

一、设计任务书

带式输送机传动装置课程设计任务书

1. 传动装置简图

2. 已知条件

- 1) 工作情况：两班工作制，单向连续运转，载荷平稳，输送带水平放置；
- 2) 工作环境：室内，有灰尘，最高环境温度 35℃，通风条件一般；
- 3) 动力来源：电力，三相交流，电压 380V/220V；
- 4) 工作寿命：8 年；
- 5) 检修间隔期：4 年一次大修，2 年一次中修，半年一次小修；
- 6) 制造条件：一般机械制造厂，小批量生产；
- 7) 齿轮减速器浸油润滑；取大齿轮的搅油效率 $\eta_{搅} = 0.98$ ；取滚筒-输送带效率 $\eta_w = 0.96$ ；

3. 设计任务

- 1) 选择电动机型号；
- 2) 选择联轴器类型和规格；
- 3) 设计圆柱齿轮减速器；
- 4) 设计滚筒轴滑动轴承；
- 5) 绘制圆柱齿轮减速器装配工作图；
- 6) 绘制带式输送机总装图；
- 7) 绘制减速器中 2~3 个零件工作图由教师指定；
- 8) 编写设计计算说明书；

4. 技术参数

题号	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
参数										
输送带拉力 F/kN	7		6			5				4
输送带速度 v/m/s										
滚筒直径 D/ mm	400	400	400	450	400	500	450	400	450	450

注：输送带速度允许误差±5%

拟定传动方案注意事项：

1. 遵循高速级传动比为低速级传动比的到倍；
2. 此减速器应老师要求设计成二级传动；
3. 斜齿圆柱齿轮较直齿圆柱齿轮传动比高、传动平稳、齿轮尺寸小,应放在二级减速器的高速级；
4. 减速器设计时,为齿轮寿命考虑,应选用闭式传动；
5. 设计齿轮时应注意浸油润滑要求：所没尺寸大于一个齿高且小于齿轮直径的

六分之一;

6. 因为是两级传动,所以减速器内最少需要三根轴;
7. 确定轴的尺寸后,检查齿轮是否与轴干涉;

计算及说明	结果
-------	----

二、电动机选用过程

电动机的选定:

$n_d = (4 \sim 6)^2 n_w = 1047 \sim 2357$, 故选用 $n=1500r/min$ 同步转速的电动机

$$\text{滚筒 } P_w = \frac{Fv}{\eta_w} = 4.125 kW, n_4 = \frac{v}{D \times \pi} = 1.091 r/s = 65.481 r/min$$

$$\text{确定功率 } P_d = \frac{P_w}{\eta_{总}} = \frac{P_w}{\eta_{因} \times \eta_{联} \times \eta_{滚} \times \eta_{滑} \times \eta_{搅}} = 5.04891 kW$$

通用的电动机为 Y 系列三相交流异步电动机, Y 系列是一般用途的全封闭自扇冷鼠笼型三相异步电动机式, 是我国新设计的统一系列, 其安装尺寸和功率等级符合国家标准, 具有高效、节能、起动转矩大、噪声底、振动小、运行安全可靠等优点, 因此, 工业上应用最为广泛, 应优先选用;

经常起动、制动和正反转时, 要求电机有较小的转动惯量和较大的过载能力, 一般选用起重及冶金用三相电机, 常用为 YZ 或 YZR 系列

各种型号电动机的技术数据、外型及安装尺寸可查阅有关机械设计手册或产品目录;

但是本设计依老师要求选用 Y 型

根据功率, 故电动机选用 Y132S-4

Y132S-4 主要技术参数

电动机型号	额定功率 /KW	满载转速 /r/min	堵转转矩	最大转矩	质量/kg
Y132S-4		1440			68

三、传动装置运动与动力参数计算

总机械效率的确定:

二级减速器中选用高速级为斜齿轮, 低速级为直齿轮, $\eta_{齿} = 0.985^2$

联轴器选用弹性套柱销联轴器、GICL 型鼓形齿式联轴器, $\eta_{联} = 0.99^2$

滚动轴承选用 3 对圆锥滚子轴承, $\eta_{滚} = 0.98^3$

滑动轴承选用 1 对, $\eta_{滑} = 0.97$

搅油损失, $\eta_{搅} = 0.98^2$

$$\eta = \eta_1 \eta_2 \eta_3 \cdots \eta_n = \eta_{联}^2 \eta_{滚}^3 \eta_{齿}^2 \eta_{滑} \eta_{搅} =$$

确定各级传动比及各轴转速:

$$\text{电动机—滚筒总传动比 } i_{总} = \frac{1440}{65.481} = 21.98$$

由于高速级传动齿轮为斜齿轮, 其传递效率较高, 故选用 $i_{高} = 5.7, i_{低} = 3.856$ 为各级传动比效率

所以 $n_1 = 1440 r/min, n_2 = 253 r/min, n_3 = 65.514 r/min$

确定各轴功率及转矩:

$$P_1 = P_d \eta_{联} =, P_2 = P_1 \eta_{滚} \eta_{齿} =, P_3 = P_2 \eta_{滚} \eta_{齿} \eta_{搅} =, P_4 = P_3 \eta_{滚} \eta_{搅} \eta_{联} =$$

选用电动机

Y132S-4

高速级斜齿轮:

齿轮 1: 40Cr

260HBW 调质

齿轮 2: 45 钢

230HBW 调质

$z_1 = 19$

$z_2 = 109$

$\beta = 0^\circ$

K=

b=

高速级真实

$i = \frac{109}{19}$

低速级:

齿轮 3 40Cr

250HBW 调质

齿轮 4 45 钢

220HBW 调质

$Z_3 = 28$

$Z_4 = 108$

K=

b=70mm

真实滚筒转速:

$n = r/min$

$\delta = 9mm$

$\delta_1 = 8mm$

$b_1 = 12mm$

b=

$b_2 =$

$d_f = 18mm$

$d_1 = 14mm$

$d_2 = 10mm$

$\Delta_1 = 11mm$

$\Delta_2 = 10mm$

$d_4 = 6mm$

I 轴:

$d_1 = 38mm$

$d_2 = 45mm$

$d_3 = 50mm$

$$T_d = 9550 \times \frac{P_d}{n_d} = 33.48 \text{ kN} \cdot \text{m}, \quad T_1 = 9550 \times \frac{P_1}{n_d} = 32.81 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

$$T_2 = 9550 \times \frac{P_2}{n_2} = 180.3 \text{ kN} \cdot \text{m}, \quad T_3 = 9550 \times \frac{P_3}{n_2} = 658.63 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

$$T_4 = 9550 \times \frac{P_4}{n_3} = 620.22 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

三、传动零件设计计算

二级减速器齿轮参数计算:

一高速级: 斜齿圆柱齿轮

确定齿轮自定义参数:

β 初取 10° ,

材料初选: 齿轮 1: 40Cr 260HBW 调质

齿轮 2: 45 钢 230HBW 调质;

因为齿轮为两班工作制, 一班工作时间为 8 小时, 寿命为 8 年,

所以齿轮工作时间为 $t_h = 2 \times 8 \times 8 \times 365 = 46720 \text{ h}$,

循环次数 $N = 60 \gamma n t_h$,

其中 γ 为齿轮工作中转一圈齿面啮合的次数, 所以 $\gamma = 1$

所以 $N_1 = 4 \times 10^9, N_2 = 8 \times 10^8$, 查表得:

齿轮 1、2 的齿面接触疲劳极限、弯曲疲劳极限为:

最小安全系数、接触强度和弯曲强度计算的寿命系数为:

由计算齿面许用接触疲劳应力、许用弯曲疲劳应力公式

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{H \text{ lim}}}{S_{H \text{ min}}} z_N, [\sigma_F] = \frac{\sigma_{FE}}{S_{F \text{ min}}} Y_N \text{ 计算出:}$$

分析失效、确定设计准则:

因为减速器功率较小, 选用齿轮为软齿面, 最大可能失效是齿面疲劳, 故选用接触疲劳强度进行设计, 确定主要参数, 并且进行疲劳强度与弯曲强度验算;

按齿轮接触疲劳承载能力计算齿轮主要参数:

查表取值:

$$\text{小齿轮转矩 } T_1 = 9550 \times \frac{P_1}{n_d} = 32.81 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

$$\text{于是得 } d_1 \geq \sqrt[3]{\frac{k \times T_1}{\phi_d} \times \left(\frac{u+1}{u}\right) \times \left(\frac{Z_E \times Z_H \times Z_\beta}{[\sigma_H]}\right)^2} = 30.6 \text{ mm},$$

$$\text{则取 } d_1 = 35 \text{ mm 便于计算, } a = \frac{(1+u)d_1}{2 \cos \beta} = 119 \text{ mm, 取 } a = 130 \text{ mm},$$

则按经验式 $m_n = 0.015a = 1.95$, 取标准模数 $m_n = 2$,

$d_5 = 55 \text{ mm}$
输入联轴器:

T6 联轴器
Y38×82
Y38×82 GB/T
4323-2002
键:

$b \times h = 10 \times 8$
 $t = 5$

$t_1 =$

$l = 50$

圆锥滚子轴承
30210

$e =$,

$X =$,

$Y =$.

斜齿轮:

水平:

$$M_{\text{max}} = 21.489 \text{ N} \cdot \text{m}$$

垂直:

扭矩:

45 钢:

$\beta =$

$$\varepsilon_\sigma =, \varepsilon_r =$$

II 轴:

圆锥滚子轴承
30207

$e =$,

$X =$,

$Y =$

直齿轮:

$$F_{A1} = 1537 \text{ N}$$

$$F_{A2} = 1234 \text{ N}$$

水平:

垂直:

合成:

扭矩:

选材 45 钢

$\beta =$

$$\varepsilon_\sigma =, \varepsilon_r =$$

键:

$$z = \frac{2a \cos \beta}{m_n(1+u)} = 18.47, \text{取 } z_1=19, z_2 = i \times z_1 = \times 19=, \text{取 } z_2=109$$

检验传动比: 传动比误差 $\xi_u = \frac{5.7 - 109}{19} = -0.0065$, 因为 $|\xi_u| \leq 0.05$, 可

用, 所以取 $z_1=19, z_2=109, i = \frac{109}{19}$

用 β 凑中心距 a

$$\beta = \arccos \frac{m_n(z_1 + z_2)}{2a} = 10.06^\circ, \text{在 } \beta \text{ 角在 } 8^\circ \sim 15^\circ \text{ 范围内, 可用}$$

两齿轮直径为 $d_1 = \frac{m_n z_1}{\cos \beta} = 38.6 \text{ mm}, d_2 = \frac{m_n z_2}{\cos \beta} = 221.4 \text{ mm}$

精确计算计算载荷:

小齿轮速度 $v_1 = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \times 1000} = 2.9 \text{ m/s}$, 精度根据经验选择 7 级, 则齿间载

荷分配系数 $K_\alpha = 1.1$, 使用系数 $K_A = 1.00$, 动载系数 $K_V = 1.1$, 齿向载荷分布系数 $K_\beta = 1.11$, 则 $K = K_\alpha K_\beta K_A K_V =$

验算设计:

查表得:

齿宽 $b = \varphi_d \times d_1 = 40.25 \text{ mm}$, $F_t = 1875 \text{ N}$, 外齿轮复合齿形系数

$Y_F = 4.4$, 由于 $\varepsilon_\beta = \frac{b \sin \beta}{\pi m_n} = 1.98$, 则螺旋角系数 $Y_\beta = 0.91$

1、验算齿轮弯曲疲劳承载能力

$$\sigma_F = \frac{K F_t}{b m_n} Y_F Y_\beta = 124 \text{ MPa} < [\sigma_{F2}] \text{ 满足齿轮弯曲疲劳承载能力}$$

查表得:

区域系数 $Z_H = 2.38$, 螺旋角系数 $Z_\beta = \sqrt{\cos \beta} = 0.97$, 弹性系数

$Z_E = 189.8$,

2、验算齿轮接触疲劳承载能力

应力误差为 $\frac{[\sigma_{H2}]}{[\sigma_{H2}]} - \sigma_H = -0.048 \geq -0.05$, 在误差范围内, 即满足齿轮接

触疲劳承载能力

所以高速级传动比为 $i = \frac{109}{19}$, 低速级传动比变为 i_2 , II 轴真实的转速为

$n=251 \text{ r/min}$

高速级斜齿圆柱齿轮传动几何尺寸计算

名称公式	齿轮参数	
	小齿轮	大齿轮

III轴:
圆锥滚子轴承
30213
e=,
X=,
Y=
水平:
垂直:
合成:
转矩:
材料选定 45 钢
键:
滑动轴承
D=50mm

法向模数 m_n / mm	2	2
法向压力角 $\alpha / ^\circ$	20	20
螺旋角 β	$^\circ$	$^\circ$
分度圆直径 $d = \frac{m_n z}{\cos \beta} / \text{mm}$		
齿顶高 $h_a = h_a^* m_n / \text{mm}$	2	2
齿根高 $h_f = (h_a^* + c^*) m_n / \text{mm}$		
全齿高 $h = h_a + h_f / \text{mm}$		
齿顶圆直径 $d_a = d + 2h_a / \text{mm}$		
齿根圆直径 $d_f = d - 2h_f / \text{mm}$		
顶隙 $c = c^* m / \text{mm}$		
标准中心距 $a = \frac{m_n (z_1 + z_2)}{2 \cos \beta} / \text{mm}$	130	
节圆直径 $d' = d / \text{mm}$		
传动比 $i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1}$		

二、低速级：直齿圆柱齿轮

确定齿轮自定义参数：

$\alpha = 20^\circ$, 材料初选：齿轮 3 40Cr 250HBW 调质
 齿轮 4 45 钢 220HBW 调质

齿轮使用时间同高速级为 $t_h = 2 \times 8 \times 8 \times 365 = 46720 \text{ h}$, $N = 60 \gamma n t_h$

所以 $N_3 = 7 \times 10^8$, $N_4 = 2 \times 10^8$,

查表得：

齿轮 3、4 齿面接触疲劳极限和弯曲疲劳极限为：
 最小安全系数、接触强度和弯曲强度计算的寿命系数为：
 由公式齿面许用接触疲劳应力、许用弯曲疲劳应力公式

$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{H \text{ lim}}}{S_{H \text{ min}}} z_N$, $[\sigma_F] = \frac{\sigma_{FE}}{S_{F \text{ min}}} Y_N$ 计算出：

分析失效、确定设计准则:

直齿圆柱齿面选用软齿面,最大可能失效为齿面疲劳,因此进行齿面疲劳强度设计,确定主要参数,并且进行齿面弯曲强度校核和疲劳强度校核;

按齿面接触疲劳承载能力计算齿轮主要参数:

初取载荷系数 $K=1$, 减速传动 $u=i=19$, 查区域系数图, 标准齿轮 $Z_H = 2.5$, 弹性系数 $Z_E = 189.8$, 齿宽系数 $\varphi_d = \frac{b}{d_1} = 1$, 许用齿面接触疲劳应力值应将小值带入, 于是

$$d_3 \geq \sqrt[3]{\frac{2KT_3}{\varphi_d} \left(\frac{u+1}{u}\right) \left(\frac{Z_E Z_\epsilon Z_H}{[\sigma_{H4}]}\right)^2} = 66.6 \text{ mm}$$

所以, d_3 取 67 mm

$$a = \frac{(1+u)d_3}{2} = 162.7 \text{ mm}, a \text{ 取整 } 170 \text{ mm}$$

由经验公式 $m=0.015a=2.55 \text{ mm}$, 取标准模数 $m=2.5 \text{ mm}$

$$Z_3 = \frac{2a}{m(1+u)} = 28, \text{ 取 } Z_3=28, \text{ 同时 } Z_3+Z_4=136, Z_4 \text{ 取 } 108$$

检验传动比: 传动比误差 $\xi_u = \frac{3.831 - \frac{108}{28}}{3.831} = 0.0068 \leq 0.05$,

所以传动比在误差范围内, 可用

$$\text{即 } d_3 = mz_3 = 70 \text{ mm}, d_4 = mz_4 = 267.5 \text{ mm}$$

精确计算计算载荷:

$$\text{主动齿轮传动速度 } v_3 = \frac{\pi d_3 n_3}{60 \times 1000} = 0.93 \text{ m/s}$$

根据经验, 齿轮精度选用 7 级精度, 则齿间载荷分配系数 $K_\alpha = 1.0$, 使用系数 $K_A = 1.00$, 动载系数 $K_V = 1.05$, 齿向载荷分布系数 $K_\beta = 1.06$, 则

$$K = K_\alpha K_\beta K_A K_V =$$

验算设计:

$$\text{齿宽 } b = \varphi_d \times d_3 = 70 \text{ mm},$$

查表得:

$$\text{外齿轮复合齿形系数 } Y_F = 4.23, F_t = 5151 \text{ N}$$

1、验算齿轮弯曲疲劳承载能力:

查表得:

$$\text{弹性系数 } Z_E = 189.8, \text{ 区域系数 } Z_H = 2.5$$

2、验算齿轮接触疲劳承载能力:

$$\text{所以最后总的计算传动比为 } i = \frac{109}{19} \times \frac{108}{28} = 22.13, \text{ 滚筒的转速为 } n = r/\text{min}$$

在可允许范围内;

名称公式	齿轮参数	
	小齿轮	大齿轮
模数 m/mm		
压力角 α 、°	20	20
分度圆直径 $d=mz/\text{mm}$	70	270
齿顶高 $h_a = h_a^*m/\text{mm}$		
齿根高 $h_f = (h_a^* + c^*)m/\text{mm}$		
全齿高 $h = h_a + h_f/\text{mm}$		
齿顶圆直径 $d_a = mz + 2h_a/\text{mm}$	75	275
齿根圆直径 $d_f = mz - 2h_f/\text{mm}$		
基圆直径 $d_b = mz \cos \alpha/\text{mm}$		
齿距 $p = \pi m/\text{mm}$		
基圆齿距 $p_b = \pi m \cos \alpha$		
齿厚 $s = \frac{1}{2} p/\text{mm}$		
齿槽宽 $e = \frac{1}{2} p/\text{mm}$		
顶隙 $c = c^*m/\text{mm}$		
标准中心距 $a = \frac{m}{2}(z_1 + z_2)/\text{mm}$	170	
节圆直径 $d' = d/\text{mm}$	70	270
传动比 $i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1}$		

低速级直齿圆柱齿轮传动几何尺寸计算公式

验算配油问题：

以上计算齿轮符合配油原则小于齿轮六分之一处且大于一个齿高

四、轴、轴承、联轴器、键的设计计算及校核

公共参数:箱体壁厚: $\delta = \times 170 + 1 = < 8$, 取 $\delta = 9\text{mm}$ 箱盖壁厚: $\delta_1 = \times 170 + 3 = < 8$, 取 $\delta_1 = 8\text{mm}$ 箱盖凸缘厚度: $b_1 = \times \delta_1 = 12\text{mm}$ 箱座凸缘厚度: $b = \times \delta = 13.5\text{mm}$ 箱座底凸缘厚度: $b_2 = \times \delta = 22.5\text{mm}$ 地脚螺钉直径: $d_f = \times a + 12 = 17.76\text{mm}$ 取 18mm 地脚螺钉数目: $n = 4$ 轴承旁连接螺栓直径: $d_1 = \times d_f = 13.32\text{mm}$ 取 14mm 盖与座连接螺栓直径: $d_2 = \sim d_f = \sim 10.656\text{mm}$ 取 10mm 大齿轮顶圆与内箱壁距离: $\Delta_1 > \delta = 10.8\text{mm}$ 取 11mm 齿轮端面与内壁箱距离: $\Delta_2 > \delta = 9\text{mm}$ 取 10mm 视孔盖螺钉直径: $d_4 = \sim d_f = \sim 7.1\text{mm}$ 取 6mm Δ_3 选取: 根据润滑方式的不同, Δ_3 有不同取值,油润滑 $\Delta_3 = 2 \sim 5$ 脂润滑 $\Delta_3 = 8 \sim 10$ 润滑方式选择根据轴承内径 d 与轴承转速 n 乘积大小确定 $dn > 16 \times 10^4$ 选择油润滑 $dn < 16 \times 10^4$ 选择脂润滑**凸台及凸缘的结构尺寸**

螺栓直径	M18	M14	M10
	24	20	16
	22	18	14
	36	30	22
	8	5	5
r	5	3	3

I 轴:

因本设计中减速器功率小,故轴用材料选用 45 钢即可,查表的参数:

$$[\tau_r]=35, A_0=110$$

由公式 $d \geq A_0 \sqrt[3]{\frac{P}{n}}$ 得 I 轴最细 $d_1=16.6\text{mm}$

又因为 I 轴上有键槽,轴颈应加大 5%,及 I 轴最细应为 17.4mm

圆整后 I 轴上 d_1 取 20mm

同时考虑到 I 轴与电动机相连,查表得到 $D=38\text{mm}$

综上所述, I 轴最细直径取 38mm,因为轴为齿轮轴,所以所用料为 40Cr;

于是 $d_1=38\text{mm}$

则由于 $d_2=d_1+8-10=45\text{mm}, d_3=d_2+2-5=50\text{mm}, d_5=d_3+2-5=55\text{mm}$

选择输入轴联轴器:

由于输入转速高、扭矩大,故选用带有弹性元件的联轴器,此处选用弹性套柱销联轴器,查阅手册根据电动机伸出轴的直径选择

$$\text{LT6 联轴器 } \frac{Y38 \times 82}{Y38 \times 82} \text{ GB/T 4323-2002}$$

具体参数如下表:

型号	公称转矩 $N \cdot m$	许用转速 r/min	轴孔直径 mm	轴孔长度 Mm	转动惯量 $kg \cdot m^2$	质量 kg
LT6	250	3800	38	82		

选择连接联轴器与轴的键:

根据直径选择键: $b \times h=10 \times 8 \quad t=5 \quad t_1=3.3 \quad l=50$

选择圆锥滚子轴承可承受轴向力:

安装轴承的尺寸为 $d_3=50\text{mm}$,故选取圆锥滚子轴承 30210,参数如下

mm:

d	D	T	a					Cr	Cor
50	90		20	57	58	79	83		92

其中计算系数为: $e=, X=, Y=.$

计算轴承安装尺寸:

因为 $nd = 50400 < 16 \times 10^4$, 所以采用脂润滑, $\Delta_3 = 9$

轴初步尺寸如下:

计算齿轮受力:

$$\text{圆周力 } F_t = \frac{2T_1}{d_1} = 1700 \text{ N}$$

$$\text{径向力 } F_r = \frac{F_t \tan \alpha_n}{\cos \beta} = 628 \text{ N}$$

$$\text{轴向力 } F_a = F_r \tan \beta = 303 \text{ N}$$

轴承强度校核:

计算轴承受力:

1、计算轴承支反力:

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/837120106041006111>