



哈爾濱工業大學
Harbin Institute of Technology

机械设计大作业

说明书

设计题目: 齿轮传动设计

院 系: 机电工程学院

班 级: 2008802

设计者: 李明谦

学 号: 8200880133

指导教师: 王黎钦

设计时间: 2022年9月27日

目录

一、	任务书.....	3
1、	设计题目	3
2、	设计要求	3
二、	齿轮材料及热处理方式选择.....	4
三、	初步计算传动主要尺寸.....	4
1、	设计准则.....	4
2、	确定小齿轮传递的转矩 T_1	4
3、	确定载荷系数 K_t	5
4、	确定齿宽系数 Φ_d	5
5、	初步确定齿数 z_1	5
6、	确定齿形系数 Y_F 和应力修正系数 Y_S	5
7、	确定重合度系数 Y_ϵ	5
8、	确定许用弯曲应力 $[\sigma]_F$	6
9、	初算模数 m	7
四、	确定传动尺寸.....	7
1、	计算载荷系数	7
2、	修正模数	7
3、	计算传动尺寸	7
五、	校核齿面接触疲劳强度.....	8
六、	计算齿轮其他几何尺寸.....	8
七、	大齿轮结构设计.....	9
1、	确定齿轮结构形式.....	9
2、	轮毂孔径的确定	9
3、	齿轮结构尺寸确定	10
	参考文献.....	11

一、任务书

1、设计题目

带式运输机的传动方案如图 1 所示, 数据如表 1 所示。

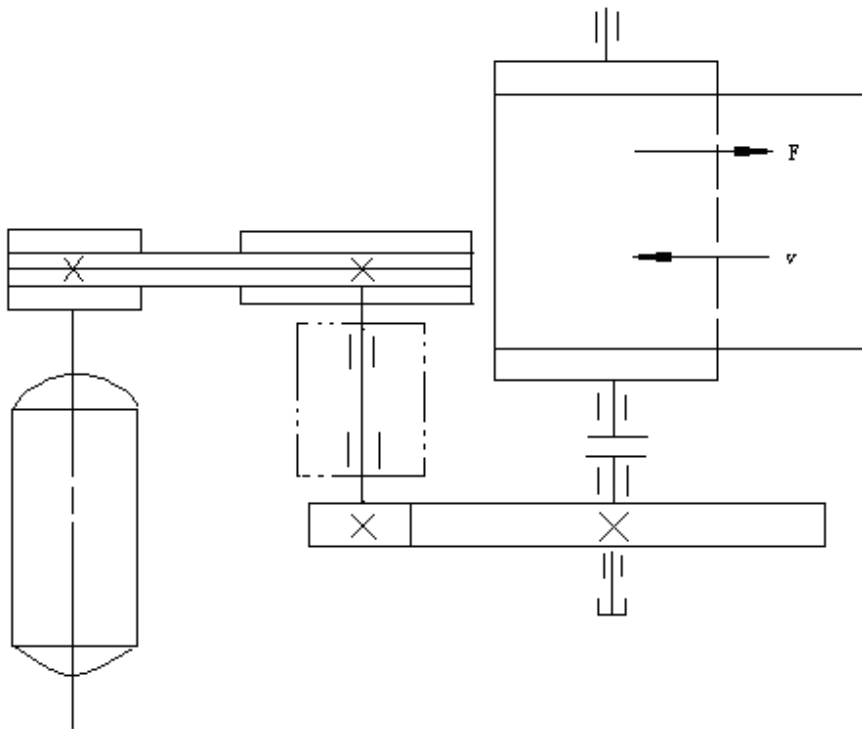


表 1.选择的方案与数据

方案	电动机 工作功率 P_d/kW	电动机 满载转速 $n_m/(\text{r}/\text{min})$	工作机 转速 $n_w/(\text{r}/\text{min})$	第一级 传动比 i_1	轴承座 中心高 H/mm	最短 工作 年限	工作环境
5.1.2	4	960	100	2	180	3 年 3 班	室外、有尘

2、设计要求

(1) 绘制大齿轮工作图一张, 按照工作图要求标注全部尺寸及必要的极限偏差、必要的几何公差、全部表面结构要求, 填写齿轮啮合特性表, 填写标题栏, 编写技术要求。

(2) 撰写设计说明书一份, 主要是传动装置第二级——齿轮传动的设计计算。

二、齿轮材料及热处理方式选择

由于带式输送机为一般机械，且需要成批生产，根据参考文献^[1]中表 8.2，大小齿轮均选用 45 钢。其中，小齿轮调质处理，齿面硬度为 217~255HBW，平均硬度为 236HBW；大齿轮正火处理，齿面硬度为 162~217HBW，平均硬度为 189.5HBW。

大小齿轮的齿面硬度差为 46.5HBW，在 30~50HBW 范围内。因为是一般机械，故选用 8 级精度。

三、初步计算传动主要尺寸

1、设计准则

带式输送机的齿轮传动为开式传动，开式传动的主要失效形式是齿面磨损，在轮齿被磨损后往往会发生轮齿折断。由于目前对于齿面磨损尚无完善的计算方法，通常按齿根弯曲疲劳强度设计。考虑磨损的影响，将模数增大 10%-15%。

由参考文献^[1]式 8.13，齿根弯曲疲劳强度设计的公式为：

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{2KT_1 Y_F Y_S Y_\varepsilon}{\Phi_d z_1^2 [\sigma]_F}}$$

式中：

Y_F ——齿形系数，反映了轮齿几何形状对齿根弯曲应力 σ_F 的影响；

Y_S ——应力修正系数，用以考虑齿根过度圆角处的应力集中和除弯曲应力以外的其它应力对齿根应力的影响；

Y_ε ——重合度系数，是将全部载荷作用于齿顶时的齿根应力折算为载荷作用于单对齿啮合区上界点时的齿根应力系数；

K ——齿轮载荷系数；

T_1 ——作用于小齿轮的转矩，N·mm；

Φ_d ——齿宽系数；

z_1 ——小齿轮齿数；

$[\sigma]_F$ ——许用齿根弯曲应力，MPa。

2、确定小齿轮传递的转矩 T_1

小齿轮转矩的公式为：

$$T_1 = 9.55 \times 10^6 \times \frac{P_1}{n_1}$$
$$P_1 = \eta_1 \eta_2 P_d$$

式中：

η_1 ——带轮传递效率；

η_2 ——联轴器传递效率；

查参考文献[2]中表 9.1 可知，取 $\eta_1 = 0.96$ ， $\eta_2 = 0.98$ ，将其带入上式，可得：

$$P_1 = \eta_1 \eta_2 P_d = 0.96 \times 0.98 \times 4 = 3.7632 \text{ kW}$$

$$T_1 = 9.55 \times 10^6 \times \frac{P_1}{n_1} = 9.55 \times 10^6 \times \frac{3.7632}{\frac{960}{2}} = 74872 \text{ N}\cdot\text{mm}$$

3、确定载荷系数 K_t

设计中，由于速度 v 未知， K_v 不能确定，故可初选载荷系数 $K_t = 1.1 \sim 1.8$ ，不妨取 $K_t = 1.4$ 。

4、确定齿宽系数 Φ_d

查参考文献^[1]表 8.6 可知，对于齿轮相对于轴承悬臂布置的直齿软齿面齿轮，选取齿宽系数 $\Phi_d = 0.3$ 。

5、初步确定齿数 z_1

根据传动比计算公式，总传动比为

$$i_{\Sigma} = \frac{n_m}{n_w} = \frac{960}{100} = 9.6$$

带传动的传动比为 $i_1 = 2$ ，故齿轮传动比为

$$i_2 = \frac{i_{\Sigma}}{i_1} = \frac{9.6}{2} = 4.8$$

为了避免根切，取小齿轮的齿数 $z_1 = 21$ ， $z_2 = i_2 z_1 = 4.8 \times 21 = 100.8$ 。齿数应为整数且互质，选择 $z_2 = 101$ 。

计算传动比误差

$$i = \frac{z_2}{z_1} = \frac{101}{21} = 4.8095$$

$$\frac{|i - i_2|}{i_2} = \frac{0.0095}{4.8} = 0.1979\% < 5\%$$

满足设计要求。

6、确定齿形系数 Y_F 和应力修正系数 Y_S

取变位系数为 $x = 0$ ，根据参考文献^[1]图 8.19 与 8.20 得

$$Y_{F1} = 2.74; Y_{S1} = 1.57;$$

$$Y_{F2} = 2.25; Y_{S2} = 1.80$$

7、确定重合度系数 Y_{ε}

对于标准外啮合齿轮传动，端面重合度的公式为

$$\varepsilon_{\alpha} = 1.88 - 3.2 \left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right)$$

将 $z_1 = 21$ ， $z_2 = 101$ 代入有

$$\varepsilon_{\alpha} = \left[1.88 - 3.2 \left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right) \right] = 1.88 - 3.2 \left(\frac{1}{21} + \frac{1}{101} \right) = 1.696$$

由重合度系数公式可得

$$Y_{\varepsilon} = 0.25 + \frac{0.75}{\varepsilon_{\alpha}} = 0.69$$

8、确定许用弯曲应力 $[\sigma]_F$

有许用弯曲应力公式

$$[\sigma]_F = \frac{Y_N \sigma_{Flim}}{S_F}$$

式中:

σ_{Flim} ——计入了齿根应力修正系数 Y_S 之后试验齿轮的齿根弯曲疲劳极限应力;

Y_N ——齿根弯曲疲劳强度计算的寿命系数;

S_F ——齿根弯曲疲劳强度计算的安全系数;

对于齿根弯曲疲劳强度计算的安全系数,一般取 $S_F = 1.25$. 查参考文献^[1]图 8.28 曲疲劳极限应力

$$\sigma_{Flim1}=220\text{MPa}, \sigma_{Flim2}=180\text{MPa}$$

小齿轮与大齿轮的应力循环次数可按下式计算:

$$N = 60naL_{10h}$$

式中:

n ——齿轮转速, r/min;

a ——齿轮转一周,同一侧齿面啮合的次数;

L_{10h} ——齿轮的工作寿命, h。

本设计中,齿轮的工作寿命为 3 年 3 班,满足 $L_{10h} = 3 \times 365 \times 8 = 8760h$

小齿轮的应力循环次数满足

$$n_1 = \frac{n_m}{i_1} = \frac{960}{2} = 480\text{r/min}$$

$$a = 1$$

$$N_1 = 6n_1aL_{10h} = 6 \times 480 \times 1 \times 8760 = 2.523 \times 10^7 > 3 \times 10^6$$

大齿轮的应力循环次数满足

$$n_2 = \frac{n_1}{i_2} = \frac{480}{4.8095} = 99.80\text{r/min}$$

$$a = 1$$

$$N_2 = 6n_2aL_{10h} = 6 \times 99.80 \times 1 \times 8760 = 5.25 \times 10^6 > 3 \times 10^6$$

由参考文献^[1]图 8.30 可知,齿轮的弯曲强度寿命系数为

$$Y_{N1} = Y_{N2} = 1$$

故弯曲应力为

$$[\sigma]_{F1} = \frac{Y_{N1} \sigma_{Flim1}}{S_F} = \frac{1.0 \times 220}{1.25} = 176\text{MPa}$$

$$[\sigma]_{F2} = \frac{Y_{N2} \sigma_{Flim2}}{S_F} = \frac{1.0 \times 180}{1.25} = 144\text{MPa}$$

9、初算模数 m

根据先前的计算, $K_t = 1.4$, $T_1 = 74872\text{N}\cdot\text{mm}$, $\Phi_d = 0.3$, $z_1 = 21$, $Y_\varepsilon = 0.69$

对 $\frac{Y_F Y_S}{[\sigma]_F}$, 满足

$$\frac{Y_F Y_S}{[\sigma]_F} = \max\left\{\frac{Y_{F1} Y_{S1}}{[\sigma]_{F1}}, \frac{Y_{F2} Y_{S2}}{[\sigma]_{F2}}\right\} = \frac{Y_{F2} Y_{S2}}{[\sigma]_{F2}} = 0.02978$$

故对模数进行初步计算, 应满足

$$m_1 \geq \sqrt[3]{\frac{2KT_1 Y_F Y_S Y_\varepsilon}{\Phi_d z_1^2 [\sigma]_F}} = \sqrt[3]{\frac{2 \times 1.4 \times 74872 \times 0.69}{0.3 \times 21^2}} \times 0.02978 = 3.19\text{mm}$$

对于开式齿轮传动, 应考虑齿面磨损, 将上述公式计算出来的模数增加 15%, 有

$$m = (1 + 15\%)m_1 = 3.6685\text{mm}$$

四、确定传动尺寸

1、计算载荷系数

设计要求机器工作平稳, 由参考文献[1]表 8.3 查得 $K_A = 1.0$ 。

齿轮的线速度为

$$v = \frac{\pi m z_1 n_1}{60 \times 1000} = \frac{\pi \times 3.6685 \times 21 \times 480}{60 \times 1000} = 1.9362\text{m/s}$$

由参考文献^[1]图 8.7 可查得动载荷系数 $K_v = 1.13$ 。

由参考文献[1]图 8.11 得齿向载荷分布系数 $K_\beta = 1.17$, 表 8.4 可查得齿间载荷分布系数

$K_\alpha = 1.1$, 故

$$K = K_A K_v K_\beta K_\alpha = 1.0 \times 1.13 \times 1.17 \times 1.1 = 1.4543$$

这表明 K 与 K_t 相差不大, 不需要进一步修正。

2、修正模数

由上述可知, K 与 K_t 存在一定偏差, 故对模数进行修正

$$m_{\text{修}} = m \sqrt[3]{\frac{K}{K_t}} = 3.6685 \times \sqrt[3]{\frac{1.4543}{1.4}} = 3.7153$$

由参考文献[1]表 8.1, 圆整模数为第一系列标准模数, 取 $m = 4\text{mm}$ 。

3、计算传动尺寸

中心距满足

$$a = \frac{1}{2}m(z_1 + z_2) = \frac{1}{2} \times 4 \times (21 + 101) = 244\text{mm}$$

齿轮分度圆满足

$$d_1 = mz_1 = 84\text{mm}; d_2 = mz_2 = 404\text{mm}$$

$$b = \Phi_d d_1 = 25\text{mm}.$$

取 $b_2 = b = 25.2\text{mm}$, 则小齿轮 $b_1 = b + 5 \sim 10\text{mm} = 30.2 \sim 35.2\text{mm}$ 。齿宽应圆整, 故取 $b_1 = 34\text{mm}, b_2 = 25\text{mm}$

五、校核齿面接触疲劳强度

根据齿面疲劳接触强度的校核公式

$$\sigma_H = Z_E Z_H Z_\varepsilon \sqrt{\frac{KF_t u \pm 1}{bd_1 u}} \leq [\sigma]_H$$

由大小齿轮材料均为 45 钢, 故材料弹性系数 $Z_E = 189.8\sqrt{\text{MPa}}$ 。

由于端面重合度 $\varepsilon_\alpha = 1.696$, 根据参考文献^[1]图 8.15, 有 $Z_\varepsilon = 0.87$ 。

对其他参数, $K = 1.4543$, $F_t = \frac{2T_1}{d_1} = 1800.86\text{N}$, $d_1 = 84\text{mm}$, $b = b_1 = 32\text{mm}$, $u =$

$$\frac{z_2}{z_1} = 4.81.$$

故齿面疲劳强度为

$$\sigma_H = Z_E Z_H Z_\varepsilon \sqrt{\frac{KF_t u \pm 1}{bd_1 u}} = 189.8 \times 2.44 \times 0.87 \times \sqrt{\frac{1.4543 \times 1800.86 \times 4.81 + 1}{32 \times 84 \times 4.81}} = 437.09\text{MPa}$$

对许用接触应力有

$$[\sigma]_H = \frac{Z_N \sigma_{Hlim}}{S_H}$$

由先前计算可知, $N_1 = 5.184 \times 10^7$, $N_2 = 1.018 \times 10^7$, 由参考文献^[1]图 8.29 可查齿面接触疲劳强度系数为

$$Z_{N1} = 1.2; Z_{N2} = 1.35;$$

对接触强度安全系数 S_H , 通常取 $S_H = 1.0$, 由图 8.28 可查齿面接触疲劳强度极限应力为

$$\sigma_{Hlim1} = 580\text{MPa}; \sigma_{Hlim2} = 370\text{MPa};$$

故许用接触应力为

$$[\sigma]_{H1} = \frac{Z_{N1} \sigma_{Hlim1}}{S_H} = 696\text{MPa}$$

$$[\sigma]_{H2} = \frac{Z_{N2} \sigma_{Hlim2}}{S_H} = 499.5\text{MPa}$$

有

$$[\sigma]_H = \min\{[\sigma]_{H1}, [\sigma]_{H2}\} = 499.5\text{MPa}$$

可见, $\sigma_H = 372.79\text{MPa} < [\sigma]_H = 499.5\text{MPa}$ 符合要求。

六、计算齿轮其他几何尺寸

由于小齿轮采用正变位, 圆整中心距 $a' = 245\text{mm}$
小齿轮尺寸:

$$\text{分度圆直径} \quad d_1 = mz_1 = 84$$

$$\text{齿顶高} \quad h_{a1} = mh_a^* = 4$$

$$\text{齿根高} \quad h_{f1} = m(h_a^* + c^*) = 5$$

$$\text{齿顶圆直径} \quad d_{a1} = d_1 + 2h_{a1} = 92$$

$$\text{齿根圆直径} \quad d_{f1} = d_1 - 2h_{f1} = 74;$$

$$\text{齿宽} \quad b_1 = 34$$

大齿轮尺寸:

$$\text{分度圆直径} \quad d_2 = mz_2 = 404$$

$$\text{齿顶高} \quad h_{a2} = mh_a^* = 4$$

$$\text{齿根高} \quad h_{f2} = m(h_a^* + c^*) = 5$$

$$\text{齿顶圆直径} \quad d_{a2} = d_2 + 2h_{a2} = 412$$

$$\text{齿根圆直径} \quad d_{f2} = d_2 - 2h_{f2} = 394$$

$$\text{齿宽} \quad b_2 = 25$$

七、齿轮结构设计

1、确定齿轮结构形式

根据先前计算，大齿轮齿顶圆直径为 $d_{a2} = d_2 + 2h_{a2} = 412mm$ ，满足 $200 \leq d_{a2} \leq 500mm$ ，由参考文献[1]，为了减少质量和节约材料，采用锻造腹板式结构。为降低成本、提高效率、适于批量生产，采用模锻的加工方法，起模斜度为 1:10。

2、轮毂孔径的确定

大齿轮轮毂孔径是根据与孔相配合的轴径确定，此处按照扭矩初算轴径：

$$d \geq C \sqrt[3]{\frac{P}{n}}$$

式中：

d ——轴的直径，mm；

P ——轴传递的功率，kW；

n ——轴的转速， $n=100r/min$ ；

C ——由许用扭转剪应力确定的系数。

由参考文献[1]表 10.2 查得许用扭转切应力系数 $C = 126 \sim 103$ ，取 $C = 110$ 。

由参考文献[2]表 9.1 可查得 8 级精度的一般齿轮传动效率 $\eta_3 = 0.97$ ，有

$$P_2 = \eta_3 P_1 = 0.97 \times 3.8016 = 3.6876$$

故

$$d \geq C \sqrt[3]{\frac{P_2}{n_2}} = 110 \times \sqrt[3]{\frac{3.6876}{99.80}} = 36.64mm$$

轴与大齿轮用键连接，轴颈上有键槽，故应将轴颈增大 5%，有

$$d \geq (1 + 5\%)d_t = (1 + 5\%) \times 36.64mm = 38.47mm$$

圆整取轴颈 $d = 40mm$ 。

根据参考文献[2]表 11.27 可知，键的公称尺寸 $b \times h = 12mm \times 8mm$ ，轮毂上键槽的尺寸满足 $b = 12mm$ ， $t_2 = 3.3mm$ 。

3、大齿轮结构尺寸确定

相关尺寸位置如下图 1 所示，并列于表 1 中。

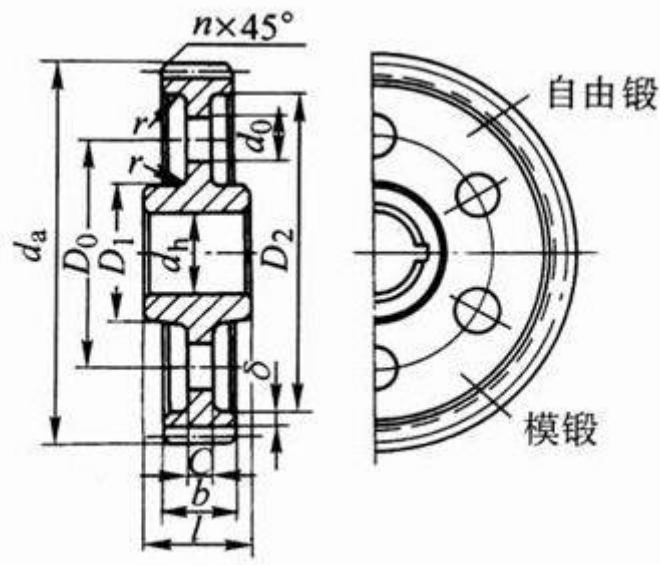


图 1 腹板式齿轮结构示意图

表 1 尺寸参数列表

结构参数	设计值	单位
d_2	404	mm
h_{a2}	4	mm
h_{f2}	5	mm
d_{a2}	412	mm
d_{f2}	394	mm
b_2	25	mm
d_k	40	mm
D_1	64	mm
D_2	372	mm
L	60	mm
r	3	mm
c	6	mm
D_0	218	mm
d_0	77	mm

参考文献

- [1] 王黎钦, 陈铁铭. 机械设计. 6 版. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学出版社, 2017.
- [2] 宋宝玉. 机械设计课程设计指导书. 北京: 高等教育出版社, 2006.
- [3] 王连明, 宋宝玉. 机械设计课程设计. 3 版. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学出版社, 2007.
- [4] 张锋, 宋宝玉. 机械设计大作业指导书. 北京: 高等教育出版社, 2009.