

《机械设计》课程设计

设计题目：链式输送机传动装置的设计

- 内装：
1. 设计计算说明书一份
 2. 减速器装配图一张（A1）
 3. 轴零件图一张（A2）
 4. 齿轮零件图一张（A2）

材控系 08-4 班级

设计者：魏明炜

指导老师：张晓辉

完成日期：2010年12月18日

成绩：

河南理工大学

课程设计任务书

设计题目	链式输送机传动装置的设计				
学生姓名	魏明炜	所在院系	材料学院	专业、年级、班	材控 08-4 班
设计要求:	<p>输送机连续工作, 单向运转, 载荷较平稳, 两班制工作, 使用期限 10 年, 小批量生产。允许输送带速度误差为 $\pm 5\%$。</p> <p>输送带拉力 $F=2.55\text{kN}$; 输送带速度 $V=1.7\text{ms}$; 滚筒直径 $D=300\text{mm}$</p>				
学生应完成的工作:	<ol style="list-style-type: none">1. 编写设计计算说明书一份。2. 减速器部件装配图一张(A0 或 A1);3. 绘制轴和齿轮零件图各一张。				
参考文献阅读:	<ol style="list-style-type: none">1. 《机械设计》课程设计指导书2. 《机械设计》图册3. 《机械设计手册》4. 《机械设计》				

工作计划:

1. 设计准备工作
2. 总体设计及传动件的设计计算
3. 装配草图及装配图的绘制
4. 零件图的绘制
5. 编写设计说明书

任务下达日期: 2010 年 12 月 15 日

任务完成日期: 2010 年 12 月 25 日

指导教师 (签名):

学生 (签名): 魏明焯

带式输送机传动装置的设计

摘 要: 齿轮传动是应用极为广泛和特别重要的一种机械传动形式, 它可以用来在空间的任意轴之间传递运动和动力, 目前齿轮传动装置正逐步向小型化, 高速化, 低噪声, 高可靠性和硬齿面技术方向发展, 齿轮传动具有传动平稳可靠, 传动效率高 (一般可以达到 94% 以上, 精度较高的圆柱齿轮副可以达到 99%), 传递功率范围广 (可以从仪表中齿轮微小功率的传动到大型动力机械几万千瓦功率的传动) 速度范围广 (齿轮的圆周速度可以从 0.1ms 到 200ms 或更高, 转速可以从 1rmin 到 20000rmin 或更高), 结构紧凑, 维护方便等优点。因此, 它在各种机械设备和仪器仪表中被广泛使用。本文设计的就是一种典型的一级圆柱直齿轮减速器的传动装置。其中小齿轮材料为 40Cr (调质), 硬度约为 240HBS, 大齿轮材料为 45 钢 (调质), 硬度约为 215HBS, 齿轮精度等级为 8 级。轴、轴承、键均选用钢质材料。

关键词： 减速器、齿轮、轴、轴承、键、联轴器

目 录

机械设计课程设计计算说明书

1.

一、课程设计任务书.....1

二、摘要和关键词.....2

2.

一、传动方案拟定.....3

各部件选择、设计计算、校核

二、电动机选择.....3

三、计算总传动比及分配各级的传动比.....4

四、运动参数及动力参数计算.....6

五、传动零件的设计计算.....7

六、轴的设计计算.....10

七、滚动轴承的选择及校核计算.....12

八、键联接的选择及校核计算.....13

九、箱体设计.....14

《机械设计》课程设计

设计题目：带式输送机传动装置的设计

- 内装：
1. 设计计算说明书一份
 2. 减速器装配图一张 (A)
 3. 轴零件图一张 (A)
 4. 齿轮零件图一张 (A)

_____系班级

设计者：_____

指导老师：_____

完成日期：_____

成绩：_____

计算过程及计算说明	
一、 传动方案拟定	
(1) 工作条件：运输链连续单项运转，工作时有轻微震动，有粉尘，空载启动，运输链工作速度允许误差	$\eta_{总} = 0.83$ $P_{工作} = 5.12KW$

为±5%，每年按 300 个工作日计算，使用期限为 10 年，大修期为 3 年，两班制工作（每班按 8h 计算），在专门工厂小批量生产

(2) 原始数据：滚筒圆周力 $F=2.55\text{kN}$ ；带速 $V=0.8\text{ms}$ ；
滚筒直径 $D=125\text{mm}$

二、电动机选择

1、电动机类型的选择：Y 系列三相异步电动机

2、电动机功率选择：

(1) 传动装置的总功率：

$$\eta_{\text{总}} = \eta_{\text{带}} \times \eta_{\text{轴承}} \times \eta_{\text{齿轮}} \times \eta_{\text{联轴器}} \times \eta_{\text{滚筒}}$$

$$= 0.96 \times 0.98^3 \times 0.97 \times 0.99 \times 0.96$$

$$= 0.83$$

(2) 电机所需的工作功率：

$$P_{\text{工作}} = FV (1000 \eta_{\text{总}})$$

$$= 2550 \times 0.8 (1000 \times 0.83)$$

$$= 2.46\text{KW}$$

$$n_{\text{滚筒}} = 108.2\text{rmin}$$

电动机型号
Y132S-6

$$i_{\text{总}} = 8.87$$

据手册得

$$i_{\text{齿轮}} = 2.91$$

$$i_{\text{带}} = 2.7$$

$$n_{\text{I}} = 355.56\text{rmi}$$

n

$$n_{\text{II}} = 122.18\text{r min}$$

$$n_{\text{III}} = 122.18\text{rmin}$$

$$P_{\text{I}} = 2.36\text{KW}$$

$$P_{\text{II}} = 2.24\text{KW}$$

$$P_{\text{III}} = 2.18\text{KW}$$

$$T_{\text{I}} = 63.43\text{N} \cdot \text{m}$$

$\cdot \text{m}$

$$T_{\text{II}} = 175.47\text{N} \cdot \text{m}$$

$\cdot \text{m}$

$$T_{\text{III}} = 170.24\text{N} \cdot \text{m}$$

$\text{N} \cdot \text{m}$

	<p> $V=5.23\text{ms}$ $d_{d2}=270\text{mm}$ 取标准值 $d_{d2}=280\text{mm}$ $L_d=1612.8\text{m}$ m $a=515\text{mm}$ $Z=4$ $F_0=142.9\text{N}$ $(F_p)_{\min}$ $=1125.8\text{N}$ $i_{\text{齿}}=2.91$ $Z_1=24$ $Z_2=70$ $T_1=634000\text{N}$ $\cdot \text{mm}$ α $=520\text{Mpa}$ α $=340\text{Mpa}$ $N_{L1}=1.02 \times 10^9$ $N_{L2}=3.52 \times 10^8$ $K_{HN1}=1.0$ </p>
<p>由附录九选取电动机额定功率 $P=3\text{KW}$</p> <p>3、确定电动机转速：</p> <p>计算滚筒工作转速：</p> $n_{\text{筒}} = 60 \times 1000V\pi D$ $= 60 \times 1000 \times 0.8 \pi \times 125$ $= 122.3\text{rmin}$ <p>按表 3-1 推荐的传动比合理范围，取圆柱齿轮传动一级减速器传动比范围 $I'_a=3\sim 6$。取 V 带传动比 $I'_1=2\sim 4$，则总传动比理时范围为 $I'_a=6\sim 24$。故电动机转速的可选范围为 $n'_d=I'_a \times n_{\text{筒}}$</p> $n_{\text{筒}} = (6\sim 24) \times 122.3=733.8\sim 2935.2\text{rmin}$ <p>符合这一范围的同步转速有 750、1000、和 1500rmin。</p> <p>根据容量和转速，由有关手册查出有三种适用的电动</p>	

机型号：因此有三种传支比方案：由《机械设计手册》查得。综合考虑电动机和传动装置尺寸、重量、价格和带传动、减速器的传动比，可见第 2 方案比较适合，则选 $n=1000\text{rmin}$ 。

4、确定电动机型号

对应有三种适合的电动机型号可供选择，如下表

传动比方案	电动机型号	额定功率 kw	电动机转速 (r·)		电动机重量 N	参考价格 元	传动装置总传动比
			同步转速	满载转速			
1	Y132M-8	3	750	710	76	1000	5.81
2	Y132S-6	3	1000	960	66		7.85
3	Y100L2-4	3	1500	1430	35	270	11.69

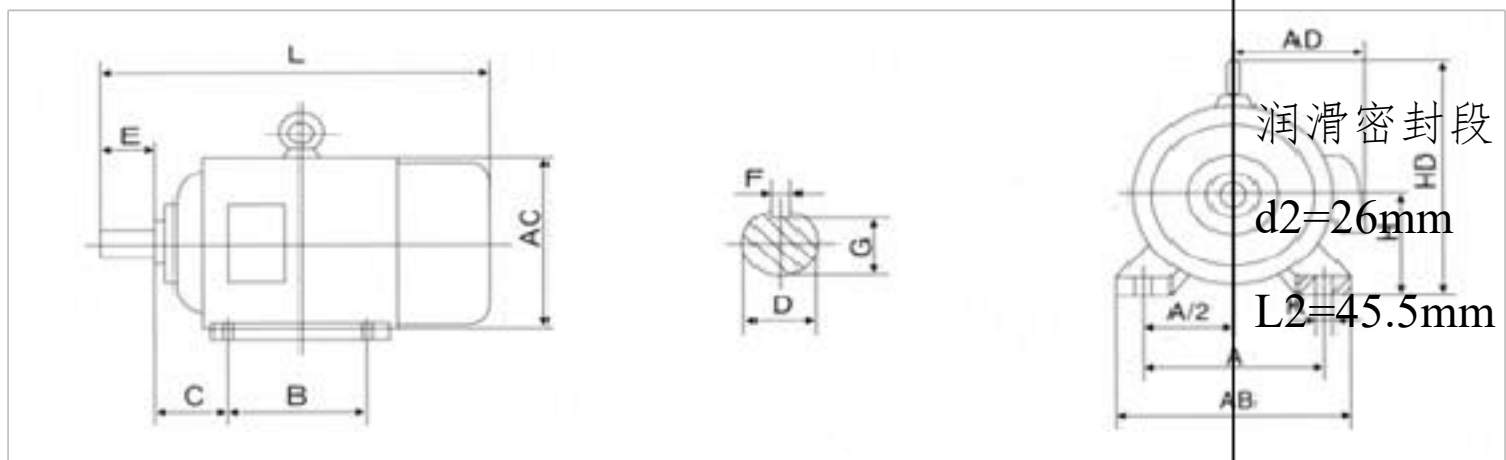
综合考虑电动机和传动装置的尺寸、质量、价格和传动比，方案 2 比较合适。因此选定电动机的型号为 Y132S-6。所选电动机主要性能和外观尺寸如下表

电动机（型号 Y132S-6）的主要性能

额定功率 kw	同步转速	满载转速	电动机总重 N	启动转矩 额定转矩
4	1000	960	730	2.0

电动机（型号 Y132S-6）的主

$K_{HN2} = 1.0$
 $[\sigma_{H1}] = 520\text{Mpa}$
 $[\sigma_{H2}] = 340\text{Mpa}$
 $d_1 = 73.89\text{mm}$
 $m = 2.5\text{mm}$
 $Y_{Fa1} = 2.65$
 $v_{Sa1} = 1.58$
 $Y_{Fa2} = 2.24$
 $Y_{Sa2} = 1.75$
 $m \geq 3.92\text{mm}$
 $d_1 = 80\text{mm}$
 $d_2 = 232\text{mm}$
 $3a = 156\text{mm}$
 $B_2 = 80\text{mm}$
 $B_1 = 85\text{mm}$
 初算轴径 $d > 20.90\text{mm}$
 V 型带轮安装段
 $d_1 = 22\text{mm}$
 $L_1 = 63\text{mm}$



mm

中心高 H	外形尺寸	底脚安装尺寸 AB	地脚螺栓孔直径 K
132	475347.531 5	216140	12

轴承：6207
轴
滚动轴承安
装段
d3=35mm
L3=18mm

三、计算总传动比及分配各级的传动比

1、总传动比： $i_{总} = \frac{n_{电动机}}{n_{筒}} = \frac{960}{122.3} = 7.85$

2、分配各级传动比

(1) 据指导书 P7 表 1，取齿轮 $i_{带} = 2.7$ (V带传动比 $I' = 2 \sim 4$ 合理)

(2) $\therefore i_{总} = i_{齿轮} \times i_{带}$

$\therefore i_{齿轮} = \frac{i_{总}}{i_{带}} = \frac{7.85}{2.7} = 2.91$

齿轮左轴承
台阶段
d4=41mm
L4=19mm

四、运动参数及动力参数计算

1、计算各轴转速 (rmin)

$$n_I = \frac{n_{电动机}}{i_{带}} = \frac{960}{2.7} = 355.56(\text{rmin})$$

$$n_{II} = \frac{n_I}{i_{齿轮}} = \frac{355.56}{2.91} = 122.18(\text{rmin})$$

$$n_{III} = n_{II} = 122.18(\text{rmin})$$

齿轮所在段
d5=82mm
L5=85mm

2、计算各轴的功率 (KW)

齿轮右轴承
台阶段

$P_I = P_{\text{工作}} \times \eta_{\text{带}} = 2.46 \times 0.96 = 2.36 \text{KW}$	
$P_{II} = P_I \times \eta_{\text{轴承}} \times \eta_{\text{齿轮}} = 2.36 \times 0.98 \times 0.97 = 2.24 \text{KW}$	L5=19mm
$P_{III} = P_{II} \times \eta_{\text{轴承}} \times \eta_{\text{联轴器}} = 2.24 \times 0.97 \times 0.99 = 2.18 \text{KW}$	
<p>3、 计算各轴扭矩 (N·mm)</p>	
$T_{\text{工作}} = 9550 \times 2.46960 = 24.47$	右轴承安装
$T_I = T_{\text{工作}} \times \eta_{\text{带}} \times i_{\text{带}} = 24.47 \times 2.7 \times 0.96 = 63.43 \text{N} \cdot \text{m}$	段
$T_{II} = T_I \times i_{\text{齿轮}} \times \eta_{\text{轴承}} \times \eta_{\text{齿轮}}$ $= 63.43 \times 2.91 \times 0.98 \times 0.97 = 175.47 \text{N} \cdot \text{m}$	d7 = 35mm
$T_{III} = T_{II} \times \eta_{\text{轴承}} \times \eta_{\text{联轴器}}$ $= 175.47 \times 0.97 \times 0.99 = 170.24 \text{N} \cdot \text{m}$	L7=18mm
	V型A带轮
	安装段
五、 传动零件的设计计算	d1=22mm
1. 确定计算功率 P_C	L1=63mm
由课本表 9-7 得: $k_A = 1.2$	润滑密封段
$P_C = K_A P = 1.2 \times 3 = 3.6 \text{KW}$	d2=26mm
2. 选择 V 带的带型	L2=45.5mm
根据 P_C 、 n_1 由课本图 9-12 得: 选用 A 型	左轴承安装
3. 确定带轮的基准直径 d_d 并验算带速 v 。	段
1) 初选小带轮的基准直径 d_{d1} 由课本表 9-8, 取小带轮的基准直径 $d_{d1} = 100 \text{mm}$	d3=35mm
2) 验算带速 v 。按计算式验算带的速度	L3=18mm
$v = \pi d_{d1} n_1 (60 \times 1000)$ $= \pi \times 100 \times 1000 (60 \times 1000) = 5.23 \text{ms}$	左轴承右轴
在 5-25ms 范围内, 带速合适。	肩段
3) 计算大齿轮的基准直径。计算大带轮的基准直径	d4=41mmL
d_{d2}	4=19mm
	齿轮宽度段
	d5=82mm

$$=i_{\text{带}} \cdot d_{d1} = 2.7 \times 100 = 270\text{mm}$$

由课本表 9-8, 圆整为 $d_{d2} = 280\text{mm}$

4. 确定带长和中心矩

1) 根据课本式 (9-18), 初定中心距 $a_0 = 500\text{mm}$

2) 由课本式 (8-22) 计算带所需的基准长度

$$L_{d0} \approx 2a_0 + \pi \left(\frac{d_{d1} + d_{d2}}{2} \right) + \frac{(d_{d2} - d_{d1})^2}{4a_0}$$

由课本表 9-2 选带的基准长度 $L_d = 1640\text{mm}$

计算实际中心距 a 。

$$A =$$

$$a = A + = 513.6\text{mm}$$

取 $a = 515\text{mm}$

5. 验算小带轮上的包角 α_1

$$\alpha_1 = 180^\circ - \left(\frac{d_{d2} - d_{d1}}{a} \right) \times 57.3^\circ$$

$$= 159.97^\circ > 120^\circ \text{ (适用)}$$

6. 确定带的根数 z

1) 计算单根 V 带的额定功率 p_r 。

由 $d_{d1} = 100\text{mm}$ 和 $n_1 = 1000\text{r/min}$ 根据课本表 9-3 得

$$P_0 = 0.97\text{KW}$$

根据 $n_1 = 960\text{r/min}$, $i_{\text{带}} = 2.7$ 和 A 型带, 查课本表 (9-4) 得

$$\Delta P_0 = 0.11\text{KW}$$

根据课本表 9-5 得 $K_a = 0.95$

根据课本表 9-6 得 $K_L = 0.99$

2) 计算 V 带的根数 z 。

$$z = 3.5 \text{ 圆整为 } 4 \text{ 根}$$

7. 计算单根 V 带的初压力的最小值 ($F_{0 \text{ min}}$)

$$L_5 = 85\text{mm}$$

右轴承左轴

肩段

$$d_6 = 41\text{mm}$$

$$L_6 = 19\text{mm}$$

右轴承安装

段

$$d_7 = 35 \text{ mm}$$

$$L_7 = 18 \text{ mm}$$

$$)_{0 \min} = 500 (2.5 - K_a) P_{Ca} z_v K_a + q V_2$$

$$= [500 \times (2.5 - 0.95) \times 3.6 (0.95 \times 4 \times 5.24) + 0.1 \times 5.24^2] \text{N}$$

$$= 142.9 \text{N}$$

8. 计算压轴力 F_p

压轴力的最小值为

$$(F_p)_{\min} = 2z (F_0)_{\min} \sin (\alpha_1 / 2)$$

$$= 2 \times 4 \times 142.9 \times \sin (159.97^\circ / 2) = 1125.8 \text{N}$$

2、齿轮传动的设计计算

1 选定齿轮材料及精度等级及齿数

2) 材料选择。选择小齿轮 45 钢调质和大齿轮材料为 45 钢正火

3) 选小齿轮齿数 $z_1 = 24$ ，大齿轮齿数 $z_2 = 24 \times 2.91 = 69.84$ ，取 70。

2 按齿面接触疲劳强度设计

由设计计算公式

$$d_1 \geq [13$$

(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

$$T_1 = 9.55 \times 10^6 \times P_{11}$$

$$= 95.5 \times 10^6 \times 2.36355.56 = 634000 \text{N} \cdot \text{mm}$$

3) 选取齿宽系数 $\phi_d = 1$

4) 查得材料的弹性影响系数 $Z_E = 189.8 \text{MPa}^2$

5) 按齿面硬度查得小齿轮的接触疲劳强度极限 σ_{Hlim}

两支承点距离

$L_{AB} = 100 \text{m}$

齿轮中心距

支承距离

$L_{CA} = L_{CB}$

$= 50 \text{mm}$

带轮中线距

B 点距离

$L_{DB} = 85 \text{m}$

m

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/227143066060006146>