

# 哈尔滨工业大学（深圳）

## 机械设计大作业设计说明书

设计题目：         齿轮传动设计          
院    系：         机电工程与自动化学院          
班    级：         机械二班          
设 计 者：         杨敬轩          
学    号：         SZ160310217          
指导教师：         胡泓          
设计日期：         2018年11月13日        



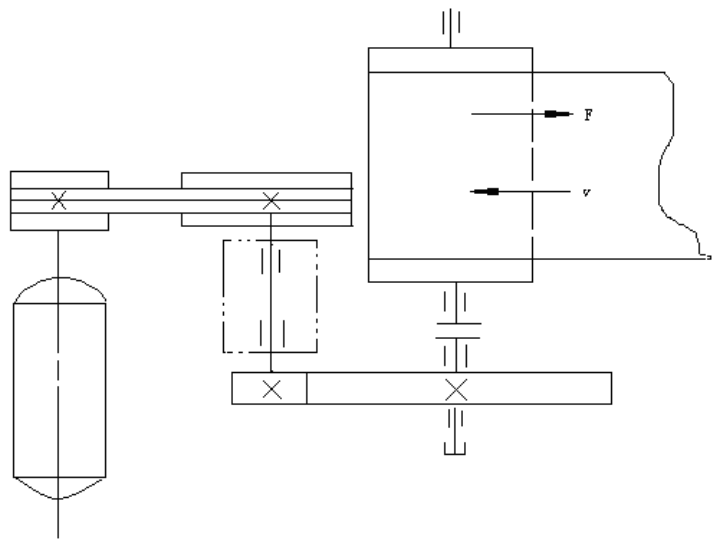
哈尔滨工业大学(深圳)  
HARBIN INSTITUTE OF TECHNOLOGY, SHENZHEN

# 哈尔滨工业大学（深圳）

## 机械设计大作业设计任务书

题目：         齿轮传动设计        

带式运输机的传动方案如下图所示，机器工作平稳、单向回转、成批生产，其他数据见下表。



带式运输机的传动方案示意图

带式运输机中齿轮传动的已知数据

方案	电动机工作 功率 $P_d/\text{kW}$	电动机满载转 速 $n_m/(\text{r}/\text{min})$	工作机的转 速 $n_w/(\text{r}/\text{min})$	第一级 传动比 $i_1$	轴承座中 心高 $H/\text{mm}$	最短工作 年限	工作 环境
5.1.4	2.2	940	80	2.1	160	5 年 2 班	室内 清洁

## 目 录

目 录.....	I
一、选择齿轮材料、热处理方式和精度等级.....	1
二、初步计算传动主要尺寸.....	1
2.1 小齿轮传递的扭矩.....	1
2.2 确定载荷系数.....	2
2.3 确定齿宽系数.....	2
2.4 初步确定齿轮齿数.....	2
2.5 确定齿形系数和应力修正系数.....	3
2.6 确定重合度系数.....	3
2.7 确定许用弯曲应力.....	3
2.8 初算模数.....	4
三、确定传动尺寸.....	5
3.1 计算载荷系数.....	5
3.2 修正模数.....	5
3.3 计算传动尺寸.....	5
四、确定大齿轮结构尺寸.....	6
4.1 齿轮结构型式的确定.....	6
4.2 轮毂孔径的确定.....	6
4.3 齿轮结构尺寸的确定.....	7
五、设计参数总表.....	8
六、参考文献.....	9

## 一、选择齿轮材料、热处理方式和精度等级

考虑到带式输送机为一般机械，故大小齿轮均选用 45 号钢，采用软齿面，由参考文献[2]表 8.2 查得：小齿轮调质处理，齿面硬度为 217~255 HBW，平均硬度 236 HBW；大齿轮正火处理，齿面硬度 162~217 HBW，平均硬度 190 HBW。大、小齿轮齿面平均硬度差为 46 HBW，在 30~50 HBS 范围内。选用 8 级精度。

## 二、初步计算传动主要尺寸

因为齿轮采用软齿面开式传动，齿面磨损是其主要失效形式。由于目前对于齿面磨损尚无完善的计算方法，因此通常按齿根疲劳强度进行设计，然后考虑磨损的影响，一般将算的模数增大 10%~15%之后再取标准值，之后无需再对齿轮进行接触疲劳强度校核。

下面初步确定按齿根弯曲疲劳强度设计齿轮传动主要参数和尺寸。齿根弯曲疲劳强度设计公式：

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{2KT_1}{\phi_d z_1^2} \cdot \frac{Y_F Y_S Y_\varepsilon}{[\sigma_F]}} \quad (1)$$

式中： $Y_F$ ——齿形系数，反映了轮齿几何形状对齿根弯曲应力的影响；

$Y_S$ ——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；

$Y_\varepsilon$ ——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；

$[\sigma_F]$ ——许用齿根弯曲应力。

下面分别计算(1)式中的各个参数。

### 2.1 小齿轮传递的扭矩

$$T_1 = 9.55 \times 10^6 \times \frac{P_1}{n_1} \quad (2)$$

$$P_1 = \eta_{V带} \eta_{轴承} P_d \quad (3)$$

式中： $\eta_{V带}$ ——V 带传动效率；

$\eta_{轴承}$ ——滚动轴承效率。

由参考文献[1]表 9.1 查得 $\eta_{V带} = 0.96$ 。由于没有轴向力的存在，且载荷、转速较低，故选用深沟球轴承， $\eta_{轴承} = 0.99$ ，代入(3)式得：

$$P_1 = \eta_{V带} \eta_{轴承} P_d = 0.96 \times 0.99 \times 2.2 \text{ kW} = 2.09 \text{ kW} \quad (4)$$

由 V 带传动的设计数据可知 V 带传动的传动比 $i_{V带} = 2$ ，故小齿轮转速为：

$$n_1 = \frac{n}{i_{V带}} = \frac{940}{2} \text{ r/min} = 470 \text{ r/min} \quad (5)$$

所以，小齿轮传递的扭矩为：

$$T_1 = 9.55 \times 10^6 \times \frac{2.09}{470} \text{ N} \cdot \text{mm} = 42467 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (6)$$

## 2.2 确定载荷系数

设计时，因 $v$ 值未知， $K_v$ 不能确定，故可初选载荷系数 $K_t = 1.1 \sim 1.8$ ，这里初取 $K_t = 1.4$ 。

## 2.3 确定齿宽系数

初步设计齿轮在轴承上为非对称布置，软齿面，查参考文献[2]表 8.6，选取齿宽系数 $\phi_d = 1.0$ 。

## 2.4 初步确定齿轮齿数

初选小齿轮齿数 $z_1 = 19$ ，齿轮传动的传动比为：

$$i_{\text{齿轮}} = \frac{n_m}{n_w i_{V带}} = \frac{940}{80 \times 2} = 5.875 \quad (7)$$

故大齿轮齿数为：

$$z_2 = z_1 i_{\text{齿轮}} = 19 \times 5.875 = 111.625 \quad (8)$$

取 $z_2 = 112$ ，传动比为：

$$i'_{\text{齿轮}} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{112}{19} = 5.895 \quad (9)$$

此时传动比误差为：

$$\varepsilon = \left| \frac{i_{\text{齿轮}} - i'_{\text{齿轮}}}{i_{\text{齿轮}}} \right| \times 100\% = \left| \frac{5.875 - 5.895}{5.875} \right| \times 100\% = 0.336\% < 5\% \quad (10)$$

## 2.5 确定齿形系数和应力修正系数

由参考文献[2]图 8.19 得齿形系数为：

$$Y_{F1} = 2.78, \quad Y_{F2} = 2.21 \quad (11)$$

由参考文献[2]图 8.20 得应力修正系数为：

$$Y_{S1} = 1.54, \quad Y_{S2} = 1.82 \quad (12)$$

## 2.6 确定重合度系数

对于标准外啮合齿轮传动，端面重合度为：

$$\varepsilon_\alpha = 1.88 - 3.2 \times \left( \frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right) \quad (13)$$

将  $z_1 = 19$ 、 $z_2 = 112$  代入(13)式得：

$$\varepsilon_\alpha = 1.88 - 3.2 \times \left( \frac{1}{19} + \frac{1}{112} \right) = 1.683 \quad (14)$$

由参考文献[2]式 8.14 得重合度系数为：

$$Y_\varepsilon = 0.25 + \frac{0.75}{\varepsilon_\alpha} = 0.25 + \frac{0.75}{1.683} = 0.696 \quad (15)$$

## 2.7 确定许用弯曲应力

$$[\sigma_F] = \frac{Y_N \sigma_{F \lim}}{S_F} \quad (16)$$

式中：  $\sigma_{F \lim}$  ——记入了齿根应力修正系数之后，试验齿轮的齿根弯曲疲劳极限应力。由参考文献[2]图 8.28 查得弯曲疲劳极限应力：

$$\sigma_{F \lim 1} = 230 \text{ MPa}, \quad \sigma_{F \lim 2} = 170 \text{ MPa} \quad (17)$$

$S_F$  ——安全系数；与接触疲劳损伤（点蚀）相比，断齿的后果更为严重。

所以，一般取  $S_F = 1.25$ ；

$Y_N$  ——弯曲强度计算的寿命系数，当设计齿轮为有限寿命时，用寿命系数提高其极限应力，由参考文献[2]图 8.30 查取。

小齿轮与大齿轮的应力循环次数可按下式计算：

$$N = 60naL_h \quad (18)$$

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；

$L_h$  ——齿轮的工作寿命，h。

大、小齿轮均为单侧齿面工作，故 $a=1$ 。5 年 2 班制，每年工作日一般按照 250 天计，故齿轮的工作寿命为：

$$L_h = 2 \times 8 \times 250 \times 5 \text{ h} = 20000 \text{ h} \quad (19)$$

小齿轮转速 $n_1 = 470 \text{ r/min}$ ，则大齿轮转速为：

$$n_2 = \frac{n_1}{i'_{\text{齿轮}}} = \frac{470}{5.895} = 79.729 \text{ r/min} \quad (20)$$

代入数值到(18)式中，对小齿轮和大齿轮分别有：

$$N_1 = 60n_1aL_h = 60 \times 470 \times 1 \times 20000 = 5.64 \times 10^8 \quad (21)$$

$$N_2 = 60n_2aL_h = 60 \times 79.729 \times 1 \times 20000 = 9.567 \times 10^7 \quad (22)$$

由参考文献[2]图 8.30 得，弯曲强度寿命系数为：

$$Y_{N1} = Y_{N2} = 1.0 \quad (23)$$

故许用弯曲应力为：

$$[\sigma_{F1}] = \frac{Y_{N1}\sigma_{F\text{lim}1}}{S_F} = \frac{1.0 \times 230}{1.25} \text{ MPa} = 184 \text{ MPa} \quad (24)$$

$$[\sigma_{F2}] = \frac{Y_{N2}\sigma_{F\text{lim}2}}{S_F} = \frac{1.0 \times 170}{1.25} \text{ MPa} = 136 \text{ MPa} \quad (25)$$

$$\frac{Y_{F1}Y_{S1}}{[\sigma_{F1}]} = \frac{2.78 \times 1.54}{184} = 0.0233 \quad (26)$$

$$\frac{Y_{F2}Y_{S2}}{[\sigma_{F2}]} = \frac{2.21 \times 1.82}{136} = 0.0296 \quad (27)$$

计算 $m$ 时，取 $\frac{Y_F Y_S}{[\sigma_F]}$ 的最大值，故取

$$\frac{Y_F Y_S}{[\sigma_F]} = \max \left\{ \frac{Y_{F1}Y_{S1}}{[\sigma_{F1}]}, \frac{Y_{F2}Y_{S2}}{[\sigma_{F2}]} \right\} = \max \{0.0233, 0.0296\} = 0.0296 \quad (28)$$

## 2.8 初算模数

将以上数据代入(1)式可得：

$$m_t \geq \sqrt[3]{\frac{2KT_1}{\phi_d z_1^2} \cdot \frac{Y_F Y_S}{[\sigma_F]} \cdot Y_\epsilon} = \sqrt[3]{\frac{2 \times 1.4 \times 42467}{1.0 \times 19^2} \times 0.0296 \times 0.696} = 1.893 \quad (29)$$

对于开式齿轮传动，为考虑齿面磨损，要将上式计算出来的模数增大 10% ~ 15%，则

$$m \geq (1.1m_t \sim 1.15m_t) = (1.1 \times 1.893 \sim 1.15 \times 1.893) = 2.082 \sim 2.177 \text{ mm} \quad (30)$$

取增大 15%，得 $m_t \geq 2.177 \text{ mm}$ ，故设计时取 $m_t = 2.177 \text{ mm}$ 。

### 三、确定传动尺寸

#### 3.1 计算载荷系数

设计要求机器工作平稳，由参考文献[2]表 8.3 查得使用系数  $K_A = 1.00$ 。

$$v = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \times 1000} = \frac{\pi m z_1 n_1}{60 \times 1000} = \frac{\pi \times 2.177 \times 19 \times 470}{60 \times 1000} \text{ m/s} = 1.018 \text{ m/s} \quad (31)$$

由参考文献[2]图 8.7 查得动载荷系数  $K_v = 1.11$ ，根据  $\phi_d = 1.0$ ，非对称布置（轴刚性小），软齿面，查参考文献[2]图 8.11 得齿向载荷分布系数  $K_\beta = 1.15$ 。

由参考文献[3]表 12-11 查得  $v = 1.018 \text{ m/s} < 2 \text{ m/s}$  时传动平稳性精度等级为 9 级，再由参考文献[2]表 8.4 得未经表面硬化直齿轮的齿间载荷分布系数  $K_\alpha = 1.2$ ，则载荷系数为：

$$K = K_A K_v K_\beta K_\alpha = 1.00 \times 1.11 \times 1.15 \times 1.2 = 1.532 \quad (32)$$

#### 3.2 修正模数

由(1)式可知，修正前后模数与载荷系数的比例关系为：

$$\frac{m}{m_t} = \sqrt[3]{\frac{K}{K_t}} \quad (33)$$

则修正后的模数为：

$$m = m_t \sqrt[3]{\frac{K}{K_t}} = 2.177 \times \sqrt[3]{\frac{1.532}{1.4}} = 2.243 \quad (34)$$

由参考文献[2]表 8.1，圆整取第一系列标准模数  $m = 2.5$ 。

#### 3.3 计算传动尺寸

中心距为：

$$a = \frac{m(z_1 + z_2)}{2} = \frac{2.5 \times (19 + 112)}{2} = 163.75 \quad (35)$$

对直齿圆柱齿轮传动，圆整中心距的方法有两种，即采用变位齿轮和改变  $m$  和  $z$  的搭配。当  $z$  变化后，传动比会有变化，但对传动比准确性要求不高的机械，

$\left| \frac{\Delta i}{i} \right| \leq 5\%$  是允许的。

中心距要求按 0，5 结尾来圆整，可取  $z_1 = 19$ ， $z_2 = 113$ ，则中心距为：



$$a = \frac{m(z_1 + z_2)}{2} = \frac{2.5 \times (19 + 113)}{2} = 165 \quad (36)$$

此时，传动比为：

$$i''_{\text{齿轮}} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{113}{19} = 5.947 \quad (37)$$

则传动比误差为：

$$\varepsilon = \left| \frac{i_{\text{齿轮}} - i''_{\text{齿轮}}}{i_{\text{齿轮}}} \right| \times 100\% = \left| \frac{5.875 - 5.947}{5.875} \right| \times 100\% = 1.23\% < 5\% \quad (38)$$

传动比误差在允许范围内，所以，

$$d_1 = mz_1 = 2.5 \times 19 \text{ mm} = 47.5 \text{ mm} \quad (39)$$

$$d_2 = mz_2 = 2.5 \times 113 \text{ mm} = 282.5 \text{ mm} \quad (40)$$

$$b = \phi_d d_1 = 1.0 \times 47.5 \text{ mm} = 47.5 \text{ mm} \quad (41)$$

齿宽应圆整，取  $b = 50 \text{ mm}$ ， $b_2 = b = 50 \text{ mm}$ ， $b_1 = 55 \text{ mm}$ 。

## 四、确定大齿轮结构尺寸

### 4.1 齿轮结构型式的确定

齿顶圆直径为：

$$\begin{aligned} d_{a2} &= d_2 + 2h_a \\ &= mz_2 + 2h_a^* m \\ &= (2.5 \times 113 + 2 \times 1 \times 2.5) \text{ mm} \\ &= 287.5 \text{ mm} \end{aligned} \quad (42)$$

由于采用模锻工艺，查参考文献[2]图 8.38 可知，选择锻造腹板式齿轮结构。

### 4.2 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：

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{9.55 \times 10^6 \times \frac{P}{n}}{0.2[\tau]}} = C \cdot \sqrt[3]{\frac{P}{n}} \quad (43)$$

式中： $d$ ——轴的直径，mm；

$\tau$ ——轴剖面中最大扭转剪应力，MPa；

$P$ ——轴传递的功率，kW；

$n$  ——轴的转速, r/min;

$[\tau]$  ——许用扭转剪应力, MPa;

$C$  ——由许用扭转剪应力确定的系数。

根据参考文献[2]表 10.2 查得 45 号钢  $C = 126 \sim 103$ , 取  $C = 120$ ,

$$P = P_1 = 2.09 \text{ kW} \quad (44)$$

$$n_2 = \frac{n_1}{i''_{\text{齿轮}}} = \frac{470}{5.947} \text{ r/min} = 79.031 \text{ r/min} \quad (45)$$

所以,

$$d \geq C \cdot \sqrt[3]{\frac{P_1}{n_2}} = 120 \times \sqrt[3]{\frac{2.09}{79.031}} \text{ mm} = 35.752 \text{ mm} \quad (46)$$

本方案中, 轴颈上有一个键槽, 应将轴径增大 5%, 即

$$d \geq (1 + 5\%) \times 35.752 \text{ mm} = 37.54 \text{ mm} \quad (47)$$

按照 GB/T 2822—2005 的 Ra20 系列圆整, 取  $d = 40 \text{ mm}$ 。

查参考文献[1]表 11.27, 键的公称尺寸  $b \times h = 12 \times 8$ , 轮毂上键槽的尺寸为  $b = 12 \text{ mm}$ ,  $t_2 = 3.3 \text{ mm}$ 。

### 4.3 齿轮结构尺寸的确定

由参考文献[2]图 8.38 得:

$$b = 50 \text{ mm};$$

$$d = 282.5 \text{ mm};$$

$$d_k = 40 \text{ mm};$$

$$d_{a2} = 287.5 \text{ mm};$$

$$D_1 \approx 1.6d_k = 1.6 \times 40 \text{ mm} = 64 \text{ mm}, \text{ 取 } D_1 = 64 \text{ mm};$$

$$D_2 \approx d_a - 10m = (287.5 - 10 \times 2.5) \text{ mm} = 262.5 \text{ mm}, \text{ 取 } D_2 = 260 \text{ mm};$$

$$D_0 \approx 0.5(D_1 + D_2) = 0.5 \times (64 + 260) \text{ mm} = 162 \text{ mm}, \text{ 取 } D_0 = 162 \text{ mm};$$

$$d_0 \approx 0.25(D_2 - D_1) = 0.25 \times (260 - 64) \text{ mm} = 49 \text{ mm}, \text{ 取 } d_0 = 50 \text{ mm};$$

$$\delta_0 = (2.5 \sim 4)m = (6.25 \sim 10) \text{ mm} \geq 10 \text{ mm}, \text{ 取 } \delta_0 = 10 \text{ mm};$$

$$c = (0.2 \sim 0.3)b = (10 \sim 15) \text{ mm}, \text{ 取 } c = 12 \text{ mm};$$

$$L = (1.2 \sim 1.5)d_k = (48 \sim 60) \text{ mm}, \text{ 取 } L = 60 \text{ mm};$$

$$r = 0.5c = 0.5 \times 12 \text{ mm} = 6 \text{ mm}。$$

## 五、设计参数总表

表 1 齿轮传动设计参数表

序号	符号/单位	数值	序号	符号/单位	数值
1	$P/\text{kW}$	2.2	25	$n_m/(\text{r}/\text{min})$	940
2	$n_w/(\text{r}/\text{min})$	80	26	$i_1$	2.1
3	$H/\text{mm}$	160	27	$\eta_{\text{V带}}$	0.96
4	$\eta_{\text{轴承}}$	0.99	28	$P_1/\text{kW}$	2.09
5	$n_1/(\text{r}/\text{min})$	470	29	$T_1/(\text{N}\cdot\text{mm})$	42467
6	$K_t$	1.4	30	$\phi_d$	1.0
7	$z_1$	19	31	$z_2$	113
8	$Y_{F1}$	2.78	32	$Y_{F2}$	2.21
9	$Y_{S1}$	1.54	33	$Y_{S2}$	1.82
10	$\varepsilon_\alpha$	1.683	34	$Y_e$	0.696
11	$\sigma_{F \lim 1}/\text{MPa}$	230	35	$\sigma_{F \lim 2}/\text{MPa}$	170
12	$S_F$	1.25	36	$L_h/h$	20000
13	$n_2/(\text{r}/\text{min})$	79.031	37	$N_1$	$5.64 \times 10^8$
14	$N_2$	$9.567 \times 10^7$	38	$K$	1.532
15	$m/\text{mm}$	2.5	39	$a/\text{mm}$	165
16	$d_1/\text{mm}$	47.5	40	$d_2/\text{mm}$	282.5
17	$b_1/\text{mm}$	55	41	$b_2/\text{mm}$	50
18	$d_{a2}/\text{mm}$	287.5	42	$d_k/\text{mm}$	40
19	$b_{\text{键槽}}/\text{mm}$	12	43	$h_{\text{键槽}}/\text{mm}$	8
20	$b_{\text{毂槽}}/\text{mm}$	12	44	$t_2/\text{mm}$	3.3
21	$D_1/\text{mm}$	64	45	$D_2/\text{mm}$	260
22	$D_0/\text{mm}$	162	46	$d_0/\text{mm}$	50
23	$\delta_0/\text{mm}$	10	47	$c/\text{mm}$	12
24	$L/\text{mm}$	60	48	$r/\text{mm}$	6

## 六、参考文献

- [1] 宋宝玉. 机械设计课程设计指导书[M]. 北京:高等教育出版社, 2016.
- [2] 王黎钦, 陈铁鸣. 机械设计[M]. 哈尔滨:哈尔滨工业大学出版社, 2015.
- [3] 王伯平. 互换性与测量技术基础[M].北京:机械工业出版社, 2017.
- [4] 张锋, 宋宝玉. 机械设计大作业指导书[M]. 北京:高等教育出版社, 2009.
- [5] 王熙宁, 裘建军. 画法几何及机械制图[M]. 北京:高等教育出版社, 2015.