

1. 绪论

玻璃钢制品是指以玻璃钢为原料加工而成的成品，玻璃钢制品主要有玻璃钢冷却塔，玻璃钢水箱 玻璃钢桌椅 玻璃钢管道，玻璃钢垃圾桶。玻璃钢的科学名称是玻璃纤维增强塑料，俗称玻璃钢。是国外 20 世纪初开发的一种新型复合材料，它具有质轻、高强、防腐、保温、绝缘、隔音等诸多优点。由于其强度相当于钢材，又含有玻璃成分，也具有玻璃那样的色泽、形体、耐腐蚀、电绝缘、隔热等性能，象玻璃那样，历史上形成了这个通俗易懂的名称“玻璃钢”。

玻璃钢的用途

玻璃钢制品用途广泛，可以成为替代部分金属和塑料的理想材料，不仅可以节约金属能源消耗，减少因为不能降解造成的塑料污染。在广大乡村，玻璃钢就，制成的雨搭，使用性能上堪比塑料，使用寿命上大大增加。

玻璃钢的性能

玻璃钢制品是良好的耐腐材料，对大气、水和一般浓度的酸、碱、盐以及多种油类和溶剂都有较好的抵抗能力。已应用到化工防腐的各个方面，正在取代碳钢、不锈钢、木材、有色金属等。

2. 整机传动方案的初步确定及工作原理

2.1 机械传动系统总体设计

2.1.1 传动方案的拟定：常用传动机构的一般布置原则如下：

- (1) 带传动承载能力较低，但传动平稳，缓冲吸振能力强，宜布置在高速级。
- (2) 对于开式齿轮的传动，由于其工作环境较差，润滑不良，为减少磨损，宜布置在低速级。

2.1.2 电动机的选择

给定玻璃钢切割机的工作条件：电动机室温下连续运转，工作环境多尘，电源为三相交流，电压为 380V。

(1) 选择电动机类型和结构形式

系统无特殊需求，一般选用 Y 系列三相交流异步电动机。选用全封闭自扇冷式笼型，电压 380V。

(2) 选择电动机容量

错误！未找到引用源。=错误！未找到引用源。 错误！未找到引用源。为电动机的功率， 错误！未找到引用源。为工作及功率， 错误！未找到引用源。为传动装置的总效率 错误！未找到引用源。=错误！未找到引用源。• 错误！未找到引用源。• 错误！未找到引用源。 错误！未找到引用源。为滑动轴承的效率，查表取 0.8 (一对)

错误！未找到引用源。为带传动的效率，查表取 0.75

错误！未找到引用源。为齿轮传动的效率，查表取 0.75
求解得：

错误！未找到引用源。=错误！未找到引用源。 $.8 \times 0.8 \times 0.75 \times 0.75$

$$=0.36$$

错误！未找到引用源。=错误！未找到引用源。 $=1.08/0.36=3.0936\text{kw}$ 查电动机参数表选取电动机额定功率错误！未找到引用源。 $=3\text{kw}$ 。

(3) 选择电动机转速、确定齿条运动速度、总传动比

(a) 根据动力源和工作条件, 电机的低转速选择常用的两种同步转速: 1000 错误！未找到引用源。 和 600 错误！未找到引用源。。选用 600 错误！未找到引用源。。

查表选用 Y315s-10 型号的电机, 其参数如下:

电机型号	额定功率 (kw)	同步转速 (错误！未 找到引用 源。)	满载转速 (错误！未 找到引用 源。)	电机重量 (kw)	参考价格 (元)
Y315s-10	3	600	560	73	750

(b) 先求取齿条临界转速度错误！未找到引用源。: 假设切割时间为 20s, 由玻璃钢参数得 $v=5.6\text{m/s}$,

结合机床上部件运行速度的经验, 假设 $V_{\text{齿条}}=16\text{cm/s}$. 与齿条粘合的齿轮角速度 $w=v/r$,

$$w=16/4=4\text{rad/s}.$$

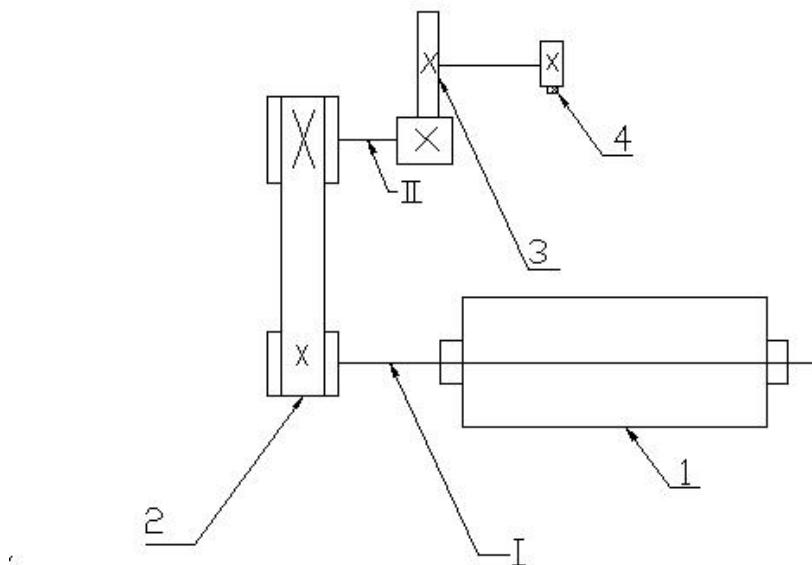
电动机转速为 600r/min , 所以 $w=2\pi n/60=62.8\text{rad/s}$.

令总传动比为 i ,

解得 $i=62.8/4=15.7$, 取 $i=14$.

2.2 玻璃钢成型机切割系统传动部分工作原理

如上图所示, 电动机通过皮带传动和齿轮传动两级减速, 将动力传至齿条, 齿条以一定速度带动小车前进, 当小车碰到预先设置好的行程开关, 电动机停转。玻璃钢通过自身的动力推动齿条将其推入另一端, 当齿条在另一端触碰行程开关时, 电动机再次启动, 带动齿条回程运动。如此这般, 循环往复, 达到切割玻璃钢的效果。以下为传动部分工作原理图。



1. 电动机

2. 带传动

3. 齿轮传动

4. 齿轮齿条传动

3. 传动装置运动和动力参数的计算

3.1 传动比分配

根据常用传动机构的主要特征及适用范围：

取 V 带传动的传动比错误！未找到引用源。为 4.5，则圆柱齿轮传动比错误！未找到引用源。= 错误！未找到引用源。==3.4

3.2 各轴的转速计算

错误！未找到引用源。=600 错误！未找到引用源。

错误！未找到引用源。=600/4.5=133 错误！未找到引用源。

错误！未找到引用源。=133/3.4=39.1 错误！未找到引用源。

3.3 各轴输入功率计算

错误！未找到引用源。= 错误！未找到引用源。=2.4kw

错误！未找到引用源。= 错误！未找到引用源。×0.8×0.75=1.44kw

错误！未找到引用源。= 错误！未找到引用源。×0.8×0.75=0.864kw

3.4 各轴输入扭矩计算

错误！未找到引用源。=9550 错误！未找到引用源。/ 错误！未找到引用源。
=9550×2.4 / 600N·m=38.2N·m

错误！未找到引用源。=9550 错误！未找到引用源。/ 错误！未找到引用源。
=9550×1.44 / 133 N·m=103.39 N·m

错误！未找到引用源。=9550 错误！未找到引用源。/ 错误！未找到引用源。
=9550×0.864 / 39.1 N·m=211 N·m

将上述结果列入表格，以供查用。

轴号	转速 n (错误！未找到引用源。)	功率 P / kw	扭矩 T / (N·m)
----	-------------------	-----------	--------------

I	600	3	38.2
II	133	1.44	103.39
III	39.1	0.864	211

4. 零、部件的设计

4.1V带传动的设计计算

选用普通V带传动，动力机位Y系列三相异步电动机，功率 P=3kw，转 n=600 错误！未找到引用源。每天工作 16h，中心距小于 600mm。

计算项目	计算内容	计算结果
定 V 带型号和带轮直径		
工作情况系数 引用源。 =1.2	由表	错误！未找到引用源。
计算功率 ×3	错误！未找到引用源。 = 错误！未找到引用源。 P=1.2 错误！未找到引用源。 =3.6kw	
选带型号 小带轮直径 到引用源。 =90mm	由图 由表	A型 取错误！未找 到引用源。
大带轮直径	错误！未找到引用源。 = (1- ε) 错误！未找到引用源。 = (1-0.02) × 错误！未找到引用源。 = 400mm ε 为滑动率，取 ε =2%	
大带轮转速 计算内容	错误！未找到引用源。 = (1- ε) 错误！未找到引用源。 = (1-0.02) × 错误！未找到引用源。 0×600/400 =133r/min 计算结果	
用源。 ≤±5%		错误！未找到引 用源。
计算带长		以上所选参数合理
求错误！未找到引用源。 到引用源。 =(错误！未找到引用源。 0+400)/2 未找到引用源。 =245mm	错误！未找到引用源。 = 错误！未找 到引用源。 =245 错误！未找到引用源。	错误！未找到引用源。
求错误！未找到引用源。 到引用源。 =(错误！未找到引用源。 00-90)/2=155mm	错误！未找到引用源。 = 错误！未 找到引用源。 =155mm	
初取中心距	a=650mm	
带长 L=2110mm	L= 错误！未找到引用源。 +2a+ 错误！未找到引用源。 ,	
基准长度 引用源。 =2000mm	由图	错误！未找到 引用源。
求中心距和包角		

中心距	a=错误！未找到引用源。 + 错误！未找到引用源。	
	错误！未找到引用源。	
	a=650mm 错误！未找到	
引用源。 700mm		
小轮包角	错误！未找到引用源。 = 错误！未找到引用源。 - 错误！ 未找到引用源。 × 60 错误！未找到引用源。	
	错误！未找到引用源。 = 151.4 错	
误！未找到引用源。	误！未找到引用源。	
	错误！未找	
到引用源。 120 错误！未找到引用源。	到引用源。	
求带根数		
计算项目	计算内容	计算结果
带速	v=错误！未找到引用源。	v=2.8 错
误！未找到引用源。		误
传动比	i=错误！未找到引用源。 = 错误！未找到引用源。 600/133	
i=4.5		
带根数	由表 错误！未找到引用源。 = 0.78kw; 错误！未找到 引用源。 = 0.94; 错误！未找到引用源。 = 1.01;	
	错误！未找到引用源。 = 0.11kw;	
Z=错误！未找到引用源。		
	= 错误！未找到引用源。	
	= 3.68	取 z=3 根
求轴上载荷		

张紧力 错误！未找到引用源。 500 错误！未找到引用源。（错
误！未找到引用源。） +q 错误！未找到引用源。
500 × 错误！未找到引用源。（错误！未找到引用源。）
+ 0.10 × 错误！未找到引用源。 .8 × 2.8
错误！未找到引用源。 = 148.9N
(由表 q=0.10 错误！未找到引用源。)

轴上载荷 错误！未找到引用源。 = 2z 错误！未找到引用源。
错误！未找到引用源。 = 1752N

带轮结构设计 由于带速 v 错误！未找到引用源。 30 错误！未找到引
用源。, 带轮用 HT200 制造。小带轮采用整体式结构，大带轮采用轮辐式结构，
且 D 错误！未找到引用源。 500mm, 轮辐数目取为 4. 具体结构参数见零件图。

综上整理带传动参数如表：

小带轮直径错误！未找到引用源。	大带轮直径错误！未找到引用源。	i	带基准长度错误！未找到引用源。	根数 Z	中心距 a
90mm	400mm	4.5	2900mm	4	649.5mm

4.2. 齿轮传动的设计计算

使用要求：预期使用寿命 10 年，每年 300 个工作日，在使用期限内，工作时间占 20%。工作有中等振动，传动不逆转，齿轮对称布置。传动尺寸无严格限制，无严重过载。传动比 $i=4$ 。

因传动尺寸无严格限制，且为开式传动，故小齿轮用 45 钢，调质处理，硬度 241HB~286HB，平均取为 260HB，大齿轮用球墨铸铁 QT500-7，硬度 170HB~230HB，平均取为 200HB。开式传动的齿轮，主要失效形式是弯曲疲劳折断和磨粒磨损，磨损尚无完善的计算方法，故只进行弯曲疲劳强度计算。

计算项目	计算内容	计算结果
1. 初步计算		
转矩错误！未找到引用源。	由前表查得	
错误！未找到引用源。 $=38.2 \text{ N.m}$		
齿宽系数错误！未找到引用源。 用源。 $=1.0$	由表，取错误！未找到引用源。 $=1.0$	
弯曲疲劳极限错误！未找到引用源。 错误！未找到引用源。 $=500 \text{ MPa}$	由图	
用源。 $=350 \text{ MPa}$		错误！未找到引用源。
初步计算的许用 弯曲应力错误！未找到引用源。 错误！未找到引用源。		错误！未找到引用源。 0.7
		$=0.7 \times 500$
错误！未找到引用源。 $=350 \text{ MPa}$		
	错误！未找到引用源。 0.7×350	错误！未找到引用源。
用源。 $=245 \text{ MPa}$		
错误！未找到引用源。值 用源。 $=1.45$	由表，取错误！未找到引用源。 $=1.45$	
初取齿轮齿数 错误！未找到引用源。 $=33$	取小齿轮齿数错误！未找到引用源。 $=33$	
齿形系数错误！未找到引用源。 错误！未找到引用源。 $=2.63$	由图	

计算项目	计算内容	计算结果
到引用源。=2.18 应力修正系数错误！未找到引用源。 错误！未找到引用源。=1.58	由图	错误！未找
到引用源。=1.81 初步计算的齿轮模数 m	m 错误！未找到引用源。 =1.96	m=2
初步宽度 b 错误！未找到引用源。=30mm	b=错误！未找到引用源。	错误！未找
到引用源。=15mm 2. 校核计算 圆周速度 v	v=错误！未找到引用源。=错误！未找到引用 源。 v=1.08 错误！未找到引用源。	错误！未找
精度等级 齿数 z 和模数 m	由表 由前计算, m=2;	选 9 级等级
用源。=i 错误！未找到引用源。=112	错误！未找到引用源。=33, 错误！未找到引 用源。=i 错误！未找到引用源。=112	错误！未找到引用源。=33 错误！未找
到引用源。=112 使用系数错误！未找到引用源。 错误！未找到引用源。=1.25	由表	
动载系数错误！未找到引用源。 错误！未找到引用源。=1.1	由表	
重合度错误！未找到引用源。 错误！未找到引用源。	错误！未找到引用源。= =1.88-3.2 错误！未找到引用源。(错误！未 找到引用源。)=1.72 错误！未找到引用源。=1.72	错误！未找
重合度系数错误！未找到引用源。 错误！未找到引用源。=0.25+错误！未找到引用源。 =0.69	错误！未找到引用源。=0.25+ 错误！未找到引用源。=0.25+错误！未找到引用源。 =0.69	错误！未找
齿间载荷分配系数错误！未找到引用源。 =错误！未找到引用源。=错误！未找到引用源。 源。=1.4	由表, 错误！未找到引用源。 错误！未找到引用源。	错误！未找
齿向载荷分配系数错误！未找到引用源。 错误！未找到引用源。=9.63	错误！未找到引用源。=错 误！未找到引用源。=9.63	错误！未找
到引用源。=1.25 载荷系数 K	由图 K= 错误！未找到引用源。 =1.25×1.1×1.4×1.25	错误！未找
弯曲最小安全系数 错误！未找到引用源。	由表	

错误！未找到引用源。=1.2
 应力循环次数错误！未找到引用源。
 错误！未找到引用源。=60×1×274.3
 $\times 14400$
 错误！未找到引用源。=2.4×错误！未找到引用源。
 错误！未找到引用源。=60 错误！未找到引用源。
 $=60 \times 1 \times 68.57$
 $\times 14400$
 错误！未找到引用源。=0.6×错误！未找到引用源。
 弯曲寿命系数错误！未找到引用源。
 错误！未找到引用源。=0.92
 $\times 14400$
 错误！未找到引用源。=0.98
 尺寸系数错误！未找到引用源。
 错误！未找到引用源。=1.0
 许用弯曲应力错误！未找到引用源。
 未找到引用源。=错误！未找到引用源。
 错误！未找到引用源。=错误！未找到引用源。
 错误！未找到引用源。
 验算
 $=\text{错误！未找到引用源。} \times 2.63 \times 1.58 \times 0.69$
 错误！未找到引用源。
 $=158.6 \text{ Mpa}$
 错误！未找到引用源。
 错误！未找到引用源。
 $=158.6 \text{ 错误！未找到引用源。}$
 错误！未找到引用源。
 错误！未找到引用源。
 错误！未找到引用源。
 错误！未找到引用源。

因传动无严重过载，故不作静强度校核齿轮的结构的设计：小齿轮制成实心式，大齿轮制成圆盘式，具体结构参数见零件图。

综上整理齿轮传动的参数如表：

模数 m	小齿轮齿数错误！未找到引用源。	压力角	大齿轮齿数错误！未找到引用源。	传动比 i
2	33	20°	112	3.4

4.3 轴系零件的设计计算

轴材料选用 45 钢调质，错误！未找到引用源。 $\sigma=650\text{Mpa}$ ，错误！未找到引用源。 $\tau=360\text{Mpa}$ 。轴的设计计算步骤如下：

计算项目	计算内容	计算结果
4.3.1. 初算轴径 d	由减速器的经验公式得：高速输入轴的直径 D 可按与其相连的电动机的直径 D 估算， $d \approx (0.8--1.2)D$ ；各级低速轴的直径 d 可按同级齿轮传动中心距 a 估算， $d \approx (0.3--0.4)a$ 初步估算： $d_1=32\text{mm}$, $d_2=44\text{mm}$.	

4.3.2. 初步计算轴上各段长度	轴承选 6008, 小齿轮齿宽 $b=15\text{mm}$ ； 由表： 大带轮宽度 $B=(Z-1)e+2f$ $= (6-1) \times 15 + 2 \times 10 = 30\text{mm}$ ；
-------------------	---

计算轴上载荷：

由前计算：

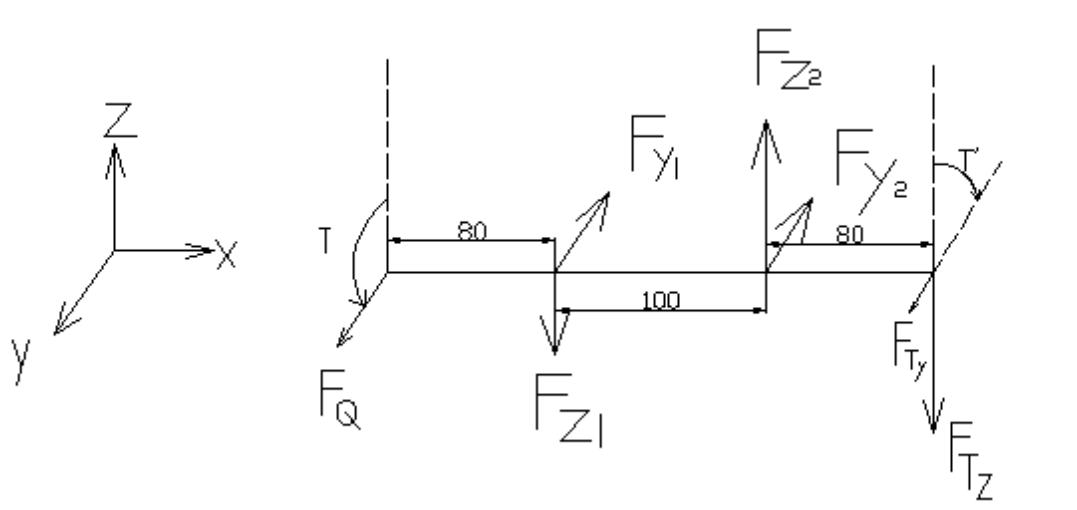
带轮作用轴上载荷 错误！未找到引用源。 $F_Q=1752\text{N}$, $T=38.2\text{N}\cdot\text{m}$

齿轮作用在轴上载荷：

错误！未找到引用源。 $F_{T1}=3458\text{N}$, 错误！未找到引用源。 $F_{T2}=129.68\text{N}\cdot\text{m}$

4.3.3. 绘制轴的弯扭矩图，对危险截面进行校核

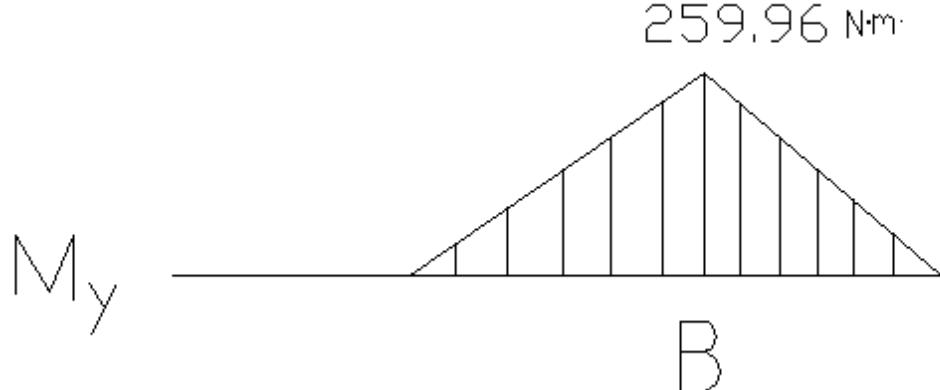
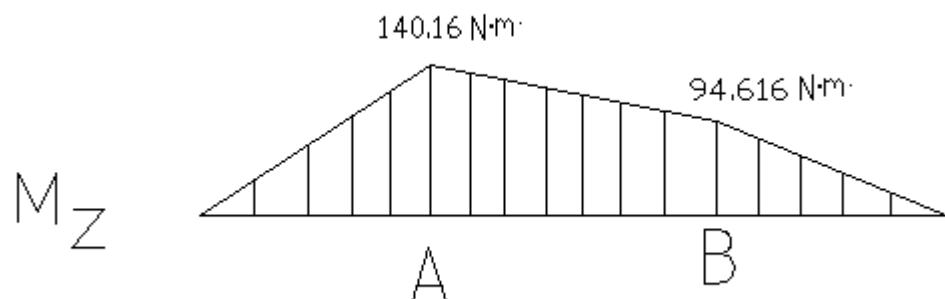
简化轴上载荷如图：



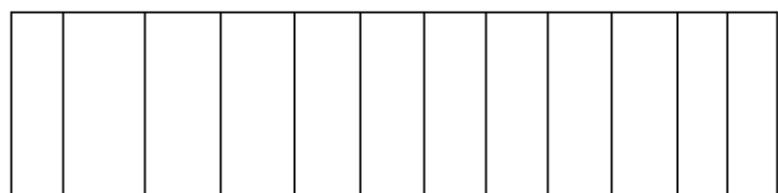
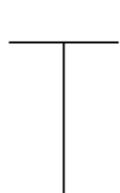
其中， 错误！未找到引用源。 $F_Q=1752\text{N}$, $T=129.68\text{N}\cdot\text{m}$,

错误！未找到引用源。 =错误！未找到引用源。 $=3458 \times$ 错误！未找到引用源。
 $=3249.5N$

错误！未找到引用源。 =错误！未找到引用源。 $=3458 \times$ 错误！未找到引用源。
 $=1182.7N$
画轴的弯矩图，扭矩图



129.68 N·m



由弯矩图、扭矩图可知 B 点为危险截面。对 B 点进行校核计算：
 $M=$ 错误！未找到引用源。 = 错误！未找到引用源。 $=276.64N$ 错误！未找到引用源。

m

查表得：错误！未找到引用源。 $=215\text{Mpa}$, 错误！未找到引用源。 $=102.5\text{Mpa}$, 错误！未找到引用源。 $=60\text{Mpa}$

对于不变的转矩，取错误！未找到引用源。 $=$ 错误！未找到引用源。 $=$ 错误！未找到引用源。 $=0.27$

错误！未找到引用源。 $=$ 错误！未找到引用源。 $=$ 错误！未找到引用源。 $=278\text{N}\cdot\text{m}$
所以：

错误！未找到引用源。 $=$ 错误！未找到引用源。 $=$ 错误！未找到引用源。 $=$ 错误！未找到引用源。 $=43.43\text{Mpa}$ 错误！未找到引用源。 $=60\text{Mpa}$

满足强度要求。

轴承选用 6028，带轮和齿轮结构见零件图。

4.3.4. 轴承的校核

(1) 计算轴承的当量动载荷 P:

由式： $P=X$ 错误！未找到引用源。 $+Y$ 错误！未找到引用源。知，对不承受轴向载荷的深沟球轴承， $X=1$, $Y=0$

错误！未找到引用源。::

由材料力学相关知识：错误！未找到引用源。 $=2599.6\text{N}$; 错误！未找到引用源。::

错误！未找到引用源。; 错误！未找到引用源。 728.46N

错误！未找到引用源。 $=$ 错误！未找到引用源。 $=3409.6\text{N}$

错误！未找到引用源。 $=$ 错误！未找到引用源。 $=5894.3\text{N}$

得：错误！未找到引用源。 $=$ 错误！未找到引用源。 $=3409.6\text{N}$; 错误！未找到引用源。 $=$ 错误！未找到引用源。 $=5894.3\text{N}$

(2) 校核计算

轴承的计算额定动载荷错误！未找到引用源。, 它与所选用轴承型号的基本额定载荷 C 值必须满足下式要求：

C 错误！未找到引用源。 $=$ 错误！未找到引用源。; 错误！未找到引用源。 $=3$

错误！未找到引用源。为轴承的预期使用寿命，

查表，取错误！未找到引用源。 $=6000\text{h}$

解得错误！未找到引用源。 $=3409.6$ 错误！未找到引用源。 $=15.76\text{Kw}$ 错误！未找到引用源。 $C=29.5\text{Kw}$

错误！未找到引用源。 $=5894.3$ 错误！未找到引用源。 $=27.24\text{Kw}$ 错误！未找到引用源。 $C=29.5\text{Kw}$

综上：轴承满足使用要求，选用合理

4.3.5 轴上键连接的选择及校核

因无特殊要求，选用圆头普通平键，键 10×8 ，通常错误！未找到引用源。 $(1.6 \sim 1.8)d$

因此，L 错误！未找到引用源。 $(1.6 \sim 1.8) \times 34 = 54.4 \sim 61.2$ mm，取 L=50mm；校核计算如下：

键的接触长度错误！未找到引用源。 $=L-b=50-10=40$ mm。键与毂的接触高度错误！未找到引用源。h 错误！未找到引用源。 $2=8$ 错误！未找到引用源。 $2=4$ mm；许用挤压应力错误！未找到引用源。查表取错误！未找到引用源。 $=150$ MPa；所以键连接所能传递的转矩为：

$T=$ 错误！未找到引用源。 d 错误！未找到引用源。 $=$ 错误！未找到引用源。 $\times 0.004 \times 0.04 \times 0.034 \times 150 \times$ 错误！未找到引用源。 $=408$ N·m 错误！未找到引用源。 $=129.68$ N·m。

所以，以上选择的参数满足强度要求。合理。

4.3.6 轴上螺母的选择

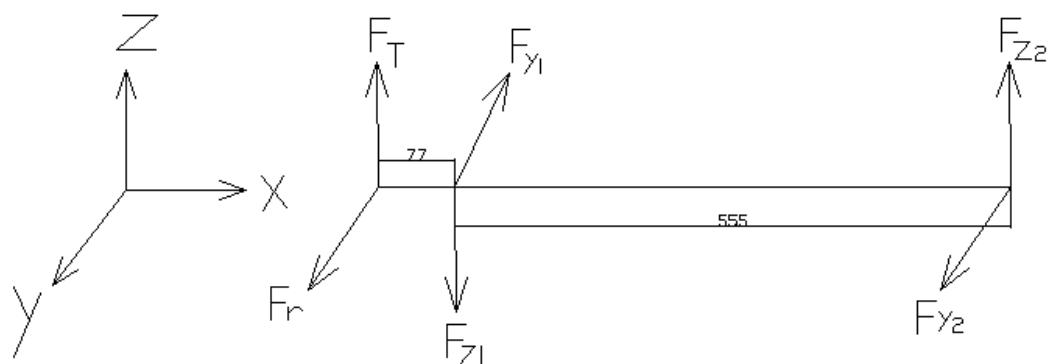
因螺母只需一般的固定作用，并无特殊要求，所以选用普通六角螺母 M12。

5.4 轴系零件的设计、选择与校核。

5.4.1. 轴承的选择、校核

考虑到滚筒的体积、质量较大，并且不受轴向载荷，选用滚动轴承 6008 内径 d=44mm。

(1) 求解各轴承受力



其中，错误！未找到引用源。 $=$ 错误！未找到引用源。 $=$ 错误！未找到引用源。 $=3017.6$ N；错误！未找到引用源。 $=$ 错误！未找到引用源。 $=3017.6$ N 错误！未找到引用源。 $=1098.3$ N

由力学相关知识解得：错误！未找到引用源。 $=3436.13$ N；错误！未找到引用源。 $=418.53$ N；

错误！未找到引用源。 $=1202.9$ N；错误！未找到引用源。 $=104.6$ N；

(2) 计算轴承的当量动载荷 P：

由式： $P=X$ 错误！未找到引用源。 $+Y$ 错误！未找到引用源。知，对不

承受轴向载荷的深沟球轴承，X=1，Y=0

错误！未找到引用源。:;

错误！未找到引用源。=错误！未找到引用源。=3640.6N

错误！未找到引用源。=错误！未找到引用源。=431.4N

得：错误！未找到引用源。= 错误！未找到引用源。=3640.6N；错误！未找到引用源。= 错误！未找到引用源。=431.4N

(3) 校核计算

轴承的计算额定动载荷错误！未找到引用源。, 它与所选用轴承型号的基本额定载荷C值必须满足下式要求：

C 错误！未找到引用源。=错误！未找到引用源。; 错误！未找到引用源。=3

错误！未找到引用源。为轴承的预期使用寿命，

查表，取错误！未找到引用源。

=6000h

解得错误！未找到引用源。=3640.6 错误！未找到引用源。=10.6Kw 错误！未找到引用源。C=95.8Kw

错误！未找到引用源。=431.4 错误！未找到引用源。
=1.256Kw 错误！未找到引用源。C=95.8Kw

综上：轴承满足使用要求，选用合理

5.4.2. 齿轮连接键的选择及校核

因无特殊要求，选用圆头普通平键，键 14×9 ，通常错误！未找到引用源。

(1.6~1.8) d

因此，L 错误！未找到引用源。 $(1.6 \sim 1.8) \times 48 = 76.8 \sim 86.4\text{mm}$, 取 L=55mm;

校核计算如下：

键的接触长度错误！未找到引用源。=L-b=55-14=41mm。键与毂的接触高度错误！未找到引用源。h 错误！未找到引用源。2=9 错误！未找到引用源。2=4.5mm;

许用挤压应力错误！未找到引用源。查表取错误！未找到引用源。=150Mpa;
所以键连接所能传递的转矩为：

$T = \text{错误！未找到引用源。} d \text{ 错误！未找到引用源。} = \text{错误！未找到引用源。}$

$\times 0.0045 \times 0.041 \times 0.048 \times 150 \times \text{错误！未找到引用源。} = 664.2 \text{ N} \cdot \text{m}$ 错误！未找到引用源。

=452.64N · m。

所以，以上选择的参数满足强度要求。合理。

5.4.3 轴上螺母选择

因螺母只需一般的固定作用，并无特殊要求，所以选用普通六角螺母 M10。

5.5. 轴承座、端盖的结构设计

5.5.1. 轴承座的选材

由于机构运转过程中并无较大冲击载荷，且轴承外径较大，考虑到节约成本，故选用灰铸铁 HT200，错误！未找到引用源。=290Mpa，硬度 190 错误！未找到引用源。240HB。

5.5.2. 轴承座的固定方式

轴承座与机架用螺栓联接。

5.5.3. 轴承座的结构设计

具体结构参数见零件图。

5.5.4. 轴承座端盖选材、结构设计

端盖选用灰铸铁 HT150, 错误! 未找到引用源。=290Mpa, 硬度 190 错误! 未找到引用源。240HB。用螺栓与轴承座联接。

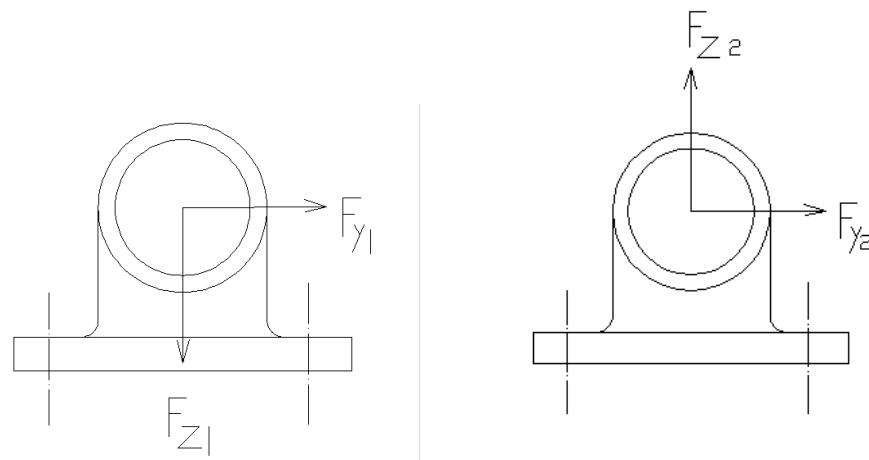
端盖用于限制轴承在轴承座内的轴向位移, 且在端盖与轴承座之间加用垫圈, 通过换用不同厚度的垫圈即可调整轴承在轴承座内的轴向位置, 具体结构参数见零件图。

5.6. 轴承座联接用螺栓的设计计算

螺栓材料选用 45 钢, 材料的许用拉应力 错误! 未找到引用源。=350Mpa。

螺栓直径 d 的设计计算:

(1) 轴 II 左右两轴承座受力如图所示;



①对于固定左轴承座的螺栓, 预紧力只须满足:

错误! 未找到引用源。; z——螺栓个数, z=2; 错误! 未找到引用源。——螺栓预紧力; 错误! 未找到引用源。——接触面间的摩擦系数, 查表取错误! 未找到引用源。=0.135

m——接合面数目, m=1;

错误! 未找到引用源。——考虑摩擦传力的可靠系数, 取错误! 未找到引用源。=1.3

错误! 未找到引用源。 错误! 未找到引用源。=错误! 未找到引用源。
=8023.4N

螺栓直径 d 错误! 未找到引用源。=错误! 未找到引用源。=6.16mm

②对于固定右轴承座得螺栓, 预紧力必须满足:

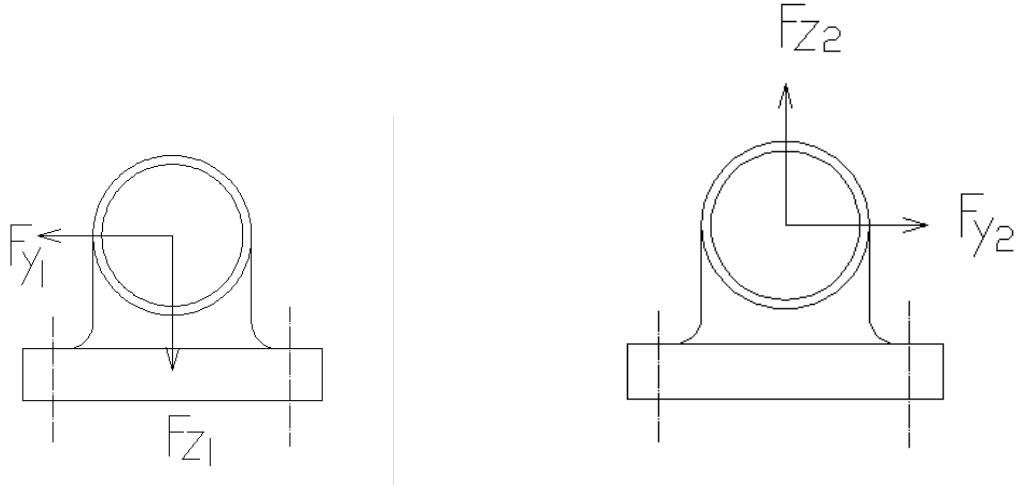
错误! 未找到引用源。; 错误! 未找到引用源。——残余预紧力;
其余符号含意同上;

错误! 未找到引用源。=错误! 未找到引用源。=3507.4N

同时螺栓所受总拉力 F =**错误！未找到引用源。**+**错误！未找到引用源。**
 $=3507.4+5849.1=9356.5N$

螺栓直径 d **错误！未找到引用源。**=**错误！未找到引用源。** $=6.65mm$
 综上，轴 II 上轴承座选用螺栓 M8.

(2) 两轴承座受力如图所示：



①对于固定左轴承座的螺栓，预紧力只须满足：

错误！未找到引用源。; z —螺栓个数, $z=2$; **错误！未找到引用源。**
 ——螺栓预紧力; **错误！未找到引用源。** ——接触面间的摩擦系数, 查表取**错误！未找到引用源。**
 $=0.135$

m —接合面数目, $m=1$;

错误！未找到引用源。 ——考虑摩擦传力的可靠系数, 取**错误！未找到引用源。** $=1.3$

错误！未找到引用源。 **错误！未找到引用源。**=**错误！未找到引用源。**
 $=2355.6N$

螺栓直径 d **错误！未找到引用源。**=**错误！未找到引用源。** $=3.34mm$

②对于固定右轴承座得螺栓，预紧力必须满足：

错误！未找到引用源。; **错误！未找到引用源。** ——残余预紧力;
 其余符号含意同上;

错误！未找到引用源。=**错误！未找到引用源。** $=503.6N$

同时螺栓所受总拉力 F =**错误！未找到引用源。**+**错误！未找到引用源。**
 $=503.6+5849.1=6352.7N$

螺栓直径 d **错误！未找到引用源。**=**错误！未找到引用源。** $=5.5mm$

综上，轴承座选用螺栓 M8.

5. 7. 机架的结构设计

机架材料选用型钢，由型钢焊接成机架。在机架的结构设计中，主要考虑便于轴承座的安装，以及方便机架上零件间相对距离的调整，具体结构参数见零件图。

6. 电路设计

该电路设计是属于电气原理电路的设计，主要应用在工业控制的场合。设计的电路需要控制的是整个玻璃钢成型机系统。需要控制的电器有：机床照明灯，电源指示灯，牵引电机，成型电机，切割电机，风扇组电机，水泵电机，张紧装置电机，浸胶升降台电磁阀，第一次加热系统，第二次加热系统，第三次加热系统，初次预热系统以及各种温度传感器。但是因为电气原理图表达的电路只是各种电器元件的线圈，所以所有的传感器，温度模块等元件是不会以实体出现在电路中，所有出现在电路中的都是控制各部分的继电器线圈，电阻，开关，按钮等装置。传感器，温度模块等装置在市场上都有标准的规格，可以直接选购，只要满足电路要求即可，不需自己另外设计。具体电路参看图纸。

设计总结

毕业设计是我们专业课程知识综合应用的实践训练，是我们迈向社会，从事职业工作前一个必不可少的过程。通过这次毕业设计，我深深体会到这句千古名言的真正含义。我今天认真的进行毕业设计，学会脚踏实地迈开这一步，就是为明天能稳健地在社会大潮中奔跑打下坚实的基础。

这次毕业设计，由于理论知识的不足，再加上平时没有什么设计经验，一开始的时候有些手忙脚乱，不知从何入手。在老师的谆谆教导，和同学们的热情帮助下，使我找到了信心。现在想想其实课程设计当中的每一天都是很累的，其实正向老师说得一样，毕业设计没有那么简单，你想偷懒或者你想自己胡乱蒙两个数据上去来欺骗老师都不行，因为你的每一个数据都要从机械设计书上或者机械设计手册上找到出处。虽然种种困难我都已经克服，但是还是难免我有些疏忽和遗漏的地方。完美总是可望而不可求的，不在同一个地方跌倒两次才是最重要的。抱着这个心理我一步步走了过来。

最后，我要感谢 XXXX 老师，是您严厉批评唤醒了我，是您的敬业精神感动了我，是您的教诲启发了我，是您的期望鼓励了我，我感谢老师您今天又为我增添了一幅坚硬的翅膀。

由于本人的设计能力有限，在设计过程中难免出现错误，恳请老师们多多指教，我十分乐意接受你们的批评与指正，本人将万分感谢。

参考文献

1. 邱宣怀、郭可谦、吴宗泽等. 机械设计. 4 版. 北京: 高等教育出版社, 2010.
2. 刘混举、赵河明、王春燕. 机械可靠性设计. 北京: 国防工业出版社, 2010.
3. 杨光、席伟光、李波、陈晓岑. 机械设计课程设计. 2 版. 北京: 高等教育出版社, 2010.
4. 金清肃、范顺成、范晓珂. 机械设计课程设计. 武汉: 华中科技大学出版

社. 2006.

5. 王慧、吕宏、王连明. 机械设计课程设计. 北京: 北京大学出版社. 2011.
6. 于永泗、齐民. 机械工程材料. 8 版. 大连: 大连理工大学出版社. 2010.
7. 郑文纬、吴克坚. 机械原理. 7 版. 北京: 高等教育出版社. 2010.
8. 刘鸿文. 材料力学. 4 版. 北京: 高等教育出版社. 2010.
9. 哈尔滨工业大学理论力学教研室. 6 版. 北京: 高等教育出版社. 2004.
10. 陈于萍、周兆元. 互换性与测量技术基础. 2 版. 北京: 机械工业出版社. 2009.
11. 何铭新、钱可强. 机械制图. 5 版. 北京: 高等教育出版社. 2008.
12. 蒋晓、沈培玉、苗青. AutoCAD2008 中文版机械设计标准实例教程. 北京: 清华大学出版社. 2008.