

目录

第一章 设计任务书.....	4
1.1 设计题目	4
1.2 设计步骤	4
第二章 传动装置总体设计方案.....	5
2.1 传动方案	5
2.2 该方案的优缺点	5
第三章 电动机的选择.....	5
3.1 选择电动机类型	5
3.2 确定传动装置的效率	5
3.3 选择电动机的容量	6
3.4 确定电动机参数	6
3.5 确定传动装置的总传动比和分配传动比	7
第四章 计算传动装置运动学和动力学参数.....	8
4.1 电动机输出参数	8
4.2 高速轴 I 的参数	8
4.3 低速轴 II 的参数	8
4.4 工作机轴的参数	8
第五章 普通 V 带设计计算	10
5.1 已知条件 and 设计内容	10
5.2 设计计算步骤	10
5.3 带轮结构设计	13
第六章 减速器圆锥齿轮传动设计计算.....	15
6.1 选精度等级、材料及齿数	15
6.2 按齿根弯曲疲劳强度设计	16
6.3 校核齿面接触疲劳强度	18
6.4 计算锥齿轮传动其它几何参数	19
第七章 轴的设计.....	20

7.1 高速轴设计计算	20
7.2 低速轴设计计算	27
第八章 滚动轴承寿命校核.....	34
8.1 高速轴上的轴承校核	34
8.2 低速轴上的轴承校核	36
第九章 键联接设计计算.....	37
9.1 高速轴与带轮配合处的键连接	37
9.2 高速轴与齿轮 1 配合处的键连接	37
9.3 低速轴与齿轮 2 配合处的键连接	38
9.4 低速轴与联轴器配合处的键连接	38
第十章 联轴器的选择.....	38
10.1 低速轴上联轴器	38
第十一章 减速器的密封与润滑.....	39
11.1 减速器的密封	39
11.2 齿轮的润滑	39
11.3 轴承的润滑	40
第十二章 减速器附件设计.....	40
12.1 轴承端盖	40
12.2 油面指示器	40
12.3 通气器	41
12.4 放油孔及放油螺塞	41
12.5 窥视孔和视孔盖	41
12.6 定位销	42
12.7 启盖螺钉	42
12.8 螺栓及螺钉	42
第十三章 减速器箱体主要结构尺寸.....	42
第十四章 设计小结.....	44
第十五章 参考文献.....	44

第一章 设计任务书

1.1 设计题目

一级圆锥减速器，拉力 $F=2200\text{N}$ ，速度 $v=1.2\text{m/s}$ ，直径 $D=360\text{mm}$ ，每天工作小时数：16 小时，工作年限（寿命）：5 年，每年工作天数：300 天，配备有三相交流电源，电压 380/220V。

1.2 设计步骤

- 1.传动装置总体设计方案
- 2.电动机的选择
- 3.确定传动装置的总传动比和分配传动比
- 4.计算传动装置的运动和动力参数
- 5.普通 V 带设计计算
- 6.减速器内部传动设计计算
- 7.传动轴的设计
- 8.滚动轴承校核
- 9.键联接设计
- 10.联轴器设计
- 11.润滑密封设计
- 12.箱体结构设计

第二章 传动装置总体设计方案

2.1 传动方案

传动方案已给定，前置外传动为普通 V 带传动，减速器为一级圆锥齿轮减速器。

2.2 该方案的优缺点

由于 V 带有缓冲吸振能力，采用 V 带传动能减小振动带来的影响，并且该工作机属于小功率、载荷变化不大，可以采用 V 带这种简单的结构，并且价格便宜，标准化程度高，大幅降低了成本。

一级圆锥齿轮减速机承载能力强，体积小，噪声低，适用于入轴、出轴成直角布置的机械传动中。原动机部分为 Y 系列三相交流异步电动机

第三章 电动机的选择

3.1 选择电动机类型

按工作要求和工况条件，选用三相笼型异步电动机，电压为 380V，Y 型。

3.2 确定传动装置的效率

查表得：

联轴器的效率： $\eta_1=0.99$

一对滚动轴承的效率： $\eta_2=0.98$

闭式圆锥齿轮的传动效率： $\eta_3=0.97$

普通 V 带的传动效率： $\eta_4=0.96$

工作机效率： $\eta_w=0.97$

故传动装置的总效率

$$\eta_a = \eta_1 \eta_2^3 \eta_3 \eta_4 \eta_w = 0.842$$

3.3 选择电动机的容量

工作机所需功率为

$$P_w = \frac{F \times V}{1000} = \frac{2200 \times 1.2}{1000} = 2.64kW$$

3.4 确定电动机参数

电动机所需额定功率:

$$P_d = \frac{P_w}{\eta_a} = \frac{2.64}{0.842} = 3.14kW$$

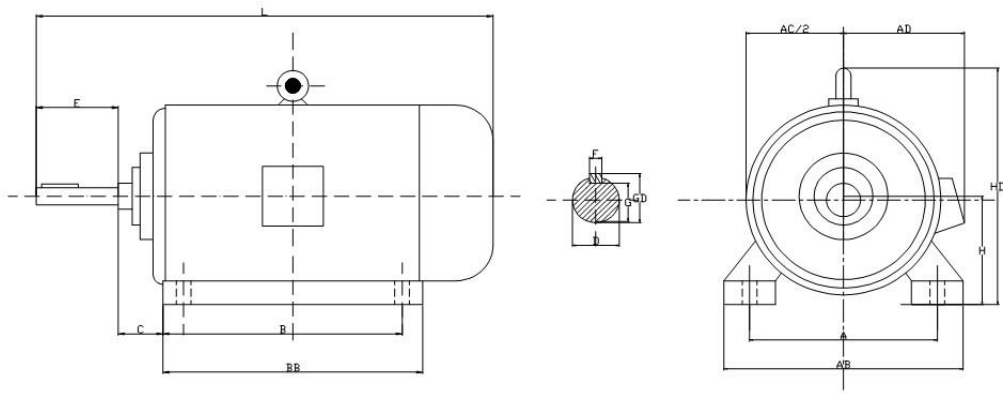
工作转速:

$$n_w = \frac{60 \times 1000 \times V}{\pi \times D} = \frac{60 \times 1000 \times 1.2}{3.14 \times 360} = 63.69rpm$$

经查表按推荐的合理传动比范围，V带传动比范围为：2--4 一级圆锥齿轮减速器传动比范围为：2--8 因此理论传动比范围为：4--32。可选择的电动机转速范围为 $n_d = i_a \times n_w = (4--32) \times 63.69 = 255--2038r/min$ 。进行综合考虑价格、重量、传动比等因素，选定电机型号为：Y160M1-8 的三相异步电动机，额定功率 $P_{en} = 4kW$ ，满载转速为 $n_m = 720r/min$ ，同步转速为 $n_t = 750r/min$ 。

方案	电动机型号	额定功率 (kW)	同步转速 (r/min)	满载转速 (r/min)
1	Y160M1-8	4	750	720
2	Y132M1-6	4	1000	960
3	Y112M-4	4	1500	1440
4	Y112M-2	4	3000	2890

电机主要外形尺寸：



中心高	外形尺寸	地脚安装尺寸	地脚螺栓孔直径	轴伸尺寸	键部位尺寸
H	L×HD	A×B	K	D×E	F×G
160	605×385	254×210	14.5	42×110	12×37

3.5 确定传动装置的总传动比和分配传动比

(1) 总传动比的计算

由选定的电动机满载转速 n_m 和工作机主动轴转速 n_w ，可以计算出传动装置总传动比为：

$$i_a = \frac{n_m}{n_w} = \frac{720}{63.69} = 11.305$$

(2) 分配传动装置传动比

取普通 V 带的传动比： $i_v=3.5$

减速器传动比为

$$i_1 = \frac{i_a}{i_v} = 3.23$$

第四章 计算传动装置运动学和动力学参数

4.1 电动机输出参数

$$\text{功率: } P_0 = P_d = 3.14kW$$

$$\text{转速: } n_0 = n_m = 720rpm$$

$$\text{扭矩: } T_0 = 9.55 \times 10^6 \times \frac{P_0}{n_0} = 9.55 \times 10^6 \times \frac{3.14}{720} = 41648.61N \cdot mm$$

4.2 高速轴 I 的参数

$$\text{功率: } P_1 = P_0 \times \eta_4 = 3.14 \times 0.96 = 3.01kW$$

$$\text{转速: } n_1 = \frac{n_0}{i_v} = \frac{720}{3.5} = 205.71rpm$$

$$\text{扭矩: } T_1 = 9.55 \times 10^6 \times \frac{P_1}{n_1} = 9.55 \times 10^6 \times \frac{3.01}{205.71} = 139737.98N \cdot mm$$

4.3 低速轴 II 的参数

$$\text{功率: } P_2 = P_1 \times \eta_2 \times \eta_3 = 3.01 \times 0.98 \times 0.97 = 2.86kW$$

$$\text{转速: } n_2 = \frac{n_1}{i_1} = \frac{205.71}{3.23} = 63.69rpm$$

$$\text{扭矩: } T_2 = 9.55 \times 10^6 \times \frac{P_2}{n_2} = 9.55 \times 10^6 \times \frac{2.86}{63.69} = 428842.83N \cdot mm$$

4.4 工作机轴的参数

$$\text{功率: } P_w = P_2 \times \eta_w \times \eta_1 \times \eta_2^2 = 2.86 \times 0.97 \times 0.99 \times 0.98 \times 0.98 = 2.64kW$$

$$\text{转速: } n_w = n_2 = 63.69rpm$$

$$\text{扭矩: } T_w = 9.55 \times 10^6 \times \frac{P_w}{n_w} = \frac{2.64}{63.69} = 395854.92N \cdot mm$$

运动和动力参数计算结果整理于下表:

轴名	功率 P(kW)		转矩 T(N•mm)		转 速 (r/min)	传动比 i	效率 η
	输入	输出	输入	输出			
电动机轴		3.14		41648.6 1	720	3.5	0.96
I 轴	3.01	2.95	139737. 98	136943. 2204	205.71	3.23	0.95
II 轴	2.86	2.8	428842. 83	420265. 9734	63.69	1	0.96
工作机轴	2.64	2.59	395854. 92	388357. 67	63.69		

第五章 普通 V 带设计计算

5.1 已知条件和设计内容

设计普通 V 带传动的已知条件包括：所需传递的额定功率 $P_d=3.14\text{kW}$ ；小带轮转速 $n_1=720\text{r/min}$ ；大带轮转速 n_2 和带传动传动比 $i=3.5$ ；设计的内容是：带的型号、长度、根数，带轮的直径、宽度和轴孔直径中心距、初拉力及作用在轴上之力的大小和方向。

5.2 设计计算步骤

(1) 确定计算功率 P_{ca}

由表查得工作情况系数 $K_A=1.1$ ，故

$$P_{ca} = K_A \times P = 1.1 \times 3.14 = 3.454\text{kW}$$

(2) 选择 V 带的带型

根据 P_{ca} 、 n_1 由图选用 A 型。

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} 。取小带轮的基准直径 $d_{d1}=140\text{mm}$ 。

2) 验算带速 v 。按式验算带的速度

$$v = \frac{\pi \times d_{d1} \times n}{60 \times 1000} = \frac{\pi \times 140 \times 720}{60 \times 1000} = \frac{5.28\text{m}}{\text{s}}$$

因为 $5\text{m/s} < v < 30\text{m/s}$ ，故带速合适。

取带的滑动率 $\varepsilon = 0.02$

(3) 计算大带轮的基准直径。计算大带轮的基准直径

$$d_{d2} = i \times d_{d1} \times (1 - \varepsilon) = 3.5 \times 140 \times (1 - 0.02) = 480.2\text{mm}$$

根据表，取标准值为 $d_{d2}=450\text{mm}$ 。

(4) 确定 V 带的中心距 a 和基准长 L_d 度

根据式，初定中心距 $a_0=470\text{mm}$ 。

由式计算带所需的基准长度

$$\begin{aligned} L_{a0} &= 2 \times a_0 + \frac{\pi}{2} \times (d_{d1} + d_{d2}) + \frac{(d_{d2} - d_{d1})^2}{4 \times a_0} \\ &= 2 \times 470 + \frac{\pi}{2} \times (140 + 450) + \frac{(450 - 140)^2}{4 \times 470} \approx 1917\text{mm} \end{aligned}$$

由表选带的基准长度 $L_d=1940\text{mm}$ 。

按式计算实际中心距 a 。

$$a \approx a_0 + \frac{L_d - L_{a0}}{2} = 470 + \frac{1940 - 1917}{2} \approx 482\text{mm}$$

按式，中心距的变化范围为 453--540mm。

(5) 验算小带轮的包角 α

$$\begin{aligned} \alpha_1 &\approx 180^\circ - (d_{d2} - d_{d1}) \times \frac{57.3^\circ}{a} \approx 180^\circ - (450 - 140) \times \frac{57.3^\circ}{482} \\ &= 143.15^\circ > 120^\circ \end{aligned}$$

(6) 计算带的根数 z

1) 计算单根 V 带的额定功率 P_r 。

由 $d_{d1}=140\text{mm}$ 和 $n_1=720\text{r/min}$, 查表得 $P_0=1.55\text{kW}$ 。

根据 $n_1=720\text{r/min}$, $i=3.5$ 和 A 型带, 查表得 $\Delta P_0=0.092\text{kW}$ 。

查表的 $K_\alpha=0.903$, 表得 $K_L=1.02$, 于是

$$P_r = (P_0 + \Delta P_0) \times K_\alpha \times K_L = (1.55 + 0.092) \times 0.903 \times 1.02 = 1.512\text{kW}$$

2) 计算带的根数 z

$$z = \frac{P_{ca}}{P_r} = \frac{3.454}{1.512} \approx 2.28$$

取 3 根。

(6) 计算单根 V 带的初拉力 F_0

由表得 A 型带的单位长度质量 $q=0.105\text{kg/m}$, 所以

$$\begin{aligned} F_0 &= 500 \times \frac{(2.5 - K_\alpha) \times P_{ca}}{K_\alpha \times z \times v} + q \times v^2 \\ &= 500 \times \frac{(2.5 - 0.903) \times 3.454}{0.903 \times 3 \times 5.28} + 0.105 \times 5.28^2 = 195.75\text{N} \end{aligned}$$

(7) 计算压轴力 F_p

$$F_p = 2 \times z \times F_0 \times \sin\left(\frac{\alpha_1}{2}\right) = 2 \times 3 \times 195.75 \times \sin\left(\frac{143.15^\circ}{2}\right) = 1114.29\text{N}$$

带型	A	中心距	482mm
小带轮基准直径	140mm	包角	143.15°
大带轮基准直径	450mm	带长	1940mm
带的根数	3	初拉力	195.75N
带速	5.28m/s	压轴力	1114.29N

5.3 带轮结构设计

(1) 小带轮的结构设计

小带轮的轴孔直径 $d=42\text{mm}$

因为小带轮 $dd_1=140<300\text{mm}$

因此小带轮结构选择为腹板式。

因此小带轮尺寸如下：

$$d_1 = 2.0 \times d = 2.0 \times 42 = 84\text{mm}$$

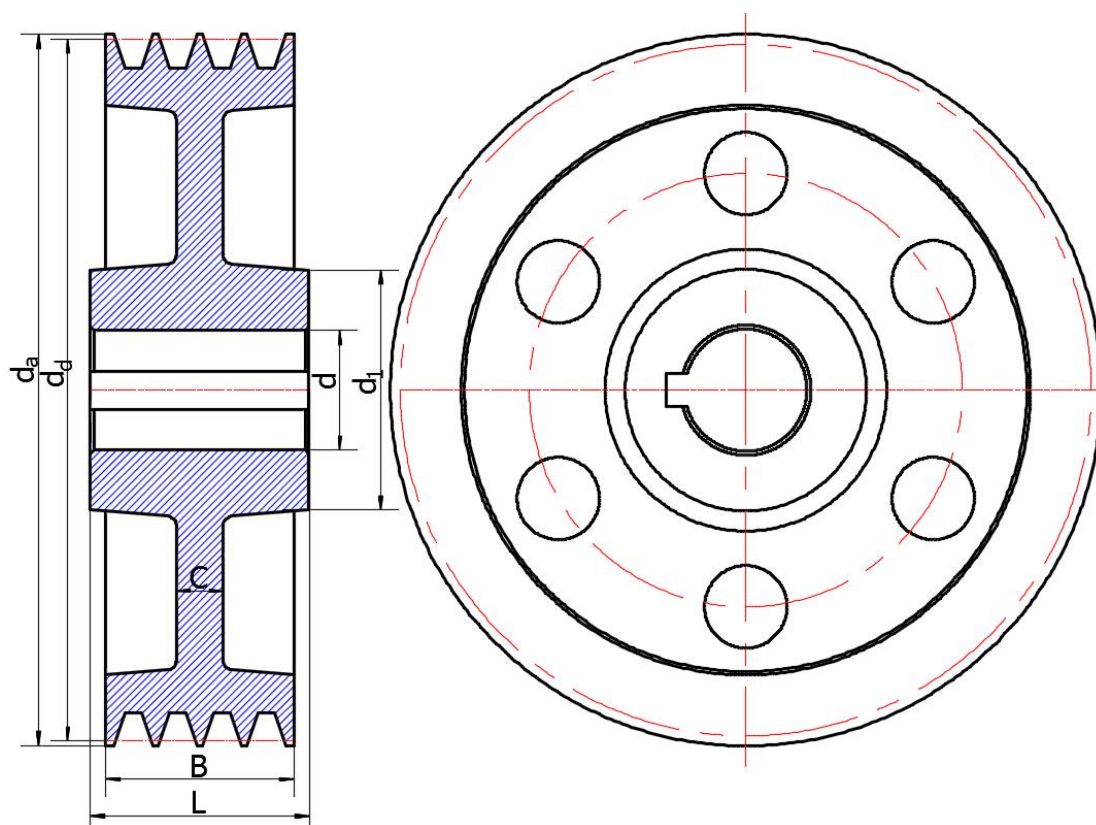
$$d_a = d_{d1} + 2 \times h_a = 140 + 2 \times 2.75 = 146\text{mm}$$

$$B = (z - 1) \times e + 2 \times f = 47\text{mm}$$

$$C = 0.25 \times B = 0.25 \times 47 = 11.75\text{mm}$$

由于当 $B < 1.5 \times d$ 时， $L=B$

$$L = B = 47\text{mm}$$



(2) 大带轮的结构设计

大带轮的轴孔直径 $d=30\text{mm}$

因为大带轮 $d_{d2}=450\text{mm}$

因此大带轮结构选择为轮辐式。

因此大带轮尺寸如下：

$$d_1 = 2.0 \times d = 2.0 \times 30 = 60\text{mm}$$

$$d_a = d_{d1} + 2 \times h_a = 450 + 2 \times 2.75 = 456\text{mm}$$

$$B = (z - 1) \times e + 2 \times f = 47\text{mm}$$

$$h_1 = 290 \times \sqrt[3]{\frac{P}{nz}} = 49.2\text{mm}$$

$$h_2 = 0.8 \times h_1 = 39.36\text{mm}$$

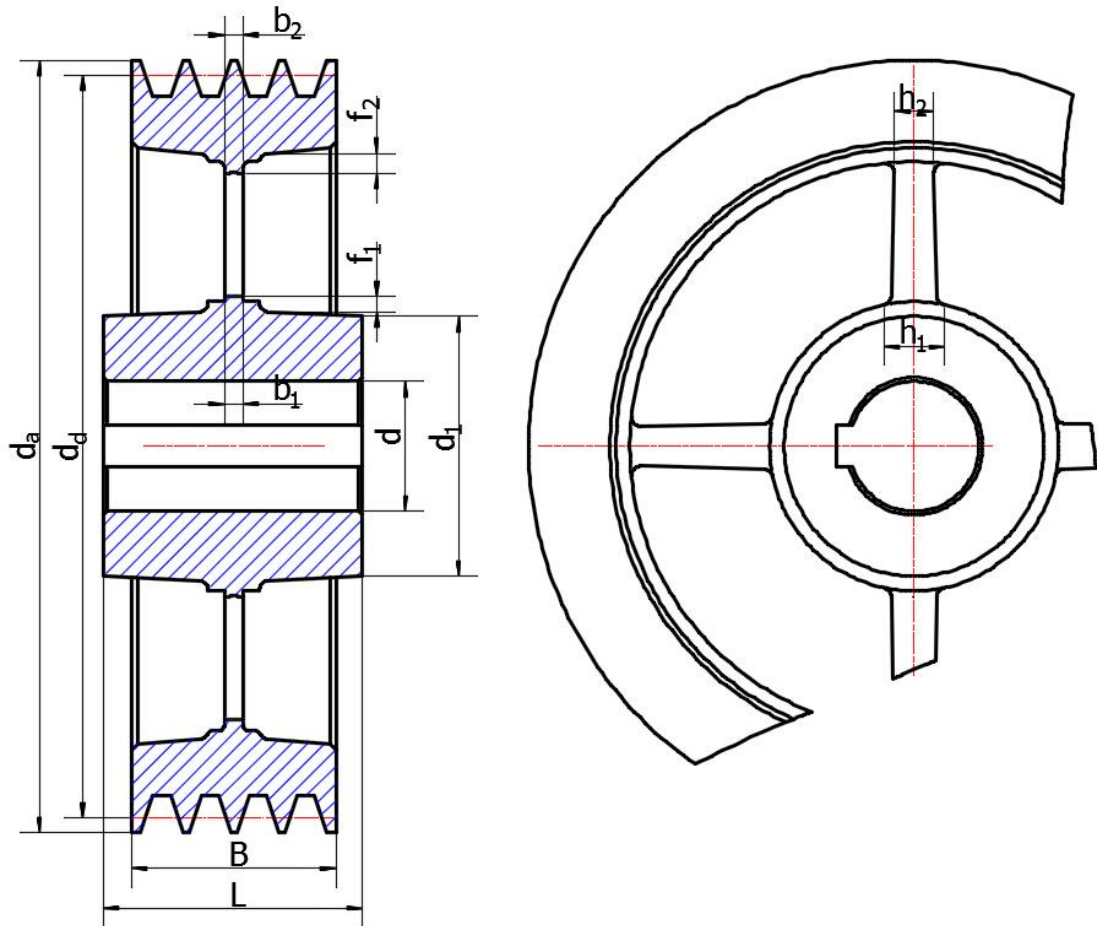
$$b_1 = 0.4 \times h_1 = 19.68\text{mm}$$

$$b_2 = 0.8 \times b_1 = 15.74\text{mm}$$

$$f_1 = 0.2 \times h_1 = 9.84\text{mm}$$

$$f_2 = 0.2 \times h_2 = 7.87\text{mm}$$

$$L = 2.0 \times d = 2.0 \times 30 = 60\text{mm}$$



第六章 减速器圆锥齿轮传动设计计算

6.1 选精度等级、材料及齿数

(1) 由选择小齿轮 40Cr(调质及表面淬火), 硬度为 55HRC, 大齿轮 40Cr(调质及表面淬火), 硬度为 55HRC

(2) 选小齿轮齿数 $Z_1=27$, 则大齿轮齿数 $Z_2=Z_1 \times i=27 \times 3.23=88$ 。

实际传动比 $i=3.259$

(3) 压力角 $\alpha = 20^\circ$ 。

6.2 按齿根弯曲疲劳强度设计

3.按齿根弯曲疲劳强度设计

(1) 由式 (10-7) 试算齿轮模数, 即

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{K_{Ft} \times T}{\varphi_R \times (1 - 0.5 \times \varphi_R)^2 \times z_1^2 \times \sqrt{u^2 + 1}}} \times \frac{Y_{Fa} \times Y_{Sa}}{[\sigma_F]}$$

1) 确定公式中的各参数值。

①试选载荷系数 $K_{Ft}=1.3$

②计算 $Y_{Fa} \times Y_{Sa} / [\sigma_F]$

计算由分锥角

$$\delta_1 = \arctan\left(\frac{1}{u}\right) = \arctan\left(\frac{1}{3.23}\right) = 17.057^\circ$$

$$\delta_2 = 90 - 17.057^\circ = 72.943^\circ$$

计算当量齿数

$$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos(\delta_1)} = \frac{27}{\cos(17.057^\circ)} = 28.26$$

$$z_{v2} = \frac{z_2}{\cos(\delta_2)} = \frac{88}{\cos(72.943^\circ)} = 296.93$$

由图查得齿形系数

$$Y_{Fa1} = 2.52, Y_{Fa2} = 2.105$$

由图查得应力修正系数

$$Y_{Sa1} = 1.62, Y_{Sa2} = 1.882$$

查得小齿轮和大齿轮的齿根弯曲疲劳极限分别为:

$$\sigma_{Flim1} = 620MPa, \sigma_{Flim2} = 620MPa$$

由图查取弯曲疲劳系数:

$$K_{FN1} = 0.88, K_{FN2} = 0.979$$

取弯曲疲劳安全系数 $S=1.4$ ，得

$$[\sigma_F]_1 = \frac{K_{FN1} \times \sigma_{Flim1}}{S} = \frac{0.88 \times 620}{1.4} = 390MPa$$

$$[\sigma_F]_2 = \frac{K_{FN2} \times \sigma_{Flim2}}{S} = \frac{0.979 \times 620}{1.4} = 434MPa$$

$$\frac{Y_{Fa1} \times Y_{Sa1}}{[\sigma_F]_1} = 0.01047$$

$$\frac{Y_{Fa2} \times Y_{Sa2}}{[\sigma_F]_2} = 0.00913$$

两者取较大值，所以

$$\frac{Y_{Fa} \times Y_{Sa}}{[\sigma_F]} = 0.0105$$

2) 试算齿轮模数

$$m_t \geq \sqrt[3]{\frac{K_{Ft} \times T}{\varphi_R \times (1 - 0.5 \times \varphi_R)^2 \times z_1^2 \times \sqrt{u^2 + 1}}} \times \frac{Y_{Fa} \times Y_{Sa}}{[\sigma_F]} = 1.528mm$$

(2) 调整齿轮模数

1) 圆周速度 v

$$d_1 = m \times z_1 = 1.528 \times 27 = 41.256mm$$

$$d_{m1} = d_1 \times (1 - 0.5 \times \varphi_R) = 41.256 \times (1 - 0.5 \times 0.3) = 35.07mm$$

$$v_m = \frac{\pi \times d_{m1} \times n}{60 \times 1000} = \frac{\pi \times 35.07 \times 205.71}{60 \times 1000} = 0.38$$

2) 齿宽 b

$$b = \varphi_R \times d_1 \times \frac{\sqrt{u^2 + 1}}{2} = 0.3 \times 41.256 \times \frac{\sqrt{3.23^2 + 1}}{2} = 60.599mm$$

3) 齿高 h 及齿宽比 b/h

$$h = (2 \times h_{an}^* + c_n^*) \times m_t = 3.438mm$$

$$\frac{b}{h} = \frac{41.849}{3.438} = 12.17$$

3) 计算实际载荷系数 K_F

查图得动载系数 $KV=1.058$

查表得齿间载荷分配系数： $K_F \alpha = 1$

查表得齿向载荷分布系数： $K_H \beta = 1.452$

查表得齿向载荷分布系数： $K_F \beta = 1.084$

实际载荷系数为

$$K_F = K_A \times K_V \times K_{F\alpha} \times K_{F\beta} = 1 \times 1.058 \times 1 \times 1.084 = 1.147$$

4) 计算按实际载荷系数算得的齿轮模数

$$m = m_t \times \sqrt[3]{\frac{K_F}{K_{Ft}}} = 1.528 \times \sqrt[3]{\frac{1.147}{1.3}} = 1.466\text{mm}, \text{取} m = 2.5\text{mm}。$$

4) 计算分度圆直径

$$d_1 = m \times z_1 = 2.5 \times 27 = 67.5\text{mm}$$

6.3 校核齿面接触疲劳强度

齿面接触疲劳强度条件为

⑦计算接触疲劳许用应力 $[\sigma_H]$

由图查得小齿轮和大齿轮的接触疲劳极限分别为：

$$\sigma_{Hlim1} = 1100\text{Mpa}, \sigma_{Hlim2} = 1100\text{Mpa}$$

计算应力循环次数

$$N_{L1} = 60 \times n \times j \times L_h = 60 \times 205.71 \times 1 \times 16 \times 300 \times 5 = 2.962 \times 10^8$$

$$N_{L2} = \frac{N_{L1}}{u} = \frac{2.962 \times 10^8}{3.23} = 9.171 \times 10^7$$

由图查取接触疲劳系数：

$$K_{HN1} = 0.952, K_{HN2} = 1.026$$

取失效概率为 1%，安全系数 $S=1$ ，得接触疲劳许用应力

$$[\sigma_H]_1 = \frac{K_{HN1} \times \sigma_{Hlim1}}{S} = \frac{0.952 \times 1100}{1} = 1047\text{Mpa}$$

$$[\sigma_H]_2 = \frac{K_{HN2} \times \sigma_{Hlim2}}{S} = \frac{1.026 \times 1100}{1} = 1129MPa$$

$$\begin{aligned} \sigma_H &= \sqrt{\frac{4 \times K_H \times T}{\varphi_R \times (1 - 0.5 \times \varphi_R)^2 \times d_1^3 \times u}} \times Z_H \times Z_E = 966.77MPa < [\sigma_H] \\ &= 1047MPa \end{aligned}$$

故接触强度足够。

6.4 计算锥齿轮传动其它几何参数

- (1) 计算齿根高、齿顶高、全齿高及齿厚

$$h_a = m \times h_{an}^* = 2.5mm$$

$$h_f = m \times (h_{an}^* + c_n^*) = 3.125mm$$

$$h = (h_a + h_f) = m \times (2h_{an}^* + c_n^*) = 5.625mm$$

$$s = \frac{\pi m}{2} = 3.925mm$$

- (2) 计算齿顶圆直径

$$d_{a1} = d_1 + 2 \times h_a = m \times (z_1 + 2h_{an}^*) = 72.5mm$$

$$d_{a2} = d_2 + 2 \times h_a = m \times (z_2 + 2h_{an}^*) = 225mm$$

- (3) 计算齿根圆直径

$$d_{f1} = d_1 - 2 \times h_f = m \times (z_1 - 2h_{an}^* - 2c_n^*) = 61.25mm$$

$$d_{f2} = d_2 - 2 \times h_f = m \times (z_2 - 2h_{an}^* - 2c_n^*) = 213.75mm$$

$$\text{注: } h_{an}^* = 1.0, c_n^* = 0.25$$

- (4) 计算齿顶角

$$\theta_{a1} = \theta_{a2} = \text{atan}(h_a/R) = 1^\circ 14' 41''$$

- (5) 计算齿根角

$$\theta_{f1} = \theta_{f2} = \text{atan}(h_f/R) = 1^\circ 33' 21''$$

(6) 计算齿顶锥角

$$\delta a_1 = \delta_1 + \theta a_1 = 18^\circ 18' 6''$$

$$\delta a_2 = \delta_2 + \theta a_2 = 74^\circ 11' 16''$$

(7) 计算齿根锥角

$$\delta f_1 = \delta_1 - \theta f_1 = 15^\circ 30' 3''$$

$$\delta f_2 = \delta_2 - \theta f_2 = 71^\circ 23' 13''$$

第七章 轴的设计

7.1 高速轴设计计算

(1) 已经确定的运动学和动力学参数

转速 $n=205.71\text{r/min}$; 功率 $P=3.01\text{kW}$; 轴所传递的转矩 $T=139737.98\text{N}\cdot\text{mm}$

(2) 轴的材料选择并确定许用弯曲应力

由表选用 45, 调质处理, 硬度为 $217\sim 255\text{HBS}$, 许用弯曲应力为 $[\sigma]=60\text{MPa}$

(3) 按扭转强度概略计算轴的最小直径

由于高速轴受到的弯矩较大而受到的扭矩较小, 故取 $A_0=112$ 。

$$d \geq A_0 \times \sqrt[3]{\frac{P}{n}} = 112 \times \sqrt[3]{\frac{3.01}{205.71}} = 27.39\text{mm}$$

由于最小轴段截面上要开 1 个键槽, 故将轴径增大 5%

$$d_{\min} = (1 + 0.05) \times 27.39 = 28.76\text{mm}$$

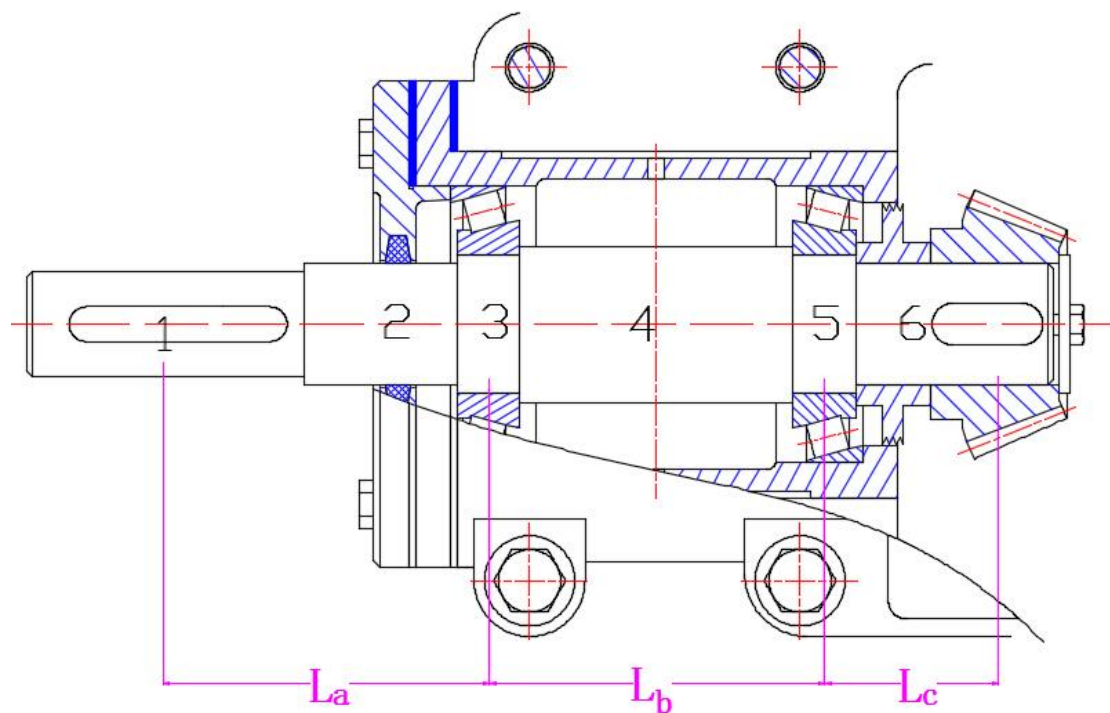
(4) 轴的结构设计

a. 轴的结构分析

高速轴设计成普通阶梯轴。显然, 轴承只能从轴的两端分别装入和拆卸, 轴伸出端安装 V 带轮, 选用普通平键, A 型, $b \times h = 8 \times 7\text{mm}$ (GB/T 1096-2003), 长 $L=45\text{mm}$;

定位轴肩直径为 35mm；联接以平键作过渡配合固定，两轴承分别和轴承端盖定位，采用过渡配合固定。

b.确定各轴段的直径和长度



第 1 段： $d_1=30\text{mm}$ ， $L_1=58\text{mm}$

第 2 段： $d_2=35\text{mm}$ （轴肩）， $L_2=44\text{mm}$

第 3 段： $d_3=40\text{mm}$ （与轴承内径配合）， $L_3=18\text{mm}$

第 4 段： $d_4=45\text{mm}$ （轴肩）， $L_4=83\text{mm}$

第 5 段： $d_5=40\text{mm}$ （与轴承内径配合）， $L_5=18\text{mm}$

第 6 段： $d_6=35\text{mm}$ （与主动锥齿轮内孔配合）， $L_6=63\text{mm}$

轴段	1	2	3	4	5	6
直 径 (mm)	30	35	40	45	40	35
长 度	58	44	18	83	18	63

(mm)						
------	--	--	--	--	--	--

(6) 弯曲-扭转组合强度校核

a.画高速轴的受力图

如图所示为高速轴受力图以及水平平面和垂直平面受力图

b.计算作用在轴上的力（ d_1 为齿轮 1 的分度圆直径）

小锥齿轮所受的圆周力

$$F_{t1} = 2 \times \frac{T_1}{d_{m1}} = 4871N$$

小锥齿轮所受的径向力

$$F_{r1} = F_{t1} \times \tan\alpha \times \cos\delta_1 = 1853N$$

小锥齿轮所受的轴向力

$$F_{a1} = F_{t1} \times \tan\alpha \times \sin\delta_1 = 6041N$$

带传动压轴力（属于径向力） $F_p=1114.29N$

第一段轴中点到轴承中点距离 $L_a=82mm$ ，轴承中点到齿轮中点距离 $L_b=101mm$ ，
齿轮中点到轴承中点距离 $L_c=54.5mm$

轴所受的载荷是从轴上零件传来的，计算时通常将轴上的分布载荷简化为集中力，其作用点取为载荷分布段的中点。作用在轴上的扭矩，一般从传动件轮毂宽度的中点算起。通常把轴当做置于铰链支座上的梁，支反力的作用点与轴承的类型和布置方式有关

外传动件压轴力（属于径向力） $Q=1114.29N$

c.计算作用在轴上的支座反力

轴承 A 在水平面内的支反力

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/705140140232011241>