减速器设计说明书

系　　别：

班　　级：

姓　　名：

学　　号：

指导教师：

职　　称：

目录

第 1 部分　设计任务书.....1
第 2 部分　传动装置总体设计方案.....2
第 3 部分　电动机选择.....3
3.1 电动机类型的选择.....3
3.2 确定传动装置的效率.....3
3.3 选择电动机容量.....3
3.4 分配传动比.....4
3.5 动力学参数的计算.....5
第 4 部分　带传动设计计算.....7
4.1 确定计算功率 P_{ca}.....7
4.2 选择 V 带的带型.....7
4.3 计算带的根数 z.....8
4.4 计算单根 V 带的初拉力 F_0.....8
4.5 计算压轴力 F_p.....9
4.6 带轮结构设计.....9
4.7 主要设计结论.....11
第 5 部分　减速器齿轮传动传动设计计算.....13
5.1 选定齿轮类型、精度等级、材料及齿数.....13
5.2 按齿面接触疲劳强度设计.....13
5.3 确定传动尺寸.....15
5.4 按齿根弯曲疲劳强度校核.....16
5.5 计算齿轮传动其它几何尺寸.....18
第 6 部分　轴的设计及校核.....20
6.1 高速轴的设计及校核.....20
6.2 低速轴的设计及校核.....26
第 7 部分　滚动轴承的选择及计算.....33
7.1 高速轴上的轴承计算与校核.....33
7.2 低速轴上的轴承计算与校核.....34
第 8 部分　键的选择和计算.....35
8.1 高速轴与大带轮连接键校核.....35
8.2 低速轴与大齿轮连接键校核.....35
8.3 低速轴与联轴器连接键校核.....35

第 9 部分　联轴器选型.....37
9.1 低速轴上联轴器的计算.....37
第 10 部分　减速器润滑与密封.....38
10.1 减速器的润滑.....38
10.2 减速器的密封.....38
第 11 部分　减速器附件.....40
11.1 窥视孔及窥视孔盖.....40
11.2 放油孔及放油螺塞.....40
11.3 油尺.....41
11.4 通气器.....42
11.5 起吊装置.....43
11.6 起盖螺钉.....44
11.7 定位销.....45
第 12 部分　减速器箱体主要结构尺寸.....47
第 13 部分　设计小结.....49
参考文献.....50

第 1 部分　设计任务书

拉力 F=3800N，速度 v=2.1m/s，直径 D=400mm，双班制，每班 8 小时，工作年限（寿命）：15 年，每年工作天数：300 天，配备有三相交流电源，电压 380/220V。

第 2 部分　传动装置总体设计方案

传动方案已给定，前置外传动为普通 V 带传动，减速器为一级圆柱齿轮减速器。

1)该方案的优缺点

由于带具有弹性，能缓冲吸振，故传动平稳，噪声小；过载时，带在带轮上打滑可防止其他零件损坏；带结构简单，易于制造和安装，成本低。

缺点：抗震性能不好，齿根易断裂，不能自锁。

优点：由于主、从齿轮采用变位齿轮，主动变位齿轮的另一端部增加轴承、轴承座，改变过去的悬臂状态，加强齿轮的工作强度，提高了减速器的寿命。

第 3 部分　电动机选择

3.1 电动机类型的选择

按照要求选用三相异步电动机，电压为 380V，Y 型。

3.2 确定传动装置的效率

查设计手册表 1-7 得：

联轴器的效率 η_1=0.99

滚动轴承的效率 η_2=0.99

闭式圆柱齿轮的效率 η_3=0.98

带传动的效率 η_v=0.96

卷筒的效率 η_w=0.97

$$\eta_a = \eta_1 \eta_2^2 \eta_3 \eta_v \eta_w = 0.99 \times 0.99^2 \times 0.98 \times 0.96 \times 0.97 = 0.885$$

3.3 选择电动机容量

卷筒所需功率为

$$P_w = \frac{F v}{1000} = \frac{3800 \times 2.1}{1000} = 7.98\text{kW}$$

电动机所需额定功率为

$$P_d = \frac{P_w}{\eta_a} = \frac{7.98}{0.885} = 9.02\text{kW}$$

卷筒轴转速：

$$n_w = \frac{60 \times 1000\, v}{\pi D} = \frac{60 \times 1000 \times 2.1}{\pi \times 400} = 100.27\text{r/min}$$

查设计手册表 1-8 得推荐的传动比范围，带传动传动比范围为：2～4，一级圆柱齿轮减速器传动比范围为：3～5，所以合理的总传动比范围为：6～20。可选择的电动机转速范围为 $n_d=i_a \times n_w$=(6～20)×100.27=602～2005r/min。进行综合考虑价格、重量、传动比等因素，选定电机型号为：Y160L-6 的三相异步电动机，额定功率 P_{en}=11kW，满载转速为

n_m=970r/min，同步转速为 n_t=1000r/min。

表 3-1 电机选择方案对比

方案	型号	额定功率/kW	同步转速(r/min)	满载转速(r/min)
1	Y180L-8	11	750	730
2	Y160L-6	11	1000	970
3	Y160M-4	11	1500	1460
4	Y160M1-2	11	3000	2930

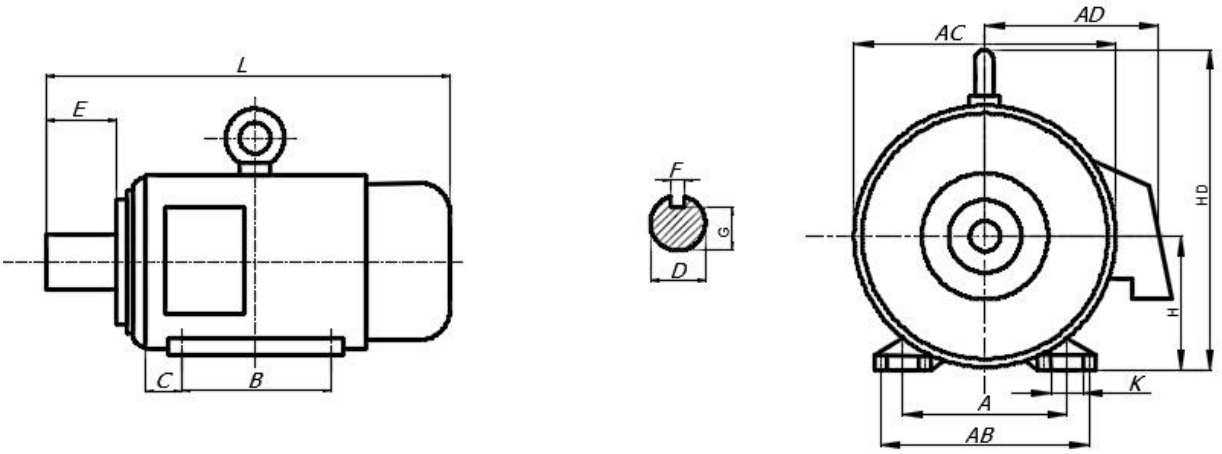


图 3-1 电机主要外形尺寸

表 3-2 电动机尺寸

中心高 H	外形尺寸 L×HD	安装尺寸 A×B	地脚螺栓孔直径 K	轴伸尺寸 D×E	键部位尺寸 F×G	AC	AD
160	650×385	254×254	14.5	42×110	12×37	335	265

3.4 分配传动比

3.4.1 计算传动装置总传动比

根据选定的电动机满载转速 n_m 和卷筒主动轴转速 n_w，计算出传动装置总传动比为，即

$i_a=n_m/n_w=970/100.27=9.674$

3.4.2 分配传动装置传动比

取带传动比：i_v=2.00

则减速器传动比为：

i=9.674/2.00=4.837

3.5 动力学参数的计算

电机轴的参数：

$$P_d = 9.02\text{kW}$$

$$n_m = 970\text{r}/\text{min}$$

$$T_d = 9550 \times \frac{P_d}{n_m} = 9550 \times \frac{9.02}{970} = 88.805\text{N}\cdot\text{m}$$

高速轴的参数：

$$P_I = P_d \eta_v = 9.02 \times 0.96 = 8.659\text{kW}$$

$$P'_I = P_I \eta_2 = 8.659 \times 0.99 = 8.572\text{kW}$$

$$n_1 = \frac{n_m}{i_v} = \frac{970}{2.00} = 485\text{r}/\text{min}$$

$$T_I = 9550 \times \frac{P_I}{n_1} = 9550 \times \frac{8.659}{485} = 170.502\text{N}\cdot\text{m}$$

$$T'_I = 9550 \times \frac{P'_I}{n_1} = 9550 \times \frac{8.572}{485} = 168.789\text{N}\cdot\text{m}$$

低速轴的参数：

$$P_{II} = P'_I \eta_3 = 8.572 \times 0.98 = 8.401\text{kW}$$

$$P'_{II} = P_{II} \eta_2 = 8.401 \times 0.99 = 8.317\text{kW}$$

$$n_2 = \frac{n_1}{i_1} = \frac{485}{4.837} = 100.269\text{r}/\text{min}$$

$$T_{II} = 9550 \times \frac{P_{II}}{n_2} = 9550 \times \frac{8.401}{100.269} = 800.143\text{N}\cdot\text{m}$$

$$T'_{II} = 9550 \times \frac{P'_{II}}{n_2} = 9550 \times \frac{8.317}{100.269} = 792.143N{\cdot}m$$

卷筒轴的参数：

$$P_{III} = P'_{II}\,\eta_1 = 8.317 \times 0.99 = 8.234kW$$

$$P'_{III} = P_{III}\,\eta_w = 8.234 \times 0.97 = 7.987kW$$

$$n_3 = n_2 = 100.269r/min$$

$$T_{III} = 9550 \times \frac{P_{III}}{n_3} = 9550 \times \frac{8.234}{100.269} = 784.237N{\cdot}m$$

$$T'_{III} = 9550 \times \frac{P'_{III}}{n_3} = 9550 \times \frac{7.987}{100.269} = 760.712N{\cdot}m$$

各轴转速、功率和转矩列于下表

表 3-3 各轴动力学参数表

轴名	输入功率 kW	输出功率 /kW	输入转矩 /N·m	输出转矩 /N·m	转速 n/(r/min)	传动比 i	效率 η
电机轴	9.02	9.02	88.805	88.805	970	2.00	0.96
高速轴	8.659	8.572	170.502	168.789	485	4.837	0.98
低速轴	8.401	8.317	800.143	792.143	100.269	-	0.99
卷筒轴	8.234	7.987	784.237	760.712	100.269	-	-

第 4 部分　带传动设计计算

4.1 确定计算功率 P_{ca}

由教材 P156 表 8-8 查得工作情况系数 K_A=1.1，故

$$P_{ca} = K_A P = 1.1 \times 9.02 = 9.92\text{kW}$$

4.2 选择 V 带的带型

根据 P_{ca}、n_1 由教材 P157 图 8-11 选用 B 型。

4.2.1 确定带轮的基准直径 d_d 并验算带速 v

1)初选小带轮的基准直径 d_{d1}。由教材 P155 表 8-7 和教材 P157 表 8-9，取小带轮的基准直径 d_{d1}=160mm。

2)验算带速 v。按教材 P150 式(8-13)验算带的速度

$$v = \frac{\pi d_{d1} n}{60 \times 1000} = \frac{\pi \times 160 \times 970}{60 \times 1000} = 8.13\text{m/s}$$

4.2.2 计算大带轮的基准直径

根据教材 P150 式(8-15a)，计算大带轮的基准直径

$$d_{d2} = i d_{d1} = 2.00 \times 160 = 320\text{mm}$$

根据教材 P157 表 8-9，取标准值为 d_{d2}=315mm。

4.2.3 确定 V 带的中心距 a 和基准带长 L_d

根据教材 P154 式(8-20),0.7×(dd$_1$+dd_2)<a_0<2×(dd$_1$+dd$_2$)，初定中心距 a_0=712.5mm。

由教材 P157 式(8-22)计算带所需的基准长度

L_{d0}

$$= 2a_0 + \frac{\pi}{2}(d_{d1} + d_{d2}) + \frac{(d_{d2} - d_{d1})^2}{4a_0} = 2 \times 712.5 + \frac{\pi}{2}(160 + 315) + \frac{(315 - 160)^2}{4 \times 712.5}$$
$$= 2179.56\text{mm}$$

由表选带的基准长度 L_d=2180mm。

按教材 P158 式(8-23)计算实际中心距 a。

$$a \approx a_0 + \frac{L_d - L_{d0}}{2} = 712.5 + \frac{2180 - 2179.56}{2} \approx 713\text{mm}$$

按教材 P158 式(8-24)中心距的变化范围为 680～778mm。

4.2.4 验算小带轮的包角 α_a

$$\alpha_1 \approx 180° - (d_{d2} - d_{d1}) \times \left(\frac{57.3°}{a}\right) \approx 180° - (315 - 160) \times \left(\frac{57.3°}{713}\right) \approx 167.54°$$

4.3 计算带的根数 z

4.3.1 计算单根 V 带的额定功率 P_r

由 d_{d1}=160mm 和 n_1=970r/min,查教材 P151 表 8-4 得 P_0=2.698kW。

根据 n_1=970r/min，i=2.00 和 B 型带，查教材 P153 表 8-5 得ΔP_0=0.306kW。

查教材 P155 表 8-6 得 K_α=0.97，教材 P145 表 8-2 得 K_L=0.99，于是

$$P_r = (P_0 + \Delta P_0) \times K_\alpha K_L = (2.698 + 0.306) \times 0.97 \times 0.99 \approx 2.88\text{kW}$$

4.3.2 计算带的根数 z。

$$z = \frac{P_{ca}}{P_r} = \frac{9.92}{2.88} = 3.44$$

取 4 根。

4.4 计算单根 V 带的初拉力 F_0

由教材 P149 表 8-3 得 B 型带的单位长度质量 q=0.17kg/m，所以

$$F_0 = 500 \times \frac{(2.5 - K_\alpha) \times P_{ca}}{K_\alpha \, z \, v} + q \, v^2 = \frac{500 \times (2.5 - 0.97) \times 9.92}{0.97 \times 4 \times 8.13} + 0.17 \times 8.13^2 \approx 251.81N$$

4.5 计算压轴力 F_p

$$F_p = 2 \, z \, F_0 \times \sin\left(\frac{\alpha_1}{2}\right) = 2 \times 4 \times 251.81 \times \sin\left(\frac{167.54°}{2}\right) = 2002.58N$$

4.6 带轮结构设计

1）小带轮的结构设计

小带轮的轴孔直径 d=42mm

因为小带轮 d_{d1}=160

小带轮结构选择为腹板式。

因此小带轮尺寸如下：

$$d_1 = 2 \, d = 2 \times 42 = 84mm$$

$$d_a = d_d + 2h_a = 160 + 2 \times 3.5 = 167mm$$

$$d_f = d_d - 2h_f = 160 - 2 \times 10.8 = 138.4mm$$

$$B = (z - 1) \times e + 2 \, f = (4 - 1) \times 19 + 2 \times 11.5 = 80mm$$

腹板内径 $d_r = d_2 - 2 \times (h_f + \delta) = 160 - 2 \times (10.8 + 7.5) = 123mm$

$$C = 0.25 \, B = 0.25 \times 80 = 20mm$$

$$L = 2 \, d = 2 \times 42 = 84mm$$

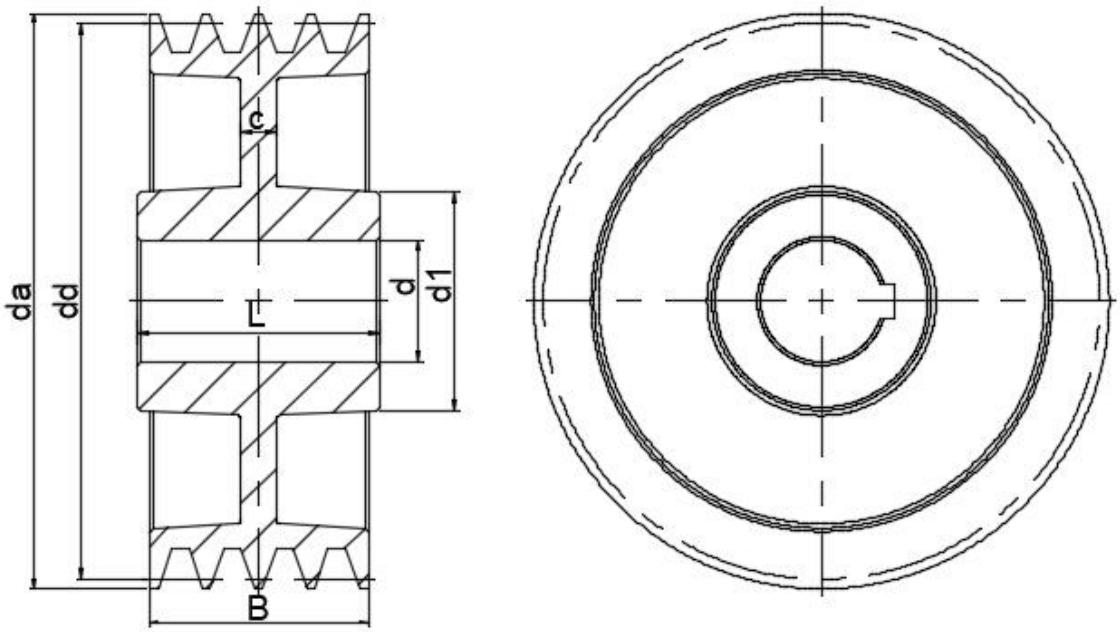


图 4-1 小带轮结构示意图

2）大带轮的结构设计

大带轮的轴孔直径 d=32mm

因为大带轮 d_{d2}=315mm

因此大带轮结构选择为轮辐式。

因此大带轮尺寸如下：

$$d_1 = 2\,d = 2 \times 32 = 64\text{mm}$$

$$d_a = d_d + 2h_a = 315 + 2 \times 3.5 = 322\text{mm}$$

$$d_f = d_d - 2h_f = 315 - 2 \times 10.8 = 293.4\text{mm}$$

$$B = (z-1) \times e + 2\,f = (4-1) \times 19 + 2 \times 11.5 = 80\text{mm}$$

$$h_1 = 290 \times \sqrt[3]{\frac{P}{nz}} = 290 \times \sqrt[3]{\frac{9.02}{485 \times 4}} = 48.4\text{mm}$$

$$h_2 = 0.8h_1 = 38.72\text{mm}$$

$$b_1 = 0.4h_1 = 19.36\text{mm}$$

$$b_2 = 0.8b_1 = 15.49\text{mm}$$

$$f_1 = 0.2h_1 = 9.68\text{mm}$$

$$f_2 = 0.2h_2 = 7.74\text{mm}$$

$$L = 2\,d = 2 \times 32 = 64\text{mm}$$

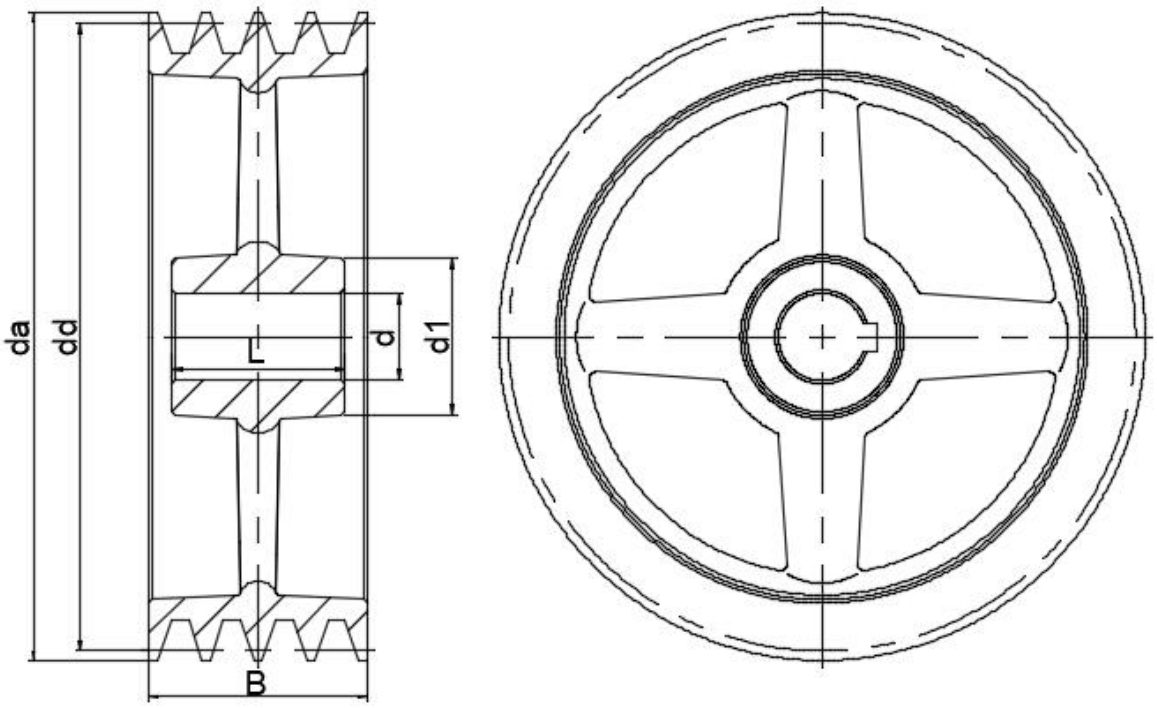


图 4-2 大带轮结构示意图

4.7 主要设计结论

选用 B 型普通 V 带 4 根，基准长度 2180mm。带轮基准直径 d_{d1}=160mm，d_{d2}=315mm，中心距控制在 a=680～778mm。单根带初拉力 F_0=251.81N。

表 4-1 带轮设计结果

带型	B 型普通 V 带	V 带中心距	713mm
小带轮基准直径	160mm	包角	167.54°(167°32′23″)
大带轮基准直径	315mm	带长	2180mm
带的根数	4	初拉力	251.81N

带速	8.13m/s	压轴力	2002.58N

第 5 部分　减速器齿轮传动传动设计计算

5.1 选定齿轮类型、精度等级、材料及齿数

①根据传动方案，选用直齿圆柱齿轮传动，压力角取为 α =20°。

②参考教材 P205 表 10-6 选用 7 级精度。

③材料选择由教材 P191 表 10-1 选择小齿轮 40Cr 调质，硬度为 280HBS，大齿轮 45 调质，硬度为 240HBS。

④选小齿轮齿数 z_1=29.00，则大齿轮齿数 $z_2=z_1\times i=29.00\times4.837=140.3$，取 z_2=140

5.2 按齿面接触疲劳强度设计

由教材 P203 式(10-11)试算小齿轮分度圆直径，即

$$d_{1t}\geq\sqrt[3]{\frac{2K_{Ht}T}{\varphi_d}\frac{u+1}{u}\left(\frac{Z_H Z_E Z_\varepsilon}{[\sigma_H]}\right)^2}$$

5.2.1 确定公式中的各参数值

1)试选 K_{Ht}=1.3,计算小齿轮传递的扭矩:

$$T=170.502\text{N}\cdot\text{m}$$

2)由教材 P206 表 10-7 选取齿宽系数 Φ_d=1。

3)由教材 P203 图 10-20 查得区域系数 Z_H=2.49。

4)由教材 P202 表 10-5 查得材料的弹性影响系数 Z_E=189.8 √MPa。

5)由教材 P202 式(10-9)计算接触疲劳强度用重合度系数 Z ε 。

$$\alpha_{a1}=\arccos\left(\frac{z_1\times\cos\alpha}{z_1+2h_{an}^*}\right)=\arccos\left(\frac{29.00\times\cos20°}{29.00+2\times1}\right)=28.46994°$$

$$\alpha_{a2}=\arccos\left(\frac{z_2\times\cos\alpha}{z_2+2h_{an}^*}\right)=\arccos\left(\frac{140\times\cos20°}{140+2\times1}\right)=22.11083°$$

ε_α

$$= \frac{z_1(\tan\alpha_{a1} - \tan\alpha') + z_2(\tan\alpha_{a2} - \tan\alpha')}{2\pi}$$

$$= \frac{29.00 \times (\tan 28.46994° - \tan 20°) + 140 \times (\tan 22.11083° - \tan 20°)}{2\pi} = 1.766$$

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_\alpha}{3}} = \sqrt{\frac{4 - 1.766}{3}} = 0.863$$

6)计算接触疲劳许用应力[$\sigma_{H]}$

由教材 P212 图 10-25d 查得小齿轮和大齿轮的接触疲劳极限分别为

σ_{Hlim1}=600Mpa，σ_{Hlim2}=550Mpa

由教材 P209 式（10-15）计算应力循环次数：

$$N_{L1} = 60\,n\,j\,L_h = 60 \times 485 \times 1 \times 16 \times 300 \times 15 = 2.095 \times 10^9$$

$$N_{L2} = \frac{N_{L1}}{i} = \frac{2.095 \times 10^9}{4.837} = 4.331 \times 10^8$$

由教材 P208 图 10-23 查取接触疲劳系数

K_{HN1}=0.98，K_{HN2}=0.97

取失效概率为 1%，安全系数 S=1，得

$$[\sigma_{H1}] = \frac{\sigma_{Hlim1} K_{HN1}}{S} = \frac{600 \times 0.98}{1} = 588\text{MPa}$$

$$[\sigma_{H2}] = \frac{\sigma_{Hlim2} K_{HN2}}{S} = \frac{550 \times 0.97}{1} = 534\text{MPa}$$

取[σ H]$_1$ 和[σ H]$_2$ 中较小者作为该齿轮副的接触疲劳许用应力，即[σ H]=534MPa

7)试算小齿轮分度圆直径

d_{1t}

$$\geq \sqrt[3]{\frac{2K_{Ht}T}{\varphi_d}\frac{u+1}{u}\left(\frac{Z_H Z_E Z_\varepsilon}{[\sigma_H]}\right)^2} = \sqrt[3]{\frac{2 \times 1.3 \times 170502}{1}\frac{\frac{140}{29.00}+1}{\frac{140}{29.00}}\left(\frac{2.49 \times 189.8 \times 0.863}{534}\right)^2}$$

$$= 67.837\text{mm}$$

5.2.2 调整小齿轮分度圆直径

1)计算实际载荷系数前的数据准备。

①圆周速度 v

$$v=\frac{\pi d_{1t} n}{60\times 1000}=\frac{\pi\times 67.837\times 485}{60\times 1000}=1.723\mathrm{m/s}$$

②齿宽 b

$$b=\varphi_d d_{1t}=1\times 67.837=67.837\mathrm{mm}$$

2)计算实际载荷系数 K_H。

①由教材 P192 表 10-2 查得使用系数 K_A=1。

②根据 v=1.723m/s、7 级精度，由教材 P194 图 10-8 查得动载系数 Kv=1.03。

③齿轮的圆周力。

$$F_t=\frac{2T}{d_1}=\frac{2\times 170502}{67.837}=5026.814\mathrm{N}$$

$$K_A\frac{F_t}{b}=1\times\frac{5026.814}{67.837}=74.101\mathrm{N/mm}<100\mathrm{N/mm}$$

查教材 P195 表 10-3 得齿间载荷分配系数 $K_{H\alpha}$=1.2

由教材 P196 表 10-4 用插值法查得 7 级精度、小齿轮对称支承布置时，得齿向载荷分布系数 $K_{H\beta}$=1.32

由此，得到实际载荷系数

$$K_H=K_A K_v K_{H\alpha} K_{H\beta}=1\times 1.03\times 1.2\times 1.32=1.632$$

由教材 P204 式(10-12)，可得按实际载荷系数算得的分度圆直径

$$d_1=d_{1t}\sqrt[3]{\frac{K_H}{K_{Ht}}}=67.837\times\sqrt[3]{\frac{1.632}{1.3}}=73.18\mathrm{mm}$$

3)确定模数

$$m=\frac{d_1}{z_1}=\frac{73.18}{29.00}=2.523\mathrm{mm}$$

取 m=3mm

5.3 确定传动尺寸

1)计算中心距

$$a = \frac{m}{2}(z_1 + z_2) = \frac{3}{2}(29.00 + 140) = 253.5\text{mm}$$

圆整为 254mm

2)计算小、大齿轮的分度圆直径

$$d_1 = z_1\, m = 29.00 \times 3 = 87\text{mm}$$

$$d_2 = z_2\, m = 140 \times 3 = 420\text{mm}$$

3)计算齿宽

$b=\phi_d \times d_1=1\times 87=87\text{mm}$

取 $B_1=92\text{mm}$，$B_2=87\text{mm}$

5.4 按齿根弯曲疲劳强度校核

齿根弯曲疲劳强度条件为

$$\sigma_F = \frac{2\,K\,T\,Y_{Fa}\,Y_{Sa}\,Y_\varepsilon}{\varphi_d\, m^3\, z_1^2} < [\sigma_F]$$

1)T、m 和 d_1 同前

齿宽 $b=B_2=87\text{mm}$

齿形系数 Y_{Fa} 和应力修正系数 Y_{Sa}：

由教材 P200 图 10-17 查得齿形系数

$Y_{Fa1}=2.53$，$Y_{Fa2}=2.15$

由教材 P201 图 10-18 查得应力修正系数

$Y_{Sa1}=1.62$，$Y_{Sa2}=1.82$

试选载荷系数 $K_{Ft}=1.3$

由教材 P200 式（10-5）计算弯曲疲劳强度用重合度系数 Y_ε。

$$Y_\varepsilon = 0.25 + \frac{0.75}{\varepsilon_\alpha} = 0.25 + \frac{0.75}{1.766} = 0.675$$

2)圆周速度

$$v = \frac{\pi\, d_1\, n}{60 \times 1000} = \frac{\pi \times 87 \times 485}{60 \times 1000} = 2.209\text{m/s}$$

3)宽高比 b/h

$$h = \left(2h_{an}^{*} + c_{n}^{*}\right) \times m = (2 \times 1 + 0.25) \times 3 = 6.75\text{mm}$$

b/h=87/6.75=12.889

$$F_t = \frac{2\,T}{d_1} = \frac{2 \times 170502}{87} = 3919.586\text{N}$$

$$K_A \frac{F_t}{b} = 1 \times \frac{3919.586}{87} = 45.053\text{N/mm} < 100\text{N/mm}$$

根据 v=2.209m/s，7 级精度，由教材 P194 图 10-8 查得动载系数 K_v=1.04。

查教材 P195 表 10-3 得齿间载荷分配系数 $K_{F\alpha}$=1.2

由教材 P196 表 10-4

则载荷系数为

$$K_F = K_A\,K_v\,K_{F\alpha}\,K_{F\beta} = 1 \times 1.04 \times 1.2 \times 1.29 = 1.61$$

由教材 P209 图 10-24c 查得小齿轮和大齿轮的齿根弯曲疲劳极限分别为

σ_{Flim1}=500MPa、σ_{Flim2}=380MPa

由教材 P208 图 10-22 查取弯曲疲劳系数

K_{FN1}=0.88，K_{FN2}=0.92

取弯曲疲劳安全系数 S=1.25，由教材 P207 式(10-14)得

$$[\sigma_{F1}] = \frac{\sigma_{Flim1}\,K_{FN1}}{S} = \frac{500 \times 0.88}{1.25} = 352\text{MPa}$$

$$[\sigma_{F2}] = \frac{\sigma_{Flim2}\,K_{FN2}}{S} = \frac{380 \times 0.92}{1.25} = 280\text{MPa}$$

齿根弯曲疲劳强度校核

σ_{F1}

$$= \frac{2\,K\,T\,Y_{Fa1}\,Y_{Sa1}\,Y_{\varepsilon}}{\varphi_d\,m^3\,z_1^2} = \frac{2 \times 1.61 \times 170502 \times 2.53 \times 1.62 \times 0.675}{1 \times 3^3 \times 29.00^2} = 66.891\text{MPa} < [\sigma_{F1}] = 352\text{MPa}$$

σ_{F2}

$$= \frac{2\,K\,T\,Y_{Fa2}\,Y_{Sa2}\,Y_{\varepsilon}}{\varphi_d\,m^3\,z_1^2} = \frac{2 \times 1.61 \times 170502 \times 2.15 \times 1.82 \times 0.675}{1 \times 3^3 \times 29.00^2} = 63.862\text{MPa} < [\sigma_{F2}] = 280\text{MPa}$$

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。

齿轮的圆周速度

$$v=\frac{\pi d_{1t} n}{60\times 1000}=\frac{\pi\times 87\times 485}{60\times 1000}=2.209\mathrm{m/s}$$

选用 7 级精度是合适的。

主要设计结论

齿数 z_1=29.00，z_2=140，模数 m=3mm，压力角 α=20°，中心距 a=254mm，齿宽 B_1=92mm、B_2=87mm

5.5 计算齿轮传动其它几何尺寸

5.5.1 计算齿顶高、齿根高、全齿高和齿厚

$$h_a=m\,h_{an}^{*}=3\mathrm{mm}$$

$$h_f=m\left(h_{an}^{*}+c_n^{*}\right)=3.75\mathrm{mm}$$

$$h=h_a+h_f=6.75\mathrm{mm}$$

$$s=\pi\frac{3}{2}=4.712\mathrm{mm}$$

5.5.2 计算小、大齿轮的齿顶圆直径

$$d_{a1}=d_1+2h_a=87+2\times 3=93\mathrm{mm}$$

$$d_{a2}=d_2+2h_a=420+2\times 3=426\mathrm{mm}$$

5.5.3 计算小、大齿轮的齿根圆直径

$$d_{f1}=d_1-2h_f=87-2\times 3.75=79.5\mathrm{mm}$$

$$d_{f2}=d_2-2h_f=420-2\times 3.75=412.5\mathrm{mm}$$

注:$h_{an}^{*}=1,c_n^{*}=0.25$

表 5-1 齿轮主要结构尺寸

名称和代号	计算公式	小齿轮	大齿轮
中心距 a		254	254
齿数 z		29.00	140

模数 m		3	3
齿宽 B		92	87
齿顶高系数 ha*		1	1
顶隙系数 c*		0.25	0.25
齿顶高 ha	m×ha	3	3
齿根高 hf	m×(ha*+c*)	3.75	3.75
全齿高 h	ha+hf	6.75	6.75
分度圆直径 d		87	420
齿顶圆直径 da	d+2×ha	93	426
齿根圆直径 df	d-2×hf	79.5	412.5

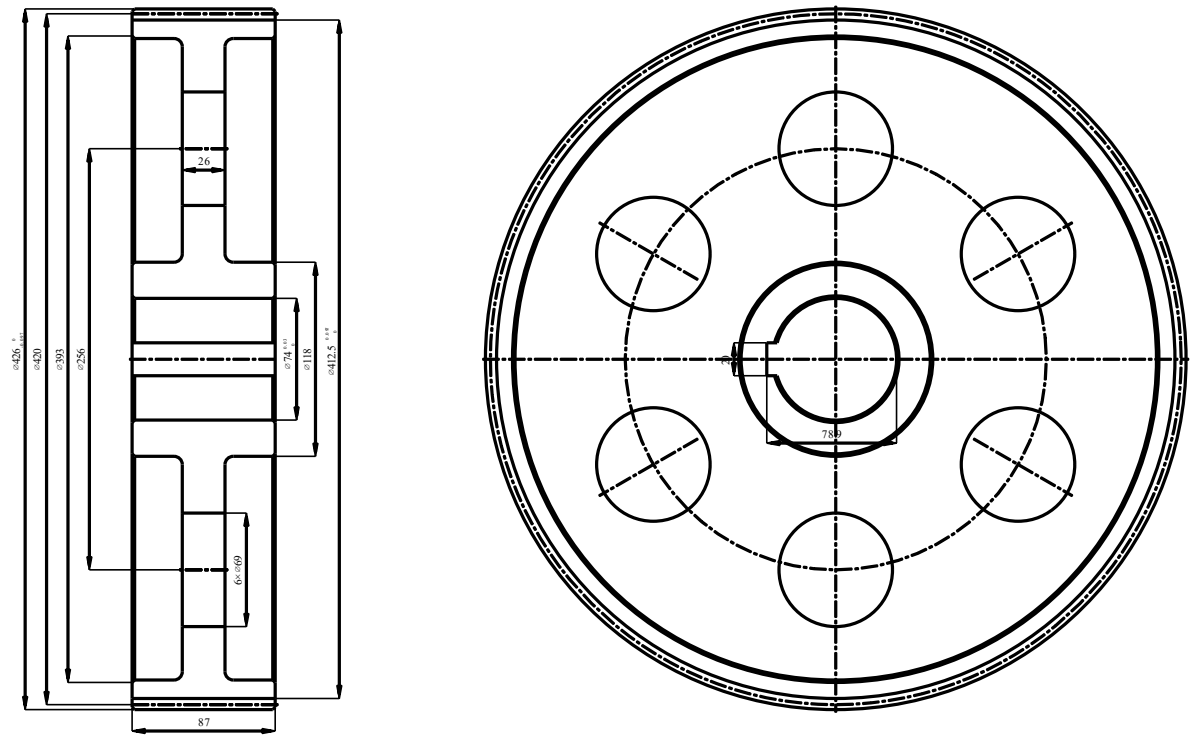


图 5-1 大齿轮示意图

第 6 部分　轴的设计及校核

6.1 高速轴的设计及校核

6.1.1 求高速轴上的功率 P_1、转速 n_1 和转矩 T_1

功率 P_1=8.659kW；转速 n_1=485r/min；转矩 T_1=170.502N・m

6.1.2 初步确定轴的最小直径

先初步估算轴的最小直径。选取轴的材料为 40Cr 调质，硬度为 241～286HBS，根据表 15-3，取 A_0=112，于是得

$$d \geq A_0 \sqrt[3]{\frac{P}{n}} = 112 \times \sqrt[3]{\frac{8.659}{485}} = 29.27mm$$

高速轴的最小直径是安装大带轮的轴径,由于安装键将轴径增大 5%

$$d_{min} = (1 + 0.05) \times 29.27 = 30.73mm$$

故选取:d_{12}=32mm

6.1.3 结构设计

为了满足大带轮的轴向定位要求，I-II 段右端需制出一轴肩,取定位轴肩为 4mm，故 II-III 段的直径 d_{23}=40mm。大带轮轮毂宽度 L=64mm，为了保证轴端挡圈只压在大带轮上而不压在轴的端面上，故 I-II 段的长度应比大带轮轮毂宽度 L 略短一些，现取 l_{12}=62mm。

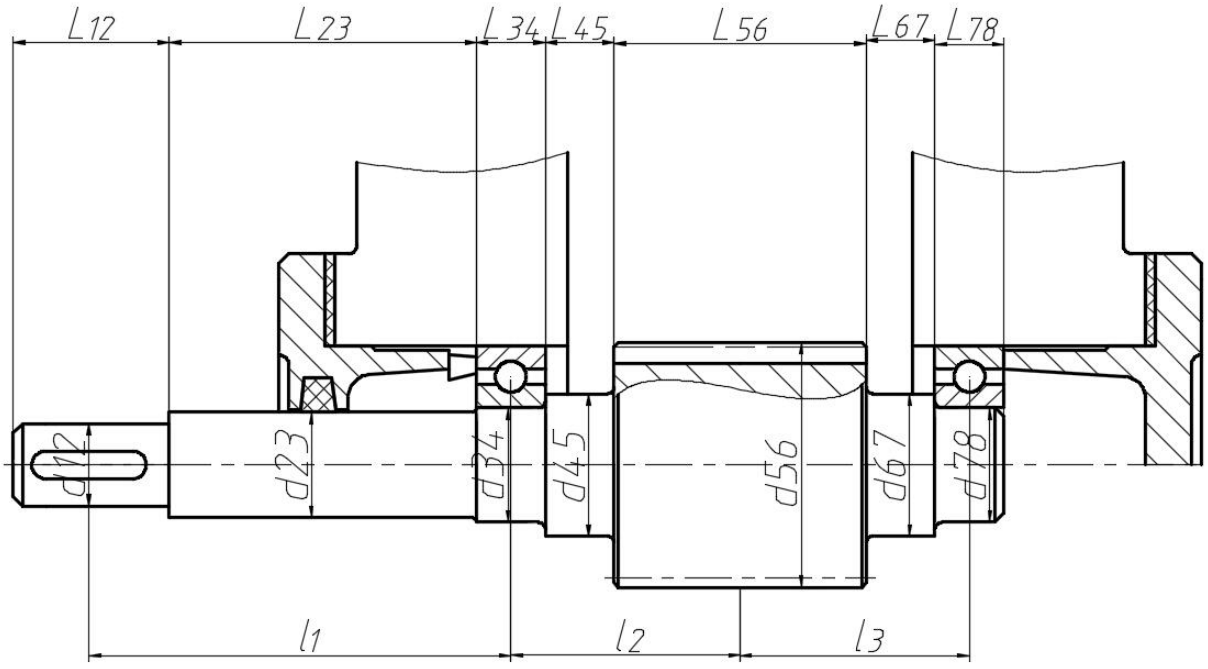


图 6-1 高速轴示意图

初步选择滚动轴承。因为轴承只受到径向力，故选用深沟球轴承。参照工作要求并根据 d_{23}=40mm，由轴承产品目录中选择深沟球轴承 6209，其尺寸为 d×D×B=45×85×19mm，故 $d_{34}=d_{78}$=45mm，则 $l_{34}=l_{78}$=19=19mm。

轴承采用轴肩进行轴向定位。由手册上查得 6209 型轴承的定位轴肩高度 h=3.5mm，因此，取 $d_{45}=d_{67}$=52mm。

由于齿轮的直径较小，为了保证齿轮轮体的强度，应将齿轮和轴做成一体而成为齿轮轴。所以 l_{56}=92mm，d_{56}=93mm

轴承端盖厚度 e=10，垫片厚度 Δ_t=2，根据轴承端盖便于装拆，保证轴承端盖的外端面与大带轮端面有一定距离 K=20，螺钉 C_1=22mm，C_2=20mm，箱座壁厚 δ=8mm，则轴承座宽度为

$$L = \delta + C_1 + C_2 + 5 = 8 + 22 + 20 + 5 = 55\text{mm}$$

$$l_{23} = L + \Delta_t + e + K - B - \Delta = 55 + 2 + 10 + 20 - 19 - 5 = 63\ \text{mm}$$

取小齿轮距箱体内壁之距离 Δ_1=10mm。考虑箱体的铸造误差，在确定滚动轴承位置时，应距箱体内壁一段距离 Δ，取 Δ=5mm，则

$$l_{45} = l_{67} = \Delta_1 + \Delta = 10 + 5 = 15\ \text{mm}$$

至此，已初步确定了轴的各段直径和长度。

表 6-1 轴的直径和长度

轴段	1	2	3	4	5	6	7
直径	32	40	45	52	93	52	45
长度	62	63	19	15	92	15	19

1)轴上零件的周向定位

大带轮与轴的周向定位采用平键链接,大带轮与轴的配合为 H7/k6，按机械设计手册查得截面尺寸 b×h=10×8mm，长度 L=50mm,滚动轴承与轴的周向定位是由过渡配合来保证的，此处选轴的直径尺寸公差为 H7/k6 确定轴上圆角和倒角尺寸根据表，取轴端倒角为 C1.5,各轴肩处的圆角半径则由各轴肩决定。

根据深沟球轴承 6209 查手册得压力中心 a=9.5mm

齿轮轮毂宽度 B=92mm

第一段轴中点到轴承压力中心距离:

$$l_a = \frac{l_{12}}{2} + l_{23} + a = \frac{62}{2} + 63 + 9.5 = 103.5\text{mm}$$

轴承压力中心到齿轮支点距离:

$$l_b = l_{34} + l_{45} + \frac{B}{2} - a = 19 + 15 + \frac{92}{2} - 9.5 = 70.5\text{mm}$$

齿轮支点距离到轴承压力中心:

$$l_c = l_b = 70.5\text{mm}$$

6.1.4 受力分析

小齿轮所受的圆周力（d1 为小齿轮的分度圆直径）

$$F_{t1} = 2 \times \frac{T}{d_1} = 2 \times 1000 \frac{170.502}{87} = 3919.59\text{N}$$

小齿轮所受的径向力

$$F_{r1} = F_{t1} \times \tan\alpha = 3919.59 \times \tan 20° = 1426.61\text{N}$$

计算轴的支反力

高速轴上外传动件压轴力 F_Q=2002.58N

水平支反力

$$F_{NH1}=\frac{F_t\,l_c}{l_b+l_c}=\frac{3919.59\times 70.5}{70.5+70.5}=1959.8\text{N}$$

$$F_{NH2}=\frac{F_t\,l_b}{l_b+l_c}=\frac{3919.59\times 70.5}{70.5+70.5}=1959.8\text{N}$$

垂直支反力

$$F_{NV1}=\frac{F_r\,l_c-F_Q(l_a+l_b+l_c)}{l_b+l_c}=\frac{1426.61\times 70.5-2002.58\times(103.5+70.5+70.5)}{70.5+70.5}=-2759.25\text{N}$$

$$F_{NV2}=\frac{F_r\,l_b+F_Q\,l_a}{l_b+l_c}=\frac{1426.61\times 70.5+2002.58\times 103.5}{70.5+70.5}=2183.28\text{N}$$

截面 B 处的垂直弯矩

$$M_{BV}=F_Q\,l_a=2002.58\times 103.5=207267.03\text{N·mm}$$

截面 C 处的水平弯矩

$$M_{CH1}=F_{NH1}\,l_b=1959.8\times 70.5=138165.9\text{N·mm}$$

$$M_{CH2}=M_{CH1}=138165.9\text{N·mm}$$

截面 C 处的垂直弯矩

$$M_{CV1}=F_{NV1}\,l_b+F_Q(l_a+l_b)=(-2759.25)\times 70.5+2002.58\times(103.5+70.5)=153921.8\text{N·mm}$$

$$M_{CV2}=M_{CV1}=153921.8\text{N·mm}$$

分别作水平面的弯矩图（图 b）和垂直面弯矩图（图 c）

截面 B 处的合成弯矩

$$M_B=\sqrt{M_{BH}^2+M_{BV}^2}=\sqrt{0^2+207267.03^2}=207267.03\text{N·mm}$$

截面 C 处的合成弯矩

$$M_{C1}=\sqrt{M_{CH1}^2+M_{CV1}^2}=\sqrt{138165.9^2+153921.8^2}=206837.46\text{N·mm}$$

$$M_{C2}=\sqrt{M_{CH2}^2+M_{CV2}^2}=\sqrt{138165.9^2+153921.8^2}=206837.46\text{N·mm}$$

作合成弯矩图（图 d）

T=170502N • mm

作转矩图（图 e）

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/105323122140012110