

# 内圆切片机设计

## 第 1 章 前 言

### 1.1 内圆切片机的发展和现状

为了提高 IC 生产线的生产效率,降低生产成本,IC 生产线所需硅圆片直径不断增大。为了满足硅圆片加工的需要,硅片切割设备一方面向大片径化方向发展,另一方面向高精度、高自动化及高智能化方向发展。

从世界半导体工业的发展来看,八十年代中期普遍使用 150mm 圆片,该生产线于 1996 年发展到鼎盛时期,当时 150mm 硅片消耗量为世界圆片消耗量的 50%。1990 年开始应用 200mm 圆片,该生产线将于 2003 年达到高峰。于此同时,300mm 圆片生产线已于 1995 年建成试验性生产线。从世界范围来看,目前已有相当一些 IC 制造商、设备供应商和半导体供应商完成了向 300mm 圆片工艺水平的过渡。但是,硅圆片切割设备技术的发展在 IC 生产线建线技术中走在时间的前列。纵观世界 IC 生产线的发展,发展速度之快,技术更新日新月异,给人耳目一新的感觉<sup>[1]</sup>。

由于集成电路制造工业的重要性,世界各国都比较重视,都积极大力发展各自盼 IC 制造业。IC 器件的基础性材料是半导体硅单晶材料,因此,世界各国对硅单晶材料的消耗量反映了一个国家的 IC 制造业的规模和工艺水平,同时各国硅材料生产及硅圆片生产水平也代表了一个国家 IC 工业的材料基础的实力。

由于国家的高度重视和积极扶持,我国半导体产业正在快速发展。2001 年在国际电子制造业的不景气情形下,我国电子制造业是同期 GDP 的 3 倍。我国电子市场在全球市场中所占的份额由 1996 年的 2.3%上升到 2000 年的 6.996;同时世界集成电路的平均单价为 2.6 美元,我国集成电路平均单价由 0.4 美元升至 0.5 美元。我国 IC 工业具有发展数量的空间和具有发展技术的空间,这两大空间,决定了我国在今后一段时期内 IC 产业保持快速发展。当前,我国拥有 8 家集成电路芯片制造企业,其中 2 家采用 200mm 生产线。正在建设和计划建设的生产线包括:北京信创(150mm)、首钢华夏(200mm)、上海先进(200mm)、上海贝岭(200mm)和杭州士兰(150mm)等,这些生产线 2~3 年内可望建成投产。拿深圳、上海两地为例:深圳计划在 3~5 年内建成 8~15 条前工艺生产线。上海

计划于 2005 年前, 先行完成 4 条 8~12 英寸晶圆生产线, 以实现年产 240 万片, 产能 1.1 亿平方英寸的生产目标。

以上项目的建设, 为硅材料加工行业提供了广阔的市场。以上海规划年产 240 万片为例, 240 万片折合 200mmCZ 法单晶硅片 240 吨(这一数据为日本 2001 年晶圆单晶硅产量的十分之一, 2001 年日本晶圆单晶硅产量为 2153 吨)。从目前国内硅圆片加工行业来看, 在我国具有相当规模的半导体材料生产及加工企业中, 其单晶硅年产量徘徊在 50 吨的水平, 并且其生产的硅圆片的数量, 较多集中在 125mm 圆片的加工范围。

硅圆片的加工方法一直沿用以下工艺过程:

晶棒成长——晶棒裁切与检测——外径滚磨——切片——圆边(倒角)——表层研磨  
——蚀刻——去疵——抛光——清洗——检验——包装

硅圆片切片工艺过程中多应用内圆切割技术, 该技术于二十世纪七十年代末发展成  
熟。

随着硅圆片直径的增大, 内圆切割工艺中所需内圆刀片尺寸增大, 刀片张紧力也相应增大。同时刀片刃口的加厚增加了切割损耗, 高速切割使硅片表面的损伤层及刀具损耗加大。这些缺点使内圆切割技术在大片径化方向中提高效率, 降低生产成本受到制约。加之当时内圆刀具制作上的困难, 基于这种情况, 国际上又发展了一种多线切割(后简称线切割)技术工艺方法。

#### 1.1.1 内圆切割技术与线切割技术分析

200mm 以上规格硅单晶圆片切割加工可采用内圆切割技术或线切割技术两种切割方式。在硅圆片规模化生产中, 线切割技术作为主流加工方式, 逐步取代传统的内圆切割技术方式。但在所有硅材料切片加工中, 内圆切割技术与线切割技术在实际应用中互为补充而存在。

众所周知, 随着硅圆片直径的增大, 内圆切割技术的缺点使硅片表面的损伤层加大(约为 30~40 微米)。线切割技术优点是效率高(大约为内圆切割技术的 6~8 倍。在 8 小时左右切割过程中一次可切出 400 圆片左右)。切口小, 硅棒切口损耗小(约为内圆切割技术的 60%, 这相当于内圆切片机切割 6 片圆片而节约出 1

块圆片), 切割的硅片表面损伤层较浅(约为 10~15 微米), 片子质量人为因素少。

但线切割技术同内圆切割技术相比有其明显的弱点, 一是片厚平均误差较大(约为内圆切割技术 2 倍)。二是切割过程中智能检测控制不易实现。三是切割过程的成功率要求较高, 风险大, 一但断丝而不可挽救时, 直接浪费一根单晶棒。四是不能实现单片质量控制, 一次切割完成后, 才能检测一批圆片的切割质量, 并且圆片之间切割质量也不相同。在这些方面, 内圆切割技术却显示出其优越性来。具体表现在: (1)切片精度高。(2)切片成本低, 同规格级的内圆切片机价格为线切割机价格 1/3~1/4, 线切割机还需配置专用粘料机。(3)每片都可调整。(4)小批量多规格加工时灵活的加工可调性(5)自动、单片方式切换操作方便性。(6)低成本的辅料(线切割机磨料及磨料液要定时更换)。(7)不同片厚所需较小的调整时间。(8)不同棒径所需较小的调整时间。(9)修刀、装刀方便。八十年代中后期人们普遍认为: 随着硅硬脆材料块大片径化发展, 线切割技术是硅片切割的主流技术, 在规模化晶圆片切割中将取代内圆切割技术。因此人们加大了对 200mm 以上线切割机的研究, 以解决其技术不足。例如 1996 年 7 月, 日本日平外山公司研制成功 300mm 晶圆片线切割机(MNM444)。

切片机已广泛应用于半导体材料、石英、陶瓷、铁氧体、铌酸锂等硬脆材料的切割, 是半导体加工的重要工序, 在国内外许多材料加工单位普遍采用<sup>[2]</sup>。切片机直接影响到硬脆材料块的成本、质量以及各种性能。目前, 硬脆材料块切割主要的方法有金刚石内圆切割和线切割但是作为成熟工艺技术的内圆切割技术在大直径化发展方向上并没有失掉其有利的地位, 并随着 IC 器件大片径化发展同时其技术不断创新。1998 年 1 月, 日本旭日金刚石工业公司推出 T-SM-300 内圆切片机, 标志着内圆切割技术又上了一个新的台阶。可喜的是, 这种设备在刀片直径增大情况下, 仍采用较小的刀口厚度(0.38mm)。从相对意义而言, 这种较小的刀口厚度降低了刀口硅材料消耗。并且, 该内圆切片机设计制造采用了一系列先进技术, 使刀口处宽度变化控制在 0.36—0.38mm。这与 200mm 晶圆片切片加工时的刀口宽度的摆幅变化(0.34—0.38)是一样的。由此可见 300mm 内圆切割设备制造精度和工作动态精度之高。由于内圆切片机晶棒端磨技术, 切割过程中的自动修刀系统及刀片导向系统以及动态检测和自诊断系统等智能化技术的应用, 以单片切割质量的控制成为优势条件, 使内圆切片机切片质量很高

(300mm 片子的平均厚度变化差在 0.01mm 以内)，为 IC 器件提供了优良的晶圆片。同时，机械手自动单片取片也使连续切割的成片率的可靠性大大提高。

根据实践经验，内圆切割技术与线切割技术在实际应用中互为补充而存在。同时我们认为：(1) 在新建硅圆片加工生产线上，规模在年产量达 50 吨以上硅单晶加工生产线，并且圆片品种主要针对较大数量集成电路用硅圆片时，切割设备选型可定位在线切割机上，同时大规模、单一硅圆片品种(主要指圆片的厚度规格品种)的太阳能级圆片加工，切割设备选型也可定位在线切割机上。厚度规格品种的多少，直接关系到线切割机排线导轮备件的数量。该排线导轮目前国内无法配套，国外供应商配套，价格较高。频繁更换排线导轮增加了辅助时间，还会增加线丝的浪费。(2) 生产规模较小的生产单位或多品种硅圆片生产并具有较大规模的生产单位，在设备选型上，应首先考虑选用内圆切片机。

#### 1.1.2 国内外内圆切片机设备技术概况

在国内引进的内圆切片机机型中主要有瑞士 M&B 公司和日本东京精密株式会社(TOKYO)两公司的内圆切片机机型。这几年随着国外硅片生产公司的设备更新，在国内引进了二手的日本 TOKYO 公司生产的 200mm 规格的切片机，但数量不是很多。M&B 公司以卧式机型为主，TOKYO 公司以立式机型为主。在切片机主轴支撑方式上，M&B 公司以空气轴承为发展方向。TOKYO 公司以滚动轴承和空气轴承两种形式发展。由于以空气轴承支撑的主轴结构的内圆切片机，在技术和制造成本上较高，因而其价格比以滚动轴承支撑的主轴结构的内圆切片机高出近 10 万美元。因而，TOKYO 公司以滚动轴承支撑的主轴结构的切片机为主要发展方向，腿 B 公司的产品中 150mm 主流机型有 TS23、TS202(TS23 增强型)两种。200mm 的主流机型有 TS205、TS206 两款机型。TS205 机型主要用于 200mm 晶棒齐端头、切样片和切断，TS206 机型则是集中了内圆切片机所有现有技术的机型。TOKYO 公司的 TSK 系列内圆切片机中，150mm~200mm 规格机型有 S-LM-227D，s-LM-227DR，s-LM~434E，s-LM-534B 机型，其产品档次和技术含量随型号的大小而增加。

2002 年 3 月 26 日~27 日在上海国际展览中心举行国际半导体设备与材料展览暨研讨会(SEMICONCHINA 2002)期间，除了 M&B 公司继续宣传他们的内圆切片机和线切割机外、TOKYO 公司没有专项宣传切片机机型，在他们的宣传资料中涉

及到切片机内容也不多，这可能与 TOKYO 产品战略调整有关，TOKYO 产品开始涉及后封装设备，研磨抛光和化学机械抛光领域了。

在线切割机方面 TOKYO 公司抛弃了自行设计的多线锯 w-SL-300 / -500，转而把瑞士 HCT 公司多线锯系列作为经营对象。M&B 公司内圆切片机同 2001 年北京展示的相同，仅推荐 TS23、TS206 两种，TS23 机型是在原机型上加装了防护罩，使操作环境变好。TS23 机型的生命期已延续了 20 年之久，该机型在国内用户中也反映良好。内圆切断机为 TS205、TS207 两种。M&B 同 TSK 不同，该公司一直从事材料切割技术研究工作。

国内在内圆切片机研制中仅有信息产业部电子第四十五研究所。其内圆切片机机型在国内硅片切割行业应用的范围涵盖了从  $\phi 50\text{mm}$  到  $\phi 200\text{mm}$  圆片的切片加工，QP-613 机型应用范围为中  $\phi 125\text{mm} \sim \phi 150\text{mm}$  圆片切割加工，QP-816 机型应用于  $\phi 200\text{mm}$  圆片切割加工。这些机型技术层次为国外九十年代初期的水平。

在以上诸多机型中以 TS206，S-LM-534B 两种机型集中了当今内圆切片机制造的最高技术。但是需要指出的是，这些主要技术停滞了将近 10 年。其技术特点主要体现在以下几个方面：

(1)精密主轴制造技术：不论是采用空气静压轴承支撑的主轴技术还是以精密滚动轴承支撑的主轴技术，都是保证切片机主轴高精度、高寿命及保证切片质量的关键技术。

(2)精密伺服定位技术：这是保证切片机切片厚度均匀、误差小，减少磨片时间的关键技术。

(3)机械手技术：保证切片后可靠的取片，减少片子意外损坏的技术。

(4)自动检测技术：是刀片导向系统及自动修刀系统应用和单片质量控制的前提条件。

(5)CNC 控制技术：对机器进行控制及保证自动检测技术应用的一软硬件技术。

(6)直流伺服电机技术：保证切片质量，提供可靠的驱动动力的技术。

(7)精密滚动导轨：保证切片时片子的平行度、翘曲度、粗糙度机械导向技术。

(8)端磨技术：提高片子表面弯曲度、翘曲度和表面粗糙度的技术。

## 1.2 课题意义

(1) 利用 CNC 技术实现精密内圆切片机的控制，探索出一条制造经济高效、精密可靠内圆切片机的思路。

(2) 该设备的研制成功不仅能够增加企业产品数量、提高本企业的经济效益，同时也解决了晶圆生产厂同类产品依赖进口的现状。在设计过程中借鉴、吸收国外相同、相近产品的优秀技术和成果，也为产品的智能化、大直径切削设计生产提供了有益的借鉴。

# 第 2 章 内圆切片机的基本原理

## 2.1 内圆切片机的原理和特点

### 2.1.1 内圆切片机的三种基本运动

作为内圆切片机，要完成一个工作循环必须具备三种基本运动，即刀片高速旋转运动（主轴系统），被切割材料按设定片厚值步进送料运动（送料系统）以及内圆刀片相对被切割材料作切割运动（切割进给系统）。另外，在切割过程中所切硬脆材料块停置于刀盘内，为了将硬脆材料块取出，必须将被切材料退出内圆刀片刃口位置，这一退料运动是切片机的辅助运动。不同类型的切片机就是采用了不同类型的机构以及机构布局实现这三种基本运动和辅助运动。

### 2.1.2 内圆切片机结构及工作原理

内圆切片机主要由刀盘（主轴系统），送料箱，切割油缸，调晶向机构，液压站，液压系统工作台，电控框，电控箱（操作面板）等组成。因夹持内圆刀片的主轴轴线呈水平位置，因此该机为卧式结构。送料箱也相应呈水平位置，所以夹持被切割材料也为卧式安装。基于“卧式”这一特点，被切割材料直径增大，长度加长，这就为该机型切割大直径硬脆材料块提供了可能。

该机工作原理：内圆刀片夹持在刀盘间，刀盘安装在主轴系统上，实现内圆刀片的高速旋转。送料箱夹持硬脆材料块，由步进电机带动丝杠螺母副按预置量进行步进送料，送料箱安装在具有三维调晶向机构上，实现硬脆材料块晶向调节

切割功能。调晶向机构安装在工作台上，工作台相对于主轴轴线方向向前，后退动作，实现硬脆材料块相对于内圆刀片刃口进料、退料辅助运动，可以很方便将已切成的一叠硬脆材料块从刀盘内取出。主轴系统安装在摆动支架上，摆动支架在切割油缸驱动下作往复上下运动，实现内圆刀片相对于硬脆材料块的切割运动。这样，一方面内圆刀片高速旋转，一方面内圆刀片随摆动架作摆动切割，即完成一个切片循环，这就是“摆动切割”方式。其主要技术指标：

- 1、最大加工尺寸： $\varnothing 60*80\text{mm}$ ；
- 2、切割速度： $5\sim 30\text{mm/min}$ ；
- 3、切割片厚： $\geq 0.30\text{mm}$ ；
- 4、横向/纵向行程： $110/100\text{mm}$ ；
- 5、主轴电机： $2800\text{r/min}$ ；
- 6、主轴转速： $4000\text{ r/min}$ ；
- 7、切片种类：100；
- 8、片数设定范围：200pcs
- 9、液压系统压力： $1.2\text{MPa}$

## 2.2 液压伺服系统的工作原理

国内在液压的精密控制领域通常采用传统的电液伺服控制系统,但由于其结构复杂、传动环节多而不能由电脉冲信号直接控制。对于现代液压伺服控制需考虑:①环境和任务复杂,普遍存在较大程度的参数变化和外负载干扰;②非线性的影响,特别是阀控动力机构流量非线性的影响;③有高的频宽要求及静动态精度的要求,须优化系统的性能;④微机控制与数字化及离散化带来的问题;⑤如何通过“软件伺服”达到简化系统及部件的结构<sup>[3]</sup>。

因此发达国家已应用数字控制,即数控液压伺服系统来取代电液伺服控制系统,经过几年的努力,设计并研制成功自己的数控液压伺服系统,它超越了传统的电液伺服控制系统,大大提高控制精度。本文仅就该系统作简要介绍。

### 2.2.1 数控液压伺服系统的组成

系统由数控装置、数控伺服阀、数控液压缸或液马达、液压泵站4大部分组成。系统框图如图1所示。

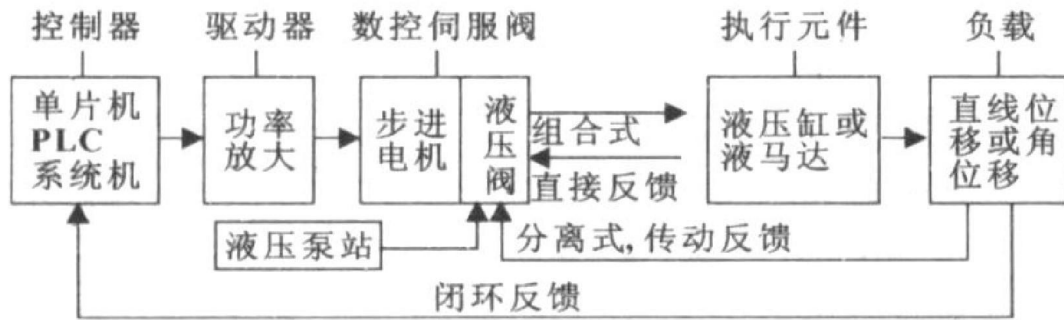


图 2.1 数控液压伺服系统的组成

(1) 数控装置: 包括控制器、驱动器和步进电机。之所以要采用步进电机, 是由于计算机技术的飞速发展, 使步进电机的性能在快速性和可靠性方面能够满足数控液压系统的要求, 而其价格低廉, 又由于数控液压系统结构的改进, 所需步进电机功率较小, 不需采用宽调速伺服电机等大功率伺服电机系统, 就能大大降低成本。

(2) 液压缸、液马达和液压泵站是液压行业的老产品, 只要按数控液压伺服系统的要求选取精度较高的即可应用。

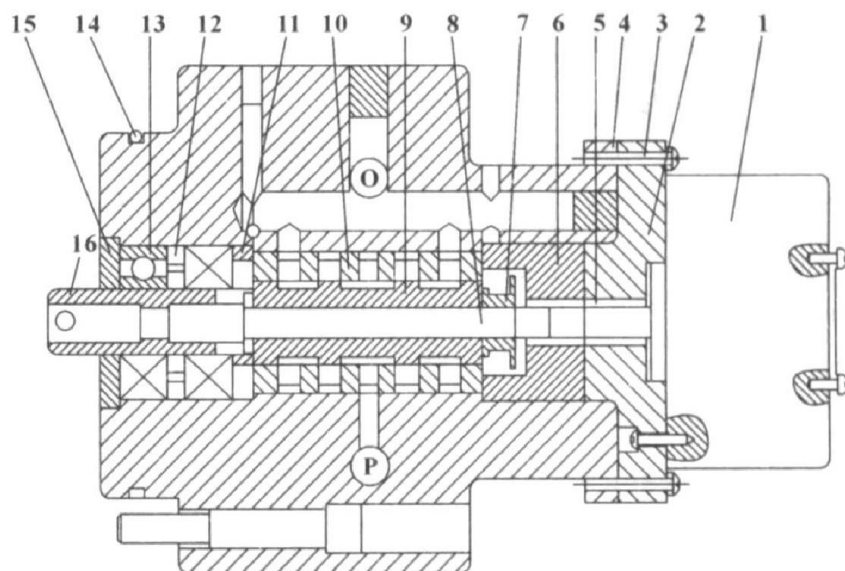
(3) 伺服控制元件是液压伺服系统最重要、最基本的组成部分, 它起着信号转换、功率放大及反馈等控制作用。所以整个数控液压伺服系统的关键部件就是数控伺服阀, 它必需将电脉冲控制的步进电机的角位移精确地转换为液压缸的直线位移(或液马达的角位移)。也可以说, 只要有了合格的数控伺服阀, 就能获得不同的数控液压伺服系统。

## 2.2.2 数控液压伺服阀的结构和工作原理

### 1、数控液压伺服阀的结构

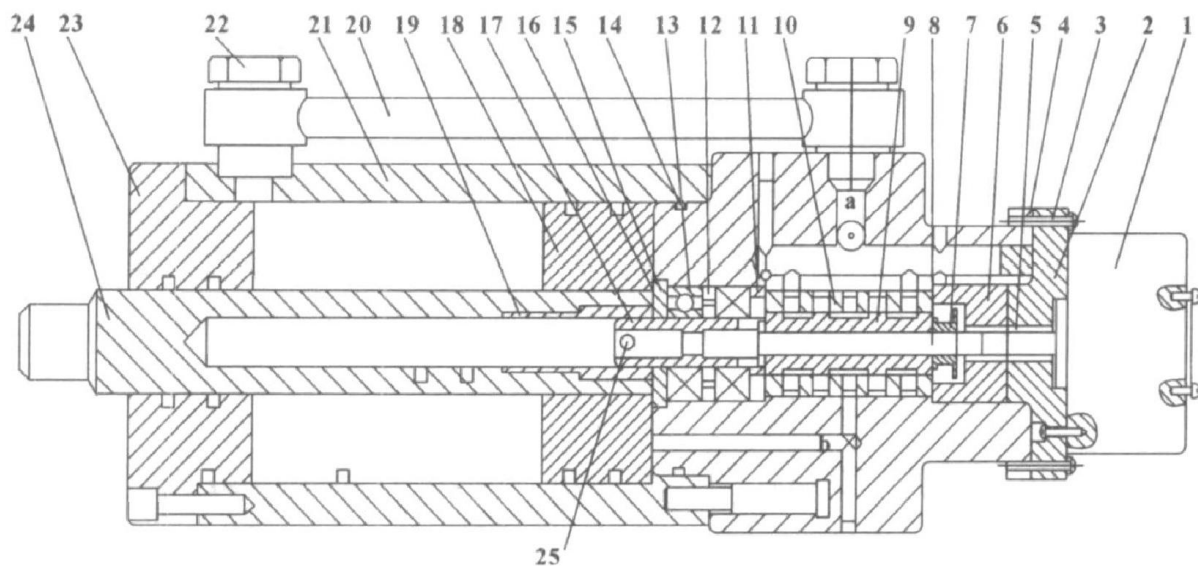
数控液压伺服阀的结构如图 2.2 所示, 数控液压缸的结构如图 2.3 所示。





1-步进电机 2-法兰 3-螺钉 4-阀体 5-联轴节 6-限动盖 7-定为套  
8-芯轴 9-阀杆 10-阀套 11-挡垫 12-隔垫 13-轴承 14-密封圈  
15-螺盖 16-反馈螺母 P-压力油孔 O-回油孔

图 2.2 数控液压伺服阀结构



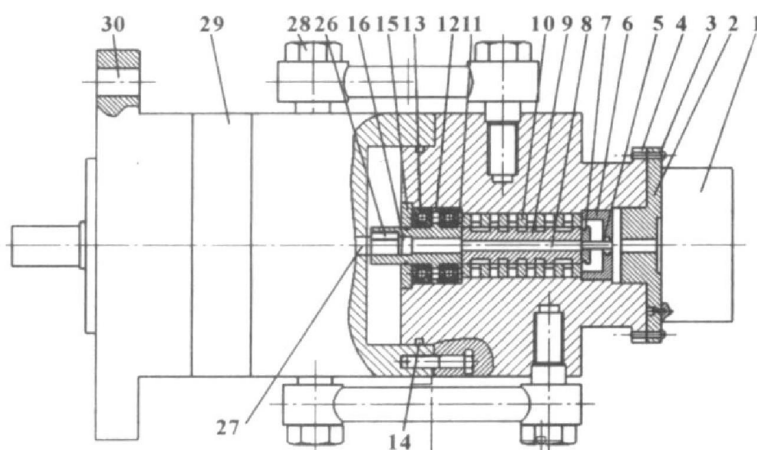
1-步进电机 2-法兰 3-螺钉 4-阀体 5-联轴节 6-限动盖 7-定位套 8-芯轴 9-阀杆 10-阀套 11-挡垫 12-隔垫 13-轴承 14-密封圈 15-螺盖 16-反馈螺母 17-锁紧螺母 18-活塞 19-反馈螺杆副 20-油管 21-油缸体 22-接头 23-支撑盖 24-活塞杆 a、b-进、回油孔 25-锥销

图 2.3 数控液压缸

## 2、工作原理

(1)、数控液压伺服阀和液压缸匹配工作原理如图 2.2 和图 2.3 所示, 步进

(2)、数控伺服阀和液马达匹配工作原理如图 2.4 所示,液马达的旋转轴用键 26 与阀的反馈螺母 16 联接,液马达的进、回油接头与阀的相应接头联接,当有电脉冲输入时,步进电机按指令方向旋转,由于反馈螺母 16 不能轴向移动,芯轴 8 放置产生轴向位移量,带动阀杆 9 轴向移动,打开液马达的进、回油通道,油压使旋转轴 27 旋转带动反馈螺母 16 同向旋转,由于反馈螺母 16 不能轴向位移,使芯轴 8 产生轴向位移,当移动量达到一定时,阀杆关闭进、回油通道,液马达停止转动,完成一次脉冲动作,其转动的方向、速度和角位移由计算机程序控制。



1-步进电机 2-法兰 3-螺钉 4-阀体 5-联轴节 6-限动盖 7-定位套 8-芯轴 9-阀

杆 10-阀套 11-挡垫 12-隔垫 13-轴承 14-密封圈 15-螺盖 16-反馈螺母 26-键  
27-旋转轴 28-油管接头 29-液马达壳体 30-安装孔 a、b-进、回油孔

图 4 数控伺服阀和液马达匹配

## 第 3 章 主要系统结构设计

### 3.1 摆动切割方式

在内圆切片机系列中，完成切割运动一般多采用直线导轨的形式来完成这一功能。本设计内圆切片机采用摆动切割方式其原理见图 3.1。主轴系统安装在摆动臂上，在切割油缸驱动下，绕中心轴上下摆动，同时刀盘夹持内圆刀片高速旋转，来完成切割、返回的工作循环。

采用摆动切割方式，省去了直线导轨机构，其上下摆动的直线性精度，由中心轴一对圆锥滚子轴承装配精度保证。同直线导轨机构相比，它制造简单，精度容易保证，精度保持性长。

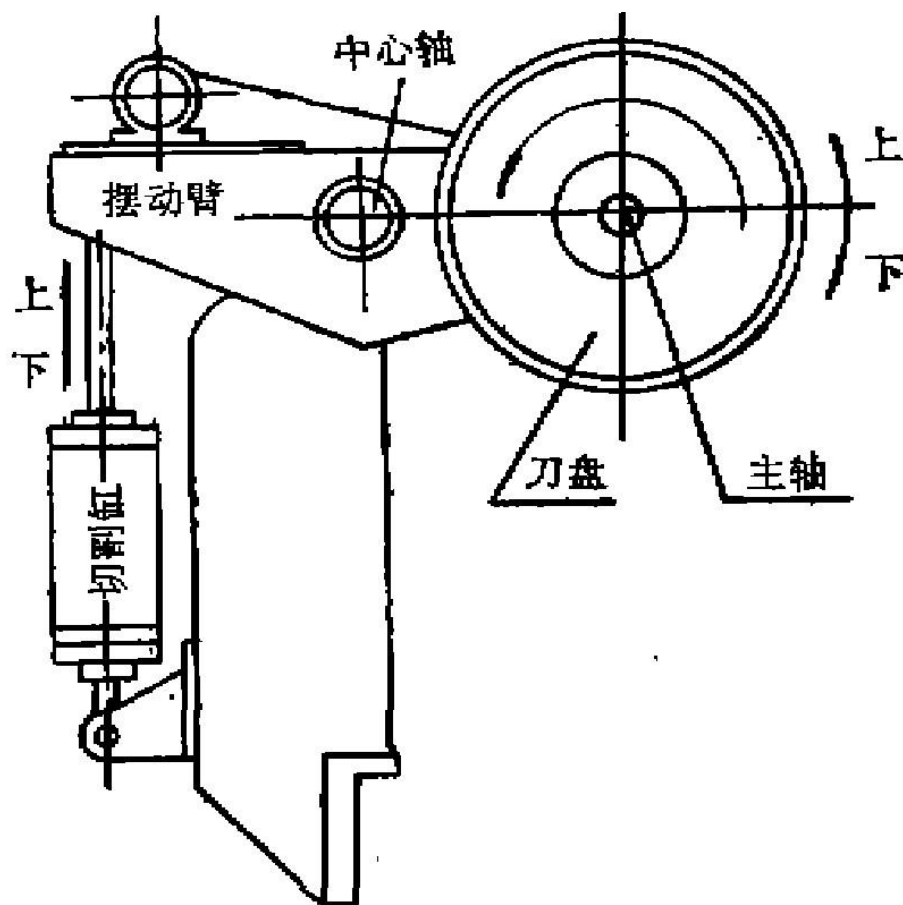


图 3.1 摆动切割原理

### 3.2 精密主轴系统

决定内圆切片机切片质量的另一主要因素是主轴系统。在对半导体单晶体进行切割时，内圆刀片内刃口线速度一般要求在  $17.8\text{m/s}$  左右，切割速度一般为  $40\text{mm/min}$  左右。因此主轴转速按所夹持内圆刀片规格不同而不同，本设计

切片机设计主轴最高转速为 2500rpm。

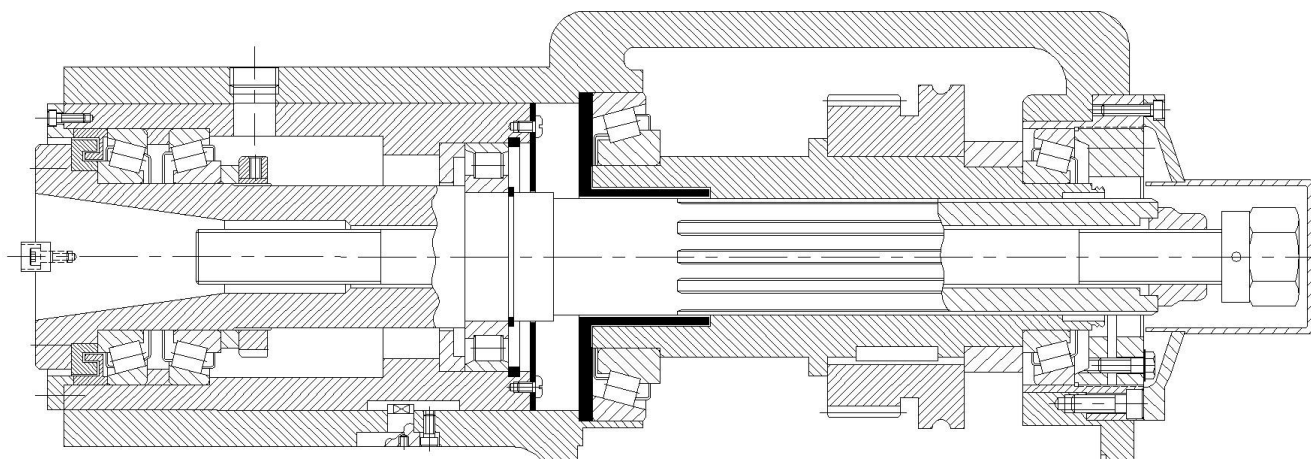


图 3.2 主轴系统结构

因夹持内圆刀的刀盘体积较大，夹持外径  $\phi 422$  内圆刀片的刀盘重量为 57.5kg，而且为了保证已切硬脆材料块在内圆刀片刃口另一面（刀盘内）容料长度，主轴系统的悬伸量较大，悬伸量与主轴平均直径之比为 2.5。同时，考虑到主轴旋转精度，主轴刚度，主轴高速旋转抗震性以及主轴寿命等诸多因素，我设计了图 3.2 所示的主轴结构。这种结构类同于内圆磨床磨具主轴结构，通过适当加太主轴轴径，增大轴承支承跨度等办法，使主轴满足使用要求。

### 3.3 弹性丝杠螺母副送料系统

本设计的内圆切片机进科精度设计为  $\pm 5 \mu\text{m}$ ，图 3.4 为送料系统的原理和结构。本机采用传动比  $i$  为 12.5 齿轮减速传递至丝杠螺母副实现步进送料。图 3.4 所示传动系统为开环控制。为了达到最终送料精度，一方面提高整个传动系统精度外，另一方面采用了独特的弹性丝杠螺母机构。该机构中，螺母沿轴线方向类似于弹性夹头形式对称开二条弹性槽，使螺母圆柱体呈整体不可分离的四瓣体，这样，因丝杠装配或直线导轨导向精度误差造成的丝杠与螺母不同轴而产生内力，由螺母的弹性体而减小或消除，因而保证了丝杠螺母传动精度这一送料系统的采用，保证了切片过程中硬脆材料块厚度一致性要求。

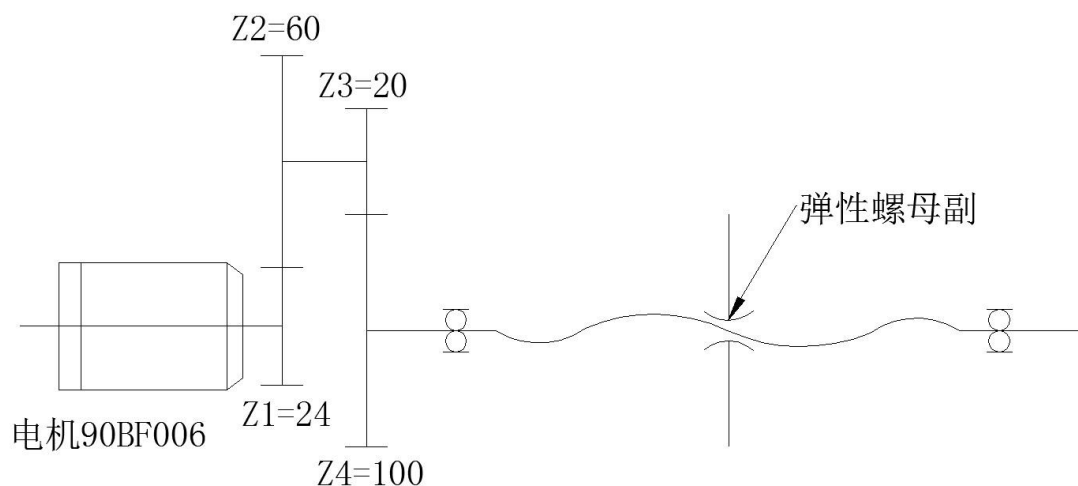


图 3.2 送料系统

### 3.4 液压传动及其装置

本设计内圆切片机切割运动及工作台进退运动由液压系统驱动，图 3.5 为该机液压系统图。

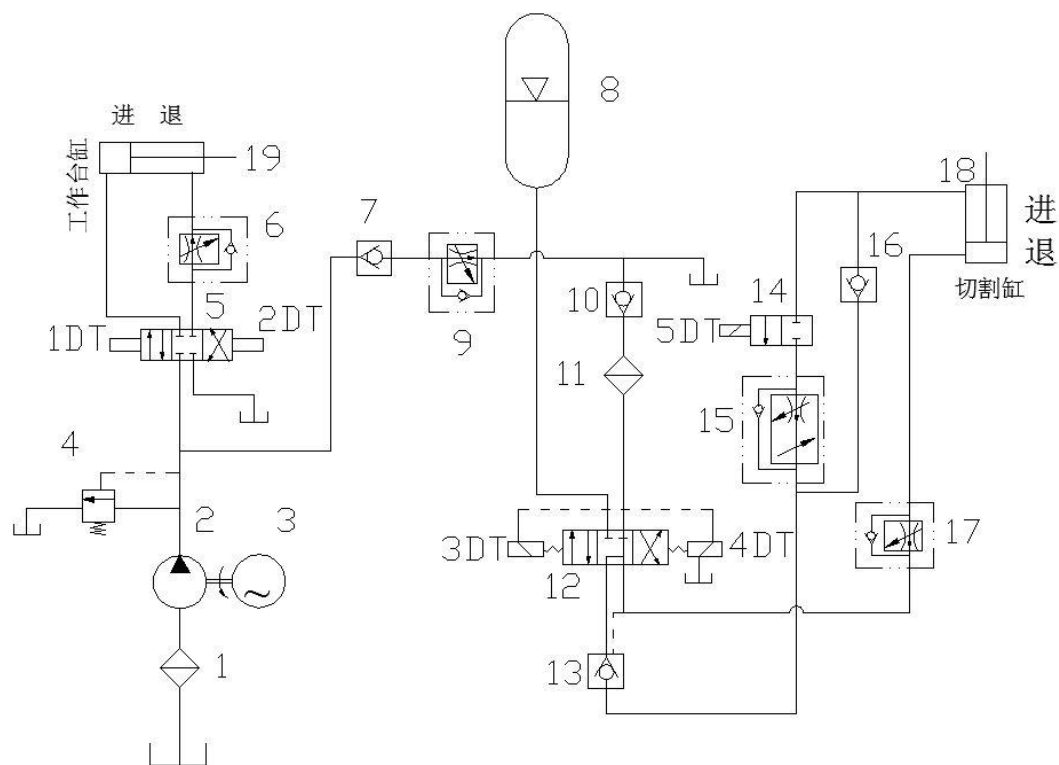


图 3.5 液压系统图

在该系统中，贮能器用来吸收，减小液压泵打入高压液的脉动以及缓和电液换向阀(14)换向时冲击力，为切割油缸均匀驱动奠定基础，保证硬脆材料块切割表面粗糙度的质量要求。切割运动循环由电液换向阀控制，目的是通过电液换向

阀换向延时性来减小退刀过程中冲击，增强了切割过程中的平稳性。工作台油缸采用进油路调速方式。切割油缸采用回油路调速方式，以增强切割过程中调速平稳性，同时采用精密 2FRM5 型调速阀(17)进行大范围稳定调速二位二通电磁阀(16)用于防止停机后刀盘西自身重量下沉的可能。背压阀(12)在整个系统中产生背压，增强系统工作平稳性。整个系统工作动作见表 1。

表 1 系统动作一览表

	1DT	2DT	3DT	4DT	5DT
工作台快退	+	-	-	-	-
工作台工进	-	+	-	-	-
切割快退	-	+	+	-	-
切割工进	-	+	-	+	+

3.5 电控系统

本设计内圆切片机是以 MCS-51 系列中 8031 为中央处理机作为控制主单元的控制系系统，以此控制系统完成主轴转速测速显示，切割速度测速显示，片厚、片数拨码预置及显示，步进电机驱动，电磁阀动作，开关等多种功能，保证了机器工作的可靠性在该电控系统中，主轴转速由霍尔元件检测，切割速度由光栅尺检测，主轴转速，切割速度在操作面板上显示。片厚片数预置，在操作面板上通过拨码开关完成，并在自动循环过程中自动累计显示一个循环过程中所切硬脆材料块数量以及该机工作台所切硬脆材料块总数。为了使机器能正常工作，本机设有冷却、刀片变形、水压、油压差四种故障诊断显示为用户排除故障，保证切片质量提供方便。这种集操作、检测、诊断、显示为一体的电控系统为整机使用带来很大优越性。

此外本设计的切片机首次应用了刀片变形跟踪测试系统。在该系统中，由电涡流电磁传感器对高速旋转片进行动态检测，经专用电控装置控制显示刀片切割过程中的微变形，将刀片变形控制在预定范围由，同时具有打印变形数据功能。这一装置的采用为用户方便使用，提高硬脆材料块切割成品率，提高刀片寿命，降低生产成本都是非常有益的。

## 第 4 章 组合机床主轴箱设计

### 4.1 主轴箱设计的原始依据

主轴箱设计的原始依据图, 是根据三图一卡整理编绘出来的, 其内容包括主轴箱设计的原始要求和已知条件

在编辑此图时从三图一卡中一己之

- 1) 主轴箱轮廓尺寸  $500 \times 500 \text{mm}$ 。
- 2) 工件位置尺寸及连杆大小头中心位置尺寸。
- 3) 工件与主轴箱位置尺寸。

根据这些数据可编制出主轴箱设计原始依据图。

### 4.2 运动参数和动力参数的确定

#### 4.2.1 传动系统传动比分配

本机床主轴箱采用三级传动: 传动比为 3.765

根据所提供数据估算各对齿轮齿数及传动比:

第一对:  $Z_0=22$                $Z_1=32$       其传动比 :       $i=1.45$

第二对:  $Z_2=26$                $Z_3=38$       其传动比 :       $i=1.46$

第三对:  $Z_4=32$                $Z_5=57$       其传动比 :       $i=1.78$

按任务书的要求, 本机床要同时粗铣两端面。因被加工零件两端面所要达到的各级参数都完全相同, 故设计成相互对称的传动系统。

#### 4.2.2 计算传动装置的运动和设计参数

(1) 推算出各轴的转速和转矩

1. 各轴的转速:  $n_0 = 960 r / \text{min}$

$$n_1 = 960 / 1.45 = 662 r / \text{min}$$

$$n_2 = 662 / 1.46 = 454 r / \text{min}$$

$$n_3 = 454 / 1.78 = 255 r / \text{min}$$

2. 各轴输入功率  $\eta_1$ 、 $\eta_2$  分别为齿轮传动效率

$$\eta_1 = 0.97 \quad \eta_2 = 0.98$$

$$P_1 = 5.5 \times 0.98 = 5.39 \text{KW}$$

$$P_2 = 5.39 \times 0.97 \times 0.98 = 5.12 \text{KW}$$

$$P_3 = 5.12 \times 0.97 \times 0.98 = 4.87 \text{KW}$$



$$P_4 = 4.87 \times 0.98 \times 0.97 = 4.54 \text{KW}$$

### 3. 各轴输入转矩

$$T_0 = 9550 \times \frac{5.5}{960} = 54.71 \text{KW}$$

$$T_1 = 51.71 \times 1.45 \times 0.98 = 73.48 \text{KW}$$

$$T_2 = 73.48 \times 1.46 \times 0.97 \times 0.98 = 101.99 \text{KW}$$

$$T_3 = 101.99 \times 1.78 \times 0.97 \times 0.98 = 172.58 \text{N.M}$$

### 4.2.3 齿轮模数的估算及其校核

#### (1) 估算 齿轮弯曲疲劳的估算

$$m_w \geq 32 \sqrt[3]{\frac{N}{z \eta_i}}$$

齿面点蚀的估算

$$A \geq 370 \sqrt[3]{\frac{N}{\eta_i}} \text{mm}$$

其中  $n_j$  为大齿轮的计算转速，A 为齿轮的中心距，由中心距 A 及齿数 Z1、Z2 求其模数

$$m_j = \frac{2A}{(Z_1 + Z_2)} \text{mm}$$

根据估算所得  $m_w$  和  $m_j$  中较大的值选取相近的标准模数对于第一对齿轮：

第二对齿轮：

$$m_{w1} \geq 32 \sqrt[3]{\frac{N1}{Z \eta_1}} = 32 \sqrt[3]{\frac{5.39}{22 \times 0.662}} = 2.25 \text{mm}$$

$$m_j = \frac{2A}{(Z1 + Z2)} \text{mm} = 2.76 \text{mm}$$

取模数 m 为 3

第二对齿轮：

$$m_w \geq 32 \sqrt[3]{\frac{N}{z \eta_i}} = 2.4 \text{mm}$$

$$m_{j2} \geq 370 \sqrt[3]{\frac{5.12}{454}} = 2.6 \text{mm}$$

取模数 m 为 3

第三对齿轮：

$$m_{w3} \geq 32 \sqrt[3]{\frac{4.87}{255 \times 0.32}} = 2.7$$

$$m_{j3} \geq 370 \sqrt[3]{\frac{4.87}{255}} = 2.2$$

取模数  $m$  为 3

(2) 齿轮模数计算及强度校核

1. 选定齿轮类型、精度、材料及齿数

- 1) 按照所示的传动方案选用直齿圆柱齿轮传动
- 2) 组合机床为一般工作机器, 速度不高, 故选用 7 级精度
- 3) 材料选择: 选用小齿轮材料 40Cr, 硬度为 280HBS, 大齿轮材料为 45 号钢硬度为 240HBS, 二者材料硬度为 40HBS
- 4) 选小齿轮齿数  $Z_1=22$  大齿轮齿数  $Z_2=32$

2. 按齿面接触强度设计

由设计计算公式机械设计第七版进行试算, 所涉及的公式到《机械设计》的第七版得。

1 确定公式内的各计算数值

- 1) 试选择载荷系数  $K_t = 1.3$
- 2) 计算小齿轮传递的转矩

$$T_1 = 955000 P_0 / n_m = 54710 N \cdot M$$

3) 由表中可得选取齿宽系数为 1

4) 由表中可查材料弹性系数  $Z_E = 189.8 mp_a^{1/2}$

5) 由图可知 按齿轮面硬度查得小齿轮的接触疲劳强度极限  $6H \lim = 600 MP_a$ ; 大齿轮的接触疲劳强度极限  $6H \lim = 500 MP_a$ ;

6) 计算应力循环次数

$$N_1 = 60 n_1 j L_n = 60 \times 960 \times 1 \times (2 \times 8 \times 300 \times 15) = 4.147 \times 10^9$$
$$N_2 = 4.147 \times 10^9 / 3.2 = 1.296 \times 10^9$$

7) 由图可知 查得接触疲劳寿命系数  $K_{HN_1} = 0.90, K_{HN_2} = 0.95$

8) 计算接触疲劳强度许用应力

取失效概率为 1% 安全系数  $S=1$  则有:

$$[\sigma_H]_1 = \frac{K H N_1 \bullet 6H \lim_1}{S} = 0.9 \times 600 = 540 mp_a$$

$$[\sigma_H]_2 = \frac{K H N_2 \bullet 6H \lim_2}{S} = 0.95 \times 550 = 522.5 mp_a$$

(3) 计算

- (1) 试算小齿轮分度圆直径  $d_{t1}$ , 代入  $[\sigma_H]$  中较小的值:

$$d_{t1} \geq 2.32 \sqrt[3]{\frac{1.3 \times 5.471 \times 10000 \times 12.45 \times 189.8 \times 1.98}{1.45 \times 1 \times 1.45 \times 522.5 \times 522.5}} = 58.286 \text{ mm}$$

由于  $d_{t1}$  大于等于 58.286 毫米，故取  $d_{t1}$  为 66 毫米。

(2) 计算模数

$$m = d_1 / z_1 = 66 / 22 = 3$$

(4) 按齿轮弯曲强度设计

由公式得弯曲强度的设计公式为： $m \geq \sqrt[3]{\frac{2KT_1 Y_{Fa}}{\Phi_d z_1^2 [\sigma_F]}}$

1. 由图则有小齿轮的弯曲强度疲劳强度极限  $\sigma_{E1} = 500 \text{ MPa}$ ，大齿轮的弯曲疲劳强度极限  $\sigma_{E2} = 380 \text{ MPa}$
2. 由表上则有弯曲的疲劳强度寿命系数  $K_{FN1} = 0.85, K_{FN2} = 0.88$
3. 计算弯曲疲劳许用应力：取弯曲疲劳安全系数  $S = 1.4$ ，由书中的公式有：

$$\sigma_{F1} = 0.85 \times 500 / 1.4 = 303.57 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{F2} = 0.88 \times 380 / 1.4 = 238.86 \text{ MPa}$$

4. 计算载荷系数  $K$

$$K = 1 \times 1.12 \times 1.2 \times 1.35 = 1.814$$

5. 查取齿形系数  $Y_{sa1} = 2.65, Y_{sa2} = 2.226$

6. 查取应力系数  $Y_{Fa1} = 1.58, Y_{Fa2} = 1.764$

7. 计算大，小齿轮的  $Y_{Fa} X Y_{sa} / [\sigma_F]$  并加以比较：

$$Y_{Fa1} X Y_{sa} / [\sigma_F]_1 = 2.65 \times 1.58 / 303.57 = 0.01379$$

$$Y_{Fa2} X Y_{sa} / [\sigma_F]_2 = 2.226 \times 1.736 / 238.86 = 0.01644$$

大齿轮的计算值大。

(2) 设计计算

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{2 \times 1.814 \times 5.471 \times 10000 \times 0.01644}{22 \times 22}} = 1.889 \text{ mm}$$

对比计算结果，取  $m = 3$ ，则有：

$$z_1 = z_0 \times i = 22 \times 1.45 = 32$$

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强度，并做到结构紧凑，避免浪费。

此时关于几何计算

1、计算分度圆的直径：

$$d_0 = z_0 x m = 22 \times 3 = 66 \quad d_1 = z_1 x m = 32 \times 3 = 96$$

2、计算中心距：

$$a = \frac{(d_0 + d_1)}{2} = 81 \text{mm}$$

3、计算齿轮宽度：通过查阅《组合机床手册》得  $b_0 = 24, b_1 = 24$

(3) 第二对齿轮的计算，经校核有：

$$m_2 = 3, z_2 = 26, i_2 = 1.46$$

$$d_2 = z_2 x m_2 = 26 \times 3 = 78 \text{mm}$$

$$d_3 = z_3 x m_2 = 38 \times 3 = 114 \text{mm}$$

$$b_2 = 24 \text{mm}, b_3 = 24 \text{mm}$$

(4) 第三对齿轮的计算，经校核有：

$$m_3 = 3, z_4 = 32, z_5 = 57, i_3 = 1.78$$

$$d_4 = z_4 x m_3 = 32 \times 3 = 96 \text{mm}$$

$$d_5 = z_5 x m_3 = 57 \times 3 = 171 \text{mm}$$

$$b_4 = b_5 = 24 \text{mm}$$

#### 4.2.4 轴各参数估算及强度校核

##### 一、传动轴的估算

(1) 估算轴的最小直径，按扭转强度条件计算，先按照下列初步估算的最小直径，选取轴的材料 45 号钢，调质处理。

$$\tau_r = \frac{T}{W_T} = \frac{9550000 P}{N} \frac{1}{0.2 x d x d x d} \leq [\tau_r]$$

式中：  $\tau_r$  — 扭转切应力，单位兆帕

T — 轴所受的扭矩

$W_T$  — 轴的抗扭截面系数

n — 轴的转速

p — 轴的传递的功率

d — 计算截面处轴的直径

$[\tau_r]$  — 许用扭转切应力

由以上公式可得轴的直径：

$$d_0 \geq \sqrt[3]{\frac{9550000}{0.2[\tau_r]} \frac{P}{n}} = \sqrt[3]{\frac{9550000 \times 5.29}{0.2 \times 45 \times 960}} = 18.13 \text{mm}$$

$$\text{取 } d_{\min} = 30 \text{mm}$$

$$d_1 \geq \sqrt[3]{9550000 / 0.2[iT]^3} \sqrt{P/n} = 20.17mm$$

$$\text{取 } d_{\min} = 35mm$$

$$d_2 \geq \sqrt[3]{9550000 / 0.2[iT]^3} \sqrt{P/n} = 22.49mm$$

$$\text{取 } d_{\min} = 35mm$$

$$d_3 \geq \sqrt[3]{9550000 / 0.2[iT]^3} \sqrt{P/n} = 26.63mm$$

$$\text{取 } d_{\min} = 40mm$$

## 二、主轴的强度校核

对传递动力轴满足强度条件是最基本的要求。通过结构设计初步确定出轴的尺寸后，根据受载情况进行轴的强度校核计算。

首先作出轴的计算图。如果轴上零件的位置已知，即已知外载荷及支反力的作用位置。将齿轮带轮等级装配宽度的分布简化为集中力，并视为作用在轮毂宽度的中点上；略去轴和轴上的自重；略去轴上产生的拉压应力；把轴看成铰链支承，支反力作用在轴承上，其作用点的位置可用如下图所示确定。则将双支点轴当作受集中力的简支梁进行计算，然后绘制弯矩图和扭矩图，并进行轴的强度校核。

### 1、求出输出轴的功率 $p_{IV}$ ，转速 $n_3$ 和转矩 $T_3$ 。

设  $\eta_1$ ， $\eta_2$  分别为齿轮传动轴承的传动效率

$$\eta_1=0.97, \quad \eta_2=0.98 \text{ 则}$$

$$p_{IV} = p_{\text{电}} \times \eta_1 \times \eta_2 = 5.5 \times 0.97^3 \times 0.98^5 = 4.54 \text{ kW}$$

$$\text{又 } n_3 = n_0 / i_{\text{总}} = \frac{960}{3.76} = 255 \text{ r/m}$$

于是

$$T_3 = 9550000 \times \frac{4.54}{255} = 172580 \text{ N}\cdot\text{mm}$$

### 2、求作用在齿轮上的力

因已知低速大齿轮的分度圆直径

$$d_3 = m_3 \cdot z_5 = 3 \times 57 = 171mm$$

$$\text{而: } F_t = \frac{2T_3}{d_3} = \frac{2 \times 172580}{171} = 2018.5 \text{ N}$$

$$F_r = F_t \cdot \tan \alpha = 2018.5 \times \tan 20^\circ = 734.7 \text{ N}$$

式中：

$T_3$ ——主轴上大齿轮传递的转矩，单位为  $\text{N} \cdot \text{mm}$

$d_3$ ——主轴上大齿轮的节圆直径，对标准齿轮即为分度圆直径。单位为  $\text{mm}$

$\alpha$ ——啮合角。对标准齿轮  $\alpha = 20^\circ$

### 3、求轴上的载荷

首先根据轴的结构图（见主轴箱图）作出计算简图。在确定轴承的支点位置时，应从手册中查得  $a$  值。对于 7216E 型圆锥滚子轴承，由手册中查得  $a=22$ 。对于 7220E 型圆锥滚子轴承，由手册中查得  $a=29\text{mm}$ 。因此，作为简支梁的轴的轴承跨距  $l_1 + l_2 = 119.5\text{mm} + 93.45\text{mm} = 212.94\text{mm}$ 。

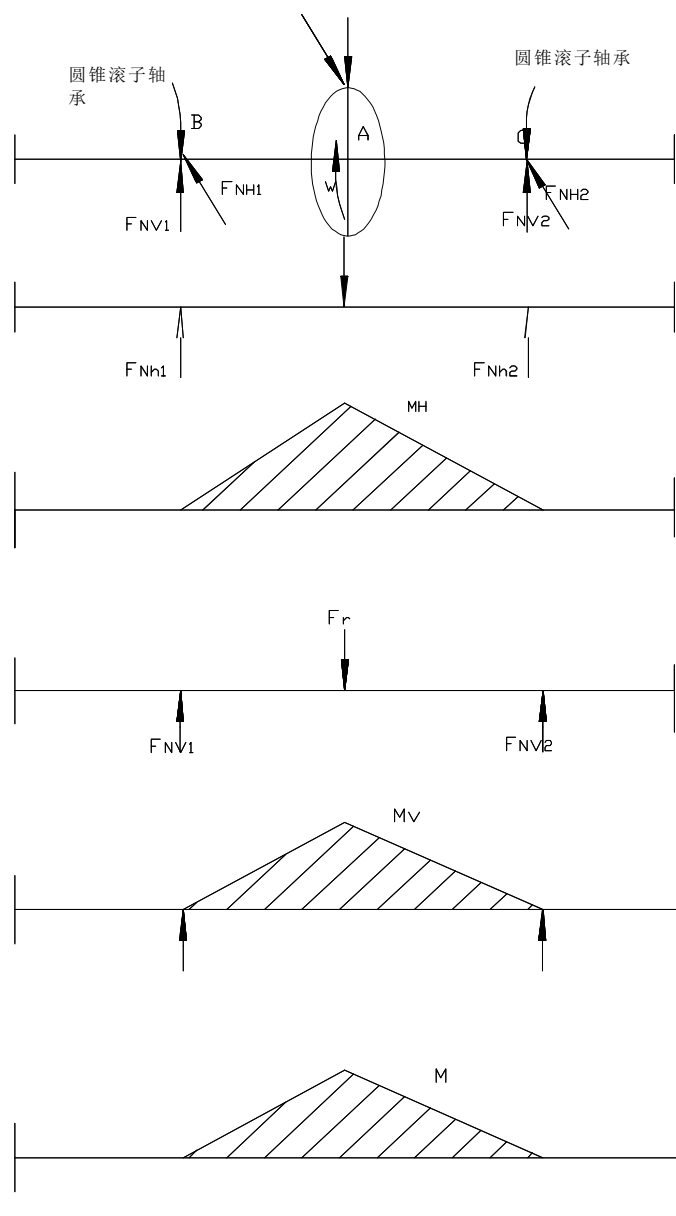


图 3-1 主轴载荷分析图

从轴的结构图以及弯矩和扭矩图中可以看出截面 **B** 是轴的危险截面。现将计算截面 **B** 处的  $M_H$ 、 $M_V$  及  $M$  的值

①确定支座处的约束力（水平 **H**）

由  $\sum M_B = 0$  和  $\sum M_F = 0$  可求得：

$$F_{NH_1} + F_{NH_2} = F_t \quad (1)$$

$$F_t \cdot L_1 - F_{NH_2} (L_1 + L_2) = 0 \quad (2)$$

其中  $L_1=119.5\text{mm}$

$$L_2=93.45\text{ mm}$$

$$F_t=2018.5\text{ N}$$

因此:

$$F_{NH_1}=885.8\text{ N}$$

$$F_{NH_2}=1132.7\text{ N}$$

又由  $F_{NH_1}=885.8\text{ N}$ ,  $L_1=119.5\text{mm}$  可求得:

$$M_H = F_{NH_1} \cdot L_1 = 885.8 \times 119.5 = 105853.1\text{ N} \cdot \text{mm}$$

②确定支座处垂直约束力

由  $\sum M_B = 0$  和  $\sum M_F = 0$  可求得

$$F_{NV_1} + F_{NV_2} = F_r \quad \text{①}$$

$$F_r \cdot L_1 - F_{NV_2} (L_1 + L_2) = 0 \quad \text{②}$$

其中  $L_1=119.5\text{mm}$

$$L_2=93.45\text{mm}$$

$$F_r=734.7\text{ N}$$

因此  $F_{NV_1}=322.4\text{ N}$

$$F_{NV_2}=412.3\text{ N}$$

由上式可求得:  $M_V = F_{NV_1} \cdot L_1 = 322.4 \times 119.5 = 38526.5\text{ N} \cdot \text{mm}$

$$T_3=172580\text{ N} \cdot \text{mm}$$

由①②可求得  $M = \sqrt{M_H^2 + M_V^2} = \sqrt{105853.1^2 + 38526.8^2} = 112646.3\text{ N} \cdot \text{mm}$

4、按弯扭合成应力校核轴的强度

进行校核时, 通常只校核轴上承受最大弯矩和扭矩的截面 (即危险截面) 强度。

$$\text{由式 } \sigma_{ca} = \sqrt{\left(\frac{M}{W}\right)^2 + \left(\frac{\partial T}{2W}\right)^2} = \frac{\sqrt{M^2 + (\partial T)^2}}{W} \leq [\sigma_{-1}]$$



式中:  $\sigma_{ca}$ ——轴的计算应力。单位为 Mpa

M——轴所受的弯矩。单位为 N·mm

T——轴所受的扭矩。单位为 N·mm

W——轴的抗弯截面系数。单位为  $mm^3$

对于圆环形截面,  $W = \frac{\pi d^3}{32} (1 - \beta^4)$

$$\approx 0.1 d^3 (1 - \beta^4)$$

其中  $\beta = \frac{d_1}{d} = \frac{34}{110} = 0.31$

查表得  $\alpha = 0.6$

$$\begin{aligned} \text{因此: } \sigma_{ca} &= \frac{\sqrt{M^2 + (\alpha T)^2}}{W} = \frac{\sqrt{112646.3^2 + (0.6 \times 172580)^2}}{0.1 \times 110^3 \times (1 - 0.31^4)} \\ &= \frac{153007.7685}{131870.79} \text{ Mpa} \\ &= 1.16 \text{ Mpa} \end{aligned}$$

前已选定轴的材料为 45 号钢, 调质处理。由表查得

$$[\sigma_{-1}] = 60 \text{ Mpa}$$

因此  $\sigma_{ca} < [\sigma_{-1}]$ , 故安全满足要求。

### 三、轴III的强度校核

1、求轴III上的功率  $P_3$ , 转速  $n_2$  和转矩  $T_2$

设  $\eta_1$ ,  $\eta_2$  分别为齿轮传动, 轴承传动的效率

$$\eta_1 = 0.97, \quad \eta_2 = 0.98$$

$$P_3 = P_{\text{电}} \times \eta_1^2 \cdot \eta_2^3 = 5.39 \times 0.97^2 \times 0.98^3 = 4.87 \text{ kw}$$

$$\text{又 } n_2 = \frac{n_0}{i_1 \times i_2} = \frac{960}{1.45 \times 1.46} = 454 \text{ r/min}$$

$$\text{于是: } T_2 = 9550000 \times \frac{P_3}{n_2} = 9550000 \times \frac{4.87}{454} = 101990 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

2、求作用在齿轮上的力

因已知低速大齿轮的分度圆直径为

$$d_2 = m_3 \cdot z_3 = 3 \times 38 = 114 \text{ mm}$$

而 
$$F_{t_1} = \frac{2T_2}{d_2} = \frac{2 \times 101990}{114} = 1789.3 \text{ N}$$

$$F_{r1} = F_{t_1} \cdot \tan \alpha = 1789.3 \times \tan 20^\circ = 651.25 \text{ N}$$

式中：  $T_2$  ——轴III上大齿轮传递的转矩，单位为  $\text{N} \cdot \text{mm}$

$d_2$  ——轴III上大齿轮的节度圆直径，对标准齿轮即为分度圆直径。单位为  $\text{mm}$

$\alpha$  ——为啮合角。对标准齿轮  $\alpha = 20^\circ$ 。

对于轴III上小齿轮受力

因轴III上小齿轮与轴III上大齿轮相啮合，由主轴校核已知  $F_{t\text{主}} = 2018.5 \text{ N}$ ，

$$F_{r\text{主}} = 734.7 \text{ N}。$$

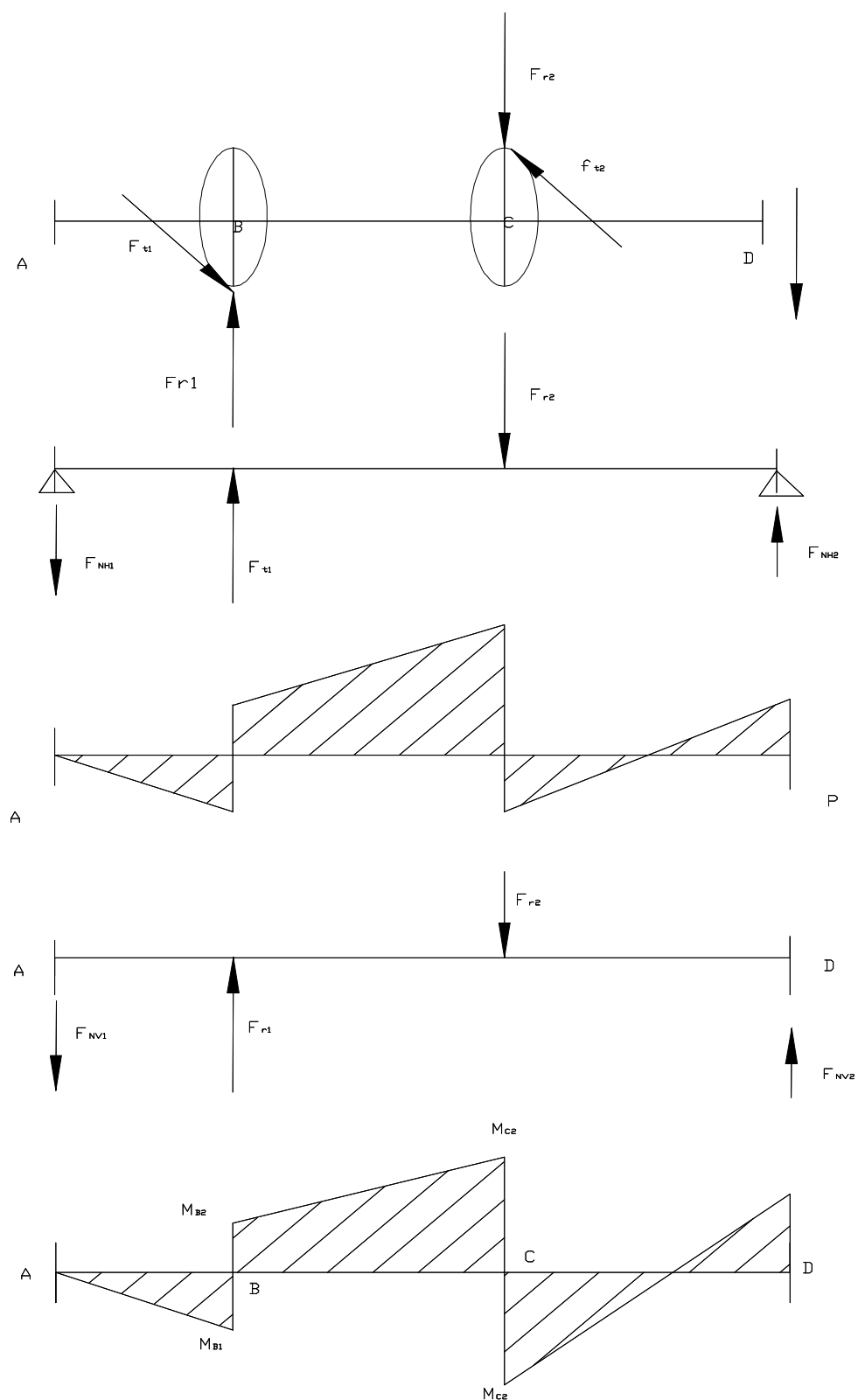
由牛顿第三定律可知

$$F_{t_2} = 2018.5 \text{ N}, \quad F_{r_2} = 734.7 \text{ N}$$

### 3、求轴的载荷

首先根据轴的结构图（见主轴箱装配图）作出轴的计算简图（如下图所示）。对于 1000806、1000807 型深沟球轴承，起其作用支点在其轴承中心。因此作为简支梁的轴的支承跨距，

$$L_1 + L_2 + L_3 = 85 + 48.4 + 111.4 = 244.8 \text{ mm}$$



3-2 轴的载荷分析图

从轴的结构图以及弯矩和扭矩图中可以看出截面心是轴的危险截面。现将计算截面 C 处,  $M_H$ ,  $M_V$  及  $M$  的值。

① 确定支座处水平的约束力

由  $\sum M_A = 0$  和  $\sum M_F = 0$  可求得:

$$F_{NH1} + F_{NH2} = F_{t2} - F_{t1} \quad ①$$

$$F_{t2} (L_1 + L_2) = F_{t1} \cdot L_1 + F_{NH2} (L_1 + L_2 + L_3) \quad ②$$

从而推得:

$$F_{NH1} = 292.1 \text{ N}$$

$$F_{NH2} = 521.3 \text{ N}$$

由  $F_{NH1}$ ,  $F_{NH2}$ ,  $F_{t1}$ ,  $F_{t2}$  可求得:

$$M_{B1} = -24828.5 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$M_{B2} = 127262 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$M_{C2} = 199726.48 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$M_{C1} = -69541.42 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$M = 127614.24 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

由上可推出:  $M_{\max} = 199726.48$

② 确定支座处垂直方向约束力

由  $\sum MA = 0$ ,  $\sum MF = 0$  可求得

$$F_{NV1} + F_{NV2} = F_{r2} - F_{r1} \quad ①$$

$$F_{r2} (L_1 + L_2) = F_{r1} \cdot L_1 + F_{NV2} (L_1 + L_2 + L_3) \quad ②$$

将公式  $F_{r2} = 734.7 \text{ N}$ ,  $F_{r1} = 651.25 \text{ N}$  代入① ②

因此,  $F_{NV1} = 90.8 \text{ N}$

$$F_{NV2} = 174.2 \text{ N}$$

由  $F_{NV1}$ ,  $F_{NV2}$ ,  $F_{r1}$ ,  $F_{r2}$  已知可求得:

$$M_{B1} = -771.8 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$M_{B2} = 47638.25 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$M_{c2}=7476 \text{ N}\cdot\text{mm}$$

$$M_{c1}=-23244.96 \text{ N}\cdot\text{mm}$$

$$M=42656.4 \text{ N}\cdot\text{mm}$$

由上可推出： $M_{\max}=74764 \text{ N}\cdot\text{mm}$

由① ②可求得

$$M_{\text{总}}=\sqrt{M_{H\max}^2+M_{v\max}^2}=\sqrt{199726.48^2+74764^2}=213261 \text{ N}\cdot\text{mm}$$

$$\text{两齿轮之间 } T_2=101990 \text{ N}\cdot\text{mm}$$

#### 4、按弯扭合成应力校核轴的强度

进行校核时通常只校核轴上承受最大的弯矩和扭矩的截面（即危险截面 C）的强度

$$\text{由式 } \sigma_{ca}=\sqrt{\left(\frac{M}{W}\right)^2+\left(\frac{\partial T}{2W}\right)^2}=\frac{\sqrt{M^2+(\partial T)^2}}{W}\leq[\sigma_{-1}]$$

对于圆柱形截面  $W=0.1 d^3$

查手册得  $\alpha=0.6$

$$\sigma_{ca}=\sqrt{\left(\frac{M}{W}\right)^2+\left(\frac{\partial T}{2W}\right)^2}=\frac{\sqrt{213261^2+(0.6\times 101990)^2}}{0.1\times 40^3}=34.7\text{mps}$$

前已选定轴的材料为 45 号钢，经过调质处理。查手册得 $[\sigma_{-1}]=60\text{mpa}$

因此  $\sigma_{ca} < [\sigma_{-1}]$ ，故安全满足要求。

同理可得轴 I，轴 II 校核安全。

### 4.3 主轴箱的坐标计算

坐标计算是机床主轴箱设计中的一个重要问题。坐标计算就是根据已知的驱动轴和主轴的位置及传动关系。计算中间传动轴的坐标，以便在绘制主轴零件加工图时，将各孔的坐标尺寸完整地出来。并用已绘制的坐标检查图作为传动设计的全面检查。

#### 1、加工基准坐标架的选择及确定各主轴的坐标

为了便于主轴箱的加工，设计时必须基准坐标架。通常采用直角坐标。用 xoy 表示。它的选择是根据主轴箱的安置情况和加工所用设备条件而定。针对本设计的组合机床，采用以下的方法确定主轴及驱动轴坐标。

①坐标架原点选在定位销孔上。

②坐标架的横架（x 轴）选在主轴箱底面，纵轴（Y 轴）通过定位销孔（如上图）。

这是因为坐标架的  $x$  轴与主轴箱底面重合，则工艺基准与设计基准统一，可减少因基准转换引起的加工误差。

- ③坐标原点确定后，便可以根据主轴箱设计原始依据图。在基准坐标架  $xoy$  上标出各主轴及其驱动轴的坐标。根据设计要求，两主轴中心  $BC=332.5\text{mm}$ ， $BC$  与  $y$  轴的夹角为  $11^\circ$ ，驱动轴在  $BC$  的垂直平分线上，点  $D$  在主轴箱中心线上。则有：

对于驱动轴：

$$\begin{aligned} X &= X_3 + |CD| \cdot \sin 11^\circ + |AD| \sin 79^\circ \\ &= 100 + 31.7 + 257.3 \\ &= 389\text{mm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} Y_1 &= X_2 + |BD| \cos 11^\circ + |AD| \sin 11^\circ \\ &= 70 + 163.2 + 50 \\ &= 283.2\text{mm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} X_2 &= X_3 + |BC| \sin 11^\circ \\ &= 163.4\text{mm} \end{aligned}$$

$$Y_2 = X_2 = 70$$

$$X_3 = 100$$

$$\begin{aligned} Y_3 &= X_2 + |BC| \cos 11^\circ \\ &= 70 + 326.4 = 396.4 \end{aligned}$$

由以上分析可知驱动轴，主轴 I，主轴 II 的坐标分别是  $(389, 283.2)$ ， $(163.4, 70)$ ， $(100, 396.4)$

## 第5章 结论

此次毕业设计所设计的题目是“硬脆材料内圆切片机设计”通过这次设计，我对内圆切片技术的发展现状有了一个全面地了解，了解了内圆切片技术在现在以及以后机械工业中所起的作用，明白了内圆切片技术的在以后工业的发展中所扮演的角色。为自己今后更好的学习数控技术指明了方向。

通过这次毕业设计，使我对大学期间所学的知识，进行了融会贯通，有了一个全新的认识，对以前许多不太清楚的地方，通过问老师和查资料的方法，已经明白了很多，知道了自己以前学习的不足，所以以后应该更加努力。

此次设计，我认为最重要的就是使我明白了，无论做什么事情，要想做好，必须态度端正；要善于学习，时刻学习；做事要严谨、认真，细致、不怕吃苦，还要有创新精神。

## 参考文献

- [1]. 张耀宸 主编 机械加工工艺手册 航空工业出版社。1987
- [2]. 李洪主编 机械加工工艺手册 北京出版社. 1990。
- [3]. 机械制造工艺设备设计手册编写组编 机械制造工艺及设备手册 机械工业出版社 1992
- [4]. 机械制造工艺设计手册 王绍俊 主编 哈尔滨工业大学出版社 1984
- [5]. 沈阳工业高等专科学校 刘克明主编 公差与检测 机械工业出版社 1995
- [6]. 东北重型机械学院 洛阳工学院 第一汽车制造厂职工大学编 《机床夹具设计手册》 上海科学技术出版社 1990
- [7]. 实用机械加工工艺手册 陈宏钧 主编 2004 年 机械工业出版社
- [8]. 机械设计课程设计指导书 罗圣国等 高等教育出版社，1982
- [9]. 机械加工工艺手册 张耀宸主编 航空工业出版社，1987
- [10]. 实用机械加工工艺手册 陈宏钧主编 2004 年 机械工业出版社
- [11]. 组合机床设计 沈阳工业大学编 上海科学出版社 1985
- [12]. 组合机床设计 大连组合机床研究所编 机械工程出版社 1975

- [13]. 机械加工工艺师手册 杨叔子编 机械工程出版 2000
- [14] 机械原理第六版 孙恒 陈作模编 高等教育出版社, 2000.
- [15] 机床设计手册 2 机械设计手册编写组编 机械工业出版社 1986
- [16] 机床设计手册 3 机械设计手册编写组编 机械工业出版社 1986