

1 概论

在如今，一个陶瓷制品的好坏不仅与技术息息相关，更重要的还是取决于泥料的优劣，而真空练泥机正好弥补了泥料各组分的分布不均匀和含有大小气泡等缺陷。

众所周知，陶瓷工业用的泥饼是泥浆经压滤后得到的。由于过滤工艺本身的原因，泥饼中各组成的分布往往是不均匀的，泥浆中的大颗粒受重力作用沉集在泥饼下部，中心附近的泥料比靠近滤布处的泥料含水量要高。此外，在泥饼中还含有一定数量的气泡，使泥饼存在着分层现象，同时泥饼的形状也不适合成型之用。为消除泥料的这些缺陷，一般用真空练泥机对泥料进行练泥加工，以得到更加致密、均匀性好、可塑性高、空气含量低、能适合成形工艺需要的泥段，经过真空练泥机处理的泥料，其内含气体体积可降至 0.5~1%，可塑性、致密度得到提高。因此，真空练泥机是陶瓷工业生产中重要的机械设备之一。尽管如此，真空练泥机还是存在一些问题。

首先，练出的泥料结构不够均匀，这是因为练泥时泥料中的水分产生移动和泥料单面受压不均都会引起结构不均匀的缺陷，使泥料产生应力，加上粘土成片状颗粒，在练泥机螺旋叶的机械力作用下，使泥料中连接薄弱的部位出现滑动面，因而泥料呈定向排列，不同方向上的物理—机械性能也不相同，造成泥料收缩不均匀，导致产品变形开裂。并且当结构设计不合理时，泥料出现 S 形。目前为解决泥料结构的均匀性，主要是通过努力克服 S 形。

为克服 S 形，很多厂家都采用了自己认为可行的措施，通过实践，有一定的效果，可以减弱 S 形，但也往往产生一些负作用，导致一些其他的不良后果。诸如泥料的散热，功耗的增加，练泥机结构的复杂等等。主要采取的措施有：

- 1、在螺旋叶轴向和径向留有一定的间隙和角度，这样，由于轴向间隙的存在，使螺旋叶对泥料产生切割作用，破坏泥料的 S 形排列
- 2、推进器结构设计应合理，螺旋叶起始位置一致，这样进入推进器的各股泥料相同，能很好地揉和在一起，即组合均匀
- 3、在采用单头—双头—三头时，为满足末端螺旋排泥量，在单头、双头、三头之间空出一定的距离

- 4、在单线与双线接头处，其位置应错开一个 90° 角，以利于分泥均匀
- 5、推进器采用一定的前倾角
- 6、在螺旋叶推进器的工作面和非工作面上，堆焊若干凸台，从而将泥料与基的表面破坏，为泥料重新组合创造条件，能有效地防止 S 形
- 7、国外练泥机在推进器与连续螺旋铰刀之间装一把切泥棒，以破坏泥料的 S 形结构
- 8、机头前安装一中间直径大，两端直径小的筒体，使泥料从推进器挤出后，在前进过程中受压又突然放松，打乱原来的定向 S 形排列

真空练泥机存在的第二个问题是铁质渗入的问题，这是由于在挤制泥料过程中的摩擦产生的问题，此外金属的腐蚀脱落也产生这种缺陷，为此国外一些厂家制造了与泥料接触的零件采用不锈钢的练泥机。

第三个问题挤制泥料的温升。泥料的挤制过程中受到极大的阻力，不可避免的会产生温升，温升过高，不仅影响真空处理效果，并且在阴干过程中会引起瓷件的干裂。为克服这一缺陷，一般都是降低螺旋叶片和筒体的粗糙度，在满足生产能力的要求下，尽可能减低铰刀轴的转速。

第四是真空度不够，也使泥料中的空气含量较大，我国一般规定为真空室内空气残压不超过 0.05 个大气压，处理后泥料中空气的含量不高于体积的 0.5~1% 为好，这就应采用真空度较高的真空泵和增加真空室及真空管道的密封性。

第五是功耗大。单位产量的能耗大，有可能使机械动能转化为热能，引起泥料的温升。各国练泥机的单耗（即单位产量的能耗）值随螺旋直径的增大而增大，国内练泥机的单耗要比国外的大，国产 TC-200 练泥机电机功率只要 11kw，而 TC-350 的电机功率达到了 37kw。

现在真空练泥机一般为双轴式，大多是集中驱动，用于电瓷行业的大型练泥机则为分别驱动。

真空泵与练泥机的连接方式有两种，一种是单机单泵，一种是多机一泵，多机一泵虽然在抽气速率上可以达到多台练泥机同时启动时的需要，但当仅开动一台时，存在抽气速率过高，功耗大及管路长而效率低等弊病，由于抽气速率过高，令其带走泥料中的水分而出现硬泥块现象，所以一般来说还是单机单泵好些。

另外，真空练泥机还有需要改进和完善的地方：

- 1、最好设置加泥，粗炼，调节加泥量的装置
- 2、安装监测显示装置，能够自动报警
- 3、设置.切泥段装置等

2 方案的确定

真空练泥机是机组，由练泥机（传动、搅泥、挤泥、机座）、真空泵、抽真空辅件（管路、滤气器）组成，真空练泥机是一种专用性很强的设备，是陶瓷生产中功耗较大的机械设备之一。

真空练泥机通常包括：动力传动部分，加料和搅泥部分，挤压成型部分，抽真空系统，机座等。

2.1 总体布局

就目前情况看来，现有真空练泥机大体有两大类，第一类是加料部分的主轴中心线与挤出部分的主轴中心线平行布局，即一字型布局。此类布局又分两种：一种是两者中心线重合的，即常称的单轴真空练泥机，有立式和卧式之分；另一种是两者中心线在空间位置互相平行，即常称的双轴真空练泥机，有顺流式与倒流式之分。

第二类布局，加料部分主轴中心线与挤出部分主轴中心线垂直，即所谓的丁字形布局，此类布局也分两种情况：一种是两者中心线在同一平面内互相垂直的，有立式和卧式之分；另一种是两者中心线在空间位置互相垂直的布局情况。

随着挤制产品尺寸规格越来越大，产品质量要求越来越高，选用中心线重合的和在同一平面内互相垂直的布局越来越少，而选用中心线在空间位置互相平行的布局越来越多。

就一字型布局来说，单轴和双轴两类各具优缺点。单轴真空练泥机，加料与出泥在同一根通轴上，因而真空室易堵塞，真空度难以保证，但其结构紧凑，制造方便。因此，单轴真空练泥机在生产中常用与泥料的初练。从国内情况看来，制造这类产品机型不多，加之单轴真空练泥机主轴很长，受力较大，密封困难，因而难以制成大型的设备。

而双轴真空练泥机设备较高，结构较复杂，但正因为结构的原因，能极好的解决单轴真空练泥机所存在的诸多问题，特别是其适用于大、中、小机型，故而在国内外陶瓷生产中得到更加广泛的应用。

本次设计，便采用了双轴卧式顺流布局。

2.2 传动方式的选定

现有的卧式双轴真空练泥机基本上采用两种传动型式，即分别驱动和集中驱动。

分别驱动操作较灵活，配电较为方便，但是分别驱动的传动装置体积较大，机械效率低。

而集中驱动一般是电动机通过联轴器或这一级皮带传动装置经变速箱分别驱动进料铰刀轴和出料铰刀轴，其结构紧凑，占地面积小，但齿轮数量多，需加工的零件数量较多，装修和维修困难，一般适用于中小型片子。

本设计要求的生产能力为 $0.9 \sim 1.5 \text{ T/h}$ ，可认为是小型练泥机，因此选用了集中驱动，传动路线为：电机→一级皮带传动→减速机→上下轴。

2.3 搅、挤泥部分

1、螺旋叶有下列形式：

连续的/不连续的 单线的/双线的 等螺距/变螺距

圆柱形/圆锥形 左旋的/右旋的 垂直/前倾/后倾型

不连续螺旋是若干个独立的螺旋浆叶沿主轴的螺旋方向分别错开 $60^\circ \sim 90^\circ$ 。安装在空间形或不连续的圆柱形，特别适用于真空练泥机的加料槽部分和要求以破碎搅拌、混合作用为主的部分。

而连续螺旋与泥料之间接触和相对运动相当于螺杆与螺母的关系，泥料在机壳内中只作轴向位移，而不能转动，相对于螺母沿着导槽的直线运动。

从输送泥料的的观点看，等螺距使物料作等速运动，变螺距是物料作变速运动。对真空练泥机来说，由压力形成的原理可知，只有泥料完全充满在机槽的各个部位的才有意义，不然只会使螺距复杂，增加制造维修的困难。

因为本设计在加料槽部分采用不连续螺旋铰刀，而在上轴挤出部分采用等螺距的连续螺旋铰刀，为使进入真空室的泥料具有一定的致密性，以保证真空室的良好密封，在连续铰刀出采用 10° 的锥度，以增大挤压力，使泥料致密，达到良好密封的目的。

下铰刀轴上处于真空室部位也采用不连续铰刀，下段采用单线等螺距的连续螺旋浆叶，而挤出螺旋采用双线螺旋结构。

因挤出螺旋安装于下轴螺旋的末端，它的后面就是机头和机嘴，是关系到出泥质量好坏的重要部位，它的作用是将经过抽真空的泥料挤压推送入机头和机嘴并消除螺旋结构带来的缺陷。真空螺旋式挤泥机存在的缺陷是在于泥料脱离螺旋进入机头和机嘴后，外围受到筒壁的摩擦阻力使其移动速度比中心部位慢，造成分层流动，且外层受到筒壁的挤压使泥料紧密，水分分布亦不均；其次是螺旋传动力的作用在泥料中的螺旋结构使螺旋轴尖处造成的“自由空间”使一部分泥料疏松，由此使泥坯在干燥烧成后，将出现层裂、环形裂纹、S型开裂毛病。为消除这些缺点，除设法提高真空室的真空度，将泥料中的空气尽量抽尽和合理的设计机头和机嘴外，要求挤出螺旋能均匀的将泥料送入机头并有足够大的均匀推力，近代生产中得以将挤压螺旋设计成双线或三线来达到这一目的。本设计中的挤压螺旋是采用双线螺旋。

根据实验资料，现有的真空练泥机，绞刀螺旋升角一般在 $20^{\circ} \sim 25^{\circ}$ 的范围内，无论绞刀的转速和泥料的性质如何，练泥机的生产能力较高、单位功耗较低。本设计中采用的螺旋升角为 20°

螺旋面母线倾角 β

根据螺旋母线倾角 β 的不同，叶片的断面形状有以下三种：

$\beta = 0$ ，叶片与绞刀轴线垂直，这是目前常用的叶片形状，这种叶片主要沿轴线方向推动泥料，推力 F_n 的大小等于泥料前进的阻力 F_p ，即 $F_n = F_p$ 。工作时不易造成回流增加和死泥的情况

$\beta < 0$ ，叶片向后倾斜，泥料有沿螺旋面向机壳滑动的趋势，能进一步阻止泥料的转动，其作用同侧滑角一样，但是这样滑动会增加周边处泥料的压力，从而增加泥料经绞刀与机壳之间间隙的回流量。当泥料大量回流时，练泥机的生产能力急剧降低，泥料严重发热，质量变差，因此，后倾角度不易过大。

$\beta > 0$ ，叶片向前倾斜，泥料有着沿螺旋面向绞刀中心滑动的趋势，泥料容易跟随绞刀一道转动，并有可能在轴毂上形成呆泥，因此在一般情况下不采用前倾叶片。

本次设计采用 $\beta = 0$ ，这也是目前常用的叶片形状。

绞刀材料要求摩擦系数小，抗磨性能强，不易生锈脱块，今选用不锈钢铸造而成。

2、绞刀轴毂

泥料在绞刀螺旋槽中的运动状态一般为粘流，愈靠近绞刀中心，泥料的相对速度越小而螺旋速度愈大。为了减小泥料的转动，绞刀轴毂不宜过小，但是轴毂直径太大时，不仅影响练泥机的生产能力，而且泥料进入机头时，泥料中会形成较大的空洞，虽然泥料中的空洞经机头和机嘴的挤压能逐渐填满而消失，但泥料的结合不很紧密，容易产生裂纹，影响泥料质量。一般轴毂尺寸在 $z=2\sim 3(z=R_2/R_1)$ 间选择，这里取轴毂直径为 90mm。

2.4 抽真空部分

真空室本身应具有良好的密封性能，即不渗漏。为达到这一目的，一般应做 $2\sim 5\text{kg}/\text{cm}^2$ 的水压测试，另外，为使泥料能有充分的脱水时间，应适当增大真空室的容积，但主要是增加真空室的高度而不宜增大真空室的水平面积，因此，真空室设计高瘦结构。

3 螺旋绞刀的设计与计算（公式查询来源于《陶瓷工业机械与设备》）

3.1 加料部分的绞刀

3.1.1 料槽中不连续螺旋绞刀

（1）直径 D

泥料在料槽中移动的移动速度 $v = Zbnk \sin \alpha / 60$

取 $n = 20 \text{ r/min}$, $Z = 4$, $b = 60 \text{ mm}$, $k = 0.85$, $\alpha = 20^\circ$, 代入上式

得 $v = \frac{1}{60} \times 4 \times 0.06 \times 20 \times 0.85 \times \sin 20^\circ = 0.023 \text{ m/s}$

搅拌机的生产能力 $Q = 900 \pi (D^2 - d^2) \phi v K$

已知 $K = 1$, 作为初步计算, 设 $d = 0$, 于是得

$$D = \sqrt{\frac{Q}{900 \pi \phi v}}$$

取练泥机生产能力 1.2 t/h

则搅拌机的生产能力为 $Q = \frac{1.2}{1.95} = 0.615 \text{ m}^3/\text{h}$

取 $\phi = 0.5$, 代入上式得

$$D = \sqrt{\frac{0.615}{900 \times 3.14 \times 0.5 \times 0.023}} = 0.1376 \text{ m} = 137.6 \text{ mm}$$

取 $D = 200 \text{ mm}$

（2）轴毂直径

泥料在绞刀轴中心的状态一般属于粘流，愈靠近绞刀中心泥料的相对速度愈小，而旋转速度愈大，为了减小泥料的转动，绞刀的轴毂不能做的过小。

取 $D/d=2.2$ ，所以 $d=D/2.2=D/2.2\approx 90\text{mm}$

即 $d=90\text{mm}$

（3）螺距

取 $h=\pi(R+r)\tan\alpha=3.14\times(100+45)\times\tan 20^\circ=165.7\text{mm}$

取 $h=150\text{mm}$

（4）螺旋升角

在螺旋叶片上，不同的半径，其 α 是不相同的，平均螺旋升角

$$\alpha = \arctg \frac{h}{\pi(R+r)} = \arctg \frac{150}{3.14 \times (100+45)} = 18.23^\circ \quad \text{查公式[7-52]}$$

$$\text{最小}\alpha_{\min} = \arctg \frac{h}{2\pi R} = \arctg \frac{150}{2 \times 3.14 \times 100} = 13.43^\circ$$

$$\text{最大}\alpha_{\max} = \arctg \frac{h}{2\pi r} = \arctg \frac{150}{2 \times 3.14 \times 45} = 27.96^\circ$$

（5）总长度

为了加强对泥料的破碎，提炼，初步取 $l=500\text{mm}$

（6）刀片数 i

为了泥料顺利进入连续绞刀，最后一把刀片应是连续螺旋叶片的延伸部分，刀片中心线与连续螺旋叶片端线夹角为 45° ，二者轴间距离

$$m=0.25b_{\max}+10$$

刀片最大宽度取为 70mm ，代入上式得

$$m=0.25 \times 70 + 10 = 27.5 \text{ mm}$$

$$\text{刀片间的距离 } l = \frac{1}{2} b_{\max} + e + (6 \sim 10) \quad \text{查公式[7-72]}$$

取挡泥板厚度 $e=6\text{mm}$ 代入上式得

$$l = \frac{1}{2} \times 70 + 6 + 8 = 49 \text{ mm}$$

取 $l=50\text{mm}$

$$\text{在 } 500\text{mm} \text{ 长度内刀片数 } i = \frac{500 - 27.5}{50} + 1 \approx 10.45 \text{ 把}$$

取 $i=10$ 把

(6) 绞刀与机壳面间隙 δ

根据经验，取 $\delta=3\text{mm}$

(7) 绞刀片结构设计

为防泥料随同转轴一起转动，在本机中将绞刀片设计成叶片与轴线垂直型结构，绞刀与轴毂采用正起式精铸成型，材料为不锈钢材 ZG1Cr18Ni9 以防止铁质对泥料的污染，结构如图 1 所示，叶片厚度取 $a=10\text{mm}$ 。

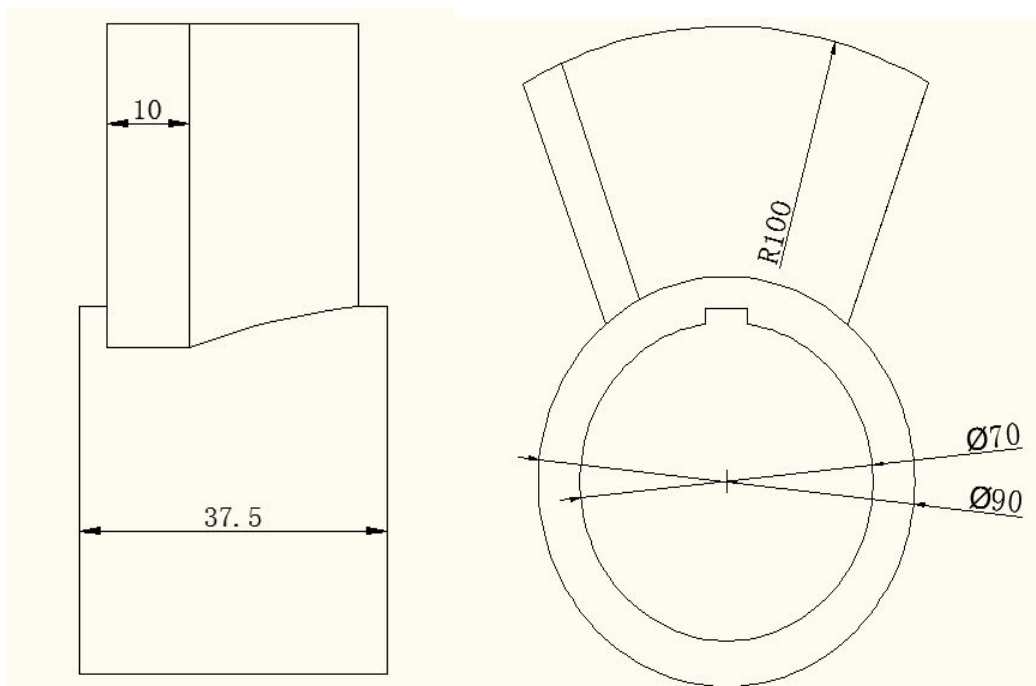


图1 绞刀片

3.1.2 连续螺旋绞刀

(1) 直径 D 轴毂直径 d

同前，轴毂直径 $d=90\text{mm}$ 连续绞刀开始端 $D=200\text{mm}$

以后 $\lambda=10^\circ$ 的锥角缩小（为增加泥料压力，良好密封）

(2) 螺距 同前 $h=150\text{mm}$

(3) 螺旋升角

同前 $\alpha_{\text{平}}=18.23^\circ$ $\alpha_{\text{min}}=13.43^\circ$ $\alpha_{\text{max}}=27.96^\circ$

(4) 叶片厚度 a

在正常情况下，绞刀叶片的厚度是不会很大的，其主要破坏形式为磨损，介于国内外机子的叶片厚度情况，取 $a=10\text{mm}$

(5) 绞刀与机壳的间隙 $\delta=3\text{mm}$

(6) 长度 l

为了减小泥料的反间压力梯度，防止泥料回流，绞刀长度不应太短，一般中小型练泥机的螺旋圈数为 $1.5 \sim 2$ ，在这里取螺旋圈数为 2 圈

$$l = 2 \times 150 = 300 \text{mm}$$

螺旋叶片与末端栅板之间应隔开一段距离，目的是使栅板前面能经常充满泥料，以保证真空室有可靠地密封，当然，若取的距离过大，增加消耗功率，不利于降低能耗，且泥料易发热，这里取间隔为 $L_2 = 40 \text{mm}$

$$\text{所以 } L = L_1 + L_2 = 340 \text{mm}$$

3.1.3 加料槽和连续筒体

对于加料槽和连续筒体来说，为了防止泥料污染，都采用不锈钢材料，同时为了防止由于螺旋力作用而在筒体内回转造成发热和螺旋结构，在筒壁上开有凸槽。

3.2 出料部分的绞刀

3.2.1 上轴和下轴间距

为使泥料有充分的脱气时间，应适当增大真空室的容积，但主要是增大真空室的高度而不是水平面积。

$$\text{现取上下轴间距离 } A = 562 \text{mm}$$

3.2.2 真空室中不连续螺旋绞刀

(1) 直径 D 轴毂直径 d

$$\text{同前 } D = 200 \text{mm}, d = 90 \text{mm}$$

(2) 螺距 $h = 150 \text{mm}$

(3) 长度 l 参照经验数据, 取 $l=265\text{mm}$

(4) 绞刀片结构尺寸

厚度 $\delta=10\text{mm}$ 取 $b_{\max}=70\text{mm}$, $b_{\text{平}}=60\text{mm}$, $b_{\min}=50\text{mm}$

绞刀数 ν 同前 $m=27.5\text{mm}$, $l=50\text{mm}$

所以在 265mm 长度内安有的刀片数

$$\nu = \frac{265 - m}{l} = \frac{265 - 27.5}{50} = 4.75 \text{ 把, 取 } i=5 \text{ 把}$$

3.2.3 连续螺旋绞刀

1、直径 同前 $D=200\text{mm}$, $d=90\text{mm}$

2、螺距取 $h=150\text{mm}$, 为使下轴输泥量大于上轴, 取下轴转速 $n=23\text{r/min}$

3、螺旋升角

$$\alpha_{\max}=27.96^\circ, \quad \alpha_{\text{平}}=18.23^\circ, \quad \alpha_{\min}=13.43^\circ$$

4、叶片厚度 $a=10\text{mm}$

5、长度 l

一般对挤出螺旋数是 $2.5 \sim 3.5$ 圈, 本机选用 3 圈

$$L=3 \times 150=450\text{mm}$$

6、结构设计

为克服“螺旋型”或“S”型缺陷, 在螺旋叶螺旋轴向和径向间留有一定的间隙和角度, 这样一方面可以解决螺旋面因台阶而引起的泥料发热和功率增大的现象; 另一方面因螺旋叶轴向之间有间隙, 对泥料有切割作用, 能及时破坏泥料的螺旋型结构, 对泥料质量有显著提高, 从日本进口的本田产品 VZ2500 真空练泥机来看, 通过有关 P 门的使用和检测, 此结构对泥料有明显好处, 挤出的泥段

基本无夹层和 S 形等影响泥料质量的现象。如图 2 所示：

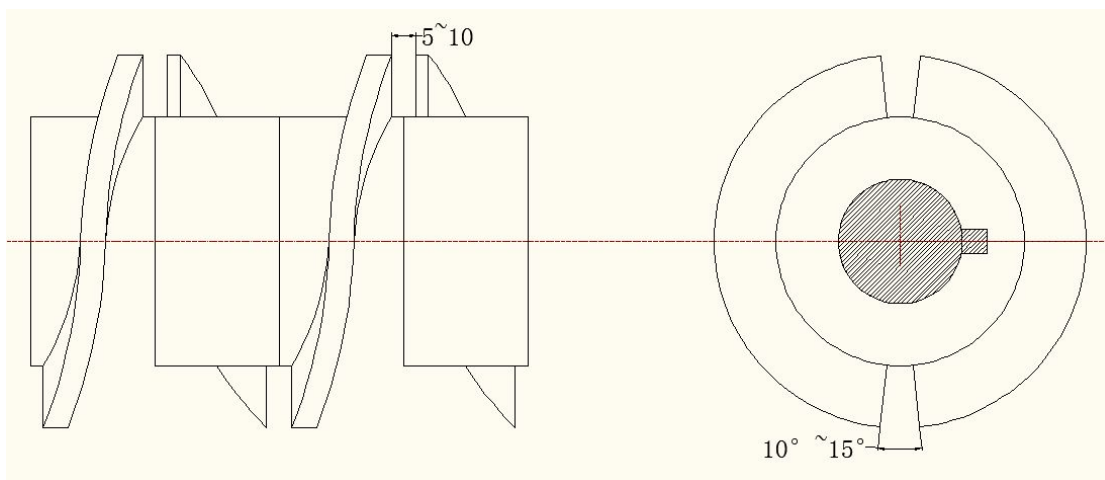


图 2 挤出螺旋结构

7、推进器

1、头数

采用双线螺旋绞刀,为使两螺旋沟槽出泥均匀,将其与单线绞刀隔开一段距离,取为 40mm,在挤出螺旋末端也被做成前倾型,以使泥料的运动稍微倾向中心,并迅速填充在“自由空间处”;另外在螺旋的末端加上一个锥度为 50° 的流线型圆锥体,圆锥体伸入机头内,使泥料截面作缓慢的变化。其形状如下图 3:

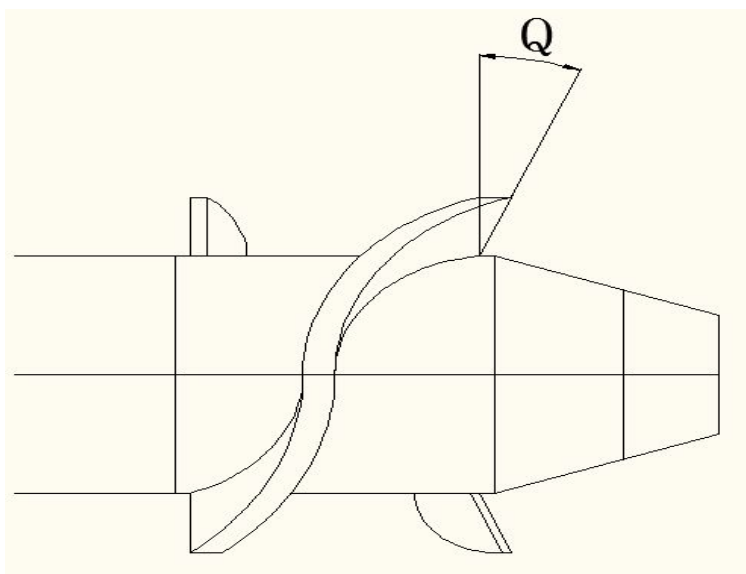


图 3 推进器

2、直径 同前 $D=200\text{mm}$, $d=90\text{mm}$

3、叶片厚度 $a=10\text{mm}$

4、长度 l

$$L=3 \times 150=450\text{mm}$$

4 生产能力的校准计算

4.1 料槽中不连续螺旋绞刀

$$Q_1 = 900 \pi (D^2 - d^2) \phi v \quad \text{查公式[7-2]}$$

已知 $D=200\text{mm}$, $d=90\text{mm}$, $\phi=0.5$, $v=0.023\text{m/s}$, 所以

$$Q_1 = 900 \times 3.14 \times (0.2^2 - 0.09^2) \times 0.5 \times 0.023 = 1.05\text{m}^3/\text{h}$$

但实际上, 由于安有输泥板, 再加上由于绞刀相互间间隙的回流会影响 Q , 所以还有一个 K 值, 取 $k=0.85$, 所以

$$Q_1 = 1.05 \times 0.85 = 0.89 \text{ m}^3/\text{h} \quad \text{满足要求}$$

4.2 加料部分的连续螺旋绞刀

$$Q_2 = 15 \pi (D^2 - d^2) (h - \delta) nk \quad \text{查公式[7-63]}$$

已知 $D=200\text{mm}$, $d=90\text{mm}$, $h=150\text{mm}$, $\delta=10\text{mm}$, $n=20\text{r/min}$, $k=0.22$, 所以

$$Q_2 = 15 \times 3.14 \times (0.2^2 - 0.09^2) \times (0.15 - 0.01) \times 20 \times 0.22 = 0.925\text{m}^3/\text{h}$$

满足要求 (因为锥度, Q_2 要小一点) $k=0.98$, 所以

$$Q_2 = 0.925 \times 0.98 = 0.9065 \text{ m}^3/\text{h}$$

4.3 真空室中不连续螺旋绞刀

$$v = \frac{1}{60} Zbnk \sin a$$

已知 $Z=4$, $b=0.06\text{m}$, $n=23\text{r/min}$, 取 $k=0.85$, $a=20^\circ$, 所以

$$v = \frac{1}{60} \times 4 \times 0.06 \times 23 \times 0.85 \times \sin 20^\circ = 0.027\text{m/s}$$

$$\text{又 } Q_3 = 900 \pi (D^2 - d^2) \phi v$$

已知 $D=0.2\text{m}$, $d=0.09\text{m}$, $v=0.027\text{m/s}$, $\phi=0.5$, 所以

$$Q_3 = 900 \times 3.14 \times (0.2^2 - 0.09^2) \times 0.5 \times 0.027 = 1.2 \text{m}^3/\text{h}$$

由于绞刀间隙而影响产量, 设修正系数 $K=0.78$, 所以

$$Q_3 = 1.2 \times 0.78 = 0.936 \text{ m}^3/\text{h}, \text{ 满足要求}$$

4.4 出料部分连续螺旋绞刀

$$Q_4 = 15 \pi (D^2 - d^2) (h - \delta) n k$$

已知 $D=0.2\text{m}$, $d=0.09\text{m}$, $h=0.15\text{m}$, $\delta=0.01\text{m}$, $n=23\text{r/min}$, k 取 0.2

$$\text{则 } Q_4 = 15 \times 3.14 \times (0.2^2 - 0.09^2) \times (0.15 - 0.01) \times 23 \times 0.2 = 0.967 \text{m}^3/\text{h}$$

对于下轴挤出螺旋来说, 其生产能力应大于加料部分的生产能力, 可以看出, $Q_4=0.967 \text{ m}^3/\text{h}$ 是满足这一要求的。

5 练泥机的功率计算

对于真空练泥机,其功率消耗主要包括不连续螺旋绞刀对泥料搅拌和输送需要的功率,连续螺旋绞刀输送泥料所需的功率以及克服推进器与泥料的摩擦力迫使泥料通过机头机嘴或筛板的功率。

5.1 加料部分不连续螺旋绞刀搅拌和输送泥料的功率 N_1

$$N_1 = 4 \pi \phi i c b n (D^2 - d^2) \sin a \times 10^{-6} \quad \text{查公式[7-65]}$$

已知 $\phi = 0.5$, $i = 10$, $c = 3 \times 10^5 \text{Pa}$, $b = 0.06$, $n = 20$, $a = 20^\circ$, $D = 0.2 \text{m}$, $d = 0.09 \text{m}$, 所以

$$N_1 = 4 \times 3.14 \times 0.5 \times 10 \times 3 \times 10^5 \times 0.06 \times 20 \times (0.2^2 - 0.09^2) \times \sin 20^\circ \times 10^{-6} = 247 \text{W}$$

5.2 加料部分连续螺旋绞刀输送泥料需要功率 N_2

$$N_2 = \frac{\omega L Q \rho}{367} \times 10^{-3} \quad \text{查公式[7-66]}$$

$$\omega_{\text{阻力系数}} = 5.5, L = 0.3 \text{m}, Q = 0.925 \text{m}^3/\text{h}, \rho = 1.95 \times 10^3 \text{kg}/\text{m}^3$$

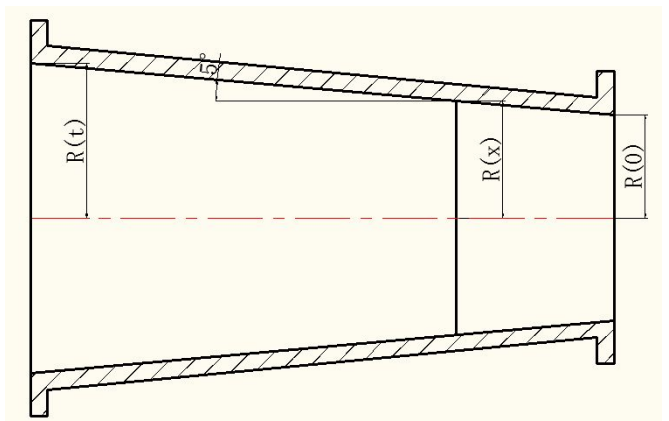
$$N_2 = \frac{5.5 \times 0.3 \times 0.925 \times 1950}{367} \times 10^{-3} = 0.0081 \text{kw}$$

5.3 加料部分连续螺旋绞刀克服叶片与泥料间摩擦力和迫使泥料过筛板需要的功率 N_3

1、求绞刀末端处泥料的压力 P

如右图: 已知 $Q = 5^\circ$, $R(\ell) = 100 \text{mm}$

$$R(x) = 74 \text{mm}, R(0) = 70 \text{mm}$$



$$c(x) = 2 \left(\frac{1}{\lg Q} + \sqrt{3} \right) \ln \frac{R(x)}{R(0)} = 2 \times \left(\frac{1}{\lg 5^\circ} + \sqrt{3} \right) \times \ln \frac{74}{70} = 1.463$$

$$D(x) = \frac{8}{3\sqrt{2\pi}\lg Q} \left[\frac{R(\ell)}{R(0)} \right]^{3/2} \left\{ 1 - \left[\frac{R(0)}{R(x)} \right]^{3/2} \right\}$$

$$= \frac{8}{3 \times \sqrt{2} \times 3.14 \lg 5^\circ} \left[\frac{100}{70} \right]^{3/2} \left\{ 1 - \left[\frac{70}{74} \right]^{3/2} \right\} = 1.66$$

又因为 $Q=0.6154\text{m}^3/\text{h}$, $Y=9.8 \times 10^4\text{Pa}$, $\eta=7 \times 10^4\text{Pa} \cdot \text{s}$, 所以

$$P=P(x) = C(x)Y + D(x) \sqrt{\frac{Q\eta Y}{R^3(\ell)}}$$

$$= 1.463 \times 9.8 \times 10^4 + 1.66 \times \sqrt{\frac{0.6154 \times 7 \times 10^4 \times 9.8 \times 10^4}{0.1^3}} = 177.6\text{KPa}$$

2、求 N_3

已知: $n=20\text{r}/\text{min}$, $P=177.6\text{KPa}$, $R_2=0.1\text{m}$, $R_1=0.045\text{m}$, $a=20^\circ$, 取 $f=0.4$

求得 $\phi=21.8^\circ$ $R_c=75.9\text{mm}=76\text{mm}$

$$R_c = \frac{2}{3} \left(\frac{R_2^3 - R_1^3}{R_2^2 - R_1^2} \right) = \frac{2}{3} \times \left(\frac{0.1^3 - 0.045^3}{0.1^2 - 0.045^2} \right) = 0.0759\text{m} \approx 76\text{mm}$$

$$\text{tga}_c = \frac{2R_c}{R_1 + R_2} \text{tga} = \frac{2 \times 76}{100 + 45} \times \text{tg} 20^\circ = 0.382$$

所以 $a_c=20.88^\circ$

$$N_3 = n \rho \left[22 \left(R_2^3 - R_1^3 \right) \text{tg}(a_c + \phi) + \frac{138fR_1^2(R_2^3 - R_1^3)}{R_2^2 - R_1^2} \text{tga}_c \right] \times 10^{-5}$$

$$=20 \times 177.6 \times 10^3 \times [22 \times (0.1^3 - 0.045^3) \times \operatorname{tg}(20.88^\circ + 21.8^\circ) + \frac{138 \times 0.4 \times 0.045^2 \times (0.1^3 - 0.045^3)}{0.1^2 - 0.045^2} \operatorname{tg} 20.88^\circ] \times 10^{-5} = 0.811 \text{kw}$$

5.4 真空室不连续绞刀的功率 N_4

$$N_4 = 4 \pi \phi i c b n (D^2 - d^2) \sin a \times 10^{-6}$$

$$\phi = 0.5, i = 5, C = 300 \times 10^3 \text{Pa}, b = 0.06 \text{m}, n = 23 \text{r/min}, D = 0.2 \text{m}$$

$$d = 0.09 \text{m}, a = 20^\circ, \text{ 所以}$$

$$N_4 = 4 \times 3.14 \times 0.5 \times 5 \times 3 \times 10^5 \times 0.06 \times 23 \times (0.2^2 - 0.09^2) \times \sin 20^\circ \times 10^{-6} = 0.142 \text{kw}$$

5.5 出料部分连续螺旋绞刀输送泥料需要的功率 N_5

$$N_5 = \frac{\omega L Q \rho}{367} \times 10^{-3}, \text{ 已知 } L = 0.45 \text{m}, \omega = 5.5, Q = 0.967 \text{ m}^3/\text{h}, \rho = 1.95 \times 10^3 \text{kg/m}^3,$$

所以

$$N_5 = \frac{5.5 \times 0.45 \times 0.967 \times 1950}{367} \times 10^{-3} = 0.013 \text{KW}$$

5.6 螺旋推进器克服叶片与泥料间的摩擦力和迫使泥料通过机头机嘴的功率

1、求挤出压力 P

$$\text{根据经验公式 } P = k_1 k_2 (0.211 \omega^2 - 10.42 \omega + 128 + 10.6 D^2) \times 10^5$$

机头取 200mm, 所以 $k_1 = 0.989$, 机嘴取 150mm, 则 $k_2 = 0.82$

又 $D = 0.2 \text{m}, \omega = 19$, 所以

$$P = 0.989 \times 0.82 \times \left(0.211 \times 19^2 - 10.42 \times 19 + 128 + 10.6 \times 0.2^2 \right) \times 10^5 = 556 \text{KPa}$$

2、求 N_6

已知： $n=23\text{r/min}$ ， $P=556\text{KPa}$ ， $R_2=0.1\text{m}$ ， $R_1=0.045\text{m}$ ， $a_c=20.88^\circ$ ，

取 $f=0.4$ ，相应摩擦角 $\varphi=21.8^\circ$ ，所以

$$N_6 = np \left[22 \left(R_2^3 - R_1^3 \right) \text{tg}(a_c + \varphi) + \frac{138 f R_1^2 (R_2^3 - R_1^3)}{R_2^2 - R_1^2} \text{tg} a_c \right] \times 10^{-5}$$

$$= 23 \times 556 \times 10^3 \times \left[22 \times (0.1^3 - 0.045^3) \times \text{tg}(20.88^\circ + 21.8^\circ) + \frac{138 \times 0.4 \times 0.045^2 (0.1^3 - 0.045^3)}{0.1^2 - 0.045^2} \text{tg} 20.88^\circ \right]$$

$$\times 10^{-5} = 2.92 \text{kw}$$

5.7 总功率

$$N' = N_1 + N_2 + N_3 + N_4 + N_5 + N_6$$

$$= 0.247 + 0.0081 + 0.811 + 0.142 + 0.013 + 2.92$$

$$= 4.14 \text{kw}$$

若取效率 $\eta=0.78$

$$\text{则 } N_{\text{总}} = \frac{N'}{\eta} = \frac{4.14}{0.78} = 5.308 \text{kw}$$

6 抽真空系统的计算

在设计本机时，真空度要求 $\geq 730\text{mmHg}$ ，设真空室内空气湿度为 20° ，大气重度为 1.2kg/mm^3 ，设真空装置的连续长度为7米；

6.1 计算抽气速度

已知： $Q=1.2\text{T/h}=0.6154\text{m}^3/\text{h}$ 取 $P=4\text{KPa}$ ， $\lambda=0.1$

由于真空装置多用活塞密封，故漏气量取较大值

$$G=0.07\times 7=0.49\text{L/h}$$

从饱和水蒸汽热力学常数表中查得，当 $t=20^\circ$ 时， $P_s=2.33\text{KPa}$ ，

$$K=1+\frac{P_s}{p-p_s}=1+\frac{2.33}{4-2.33}=2.395$$

有 $p_a=101.33\times 10^3\text{Pa}$

抽气速度应满足下列要求：

$$s=\frac{Kp_a}{P}\left(\lambda Q+\frac{G}{\rho}\right)=\frac{2.395\times 101.33\times 10^3}{4\times 10^3}\times\left(0.1\times 0.6154+\frac{0.49}{1.2}\right)$$
$$=28.51\text{m}^3/\text{h}=475.1\text{L}/\text{min}=7.9\text{L}/\text{s}$$

6.2 真空泵的选择

参照机型：

2X 系列旋片式真空泵 型号 2X-30 抽气速率 30L/s

极限压力 $\leq 6\times 10^{-2}$ 电机功率 3kw

6.3 真空管路:

$$d = \sqrt{\frac{s}{900\pi\omega}}$$

查公式[10-57]

已知: $s=28.51\text{m}^3/\text{h}$, $\omega \cong 10\text{m/s}$

$$\text{所以 } d \cong \sqrt{\frac{28.51}{900 \times 3.14 \times 10}} = 31.8\text{mm}$$

取 $d=40\text{mm}$

7 传动装置部分的计算（公式查询来源于《机械设计》）

本机的传动装置部分由电机，皮带传动，圆柱齿轮，减速器组成，由于功率不是很大，转速较高，利用上述传动可满足要求，如图 4：

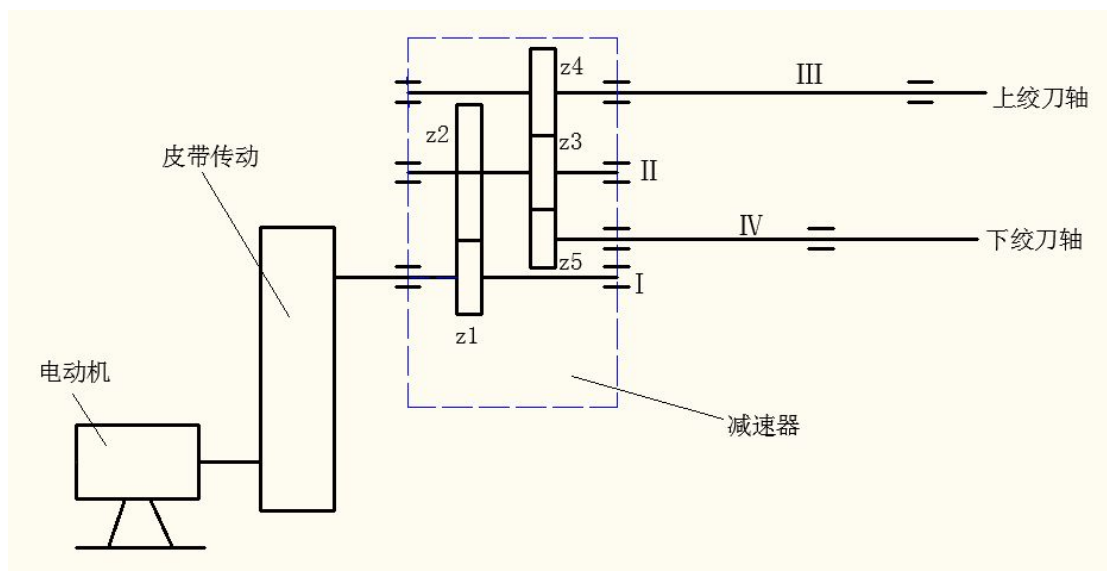


图 4 传动装置

7.1 确定电机

7.1.1 工作轴输出功率 N_0

$$N_0 = N' = 4.14 \text{ kW}$$

7.1.2 传动装置总效率

皮带轮： $\eta_1 = 0.95$

对于一级圆柱齿轮 $\eta_2 = 0.99$

对于一对滚动轴承 $\eta_3 = 0.99$

设电机效率为 $\eta_4 = 86\%$

所以 $\eta = \eta_1 \eta_2^3 \eta_3^3 \eta_4 = 0.95 \times 0.99^3 \times 0.99^3 \times 0.86 = 0.769 = 76.9\%$

所以电机应具备的功率： $N = \frac{N_0}{\eta} = \frac{4.14}{0.769} = 5.38\text{kw}$

选电机为 Y160L-8

额定功率 $N=7.5\text{kw/h}$ ，效率 86%，工作转速 720r/min

7.2 齿轮传动设计计算

7.2.1 各轴转速，功率及扭矩的计算

1、各轴转速的确定：

现确定轴 I 的转速： $n_1=375\text{r/min}$

轴 II 的转速： $n_2=100\text{r/min}$

轴 III 的转速： $n_3=20\text{r/min}$

轴 IV 的转速： $n_4=23\text{r/min}$

2、各轴输出功率计算

轴 I： $N_1 = N \cdot \eta_4 \cdot \eta_1 = 7.5 \times 0.86 \times 0.95 = 6.13\text{kw}$

轴 II： $N_2 = 0.99 \times 0.99 N_1 = 6.07\text{kw}$

轴 III、轴 IV： $N_3 = N_4 = 0.99 N_2 = 6\text{kw}$

3、各轴扭矩：

因为 $T = 9550 \frac{N}{n}$

所以轴 I : $T_1 = 9550 \times \frac{6.13}{375} = 156.11 \text{ N} \cdot \text{m}$

轴 II : $T_2 = 9550 \times \frac{6.07}{100} = 579.69 \text{ N} \cdot \text{m}$

轴 III : $T_3 = 9550 \times \frac{6}{20} = 2865 \text{ N} \cdot \text{m}$

轴 IV : $T_4 = 9550 \times \frac{6}{23} = 2491 \text{ N} \cdot \text{m}$

7.2.2 齿轮的计算：

参考同类产品的情况

1、有关参数的确定

对于 5 个齿轮模数均取 $m_n = 6$

选斜齿轮 $\beta = 15^\circ$

初步确定各齿数

$$Z_1 = 17 \quad Z_2 = 64 \quad Z_3 = 16 \quad Z_4 = 80 \quad Z_5 = 69$$

其中 Z_1 、 Z_3 取用 45 # 做成实心的轴齿轮，调质处理 HB220-250

齿面高频淬火 HRC46~51

大齿轮 Z_2 、 Z_4 、 Z_5 取 QT120-1 球墨铸铁，调质处理 $\text{HB} \geq \text{HRC38}$ (取 $\text{HB}=250$)

$$\text{传动比 } i_{21} = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{64}{17} = 3.7647 \quad i_{43} = \frac{Z_4}{Z_3} = \frac{80}{16} = 5 \quad i_{53} = \frac{Z_5}{Z_3} = \frac{69}{16} = 4.3125$$

$$\text{验算: } n_3 = \frac{n_1}{i_{21} \cdot i_{43}} = \frac{375}{3.7647 \times 5} = 19.92 \text{ r/min} \approx 20 \text{ r/min}$$

$$n_4 = \frac{n_1}{i_{21} \cdot i_{53}} = \frac{375}{3.7647 \times 4.3125} \approx 23 r/min$$

与设计的绞刀轴转速一致，所以上述设计初步满足要求。

2、尺寸计算

已知： $\beta = 15^\circ$ ， $m_n = 6$ ， $\alpha_n = 20^\circ$ ， $ha^* = 1$ ， $C^* = 0.25$ ，

$$\alpha_t = \arctg \frac{\tan \alpha_n}{\cos \beta} = 20.646^\circ$$

名称	符号	公式	$Z_1=17$	$Z_2=64$	$Z_3=16$	$Z_4=80$	$Z_5=69$
分度圆 直径	d	$d = \frac{m_n Z}{\cos \beta}$	105.57	397.55	99.38	496.93	428.60
齿顶高	h_a	$h_a = ha^* \cdot m_n$	6	6	6	6	6
齿根高	h_f	$h_f = (ha^* + C^*) \cdot m_n$	7.5	7.5	7.5	7.5	7.5
齿全高	h	$h = h_a + h_f$	13.5	13.5	13.5	13.5	13.5
齿根圆 直径	d_f	$d_f = d - 2h_f$	90.57	382.44	84.36	481.8	413.49
齿顶圆 直径	d_a	$d_a = d + 2h_a$	117.57	409.44	111.38	508.8	440.49
基圆直 径	d_b	$d_b = d \cos \alpha_t$	98.79	371.92	92.98	464.89	400.97

中心距：

$$a_{12} = \frac{1}{2}(d_1 + d_2) = 251.5mm$$

$$a_{34} = \frac{1}{2}(d_3 + d_4) = \frac{1}{2}(99.38 + 496.93) = 298.10mm$$

$$a_{35} = \frac{1}{2}(d_3 + d_5) = \frac{1}{2}(99.38 + 428.60) = 263.99mm$$

$$\text{则 } a_{45} = a_{34} + a_{35} = 298.1 + 263.99 = 562mm$$

$$Z_2 \text{ 的线速度: } v_2 = 0.3795 \times 3.14 \times \frac{100}{60} = 2.079m/s$$

$$Z_5 \text{ 的线速度: } v_5 = 0.4286 \times 3.14 \times \frac{23}{60} = 0.516m/s$$

由于以上齿轮的线速度都不是很高

所以选用 HL-30 齿轮油进行润滑（SY1103-77）

7.2.3 齿轮的校准

一般只要 Z_1 、 Z_3 能满足要求，那么 Z_2 、 Z_4 、 Z_5 自然能满足要求。

设练泥机每天使用 16 小时，每年按 306 天计算，使用 10 年，现将各齿轮所受的有关力、力矩列表如下：

因为 Z_3 的力是合成的，所以此表有些力不再列出（ Z_2 除外）

名称	公式	Z_1	Z_2	Z_4	Z_5
传递扭矩 (N·m)	$T = 9550 \frac{N}{n}$	156.11	579.69	2865	2491
圆周力 F_t (N)	$F_t = \frac{2T}{d}$	2957.46	/	11533.8	11626.6
径向力 F_r (N)	$F_r = F_t \tan \alpha_t$	1114.35	/	4197.9	4231.7

景德镇陶瓷学院科技艺术学院本科生毕业设计（论文）

轴向力 F_a (N)	$F_a = \frac{F_t}{\cos \alpha_n \cos \beta}$	3258.23	/	12706.99	12809.2
------------------	--	---------	---	----------	---------

下面是 Z_1 、 Z_3 齿轮的校准：

计算项目	计算依据	单位	计算结果
齿面接触强度计算			
一、需用接触应力			
1、总工作时间	$t_n = 10 \times 306 \times 16$	h	48960
2、应力循环次数	$N_1 = 60 n_1 t_n$ $N_3 = 2 N_1 / i$	次	1.1×10^9 0.48×10^9
3、基本循环次数	$N_{01} = 30 HB^2 \sim 4$ $N_{03} = 30 HB^2 \sim 4$	次	0.017×10^9 0.017×10^9
4、接触寿命系数 Z_n	$Z_N = \sqrt[6]{\frac{N_0}{N}}$		$Z_{N1} = 1, Z_{N3} = 1$
5、接触疲劳强度极限 σ_{OH}	$\sigma_{OH} = 2HB + 70$	N/mm^2	$N_{OH1} = N_{OH3} = 570$
6、安全系数 S_H			1.1
7、速度系数 Z_v	$v < 5m/s$	8 级精度	$Z_v = 1$
8、光洁度系数 Z_R			$Z_R = 1$

9、许用接触应力 δ_H	$\delta_H = \frac{\delta_{OH}}{SH} Z_N Z_R Z_V$	N/mm^2	$[\delta_H]_1 = [\delta_H]_3 = 518.18$
二、验算 Z_1 、 Z_3 的齿轮直径			
1、 Z_1 、 Z_3 扭矩 T		$N \cdot m$	$T_1 = 156.1, T_3 = 691.748$
2、齿宽系数 φ_d			$\varphi_d = 1.2$
3、工作情况系数 K_A			$K=1$
4、动载荷系数 K_V			$K_V = \begin{cases} 1.15 \text{接触} \\ 1.3 \text{弯曲} \end{cases}$
5、载荷分布系数 K_β			$K_{\beta 1} = K_{\beta 3} = 1.13$
6、端面载荷系数 K_δ			$K_\delta = 1.2$
7、载荷系数 K	$K = K_A K_V K_\beta$		$K = \begin{cases} 1.5594 \text{接触} \\ 1.7628 \text{弯曲} \end{cases}$
8、节点啮合系数 Z_H	$\beta = 15^\circ$		$Z_H = 2.48$
9、材料系数 Z_E		N/mm^2	$Z_E = 181.4$
10、重合度 ε_δ	$\varepsilon_\delta = \left\lfloor 1.88 - 3.2 \left(\frac{1}{Z_1} + \frac{1}{Z_2} \right) \right\rfloor \cos \beta$		$\varepsilon_{\delta 1} = 1.593$ $\varepsilon_{\delta 3} = 1.569$

11、重合度系数 Z_ε	$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{x\varepsilon_d}},$ $x = 0.95$		$Z_{\varepsilon 1} = 0.812$ $Z_{\varepsilon 3} = 0.819$
12、 Z_1 、 Z_3 的最小直径	$d = \sqrt[3]{\left(\frac{2HZEZ_\varepsilon}{[\delta]H}\right)^2 \frac{2KT}{\phi_d} \frac{u+1}{u}}$	mm	$d_1 = 65.33 < 105.55$ $d_3 = 71.64 < 99.38$
所以齿轮直径符合要求			
齿宽 b	$b = 1.2d$		$b_1 = 126, b_2 = 120$ $b_3 = 119, b_4 = b_5 = 112$
验算弯曲强度			
1、弯曲寿命系数 Y_N	$Y_N = \sqrt[6]{\frac{4 \times 10^6}{N}}$		$\left. \begin{matrix} N_1 > 4 \times 10^6 \\ N_3 > 4 \times 10^6 \end{matrix} \right\} \Rightarrow Y_{N1} = 1, Y_{N2} = 1$
2、弯曲疲劳强度极限 σ_{OF}	$\sigma_{OF} = 1.8HB$	N/mm ²	$\sigma_{OH} = 450$
3、安全系数 S_F			$S_{F1} = 1.8, S_{F3} = 2.2$
4、尺寸系数 Y_X			$Y_X = 0.93$
5、许用弯曲应力 $[\sigma]_F$	$[\sigma]_F = \frac{\sigma_{OF}}{S_F} Y_N Y_X$	N/mm ²	$[\sigma]_{F1} = 232.5$ $[\sigma]_{F3} = 190.22$

6、当量齿数 Z_v	$Z_v = \frac{Z}{\cos^3 \beta}$		$Z_{v1} = 18.86$ $Z_{v3} = 17.75$
7、齿形系数 Y_F	查表 10-5		$Y_{F1} = 2.88$ $Y_{F3} = 2.74$
8、应力校正系数 Y_S	查表 10-5		$Y_{S1} = 1.53, Y_{S3} = 1.54$
9、螺旋角系数 Y_β	查图 10-28		$Y_\beta = 0.893$
10、重合度系数 Y_ϵ	$Y_\epsilon = \frac{1}{X_{\epsilon\partial}},$ $X = 0.95$		$Y_{\epsilon1} = 1.513$ $Y_{\epsilon3} = 1.49$
11、弯曲应力 σ_F	$\sigma_F = \frac{2KT}{b d m_n} Y_\beta Y_F Y_\epsilon Y_S$	N/mm ²	$\sigma_{F1} = 41.08 < [\sigma]_{F1} = 232.5$ $\sigma_{F3} = 159.3 < [\sigma]_{F3} = 190$
所以齿轮的弯曲强度足够			

7.3 轴的设计计算

7.3.1 轴 I 的设计和校准

1、轴 I 的设计

采用 45 号钢制成 $[\sigma] = \frac{\sigma_s}{m} = \frac{353}{2} = 176.5 \text{ MPa}$

$$d \geq 100 \sqrt[3]{\frac{P_1}{n}} = 25.379 \text{ mm}$$

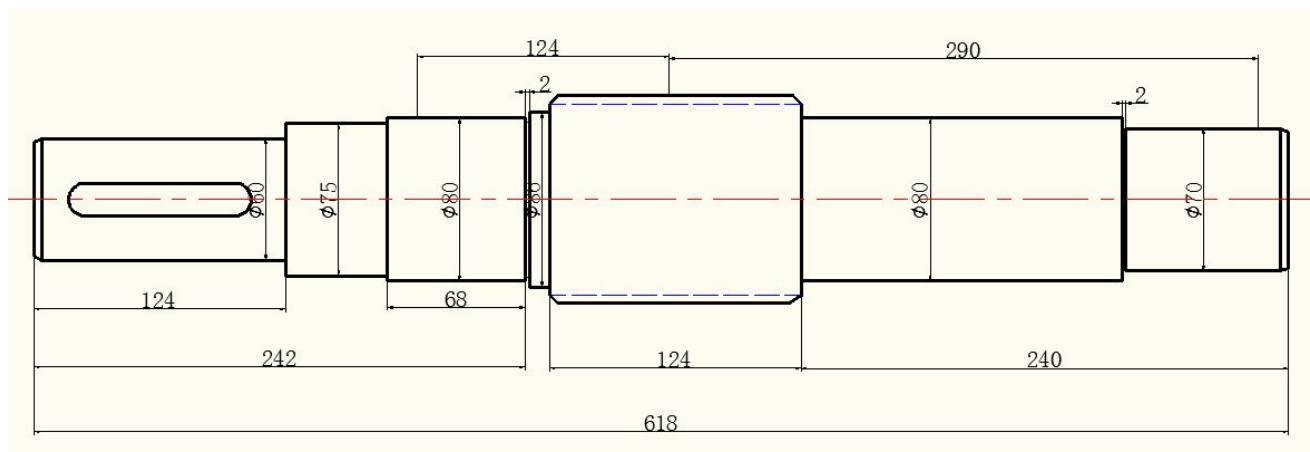


图 5 轴 I

2、轴 I 的校准

有前面计算可知： $T_1 = 156.11 \text{ N/m}$ 圆周力 $F_{t1} = 2957.46 \text{ N}$

径向力 $F_r = 1114.35 \text{ N}$ 轴向力 $F_a = 3258.23 \text{ N}$

设齿轮 Z_1 为右旋，则 Z_2 为左旋

此轴的受力情况：

在 YZ 面内的受力情况： $M_{Fa1} = F_{a1} \cdot \frac{d}{2} = 171.9 \text{ N} \cdot \text{m}$ 列平衡方程：

$$\begin{cases} A_z + B_z = F_{r1} \\ F_{r1} \times AC = M_{Fa1} + B_z \times AB \end{cases}$$

其中 $AC = 124 \text{ mm}$ ， $CB = 290 \text{ mm}$ ， $A_y = -F_{a1}$ ，解方程组得：

$$A_z = 1195.65N, B_z = -81.45N, A_y = 3258.23N$$

$$M_{zyA} = A_z \times AC = 1195.65 \times 0.124 = 148.3N \cdot m; M_{zyB} = -81.45 \times 0.29 = 23.6N \cdot m$$

在 XY 面内的受力情况：

$$\text{列平衡方程：} \begin{cases} A_X + B_X = F_{t1} \\ F_{t1} + AC = B_X \times AB \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} A_X = 2071.65N \\ B_X = 885.8N \end{cases}$$

$$M_{xy} = 2071.65 \times 0.124 = 256.69N \cdot m$$

轴上的扭矩，XY 面，YZ 面上的弯矩图如下图：

由上受力矩情况可知，C 截面稍偏左为危险截面

$$\text{其 X, Z 面合成弯矩 } M_C = \sqrt{M_{xyc}^2 + M_{zyc}^2} = 296.6N \cdot m$$

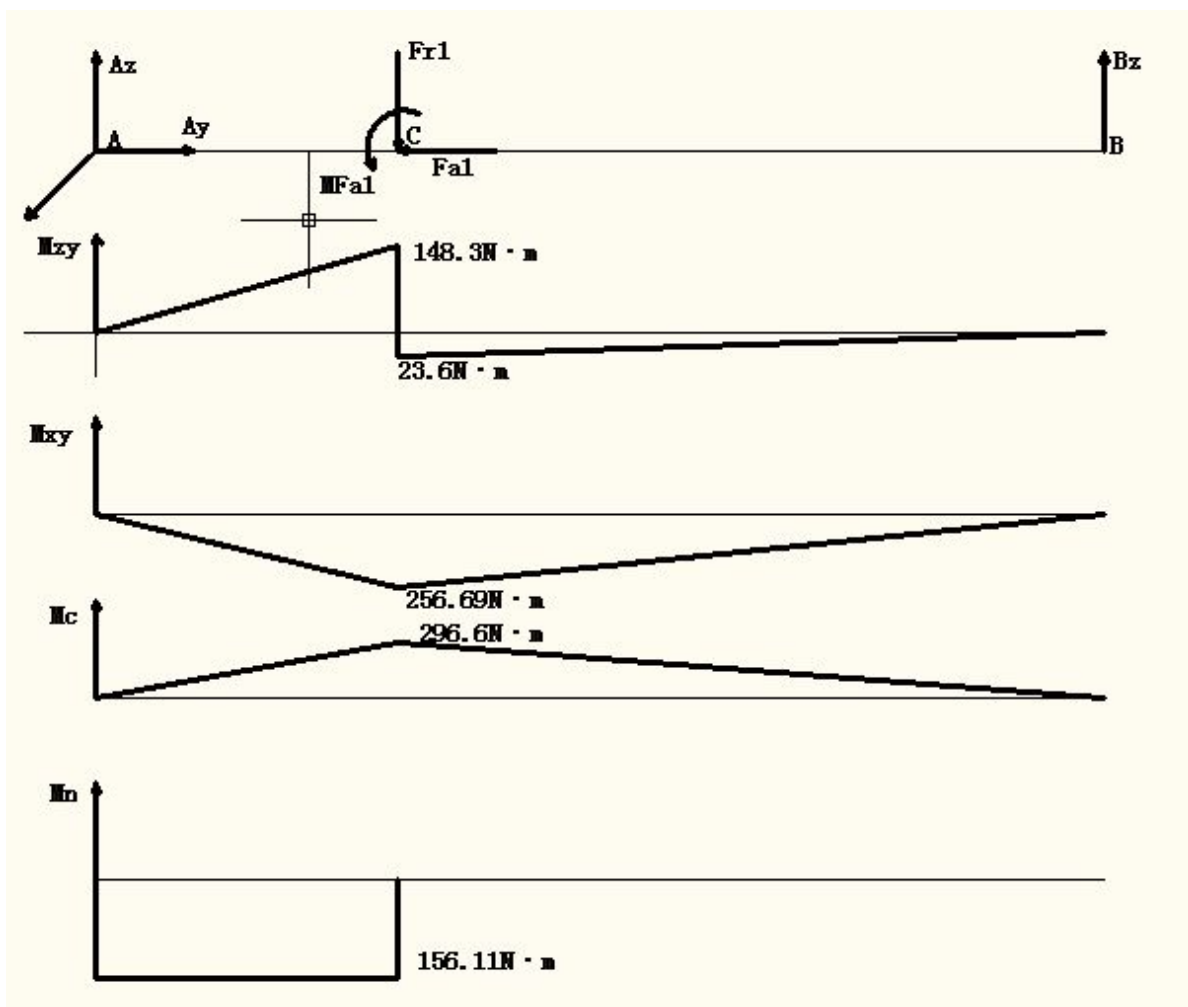


图 6 轴 I 受力分析、扭矩、各面弯矩及合成弯矩

C 截面的扭矩剪应力及弯矩应力:

$$\tau_c = \frac{M_n C}{\frac{\pi}{32} d^3 \times 10^{-6}} = \frac{156 \times 11}{\frac{3.14}{32} \times 9.57^3 \times 10^{-6}} = 1.814 \times 10^6 \text{ Pa} = 1.814 \text{ MPa}$$

$$\delta_C = \frac{M_C}{\frac{\pi}{32} d^3 \times 10^{-6}} = \frac{296.6}{\frac{3.14}{32} \times 9.57^3 \times 10^{-6}} = 3.45 \times 10^6 \text{ Pa} = 3.45 \text{ MPa}$$

$$\delta_{r3} = \sqrt{\delta^2 + 4\tau_c^2} = \sqrt{3.45^2 + 4 \times 1.814^2} = 5.006 \text{ MPa} < [\delta]$$

由此知此轴强度足够

7.3.2 轴 II 的设计和校准

1、轴 II 的设计：

选 45 号钢，同前 $[\sigma] = 176.5 \text{ MPa}$

$$d \geq 100 \sqrt[3]{\frac{P_2}{n}} = 100 \times \sqrt[3]{\frac{6.07}{100}} = 39.3 \text{ mm}$$

轴的有关尺寸如下：

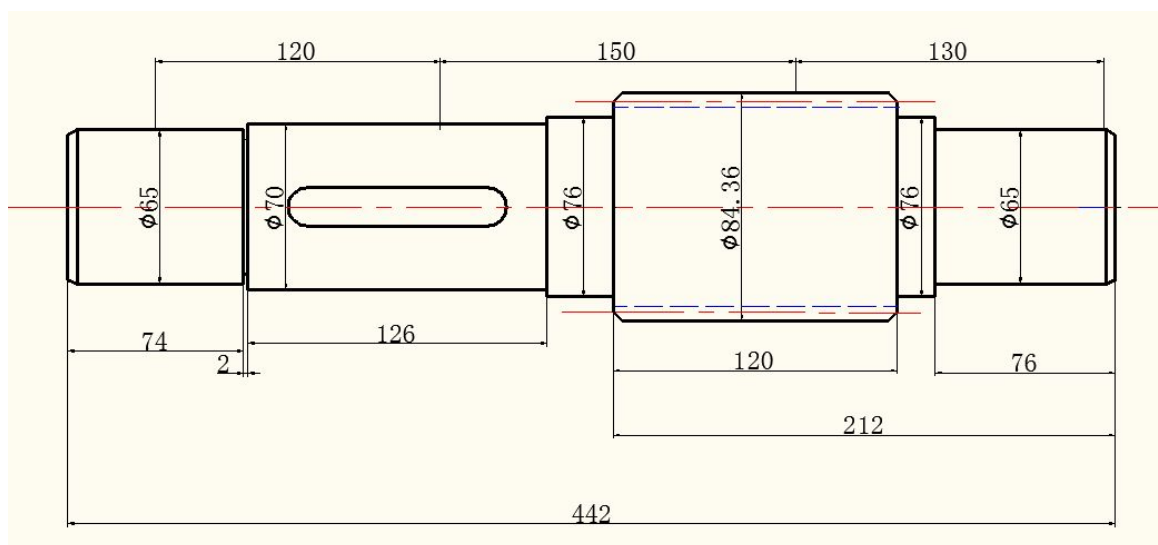


图 7 轴 II

2、 Z_3 左旋， Z_4 、 Z_5 右旋，此轴的受力情况如下：

在 YZ 平面内的受力情况：

$$M'_{a1} = F'_{a1} \times \frac{d_2}{2} = 3258 \times \frac{0.39755}{2} = 647.5 \text{ N} \cdot \text{m} \quad \text{方向如后图（逆时针）}$$

$$M'_{a45} = F'_{a5} \times \frac{d_5}{2} - F'_{a4} \times \frac{d_4}{2} = 12809.2 \times \frac{0.4286}{2} - 12706.99 \times \frac{0.49693}{2} = -412.23 \text{ N} \cdot \text{m}$$

N（逆时针）

$$\text{列平衡方程: } \begin{cases} A_z + F_{r4} = F_{r1} + F_{r5} + D_z \\ F_{r1} \times AB + M_{a1} + F_{r5} \times AC + M_{a45} + D_z \times AD = F_{r4} \times AC \\ F_{a4} + F_{a5} = F_{a1} + A_y \end{cases}$$

其中 AB=120mm, BC=150mm, CD=130mm

解方程组得: $A_z = -1858.3N$, $D_z = -3006.4N$, $A_y = -22257.9N$

$$M_{zyA} = 1858.3 \times 0.12 = 223 N \cdot m; \quad M_{zyA}' = 647.5 - 223 = 424.5 N \cdot m$$

$$M_{zyC} = 3006.4 \times 0.13 = 390.8 N \cdot m; \quad M_{zyC}' = 412.23 - 390.8 = 21.43 N \cdot m$$

在 XY 面内的受力情况:

$$\text{列平衡方程: } \begin{cases} A_x + F_{t5} = F_{t1} + F_{t4} + D_x \\ F_{t1} \times AB + F_{t4} \times AC + D_x \times AD = F_{t5} \times AC \end{cases}$$

解此方程组得: $A_x = 2040.1N$, $D_x = -824.6N$

$$M_{xyA} = 2040.1 \times 0.12 = 244.8 N \cdot m; \quad M_{xyD} = 824.6 \times 0.13 = 107.2 N \cdot m$$

轴上的扭矩, YX、YZ 面上的弯矩图如图:

由上力矩图可知, 此轴的 B 截面偏右为危险截面。

$$\text{其 X、Z 面合成弯矩: } M_B = \sqrt{M_{xyB}^2 + M_{yzB}^2} = 490 N \cdot m$$

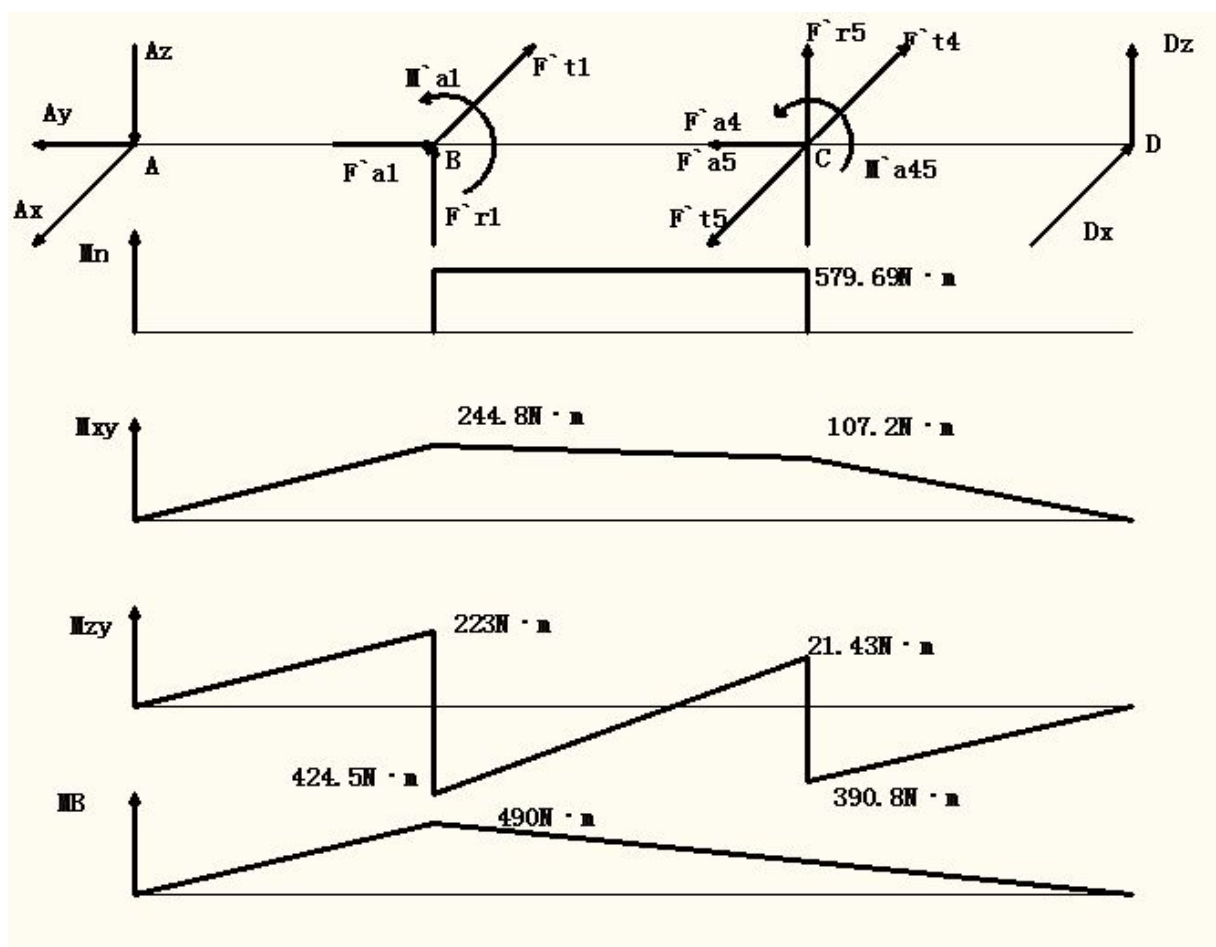


图 8 轴 II 受力分析、扭矩、各面弯矩及合成弯矩

$$\text{而 } \tau_B = \frac{M_{nB}}{\frac{\pi}{32} D^3 \times 10^{-6}} = \frac{579.69}{\frac{3.14}{32} \times 7^3 \times 10^{-6}} = 17.22 \times 10^6 \text{ Pa} = 17.22 \text{ MPa}$$

$$\delta_B = \frac{M_B}{\frac{\pi}{32} D^3 \times 10^{-6}} = 14.56 \times 10^6 \text{ Pa} = 14.56 \text{ MPa}$$

$$\delta_{r3} = \sqrt{\delta_B^2 + 4\tau_B^2} = \sqrt{14.56^2 + 4 \times 17.22^2} = 37.38 \text{ MPa} < [\delta]$$

所以此轴的强度足够。

7.3.3 轴 III 的设计和校准

1、轴 III 的设计

选 45 号钢，同前 $[\delta]=176.5MPa$

$$d \geq 100 \sqrt{\frac{P}{n}} = 100 \times \sqrt{\frac{6}{20}} = 66.9mm$$

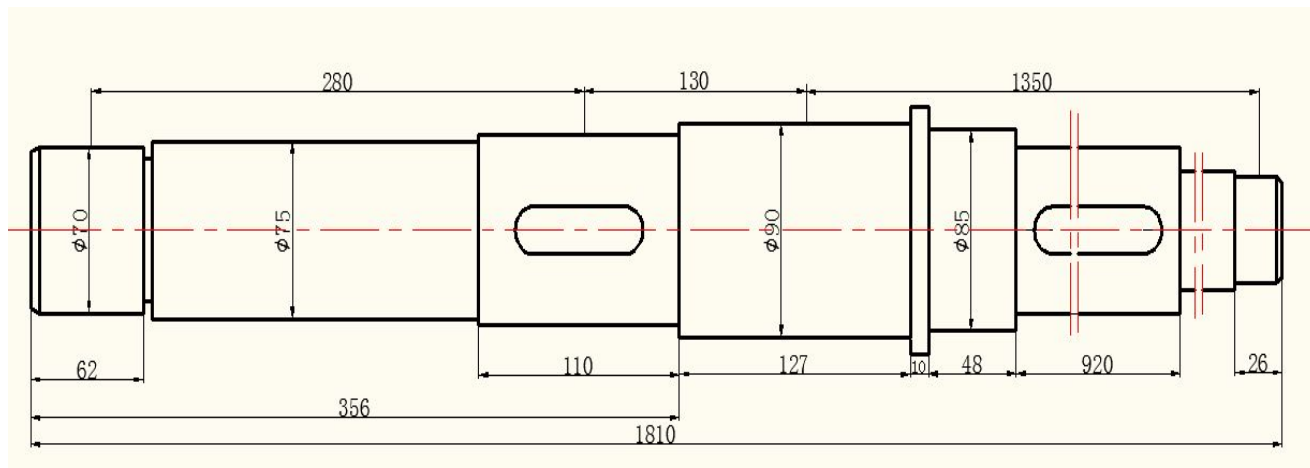


图9 轴III

2、轴的校准

此轴的受力情况：解此连续梁： $M_{Fa4} = F_{a4} \times \frac{d}{2} = 3156.4N \cdot m$

$$M_z = Fr \times 0.28 = 4197.9 \times 0.28 = 1783N \cdot m; \quad M'_z = M_{Fa4} - M_z = 1373.4N \cdot m$$

先把 12, 23 面看出简支梁

在 YZ 面内：

应用三弯矩方程：

$$2M_2(\ell_{12} + \ell_{23}) + 6(1782.6 \times 0.28 \times \frac{1}{2} - 1373.4 \times 0.13 \times \frac{1}{2}) \times \frac{0.13}{0.41} = 0,$$

$$\ell_{12} = 0.41, \quad \ell_{23} = 1.35, \text{ 解此方程得: } M_2 = 153.3N \cdot m$$

由 M_2 求各支点应力：

得 $Z_1 = -5880\text{N}$, $Z_3 = 113.6\text{N}$, $Z_2 = Z_{21} + Z_{23} = -113.6 + 10191 = 10077\text{N}$

$$M_{zy1} = 5880 \times 0.28 = 1646.4\text{N} \cdot \text{m}; \quad M'_{zy1} = M_{Fa4} - M_{zy1} = 1510\text{N} \cdot \text{m}$$

在 XY 平面内:

$$\text{列三弯矩方程: } 2M_2 \times (0.41 + 1.35) + 6 \times \frac{1}{2} \times 0.41 \times (-1024.2) \times \frac{0.24}{0.41} = 0$$

解此方程组得: $M_2 = 209.5\text{N} \cdot \text{m}$

由 M_2 解得支点: $x_1 = 3146\text{N}$, $x_2 = 8387.7 + 155.2 = 8542.9\text{N}$, $x_3 = -155.2\text{N}$

$$M_{xy1} = 3146 \times 0.28 = 880.88\text{N} \cdot \text{m}$$

轴上扭矩, XY、YZ 面上的弯矩图如下:

由上可知, 2 截面为危险截面; 其 X、Z 面合成弯矩:

$$M_2 = \sqrt{M_{xy2}^2 + M_{yx2}^2} = \sqrt{1646^2 + 880.8^2} = 1866.8\text{N} \cdot \text{m}$$

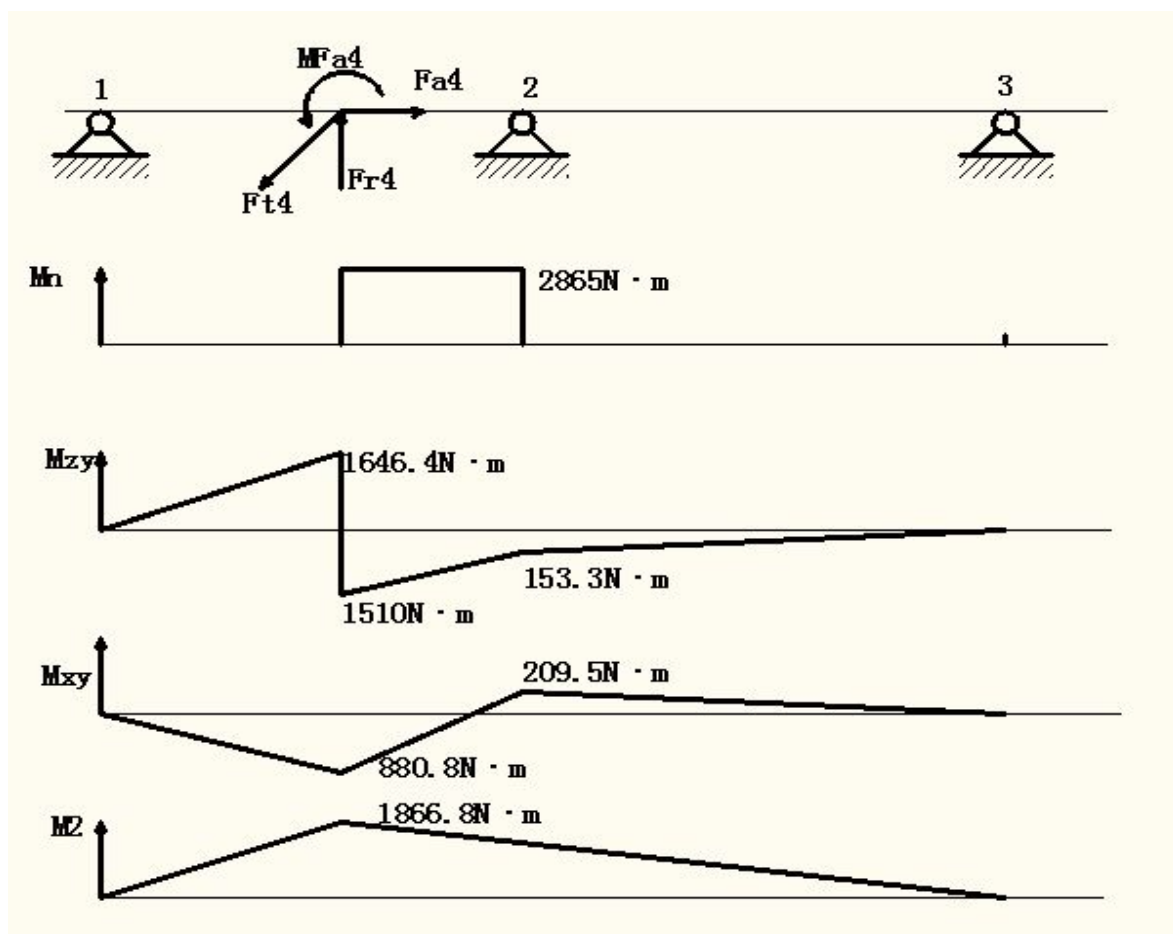


图 10 轴Ⅲ受力分析，扭矩、各面弯矩及合成弯矩

$$\text{而 } \tau_2 = \frac{M_{n2}}{\frac{\pi}{32} \times D^3 \times 10^{-6}} = \frac{2868}{\frac{3.14}{32} \times 8^3 \times 10^{-6}} = 57.1 \times 10^6 \text{ Pa} = 57.1 \text{ MPa}$$

$$\delta_2 = \frac{M_2}{\frac{\pi}{32} D^3 \times 10^{-6}} = \frac{5866.8}{\frac{3.14}{32} \times 8^3 \times 10^{-6}} = 37.2 \times 10^6 \text{ Pa} = 37.2 \text{ MPa}$$

$$\delta_{r3} = \sqrt{\delta_2^2 + 4\tau_2^2} = \sqrt{37.2^2 + 57.1^2} = 120.1 \text{ MPa} < [\delta], \text{ 所以此轴强度足够。}$$

7.3.4 轴Ⅳ的设计和校准

1、轴Ⅳ的设计：

材料取 45 号钢，同前 $[\delta] = 176.5 \text{ MPa}$

$$d \geq 100 \sqrt{\frac{P}{n}} = 100 \sqrt{\frac{6}{23}} = 63.8 \text{ mm}$$

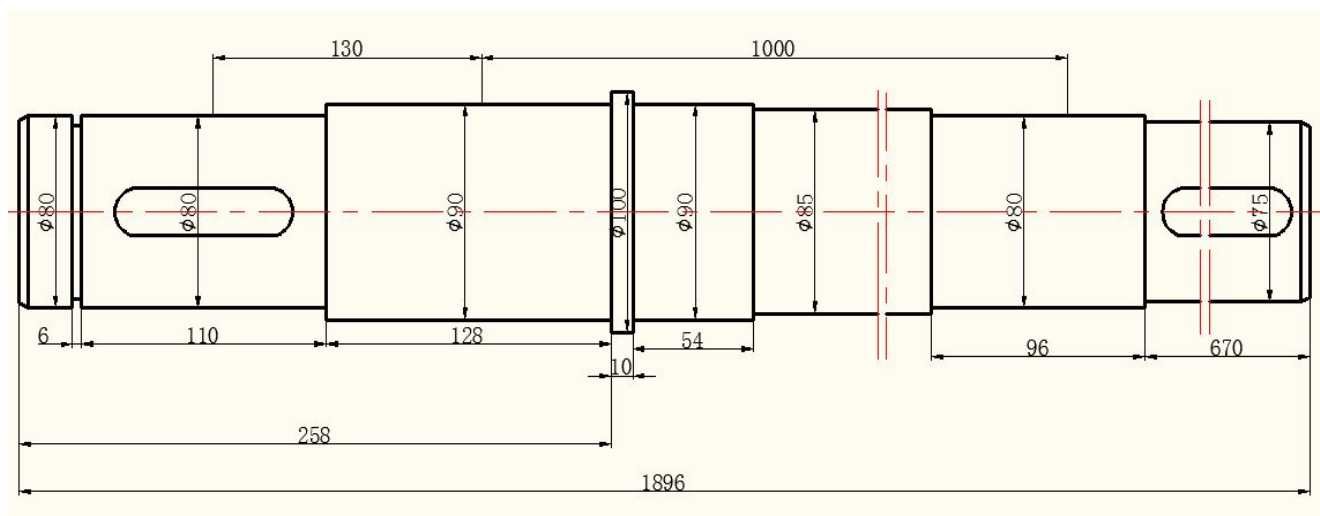


图 11 轴IV

2、轴的校准

此轴的受力情况；

在 YZ 平面内的受力情况：

$$M_{Fa5} = F_{a5} \times \frac{d_5}{2} = 12809.2 \times \frac{0.4286}{2} = 2744 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$\text{列平衡方程: } \begin{cases} F_{r5} + C_z = B_z \\ B_z \times BC + M_{Fa5} = F_{r5} \times AC \end{cases}, M_{Fa5} = 2744 \text{ N} \cdot \text{m}$$

解此方程组得： $B_z = 2037.4 \text{ N}, C_z = -2193.8 \text{ N}, B_y = -F_{a5} = 12809.2 \text{ N}$ ；

$$M_{zyB} = 2193.8 \times 1 = 2193.8 \text{ N} \cdot \text{m}$$

在 XY 平面内：

$$\text{列平衡方程得: } \begin{cases} F_{t5} + C_x = B_x \\ B_x \times BC = F_{t5} \times AC \end{cases}, \text{解方程组得: } B_x = 13138 \text{ N}, C_x = 1511.5 \text{ N}$$

$$M_{xyB} = 1511.5 \times 1 = 1511.5 \text{ N} \cdot \text{m}$$

轴上扭矩，YX、YZ 面上的弯矩如下：

由上图初步认为 A、B 面为危险截面；其 X、Z 面上的合成弯矩为：

$$M_A = \sqrt{M_{Ax}^2 + M_{Az}^2} = 2744 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_B = \sqrt{M_{Bx}^2 + M_{Bz}^2} = \sqrt{2193.8^2 + 1511.5^2} = 2664.1 \text{ N} \cdot \text{m}$$

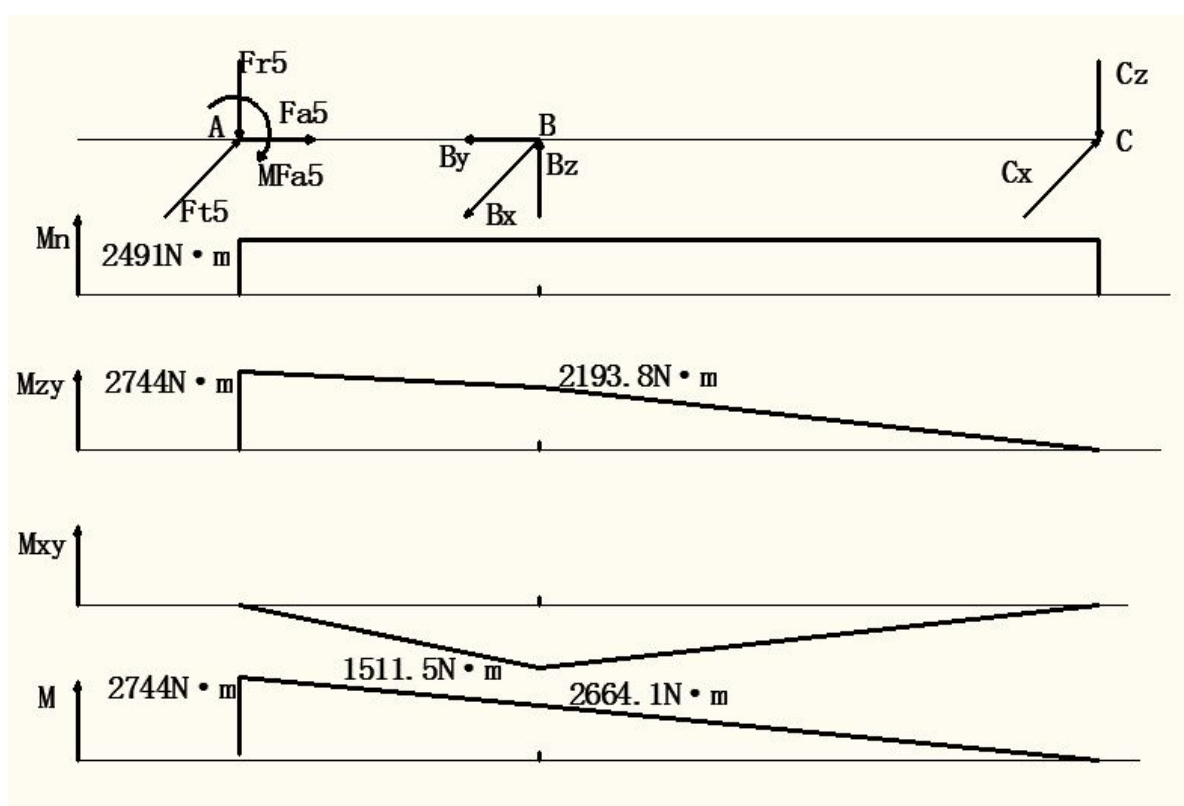


图 12 轴Ⅳ受力分析，扭矩、各面弯矩及合成弯矩

$$\text{而 } \tau_A = \frac{M_{nA}}{\frac{\pi}{32} D_A^3 \times 10^{-6}} = \frac{2491}{\frac{3.14}{32} \times 8^3 \times 10^{-6}} = 49.58 \times 10^6 \text{ Pa} = 49.58 \text{ MPa}$$

$$\sigma_A = \frac{M_A}{\frac{\pi}{32} D_A^3 \times 10^{-6}} = \frac{2744}{\frac{3.14}{32} \times 8^3 \times 10^{-6}} = 54.6 \times 10^6 \text{ Pa} = 54.6 \text{ MPa}$$

$$\tau_B = \frac{M_{nB}}{\frac{\pi}{32} D_B^3 \times 10^{-6}} = \frac{2491}{\frac{3.14}{32} \times 9^3 \times 10^{-6}} = 34.8 \times 10^6 Pa = 34.8 MPa$$

$$\delta_B = \frac{M_B}{\frac{\pi}{32} D_B^3 \times 10^{-6}} = \frac{2664.1}{\frac{3.14}{32} \times 9^3 \times 10^{-6}} = 37.2 \times 10^6 Pa = 37.2 MPa$$

$$\delta_{r3A} = \sqrt{\delta_A^2 + 4\tau_A^2} = \sqrt{54.6^2 + 4 \times 49.58^2} = 113.2 MPa < [\delta]$$

$$\delta_{r3B} = \sqrt{\delta_B^2 + 4\tau_B^2} = \sqrt{37.2^2 + 4 \times 34.8^2} = 78.9 MPa < [\delta]$$

综上，此轴的强度足够。

7.4 皮带传动设计:

名称	依据	单位	结果
选择三角带型号	查图8-10		B
小带轮直径 D_1	查表8-8	mm	140
大带轮直径 D_2	$D_2 = (1 - \varepsilon) \frac{D_1 n_1}{n_2}$	mm ($\varepsilon = 1\%$)	265
从动轮转速	$n_2 = (1 - \varepsilon) \frac{D_1 n_1}{n_2}$	n / min	376.57
实际传动比	$i = \frac{n_1}{n_2}$		1.912
胶带速度 v	$v = \frac{\pi D_1 n_1}{60 \times 100}$	m / s	5.275
平均直径 D_m	$D_m = \frac{D_1 + D_2}{2}$	mm	202.5

景德镇陶瓷学院科技艺术学院本科生毕业设计（论文）

半径差 Δ	$\Delta = \frac{D_2 - D_1}{2}$	mm	62.5
初定中心距	查公式 8-20	mm	600
胶带节线长度 L_p	$L_p \approx \pi D_m + 2a + \frac{\Delta^2}{a}$	mm	1800 (1842.3)
实际中心距 a	$a = \frac{L - \pi D_m}{4} + \frac{1}{4} \sqrt{(1 - \pi D_m)^2 - 8\Delta^2}$	mm	578
包角 ∂_1	$\partial_1 = 180^\circ - \frac{D_2 - D_1}{a} \times 10^\circ$	$^\circ$	167°
单位传动功率 P_0	查表8-4a	Kw	1.38
工作情况系数 K_A	查表8-7		1.1
弯曲影响系数 K_b			1.99×10^{-3}
传动比系数 K_i			1.12
传动功率增量 ΔP_0	查表8-4b	Kw	0.1599
包角系数 K_∂	查表8-5		0.97
长度系数 K_ℓ	查表8-2		0.97
胶带根数 Z	$Z = \frac{K_A P}{(P_0 + \Delta P) K_\partial K_\ell}$	根	6

算得皮带轮宽度 $B = (Z-1)e + 2f = (6-1) \times 19 + 2 \times 12.5 = 120\text{mm}$

7.5 键的选择和校准

1、与绞刀轴相连的键的选择：

与上绞刀轴联接的键选 键 C 20×175 2 个 键 B 20×220 2 个

与下绞刀轴联接的键选 键 C 20×110 2 个 键 B 20×220 2 个

2、减速箱中有关键的选择：

(1)、与皮带轮联接的键选为 键 18×70 一个 定位键 1

(2)、与 Z_2 联接的键选为 键 20×70 一个 键 2

(3)、与 Z_4 联接的键选为 键 22×100 一个 键 3

(4)、与 Z_5 联接的键选为 键 22×100 一个 键 4

3、键的校准：

材料均用 45 钢 静联接 $[\sigma]_p = 150\text{N/mm}^2$

若与齿数皮带轮联接的键强度足够，那么与绞刀联接的键强度更足够，，因为它们的扭矩相同但是皮带轮长度要长的多。所以此处只校准键 1、2、3、4.

校准列表如下：

计算项目	依据	单位	键 1	键 2	键 3	键 4
应传递的 扭矩		$N \cdot m$	156.11	579.69	2865	2491.3
键的高度	查手册	mm	11	12	14	14

h						
键宽 b	查手册	mm	18	20	22	22
键长 ℓ	查手册	mm	70	70	100	100
键的接触长度 ℓ'		mm	34	30	70	70
轴直径 d		mm	65	70	80	80
齿键能传递的扭矩	$T' = \frac{1}{4} h \ell' d [\delta]_P$	mm	911.6	945	29400	29400

由上计算可知，所有 T' 均大于 T ，即所有的键强度都足够。

7.6 轴承的选择和校准

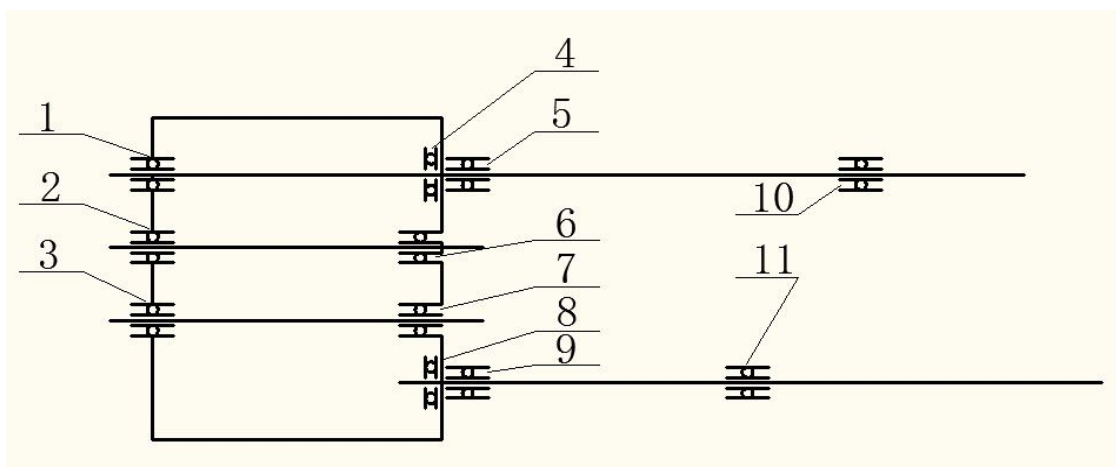


图 13 轴承

序号	型号	尺寸 (mm)			额定动载荷	额定静载荷
		d	D	B(H)		
1	36216	80	140	26	7350	6650

景德镇陶瓷学院科技艺术学院本科生毕业设计（论文）

2	36313	65	140	33	9430	8320
3	314	70	150	35	8160	6450
4	8318	90	155	52	18200	45200
5	318	90	190	43	11200	10100
6	36313	65	140	33	9430	8320
7	314	70	150	35	8160	6450
8	8318	90	155	52	18200	45200
9	318	90	190	43	11200	10100
10	316	80	170	39	9640	8160
11	309	45	100	25	4840	3630

轴承的校准：

轴承 4 和 8 为纯推力球轴承，单独校准，现在对除 4、8 外的轴承进行校准：

计算项目	依据	单位	1	2	3	5	6	7	9	10	11
轴承 径向 反力		N	2392	2760	6669	1321 0	3117	890	13295	2664	192
轴向 反力		N	3258	22258	0	0	0	0	0	0	0

径向 系数 x			0.45	0.45	1	1	1	1	1	1	1
载荷 系数 f_p				1.2	1.2	1.2	1.2	1.2	1.2	1.2	1.2
当量 动载 荷 P	$P=f_p F_r Z$	N	1292	1490	8003	1585 3	3740	1068	15954	3197	230
工作 转数 n		r/分	375	100	20	20	100	375	23	23	20
寿命 系数 L_h ($\varepsilon=3$)	$L_h = \frac{16670}{n} \left(\frac{\varepsilon}{P} \right)^{\varepsilon}$	10^6	818	42.25	0.88 4	0.294	1.069	19.8	0.25	19.87	7767.1

而实际上所需的实际是 $\dot{L}_h = 10 \times 306 \times 16 = 48960h$

由上述计算结果知：所有的 $L_N > \dot{L}_h$ ，即说明所有轴承的寿命足够。

下面对 4、8 轴承的校准：

轴承均为 8318 $C=18200\text{kgf}$

由前面计算得：上下绞刀的压力 P 分别为： $P_{\text{上}} = 204.7\text{kp}$ ， $P_{\text{下}} = 556\text{kp}$ ；

因为下绞刀压力大于上绞刀的，只要 8 轴承寿命足够，那么 4 轴承一定也足够。

所有只校准 8 轴承。

$$A = \frac{1}{4}\pi(D^2 - d^2) = \frac{1}{4} \times 3.14 \times (0.2^2 - 0.09^2) = 0.025m^2$$

$$\text{所有 } F' = PA = 556 \times 10^3 \times 0.025 = 13900N$$

另外加上其他因素的影响，取修正系数 $K=1.5$

所有 $F'' = 13900 \times 1.5 = 20850N$ ，与齿轮轴向力抵消一部分后：

$$F = F'' - F_{a5} = 20850 - 12809.2 = 8040.8N, \text{查表 13-6 得 } f_p = 1.3$$

$$\text{所以 } P_a = fF = 1.3 \times 8040.8 = 10453N$$

$$L_h = \frac{16670}{n} \left(\frac{C}{P} \right)^{\epsilon} = \frac{16670}{23} \times \left(\frac{18200}{10453} \right)^3 = 3.82 \times 10^6 h > 48960h$$

即 8 轴承寿命足够，以此类推 4 轴承寿命也是足够的。

8 栅板设计

为了使泥料出来的气体顺利排出，开孔为长条形，如图 6，这样还可以防止通过栅板的泥料粘合在一起。

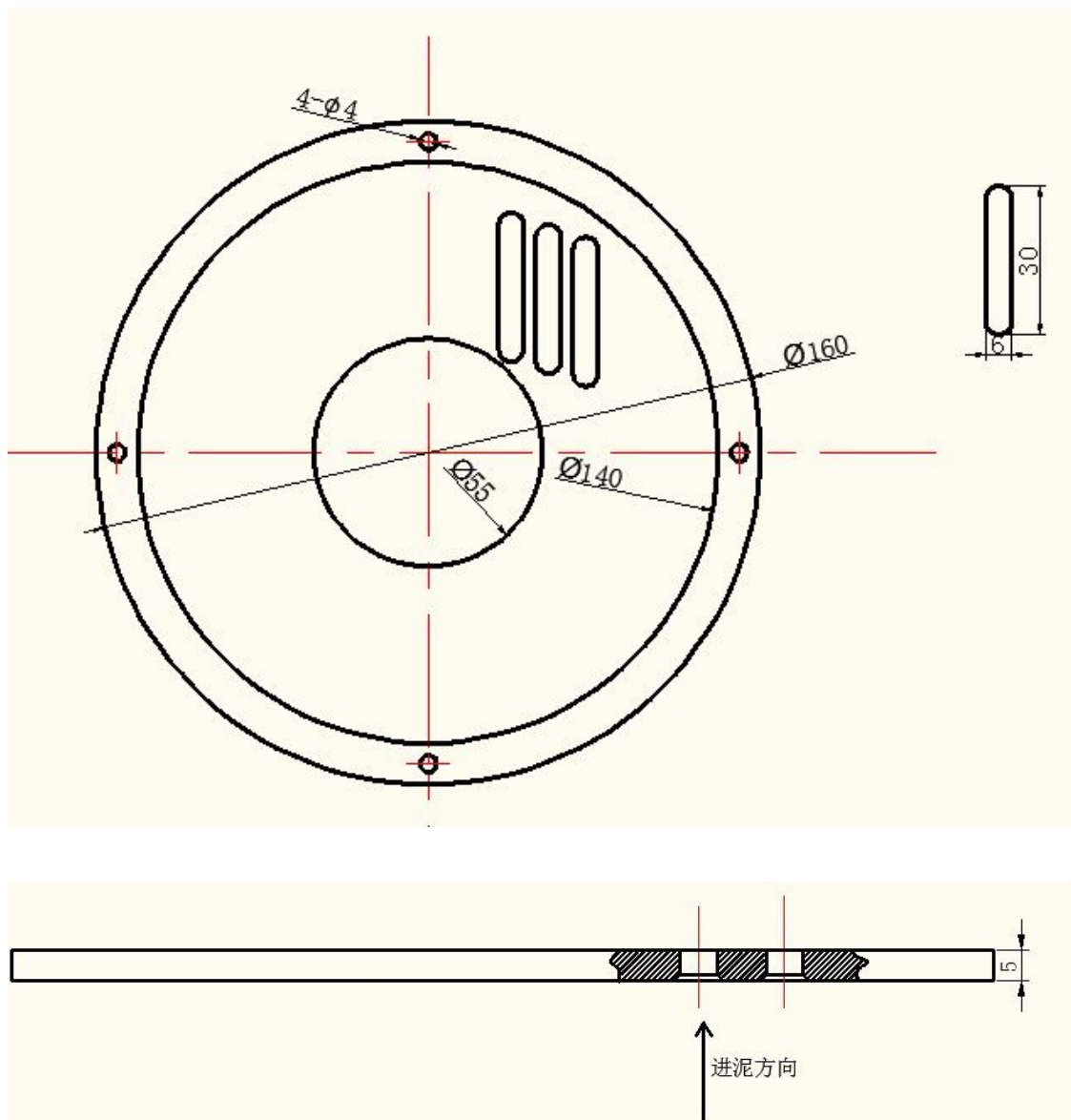


图 14 栅板

栅板材料为 ZG1Cr18Ni9，栅板开孔率太大，泥料容易粘合在一起，开孔率太小，挤泥阻力太大，功率消耗大，泥料易发热，开孔率过大或过小，都不利于抽去气体，一般去开孔率为 30%左右，本机取 35%。

结论

毕业设计（论文）在培养大学生探求真理、强化社会意识、进行科学研究基本训练，提高综合社会实践能力与素质等方面，具有不可替代的作用，是教育与生产劳动和社会实践相结合的重要体现，是培养大学生的创新能力、实践能力和创业精神的重要实践环节。

在指导老师的悉心指导下，经过近 3 个月的时间，毕业设计内容已全部完成，基本上达到了毕业设计所要求的各项指标。在设计的过程中，我查阅了大量有关文献和资料，遇到不懂的东西，经过思考后及时请教指导老师，并且得到了满意的答案。

经过这次毕业设计，使我真正锻炼了独立思考和自己动手的能力。并通过这次的设计，使我对以前学过的知识有了一个比较系统的复习和全新的认识。对机械设计过程有了系统的认识，为以后的工作打下了基础。在设计的过程中要有全局的把握，这样才能少走弯路，提高工作的效率。在设计过程中开阔了眼界，学到了东西。通过绘制图纸，使我的绘图能力得到了很大提高，cad 和 proe 都能熟练的使用。还提高了独立思考解决问题的能力，能够独自进行一般性问题的研究与设计。

总之，这次实习和毕业设计让我收获很多，是我参加工作之前一次很好的演习，我一定会以此为基础，在今后的工作中取得更大的进步。

经济分析报告

1、行业及市场分析

近年来陶瓷行业得到了快速的发展，从而带动了一大批的陶瓷机械公司，这对陶机行业来说，绝对是一个千载难逢的机会。为了消除泥料的这些缺陷，在陶瓷工业中，一般是用真空练泥机对泥料进行加工，泥料经真空练泥机加工后，各组分的分布趋于均匀，结构比较致密，泥料的可塑性和干燥强度都有提高，因此，真空练泥机是陶瓷工业中一种重要机械设备。

2、真空练泥机的生产经济性分析

真空练泥机零部件按加工要求分，可分为三大类：一是焊接件，有连续绞刀。焊接件是由公司买进材料发往工地，在工地完成加工。二是非标准件，主要有轴，链轮，皮带轮等。这些零件主要通过外协加工完成，因为非批量生产，自己生产成本太高，通过外协生产既可减省公司用于购买机床的固定成本的投入，又具有很强的灵活性。三是标准件，有螺栓、螺母等。这些标准件直接从市场购进即可。此外，真空练泥机的现场设计和调试也是一项很大支出，因此在现场施工时一定要严格把关，严格按照技术要求施工。只有这样才能给后期的调试和验收带来方便。

如果各项工作都进展顺利的话，真空练泥机还是有可观的利润。因此真空练泥机行业具有良好的经济效益。

致谢

经过近 3 个月的努力，我的毕业设计终于完成，感谢我的指导老师胡伟文老师。本次毕业设计正是在胡伟文老师的耐心的指导和悉心的关怀下完成的。在设计初期，我对练泥机不是很了解，问了很多简单的问题，但是他总是耐心地解答我所提出的问题。没有他的指导，想要很好的完成毕业论文是难以想像的。更重要的是他还教给了我们很多做人做事的道理，在这里我表示衷心的感谢。同时，还要感谢在设计过程中帮助过我的同学、朋友们，谢谢你们的帮助，不然很多的细节问题靠我一人无法解决。

感谢教过我的老师们，是你们的辛勤培育让我们现在在外有立足之地！是你们教会了我们怎么为人处世，生活工作技能！感谢你们为我付出的一切！

感谢 10 机设班的全体同学，是你们陪我走过了这风雨 4 年大学，在这四年的学习生涯中有你们的陪伴才这么精彩，才这么过的有意义，伤心的时候你们给我安慰，气馁的时候你们给予我鼓励！开心的时候我们共同分享，有困难我们并肩作战，共同努力！有你们的加油我才会成功，有你们的祝福我才会幸福，四年共同生活的时光就要结束了，大家就要各奔东西了，在这里祝福你们：一生健康平安，兄弟姐妹们，珍重！

参考文献

- [1] 真空练泥机真空系统的构成和工作原理分析 王玉平 陶瓷科学与艺术
2002-10-30
- [2] 真空练泥机的评价问题 沈光汉
- [3] 真空练泥机的结构改进和设想 李灵凤
- [4] ZL800/M 型真空练泥机的研制 王新 钱林 魏伏秋
- [5] 真空练泥机真空度降低的原因及其解决途径 蔡祖光
- [6] 真空练泥机中陶瓷泥料挤出过程的研究 张柏清 裴佳宏 汤国兴 赵竟成
- [7] 使用真空练泥机应注意的问题 蔡祖光
- [8] 真空练泥机真空室的堵塞及其解决途径 蔡祖光
- [9] 陶瓷工业机械与设备 张柏青 林云万 中国轻工业出版社
- [10] 材料力学 刘鸿文 北京高等教育出版社 2004-1
- [11] 机械设计(第八版) 濮良贵 纪名刚 北京高等教育出版社, 2006-5
- [12] 画法几何及工程制图(机械类) 王兰美 机械工业出版社, 2002-1