

西華大學

課程設計說明書

課程名稱: **機械設計課程設計**

課程代碼: **8203591**

題目: **帶式運輸機的減速傳動裝置設計**

學生姓名: _____

學 號: _____

年級/專業/班

學院(直屬系): **交通與汽車工程學院**

指導教師: _____



摘 要

机械设计课程设计是在完成机械设计课程学习后，一次重要的实践性教学环节。是高等工科院校大多数专业学生第一次较全面的设计能力训练，也是对机械设计课程的全面复习和实践。其目的是培养理论联系实际的设计思想，训练综合运用机械设计和有关先修课程的理论，结合生产实际分析和解决工程实际问题的能力，巩固、加深和扩展有关机械设计方面的知识；通过制定设计方案，合理选择传动机构和零件类型，正确计算零件工作能力，确定尺寸和选择材料，以及较全面的考虑制造工艺，使用和维护等要求，之后进行机构设计，达到了解和掌握机械零件，机械传动装置或简单机械的设计过程和方法；进行设计基本技能的训练。例如绘图，熟悉和运用设计资料（手册，图册，标准和规范等）以及使用经验数据，进行经验估算和处理数据的能力。

本次设计的题目是带式运输机的减速传动装置设计。根据题目要求和机械设计的特点作者做了以下几个方面的工作：①决定传动装置的总体设计方案，②选择电动机，计算传动装置的运动和动力参数，③传动零件以及轴的设计计算，轴承、联接件、润滑密封和联轴器的选择及校验计算，④机体结构及其附件的设计和参数的确定，⑤绘制装配图及零件图，编写计算说明书。

关键词：传动方案 电动机 齿轮 二级减速器 带式运输机



计算及说明

设计题目：带式运输机的减速传动装置设计

原始数据：运输带线速度 $V=6.68\text{m/s}$

运输带牵引力 $F=660\text{N}$

驱动滚筒直径 $D=490\text{mm}$

工作条件：工作年限：5年（每年按260天计），双班制工作，单向传动；

工作环境：载荷有轻微震动，运送煤，盐，沙，矿石等松散物品。

结果

第一部分 传动装置的总体设计

一、传动方案

- 1、电动机直接由联轴器与减速器连接
- 2、减速器用二级展开式圆柱直齿轮减速器
- 3、方案简图如下：

确定了传动方案，减速器的类型为二级展开式直圆柱轮减速器

轴

轴

轴

二、电动机的选择

1、选择电动机的类型

按工作要求和条件，选用三相笼型异步电动机，封闭式结构，电压380V，Y型。

2、选择电动机的容量

有电动机至运输带的传动总效率为：

$$\eta_a = \eta_1 \times \eta_2 \times \eta_3$$

η_1 、 η_2 、 η_3 、分别是滚子轴承、齿轮传动和联轴器。

分别取 $\eta_1=0.98$ 、 $\eta_2=0.97$ 、 $\eta_3=0.99$



$$\eta_a = 0.98^2 * 0.97 * 0.99^2 = 0.913$$

所以
$$P_w = \frac{F * V}{1000} = \frac{660 * 6.68}{1000} = 4.409KW$$

$$P_d = \frac{F * V}{1000 * \eta_a} = \frac{660 * 6.68}{1000 * 0.913} = 4.829KW$$

3、确定电动机的转速
卷筒轴的工作转速为

$$n = \frac{60 \times 1000 \times V}{\pi \times D} = \frac{60 \times 1000 \times 6.68}{\pi \times 490} = 260.50 \text{ r/min}$$

按指导书表一，取圆柱齿轮一级减速器 $i_2 = 3 \sim 6$ ，故电动机转速的可选范围

$$n' = ia \times ib \times n = (3 \sim 6) \times 260.50 = (781.5 \sim 1563) \text{ r/min}$$
，符合这一范围的同步转速有 1000、1500r/min。

根据容量和转速，有指导书^P 查出

取型号：Y132M2-6。由指导书中给出的 Y 系列中机座，端盖无凸缘电动机的安装及外形尺寸可得电动机的机座中心高为 132mm，外伸轴径为 38mm，外伸轴长度为 80。

三、确定传动装置的总传动比和分配传动比

电动机型号为 Y132M2-6 $n_m = 960 \text{ r/min}$

1、总传动比
$$i_a = \frac{n_m}{n} = \frac{960}{260.5} = 3.685$$

四、计算传动装置的运动和动力参数

1、计算各轴转速

轴 1
$$n_1 = n_m = 960 \text{ r/min}$$

轴 2
$$n_2 = \frac{n_1}{i_a} = \frac{960}{3.685} = 260.52 \text{ r/min}$$

卷筒轴
$$n_4 = n_2 = 260.52 \text{ r/min}$$

2、计算各轴输入功率

轴 1
$$P_1 = P_d \times \eta_3 = 4.829 \times 0.99 = 4.78KW$$

轴 2
$$P_2 = P_1 \times \eta_1 \times \eta_2 = 4.78 \times 0.98 \times 0.97 = 4.545KW$$

卷筒轴
$$P_3 = P_2 \times \eta_2 \times \eta_3 = 4.545 \times 0.99 \times 0.98 = 4.41KW$$

2、计算各轴输入转矩

$$\eta_a = 0.913$$

$$P_w = 4.409KW$$

$$P_d = 4.829KW$$

$$n = 260.50 \text{ r/min}$$

电动机型号
Y132M1-6

$$n_1 = 960 \text{ r/min}$$

$$n_2 = 260.52 \text{ r/min}$$



电动机输出转矩 $T_d = 9550 \times \frac{P}{n_m} = 9550 \times \frac{4.829}{960} = 48.03 N \cdot M$

1-2 轴的输入转矩

轴 1 $T_1 = T_d \times \eta_3 = 48.03 \times 0.99 = 47.55 N \cdot M$

轴 2 $T_2 = T_1 \times \eta_1 \times \eta_2 \times ia = 47.55 \times 0.98 \times 0.97 \times 3.685 = 166.566 N \cdot M$

卷筒轴输入转矩

$T_3 = T_2 \times \eta_2 \times \eta_3 = 166.566 \times 0.99 \times 0.98 = 161.60 N \cdot M$

1-2 轴的输出转矩则分别为各轴的输入转矩乘轴承效率 0.98
运动和动力参数计算结果整理与下

	效率 P(KW)		转矩 T(N*M)		转速 n (r/min)	传动比 i	效率 η
	输入	输出	输入	输出			
电机轴		4.83		48.03	960	4	0.96
轴 1	4.78	4.54	47.55	45.17	960	3.682	0.95
轴 2	4.55	4.32	166.57	158.24	260.52		0.95
卷筒轴	4.41	4.28	161.60	156.75	260.52	1	0.97

$P_1 = 4.78 KW$

$P_2 = 4.55 KW$

$P_3 = 4.41 KW$

$T = 48.03 N \cdot M$

$T_1 = 47.55 N \cdot M$

$T_2 = 166.57 N \cdot M$

$T_3 = 161.60 N \cdot M$

第二部分 传动零件的设计计算

一、高速级减速齿轮设计

1 选定齿轮类型、精度等级、材料及齿数



1) 选用直齿圆柱齿轮传动

2) 运输机为一般工作机器，速度不高，有机设书表 10-8 知，选用 7 级精度 (GB10095-88)

材料选择：有机设书 P 表 10-1 选择小齿轮材料为 40Cr (调质)，硬度为 191

280HBS，大齿轮材料为 45 钢 (调质)，硬度为 240HBS。二者材料硬度差为 40HBS。

4)、选小齿轮齿数为 $Z_1 = 24$ ，大齿轮齿数 $Z_2 = Z_1 \times i = 24 \times 3.685 = 87.6$ ，取整

$Z_2 = 88$

2 按齿面接触强度设计

由设计计算公式 (10-9a) 进行试算，即

$$d_{1t} \geq 2.32 \times \sqrt[3]{\frac{K T}{\phi_d} \cdot \frac{u \pm 1}{Z} \left[\frac{\sigma_H^E}{\sigma_H} \right]}$$

(1) 确定公式内的各计算数值

1) 试选载荷系数 $K_t = 1.3$

2) 计算小齿轮传递的转矩 $T_1 = 4.755 \times 10^4 N \cdot mm$

3) 由表 10-7 选取齿宽系数 $\phi_d = 1$

4) 有表 10-6 查得材料的弹性影响系数 $Z_E = 189.8 MPa^{-1/2}$

5) 由图 10-21d 按齿面硬度查得小齿轮的接触疲劳强度极限 $\sigma_{Hlim1} = 600 MPa$ ，大

齿轮的接触疲劳强度极限 $\sigma_{Hlim2} = 550 MPa$;

6) 由式 10-13 计算应力循环次数

$$N_1 = 60 n_1 j L_h = 60 \times 960 \times 1 \times (2 \times 8 \times 300 \times 5) = 1.382 \times 10^9 h$$

$$N_2 = N_1 / i = 1.382 \times 10^9 \div 3.685 = 3.75 \times 10^8 h$$

7) 由图 10-19 查得结束疲劳寿命系数 $K_{HN1} = 0.965$ $K_{HN2} = 0.98$

8) 计算接触疲劳许用应力

取失效概率为 1%，安全系数 S=1，由式 (10-12) 得

$$[\sigma]_{H1} = \frac{K_{HN1} \sigma_{Hlim1}}{S} = 0.965 \times 600 = 579 MPa$$

$$[\sigma]_{H2} = \frac{K_{HN2} \sigma_{Hlim2}}{S} = 0.98 \times 550 = 539 MPa$$

(2) 计算

$$N_1 = 1.382 \times 10^9 h$$

$$N_2 = 3.75 \times 10^8 h$$

$$\sigma_{H1} = 579 MPa$$

$$[\sigma]_{H2} = 539 MPa$$



1) 试算小齿轮分度圆直径 d ，代入 $[\sigma]_H$ 中较小的值

$$d_{1t} \geq 2.32 \times \sqrt[3]{\frac{KT}{d} \cdot \frac{u \pm 1}{u} \left(\frac{Z_E}{[\sigma]_H} \right)^2} = 2.32 \times \sqrt[3]{\frac{1.3 \times 4.755 \times 10^4}{1} \times \frac{4.685}{3.685} \times \left(\frac{189.8}{539} \right)^2} = 49.54 \text{mm}$$

$$d_{1t} = 49.54 \text{mm}$$

2) 计算圆周速度 v

$$v = \frac{\pi d n}{60 \times 1000} = \frac{\pi \times 49.54 \times 960}{60000} \text{ m/s} = 2.49 \text{ m/s}$$

$$v = 2.49 \text{ m/s}$$

3) 计算尺宽 b

$$b = \phi_{d_{1t}} \cdot d_{1t} = 1 \times 49.54 = 49.54 \text{mm}$$

$$b = 49.54 \text{mm}$$

4) 计算尺宽与齿高比 b/h

模数 $m = \frac{d_{1t}}{z_1} = \frac{49.54}{24} = 2.06$

$$m_t = 2.06$$

齿高 $h = 2.25 m_t = 2.25 \times 2.06 = 4.64 \text{mm}$

$$h = 4.64 \text{mm}$$

$$b/h = 49.54 \div 4.64 = 10.67$$

$$b/h = 10.67$$

5) 计算载荷系数

根据 $v = 2.49 \text{ m/s}$ ，七级精度，由图 10-8 (机设书) 查得动载系数 $K_v = 1.1$

直齿轮，假设 $K_{Ft} / b < 100 \text{ N/mm}$ 。由表 10-3 查得 $K_{Ha} = K_{Fa} = 1$

由表 10-2 查得使用系数 $K_A = 1.25$

由表 10-4 查得七级精度，小齿轮相对支承非对称布置式

$$K_{H\beta} = 1.12 + 0.18(1 + 0.6\phi_2)\phi_2 + 0.23 \times 10^{-3} b = 1.42$$

由 $b/h = 10.6$ ， $K_{H\beta} = 1.42$ 查图 10-13 得 $K_{F\beta} = 1.35$ ，故载荷系数

$$K = 1.953$$

$$K = K_A K_V K_{H\alpha} K_{H\beta} = 1.25 \times 1.1 \times 1 \times 1.42 = 1.953$$

6) 按实际的载荷系数校正所算得分度圆直径，由式 (10-10a) 得

$$d_1 = d_{1t} \times \sqrt[3]{\frac{K}{K_t}} = 49.54 \times \sqrt[3]{\frac{1.953}{1.3}} = 56.73 \text{mm}$$

$$d_1 = 56.73 \text{mm}$$

7) 计算模数 m

$$m = \frac{d_1}{z_1} = \frac{56.73}{24} = 2.36$$

$$m = 2.36$$

3 按齿根弯曲强度设计

由式 (10-5) 得弯曲强度的设计公式为

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{2KT}{\phi d_1 z_1^2} \left(\frac{Y_{Fa} Y_{Sa}}{[\sigma]_F} \right)}$$

(1) 确定公式内的各计算数值

1) 由图 10-20c 查得小齿轮的弯曲疲劳强度极限 $\sigma_{FE1} = 500 \text{MPa}$ ，大齿轮的弯曲疲



疲劳强度极限 $\sigma_{FE2} = 380MPa$;

2) 由图 10-18 查得弯曲疲劳寿命系数 $K_{FN1} = 0.87$, $K_{FN2} = 0.9$;

3) 计算弯曲疲劳许用应力

取弯曲疲劳安全系数 $S=1.4$, 由式 (10-12) 得

$$[\sigma]_{F1} = \frac{K_{FN1} \sigma_{FE1}}{S} = \frac{0.87 \times 500}{1.5} MPa = 290MPa$$

$$[\sigma]_{F2} = \frac{K_{FN2} \sigma_{FE2}}{S} = \frac{0.9 \times 280}{1.5} = 228MPa$$

4) 计算载荷系数 K

$$K = K_A K_V K_{F\alpha} K_{F\beta} = 1.25 \times 1.1 \times 1 \times 1.35 = 1.856$$

5) 查取齿形系数

由表 10-5 查得 $Y_{Fa1} = 2.65$; $Y_{Fa2} = 2.163$

6) 查取应力校正系数

由表 10-5 查得 $Y_{Sa1} = 1.58$; $Y_{Sa2} = 1.807$

7) 计算大、小齿轮的 $\frac{Y_{Fa} Y_{Sa}}{[\sigma]_F}$ 并加以比较

$$\frac{Y_{Fa1} Y_{Sa1}}{[\sigma]_{F1}} = \frac{2.65 \times 1.58}{290} = 0.01444$$

$$\frac{Y_{Fa2} Y_{Sa2}}{[\sigma]_{F2}} = \frac{2.163 \times 1.807}{228} = 0.01714$$

大齿轮的数值取大值。

(2) 设计计算:

$$m = \sqrt[3]{\frac{2KT}{\phi_d z_2^2} \left(\frac{Y_{Fa} Y_{Sa}}{[\sigma]_F} \right)} = \sqrt[3]{\frac{2 \times 1.856 \times 4.755 \times 10^4}{1 \times 24^2} \times 0.01714} = 1.74$$

对比计算结果, 由齿面接触疲劳强度计算的模数 m 大于由齿根弯曲疲劳强度计算的模数, 由于齿轮模数 m 的大小主要取决于弯曲强度所决定的承载能力, 而齿面接触疲劳强度所决定的承载能力, 仅与齿轮直径 (即模数与齿数的乘积) 有关, 可取由弯曲强度算得的模数 1.74 并就近圆整为标准值 $m=2$, 按接触强度算得分度圆直

径 $d_1 = 56.73mm$, 算出小齿轮齿数 $z_1 = \frac{d_1}{m} = \frac{56.73}{2} = 28.365$, 取 $z_1 = 33$, 大齿轮齿

数 $z_2 = uz_1 = 3.685 \times 33 = 121.605$, 取 $z_2 = 121$ 。

这样设计出的齿轮传动, 既满足了齿面接触疲劳强度, 又满足了齿根弯曲疲劳

$$[\sigma]_{F1} = 290MPa$$

$$[\sigma]_{F2} = 228MPa$$

$$K = 1.856$$

$$m = 1.74mm$$

$$z_1 = 33$$

$$z_2 = 121$$



强度，并做到结构紧凑，避免浪费。

1 几何尺寸计算

(1) 计算分度圆直径

$$d_1 = z_1 \times m = 33 \times 2 = 66 \text{mm}$$

$$d_2 = z_2 \times m = 121 \times 2 = 242 \text{mm}$$

(2) 计算中心距

$$a = (d_1 + d_2) / 2 = (66 + 246) / 2 = 156 \text{mm}$$

(3) 计算齿轮宽度

$$b = \phi d_1 = 66 \text{mm}$$

取 $B_1 = 66 \text{mm}$ $B_2 = 71 \text{mm}$;

2 验算

$$F_t = \frac{2}{d_1} = \frac{2 \times 47.55 \times 1000}{66} = 1440.9 \text{N}$$

$$\frac{K F_t}{b} = \frac{1.25 \times 1440.9}{66} = 27.29 \text{N/mm} < 100 \text{N/mm}, \text{ 合适}$$

3 齿轮结构设计

根据上述计算得出高速级齿轮传动尺寸见下表

名称	代号	计算公式	小齿轮 (mm)	大齿轮 (mm)
模数	m		2	
压力角	a		20	
齿数	Z		28	148
分度圆直径	d	d=mz	66	242
齿顶高	h_a	$h_a = h_a^* \cdot m$	2	
齿根高	h_f	$h_f = (h_a^* + c^*) \cdot m$	2.5	
齿全高	h	$h = (2h_a^* + c^*) \cdot m$	4.5	
齿顶圆直径	d_a	$d_a = (2h_a^* + z) \cdot m$	60	300
基圆直径	d_b	$d_b = d \cos a$	52.62	278.15
齿距	P	P=3.14m	6.28	
基圆齿距	P_b	$P_b = P \cos a$	5.90	
齿厚	S	S=3.14m/2	3.14	

$$d_1 = 66 \text{mm}$$

$$d_2 = 242 \text{mm}$$

$$a = 156 \text{mm}$$

$$B_1 = 66 \text{mm}$$

$$B_2 = 71 \text{mm}$$



齿槽宽	e	$e=3.14m/2$	3.14	
顶隙	c	$c=c^*m$	0.5	
标准中心距	a	$a=m(Z_1+Z_2)/2$	176	
节圆直径	d'	中心距为标距 a 时 $d'=d$	56	296
传动比	i	$i_{12} = z_2 / z_1$	5.29	
齿根圆直径	d_t	$d_t = (z - 2h_a^* - 2c^*) * m$	51	291
齿宽	B	$B_1 = b + 5, B_2 = b$	61	56

注：齿顶圆系数 $h_a^*=1$ ，顶隙系数 $c^*=0.25$

第三部分 轴的设计



一 高速轴的设计

1、选择轴的材料

由于减速器传递的功率不大，对其重量和尺寸也无特殊要求故选择常用材料 45 钢, 调质处理.

2、初步计算轴的最小直径

当轴的支承距离为定时，无法有强度确定轴径，要用初步估算的方法，即按纯

扭矩并降低许用扭转切应力确定轴径 d ，计算公式： $d \geq A_0 \sqrt[3]{\frac{P}{n}}$ ，选用 45 号调质钢，

查机设书表 15-3，得 $A_0 = 112$

$$d \geq 112 \sqrt[3]{\frac{4.78}{960}} = 19.13mm \quad d_1 = 19.13mm$$

在第一部分中已经选用的电机 Y132M2-6, D=38。查指导书 P128，选用联轴器 LH3，故

$d_1 = 28mm$ 。

3、轴的结构设计

(1) 拟定轴上零件的装配方案，经分析比较，选用如下方案：

d1

d2

d3

d4

d5

d6

(2) 各轴的直径和长度

1、联轴器采用轴肩定位 $d_1 = 28mm$ ，半联轴器与轴的配合的毂孔长度 $L = 60mm$ ，为

了保证轴端挡圈只压在半联轴器上而不压在轴的端面上，故 $L_1 = 59mm$ ；

选用深沟球轴承

2、初步确定滚动轴承

6008

因轴承受径向力和轴向力作用，高速转速较高，载荷大，故选用深沟球轴承

6008， $d \times D \times B = 40mm \times 55mm \times 15mm$ ，故 $d_3 = d_5 = 35mm$ ， $L_1 = 80mm$

$L_3 = 15mm, L_5 = 15mm$ ；

$d_3 = 35mm$

3、当直径变化处的端面是为了固定轴上零件或承受轴向力时，则直径变化值要大些，一般可取 6-8mm，故 $d_4 = 42mm$ ，由零件定位 $L_4 = 43.5mm$ ；

$d_2 = 32mm$

4、当轴径变化仅为了装配方便或区别加工表面时，不承受轴向力也不固定轴上零件的，则相邻直径变化较小，稍有查遍几颗，其变化应为 1-3，即 $d_2 = 32mm$ ， $d_5 = 35mm$

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/055122221022011234>