

设计题目：带式运输机传动装置的设计

系（部）：太原工业学院高职部

专业：机械设计制造及其自动化

班级：G06B503

学生姓名：李伟杰

学号：08

指导教师：吴原生

日期：2008年12月

.....  
..... - 1 - 一、课程设计题目：设计带式运输机传动装置  
..... - 1 -

二、设计任务：.....  
..... - 1 -

三、课程设计内容：.....  
..... - 1 -

四、设计进度：.....  
..... - 1 -

..... - 1 -

一、传动方案：.....  
..... - 1 - 二、该方案的优缺点：

.....  
- 2 -

三、电动机的选择：.....  
..... - 2 - 四、传动装置总传动比的确定及个积分传动比的分配：  
..... - 3 -

五、计算传动装置的运动和动力参数  
..... - 3 -  
.....  
..... - 4 -

一、高速级减速齿轮设计（斜齿圆柱齿轮）  
..... - 4 -

二、低速级齿轮（斜齿圆柱齿轮）的设计  
..... - 10 -  
.....  
..... - 12 - 一、高速级轴的设计计算与校核

..... - 12 -  
二、中间轴的结构设计  
..... -  
17 -

三、低速轴的结构设计  
..... -  
18 -  
.....  
..... - 20 -

二. 中间轴上键的选择与校核  
..... - 20 -

三. 低速轴上键的选择与校核  
..... - 20 -  
.....  
- 20 -

.....  
..... - 21 -

.....  
..... - 22 -

(简图如下) 原始数据:

8

运输机的工作拉力 $F/(N)$  4000

题号参 运输带的工作速度 $V(m/s)$  1.6 数

卷筒直径 $D(mm)$  400

已知条件:

1)、工作条件:两班制,连续单向运转,载荷较平稳,室内工作,有粉尘,环境最高温度 $35^{\circ}C$ 。

2)、使用折旧期:8年(寿命

)

$h, 8, 300, 8, 2, 38400$ 小时3)、检修间隔期:四年一大修,两年一中修,半年一小修

。4)、动力源:电力,三相交流,电压 $380/220$

5)、运输机速度允许误差 $\pm 5\%$

6)、一般机械厂制造,小批量生产。

1) 按给定的原始数据(编号8),传动方案(编号d)设计减速器装置。

2) 减速器装配图1张(A0)

3) 零件图(齿轮、轴)2张(A3)

4) 设计说明书一份。

1) 传动方案的选择

2) 电动机的选择

3) 斜齿轮传动的设计计算

4) 轴的设计

5) 滚动轴承的选择

6) 联轴器与键的选择、校核

7) 零件图、装配图的绘制

8) 设计计算说明书的编写

1)、第一阶段：总体计算和传动件的参数计算

2)、第二阶段：轴与轴系零件的设计

3)、第三阶段：轴、轴承、联轴器、键的校核

4)、第四阶段：零件图、装配图的绘制

二级同轴式圆柱斜齿轮减速器（方案简图如下）

- 1 - 第 - 1 - 页 共 26 页

减速器横向尺寸较小，两大轮浸油深度可大致相同。齿轮相对于轴承对称布置。结构较复杂，轴向

尺寸大，中间轴较长、刚度差、润滑困难。

(1) 确定运输机所需功率 $P_w$

由设计手册表1—7查得：卷筒效率 $\eta_1=0.96$ ，已知运输带的工作拉力 $F=4000$   
N，工作速度 $v=1.6$  m/s

将数据代入公式 $P_w = \frac{Fv}{1000\eta_1}$

$$4000 \times 1.6 = 6.671000 \times 0.96$$

(2) 确定电动机额定功率 $P_w$

由课程设计手册表1-7查得：弹性联轴器效率 $\eta_2=0.99$  联

一对滚动轴承（球轴承）的效率 $\eta_3=0.99$  承

8级精度一般齿轮啮合传动效率 $\eta_4=0.97$  齿据设计手册第18页公式(13-4)  $\eta_{总} = \eta_1 \eta_2 \eta_3 \eta_4$  ? ? , 012 n

232则：传动装置的总效率 $\eta_{总}$  联齿承

232,,0.99 , 0.99 , 0.97

,0.904

- 2 - 第 - 2 - 页 共 26 页

$P=6.67\text{ kW}$ ,  $P_w, 7.38\text{ kW}$ 电动机所需的实际功率  $m, 0.904$

上式中  $P$ ——运输机所需效率。  $w$

'(3) 确定电动机转速  $n_m$

60 , 1000 , 1.6卷筒转速 :  $n_w, 76.4\text{ r/min}$   $w 3.14 , 400$

上式中 :  $D$ ——卷筒直径 ,

,——卷筒线速度 ( 运输带工作速度 ) 。

'根据设计手册第185页式 ( 13-5 ) 得 , 电动机转速可选范围 :  $i, i, n_i$ 式中 : ——

圆柱齿轮  $n_w m$ 齿齿齿传动比 , ——卷筒转速  $n_w$

由设计手册表1-8查得 , 单机圆柱齿轮传动比的范围  $i=4\sim 6$  齿

2' , ,  $n, 4\sim 6 , 76.4$ '  $m$ 将数据代入得 : 根据电动机所需功率 , 转速 = 1222~2750

,  $P, 7.38\text{ kW}$   $n_m, 1222\sim 2750\text{ min}$

由课程设计手册表1-2 Y系列 ( IP44 ) 电动机的技术数据选定电动机型号Y132M-4

,技术数据如下图 :

型号 额定功率/kw 满载转速r/min 堵转转矩 最大转矩 质量kg

Y132M-4 7.5 1440 2.2 2.3 81 外型尺寸如下 ( 有设计手册表12-3查得 ) :

机座号 A B C D E F G L

132M 216 178 89 28 80 10 33 515

计算总传动比 :

$n 1440\text{ m}_i, 18.85\text{ n} 76.4\text{ w}$

同时,, $i_1 i_2$

式中——减速器总传动比*i*

——高速级齿轮传动比*i<sub>1</sub>*

——低速级齿轮传动比*i<sub>2</sub>*

$i_1, i_2, i, 18.85, 4.34$ 由机械设计手册推荐,同轴式二级圆柱齿轮减速器

则*i<sub>1</sub>*,*i<sub>2</sub>*, $4.34$

$n_1, 1440 \text{ r/min}$

(1) 电动机轴:  $P_1, 7.5 \text{ kW}$

$9550, P_1, 9550, 7.5, T_1, 49.74 \text{ N}\cdot\text{m}, n_1, 1440 \text{ r/min}$

- 3 - 第 - 3 - 页 共 26 页

$n_2, n_1, 1440 \text{ r/min}$

$P_2, P_1, 7.5, 0.99, 0.99, 7.35 \text{ kW}$ (2) 减速器高速轴1:  $m$ 承联

$T_2, T_1, 49.74, 0.99, 0.99, 48.75 \text{ N}\cdot\text{m}$ 承联

$n_2, 1440, n_3, 331.8 \text{ r/min}, i_1, 4.34$ 1齿

(3) 减速器中间轴2:  $P_3, P_2, 7.35, 0.99, 0.99, 7.06 \text{ kW}$ 21承齿

$T_3, T_2, 48.75, 4.34, 0.99, 0.97, 209.5 \text{ N}\cdot\text{m}$ 21承1齿齿

$n_3, 331.8, n_4, 76.45 \text{ r/min}, i_2, 4.34$ 2齿

(4) 减速器低速轴3:  $P_4, P_3, 7.06, 0.99, 0.97, 6.78 \text{ kW}$ 32承齿

$T_4, T_3, 209.5, 4.34, 0.99, 0.97, 873.13 \text{ N}\cdot\text{m}$ 32承2齿齿

(5) 卷筒轴:  $T_5, T_4, 873.13, 0.99, 0.99, 855.75 \text{ N}\cdot\text{m}$ 43承联

将运动和动力参数计算结果整理并列于下表：

电动机轴 高速轴1 中间轴2 低速轴3 卷筒轴 轴名 参数

转速n(r/min) 1440 1440 331.8 76.45 76.45

功率P(kw) 7.5 7.35 7.06 6.78

转矩T(Nm) 49.74 48.75 209.5 873.13 855.75

传动比i 1 1  $i, 4.34$   $i, 4.34$  12

效率 $\eta$  0.99 , 0.990.99 , 0.970.99 , 0.97

(1) 齿轮的材料，精度和齿数选择

因传递功率不大，转速不高，均用软齿面。齿轮精度用7级，软齿面闭式传动，失效形式为点蚀。选择小齿轮材料为40Cr（调质），硬度为280HBS，大齿轮材料为45钢（调质），硬度为240HBS，二者材料硬度差为40HBS。

(2) 设计计算

1) 设计准则，按齿面接触疲劳强度计算，再按齿根弯曲疲劳强度校核。

2) 按齿面接触疲劳强度设计，由《机械设计》式（10-21）

$$32, , 2KTZZu, 11tHE, , d1, , , u, , , , , d, H$$

- 4 - 第 - 4 - 页 共 26 页

计算过程 结果

(3) 初定齿数比u和大小齿数以及螺旋角，

$$Z_2 u, Z_1$$

由《机械传动装置设计手册》（上册）第168页推荐值，取  $u, 4.34, 4$   $u, i, 4.34, 4$  1齿

取小齿轮齿数  $Z, 24$   $Z, 24$  11大齿轮齿数  $Z, uZ, 96$   $Z, uZ, 96$  2121初选螺旋角

$, 15: , 15:$

(4) 按接触强度设计 由《机械设计》公式（10-21）试算

$32, 2KTZZu, 1 \text{ tHE}, d, 1, u, \dots, d, H$

1) 确定公式中的计算数值

a. 试选载荷系数  $K, 1.6$

b. 由《机械设计》图10-26查得： $0.769, 0.84, 1.2, \dots, 1.61$   
则： $1.609, 1.61, 1.2, 1.2$

c. 由《机械设计》图10-30选取区域系数  $Z, 2.443$

d. 计算小齿轮传递转矩  $T_1$

$9550, 7.35 T, N, m_1 1440$

e. 由《机械设计》表10-7选取齿宽系数  $1, 1$

1

f. 由《机械设计》表10-6查得材料弹性影响系数  $Z, 189.8 MP$

g. 由《机械设计》图10-21d按齿面硬度查得小齿轮的接触疲劳强度极限

$600 MP, 600 MP$

大齿轮的接触强度极限  $550 MP, 550 MP$

h. 由《机械设计》10-13计算应力循环次数  $N$

计算过程 结果

$9, N, njL60, 60, 1440, 1, 2, 8, 300, 8, 3.318, 10$

$993.318, 103.318, 10, 9N, 0.829, 10, 2, u4$

i. 由《机械设计》图10-19取接触疲劳寿命系数  $K, 0.91, 0.96$

$HN1, HN2$  j. 计算接触疲劳许用应力  $,, H$

取失效概率0.9? , 安全系数  $S=1$

由《机械设计》式10-12得：

$$K_0.91, 600 \lim_{1H} \sigma_{HNH}, \dots, 546 MP_{Ha1} S1$$

$$K_0.96, 550 \lim_{2H} \sigma_{HNH}, \dots, 528 MP_{Ha2} S1$$

, , , , , 546, 528  $\sigma_{HH12}$  则, 许用接触应力, , , , 537 MP,  $\sigma_{Ha}, 537 \sqrt{2} \sigma_{H2}$ ) 计算：

(以下式子中下标t表示试算值)

计算小齿轮1的分度圆直径, , , 代入中较小值  $d_{H1t}$

$$3242, 1.6, 4.874, 1052.443, 189.8, d, , , , d, 44.86 mm$$

$$1.1t1, 1.614539, ,$$

$$, 44.86 mm$$

计算圆周速度：

$$dn, , 44.86, 1440 \cdot 1.1t1, ms, 3.38 ms, 60, 100060, 1000$$

$m_{nt}$  计算齿宽b, 法向模数及齿高h

$$, \text{齿宽 } b, d, 1, 44.86 mm, 44.86 mm \cdot 1.1t1, m, 1.75$$

$$1.1t1 d \cos 44.86, \cos 15: \text{模数 } m, , mm, 1.75 mm \cdot 1.1t1 Z24$$

$$\text{齿高 } h, 2.25 m, 2.25, 1.75 mm, 3.94 mm \cdot 1.1t1$$

$$b44.86 \text{ 齿宽与齿高之比}, , 11.39 \cdot h3.94 \text{ 计算纵向重合度}, ,$$

- 6 - 第 - 6 - 页 共 26 页

计算过程 结果

$$b \sin, , 2.04, , , 0.318, Z \tan, , 0.318, 1, 24, \tan 15: , 2.04, d1, m \cdot 1.1t1$$

计算载荷系数K

根据, , 3.38 ms, 7级精度, 由《机械设计》图10-8查得动载系数  $K, 1.2 K, 1.2 \sqrt{v}$

由表10-2查得使用系数  $K_1 = 1.4$

由表10-4查得7级精度，小齿轮相对于支承非对称布置时，齿向载荷分布

系数  $K_{H\beta} = 1.423$ ，由图10-13查得  $K_{H\alpha} = 1.37$ ，由表10-3查得齿间载荷系数  $K_H = 1.2$ ， $K_{F\beta} = 1.2$ ， $K_{F\alpha} = 1.2$ ， $K_{F\alpha} = 1.728$

故载荷系数  $K = K_A K_{H\beta} K_{H\alpha} K_H K_{F\beta} K_{F\alpha} = 1.4 \times 1.423 \times 1.37 \times 1.2 \times 1.2 \times 1.728 = 1.61$

按实际的载荷系数校正所算得的分度圆直径

由《机械设计》式10-10a得：

33  $K_1 = 1.728$  齿轮分度圆直径  $d = 44.86 \text{ mm}$ ， $d_t = 46.03 \text{ mm}$   $K_1 = 1.61$

计算法向模数  $m_n$

$d_t \cos 15^\circ = 46.03 \cos 15^\circ = 44.18 \text{ mm}$   $Z = 24$

(5) 按齿根弯曲强度校核

由《机械设计》式(10-17)

2  $2 \cos KTY, Y_{Fa} m_n Z_1, F_1 d, 1)$  确定计算参数 a. 计算载荷系数

$K = K_A K_{H\beta} K_{H\alpha} K_H K_{F\beta} K_{F\alpha} = 1.4 \times 1.423 \times 1.37 \times 1.2 \times 1.2 \times 1.728 = 1.61$

据纵向重合度  $\epsilon_{\beta} = 2.04$ ，螺旋角  $15^\circ$ ，从图10-28查得螺旋角影响系数，

$Y_{Fa} = 0.875$ ， $Y_{Pa} = 0.875$ ，

c. 计算当量齿数

- 7 - 第 - 7 - 页 共 26 页

计算过程 结果

$Z_{v1} = Z_1 / \cos 15^\circ = 24 / \cos 15^\circ = 24.8$ ， $Z_{v2} = Z_2 / \cos 15^\circ = 110 / \cos 15^\circ = 113.3$

$Z_{v1} = 27.59$ ， $Z_{v2} = 110.34$ ， $Z_{v3} = 110$ ， $Z_{v4} = 110$

d. 查取应力校正系数

由表10-5查得： $Y_{s1}Y_{s2}$  1.61, 1.798

$Y_{Fa1}Y_{Fa2}$  2.55, 2.172

e. 由图10-20c查得小齿轮的弯曲疲劳强度极限 $\sigma_{FE1}$ , 500 MPa, 大齿轮的弯曲疲劳强度极限 $\sigma_{FE2}$ , 385 MPa

f. 由图10-18取弯曲疲劳寿命系数 $K_{FN1}$ , 0.85,  $K_{FN2}$ , 0.89

g. 计算弯曲疲劳许用应力 $[\sigma]$

由《机械设计》第206页推荐值得：

$$[\sigma]_{F1} = \frac{\sigma_{FE1} K_{FN1} Y_{s1} Y_{Fa1}}{S} = \frac{500 \times 0.85 \times 1.61 \times 2.55}{1.3} = 326.9 \text{ MPa}$$
$$[\sigma]_{F2} = \frac{\sigma_{FE2} K_{FN2} Y_{s2} Y_{Fa2}}{S} = \frac{385 \times 0.89 \times 1.798 \times 2.172}{1.3} = 263.6 \text{ MPa}$$

h. 计算大小齿轮的 $F_a$  并加以比较，取其较大值用以计算模数 $m$

$$F_{a1} = \frac{Y_{s1} Y_{Fa1}}{[\sigma]_{F1}} = \frac{1.61 \times 2.55}{326.9} = 0.01256$$
$$F_{a2} = \frac{Y_{s2} Y_{Fa2}}{[\sigma]_{F2}} = \frac{1.798 \times 2.172}{263.6} = 0.01482$$

## 2) 设计计算

法面模数

$$m = \frac{d}{z} = \frac{24}{18} = 1.33$$
$$m = \frac{d}{z} = \frac{24}{18} = 1.33$$

对比计算结果，由齿面接触强度计算的法面模数 $m = 1.75$ ,  $m = 1.36$

由齿根弯曲疲劳强度计算的法面模数，按《简明机械零件设计手册》第305页 渐

开线圆柱齿轮模数（GB1357-87）标准，取 $m = 2.0$ mm可满足弯曲强度。但为了

计算过程 结果

同时满足接触疲劳强度，需按接触疲劳强度算得分度圆直径  $d, 46.03 \text{ mm}$

来计算应有齿数。

$$, \cos 46.03, \cos 15: d_1, 22.23 Z_1 2 m_n$$

取  $Z, 22 Z, 22 11$

则  $Z, u Z, 4.34, 22, 95.48 21$  取  $Z, 95 Z, 95 22(6)$  几何尺寸的计算 1) 计算中心距  $a$

$$(Z, Z) m, , 22, 95, 2_{12} n a, , mm, 121.13 \text{ mm}$$

$$a, 125 \text{ mm}, 2 \cos 2, \cos 15:$$

将中心距圆整并取标准中心距  $a, 125 \text{ mm}$

2) 按圆整后的中心距修正螺旋角

$$Z, Z m, , 22, 95, 2, , , 20.6097: ,_{12} n, \arccos, \arccos, 20.6097$$

$$:, 22 125 a, , , , 20: 3634$$

$$, , , 20: 3634$$

因, ,  $K, Z$ , 值变化大, 故需修正参数等值: , ,  $H$

查《机械设计》图10-26得 , , 0.73, 0.81, 1, 2 , , 1.54 则, , , , 1.54, , 1, 2

查图10-30得  $Z, 2.36 Z, 2.36 H H$

修正小齿轮1的分度圆直径  $d, 44.381 t$

圆周速度, , 3.34  $ms$

纵向重合度, , 2.63 ,

3) 计算大小齿轮分度圆直径

$$Z m 22, 2_{12} n d, , 47.01 \text{ mm} 1 d, 47.01 \text{ mm} \cos \cos 20.6097: , 1$$

$$d, 202.99 \text{ mm} Z m 95, 2_{22} n 2 d, , 202.99 \text{ mm} 2 \cos \cos 20.6097: ,$$

4) 计算齿轮宽度

- 9 - 第 - 9 - 页 共 26 页

计算过程 结果

$b, d_1, 47.01, 47.01 \text{ mm}$

根据《机械设计》第205页，将小齿轮宽度在圆整后加宽5~10mm，所以

取  $b, 50, 45, 50, 45$

5) 主要几何参数和几何尺寸计算结果

项 目

结 模 数 果  $m, 2 \text{ mm}$

齿 数  $Z, 22, 95$

螺旋角  $\beta, 20.6097^\circ, 20.3634^\circ$

分度圆直径  $d, 47.01 \text{ mm}_1, 202.99 \text{ mm}_2$

齿顶圆直径  $d_a, 51.01 \text{ mm}_1, 206.99 \text{ mm}_2$

齿根圆直径  $d_f, 42.01 \text{ mm}_1, 197.99 \text{ mm}_2$

中心距  $a, 125 \text{ mm}$

齿 宽  $b, 50, 45$

1、 齿轮材料、精度和齿数的选择

因传递功率不大，转速不高，均用软齿面。齿轮精度用7级，轮齿表面精糙

度为Ra1.6，软齿面闭式传动，失效形式为点蚀。

选择小齿轮材料为40Cr（调质），硬度为280HBS，大齿轮材料为45钢（调

质），硬度为240HBS，二者材料硬度差为40HBS。

## 2、设计计算

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/608040022070006077>