
机械设计说明书

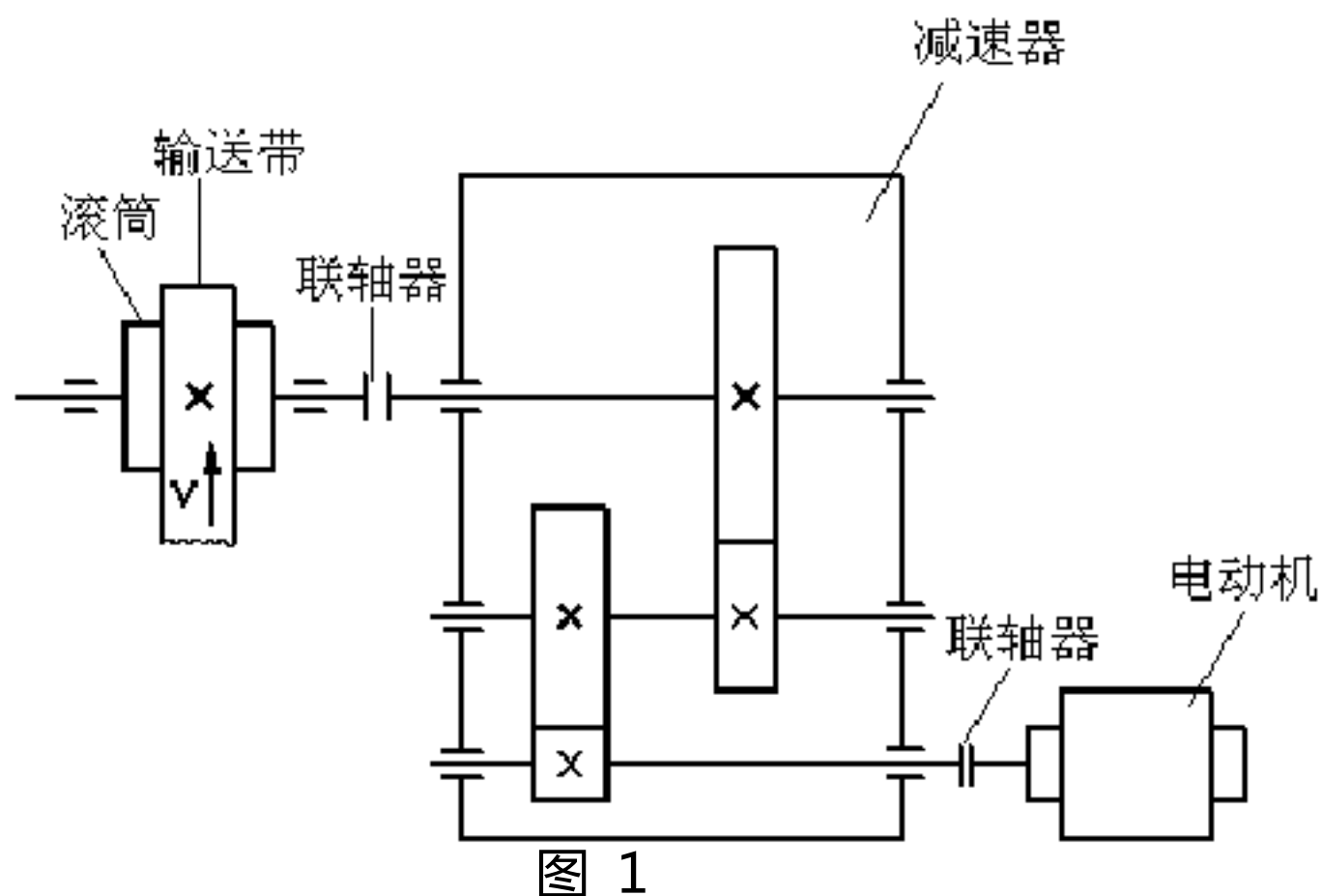
题 目： 二级圆柱齿轮减速器
学 号：
姓 名：
学 院：
专 业：
班 级：
导 师：

目 录

绪论、	机械设计基础课程设计任务书.....	1
一、	传动方案的拟定及说明.....	2
二、	电动机的选择.....	2
三、	计算传动装置的运动和动力参数.....	3
四、	传动件的设计计算.....	5
五、	轴的设计计算.....	15
六、	铸件减速器机体结构尺寸计算表及附件的选择	22
七、	润滑与密封方式的选择、 润滑剂的选择.....	26
八、	课程设计总结.....	27
九、	参考资料目录.....	28

一、课程设计的容

设计带式输送机传动装置中的二级圆柱齿轮减速器（见 图 1）。设计容应包括：传动装置的总体设计；传动零件、轴、轴承、联轴器等的设计计算和选择；减速器装配图和零件工作图设计；设计计算说明书的编写。



二、课程设计的容与数据

已知条件：

1. 运输带工作拉力： $F = 1.8 \text{ kN}$ ；
2. 运输带工作速度： $v = 1.1 \text{ m/s}$ ；
3. 卷筒直径： $D = 350 \text{ mm}$ ；
4. 工作条件：

单向运转，有轻微振动，经常满载，空载启动，单班制工作、使用期限 5 年，输送带速度容许误差为 $\pm 5\%$ 。

三、课程设计应完成的工作

1. 减速器装配图 1；

-
1. 零件工作图 2 (轴、齿轮各 1);
 2. 设计说明书 1 份。

设计计算及说明	结 果
<p>一、传动方案的拟定及说明</p> <p>传动方案给定为二级减速器（包含带轮传动和两级圆柱齿轮传动减速），说明如下：</p> <p>为了估计传动装置的总传动比围，以便选择合适的传动机构和拟定传动方案，可先由已知条件计算其驱动卷筒的转速 n_W，即</p> $n_W = \frac{60 \times 1000 v}{\pi D} = \frac{60 \times 1000 \times 1.1}{\pi \times 350} \approx 60.1 r/min$ <p>由于齿轮相对于轴承的位置不对称，因此要求轴有较大刚度，并将齿轮安装在输入轴的远端，使轴在弯矩作用下产生的弯矩变形和在转矩作用下产生的扭矩变形部分抵消，以减少载荷齿宽分布不均的现象，且工作转速一般、结构简单紧凑、加工方便、成本低、传动效率高以及使用和维护方便所以此展开式二级直齿圆柱齿轮减速系统能满足工作要求。</p> <p>二、电动机选择</p> <p>1. 电动机容量</p> <p>1) 卷筒轴的输出功率 P_W</p> $P_W = \frac{Fv}{1000} = \frac{1800 \times 1.1}{1000} = 2 kW$ <p>2) 电动机输出功率 P_d</p> $P_d = \frac{P_W}{\eta}$ <p>传动装置的总效率 $\eta = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \cdot \eta_4 \cdot \eta_5$</p> <p>式中，$\eta_1 \cdot \eta_2 \dots$ 为从电动机至卷筒轴之间的各传动机构和轴承的效率。由参考书附表 2-3 查得：</p>	<p>$n_W = 60.1 r/min$</p> <p>$P_W = 2 kW$</p>

设计计算及说明	结 果										
<p>弹性联轴器 $\eta_1 = 0.99$; 滚子轴承 $\eta_2 = 0.98$; 圆柱齿轮传动 $\eta_3 = 0.97$; 卷筒轴滑动轴承 $\eta_4 = 0.95$; V 带传动 $\eta_5 = 0.96$</p> <p>则 $\eta = 0.99 \cdot 0.98 \cdot 0.97 \cdot 0.95 \cdot 0.96 \approx 0.784$</p> <p>故 $P_d = \frac{P_w}{\eta} = \frac{2}{0.784} = 2.6kW$</p> <p>2. 电动机额定功率 P_{ed}</p> <p>由附表 6-1 选取电动机额定功率 $P_{ed} = 3kW$</p> <p>3. 电动机的转速</p> <p>为了便于选择电动机转速，先推算电动机转速的可选围。由任务书中推荐减速装置传动比围 $i' = 8 \sim 60$，则</p> <p>电动机转速可选围为</p> $n'_d = n_w \cdot i'^2 = 60.1 \times (8 \sim 60) = 480.8 \sim 3606 r / \min$ <p>可见只有同步转速为 1000r/min 的电动机均符合。选定电动机的型号为 Y132S--6。主要性能如下表：</p> <table border="1" data-bbox="325 1736 1388 2101"> <thead> <tr> <th>电机型号</th> <th>额定功率</th> <th>满载转速</th> <th>起运转矩</th> <th>最大转矩</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>Y132S--6</td> <td>3KW</td> <td>960r/mi</td> <td>2.0</td> <td>2.2</td> </tr> </tbody> </table> <p>4. 计算传动装置的总传动比 i_Σ 并分配传动比</p> <p>1) 总传动比 $i_\Sigma = \frac{n_m}{n_w} = \frac{960}{60.1} = 16$ (符合 $8 < i < 60$)</p> <p>2)、分配传动比 假设 V 带传动分配的传动比 $i_1 = 2$，则二级展开式圆柱齿轮减速器总传动比 $i_\Sigma = \frac{i}{1} = 8$</p>	电机型号	额定功率	满载转速	起运转矩	最大转矩	Y132S--6	3KW	960r/mi	2.0	2.2	<p>$\eta \approx 0.784$</p> <p>$P_d = 2.6kw$</p> <p>$i_\Sigma = 16$</p>
电机型号	额定功率	满载转速	起运转矩	最大转矩							
Y132S--6	3KW	960r/mi	2.0	2.2							

设计计算及说明	结 果
<p>二级减速器中：</p> <p>高速级齿轮传动比 $i_2 = \sqrt{1.5 \cdot i_{\Sigma}} = \sqrt{1.5 \cdot 8} = 3.5$</p> <p>低速级齿轮传动比 $i_3 = \frac{8}{i_2} = \frac{8}{3.5} = 2.3$</p>	
<h3>三、计算传动装置的运动和动力参数</h3>	
<p>1. 各轴转速</p>	$i_2 = 3.5$ $i_3 = 2.3$
<p>减速器传动装置各轴从高速轴至低速轴依次编号为：I轴、II轴、III轴。</p>	
<p>各轴转速为：</p>	
$n_0 = n_m = 960 \text{ r/min}$ $n_1 = \frac{n_m}{i_1} = \frac{960}{2} = 480 \text{ r/min}$ $n_{II} = \frac{n_1}{i_2} = \frac{480}{3.5} \approx 137.1 \text{ r/min}$ $n_{III} = \frac{n_{II}}{i_3} = \frac{137.1}{2.3} \approx 59.6 \text{ r/min}$	
<p>2. 各轴输入功率</p>	
<p>按电动机所需功率 P_d 计算各轴输入功率，即</p> <p>电动机的输入功率，$P_0 = P_d = 2.6 \text{ kW}$</p> <p>第一根轴的功率，$P_1 = P_0 \eta_d = 2.6 \times 0.96 = 2.5 \text{ kW}$</p> <p>第二根轴的功率，$P_{II} = P_1 \eta_{12} = 2.5 \times 0.98 \times 0.97 = 2.4 \text{ kW}$</p> <p>第三根轴的功率，$P_{III} = P_{II} \eta_{23} = 2.4 \times 0.98 \times 0.97 = 2.3 \text{ kW}$</p>	$n_0 = 960 \text{ r/min}$ $n_1 = 480 \text{ r/min}$ $n_{II} = 137.1 \text{ r/min}$ $n_{III} = 59.6 \text{ r/min}$
<p>3. 各轴输入转矩 T(N·m)</p>	
$T_0 = 9.55 \times 10^3 \frac{P_0}{n_0} = 9.55 \times 10^3 \times \frac{2.6}{960} \text{ N}\cdot\text{mm} = 2.6 \times 10^4 \text{ N}\cdot\text{mm}$ $T_1 = T_0 \eta_0 = 2.6 \times 10^4 \text{ N}\cdot\text{mm} \times 0.96 \times 2 = 5 \times 10^4 \text{ N}\cdot\text{mm}$ $T_{II} = T_1 \eta_{12} = 5 \times 10^4 \text{ N}\cdot\text{mm} \times 0.98 \times 0.97 \times 3.5 = 1.7 \times 10^5 \text{ N}\cdot\text{mm}$ $T_{III} = T_{II} \eta_{23} = 1.66 \times 10^5 \text{ N}\cdot\text{mm} \times 0.98 \times 0.97 \times 2.3 = 3.6 \times 10^5 \text{ N}\cdot\text{mm}$ <p style="text-align: right;">将计</p>	$P = 2.6 \text{ kW}$ $P_1^0 = 2.5 \text{ kW}$ $P_{II} = 2.4 \text{ kW}$ $P_{III}^I = 2.3 \text{ kW}$

设计计算及说明					结 果
算结果汇总列表备用。					$T_0 = 26 \times 10^4 N \cdot mm$ $T_1 = 5 \times 10^4 N \cdot mm$ $T_{II} = 1.7 \times 10^5 N \cdot mm$ $T_{III} = 3.6 \times 10^5 N \cdot mm$
项目	电动机	高速轴 I	中间轴 II	低速轴 III	
N 转速 (r/min)	960	480	137.1	59.6	
P 功率 (kW)	2.6	2.5	2.4	2.3	
转 矩 T(N·m)	2.6×10^4	5×10^4	1.7×10^5	3.6×10^5	
i 传动比	2	3.5	2.3		
效率 η	0.96	0.96	0.96		
四、传动件的设计计算					
3.1 带传动的设计					
3.1.1V 带传动设计要求					
<p>1. 带传动设计的主要内容 选择合理的传动参数；确定带的型号、长度、根数、传动中心距、安装要求、对轴的作用力及带的材料、结构和尺寸等。</p> <p>2. 设计依据 传动的用途及工作情况；对外廓尺寸及传动位置的要求；原动机种类和所需的传动功率；主动轮和从动轮的转速等。</p> <p>3. 注意问题 带传动中各有关尺寸的协调，如小带轮直</p>					

设计计算及说明	结 果
<p>径选定后要检查它与电动机中心高是否协调；大带轮直径选定后，要检查与箱体尺寸是否协调。小带轮孔径要与所选电动机轴径一致；大带轮的孔径应注意与带轮直径尺寸相协调，以保证其装配稳定性；同时还应注意此孔径就是减速器小齿轮轴外伸段的最小轴径。</p> <p>3.1.2 V 带传动设计的计算</p> <p>(以下设计所需查表的数据均查自《机械设计基础》第二版 江南 郭克希 主编 大学)</p> <p>1 求计算功率 P_c :</p> <p>根据公式：$P_c = K_A P$</p> <p>查表 9-5 知 $K_A = 1.2$，得 $P_c = 1.2 \times 2.6 = 3.1 \text{kw}$</p> <p>2 选择普通 V 带型号</p> <p>根据 $P_c = 3.1 \text{kw}$ 和 $n_m = 960 \text{r/min}$，查表 9-8 知选用 A 型 V 带。</p> <p>3 确定带轮基准直径 d_1 d_2</p> <p>查表 9-2 知 A 型 V 带轮的最小基准直径为 75mm</p> <p>又从图 9-8 中查出 d_1 建议值为 80-100mm 故暂取 $d_1 = 100 \text{mm}$</p> <p>由式 (9-6) 得大带轮的基准直径为：</p> $d_2 = i \times d_1 (1 - \varepsilon) = 2 \times 100(1 - 0.02) = 196 \text{mm}$ <p>按表 9-2 取 $d_2 = 200 \text{mm}$，此时实际传动比将发生改变，$i = n_1 / n_2 = d_2 / d_1 (1 - \varepsilon) \approx d_2 / d_1 = 1.96$</p>	<p>$P_c = 3.1 \text{kw}$</p>

设计计算及说明	结 果
<p>传动比改变量为 $((i_1 - i) / i) \times 100\% = 2\%$ 若仅考虑带传动本身，误差在 $\pm 5\%$ 以是允许的。</p> <p>1 验算带速v</p> <p>因 $d_1 = 100\text{mm}$ 为 $d_2 = 200\text{mm}$</p> $v = \pi d_1 n_1 / 60 \times 1000 = (3.14 \times 100 \times 960) / (60 \times 1000) = 5.02\text{m/s}$ <p>因为 $5 < 5.02 < 25$，故带速合适。</p> <p>2 确定基准长度 L_d 和实际中心距 α</p> <p>因为 $0.7(d_1 + d_2) \leq \alpha_0 \leq 2(d_1 + d_2)$， 即 $0.7(100 + 200) \leq \alpha_0 \leq 2(100 + 200)$</p> <p>所以有 $210 \leq \alpha_0 \leq 600$</p> <p>初定中心距 $\alpha_0 = 300$</p> <p>又因为 $L_0 = 2\alpha_0 + (\pi/2)(d_1 + d_2) + (d_2 - d_1)^2 / 4\alpha_0$</p> <p>将数据带入上式得 $L_0 = 1079.6$</p> <p>由表 9-3 选用基准长度 $L_d = 1000\text{mm}$</p> <p>又因为实际中心距 $\alpha \approx \alpha_0 + (L_d - L_0) / 2 = 300 + (1000 - 1079.6) / 2 = 260.2\text{mm}$</p> <p>中心距变动围为：</p> $\alpha_{\min} = \alpha - 0.015 L_d = 260.2 - 0.015 \times 1000 = 245.2\text{mm}$ $\alpha_{\max} = \alpha + 0.03 L_d = 260.2 + 0.03 \times 1000 = 290.2\text{mm}$	<p>选择 A 型 V 带</p> <p>$d_1 = 100\text{mm}$</p> <p>$d_2 = 200\text{mm}$</p> <p>$i_1 = 1.96$</p> <p>$V = 5.02\text{m/s}$</p>

设计计算及说明		结 果			
<p>1000=290.2mm。</p> <p>3 验算小带轮包角α_1</p> <p>由式 $\alpha_1 \approx 180^\circ - ((d_2 - d_1) / \alpha) \times 57.3 = 180^\circ - (200 - 100) / 260.2 \times 57.3 = 158^\circ > 120^\circ$ 合适</p> <p>4 确定V带根数z</p> <p>由式 $z = P_c / (P_0 + \Delta P_0) K_\alpha K_L$</p> <p>查表 9-4 查得 $P_0 = 0.95\text{kW}$, 查表 9-6 得 $\Delta P_0 = 0.11\text{kW}$, 查表 9-7 查得 $K_\alpha = 0.94$, 查表 9-3 查得 $K_L = 0.89$</p> <p>则 : $z = 3.1 / (0.95 + 0.11) \cdot 0.94 \cdot 0.89 = 3.5$</p> <p>取 $z = 4$ 根</p> <p>5 求初拉力 F_0 及带轮轴上的压力 F_Q</p> <p>由式 $F_0 = 500 P_c / z v (2.5 / K_\alpha - 1) + q v^2$, 查表 9-1 知 $q = 0.1\text{kg/m}$, 得 $F_0 = 500 \times 3.1 / (4 \times 5.02) \times (2.5 / 0.94 - 1) + 0.1 \times 5.02 \times 5.02 = 133.7\text{N}$</p> <p>由式 $F_Q = 2z F_0 \sin(\alpha_1 / 2) = 2 \times 4 \times 133.7 \times \sin(158/2) = 1049.95\text{N}$</p> <p>为方便数据查阅, 绘制表 3-1 : V 型带传动相关数据</p>		<p>$L_0 = 1079.6$</p> <p>$\alpha = 260.2\text{mm}$</p>			
计算	传动	带速	根	单根	压轴力
功率	比	V	带型	数	初拉 (N)

设计计算及说明							结 果	
$P_{c\hat{o}}$ (kw)	i	(m/s)			力(N)			
3.1	2	5.02	A			864.10	V	带根数 Z=4
小带 轮直 径 (mm)	大带 轮直 径 (mm)	中心距 (mm)	基准长 度 (mm)	4	133.7	小带轮包角		
100	200	260.2	1000			163.46	$F_Q = 133.7N$	
<h2>2 减速器传动零部件-高速级齿轮的设计计算</h2> <p>1) 选择齿轮类型、精度等级、材料及齿数</p> <p>按照已经选定的传动方案，高速级齿轮选择如下：</p> <p>(1). 齿轮类型 选用直齿圆柱齿轮传动</p> <p>(2). 齿轮精度等级 由于带式输送机速度较慢，查表 6-5， 选择 8 级精度等级</p> <p>(3). 材料选择 在确定大小齿轮时，由于小齿轮受载荷更 频繁，故要使小齿轮 硬度比大齿轮高 30-50HBS，所以选择</p> <p>小齿轮 40Cr 调质 硬度 241-286HBS</p> <p>大齿轮 45 钢 调质 硬度 217-255HBS</p> <p>2) 初步选取主要参数。</p> <p>取小齿轮齿数 $z_1 = 24$，大齿轮齿数 $z_2 = i \times z_1 = 3.5 \times 24 = 84$， 取 $z_2 = 84$，齿数比 $\mu = i = 3.5$，</p>							$F_Q = 1049.95N$	

设计计算及说明	结 果
<p>取齿宽系数$\phi_d = 1$</p> <p>3) 按齿面接触疲劳强度设计计算</p> <p>由式(6-19)计算小轮分度圆直径</p> $d_1 \geq \sqrt[3]{\frac{2KT_1}{\phi_d} \cdot (\mu + 1/\mu) \cdot \left(\frac{Z_E Z_H Z_\varepsilon}{Z_H} \right)^2 [\sigma_H]}$ <p>确定各参数值</p> <p>载荷系数, 查表 6-6, 取 $K=1.2$</p> <p>小齿轮名义转矩</p> $T_1 = 9.55 \times 10^6 \times P / n_1 = 9.55 \times 10^6 \times 2.5 / 480 = 5 \times 10^4 \text{ N}\cdot\text{mm}$ <p>材料弹性影响系数</p> <p>查表 6-8, $Z_E = 189.8 \text{ MPa}$</p> <p>④区域系数: $Z_H = 2.5$</p> <p>⑤重合度系数</p> <p>因为 $\varepsilon_t = 1.88 - 3.2 \left(\left(\frac{1}{Z_1} \right) + \left(\frac{1}{Z_2} \right) \right) = 1.88 - 3.2 \left(\frac{1}{24} + \frac{1}{84} \right) = 1.7$</p> $Z_\varepsilon = \sqrt{4 - \varepsilon_t} / 3 = (4 - 1.7) / 3 = 0.88$ <p>⑥许用应力, 查表 6-19(a) $\sigma_{Hlim1} = 750 \text{ MPa}$, $\sigma_{Hlim2} = 600 \text{ MPa}$</p> <p>查表 6-7, 按一般可靠度要求取: $S_H = 1$</p> <p>则 $[\sigma_{H1}] = \sigma_{Hlim1} / S_H = 750 / 1 = 750 \text{ MPa}$</p> <p>$[\sigma_{H2}] = \sigma_{Hlim2} / S_H = 600 / 1 = 600 \text{ MPa}$</p> <p>取俩式计算中较小值, 即 $[\sigma_H] = 600 \text{ MPa}$</p>	<p>$Z_2 = 84$</p> <p>$\mu = i = 3.5$</p> <p>$\phi_d = 1$</p>

设计计算及说明	结 果
<p>于是</p> $d_1 \geq \sqrt[3]{\frac{2KT_1}{\phi d_1} \cdot (\mu + 1/\mu) \cdot (Z_E Z_H Z_\epsilon / [\sigma_H])^2}$	
<p>将上述数据带入上式中，得 $d_1 = 42.1\text{mm}$</p>	$T_1 = 5 \times 10^4 \text{N}\cdot\text{mm}$
<p>4) 确定模数</p>	
<p>计算模数 $m = d_1 / z_1 \geq 42.1 / 24 = 1.75$</p>	$Z_E = 189.8$
<p>取标准值 $m = 2\text{mm}$</p>	$Z_H = 2.5$
<p>) 按齿根弯曲疲劳强度校核计算</p>	
<p>按式 6-20 校核</p>	
$\sigma_F = (2KT_1 / b d_1 m) Y_{FS} Y_\epsilon \leq [\sigma_F]$	
<p>式中小轮分度圆直径 $d_1 = 2 \times 24 = 48\text{mm}$</p>	$Z_\epsilon = 0.88$
<p>齿轮啮合度 $b = \phi_d \times d_1 = 1 \times 48 = 48\text{mm}$</p>	
<p>复合齿形系数 查表 6-21, $Y_{FS1} = 4.25$, $Y_{FS2} = 3.95$</p>	$S_H = 1$
<p>④ 重合度系数 $Y_\epsilon = 0.25 +$</p>	
<p>$0.75/\epsilon_t = 0.25 + 0.75/1.7 = 0.7$</p>	
<p>⑤ 许用应力 查图 6-22</p>	
<p>(a), $\sigma_{Flim1} = 310\text{MPa}$, $\sigma_{Flim2} = 250\text{MPa}$;</p>	
<p>查表 6-7, 取 $S_F = 1.25$, 则</p>	
$[\sigma_{F1}] = \sigma_{Flim1} / S_F = 310 / 1.25 = 248\text{MPa}$	
$[\sigma_{F2}] = \sigma_{Flim2} / S_F = 250 / 1.25 = 200\text{MPa}$	
<p>⑥ 计算大、小齿轮的 $F_{FS} / [\sigma_F]$ 并进行比较:</p>	
$Y_{FS1} / [\sigma_{F1}] = 4.25 / 248 = 0.017$	$m = 2\text{mm}$

设计计算及说明	结 果
<p style="text-align: center;"> $\frac{Y_{FS2}}{[\sigma_{F2}]} = 3.95/200 = 0.02$ </p> <p style="text-align: center;"> 因为 $\frac{Y_{FS1}}{[\sigma_{F1}]} < \frac{Y_{FS2}}{[\sigma_{F2}]}$ </p> <p> 于是 $\sigma_{F2} = (2KT_1/bd_1m) Y_{FS2} Y_\epsilon = (2 \times 1.2 \times 5 \times 10^4 / 48 \times 48 \times 2) \times 3.95 \times 0.7 = 72 \text{MPa} < [\sigma_{F2}]$ </p> <p style="text-align: center;">故满足齿根弯曲疲劳强度要求。</p> <p>6) 几何尺寸计算：</p> <p>$d_1 = m z_1 = 2 \times 24 = 48 \text{mm}$</p> <p>$d_2 = m z_2 = 2 \times 84 = 168 \text{mm}$</p> <p>$a = (m/2) \cdot (z_1 + z_2) = 1 \times (24 + 84) = 108 \text{mm}$</p> <p>$b = 48$, 故 $b_2 = 48$</p> <p>$b = b_1 + (5-10) \text{mm}$, 取 $b_1 = 55 \text{mm}$</p> <p>7) 验算初选精度等级是否合适</p> <p style="text-align: center;"> 齿轮圆速度周 $v = (\pi \times d_1 \times n_1 / 60 \times 1000) = (\pi \times 48 \times 480 / 60 \times 1000)$ </p> <p style="text-align: center;"> $= 1.2 \text{m/s} < 6 \text{m/s}$ </p> <p>对照表 6-5 可知选择 8 级精度合适。</p> <p>表 3-2 高速级齿轮设计几何尺寸及参数</p>	<p>$d_1 = 48 \text{mm}$</p> <p>$b = 48 \text{mm}$</p> <p>$Y_\epsilon = 0.7$</p>

设计计算及说明								结 果
齿轮	压力角	模数	中心距	齿数比	齿数	分度圆直径	齿宽	$d_2 = 168$ $a = 108\text{mm}$ $b_1 = 55\text{mm}$ $v = 1.2\text{m/s}$
小齿轮	20°	2	108	3.5	24	48	55	
大齿轮					84	168	48	
<h3>3 减速器传动零部件-低速级齿轮的设计</h3> <p>1) 选择齿轮类型、精度等级、材料及齿数</p>								