

机械设计课程设计

设计题目：齿轮减速器的设计

机电工程学院学院 院（系） 机械电子工程 专业



班级：14 机电（1）班

学号：

学生姓名：

指导教师：

完成日期：2017 年 1 月 7 日

目录

1.题目 ,技术数据条件 , 传动示意图.....	3
2.电动机的选择及传动比分配.....	3~4
3.齿轮传动设计.....	6~14
4.带传动设计.....	14~16
5.轴系机构设计.....	16~21
6.轴及轴承的校核.....	21~24
7.减速器箱体设计.....	24~26
8.减速器附件的选择及位置尺寸.....	26~27
9.参考文献.....	27
10.小结及体会.....	28

题目：V 带——单级圆柱减速器

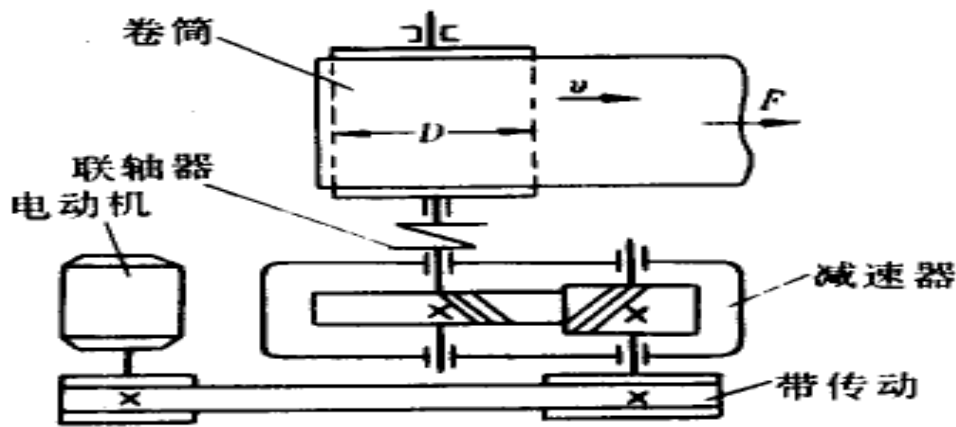
给定条件和数据:

(1) 工作条件：

使用年限 12 年，工作为一班工作制，载荷较大冲击，环境灰尘较少，生产批量为单件。

(2) 技术数据：

滚筒圆周力 $F=1000\text{N}$ ；带速 $V=2.2\text{m/s}$ ；滚筒直径 $D=500\text{mm}$ 。



计 算 项 目	计算过程	结果
	一、传动方案拟定（参照 P12 机械设计指导） 为了估计传动装置的总传动比范围，以便选择适合的传动机构和拟订传动方案，可先由已知条件计算其驱动卷筒的转速 $n_w = 60 \times 1000v / (\pi D) = 60 \times 1000 \times 2.2 / (\pi \times 500) \approx 84.07 \text{ (r/min)}$ 一般常选用同步转速为 960r/min 的电动机作为原动机，因此传动装置总传动比约为 11.419。根据总传动比数值，可初步拟订出以二级传动为主的多种传动方案。根据课程设计的要求我们选择图 1-5 所示的方案(《机械设计指导》) 二、电动机选择	1.卷筒的转速 n_w ≈ 84.07 (r/min)； 2.卷筒轴的输出功率 $P_w=2.2\text{kW}$；

--	--	--

2. 电 动 机 的 选 择 及 传 动 比 分 配	1、电动机类型和结构形式。					3.总效率： $\eta=0.875$ ；
	按工作要求和条件和工作条件，选用一般用途的 Y 系列三相异步电动机。它为卧式封闭结构。					4.电动机额定功率 $P_{de}=3kW$
	2、电动机容量。					5.电动机的型号 Y132s-6
	(1)卷筒轴的输出功率 P_w ：					6.分配各级传动比：
	$P_w=Fv/1000=2.2kW$					V 带的传动比 $i_1=3$
	(2)电机输出功率 P_d					单级圆柱齿轮的传动比为 $i_2=3.806$
	传动装置的总效率：					7.各轴转速 $n_0=960r/min$
	$\eta=\eta_1\eta_2^2\eta_3\eta_4$					$n_1=320r/min$
	式中， η_1 、 η_2 ...为从电动机至卷筒轴之间的各级传动机构和轴承的效率。由表 1-2 查得：V 带传动效率 $\eta_1=0.95$ 、滚动轴承传动效率（一对） $\eta_2=0.99$ 、圆柱齿轮开式传动效率 $\eta_3=0.95$ 、弹性联轴器效率 $\eta_4=0.99$ 、					$n_2=$
	则					

$\eta=0.96\times0.99^2\times0.96\times0.99=0.875$				
---	--	--	--	--

故	$P_d=P_w/\eta=2.2/0.875\approx2.51kW)$				
---	--	--	--	--	--

(3)电动机额定功率 P_{de}				
---------------------	--	--	--	--

由机械设计指导第 14 章表 14-1 P_{de} 应略大于 P_d ，选取电动机额定功率 $P_{de}=3kW$ 。				
---	--	--	--	--

3、电动机的转速				
为了便于选择电动机转速，先推算电动机转速的可选范围。由表 1-4(《机械设计指导》)查得 V 带传动常用传动比范围 $i_1'=2\sim4$ ，单级圆柱齿轮传动比范围 $i_2'=3\sim6$ ，则电机转速可选范围为				

$n_d'=n_w\cdot i_1'\cdot i_2'=504.46\sim1681.53r/min$				
---	--	--	--	--

可见，同步转速为 710r/min、960r/min 和 1420r/min 的电动机均符合。这里初选同步转速分别为 710r/min 和 960r/min 的两种电动机进行比较，如表所示。				
---	--	--	--	--

方案	电动机型号	额 定 功 率 /kW	电 动 机 转 速 / (r/min)		传动装置的传动比
			同步	满载 n_m	总传动比 n_m/n_w
1	Y132m-8	3	710	681	8.10

2	Y132S-6	3	1000	960	11.41		84.07 (r/min)
由表中数据可知两个方案均可行，但方案 1 的传动比较小，传动装置结构尺寸较小。因此，可采用方案 2，选定电动机的型号为 Y132s-6。 4、电动机的技术数据和外形、安装尺寸。 由表 14-3、14-4 (《机械设计指导》) 查出型电动机的主要技术数据和外形、安装尺寸，并列表记录备用。 三、计算传动装置总传动比和分配各级传动比 1、传动装置总传动比： $i=n_m/n_w=960/84.07\approx 11.419$ 2、分配各级传动比 取 V 带的传动比 $i_1=3$，则单级圆柱齿轮减速器的传动比为 $i_2=i/i_1=11.412/3.2\approx 3.806$ 由于 $i_2/i_1=3.806/3\approx 1.3$ 故正确 所得 i_2 值符合一般圆柱齿轮传动和单级圆柱齿轮减速器传动比的常用范围。 四、计算传动装置运动和动力参数计算 1、各轴转速 (r/min) 电动机为 0 轴，减速器高速轴为 1 轴，低速轴为 2 轴，各轴转速为 $n_0=n_m=960r/min$ $n_1= n_0/i_1=960/3=320 (r/min)$ $n_2=n_1/i_2=320/3.806=84.07 (r/min)$ 2、各轴输入功率 (kW) 按电动机额定功率 P_{ed} 计算各轴输入功率，则 $P_0=P_{ed}=3KW$ $P_1= P_0\times\eta_{01}=3\times 0.95=2.85KW$ $P_2= P_1\times\eta_2\times\eta_3=2.88\times 0.99\times 0.95=2.68KW$ 3、各轴转矩 (N·m) $T_0=9550\times P_0/ n_0=9550\times 3/960=29.84 (N\cdot m)$ $T_1=9550\times P_1/ n_1=9550\times 2.85/320=85.05 (N\cdot m)$							8.各轴 输入功 率(kW)
							$P_0=$ 3KW $P_1=$ 2.85K W $P_2=$ 2.68K W
							9.各轴 转 矩 (N·m)
							$T_0=$ 29.84 (N·m)
							$T_1=$ 85.05 (N·m)
							$T_2=$ 304.43 (N·m)

--	--	--

$$T_2=9550 \times P_2 / n_2=9550 \times 2.68 / 84.07=304.43 \text{ (N}\cdot\text{m)}$$

将计算结果汇总列表备用。

1、齿轮传动的设计计算

(1) 选择精度等级、材料及齿数

1) 材料及热处理

由《机械设计》表 10-1，选择小齿轮材料为 40Cr(调质)，齿面硬 280HBS，大齿轮材料为 45 钢(调质)，齿面硬度 240HBS。

2) 齿轮精度

参考《机械设计》表 10-6，机器类型是通用减速器，故精度等级选用 7 级精度。

3)初选齿数

选小齿轮齿数 $z_1=24$ ，则大齿轮齿数

$$z_2=i_2z_1=3.806 \times 24=90.856$$

故取 $z_2=91$ 。

实际传动比 $i = z_2 / z_1=91/24=$

传动比误差： $(3.806-3.791) / 3.806=0.3\%<2.5\%$ 可用

4)初选螺旋角 $\beta=14^\circ$

5)压力角 $\alpha_n=20^\circ$

(2)按齿面接触疲劳强度设计

1)由《机械设计》式 10-24 试算小齿轮分度圆直径，即

$$d_{1t} \geq \sqrt[3]{\frac{2K_{Ht}T_1}{\Phi_d} \cdot \frac{u+1}{u} \cdot \left(\frac{Z_H Z_E Z_\epsilon Z_\beta}{[\sigma_H]} \right)^2}$$

3.
齿 轮
传 动
设 计

① 试选载荷系数 $K_{Ht}=1.3$

② 计算小齿轮传递的转矩

$$T_1=9550 \times P_1 / n_1=9550 \times 2.85 / 320=8.5 \times 10^4 \text{ (N} \cdot \text{mm)}$$

③ 由《机械设计》表 10-7 选取齿宽系数 $\Phi_d=1$

④ 齿数比 $u=i=3.806$

⑤ 由《机械设计》图 10-20 查得 $\alpha_n=20^\circ$ 时的节点区域系数 $Z_H=2.433$

⑥ 由《机械设计》表 10-5 查得材料的弹性影响系数 $Z_E=189.8\text{Mpa}^{1/2}$

⑦由《机械设计》式 10-21 计算接触疲劳强度用重合度系数 Z_ϵ

$$\alpha_t=\arctan(\tan\alpha_n/\cos\beta)=\arctan(\tan20^\circ/\cos14^\circ)=20.562^\circ$$

$$\alpha_{at1}=\arccos[z_1 \cos\alpha_t / (z_1+2h_{an}^* \cos\beta)]=\arccos[24 \times \cos 20.562^\circ / (24+2 \times 1 \times \cos14^\circ)] \\ =29^\circ58'28''$$

$$\alpha_{at2}=\arccos[z_2 \cos\alpha_t / (z_2+2h_{an}^* \cos\beta)]=\arccos[107 \times \cos 20.562^\circ / (107+2 \times 1 \times \cos14^\circ)] \\ =23^\circ32'44''$$

$$\epsilon_\alpha=[z_1(\tan\alpha_{at1}-\tan\alpha_t)+z_2(\tan\alpha_{at2}-\tan\alpha_t)]/2\pi$$

$$=[24 \times (\tan29^\circ58'28''-\tan20.562^\circ)+91 \times (\tan23^\circ32'44''-\tan20.562^\circ)]/2\pi=1.648$$

$$\epsilon_\beta=\Phi_d z_1 \tan\beta/\pi=1 \times 24 \times \tan14^\circ/\pi=1.905$$

$$Z_\epsilon=\sqrt{\frac{4-\epsilon_\alpha}{3}}(1-\frac{\epsilon_\beta}{\epsilon_\alpha})+\frac{\epsilon_\beta}{\epsilon_\alpha}=\sqrt{\frac{4-1.648}{3}}(1-\frac{1.905}{1.648})+\frac{1.905}{1.648}=0.668$$

⑧由《机械设计》式 10-23 可得螺旋角系数

$$Z_\beta=\sqrt{\cos\beta}=\sqrt{\cos14^\circ}=0.985$$

⑨计算接触疲劳许用应力

由《机械设计》图 10-25d 查得小齿轮和大齿轮的接触疲劳极限分别为

	$\alpha_{Hlim1}=600 \text{ Mpa}$	$\alpha_{Hlim2}=550 \text{ Mpa}$	
--	----------------------------------	----------------------------------	--

由《机械设计》式 10-15 计算应力循环次数

$$N_1 = 60n_1L_h = 60 \times 320 \times 1 \times (1 \times 8 \times 300 \times 12) = 5.530 \times 10^8$$

$$N_2 = N_1/u = 5.530 \times 10^8 / (91/24) = 1.453 \times 10^8$$

由《机械设计》图 10-23 查取接触疲劳寿命系数

$$K_{HN1} = 0.91 \quad K_{HN2} = 0.93$$

取失效概率为 1%、安全系数 $S=1$, 由《机械设计》式 10-14 得

$$[\sigma_H]_1 = \frac{K_{HN1} \sigma_{Hlim1}}{S} = \frac{0.91 \times 600}{1} = 546 \text{ Mpa}$$

$$[\sigma_H]_2 = \frac{K_{HN2} \sigma_{Hlim2}}{S} = \frac{0.93 \times 550}{1} = 511.5 \text{ Mpa}$$

取 $[\sigma_H]_1$ 和 $[\sigma_H]_2$ 中的较小者作为该齿轮副的接触疲劳许用应力, 即

$$[\sigma_H] = [\sigma_H]_2 = 511.5 \text{ Mpa}$$

所以, 试算小齿轮分度圆直径

$$\begin{aligned} d_{1t} &\geq \sqrt[3]{\frac{2K_{Ht}T_1}{\Phi_d} \cdot \frac{u+1}{u} \cdot \left(\frac{Z_H Z_E Z_\epsilon Z_\beta}{[\sigma_H]}\right)^2} \\ &= \sqrt[3]{\frac{2 \times 1.3 \times 8.5 \times 10^4}{1} \times \frac{(91/24) + 1}{(91/24)} \times \left(\frac{2.433 \times 189.8 \times 0.668 \times 0.985}{511.5}\right)^2} \\ &= 46.187 \text{ mm} \end{aligned}$$

2) 调整小齿轮分度圆直径

① 圆周速度

$$v = \frac{\pi d_{1t} n_1}{60 \times 1000} = \frac{\pi \times 54.944 \times 320}{60 \times 1000} \text{ m/s} = 0.92 \text{ m/s}$$

② 齿宽 $b = \Phi_d d_{1t} = 1 \times 54.944 = 54.944 \text{ mm}$

③ 计算实际载荷系数 K_H

- 由《机械设计》表 10-2 查得使用系数 $K_A = 1.75$
- 根据 $v = 0.809 \text{ m/s}$ 、7 级精度, 由《机械设计》图 10-8 查得动载荷系数 $K_v = 1.04$

- | | | |
|--|---|--|
| | <ul style="list-style-type: none">● 计算齿间载荷分配系数 $K_{H\alpha}$ | |
|--|---|--|

齿轮的圆周力 $F_{t1}=2T_1/d_{1t}=2\times 8.5\times 10^4/54.944=3.096\times 10^3\text{N}$,

$K_A F_{t1}/b=1.75\times 3.096\times 10^3/54.944=98.705\text{ N/mm}<100\text{ N/mm}$,

查《机械设计》表 10-3 得齿间载荷分配系数 $K_{H\alpha}=1.4$

- 由《机械设计》表 10-4 用插值法查得 7 级精度、小齿轮相对支撑对称布置时, $K_{H\beta}=1.313$

则载荷系数为 $K_H=K_A K_V K_{H\alpha} K_{H\beta}=1.75\times 1.04\times 1.4\times 1.313=3.346$

由《机械设计》式 10-12, 可得按实际载荷系数算得的分度圆直径

$$d_1 = d_{1t} \sqrt[3]{\frac{K_H}{K_{Ht}}} = 46.187 \times \sqrt[3]{\frac{3.346}{1.3}} \text{mm} = 61.196 \text{ mm}$$

及相应的齿轮模数 $m_n = d_1 \cos\beta/z_1 = 61.196 \times \cos 14^\circ/24 \text{ mm} = 2.47 \text{ mm}$

(3)按齿根弯曲疲劳强度设计

1) 由《机械设计》式 10-20 试算齿轮模数, 即

$$m_{nt} \geq \sqrt[3]{\frac{2K_{Ft}T_1Y_\epsilon Y_\beta \cos^2\beta}{\Phi_d z_1^2}} \cdot \left(\frac{Y_{Fa}Y_{sa}}{[\sigma_F]} \right)$$

①试选载荷系数 $K_{Ft}=1.3$

②由《机械设计》式 10-18, 可得计算弯曲疲劳强度的重合度系数 Y_ϵ

$$\beta_b = \arctan(\tan\beta \cos\alpha_t) = \arctan(\tan 14^\circ \cos 20.562^\circ) = 13^\circ 8' 24''$$

$$\epsilon_{\alpha v} = \epsilon_\alpha / \cos^2\beta_b = 1.659 / \cos^2 13^\circ 8' 24'' = 1.749$$

$$Y_\epsilon = 0.25 + 0.75/\epsilon_{\alpha v} = 0.25 + 0.75/1.749 = 0.778$$

③由《机械设计》式 10-19, 可得计算弯曲疲劳强度的螺旋角系数 Y_β

$$Y_\beta = 1 - \epsilon_\beta \frac{\beta}{120^\circ} = 1 - 1.905 \times \frac{14^\circ}{120^\circ} = 0.778$$

④计算 $\frac{Y_{Fa}Y_{sa}}{[\sigma_F]}$

- 由当量齿数 $z_{v1}=z_1/\cos^3\beta=24/\cos^3 14^\circ=26.27$

$$z_{v2}=z_2/\cos^3\beta=91/\cos^3 14^\circ=99.62$$

--	--	--

查《机械设计》图 10-17，得齿形系数

$$Y_{Fa1}=2.62 \quad Y_{Fa2}=2.20$$

- 由《机械设计》图 10-18 查得应力修正系数

$$Y_{sa1}=1.60 \quad Y_{sa2}=1.78$$

- 计算许用应力 $[\sigma_F]$

由《机械设计》图 10-24c 查得小齿轮和大齿轮的齿根弯曲疲劳极限分别为

$$\alpha_{Flim1}=500 \text{ Mpa} \quad \alpha_{Flim2}=380 \text{ Mpa}$$

由《机械设计》图 10-22 查得弯曲疲劳寿命系数

$$K_{FN1}=0.86 \quad K_{FN2}=0.89$$

取弯曲疲劳安全系数 $S=1.4$ ，由《机械设计》式 10-14 得

$$[\sigma_F]_1 = \frac{K_{FN1} \sigma_{Flim1}}{S} = \frac{0.86 \times 500}{1.4} = 307.14 \text{ Mpa}$$

$$[\sigma_F]_2 = \frac{K_{FN2} \sigma_{Flim2}}{S} = \frac{0.89 \times 380}{1.4} = 241.57 \text{ Mpa}$$

所以，

$$\frac{Y_{Fa1} Y_{sa1}}{[\sigma_F]_1} = \frac{2.62 \times 1.6}{307.143} = 0.0136$$

$$\frac{Y_{Fa2} Y_{sa2}}{[\sigma_F]_2} = \frac{2.2 \times 1.78}{241.571} = 0.0162$$

因为大齿轮的 $\frac{Y_{Fa} Y_{sa}}{[\sigma_F]}$ 大于小齿轮，所以取

$$\frac{Y_{Fa} Y_{sa}}{[\sigma_F]} = \frac{Y_{Fa2} Y_{sa2}}{[\sigma_F]_2} = 0.0162$$

所以，试算齿轮模数

$$\begin{aligned} m_{nt} &\geq \sqrt[3]{\frac{2K_{Ft} T_1 Y_\epsilon Y_\beta \cos^2 \beta}{\Phi_d z_1^2} \cdot \left(\frac{Y_{Fa} Y_{sa}}{[\sigma_F]} \right)} \\ &= \sqrt[3]{\frac{2 \times 1.3 \times 8.5 \times 10^4 \times 0.679 \times 0.778 \times \cos^2 14^\circ}{1 \times 24^2}} \times 0.0162 \text{ mm} \end{aligned}$$

	=1.4573mm	
--	-----------	--

2)调整齿轮模数

①圆周速度 v

$$d_1 = m_{nt} z_1 / \cos \beta = 1.4573 \times 24 / \cos 14^\circ \text{ mm} = 36.046 \text{ mm}$$

$$v = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \times 1000} = \frac{\pi \times 36.046 \times 530}{60 \times 1000} \text{ m/s} = 0.604 \text{ m/s}$$

②齿宽 b

$$b = \Phi_d d_1 = 1 \times 36.046 \text{ mm} = 36.046 \text{ mm}$$

③齿高 h 及宽高比 b/h

$$h = (2h_{an}^* + c_n^*) m_{nt} = (2 \times 1 + 0.25) \times 1.4573 \text{ mm} = 3.279 \text{ mm}$$

$$b/h = 36.046 / 3.279 = 10.993$$

④计算实际载荷系数 K_F

- 根据 $v = 0.647 \text{ m/s}$, 7 级精度 , 由《机械设计》图 10-8 查得动载荷系数

$$K_v = 1.01$$

- 由 $F_{t1} = 2T_1/d_1 = 2 \times 8.5 \times 10^4 / 36.046 = 4.719 \times 10^3 \text{ N}$,

$$K_A F_{t1}/b = 1 \times 4.719 \times 10^3 / 36.046 = 132.225 \text{ N/mm} \geq 100 \text{ N/mm},$$

查《机械设计》表 10-3 得齿间载荷分配系数

$$K_{F\alpha} = 1.2$$

- 由《机械设计》表 10-4 用插值法查得 $K_{H\beta} = 1.309$,

结合 $b/h = 10.99$ 查图 10-13 , 得 $K_{F\beta} = 1.39$

则载荷系数为 $K_F = K_A K_v K_{F\alpha} K_{F\beta} = 1.75 \times 1.01 \times 1.2 \times 1.39 = 2.948$

⑤由《机械设计》式 10-13 , 可得按实际载荷系数算得的齿轮模数

$$m_n = m_{nt} \sqrt[3]{\frac{K_F}{K_{Ft}}} = 1.4573 \times \sqrt[3]{\frac{2.948}{1.3}} \text{ mm} = 1.915 \text{ mm}$$

对比计算结果 , 由齿面接触疲劳强度计算的齿面模数 m_n 大于由齿根弯曲疲劳强度计算的齿面模数。从满足弯曲疲劳强度出发 , 从标准中就近取 $m_n = 2 \text{ mm}$; 为了同时满足接触疲劳

强度，需按接触疲劳强度计算得分度圆直径 $d_1=56.117\text{ mm}$ 来计算小齿轮的齿数，即	
--	--

	$z_1=d_1\cos\beta/ m_n=40.477$ 取 $z_1=41$, 则 $z_2=uz_1=3.806\times 41=105.046$, 取 $z_2=106$。 (4)几何尺寸计算 1)计算中心距 $a=\frac{(z_1+z_2)m_n}{2\cos\beta}=\frac{(41+156)\times 2}{2\times \cos 14^\circ}\text{ mm}=147.938\text{mm}$ 取中心距 $a=150\text{ mm}$ 2)按圆整后的中心距修正螺旋角 $\beta=\arccos\frac{(z_1+z_2)m_n}{2a}=\arccos\frac{(28+105)\times 2}{2\times 140}=16^\circ 52'16''$ 3)计算小、大齿轮的分度圆直径 $d_1=\frac{z_1m_n}{\cos\beta}=\frac{41\times 1.4573}{\cos_1 6^\circ 52'16''}\text{ mm}=62.437\text{ mm}$ $d_2=\frac{z_2m_n}{\cos\beta}=\frac{156\times 1.4573}{\cos_1 6^\circ 52'16''}\text{ mm}=237.563\text{ mm}$ 4)计算齿轮宽度 $b=\Phi_d d_1=1\times 62.437\text{ mm}=62.437\text{ mm}$ 取 $b_2=65\text{ mm}$、$b_1=70\text{ mm}$ (5)圆整中心距后的强度校核 齿轮副的中心距在圆整之后，K_H、Z_ϵ和 K_F、Y_ϵ、Y_β等均产生变化，应重新校核齿轮强度，以明确齿轮的工作能力。 1)齿面接触疲劳强度校核 按前述类似做法，先计算《机械设计》式 10-22 中的各参数。为了节省篇幅，这里仅给出计算结果：$K_H=2.548$、$T_1=8.5\times 10^4\text{ N}\cdot\text{mm}$、$\Phi_d=1$、$d_1=62.437\text{ mm}$、$u=3.806$、$Z_H=2.42$、$Z_E=189.8\text{Mpa}^{1/2}$、$Z_\epsilon=0.454$、$Z_\beta=0.978$。将它们代入式 10-22，得到 $\sigma_H=\sqrt{\frac{2K_H T_1}{\Phi_d d_1^3}\cdot \frac{u+1}{u}} Z_H Z_E Z_\epsilon Z_\beta$	齿 轮 主要结 论： 齿 数 $z_1=41$ $z_2=156$， 模 数 $m=2\text{ mm}$， 压力角 $\alpha=20^\circ$， 螺旋角 $\beta=16^\circ 52'16''$， 变位系 数 $x_1=x_2$
--	---	---

--	--	--

	$= \sqrt{\frac{2 \times 2.548 \times 8.5 \times 10^4}{1 \times 62.437^3}} \cdot \frac{3.806 + 1}{3.806} \times 2.42 \times 189.8 \times 0.454 \times 0.978 \text{ Mpa}$ $= 498.311 \text{ MPa} < [\sigma_H] \quad \text{满足齿面接触疲劳强度条件。}$ 2)齿根弯曲疲劳强度校核 按前述类似做法，先计算《机械设计》式 10-17 中的各参数。同样，为了节省篇幅，这里仅给出计算结果：$K_F=3.414$、$T_1=8.5 \times 10^4 \text{ N}\cdot\text{mm}$、$Y_{Fa1}=2.46$、$Y_{Sa1}=1.66$、$Y_{Fa2}=2.22$、$Y_{Sa2}=1.78$、$Y_\epsilon=0.484$、$Y_\beta=0.4723$、$\beta=16^\circ 52' 16''$、$\Phi_d=1$、$m_n=2 \text{ mm}$、$z_1=41$。将它们代入式 10-17，得到 $\sigma_{F1} = \frac{2K_F T_1 Y_{Fa1} Y_{Sa1} Y_\epsilon Y_\beta \cos^2 \beta}{\Phi_d m_n^3 z_1^2}$ $= \frac{2 \times 3.414 \times 8.5 \times 10^4 \times 2.46 \times 1.66 \times 0.484 \times 0.4723 \times \cos^2 16^\circ 52' 16''}{1 \times 2^3 \times 41^2}$ $= 74.495 \text{ MPa} < [\sigma_F]_1$ $\sigma_{F1} = \frac{2K_F T_1 Y_{Fa2} Y_{Sa2} Y_\epsilon Y_\beta \cos^2 \beta}{\Phi_d m_n^3 z_1^2}$ $= \frac{2 \times 3.414 \times 8.5 \times 10^4 \times 2.22 \times 1.78 \times 0.484 \times 0.4723 \times \cos^2 16^\circ 52' 16''}{1 \times 2^3 \times 41^2}$ $= 72.087 \text{ MPa} < [\sigma_F]_2$ 齿根弯曲疲劳强度满足要求，并且小齿轮抵抗弯曲疲劳破坏的能力大于大齿轮。 (6)主要设计结论 齿数 $z_1=41$、$z_2=156$，模数 $m=2 \text{ mm}$，压力角 $\alpha=20^\circ$，螺旋角 $\beta=16^\circ 52' 16''$，变位系数 $x_1=x_2=0$，中心距 $a=150 \text{ mm}$，齿宽 $b_1=70 \text{ mm}$、$b_2=65 \text{ mm}$。小齿轮选用 40Cr（调制），大齿轮选用 45 钢（调制）。齿轮按 7 级精度设计。 (7)结构设计 以大齿轮为例。因齿轮顶圆直径大于 160 mm，而又小于 500 mm，故以选用腹板式结构为宜。如下	=0， 中心距 $a=150$ mm， 齿宽 $b_1=70$ mm、 $b_2=65$ mm
--	--	--

--	--	--

以上内容仅为本文档的试下载部分，为可阅读页数的一半内容。

如要下载或阅读全文，请访问：

<https://d.book118.com/055311010220011220>