
轴段 7 上安装联轴器，公称转矩 $T_n > K_A T = 1.2 \times 354.41 = 425.292$ ，由[2]表 19-5 选择弹性套柱销联轴器 TL8 J 型，轴段 1 的轴径 $d_7 = 48 \text{ mm}$ ，取轴 $L_7 = 84 \text{ mm}$	
<b>3) 轴段 6</b>	$d_6 = 56 \text{ mm}$ $L_6 = 73 \text{ mm}$
在确定轴段 6 的轴径时，应考虑带轮的轴向固定及密封圈的尺寸。带轮采用轴肩定位，轴肩高度 $h = (0.07 \sim 0.1)d_7 = (0.07 \sim 0.1) \times 48 = 3.36 \sim 4.8 \text{ mm}$ ，则取定位轴肩 $h = 4 \text{ mm}$ ，非定位轴肩 $h' = 2 \text{ mm}$ 。轴段 6 的轴径 $d_6 = d_7 + 2h = 48 + 2 \times 4 = 56 \text{ mm}$ , $L_6 = 35 + 10 + 55 - 17 - 10 = 73 \text{ mm}$	
<b>4) 轴承与轴段 1 及轴段 5</b>	
考虑齿轮存在轴向力，选用圆锥滚子轴承。轴段 5 上安装轴承，其直径应符合轴承内径系列，且 $d_5 = d_6 + 2h = 56 + 2 \times 2 = 60 \text{ mm}$ ，取轴承为 30212，由[2]表 17-6 得轴承内径 $d = 60 \text{ mm}$ , 外径 $D = 110 \text{ mm}$ , 宽度 $B = 22 \text{ mm}$ , 内圈定位轴肩直径 $d_a = 69 \text{ mm}$ , 外圈定位直径 $D_a = 101 \text{ mm}$ 。轴承采用脂润滑，需要用挡油环阻止箱体内润滑油溅入轴承座。为补偿箱体的铸造误差和安装挡油环，轴承靠近箱体内壁的端面距箱体内壁距离取 $\Delta$ ，挡油环的挡油凸缘内侧面凸出箱体内壁 $1 \sim 2 \text{ mm}$ ，挡油环轴孔宽度初定为 $B_1 = 13 \text{ mm}$ ，则 $L_5 = B + B_1 = 17 + 13 = 30 \text{ mm}$ 。通常一根轴上两个轴承	$d_5 = 60 \text{ mm}$ $L_5 = 30 \text{ mm}$ $d_1 = 60 \text{ mm}$ $L_1 = 41.5 \text{ mm}$

取相同型号，且轴段 1 需预留套筒定位间距，则  $d_1 = 60\text{mm}$ ,  $L_1 =$

$$17 + 10 + 10 + \frac{5}{2} + 2 = 41.5\text{mm}$$

### 5) 轴段 4 与轴段 3

轴段 4 用于过渡，取  $d_4 = 64\text{mm}$ ,  $L_4 = 140 - 3 - 10 - 2.5 - 2 - 53 - 5.5 = 64\text{mm}$

轴段 3 作为轴环，为齿轮提供轴肩定位，取  $d_3 = 72\text{mm}$ ,  $L_3 \sim 1.4h = 1.4 \times 4 = 5.6\text{mm}$ , 取  $L_3 = 5.5\text{mm}$

$$\begin{aligned}d_4 &= 64\text{mm} \\L_4 &= 64\text{mm} \\d_3 &= 72\text{mm} \\L_3 &= 5.5\text{mm}\end{aligned}$$

### 6) 齿轮与轴段 2

该轴段安装低速级大齿轮，为便于齿轮的安装，初定  $d_2 = 64\text{mm}$ ，查 [2] 表 16-28 得知该处键的截面尺寸为  $b \times h = 18\text{mm} \times 11\text{mm}$ ，其左端采用套筒定位，右端采用轴肩定位，齿轮 4 轮毂宽度为  $B_4 = 55\text{mm}$ ，为保证齿轮 4 安全地定位，取  $L_2 = 53\text{mm}$ .

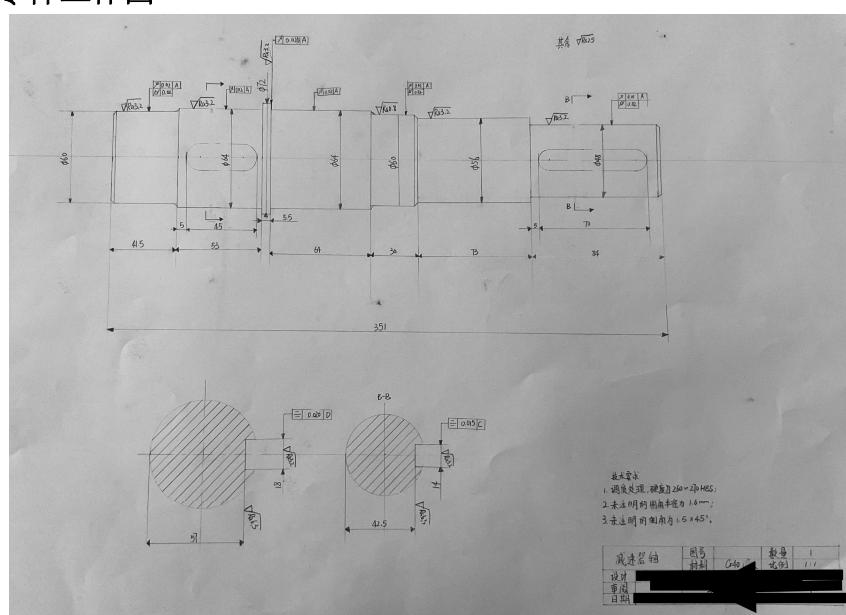
$$\begin{aligned}d_2 &= 64\text{mm} \\L_2 &= 53\text{mm}\end{aligned}$$

### 键的选择

齿轮与轴段 2 采用 A 型普通平键连接，查 [2] 表 16-28 得知键的型号为 18x45 GB/T 1096-1979

联轴器上采用 A 型普通平键连接，查 [2] 表 16-28 得知键的型号为 14x70 GB/T 1096-1979

### 低速轴零件工作图



## 第六章 轴强度校核、键联接的强度校核及轴承寿命校核

### 6.1. 轴强度校核

#### 6.1.1. 高速轴

计算及说明	计算结果
<p>分析示意图</p>	
<p>受力分析</p> <p>高速级齿轮螺旋角 <math>\beta = 13.1158^\circ</math>, 小齿轮左旋, 大齿轮右旋, 小齿轮分度圆直径 <math>d_1 = 51.339 \text{ mm}</math></p> <p>主动轮切向力为</p> $F_{t1} = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2 \times 4.351 \times 10^4}{51.339} = 1695 \text{ N}$ <p>径向力为</p> $F_{r1} = \frac{F_{t1} \tan \alpha_n}{\cos \beta} = \frac{1695 \times \tan 20^\circ}{\cos 13.1158^\circ} = 634 \text{ N}$	

轴向力为

$$F_{a1} = F_{t1} \tan \beta = 1695 \times \tan 13.1158^\circ = 395 \text{ N}$$

支反力为

$$F_{AH} = \frac{F_{r1}l_2}{l_1 + l_2} = 182 \text{ N}$$

$$F_{BH} = \frac{F_{r1}l_1}{l_1 + l_2} = 453 \text{ N}$$

$$F_{AV} = \frac{F_{t1}l_2 - \frac{F_{a1}d_1}{2}}{l_1 + l_2} = 423 \text{ N}$$

$$F_{BV} = \frac{F_{t1}l_1 + \frac{F_{a1}d_1}{2}}{l_1 + l_2} = 1273 \text{ N}$$

水平弯矩为

$$M_{H1} = F_{AH}l_1 = 21240 \text{ N} \times \text{mm}$$

垂直弯矩为

$$M_{V1\text{ 左}} = F_{AV}l_1 = 49365 \text{ N} \times \text{mm}$$

$$M_{V1\text{ 右}} = M_{V1\text{ 左}} + \frac{F_{a1}d_1}{2} = 59504 \text{ N} \times \text{mm}$$

合成弯矩为

$$M_{1\text{ 左}} = \sqrt{M_{H1}^2 + M_{V1\text{ 左}}^2} = 53740 \text{ N} \times \text{mm}$$

$$M_{1\text{ 右}} = \sqrt{M_{H1}^2 + M_{V1\text{ 右}}^2} = 63182 \text{ N} \times \text{mm}$$

当量弯矩

减速器轴按脉动循环处理，查[2]表 13-5 有

$$[\sigma_0]_w = 130 \text{ MPa}, [\sigma_{-1}]_w = 75 \text{ MPa}$$

$$\alpha = \frac{[\sigma_{-1}]_w}{[\sigma_0]_w} = 0.6$$

$$M_{e1\text{ 左}} = \sqrt{M_{1\text{ 左}}^2 + (\alpha T)^2} = 59745 \text{ N} \times \text{mm}$$

$$M_{e1\text{ 右}} = \sqrt{M_{1\text{ 右}}^2 + (\alpha T)^2} = 63182 \text{ N} \times \text{mm}$$

$$[\sigma_{-1}]_w$$

$$= 75 \text{ MPa}$$

$$M_{e1\text{ 左}}$$

$$= 59745 \text{ N}$$

$$\times \text{mm}$$

$$M_{e1\text{ 右}}$$

$$= 63182 \text{ N}$$

$$\times \text{mm}$$

强度校核

由前计算代入轴强度校核式

$d_1 = \sqrt[3]{\frac{M_{e1\text{右}}}{0.1[\sigma_{-1}]_W}} = 21 \text{ mm} < 46 \text{ mm}$ <p>故轴强度足够</p>	
---	--

### 6.1.2. 中间轴

计算及说明	计算结果
<b>分析示意图</b>	
<b>受力分析</b> <p>中间轴传递的转矩 <math>T_{II} = 1.4319 \times 10^5 \text{ N} \cdot \text{mm}</math>, 转速 <math>n_{II} = 208.09 \text{ r/min}</math>, 高速级齿轮螺旋角 <math>\beta = 16.8350^\circ</math>, 小齿轮右旋, 大齿轮右旋, 小齿轮分度圆直径 <math>d_3 = 77.313 \text{ mm}</math>, 大齿轮分度圆直径 <math>d_2 = 178.661 \text{ mm}</math></p> <p>切向力为</p> $F_{t2} = \frac{2T_{II}}{d_2} = \frac{2 \times 1.4319 \times 10^5}{178.661} = 1603 \text{ N}$ $F_{t3} = \frac{2T_{II}}{d_3} = \frac{2 \times 1.4319 \times 10^5}{77.313} = 3705 \text{ N}$	

径向力为

$$F_{r2} = \frac{F_{t2} \tan \alpha_n}{\cos \beta} = \frac{1603 \times \tan 20^\circ}{\cos 13.1158^\circ} = 600 \text{ N}$$

$$F_{r3} = \frac{F_{t3} \tan \alpha_n}{\cos \beta} = \frac{3705 \times \tan 20^\circ}{\cos 16.8350^\circ} = 1409 \text{ N}$$

轴向力为

$$F_{a2} = F_{t2} \tan \beta = 1603 \times \tan 13.1158^\circ = 374 \text{ N}$$

$$F_{a3} = F_{t3} \tan \beta = 3705 \times \tan 16.8350^\circ = 1121 \text{ N}$$

支反力为

$$F_{AH} = \frac{F_{r3}(l_2 + l_3) + F_{r2}l_3}{l_1 + l_2 + l_3} = 1188 \text{ N}$$

$$F_{BH} = \frac{F_{r3}l_1 + F_{r2}(l_1 + l_2)}{l_1 + l_2 + l_3} = 821 \text{ N}$$

$$F_{AV} = \frac{F_{t2}l_3 + F_{t3}(l_2 + l_3) + \frac{F_{a2}d_2}{2} - \frac{F_{a3}d_3}{2}}{l_1 + l_2 + l_3} = 3070 \text{ N}$$

$$F_{BV} = F_{t2} - F_{AV} + F_{t3} = 2238 \text{ N}$$

水平弯矩为

$$M_{H2} = -F_{BH}l_3 = -43267 \text{ N} \times \text{mm}$$

$$M_{H3} = -F_{AH}l_1 = -56668 \text{ N} \times \text{mm}$$

垂直弯矩为

$$M_{V2\ 左} = F_{BV}l_3 + \frac{F_{a2}d_2}{2} = 151352 \text{ N} \times \text{mm}$$

$$M_{V2\ 右} = F_{BV}l_3 = 117943 \text{ N} \times \text{mm}$$

$$M_{V3\ 右} = F_{BV}l_1 + \frac{F_{a3}d_3}{2} = 189773 \text{ N} \times \text{mm}$$

$$M_{V3\ 左} = F_{AV}l_1 = 146439 \text{ N} \times \text{mm}$$

合成弯矩为

$$M_2\ 左 = \sqrt{M_{H2}^2 + M_{V2\ 左}^2} = 157414 \text{ N} \times \text{mm}$$

$$M_2\ 右 = \sqrt{M_{H2}^2 + M_{V2\ 右}^2} = 125629 \text{ N} \times \text{mm}$$

$$M_3\ 右 = \sqrt{M_{H3}^2 + M_{V3\ 右}^2} = 198053 \text{ N} \times \text{mm}$$

$$M_3\ 左 = \sqrt{M_{H3}^2 + M_{V3\ 左}^2} = 157021 \text{ N} \times \text{mm}$$

<p>当量弯矩</p> <p>减速器轴按脉动循环处理，查[2]表 13-5 有</p> $[\sigma_0]_w = 130 \text{ MPa}, [\sigma_{-1}]_w = 75 \text{ MPa}$ $\alpha = \frac{[\sigma_{-1}]_w}{[\sigma_0]_w} = 0.6$ $M_{e2\ 左} = \sqrt{M_2^2 + (\alpha T)^2} = 179333 \text{ N} \times \text{mm}$ $M_{e3\ 右} = \sqrt{M_3^2 + (\alpha T)^2} = 215885 \text{ N} \times \text{mm}$	$M_{e2\ 左}$ $= 179333 \text{ N}$ $\times \text{mm}$ $M_{e3\ 右}$ $= 215885 \text{ N}$ $\times \text{mm}$
<p>强度校核</p> <p>由前计算代入轴强度校核式</p> $d_2 = \sqrt[3]{\frac{M_{e2\ 左}}{0.1[\sigma_{-1}]_w}} = 30 \text{ mm} < 40 \text{ mm}$ $d_3 = \sqrt[3]{\frac{M_{e3\ 右}}{0.1[\sigma_{-1}]_w}} = 30 \text{ mm} < 40 \text{ mm}$ <p>故轴强度足够</p>	

### 6.1.3. 低速轴

计算及说明	计算结果
<p>分析示意图</p>	
<p>受力分析</p> <p>低速轴传递的转矩 <math>T_{III} = 3.5441 \times 10^5 \text{ N} \cdot \text{mm}</math>, 低速级齿轮螺旋角 <math>\beta = 16.8350^\circ</math>, 小齿轮右旋, 大齿轮左旋, 大齿轮分度圆直径 <math>d_4 = 202.687 \text{ mm}</math></p> <p>切向力为</p> $F_{t4} = \frac{2T_{III}}{d_4} = \frac{2 \times 3.5441 \times 10^5}{202.687} = 3497 \text{ N}$ <p>径向力为</p> $F_{r4} = \frac{F_{t4} \tan \alpha_n}{\cos \beta} = \frac{3497 \times \tan 20^\circ}{\cos 16.8350^\circ} = 1330 \text{ N}$ <p>轴向力为</p> $F_{a4} = F_{t4} \tan \beta = 3497 \times \tan 16.8350^\circ = 1058 \text{ N}$ <p>支反力为</p> $F_{AH} = \frac{F_{r4} l_2}{l_1 + l_2} = 407 \text{ N}$	

$F_{BH} = \frac{F_{r1}l_1}{l_1 + l_2} = 924 \text{ N}$ $F_{AV} = \frac{F_{t4}l_2 + \frac{F_{a4}d_4}{2}}{l_1 + l_2} = 1788 \text{ N}$ $F_{BV} = \frac{F_{t4}l_1 - \frac{F_{a4}d_4}{2}}{l_1 + l_2} = 1710 \text{ N}$ <p>水平弯矩为</p> $M_{H4} = F_{AH}l_1 = 42206 \text{ N} \times \text{mm}$ <p>垂直弯矩为</p> $M_{V4\text{ 左}} = F_{AV}l_2 = 81712 \text{ N} \times \text{mm}$ $M_{V4\text{ 右}} = M_{V4\text{ 左}} - \frac{F_{a4}d_4}{2} = 25350 \text{ N} \times \text{mm}$ <p>合成弯矩为</p> $M_{4\text{ 左}} = \sqrt{M_{H4}^2 + M_{V4\text{ 左}}^2} = 91969 \text{ N} \times \text{mm}$ $M_{4\text{ 右}} = \sqrt{M_{H4}^2 + M_{V4\text{ 右}}^2} = 49234 \text{ N} \times \text{mm}$ <p>当量弯矩</p> <p>减速器轴按脉动循环处理，查[2]表 13-5 有</p> $[\sigma_0]_w = 130 \text{ MPa}, [\sigma_{-1}]_w = 75 \text{ MPa}$ $\alpha = \frac{[\sigma_{-1}]_w}{[\sigma_0]_w} = 0.6$ $M_{e4\text{ 左}} = \sqrt{M_{4\text{ 左}}^2 + (\alpha T)^2} = 231682 \text{ N} \times \text{mm}$ <p style="text-align: right;"><math>M_{e4\text{ 左}} = 231682 \text{ N} \times \text{mm}</math></p>	
<p><b>强度校核</b></p> <p>由前计算代入轴强度校核式</p> $d_4 = \sqrt[3]{\frac{M_{e4\text{ 左}}}{0.1[\sigma_{-1}]_w}} = 32 \text{ mm} < 64 \text{ mm}$ <p>故轴强度足够</p>	

## 6.2. 键联接强度校核

计算及说明	计算结果
<p><b>带轮与轴的键联接</b></p> <p>由于该减速器中的键联接均为静联接，查[1]表 8-11 选取键连接许用应力为</p> $[\sigma]_p = 120 \text{ MPa}$ <p>连接强度校核</p> $\sigma_p = \frac{2T}{dkl} = \frac{2 \times 4.351 \times 10^4}{27 \times \frac{7}{2} \times (36 - 8)} = 32.888 \text{ MPa} < [\sigma]_p$ <p>键连接强度足够</p>	$[\sigma]_p = 120 \text{ MPa}$
<p><b>齿轮与轴的键联接</b></p> <p>低速级小齿轮键连接强度校核</p> $\sigma_p = \frac{2T}{dkl} = \frac{2 \times 1.4319 \times 10^5}{40 \times \frac{8}{2} \times (45 - 12)} = 54.239 \text{ MPa} < [\sigma]_p$ <p>高速级大齿轮键连接强度校核</p> $\sigma_p = \frac{2T}{dkl} = \frac{2 \times 1.4319 \times 10^5}{40 \times \frac{8}{2} \times (36 - 12)} = 74.579 \text{ MPa} < [\sigma]_p$ <p>低速级大齿轮与轴键连接强度校核</p> $\sigma_p = \frac{2T}{dkl} = \frac{2 \times 3.5441 \times 10^5}{64 \times \frac{11}{2} \times (45 - 18)} = 74.581 \text{ MPa} < [\sigma]_p$ <p>故键连接强度足够</p>	
<p><b>联轴器与轴的键联接</b></p> <p>联轴器上键连接强度校核</p> $\sigma_p = \frac{2T}{dkl} = \frac{2 \times 3.5441 \times 10^5}{48 \times \frac{9}{2} \times (70 - 14)} = 58.600 \text{ MPa} < [\sigma]_p$ <p>键连接强度足够</p>	

### 6.3. 轴承寿命校核

计算及说明	计算结果
<p>高速轴轴承寿命校核</p> <p>轴承总支反力</p> $F_{rA} = \sqrt{F_{AH}^2 + F_{AV}^2} = 460 \text{ N}$ $F_{rB} = \sqrt{F_{BH}^2 + F_{BV}^2} = 1351 \text{ N}$ <p>由[1]表 15-8 查得圆锥滚子轴承计算式 <math>F_S = \frac{F_r}{2Y}</math>, 针对 30207 轴承 查[2]表 17-6 知其 <math>Y=1.6</math>, 则轴承内部轴向力</p> $F_{SA} = \frac{F_{rA}}{2Y} = 144 \text{ N}$ $F_{SB} = \frac{F_{rB}}{2Y} = 422 \text{ N}$ <p>外部轴向力</p> $F_x = F_{a1} = 395 \text{ N}$ $F_{SA} + F_x = 144 + 395 = 539 \text{ N} > F_{SB}$ <p>故轴承 A 被放松, 轴承 B 被压紧</p> $F_{aA} = F_{SA} = 144 \text{ N}$ $F_{aB} = F_{SB} + F_x = 422 + 395 = 817 \text{ N}$ <p>查[1]表 15-9 和[2]表 17-6 得知 <math>Y = 1.6, e = 0.37</math></p> <p>则径向当量动载荷计算为</p> $\frac{F_{aA}}{F_{rA}} = \frac{144}{460} = 0.313 < e$ $P_A = F_{rA} = 460 \text{ N}$ $\frac{F_{aB}}{F_{rB}} = \frac{817}{1351} = 0.605 > e$ $P_B = 0.4F_{rB} + YF_{aB} = 1847 \text{ N}$ <p>因为 <math>P_B &gt; P_A</math>, 故按 <math>P_B</math> 计算轴承寿命</p> <p>由于该轴承在 100 摄氏度以下工作, 查[1]表 15-4 取温度系数为 1.00, 同时查[1]表 15-7 取载荷系数为 1.5, 查[2]表 17-6 轴承基本额定动载荷 <math>C=54200\text{N}</math></p>	$F_S = \frac{F_r}{2Y}$

则轴承寿命为

$$L_h = \frac{10^6}{60n_l} \left( \frac{f_t C}{f_p P} \right)^{\frac{10}{3}} = 467003h$$

由前说明，该减速器预期寿命为

$$L'_h = 2 \times 8 \times 250 \times 8 = 32000h$$

$$L'_h = 32000h$$

由于  $L_h > L'_h$ ，故轴承寿命足够

### 中间轴轴承寿命校核

轴承总支反力

$$F_{rA} = \sqrt{F_{AH}^2 + F_{AV}^2} = 3291 \text{ N}$$

$$F_{rB} = \sqrt{F_{BH}^2 + F_{BV}^2} = 2384 \text{ N}$$

针对 30207 轴承查[2]表 17-6 知其  $Y=1.6$ ，则轴承内部轴向力

$$F_{SA} = \frac{F_{rA}}{2Y} = 1029 \text{ N}$$

$$F_{SB} = \frac{F_{rB}}{2Y} = 745 \text{ N}$$

外部轴向力

$$F_x = F_{a3} - F_{a2} = 1121 - 374 = 747 \text{ N}$$

$$F_{SA} + F_x = 1029 + 747 = 1776 \text{ N} > F_{SB}$$

故轴承 A 被放松，轴承 B 被压紧

$$F_{aA} = F_{SA} = 1029 \text{ N}$$

$$F_{aB} = F_{SB} + F_x = 745 + 747 = 1492 \text{ N}$$

查[1]表 15-9 和[2]表 17-6 得知  $Y = 1.6, e = 0.37$

则径向当量动载荷计算为

$$\frac{F_{aA}}{F_{rA}} = 0.313 < e$$

$$P_A = F_{rA} = 3291 \text{ N}$$

$$\frac{F_{aB}}{F_{rB}} = 0.626 > e$$

$$P_B = 0.4F_{rB} + YF_{aB} = 3341 \text{ N}$$

因为  $P_B > P_A$ ，故按  $P_B$  计算轴承寿命

由于该轴承在 100 摄氏度以下工作，查[1]表 15-4 取温度系数为

1.00, 同时查[1]表 15-7 取载荷系数为 1.5, 查[2]表 17-6 轴承基本额定动载荷  $C=54200N$   
则轴承寿命为

$$L_h = \frac{10^6}{60n_{II}} \left( \frac{f_t C}{f_p P} \right)^{\frac{10}{3}} = 224062h$$

由于  $L_h > L'_h$ , 故轴承寿命足够

### 低速轴轴承寿命校核

轴承总支反力

$$F_{rA} = \sqrt{F_{AH}^2 + F_{AV}^2} = 1834 N$$

$$F_{rB} = \sqrt{F_{BH}^2 + F_{BV}^2} = 1944 N$$

针对 30207 轴承查[2]表 17-6 知其  $Y=1.5$ , 则轴承内部轴向力

$$F_{SA} = \frac{F_{rA}}{2Y} = 612 N$$

$$F_{SB} = \frac{F_{rB}}{2Y} = 648 N$$

外部轴向力

$$F_x = F_{a4} = 1058 N$$

$$F_{SB} + F_x = 648 + 1058 = 1706 N > F_{SA}$$

故轴承 B 被放松, 轴承 A 被压紧

$$F_{aA} = F_{SA} + F_x = 612 + 1058 = 1670 N$$

$$F_{aB} = F_{SB} = 648 N$$

查[1]表 15-9 和[2]表 17-6 得知  $Y = 1.5, e = 0.4$

则径向当量动载荷计算为

$$\frac{F_{aA}}{F_{rA}} = 0.911 > e$$

$$P_A = 0.4F_{rA} + YF_{aA} = 3239 N$$

$$\frac{F_{aB}}{F_{rB}} = 0.333 < e$$

$$P_B = F_{rB} = 1944 N$$

因为  $P_A > P_B$ , 故按  $P_A$  计算轴承寿命

由于该轴承在 100 摄氏度以下工作, 查[1]表 15-4 取温度系数为

1.00, 同时查[1]表 15-7 取载荷系数为 1.5, 查[2]表 17-6 轴承基本额定动载荷  $C=102000N$   
则轴承寿命为

$$L_h = \frac{10^6}{60n_{III}} \left( \frac{f_t C}{f_p P} \right)^{\frac{10}{3}} = 5316051h$$

由于  $L_h > L'_h$ , 故轴承寿命足够

## 第七章 减速器的润滑与密封

### 7.1. 润滑

计算及说明	计算结果
<p><b>润滑方式选择</b></p> <p>闭式齿轮传动, 根据齿轮的圆周速度大小选择润滑方式。圆周速度 <math>v \leq 12-15m/s</math> 时, 常选择将大齿轮浸入油池的浸油润滑。采用浸油润滑。对于圆柱齿轮而言, 齿轮浸入油池深度至少为 1-2 个齿高, 但浸油深度不得大于分度圆半径的 <math>1/3</math> 到 <math>1/6</math>。为避免齿轮转动时将沉积在油池底部的污物搅起, 造成齿面磨损, 大齿轮齿顶距油池底面距离不小于 30-50mm。根据以上要求, 减速箱使用前须加注润滑油, 使油面高度达到 35-60mm。从而选择全损耗系统用油(GB 443-1989);, 牌号为 L-AN10。</p> <p>滚动轴承的润滑剂可以是脂润滑、润滑油或固体润滑剂。选择何种润滑方式可以根据齿轮圆周速度判断。由于 <math>v \leq 2m/s</math>, 所以均选择脂润滑。采用脂润滑轴承的时候, 为避免稀油稀释油脂,</p>	

需用挡油环将轴承与箱体内部隔开，且轴承与箱体内壁需保持一定的距离。	
<p><b>润滑油牌号</b></p> <p>根据[2]18-1，选择润滑油为全损耗系统用油 (GB 443-89) 牌号 L-AN15</p> <p>根据[2]18-2，选择润滑脂为通用锂基润滑脂 (GB/T 7324-1987) 牌号 ZL-1</p>	

## 7.2. 密封设计

计算及说明	计算结果
<p><b>轴承端盖</b></p> <p>选用凸缘式端盖易于调整，轴承盖尺寸按照轴承外径为 66 和 106 计算</p> <p>同时选用毡圈油封实现密封，密封圈型号按照轴径选择</p> <p>高速轴选用毡圈 30 JB/ZQ 4606</p> <p>低速轴选用毡圈 60 JB/ZQ 4606</p>	
<p><b>油标</b></p> <p>油标按照[2]表 18-11 选择 M16 杆式油标</p> <p>油标显示箱内油面的高度，油标应该放置在便于观察减速器油面及油面稳定之处。游标安装的位置不能太低，以防油进入油尺座孔而溢出</p>	
<p><b>放油孔及放油螺塞</b></p> <p>为了便于清洗箱体内部以及排除箱体内的油污，在箱底油池的最低处设置放油孔，箱体内底面做成斜面，向放油孔方向倾斜 <math>1^\circ \sim 3^\circ</math></p>	

$2^\circ$ ，使油易于流出。

根据[2]表 18-12 选择

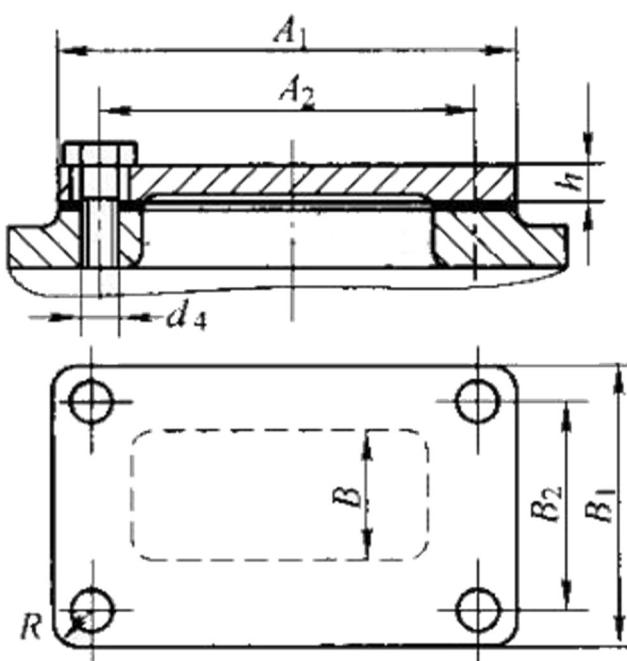
螺塞 M14×1.5 JB/ZQ 4450-1986

油圈 23×14 ZB 71-62

### 窥视孔和视孔盖

在减速器箱盖顶部开有窥视孔，可以看到传动零件齿合区，并有足够的空间能伸入进行操作，窥视孔有盖板，机体上开窥视孔与凸缘一块，有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。

按照[2]23-7，选择 A=120 进行设计



$$A_1 = 150, A_2 = 135$$

$$B = 90, B_1 = 120, B_2 = 105$$

$$h = 2$$

$$d_4 = 6$$

$$R = 12$$

### 定位销

对由箱盖和箱座通过联接而组成的剖分式箱体，为保证其各部分

<p>在加工及装配时能够保持精确位置，特别是为保证箱体轴承座孔的加工精度及安装精度。</p> <p>参考[2]表 16-32，选择销 GB/T 119 A8×20</p>	
<p><b>通气器</b></p> <p>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。对于该减速器工作环境，选择[2]表 23-1 的通气螺塞 M12×1.5</p>	

## 第八章 减速器箱体结构设计

箱体用水平剖分式结构，用 HT200 灰铸铁铸造而成，箱体主要尺寸计算参看《机械设计课程设计》表 4-1

表 7 箱体结构尺寸

名称	符号	尺寸 (mm)
机座、机盖壁厚	$\delta$	8
机座凸缘厚度	$b$	12
机盖凸缘厚度	$b1$	12
机座底凸缘厚度	$b2$	20
地脚螺钉直径	$Df$	20
地脚螺钉数目	$n$	4
轴承旁连接螺栓直径	$d1$	16
机盖与机座连接螺栓直径	$d2$	10
轴承端盖螺钉直径	$d3$	6、6、8
窥视孔盖螺钉直径	$d4$	6
定位销直径	$D$	8
轴承旁凸台半径	$R1$	30
轴承旁凸台高度	$h$	12

箱体外壁至轴承座端面距离	$l_1$	10
大齿轮顶圆与内机壁距离	$\triangle 1$	10
齿轮端面与轴承距离	$\triangle 2$	20
齿轮端面与内机壁距离	$\triangle 3$	10
齿轮端面间距离	$\triangle 4$	10
机盖、机座肋厚	$m_1, m_2$	6、7
轴承端盖外径（凸缘式）	$D_2$	96、96、146
轴承端盖厚度（凸缘式）	$b_3$	10
机座内壁总宽	$L$	410

## 第九章 减速器结构分析

### 9.1. 零件图中的公差及表面粗糙度

计算及说明	计算结果
<p><b>键槽的几何公差</b></p> <p>键槽的对称度公差可以按照 GB/T 1184-1996 取 7~9 级。b 位于 8~36mm, 这里取 8 级。</p> <p>查[2]表 20-18, 取 8 级精度, 当键宽 <math>b=10^{\sim}18\text{mm}</math> 时候对称度公差为 0.020mm</p>	
<p><b>轴的几何公差</b></p> <p>轴头: 主要是圆跳动公差。低速轴取 0.025mm。中间轴 0.020mm.</p> <p>轴颈: 轴承 0 级。主要是圆柱度、圆跳动。低速轴的圆柱度公差 0.005, 中间轴和高速轴圆柱度公差取 0.004。低速轴圆跳动公差 0.025mm, 中间轴和高速轴的圆跳动公差 0.020mm。低速轴轴肩端面圆跳动公差 0.015, 高速轴, 中间轴轴肩端面圆跳动公差 0.012</p>	
<b>表面粗糙度</b>	

单位 (微米)	
轴头查 [2] 表 20-26, [2] 表 20-30, 轴头的工作面表面粗糙度取 Ra3. 2	
轴颈表面粗糙度 Ra3. 2	
轴承处轴表面粗糙度 Ra0. 8	
联轴器表面粗糙度 Ra3. 2	
键槽侧面的粗糙度 1. 6~3. 2, 槽底的表面粗糙度取 6. 3	

## 第十章 参考文献

- [1] 机械设计基础: 多学时 [M]. 北京: 机械工业出版社, 2017. 10
- [2] 机械设计课程设计 [M]. 合肥: 合肥工业大学出版社, 2005. 8
- [3] 机械设计手册 [M]. 机械工业出版社, 2010
- [4] 机械设计课程设计图册 (第三版) [M]. 高等教育出版社, 2017