

## 摘 要

在本次设计中，我采用常规集中式主传动设计，可实现二级转速。主轴的转速是由电机经三角皮带传递到轴 I，通过一对齿轮 29/43 带动轴 II，轴 II 的齿轮与主轴二联滑移齿轮通过手柄操作使它们相互啮合。机床主轴箱内的传动齿轮均经淬硬磨齿处理，传动比稳定，运转噪音低。机床主轴为二支撑结构，前支撑采用 C 级高精度轴承，润滑油润滑，提高了回转精度，使机床主轴具有良好的精度和刚性。

机床两轴进给系统采用步进电机驱动滚珠丝杠的典型传动方式，在滑板与床鞍及床鞍与床身之间的滑动面处贴有 TSF 导轨板，滑动磨擦系数非常小，有助于提高了机床的快速响应性能及生产效率。进给方面，采用开环数控系统，即步进电机数控进给方式。采用步进电机开环数控系统已基本能满足进给精度的要求。主传动由于采用了集中传动方案，可较好的隔离电机及变速箱的震动，解决了热变形对主轴的影响，提高机床的加工精度。在总体性能上可以达到经济精密数控机床之列，达到较好的性价比。

**关键词** 数控车床；CJK6032；集中传动；步进电机

### **Abstract**

In this design, I have used conventional centralized main drive designed to achieve the 8 speed. Spindle speed is variable frequency electric transmission belt by the triangle to the axis I, through a pair of gear driven 29/43 axis II, Axis II of the gear and spindle gear diad slip through the handle of the operation so that they mesh each other. Spindle of transmission gear box have been hardened gear grinding processing, transmission ratio stability, low noise operation. Spindle support structure for the second, the former supporting the use of C-class high-precision bearings, lubricating oil lubrication, improves turning precision, so that the spindle machine has a good precision and rigidity.

Two-axis machine tool feed system uses a stepper motor driver typical ball screw drive in the saddle and skateboards with bed and bed-bed saddle between the sliding surface affixed TSF rail board, sliding friction coefficient is very small, help to improve the machine's rapid response performance and production efficiency. Feed, the use of open-loop CNC system, that is stepper motor CNC feed way. Stepper motor using open-loop NC system has been basically able to meet the requirements of precision feed. As a result of the main drive transmission concentrated incidence can better isolate the vibration motor and gearbox to resolve the thermal deformation of the impact of the spindle and improve machining precision machine tools. In the overall performance of the economy can achieve a series of precision CNC machine tools to achieve better cost-effective.

**Key words** CNC lathe CJK6032 focus stepper motor drive

## 目录

摘 要.....	I
Abstract.....	II
目录.....	III
<b>第 1 章 绪论</b> .....	<b>1</b>
1.1 课题研究现状,选题的目的和意义.....	1
1.1.1 课题研究现状.....	1
1.1.2 选题的目的和意义.....	1
1.2 国内外在该方向的研究现状及分析.....	2
1.2.1 国内数控机床发展的现状.....	2
1.2.2 国外数控机床发展的现状.....	2
1.3 课题来源与及论文主要工作.....	3
<b>第 2 章 总体方案设计</b> .....	<b>4</b>
2.1 主传动的组成部分.....	4
2.2 机床主要部件及其运动方式的选定.....	5
2.3 机床的主要技术参数.....	5
2.4 各组成部件的特性与所应达到的要求.....	6
<b>第 3 章 机床主传动设计</b> .....	<b>7</b>
3.1 主要技术参数的确定.....	7
3.1.1 尺寸参数.....	错误！未定义书签。
3.1.2 运动参数.....	8
3.1.3 主轴转速的确定.....	8
3.1.4 转速范围及公比 $\Phi$ 的确定.....	9
3.1.5 结构式与结构网的确定.....	9
3.1.6 转速图的拟定.....	10
3.2 传动系统图的拟定.....	11
3.3 电动机的选择.....	12
3.4 传动装置各轴运动和动力参数的确定.....	12
3.5 齿轮传动的设计计算.....	错误！未定义书签。
3.6 普通 V 带传动的设计计算.....	26
3.7 轴的设计计算.....	26

<b>第 4 章 进给系统的设计计算</b> .....	<b>38</b>
4.1 纵向进给系统的设计计算.....	38
<b>第 5 章 轴承、密封圈、垫片选择</b> .....	<b>41</b>
5.1 轴承的选择.....	41
5.2 滚动轴承的校核.....	41
5.3 密封圈、垫片的选择.....	43
<b>第 6 章 机床装配通用技术要求</b> .....	<b>43</b>
6.1 主轴和轴的装配.....	43
6.2 轴承装配.....	43
6.3 齿轮的装配.....	43
6.4 密封件装配.....	44
6.5 其它部件组装装配.....	45
<b>结 论</b> .....	<b>46</b>
<b>致 谢</b> .....	<b>47</b>
<b>参考文献</b> .....	<b>48</b>
<b>附录 1</b> .....	<b>55</b>
<b>附录 2</b> .....	<b>56</b>

# 第 1 章 绪论

## 1.1 课题研究现状,选题的目的和意义

### 1.1.1 课题研究现状

数控镗床又称数字控制（Numerical control,简称 NC）机床。它是 20 世纪 50 年代初发展起来的一种自动控制机床，而数控镗床是其中的一类实用性很强的机床形式。数控镗床是基于数字控制的。数控机床，就是采用了数控技术的机床。是一个装有程序控制系统的机床，该系统能够逻辑地处理具有使用号码，或其他符号编码指令规定的程序。此种程序控制系统，即数控系统。数控系统是一种控制系统，它自动阅读输入载体上事先给定的数字值，并将其译码，从而使机床动作和加工零件。数控机床的组成：主机，CNC,驱动装置，数控机床的辅助装置，编程机及其他一些附属设备。1) 主机是数控机床的主体，是用于完成各种切削加工的机械部分。根据不同的零件加工要求，有车床、铣床、钻床、镗床、磨床、重型机床、电加工机床及其它类型。与普通机床不同的是，数控机床的主机结构上具有以下特点：(1)由于大多数数控机床采用了高性能的主轴及伺服传动系统，因此，数控机床的机械传动结构得到了简化，传动链较。 (2)为了适应数控机床连续地自动化加工，数控机床机械结构具有较高的动态刚度，阻尼精度及耐磨性，热变形较小。(3)更多地采用高效传动部件，如滚珠丝杠副，直线滚动导轨等。2) CNC 装置 这是数控机床的核心。用于实现输入数字化的零件程序，并完成输入信息的存储、数据的变换、插补运算以及实现各种控制功能。现代数控机床的数控装置都具有下面一些功能。

### 1.1.2 选题的目的和意义

镗床是典型金属切削机床，通过毕业设计可使所学机械学、力学、电工学知识得到综合应用。结构设计及控制系统设计能力都能受到训练，可有力的提高学生的分析问题、解决问题能力。经过此课题的设计，掌握镗床的主轴变速系统，及进给系统的运动原理。从而掌握在加工过程中机床动作的运动原理。

## 1.2 国内外在该方向的研究现状及分析

### 1.2.1 国内数控机床发展的现状

我国数控机床产量持续高速增长，根据市场需求和技术发展趋势，应重点推进高效、精密为核心的数控机床级工程，加强发展性能、高可靠性数控功能部件，积极开展复合加工机床、超精密数控机床和可重构制造系统的工程化研究等机械加工装备产业、构建数字化企业的重要基础。数控机床以其卓越的柔性的自动化的性能、优异而稳定的精度、灵捷而多样化的功能引起世人瞩目。它开创了机械产品向机电一体化发展的先河，因此数控技术成为先进成为先进制造技术的一项核心技术。通过持续的开发研究以及对信息技术的深化应用，促进了数控机床性能和质量的进一步提升，使数控机床成为国民经济和国防建设发展的重要制造装备。

近 8 年来，我国数控金切机床（简称数控机床）产量一直以年均增长超过 27% 速度发展。据初步统计，2004 年数控机床的产量为 51860 台，同比增长 40.8%，数控机床的消费量约 74000 台，同比增长 30%。数控机床需求的旺盛也促进了 2004 年内建的三资和民营机床厂以及数控机床品种的明显增加。

### 1.2.2 国外数控机床发展的现状

当今世界，工业发达国家对机床工业高度重视，竞相发展机电一体化、高精、高效、高自动化先进机床，以加速工业和国民经济的发展。长期以来，欧、美、亚在国际市场上相互展开激烈竞争，已形成一条无形战线，特别是随微电子、计算机技术的进步，数控机床在 20 世纪 80 年代以后加速发展，各方用户提出更多需求，早已成为四大国际机床展上各国机床制造商竞相展示先进技术、争夺用户、扩大市场的焦点。中国加入 WTO 后，正式参与世界市场激烈竞争，今后如何加强机床工业实力、加速数控机床产业发展，实是紧迫而又艰巨的任务。

数控机床出现至今的 50 年，随科技、特别是微电子、计算机技术的进步而不断发展。美、德、日三国是当今世上在数控机床科研、设计、制造和使用上，技术最先进、经验最多的国家。因其社会条件不同，各有特点。

美国的特点是，政府重视机床工业，美国国防部等部门不断提出机床的发展方向、科研任务和提供充足的经费，且网罗世界人才，特别讲究“效率”和

“创新”，注重基础科研。德国政府一贯重视机床工业的重要战略地位，在多方面大力扶植。特别讲究“实际”与“实效”，坚持“以人为本”，师徒相传，不断提高人员素质。日本政府对机床工业之发展异常重视，通过规划、法规(如“机振法”、“机电法”、“机信法”等)引导发展。在重视人才及机床元部件配套上学习德国，在质量管理及数控机床技术上学习美国，甚至青出於蓝而胜於蓝。

### 1.3 课题来源与及论文主要工作

本课题来源与哈尔滨工业大学华德应用技术学院。

本论文主要工作如下：

通过分析现有镗床，进行合理的理论计算与实际结合，设计出符合技术要求的镗床，其中包括：

- 1) 在机械运动设计的基础上进行传动设计，确定作用在机械系统上各构件的载荷并进行机械的功率计算和寿命计算；
- 2) 根据拟定的运动方案进行尺寸综合确定，以满足根据该机械的用途，功能和工艺性要求而提出的传动系统要求；
- 3) 依据执行机构对输入运动和动力的要求，以及机械的用途、工作环境、成本、效率等条件，设计传动系统。

## 第 2 章 总体方案设计

机床工业是机器制造业的重要部门，肩负着为农业、工业、科学技术和国防现代化提供技术装备的任务，是使现代化工业生产具有高生产率和先进的技术经济指标的保证。设计机床的目标就是选用技术先进、经济效果显著的最佳可行方案，以获得高的经济效益和社会效益。

因此，从事机床设计的人员，应不断地把经过实践检验的新理论、新技术、新方法应用到设计中，做到既要技术先进、经济效益好、效率高。要不断的吸收国外的成功经验，做到既要符合我国国情，又要赶超国际水平。要不断的开拓创新，设计和制造出更多的生产率高、静态动态性能好、结构简单、使用方便、维修容易、造型美观、耗能少、成本低的现代化机床。设计本着以上原则进行，尽量向低成本、高效率、简化操作、符合人机工程的方向考虑。

### 2.1 主传动的组成部分

主传动由动力源、变速装置及执行元件等组成。主传动系统属于外联系传动链。

主传动包括动力源（电动机）、变速装置、定比传动机构、主轴组件、操纵机构等部分组成。

#### 1、动力源

电动机，它给执行件提供动力，并使其获得一定的运动速度和方向。

#### 2、定比传动机构

具有固定传动比的传动机构，用来实现降速、升速或运动联接，本设计中采用齿轮和带传动。

#### 3、变速装置

传递动力、运动以及变换运动速度的装置，本设计中采带轮和齿轮降速同时用两个电磁离合器控制齿轮转速换接机构使主轴获 2 级转速。

#### 4、主轴组件

机床的执行件之一，它由主轴支承和安装在主轴上的传动件等组成，

#### 5、开停装置



用来实现机床的启动和停止的机构，本设计中采用直接开停电动机来实现主轴的启动和停止。

#### 6、操纵机构

控制机床主轴的开停、换向、变速及制动的机构。本设计中，开停、换向和制动采用电控制；进给采用液压控制。

#### 7、润滑与密封

为了保证主传动的正常工作和良好的使用寿命，必须有良好的润滑装置和可靠的密封装置。本设计中采用箱内循环强制润滑，主轴组件采用唇形密封。

#### 8、箱体

上述个机构和装置都装在箱体中，并应保证其相互位置的准确性。本设计中采用灰口铸铁 HT200 铸造箱体。

## 2.2 机床主要部件及其运动方式的选定

### 主运动的实现

主轴的转速是由电机经皮带传递到轴 I，通过一对齿轮 33/47 带动轴 II，轴 II 的齿轮与电磁离合器连接，通过控制电磁离合器的启停进行变速。将变速后的速度通过轴 II 上的齿轮与主轴上的齿轮啮合，实现主运动。

### 进给运动的实现

本次所设计的机床进给运动采液压系统控制，其动力由液压缸通过导杆传递给镗头。

### 机床其它零部件的选择

考虑到生产效率以及生产的经济性，机床附件如油管、行程开关等，以及标准件选择外购形式。

## 2.3 机床的主要技术参数

镗床主轴最高转速为  $n=500\text{r/min}$ ，镗床最低转速为  $n=355\text{r/min}$ 。

## 2.4 各组成部件的特性与所应达到的要求

### 1. 床身

机床是用 HT200 浇铸而成，由牢固的横向十字筋组成，床身震动低，是经过超音频淬火和精密磨削加工的。

### 2. 床头箱结构

床头箱是用 HT200 浇铸而成，它由四颗螺钉固定在床身上。在床头箱里，镗床使用的是皮带，它最大的优点是在任何速度下噪声非常小。

### 3. 进给系统

机床进给系统采用液压缸活塞杆推动导杆实现传动机床主传动设计

## 第3章 主要技术参数的确定

机床的主要技术参数包括主参数和基本参数。主参数是机床参数中最主要的，它必须满足以下要求：

- 1) 直接反映出机床的加工能力和特性；
- 2) 决定其他基本参数值的大小；
- 3) 作为机床设计的出发点；
- 4) 作为用户选用机床的主要依据。

对于专用机床，主参数通常都以机床的最大加工尺寸表示，只有在不适用于用工件最大尺寸表示时，才采用其他尺寸或物理量。如卧式镗床的主参数用主轴直径，拉床用额定拉力等。为了更完整地表示出机床的工作能力和加工范围，有时在主参数后面标出另一参数值，称为第二主参数。如最大工件长度、最大跨度、主轴数和最大加工模数等。

除主参数外，机床的主要技术参数还包括下列基本参数：

- 1) 与工件尺寸有关的参数；
- 2) 与工、夹、量具标准化有关的参数；
- 3) 与机床结构有关的参数；
- 4) 与机床运动特性和动力特性有关的参数。

这些基本参数可以归纳为尺寸参数、运动参数和动力参数三种。

### 机床主要尺寸参数内容

机床的主参数主要决定于工件的尺寸。对于各类通用机床，已在调查研究各种工件的基础上制定出了机床的参数标准，设计时应该遵照执行。专用机床的主参数则基本上可以根据工件尺寸决定。

主参数系列采用优先数系，这样做有如下好处：

(1) 优先数按等比级数分级，能在较宽的范围内以较少的品种，经济合理地满足用户的需要，即可把产品的品种规格限制在必需的最少范围内。

(2) 优先数系具有各种不同公比的系列，因而可以满足较密和较疏的分级要求。随着形势的发展，可以通过插入中间值使较疏的系列变成较密的系列，而原来的项值保留不变。在参数范围很宽时，根据经济性和需要量等不同的条件，还可以分段选用最合适的基本系列（即选用不同的公比），以复合系列的形式组成最佳系列。

(3) 优先数系是国际上统一的数值制度，有利于国际的标准化。

其他尺寸参数一般根据主参数来确定。但由于机床的使用情况比较复杂，这些尺寸参数的确定还有相似分析法和图解分析法及回归分析法。

由此可以得到 CA6102 镗床的尺寸参数如下表所示：

参数项目	单位	数值
主轴行程	mm	100
主轴直径	mm	40
最大工件孔径	mm	62
机床外行尺寸（长×宽×高）	mm	1614×540×1500

### 3.1.1 运动参数

运动参数包括机床主运动（切削运动）的速度范围和级数，进给量范围和级数以及辅助运动的速度等，它是由加工表面成形运动的工艺要求所决定的。

主轴极限转速和变速范围

对于主运动为回转运动的机床，主轴极限转速为：

### 3.1.2 主轴转速的确定

（1）主轴最高转速  $N_{Max}$  的确定

根据设计给定参数，用硬质合金镗刀对连杆大端轴承孔镗削时，主轴转速为最高， $n=500\text{r/min}$

（2）主轴最低转速  $N_{Min}$  的确定

根据设计给定参数，用硬质合金镗刀对连杆大端轴承孔镗削时，主轴转速为最高， $n=350\text{r/min}$

### 3.1.3 转速范围及公比 $\phi$ 的确定

根据最高转速与最底转速可初步得出主轴转速范围

$$R_n = \frac{N_{Max}}{N_{Min}} = \frac{500}{350} = 1.42$$

由设计手册取标准值得

$$\phi = 1.41$$

根据标准公比及初算  $N_{Min}$ ，查表取  $N_{Min} = 355 \text{r/min}$ ，则最高转速

$$N_{Max} = 500 \text{r/min}$$

则主轴转速范围

$$R_n = \frac{N_{Max}}{N_{Min}} = \frac{500}{355} = 1.408$$

且验算公比得  $\phi = 1.41 < 1.42$ ，满足要求。

### 3.1.4 结构式与结构网的确定

#### (1) 结构式的确立

结构式的方案：

$$2 = 1 \times 1 \times 2$$

在上述方案中，从电机到主轴，一般为降速传动。接近电机处的零件，转速较高，从而转矩较小，尺寸也就较小。如使传动副较多的传动组放在接近电机处，则可使小尺寸的零件多些，而大尺寸的零件可以少些，这样就节省省材料，经济上就占优势，且这也符合“前多后少”的原则。根据设计要求确定如下结构式：

$$2 = 1(2) \times 1(3) \times 2(4)$$

基本组    扩一组    扩二组

#### (2) 构网的拟定

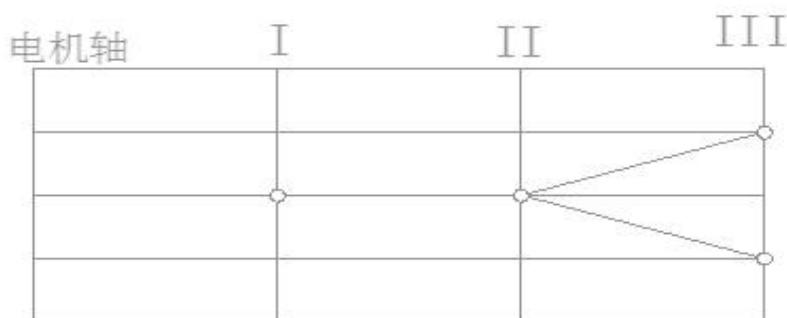
##### 1) 传动副的极限传动比范围和传动组的极限变速范围

在降速传动时，为防止被动齿轮的直径过大而使径向尺寸太大，常限制最小传动比  $i_{\max} \geq 1/4$ 。在升速时，为防止产生过大的振动和噪声，常限制最大传动比  $i_{\max} \leq 2$ 。

##### 2) 基本组和扩大组的排列顺序

原则是选择中间传动轴变速范围最小的方案。因为如果各方案同号传动轴的最高转速相同，则变速范围小的，最低转速高，转矩小，传动件的尺寸也就小些。

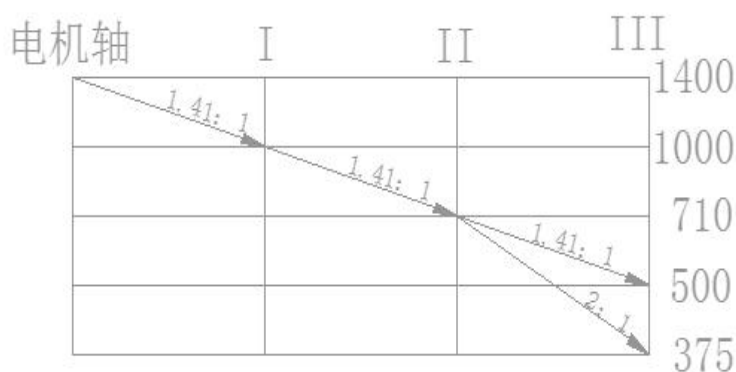
根据前面求得的公比  $\phi = 1.41$ ，按照以上原则，选择最佳方案，本次设计采用的结构网如下图所示：



### 3.1.5 转速图的拟定

电动机和主轴的转速是已定的，当选定了结构式和结构网后，就可分配各传动组的传动比，并确定中间轴的转速。再加上定比传动，就可画出转速图。中间轴的转速如果能高一些，传动件的尺寸也就可以小一些。但是，中间轴如果转速过高，将会引起过大的振动、发热和噪声。因此，要注意限制中间轴的转速，不使过高。

本次设计所选用的结构式共有三个传动组，变速机构共需 3 根轴，加上电动机轴共 4 根轴，故转速图上需 4 条竖线；主轴共 2 种转速，电动机轴与轴 I 之间采用定比传动。转速图如下图所示：



### 3.1.6 计算传动装置总传动比及传动比 $i_z$ 并分配传动比

(1) 总传动比

$$i_{\Sigma} = \frac{n_w}{n} \quad \text{高速}$$

$$= \frac{1400}{500} = 2.8$$

$$i_{\Sigma} = \frac{n_w}{n} \quad \text{低速}$$

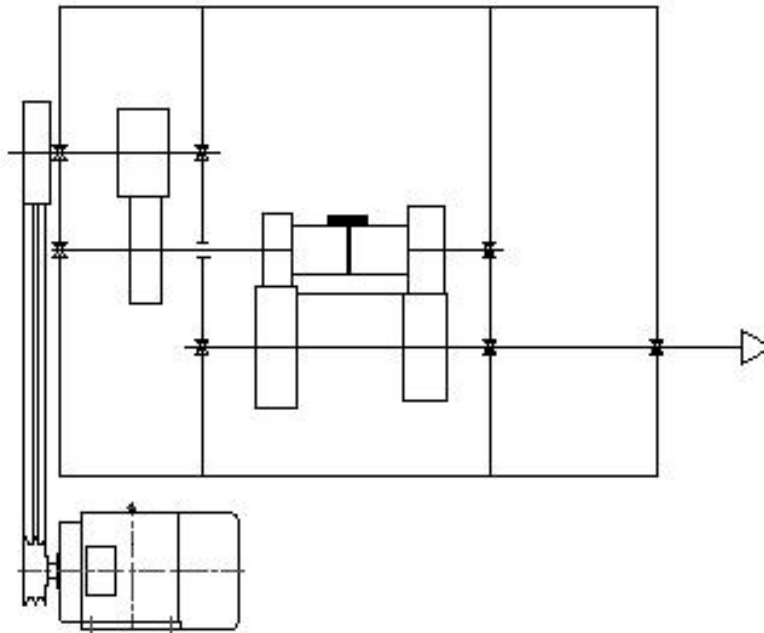
$$= \frac{1400}{355} = 3.73$$

(2), 分配传动比

采用优先系数  $\varphi = 1.41$

### 3.2 传动系统图的拟定

根据以上分析及计算，拟定如下传动系统图：



### 3.3 电动机的选择

#### 1. 电动机的功率计算

- 1, 按刀具微调镗刀,  $90^\circ$  主偏角硬质合金刀。
- 2, 加工工件, 直径 62mm 的轴承大端孔, 材料为 ZNSb4Cu4, 硬度为 HBS20
- 3, 主轴转数 500r/min
- 4, 进给量 0.05 mm
- 5, 切削功率及切削率  $F_c$  按公式 (2-1), (2-2)
- 6, 切削厚度  $h = 0.05 \times \sin 90^\circ = 0.05 \text{mm}$

$$\begin{aligned} \text{材料切除 } Q &= \pi \cdot n \cdot f \cdot a_p \cdot (D - a_p) \quad (2-2) \\ &= \pi \times 500 \times 0.05 \times 0.4 \times (62 - 0.4) \\ &= 1.934 \times 10^4 \text{mm}^3/\text{min} \end{aligned}$$

查图 1-16, 当以 0.05mm 的切削厚度切削巴氏合金, 单位材料切除率的切削

功率在  $(3 \sim 4.5) \times 10^{-5} \text{kw} \cdot \text{min}/\text{mm}^3$  范围内考虑到工件材料的中等强度, 故取

$$P_c = 3.68 \times 10^{-5} \text{kw} \cdot \text{min}/\text{mm}^3$$

切削功率

$$\begin{aligned} P_c &= p_c \cdot Q \\ &= 3.68 \times 10^{-3} \times 1.93 \times 10^3 \\ &= 0.071 \text{kw} \end{aligned}$$

工件直径及转数计算的切削速度

$$V_c = \frac{\pi \cdot D \cdot n}{1000} \quad (2-4)$$

$$\begin{aligned} V_c &= \frac{\pi \times 62 \times 300}{1000} \\ &= 1.62 \text{m/s} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{切削力 } F_c &= \frac{60000 P_c}{V_c} \\ &= 43.91 \text{N} \end{aligned}$$

工作机的有效功率  $P_w = 0.071 \text{kw}$

$$\eta_{\Sigma} = \eta_1 \cdot \eta_2^3 \cdot \eta_3^3$$



一、 选择电动机类型

按工作要求和工作条件选用 Y 系列三相鼠笼型异步电动机，其结构为全封闭风扇

结构，电压为 380v

2、选择电动机的容量

工作机的有效功率为

从电动机到工作机间的总功率为  $\eta_{\Sigma} = \eta_1 \cdot \eta_2^3 \cdot \eta_3^3$

式中， $\eta_1, \eta_2, \eta_3$  分别为带传动效率，齿轮传动效率和轴承传动效率，

$\eta_1 = 0.92$ ， $\eta_2 = 0.97$ ， $\eta_3 = 0.98$  则  $\eta_{\Sigma} = 0.87 \times 0.97^2 \times 0.98^3 = 0.81$

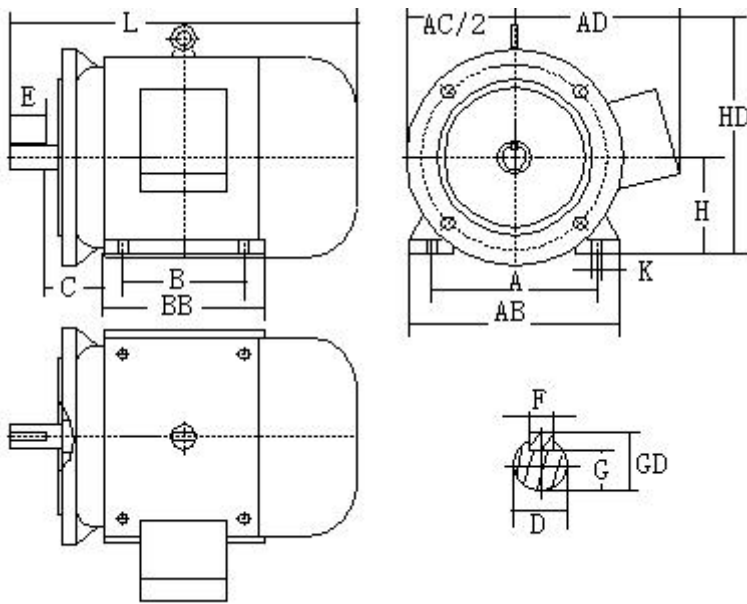
所以电动机所需功率为  $P_d = \frac{P_w}{\eta_{\Sigma}}$

$$= \frac{0.071}{0.81} = 0.088 \text{kw}$$

综合考虑电动机和变速箱传动装置的尺寸，质量及价格因素。决定选用同步转数为

1500r/min 的电动机。Y801—4

电动机型号	额定功率/kw	满载转数 (r/min)	启动转矩 额定转矩	最大转矩 额定转矩
Y801-4	2.2KW	1400	2.2	2.2



型号	H	A	B	C	D	E	F × GD	G	K	AB	AD	AC/2	HD	K	BB	HA	L
Y112M-4	80	190	100	50	28	40		15.5	12	245	150	85	170	50	130	15	285

### 3.4 传动装置各轴运动和动力参数的确定

1 各轴的转数

I 轴 
$$n_I = \frac{n_m}{i_I} = 1000r / \text{min}$$

II 轴 
$$n_{II} = \frac{n_I}{i_{II}} = 710r / \text{min}$$

$$\text{III 轴} \quad n_{III} = \frac{n_{II}}{i_{III}} = 500r / \text{min} \quad \text{高速}$$

$$n_{III} = \frac{n_{II}}{i_{III}} = 355r / \text{min} \quad \text{低速}$$

## 二、各轴的输出功率

$$\text{I 轴} \quad P_I = p_d \cdot \eta_1 = 0.50kw$$

$$\text{II 轴} \quad P_{II} = P_I \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 = 0.48kw$$

$$\text{III 轴} \quad P_{III} = P_{II} \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 = 0.46kw$$

### 1、各轴的输入转矩

电动机的输入转矩  $T_d$  为

$$T_d = 9.55 \times 10^6 \times \frac{P_d}{n_m}$$

$$= 2.2 \times 10^4 \text{N} \cdot \text{mm}$$

$$\text{I 轴} \quad T_I = T_d \cdot \eta_1 \cdot i_I$$

$$= 2.86 \times 10^4 \text{N} \cdot \text{mm}$$

$$\text{II 轴} \quad T_{II} = T_I \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \cdot i_{II}$$

$$= 3.8 \times 10^4 \text{N} \cdot \text{mm}$$

$$\text{III 轴} \quad T_{III} = T_{II} \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \cdot i_{III}$$

$$= 5.13 \times 10^4 \text{N} \cdot \text{mm} \quad \text{高速}$$

$$T_{III} = T_{II} \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \cdot i_{III}$$

$$= 7.2 \times 10^4 \text{N} \cdot \text{mm} \quad \text{低速}$$

将上述计算结果汇总于表以备查用。汇总表如下所视：

轴名	功率 p/kw	转矩 T/ (N·mm)	转速 n (r/min)	传动比 i	效率 η
电机轴	0.55	19.96	940	1	0.97
I 轴	1.906	2.86x10 <sup>4</sup>	1000		
II	1.849	3.8x10 <sup>4</sup>	710	3.54	0.97
III 高	1.794	5.13x10 <sup>4</sup>	500	2.529	0.97
III 低	1.705	7.2×10 <sup>4</sup>	355	1	0.95

### 3.5 齿轮传动的设计计算

由于直齿圆柱齿轮具有加工和安装方便、生产效率高、生产成本低等优点，而且直齿圆柱齿轮传动也能满足设计要求，所以本次设计选用渐开线直齿圆柱齿轮传动；主轴箱中的齿轮用于传递动力和运动，它的精度直接与工作的平稳性、接触误差及噪声有关。为了控制噪声，机床上主传动齿轮都选用较高的精度，但考虑到制造成本，本次设计都选用 6-7 级的精度。具体设计步骤如下：

大小齿轮选用 45 号钢，采用软齿面，小齿轮调质处理，齿轮硬度为 217~256HBW，

平均硬度为 236HBW；大齿轮正火处理齿面硬度为 162~217HBW，平均硬度为 190HBW

大小齿轮平均硬度差为 46HBW，在 30~50HBW

选用 7 级精度

2，初步计算传动主要尺寸（高速级）按齿面接触疲劳强度进行设计

$$\text{由 } d_3 \geq \sqrt[3]{\frac{2k \cdot T_2 \cdot u + 1}{\Phi d} \cdot \frac{Z_E \cdot Z_H \cdot Z_\epsilon \cdot Z_{\beta}}{[\sigma]_H}}$$

式中各参数；

1，小齿轮传递的转矩  $T_1=2.86 \times 10^4 \text{ N} \cdot \text{mm}$

2, 初取载荷系数  $k_f=1.4$

(3) 由表 8.6<sup>[4]</sup>取齿宽系数  $\Phi d=0.1$

4 由表 8.5<sup>[4]</sup>查得弹性系数  $Z_E=189.8\sqrt{Map}$

5 初选螺旋角  $\beta=0$ , 由图 8.14<sup>[4]</sup>查节点区域系数  $Z_H=2.5$

6 齿数比  $u=i_f=1.41$

7 初选  $Z_1=34$ , 则  $Z_2=48$

由式 (8.1)<sup>[4]</sup>的端面重合度

$$\begin{aligned}\varepsilon_a &= \left[ 1.88 - 3.2 \left( \frac{1}{Z_1} + \frac{1}{Z_2} \right) \right] \cdot \cos \beta \\ &= \left[ 1.88 - 3.2 \left( \frac{1}{34} + \frac{1}{48} \right) \right] \cos 0^\circ = 1.72\end{aligned}$$

由图 8.15<sup>[4]</sup>查的重合度系数  $z_\varepsilon=0.875$

8 由图 8.24<sup>[4]</sup>查的螺旋角系数  $z_\beta=1$

9 许用接触应力由式  $[\sigma]_H = \frac{Z_N \cdot \sigma_H \cdot Lim}{S_H}$  算的

由图 8.28<sup>[4]</sup> (e), (a) 得接触疲劳极限应为  $\sigma_{Hlim1}=570Map$

$$\sigma_{Hlim2}=390Map$$

小齿轮与大齿轮的应力循环次数分别为

$$N_1=60 \cdot n \cdot a \cdot L_h=60 \times 710 \times 1.0 \times 2 \times 8 \times 250 \times 5=8.52 \times 10^8$$

$$N_2=\frac{N_1}{i_{III}}=\frac{8.52 \times 10^8}{1.41}=6.04 \times 10^8$$

由图 8.29<sup>[4]</sup>查的寿命系数  $Z_{N1}=1.02$ ,  $Z_{N2}=1.04$ , 由表 8.78<sup>[4]</sup>取安全系数  $S_H=1.0$

$$[\sigma]_{H1} / Map = \frac{Z_{N1} \cdot \sigma_{Hlim1}}{S_H} = \frac{1.02 \times 570}{1.0} = 581$$

$$[\sigma]_{H2} / Map = \frac{Z_{N2} \cdot \sigma_{Hlim2}}{S_H} = \frac{1.04 \times 390}{1.0} = 406$$

故取  $[\sigma]_H = [\sigma]_{H2} = 406 \text{Map}$

初选小齿轮 1 的分度圆直径

$$\begin{aligned} d_1 / \text{mm} &\geq \sqrt[3]{\frac{2k_t \cdot T_2 \cdot u + 1}{\Phi d} \cdot \frac{Z_E \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot Z_\beta}{[\sigma]_H}} \\ &= \sqrt[3]{\frac{2 \times 1.4 \times 3.8 \times 10^4 \cdot 1.24 + 1}{0.2} \cdot \frac{189.8 \times 2.5 \times 0.875}{406}} \\ &= 91.92 \end{aligned}$$

3 确定传动尺寸

(1) 计算载荷系数，由表 8.3<sup>[4]</sup> 查得使用系数  $k_A = 1.1$

$$\begin{aligned} (2) \text{ 因 } V(\text{m} \cdot \text{s}^{-1}) &= \frac{\pi \cdot d \cdot n}{60 \times 1000} \\ &= \frac{\pi \times 91.92 \times 710}{60 \times 1000} \\ &= 3.42 \end{aligned}$$

由图 8.7<sup>[4]</sup> 查得动载荷系数  $k_v = 1.15$

由图 8.11<sup>[4]</sup> 查得齿向载荷分布系数  $k_\beta = 1$

由图 8.4<sup>[4]</sup> 查得齿间载荷分配系数  $k_\alpha = 1.2$

故载荷系数  $k = k_A \cdot k_v \cdot k_\beta \cdot k_\alpha = 1.1 \times 1.15 \times 1.11 \times 1.2 = 1.68$

$$\begin{aligned} d_1 / \text{mm} &= d_{1t} \cdot \sqrt[3]{\frac{k}{k_t}} \\ &= 91.92 \times \sqrt[3]{\frac{1.68}{1.4}} = 97.68 \text{mm} \end{aligned}$$

3 确定模数 m

$$\begin{aligned} m / \text{mm} &= \frac{d}{z} \\ &= \frac{97.68}{34} \end{aligned}$$

$$=2.87 \text{ (取 } m=3\text{)}$$

4 计算传动尺寸，中心距

$$\begin{aligned} a/mm &= \frac{1}{2} \cdot m \cdot (Z_1 + Z_2) \\ &= \frac{1}{2} \times 3 \times (34 + 48) \\ &= 123\text{mm} \end{aligned}$$

$$d_1 = m \cdot Z = 3 \times 34$$

$$= 102\text{mm}$$

$$d_2 = m \cdot Z = 3 \times 48$$

$$= 144\text{mm}$$

$$\text{由 } b_2 = \Phi_d \cdot d_1 = 0.2 \times 102 = 20.4 \text{ 取 } b_2 = 21\text{mm}$$

$$b_1 = b_2 + (5 \sim 10) \text{ mm, 取 } b_1 = 26\text{mm}$$

校核齿根弯曲疲劳强度

$$\sigma_F = \frac{2 \cdot k \cdot T}{b \cdot m \cdot d} \cdot Y_F \cdot Y_S \cdot Y_\varepsilon \cdot Y_\beta \leq [\sigma]_F$$

式中各参数：

$$1 \text{ } k = 1.4;$$

$$T_2 = 2.86 \times 10^4 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$T_3 = 3.8 \times 10^4 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$2 \text{ 齿宽 } b_1 = 26\text{mm } b_2 = 21\text{mm}$$

$$d_1 = 102\text{mm}, d_2 = 144\text{mm}$$

$$3 \text{ 齿形系数 } Y_F \text{ 和应力修正系数 } Y_S$$

$$\text{由图 8.19 查得 } Y_{F1} = 2.47 \quad Y_{F2} = 2.35$$

$$\text{由图 8.20 查得 } Y_{S1} = 2.47 \quad Y_{S2} = 2.35$$

$$4 \text{ 由图 8.21 查得重合度系数 } Y_\varepsilon = 0.72$$

$$5 \text{ 由图 8.26 查得螺旋角系数 } Y_\beta = 1.0$$

6 由图 8.28<sup>[4]</sup> (f) (b) 查得弯曲疲劳极限应力为

$$\sigma_{FLim1}=220Map, \sigma_{FLim2}=170Map$$

由图 8.30<sup>[4]</sup>查得寿命系数  $Y_{N1}=Y_{N2}=1.0$

由表 8.7 查得安全系数  $S_F=1.25$  故

$$\begin{aligned} [\sigma]_{F1}/Map &= \frac{Y_{N1} \cdot \sigma_{FLim1}}{S_F} \\ &= \frac{1.0 \times 220}{1.25} = 176 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} [\sigma]_{F2}/Map &= \frac{Y_{N2} \cdot \sigma_{FLim2}}{S_F} \\ &= \frac{1.0 \times 170}{1.25} = 136 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \sigma_{F1}/Map &= \frac{2 \cdot k \cdot T}{b \cdot m \cdot d} \cdot Y_F \cdot Y_S \cdot Y_\varepsilon \cdot Y_\beta \\ &= \frac{2 \times 1.4 \times 28000}{21 \times 3 \times 102} \times 2.47 \times 1.65 \times 0.72 \times 0.86 \end{aligned}$$

$$= 109.5 < [\sigma]_{F1}$$

$$\begin{aligned} \sigma_{F2}/Map &= \sigma_{F1} \cdot \frac{Y_{F2} \cdot Y_{S2}}{Y_{F1} \cdot Y_{S1}} \\ &= 109.5 \times \frac{2.5 \times 1.68}{2.47 \times 1.65} \end{aligned}$$

$$1061 < [\sigma]_{F2}$$

II 轴 计算低速级

二, 选择齿轮材料, 热处理方式和精度等级

大小齿轮选用 45 号钢, 采用软齿面, 小齿轮调质处理, 齿轮硬度为 217~256HBW,

平均硬度为 236HBW; 大齿轮正火处理齿面硬度为 162~217HBW, 平均硬



度为 190HBW

大小齿轮平均硬度差为 46HBW，在 30~50HBW

选用 7 级精度

2，初步计算传动主要尺寸（高速级）按齿面接触疲劳强度进行设计

$$\text{由 } d_3 \geq \sqrt[3]{\frac{2k \cdot T_2 \cdot u + 1}{\Phi d} \cdot \frac{Z_E \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot Z_\beta}{[\sigma]_H}}$$

式中各参数：

3，小齿轮传递的转矩  $T_1=3.8 \times 10^4 \text{ N} \cdot \text{mm}$

4，初取载荷系数  $k_f=1.4$

(3) 由表 8.6<sup>[4]</sup>取齿宽系数  $\Phi d=0.4$

4 由表 8.5<sup>[4]</sup>查得弹性系数  $Z_E=189.8 \sqrt{\text{Map}}$

5 初选螺旋角  $\beta=0$ ，由图 8.14<sup>[4]</sup>查节点区域系数  $Z_H=2.5$

6 齿数比  $u=i_{III}=2$

7 初选  $Z_1=27$ ，则  $Z_2=u \cdot Z_1=27 \times 2=54$

由式 (8.1)<sup>[4]</sup>的端面重合度

$$\begin{aligned} \varepsilon_a &= \left[ 1.88 - 3.2 \left( \frac{1}{Z_3} + \frac{1}{Z_4} \right) \right] \cdot \cos \beta \\ &= \left[ 1.88 - 3.2 \left( \frac{1}{27} + \frac{1}{54} \right) \right] \times 1.0 = 1.702 \end{aligned}$$

由图 8.15<sup>[4]</sup>查的重合度系数  $z_\varepsilon=0.876$

8 由图 8.24<sup>[4]</sup>查的螺旋角系数  $z_\beta=1$

9 许用接触应力由式  $[\sigma]_H = \frac{Z_N \cdot \sigma_H \cdot Lim}{S_H}$  算的由“—”可知

由图 8.28<sup>[4]</sup> (e)，(a) 得接触疲劳极限应为  $\sigma_{H \lim 1}=570 \text{ Map}$

$\sigma_{H \lim 2}=390 \text{ Map}$   $S_H = 1.0$  而  $N_2 = N_3$

故  $Z_{N3} = Z_{N2} = 1.04$ （允许有局部点蚀）

$$N_4 = \frac{N_3}{i_{III}} = \frac{6.04 \times 10^8}{2} = 3.02 \times 10^8$$

由图 8.29<sup>[4]</sup>查的寿命系数  $Z_{N1} = 1.02$ ,  $Z_{N2} = 1.04$ , 由表 8.78<sup>[4]</sup>取安全系数  $S_H = 1.0$

$$[\sigma]_{H3} / Map = \frac{Z_{N3} \cdot \sigma_{HLim3}}{S_H} = \frac{1.04 \times 570}{1.0} = 592.8$$

$$[\sigma]_{H4} / Map = \frac{Z_{N4} \cdot \sigma_{HLim4}}{S_H} = \frac{1.08 \times 390}{1.0} = 421.2$$

故取  $[\sigma]_H = [\sigma]_4 = 421.2 Map$

初选小齿轮 3 的分度圆直径  $d_{t3}$

$$\begin{aligned} d_{t3} / mm &\geq \sqrt[3]{\frac{2k_t \cdot T_3 \cdot u + 1}{\Phi d} \cdot \frac{u}{u} \cdot \left( \frac{Z_E \cdot Z_H \cdot Z_\epsilon \cdot Z_\beta}{[\sigma]_H} \right)^2} \\ &= \sqrt[3]{\frac{2 \times 1.4 \times 3.8 \times 10^4}{0.2} \cdot \frac{2 + 1}{2} \cdot \left( \frac{189.8 \times 2.5 \times 0.876}{421.2} \right)^2} \\ &= 74.83 \end{aligned}$$

3 确定传动尺寸

(3) 计算载荷系数, 由表 8.3<sup>[4]</sup>查得使用系数  $k_A = 1.1$

$$\begin{aligned} (4) \text{ 因 } V(m \cdot s^{-1}) &= \frac{\pi \cdot d_3 \cdot n_3}{60 \times 1000} \\ &= \frac{\pi \times 74.83 \times 710}{60 \times 1000} \\ &= 2.78 \end{aligned}$$

由图 8.7<sup>[4]</sup>查得动载荷系数  $k_v = 1.16$

由图 8.11<sup>[4]</sup>查得齿向载荷分布系数  $k_\beta = 1.08$

由图 8.4<sup>[4]</sup>查得齿间载荷分配系数  $k_\alpha = 1.1$

故载荷系数  $k = k_A \cdot k_v \cdot k_\beta \cdot k_\alpha = 1.1 \times 1.16 \times 1.08 \times 1.1 = 1.51$

$$d_3/mm = d_{3t} \cdot \sqrt[3]{\frac{k}{k_t}}$$

$$= 74.83 \times \sqrt[3]{\frac{1.51}{1.4}} = 76.84 \text{mm}$$

3 确定模数 m

$$m/mm = \frac{d}{z}$$

$$= \frac{76.84}{27}$$

$$= 2.84 \text{（按表 8.1}^{[4]} \text{取 } m=3 \text{）}$$

4 计算传动尺寸，中心距

$$a/mm = \frac{1}{2} \cdot m \cdot (Z_3 + Z_4)$$

$$= \frac{1}{2} \times 3 \times (27 + 54)$$

$$= 121.5 \text{mm}$$

对齿轮 3 采用正变位圆整中心距， $a' = 123 \text{mm}$  则

$$\text{变位系数 } x = \frac{123 - 121.5}{3} = 0.5$$

$$d_3/mm = m(Z_3 + 2x)$$

$$= 3 \times (27 + 2 \times 0.5)$$

$$= 84$$

$$d_3/mm = m \cdot Z_4$$

$$= 3 \times 54 = 102$$

由  $b_4 = \Phi_d \cdot d_3 = 0.4 \times 84 = 33.6$  取  $b_4 = 35 \text{mm}$

$b_4 = b_3 + (5 \sim 10) \text{mm}$ ，取  $b_3 = 30 \text{mm}$

I 轴计算同上，

$$d_{t5}/mm \geq \sqrt[3]{\frac{2k_t \cdot T_5 \cdot u + 1}{\Phi d} \cdot \left(\frac{Z_E \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot Z_\beta}{[\sigma]_H}\right)^2}$$

$$= \sqrt[3]{\frac{2 \times 1.4 \times 2.86 \times 10^4 \cdot 1.41 + 1}{0.2} \cdot \left(\frac{189.8 \times 2.5 \times 0.876}{430}\right)^2}$$

$$= 74.53 \text{mm}$$

模数  $m=2.5$

中心距

$$a/mm = \frac{1}{2} \cdot m \cdot (Z_5 + Z_6)$$

$$= \frac{1}{2} \times 2.5 \times (33 + 47)$$

$$100$$

齿宽  $b_6 = \Phi_d \cdot d_5 = 16.5$  故取  $17 \text{mm}$ ,  $b_5 = 22 \text{mm}$

校核齿根弯曲疲劳强度

$$\sigma_F = \frac{2 \cdot k \cdot T}{b \cdot m \cdot d} \cdot Y_F \cdot Y_S \cdot Y_\varepsilon \cdot Y_\beta \leq [\sigma]_F$$

式中各参数:

1  $k=1.4$ ;

$T_2=2.86 \times 10^4 \text{ N}\cdot\text{mm}$

$T_3=3.8 \times 10^4 \text{ N}\cdot\text{mm}$

2 齿宽  $b_1=26 \text{mm}$   $b_2=21 \text{mm}$

$d_1=102 \text{mm}$ ,  $d_2=144 \text{mm}$

3 齿形系数  $Y_F$  和应力修正系数  $Y_S$

由图 8.19 查得  $Y_{F1}=2.47$   $Y_{F2}=2.35$

由图 8.20 查得  $Y_{S1}=2.47$   $Y_{S2}=2.35$

4 由图 8.21 查得重合度系数  $Y_\varepsilon=0.72$

5 由图 8.26 查得螺旋角系数  $Y_{\beta}=1.0$

6 由图 8.28<sup>[4]</sup> (f) (b) 查得弯曲疲劳极限应力为

$$\sigma_{FLim1}=220Map, \sigma_{FLim2}=170Map$$

由图 8.30<sup>[4]</sup>查得寿命系数  $Y_{N1}=Y_{N2}=1.0$

由表 8.7 查得安全系数  $S_F=1.25$  故

$$\begin{aligned} [\sigma]_{F1}/Map &= \frac{Y_{N1} \cdot \sigma_{FLim1}}{S_F} \\ &= \frac{1.0 \times 220}{1.25} = 176 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} [\sigma]_{F2}/Map &= \frac{Y_{N2} \cdot \sigma_{FLim2}}{S_F} \\ &= \frac{1.0 \times 170}{1.25} = 136 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \sigma_{F1}/Map &= \frac{2 \cdot k \cdot T}{b \cdot m \cdot d} \cdot Y_F \cdot Y_S \cdot Y_{\varepsilon} \cdot Y_{\beta} \\ &= \frac{2 \times 1.4 \times 28000}{35 \times 2.5 \times 84} \times 2.47 \times 1.65 \times 0.72 \times 0.86 \end{aligned}$$

$$= 92.3 < [\sigma]_{F1}$$

$$\begin{aligned} \sigma_{F2}/Map &= \sigma_{F1} \cdot \frac{Y_{F2} \cdot Y_{S2}}{Y_{F1} \cdot Y_{S1}} \\ &= 109.5 \times \frac{2.5 \times 1.68}{2.47 \times 1.65} \end{aligned}$$

$$1061 < [\sigma]_{F2}$$

#### 4、齿轮其他参数的计算

根据《机械原理》中关于渐开线圆柱齿轮参数的计算公式及相关参数的规定，齿轮的其它参数都可以由以上计算所得的参数计算出来，本次设计中，这

些参数在此不在一一计算。

### 5、齿轮结构的设计

不同精度等级的齿轮，要采用不同的加工方法，对结构的要求也不同，7级精度的齿轮，用较高精度的滚齿机或插齿机可以达到。但淬火后，由于变形，精度将下降。因此，需要淬火的7级齿轮一般滚或插后要剃齿，使精度高于7级，或者淬火后再珩齿。6级精度的齿轮，用精密滚齿机可以达到。淬火齿轮，必须才能达到6级。机床主轴箱中的齿轮齿部一般都需要淬火。

齿轮基本参数

名称	代号	计算公式	
		小齿轮	大齿轮
模数	m	2.5	
压力角	$\alpha$	20°	
分度圆直径	d	48	170
齿顶高	$h_a$	2.5	
齿根高	$h_f$	2.75	
齿全高	h	5.25	
齿顶圆直径	$d_a$	52	174
齿根圆直径	$d_f$	43	165
顶隙	c	0.5	
标准中心距	a	109	
传动比	i	3.54	

## 3.6 普通 V 带传动设计计算

1) 确定设计功率由表 7.6<sup>[4]</sup> 查得工做情况系数  $K_A=1.3$ ，则  $P_d/kW=K_A \cdot P=1.1 \times 5.5=6.05$

2 选取带型  $P_d$ ，n 由图 7.11 查取 A 型带

3 确定带轮的基准直径 根据表 7.7 取笑基准直径为  $d_{d1}=125mm$ ，则大带轮直径为  $d_{d2}=\$

$$i \cdot d_{d1}=176mm$$

根据 7.3<sup>[4]</sup> 取  $d_{d2}=176mm$  其传动比误差  $\Delta i < 5\%$  故可用。

验算带的速度

$$V_c = \frac{\pi \cdot D_{d1} \cdot n_1}{60 \times 1000}$$

$$= \frac{\pi \times 125 \times 1400}{60 \times 1000} = 9.158 < 25 = V_{\max} \text{ 故符合要求}$$

5 确定 V 带长度和中心距，根据

0.7 (d<sub>d1</sub>+d<sub>d2</sub>) ≤ a<sub>0</sub> ≤ 2 (d<sub>d1</sub>+d<sub>d2</sub>) 初步确定中心距

$$207\text{mm} = 0.7 \times (125+176) \leq a_0 \leq 2 \times (125+176) = 602\text{mm}$$

根据式 (7.4) 计算 V 带基准长度为

$$L'_d / \text{mm} = 2a_0 + \frac{\pi}{2}(d_{d1} + d_{d2}) + \frac{(d_{d2} - d_{d1})^2}{4a_0}$$

$$= 1572.5$$

由表 7.2 选 V 带基准长度为 L'<sub>d</sub>=1600mm

由式 7.22 计算实际中心距

$$a / \text{mm} = a_0 + \frac{L_d - L'_d}{2}$$

$$= 550 + \frac{1600 - 1572.5}{2} = 563.75$$

6 计算小轮包角，由式 (7.3) 得

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

$$= 180^\circ - \frac{176 - 125}{563.75} \times 57.3^\circ$$

$$= 174.8^\circ$$

单根 V 带所能传递的功率 P<sub>0</sub>=2.07kw

由式计算功率增量 ΔP<sub>0</sub>

由表 7.4 查得 K<sub>b</sub>=0.7725×10<sup>-3</sup>

由表 7.5 查得 k<sub>i</sub>=1.1 公式

$$Z = \frac{P_d}{(P_0 + \Delta P_0) \cdot K_\alpha \cdot K_L}$$

$$= 0.8 \text{ (综合考虑取 2 根)}$$

8 计算初拉力，由表 7.1 查得 m=0.1 Kg/m；

$$F_0 / N = 500 \frac{P_d}{3v} \left( \frac{2.5 - K_\alpha}{K_\alpha} \right) + m \cdot v^2$$

$$=50.4\text{N}$$

计算作用在轴上的压力，由式（7.25）得

$$Q/N = 2 \cdot Z \cdot F_0 \cdot \sin \frac{\alpha}{2}$$

$$= 2 \times 2 \times 50.4 \times \sin \frac{174.74}{2}$$

$$=108\text{N}$$

小带轮  $d_k = (1.8 \sim 2) \cdot d$

$$= 2 \times 24 = 48\text{mm}$$

$$L = (1.5 \sim 2) \cdot d = 1.5 \times 24 = 36\text{mm}$$

$$d_d \leq (2.5 \sim 3) \cdot d \leq 95 \sim 114 \quad \text{取 } d_d = 100\text{mm}$$

### 3.7 轴的设计计算

1 三 计算各轴轴径由材料力学公式，轴受转矩作用时其强度条件

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{9.55 \times 10^6 \cdot \frac{P}{n}}{0.2[\tau]}} = C \cdot \sqrt[3]{\frac{P}{n}}$$

其中  $d$ —轴的直径（mm）；

$\tau$ —轴部面最大扭转剪应力（Map）；

$P$ —轴传递的功率（kw）；

$N$ —轴的转数（r/min）；

$[\tau]$ —许用扭转应力（Map）；

$C$ —轴许用扭转剪应力确定的参数

$W_T$ —抗扭剖面模量

轴的材料	Q235	45	40Gr, 35SiMn , 35GrMo
$[\tau]/\text{Mpa}$	12~20	30~40	40~52



C	158~135	118~106	106~97
---	---------	---------	--------

注：轴上的弯矩比转矩小时或只有转矩时 C 取较小值

### 1 估算轴径

$$\begin{aligned} \text{I 轴 } d &\geq C \cdot \sqrt[3]{\frac{P}{n}} \\ &= 110x \sqrt[3]{\frac{0.55}{1000}} = 9.57mm \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{III 轴 } d &\geq C \cdot \sqrt[3]{\frac{P}{n}} \\ &= 110x \sqrt[3]{\frac{0.5}{710}} = 10.3mm \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{II 轴 } d &\geq C \cdot \sqrt[3]{\frac{P}{n}} \\ &= 110x \sqrt[3]{\frac{7.2}{375}} = 11.9mm \end{aligned}$$

初定轴径  $d_1=20mm$ ,  $d_2=20mm$ ,  $d_3=25mm$

### 2、各轴段长度值的确定

各轴段的长度值，应根据主轴箱的具体结构而定，且必须满足以下的原则：

- (1) 应满足轴承及齿轮的定位要求；
- (2) 应满足滑移齿轮安全滑移的要求。

### 3、轴的刚度与强度校核

根据本次设计的要求，需选择除主轴外的一根轴进行强度校核，而主轴必须进行刚度校核。在此选择第一根轴进行强度校核。

- (1) 第一根轴的强度校核

#### 轴的受力分析及受力简图

轴的分解和变形合成：

对于复杂受力的变形，先将受力分解为三个垂直面上的分力，应用弯曲变形公式求出所求截面的两个垂直平面的  $y$ 。然后进行叠加，在同以平面内的可进行代数叠加，在两平面内的按几何公式，求出该截面的总绕度和总倾角

### 危险工作面的判断

验算刚度时应选择最危险的工作条件进行，一般时轴的计算转速低传动齿轮的直径小，且位于轴的中央时，轴受力将使总变形剧烈，如对：二、三种工作条件难以判断那一种最危险，就分别进行计算，找到最大弯曲变形值  $y$ 。

### 提高轴刚度的一些措施

加大轴的直径，适当减少轴的跨度或增加第三支承，重新安排齿轮在轴上的位置改变轴的布置方位等。

由主轴箱的展开图可知，该轴的动力源由电动机通过齿轮传递过来，而后通过一个齿轮将动力传递到下一根轴。其两端通过一对深沟球轴承将力转移到箱体上去。由于传递的齿轮采用的直齿圆柱齿轮，因此其轴向力可以忽略不计。所以只要校核其在  $xz$  平面及  $yz$  平面的受力。轴所受载荷是从轴上零件传来的，计算是，常将轴上的分布载荷简化为集中力，其作用点取为载荷分布段的中点。作用在轴上的扭矩，一般从传动件轮毂宽度的中点算起。通常把轴当作铰链支座上的梁，支反力的作用点与轴承的类型和布置方式有关。其受力简图如下：

### 七轴的校核

$$\begin{aligned} \text{圆周力 } F_{t5} &= \frac{2 \cdot T_1}{d_5} \\ &= \frac{2 \times 1.29 \times 10^4}{82.5} \end{aligned}$$

$$= 312.72\text{N}$$

### 径向力

$$\begin{aligned} F_{r5} &= F_t \cdot \tan \alpha \\ &= 114\text{N} \end{aligned}$$

$$F_{t6} = \frac{2 \cdot T_2}{d_6}$$

$$= 296\text{N}$$

$$\begin{aligned} F_{r6} &= F_{t6} \cdot \tan \alpha \\ &= 107.7\text{N} \end{aligned}$$

$$F_{t3} = \frac{2 \cdot T_2}{d_3}$$

$$= 414.3 \text{ N}$$

$$F_{r3} = F_{t3} \cdot \tan \alpha$$

$$151 \text{ N}$$

$$F_{t1} = \frac{2 \cdot T_2}{d_1}$$

$$= 342 \text{ N}$$

$$F_{r1} = F_{t1} \cdot \tan \alpha$$

$$= 124 \text{ N}$$

$$F_{t4} = F_{t3}, \quad F_{r4} = F_{r3}, \quad F_{t6} = F_{t5}, \quad F_{r6} = F_{r5}$$

计算支反力

$$\text{水平方向} \quad R_{1H}(l_2 + l_3) - F_r \cdot l_3 = 0$$

$$\therefore R_{1H} = \frac{F_r \cdot l_3}{l_2 + l_3} = \frac{114 \times 45}{45 + 45} = 57 \text{ N}$$

$$\therefore R_{2H} = F_r - R_{1H} = 57$$

$$\text{铅直方向} \quad F_1(l_1 + l_2 + l_3) + R_{1v}(l_2 + l_3) - F_t l_3 = 0$$

$$R_{1v} = \frac{F_{t3} l_3 - F_1(l_1 + l_2 + l_3)}{l_2 + l_3} = -12.35 \text{ N}$$

$$R_{2v} = -F_1 - R_{1v} = -95.65 \text{ N}$$

$$\text{轴承 I 之反总力 } R_1 / \text{N} = \sqrt{R_{1H}^2 + R_{1v}^2} = 58.3 \text{ N}$$

$$\text{轴承 II 之反总力 } R_2 / \text{N} = \sqrt{R_{2H}^2 + R_{2v}^2} = 111.3 \text{ N}$$

3 画弯矩图

在水平面上

$$a-a \text{ 面左边} \quad M_{aH} / (\text{N} \cdot \text{mm}) = R_{1H} \cdot l_2 = 57 \times 45 = 2565$$

$$a-a \text{ 面右边} \quad M'_{aH} / (\text{N} \cdot \text{mm}) = R_{2H} \cdot l_3 = 57 \times 45 = 2565$$

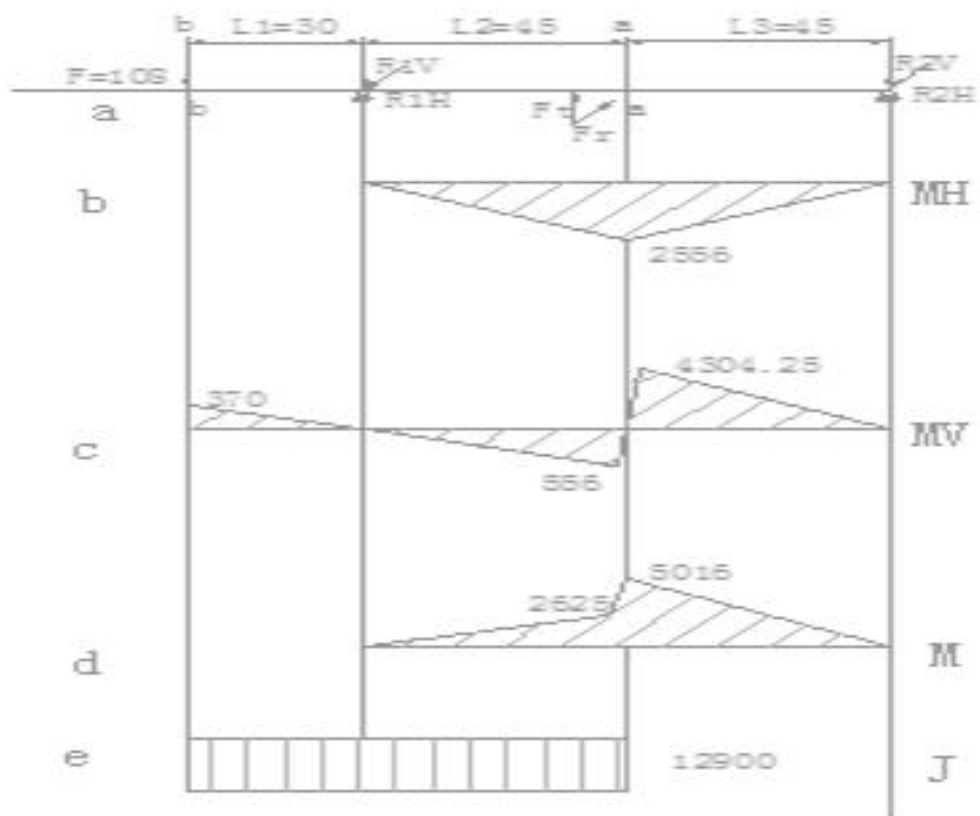
在铅直面上

$$a-a \text{ 面左边 } M_{av}/(N\cdot mm) = R_{1v} \cdot l_2 = 12.35 \times 45 = 370$$

$$a-a \text{ 面右边 } M'_{av}/(N\cdot mm) = R_{2v} \cdot l_3 = 95.63 \times 45 = 4304.25$$

$$\text{合成弯矩 } M_a/(N\cdot mm) = \sqrt{M_{aH}^2 + M_{aV}^2} = 2625$$

$$M'_a/(N\cdot mm) = \sqrt{M_{aH}'^2 + M_{aV}'^2} = 5010$$



II 轴 计算轴承反力

水平面上  $R_{1H}(l_1+l_2+l_3+l_4)-F_{r6}(l_2+l_3+l_4)-F_{r3}(l_3+l_4)-F_{r5}l_4=0$

$$R_{1H} = \frac{F_{r6}(l_2+l_3+l_4)+F_{r3}(l_3+l_4)+F_{r5}l_4}{l_1+l_2+l_3+l_4} = 222.17\text{N}$$

$$R_{2H} = F_{r6} + F_{r3} + F_{r5} - R_{1H} = 156.8\text{N}$$

铅直方向上  $R_{1V}(l_1+l_2+l_3+l_4)-F_{t6}(l_2+l_3+l_4)-F_{t3}(l_3+l_4)-F_{t5}l_4=0$

$$R_{1V} = \frac{F_{t6}(l_2+l_3+l_4)+F_{t3}(l_3+l_4)+F_{t5}l_4}{l_1+l_2+l_3+l_4} = 612\text{N}$$

$$R_{2V} = F_{t6} + F_{t3} + F_{t5} - R_{1V} = 176\text{N}$$

轴承总反力  $R_1/N = \sqrt{R_{1H}^2 + R_{1V}^2} = 651\text{N}$

$$R_2/N = \sqrt{R_{2H}^2 + R_{2V}^2} = 235.7\text{N}$$

### 3 画弯矩图

水平方向

$a-a$  面左边  $M_{aH} = R_{1H} \cdot (l_1+l_2+l_3) = 61096 \text{ (N}\cdot\text{mm)}$

$a-a$  面右边  $M'_{aH} / (\text{N}\cdot\text{mm}) = R_{2H} \cdot l_4 = 3920$

$b-b$  面左边  $M_{bH} = R_{1H} \cdot (l_1+l_2) = 15551.9 \text{ (N}\cdot\text{mm)}$

$b-b$  面右边  $M'_{bH} = R_{2H} \cdot (l_3+l_4) = 36064 \text{ (N}\cdot\text{mm)}$

$c-c$  面左边  $M_{cH} = R_{1H} \cdot l_1 = 9997.65 \text{ (N}\cdot\text{mm)}$

$c-c$  面右边  $M_{aH} = R_{1H} \cdot (l_1+l_2+l_3)$

铅直方向

$a-a$  面左边  $M_{aV} = R_{1V} \cdot (l_1+l_2+l_3) = 16830 \text{ (N}\cdot\text{mm)}$

$a-a$  面右边  $M'_{aV} / (\text{N}\cdot\text{mm}) = R_{2V} \cdot l_4 = 4400$

$$b-b \text{ 面左边} \quad M_{bV} = R_{1V} \cdot (l_1 + l_2) = 42840 \text{ (N}\cdot\text{mm)}$$

$$b-b \text{ 面右边} \quad M'_{bV} = R_{2V} \cdot (l_3 + l_4) = 40480 \text{ (N}\cdot\text{mm)}$$

$$c-c \text{ 面左边} \quad M_{cV} = R_{1V} \cdot l_1 = 27540 \text{ (N}\cdot\text{mm)}$$

$$c-c \text{ 面右边} \quad M'_{cV} = R_{2V} \cdot (l_2 + l_3 + l_4) = 44880 \text{ (N}\cdot\text{mm)}$$

合成总弯矩

$$M_a / (\text{N}\cdot\text{mm}) = \sqrt{M_{aH}^2 + M_{aV}^2} = 6943$$

$$M'_a / (\text{N}\cdot\text{mm}) = \sqrt{M_{aH}'^2 + M_{aV}'^2} = 4417.25$$

$$M_b / (\text{N}\cdot\text{mm}) = \sqrt{M_{bH}^2 + M_{bV}^2} = 45575$$

$$M'_b / (\text{N}\cdot\text{mm}) = \sqrt{M_{bH}'^2 + M_{bV}'^2} = 54214$$

$$M_c / (\text{N}\cdot\text{mm}) = \sqrt{M_{cH}^2 + M_{cV}^2} = 29298$$

$$M'_c / (\text{N}\cdot\text{mm}) = \sqrt{M_{cH}'^2 + M_{cV}'^2} = 40235$$

校核轴的强度

$a-a$  剖面右侧弯矩大故  $a-a$  剖面右侧为危险剖面，由附表 10.1<sup>[4]</sup> 抗弯剖面模

$$\begin{aligned} \text{量 } W / \text{mm}^3 &= 0.1d^3 - \frac{bt(d-t)^2}{2d} \\ &= 0.1 \times 22^3 - \frac{6 \times 3.5 \times (22 - 3.5)^2}{2 \times 22} = 901 \end{aligned}$$

抗扭剖面模量

$$\begin{aligned} W_T / \text{mm}^3 &= 0.2d^3 - \frac{bt(d-t)^2}{2d} \\ &= 0.2 \times 22^3 - \frac{6 \times 3.5 \times (22 - 3.5)^2}{2 \times 22} = 1966.3 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{弯曲应力 } \sigma/Map &= \frac{M}{W} \\ &= \frac{4304}{901} = 4.8 \end{aligned}$$

$$\sigma'_b/Map = \sigma_b = 4.8$$

$$\sigma_m = 0$$

$$\text{扭剪应力 } \tau_T/Map = \frac{T}{W_T} = \frac{12970}{1966.3} = 6.56$$

对调质处理的 45 号钢，由表 10.1 查得  $\sigma_B = 650Map$

$\sigma_{-1} = 300Map$   $\tau_{-1} = 155Map$  由表 10.1 注 2 查得材料的等效系数为

$\varphi_\sigma = 0.2$   $\varphi_\tau = 0.1$  键槽引起的应力集中系数由附表 10.4 查得

$K_\sigma = 1.825$   $K_\tau = 1.625$  绝对尺寸系数 由附图 10.1 查得  $\varepsilon_\sigma = 0.8$   $\varepsilon_\tau = 0.76$  轴磨削

加工时

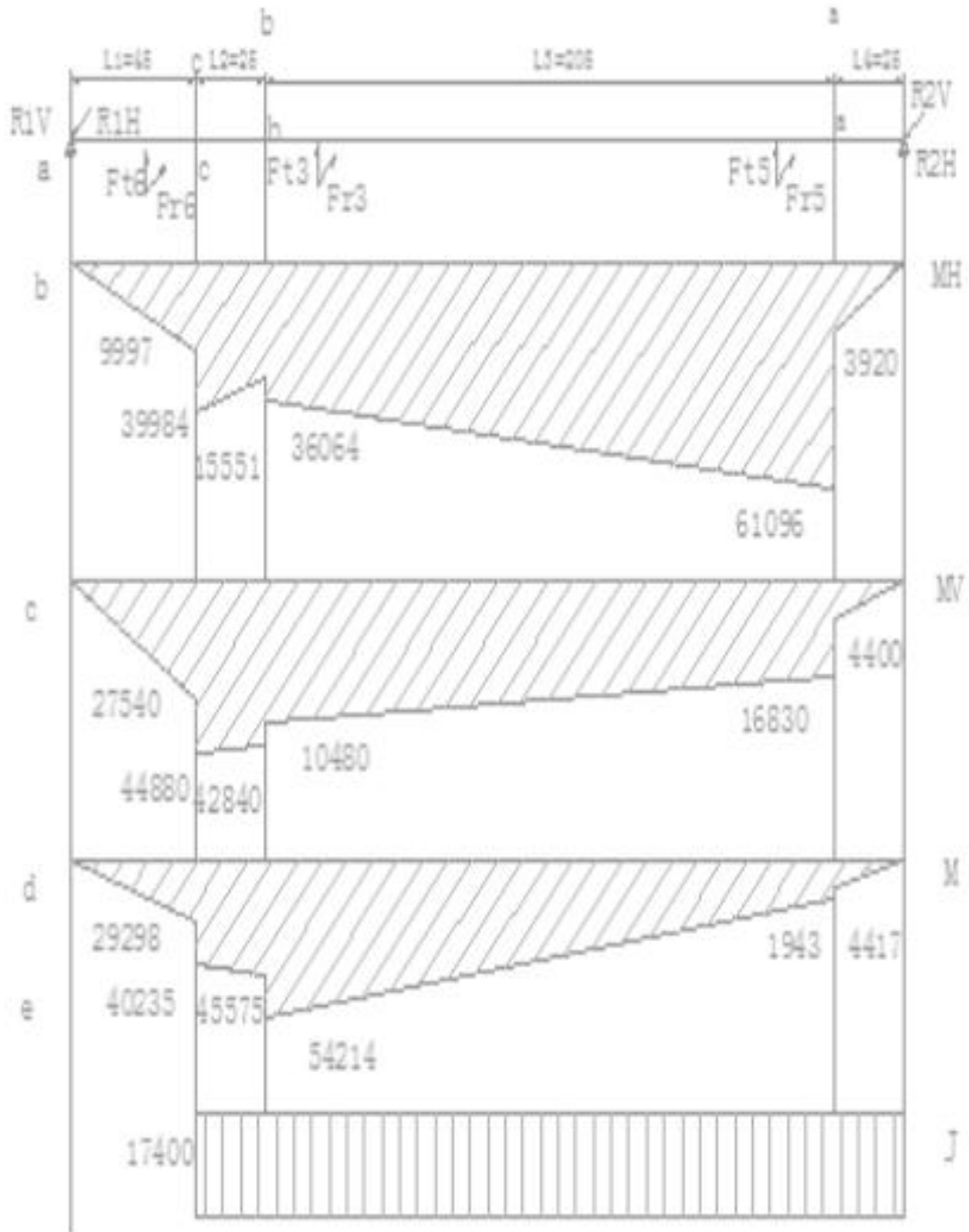
表面质量系数由附图 10.2 查得  $\beta = 0.92$

$$\text{安全系数 } S_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_\sigma}{\beta\varepsilon_\sigma} \cdot \sigma_\alpha + \varphi_\sigma \cdot \sigma_m} = 4.2$$

$$S_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_\tau}{\beta\varepsilon_\tau} \cdot \tau_\alpha + \varphi_\tau \cdot \tau_m} = 2.5$$

$$S = \frac{S_\sigma \cdot S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}} = 2.5 \text{ 查表 10.5 得许用安全系数为 } [S] = 1.3 \sim 1.5, \text{ 显然}$$

$S > [S]$ ，故  $a-a$  安全





### 6 校核键连接强度

齿轮处键连接的拉应力

$$\sigma_p / Map = \frac{4T}{dhl} = \frac{4 \times 12920}{27 \times 8 \times 40} = 1.54$$

取键轴及小带轮的材料为钢，查表 6.1 得  $[\sigma]_p$  在  $120 \sim 150Map$ ，显然

$$\sigma_p < [\sigma]_p$$

故强度足够。

## 第 4 章 进给系统的设计计算

本设计采用成熟技术，YT4543 动力滑台液压系统，该系统的特点是：  
采用容积节流调速回路，无溢流功率损失，系统效率高，且能保证稳定的低速运动，较好的速度刚性和较大的调速范围。

- (1) 在回油路上设置背压阀，提高滑台运动的平稳性。把调速阀设置在进油路上，具有启动冲击小。
- (2) 限压式变量泵加上差动连接的快进回路。即解决了快慢速相差悬殊的问题，又使能量利用经济合理。
- (3) 采用三位五通电磁换向阀，且有换向性能好，滑台可在任意位置停止，快动时够成差动连接等优点。

### 4.1 YT4543 型动力滑台液压系统工作原理

图为 YT4543 型动力滑台液压系统图。下面以实现二次工作进给的自动循环为例，说明其工作原理。

#### 1. 快进

按下启动按钮，电磁铁 1YA 通电，电磁换向阀 7 的先导阀 A 左位工作，液动换向阀 B 在控制压力油作用下将左位接入系统。

进油路 油箱—滤油器 1—泵 2—单向阀 3—阀 7—阀 11—液压缸左腔。

回油路 液压缸右腔—阀 7—阀 6—阀 1—液压缸左腔。

液压缸两腔连通，实现差动快进。由于快进阻力小，系统压力低，变量泵输出最大流量。

#### 2. 第一次工作进给

当滑台快进到预定位置时，挡块下压行程阀 11，切断快进通道，这时压力油经调速阀 8、电磁阀 12 进入液压缸左腔。由于液压泵供油压力高，顺序阀 5 以被打开。

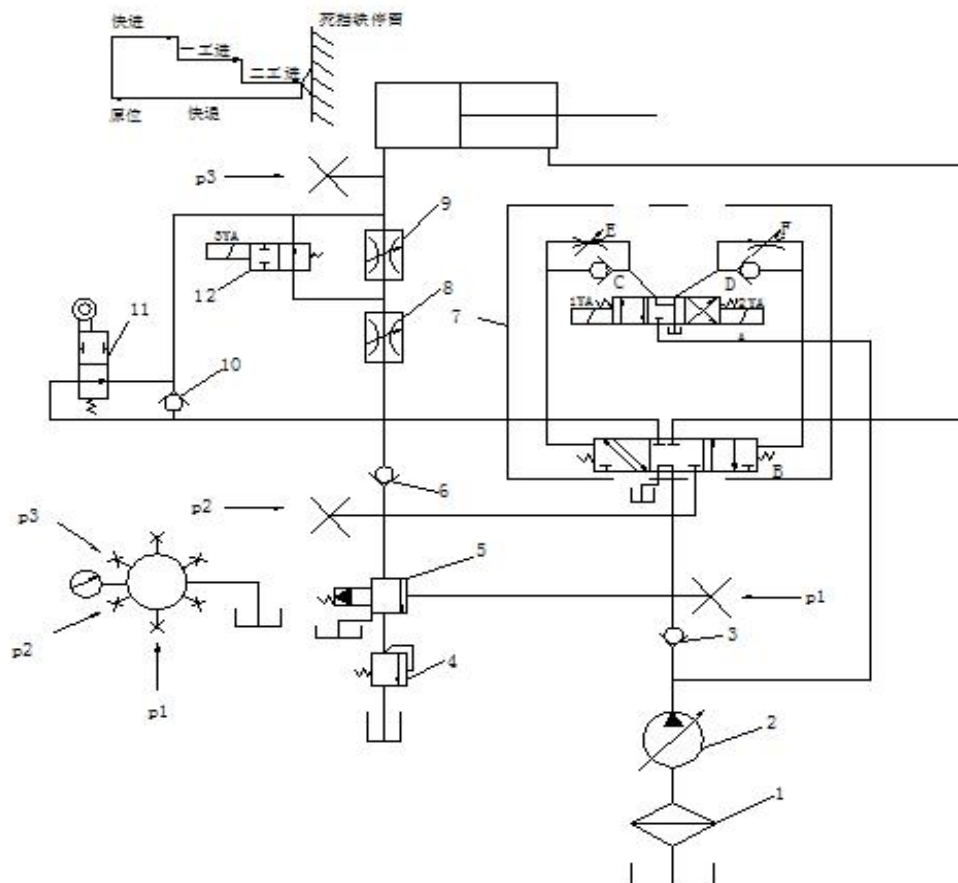
进油路 油箱—滤油器 1—泵 2—阀 3—阀 7—阀 8—阀 12—液压缸左腔。

回油路 液压缸右腔—阀 7—阀 5—阀 4—油箱。

#### 3. 第二次工作进给

一工进终了时，当快下压行程开关使 3YA 通电，这时压力油经调速阀 8 和 9 进入液压缸的左腔。液压缸的右腔的回油路线与一工进时相同。此时，变

量泵输出的流量自动与二工进调速阀 9 的开口相适应。



YT4543 型动力滑台液压系统图

1—滤油器;2—限压式变量泵; 3,6,10—单向阀; 4—背压阀; 5—顺序阀;  
7—电液换向阀; 8,9—调速阀; 11—下行程阀; 12—电磁阀;

#### 4. 死挡铁停留

当滑台以二工进速度行进碰到死挡铁时，滑台即停留在死挡铁处。

#### 5. 快退

停留结束后，时间继电器发出信号，使电磁铁 1YA，3YA 断电，2YA 通电，这时电液换向阀 7 的电磁先导阀 A 右位工作，液动换向阀 B 在控制压力的作用下将右位接入系统。

滑台返回时负载小，系统压力下降，变量泵流量自动恢复大最大，且液压缸右腔的有效作用面积较小，故滑台快速退回。

## 6. 原位停止

滑台退回到原位时，挡块压下形成开关，使电磁阀 2YA 断电，电磁先导阀 A 和液动换向阀 B 都处于中位，液压缸两腔油路封闭，滑台停止。这时泵输出的油液经阀 3 和阀 7 排回油箱，泵在低压下卸荷。

## 第5章 轴承、密封圈、垫片选择

### 5.1 轴承的选择

深沟球轴承是最具代表性的滚动轴承，用途广泛可承受径向负荷与双向轴向负荷。适用于高速旋转及要求低噪声、低振动的场合带钢板防尘盖或橡胶密封圈的密封型轴承内预先充填了适量的润滑脂外圈带止动环或凸缘的轴承，即容易轴向定位，又便于外壳内的安装最大负荷型轴承的尺寸与标准轴承相同，但内、外圈有一处装填槽，增加了装球数，提高了额定负荷。

### 5.2 滚动轴承的校核

滚动轴承的寿命随载荷的增大而降低，寿命与载荷的关系曲线其曲线方程为： $P^\varepsilon L_{10} = \text{常数}$  (4-1)

其中  $P$ —当量动载荷，N；

$L_{10}$ —基本额定寿命，常以  $10^6 r$  为单位（当寿命为一百万转时， $L_{10}=1$ ）； $\varepsilon$ —寿命指数，球轴承  $\varepsilon=3$ ，滚子轴承  $\varepsilon=10/3$ 。

由手册查得的基本额定动载荷  $C$  是以  $L_{10}=1$ 、可靠度为 90% 为依据的。由此可得当轴承的当量动载荷为  $P$  时以转速为单位的基本额定寿命  $L_{10}$  为：

$$C^\varepsilon \times 1 = P^\varepsilon \times L_{10} \quad (4-2)$$

$$L_{10} = (C/P)^\varepsilon \times 10^6 r \quad (4-3)$$

若轴承工作转速为  $n$  r/min，可求出以小时数为单位的基本额定寿命

应取  $L_{10} \geq L_h'$ 。  $L_h'$  为轴承的预期使用寿命。通常参照机器大修期限的预期使用寿命。

若已知轴承的当量动载荷  $P$  和预期使用寿命  $L_h'$ ，则可按下式求得相应的计算额定动载荷  $C'$ ，它与所选用轴承型号的  $C$  值必须满足下式要求

#### 2. 当量动载荷

在实际工况中，滚动轴承常同时受径向和轴向联合载荷，为了计算轴承寿

命时将基本额定动载荷与实际载荷在相同条件下比较，需将实际工作载荷转化为当量动载荷。在当量动载荷作用下，轴承的寿命与实际联合载荷下轴承的寿命相同。当量动载荷  $P$  的计算公式是

$$P=XF_r+YF_a \quad (4.6)$$

式中  $F_r$ —径向载荷，N； $F_a$ —轴向载荷，N； $X$ 、 $Y$ —径向动载荷系数和轴向动载荷系数

### 5.3 密封圈、垫片的选择

防尘圈，主要作用是除去往复运动活塞杆露在缸外部表面上所附着的尘土、灰砂、雨水及冰霜等污物，防止外部灰尘、雨水进入密封机构内部，防尘套，伸缩套。旋转轴唇形密封圈通常称为油封，广泛应用于工程机械的变速箱、驱动桥等部件中，如变速箱的前后输出轴，驱动桥的主减速器、轮边等处，其功用在于把油腔和外界隔离，对内封油，对外防尘。目前国内大量采用的油封结构型式比较多，其基本结构包括橡胶密封部分、金属骨架或金属壳体和金属弹簧。

## 第 6 章 机床装配通用技术要求

机床应按图样和装配工艺规程进行装配，装配到机床上的零件、部件（包括外购件）均应符合质量要求，不应放入图样未规定的垫片和套等。

- 1) 装配环境应清洁，装配时的零部件应清理干净，在装备过程中，工件不应磕碰划伤和锈蚀，加工件的配合面及外露表面不应有修锉和打磨的痕迹。
- 2) 装配后的螺栓、螺钉头部和螺母的端部都应与被紧固的零件平面均匀接触不应倾斜和留有间隙，装配在同一部位的螺栓深处长度一致，伸出螺母部分长度一般在 3~5 牙左右。影响精度的组成螺钉其紧固力应一致。
- 3) 在螺母紧固后，各种止动垫圈应达到止动要求。根据机构需要可采用在螺纹部分涂低强度或中强度防松胶带代替止动垫圈。
- 4) 机床的移动，转动部件装配后，运动应平稳，灵活轻便，无阻滞现象。变位机构应保证准确可靠的定位。
- 5) 高速旋转的零、组件装配时应做平衡试验。

### 6.1 主轴和轴的装配

- 1) 在主轴和轴颈上装配滚动轴承时，一般应按主轴轴颈和轴承内环的高低点标记进行装配。IV 级及 IV 级以上精度等级的机床，一般应对主轴的滚动轴承进行选配。
- 2) 机床的主轴，套筒（装弹簧夹头的锥孔除外）等的锥体，装配时应用量规作涂色法检验，其实际接触长度与工作长度的接触比值不得低于表<sup>[5]</sup> 2-3-20 的规定。
- 3) 高速旋转的主轴组件，装配后应进行动平衡试验。
- 4) 花键和装有导向平键的零件，运动件装上后移动应平稳。
- 5) 平键和键槽的配合侧面不应有损伤现象，平键装入后应与键槽均匀接触，键的两端部允许翘起。

### 6.2 轴承的装配

- 1) 装配可调的滑动轴承时应留有调整余量。

- 2) 装配轴承时应保证其位置正确，受力均匀，无损伤现象。
- 3) IV 和 IV 以上精度等级的机床，主轴轴承一般应采用冷装的方法进行装配。
- 4) 用加热方法装配过盈配合的轴承时，加热应均匀，温度一般应在 100° 以下。
- 5) 轴承外圈装配后，其定位段轴承盖与垫圈和外圈的接触应均匀，轴承的内圈装配后，应紧靠轴肩或定距环。
- 6) 滑动轴承油槽棱边应倒钝。
- 7) 装配润滑的轴承时应注入适量的润滑脂，其理化指标应符合有关规定。

### 6.3 齿轮的装配

- 1) 齿轮与轴的配合间隙或过盈量有特殊要求时，应在图样和技术文本中作出规定。
- 2) 住传送的告诉齿轮与轴组装后的齿圈跳动，应在图样和技术文件中作出规定。花键轴和齿轮装配后应标明方位。
- 3) 6 级和 6 级以上精度齿轮装配后的啮合间隙，应在图样和技术文件中作出规定。
- 4) 5 级和 5 级以上精度齿轮配合后的有关精度项目，应在图样和技术文件中作出规定。
- 5) 齿轮齿系和蜗杆副装配后的接触斑点，应在图样和技术文件中作出规定。
- 6) 装备后的齿轮沿轴向定位应准确可靠。
- 7) 当用锁紧螺母在同一轴上固定若干个齿轮时，锁紧力应适中。
- 8) 用加热方法装配齿轮时，加热均匀，除渗碳齿轮外，温度不得高于 250°

### 6.4 密封件的装配

- 1) 装配在床子上的各种密封件不应有损伤现象，装配时密封件的唇部和表面及轴上应涂抹润滑脂。
- 2) 密封件的装配方向，应使介质工作压力装其唇部紧压在轴上。
- 3) 装配重叠的密封圈时，各圈要相互压紧，开口方向应向压力大的一侧。

### 五 传动箱的装配



- 1) 3级和3级以上精度等级的机床的主要传动箱要进行二次装配。
- 2) 啮合齿轮的轴向错位量，当啮合齿轮缘宽度小于或等于20mm时，不得大于1mm；当轮缘宽度大于20mm时，不得超过轮缘5%，两齿啮合齿轮轮缘不同时，其轴向错位量按较窄的一个计算。
- 3) 主轴传动箱装配后，应进行空运转实验，由低速到高速逐级运转（用交换齿轮，带轮传动变速和无极变速的机床可做低、中、高速运转），各级转速的运转时间不得少于2min，最高转速运转时间不少1h，并检查以下各项：
  - (1) 变速操作机构的灵活性和可靠性。
  - (2) 运转应平稳，不应有不正常的尖叫声和不规则的冲齿声。
  - (3) 在主轴轴承达到稳定温度的情况下，其温度和温升应符合GB/T.9061~1988或各类机床技术要求的规定。
  - (4) 润滑系统的油路应畅通，无堵塞，各结合部位不应有漏油现象。
  - (5) 主轴的径向跳动和串动应符合各类机床精度标准的规定。
  - (6) 传动箱在组装后应将箱体內的铁削，杂物等清理干净，在空运装之后进行清洗。

## 6.5 其他部件，组件的装配

- 1) 机床的操纵和连锁机构装配后，应保证其灵活性和可靠性。
- 2) 离合器及其控制机构装配后应达到可靠的接合与脱开，若因机床结构限制，不能单独做此项实验时，可在机床总装后进行。

## 结 论

毕业设计是对大学四年所学知识与能力的综合应用和检测,是每一个合格的大学生的必经过程,也是一个重要的实践性教学环节。本次毕业设计,不仅培养了我们正确的设计思想;也同时让我们掌握了工程设计的一般程序和方法,以及锻炼了我们综合运用知识的能力。

在本次设计过程中,我们大量阅读了各种技术资料及设计手册,认真探讨了机械领域内的各种基本问题,取得了一定的收效。对于大学四年来所学的知识进行了一次全面的总结与回顾,知道了自己的长处与欠缺的知识点,接触了数控机床方面更为广泛的天地。

本次设计不仅加深了对自己专业所学课程的理解和认识,而且也对自己的知识面进行了拓宽。此外,本次设计在绘图的过程中,使用了 AUTOCAD 二维绘图软件,并同时进行了手工绘图,这些都不同程度地使我们学到了更多的知识,进一步提高了我们绘图识图的能力。

## 致 谢

本论文是在老师的悉心指导和亲切关怀下完成的。在课题的进行过程中，始终得到老师在科学研究上的帮助和生活上的关心。老师渊博的知识、严谨求实的治学态度和以身作则的工作作风，深深地影响着我，并将使我受益终生，在此谨向导师表示由衷地感谢！

在课题进行过程中，还得到的热情指导和帮助，在此向他们表示感谢！

在课题进行过程中，还得到的热情帮助，在此向他们表示感谢！

## 参考文献

1. 中国机械工程学会 中国机械设计大典编委会。中国机械设计大典（4）。江西：江西科学技术出版社，2002
2. 清华大学曹金榜、易锡麟、张玉峰、陈养田、张春编。机床主轴变速箱设计指导。北京：机械工业出版社，1987
3. 华东纺织工学院、哈尔滨工业大学、天津大学编。机械设计图册。上海：上海科学技术出版社，1979
4. 顾熙棠、迟建山、胡宝珍主编。金属切削机床（下册）。上海：上海科学技术出版社，2000
5. 《机床设计手册》编写组编。机床设计手册（1~3册）北京：机械工业出版社，1986
6. 吴宗泽主编。机械设计师手册（上册、下册）。北京：机械工业出版社，2002
7. 魏俊民、周砚江主编。机电一体化系统设计。北京：中国纺织出版社，1998
8. 何永然、唐增宝、刘安俊主编。机械设计课程设计（第二版）。武汉：华中科技大学出版社，2002
9. 谢铁邦、李柱、席宏卓主编。互换性与技术测量。武汉：长沙科技大学出版社，1998
10. 濮良贵、纪名刚主编。机械设计。北京：高等教育出版社，1996
11. 范云涨、陈兆年主编。金属切削机床设计简明手册。机械工业出版社，1993
12. （美） Louis Gary Lamit 著 李世国、蒋晓、周一届、何建军 等译。Pro/ENGINEER 2000i 实用教程。北京：2001

## 附录 1

### Stress and Strain

#### 1. Introduction to Mechanics of Materials

Mechanics of materials is a branch of applied mechanics that deals with the behavior of solid bodies subjected to various types of loading. It is a field of study that is known by a variety of names, including “strength of materials” and “mechanics of deformable bodies”. The solid bodies considered in this book include axially-loaded bars, shafts, beams, and columns, as well as structures that are assemblies of these components. Usually the objective of our analysis will be the determination of the stresses, strains, and deformations produced by the loads; if these quantities can be found for all values of load up to the failure load, then we will have obtained a complete picture of the mechanics behavior of the body.

Theoretical analyses and experimental results have equally important roles in the study of mechanics of materials . On many occasion we will make logical derivations to obtain formulas and equations for predicting mechanics behavior, but at the same time we must recognize that these formulas cannot be used in a realistic way unless certain properties of the been made in the laboratory. Also , many problems of importance in engineering cannot be handled efficiently by theoretical means, and experimental measurements become a practical necessity. The historical development of mechanics of materials is a fascinating blend of both theory and experiment, with experiments pointing the way to useful results in some instances and with theory doing so in others<sup>①</sup>. Such famous men as Leonardo da Vinci(1452-1519) and Galileo Galilei (1564-1642) made experiments to adequate to determine the strength of wires , bars , and beams , although they did not develop any adequate theories (by today’s standards ) to explain their test results . By contrast , the famous mathematician Leonhard Euler(1707-1783) developed the mathematical theory any

of columns and calculated the critical load of a column in 1744 , long before any experimental evidence existed to show the significance of his results ②. Thus , Euler's theoretical results remained unused for many years, although today they form the basis of column theory.

The importance of combining theoretical derivations with experimentally determined properties of materials will be evident theoretical derivations with experimentally determined properties of materials will be evident as we proceed with our study of the subject③. In this section we will begin by discussing some fundamental concepts , such as stress and strain , and then we will investigate the behavior of simple structural elements subjected to tension , compression , and shear.

## 2. Stress

The concepts of stress and strain can be illustrated in elementary way by considering the extension of a *prismatic bar* [see Fig.1.4(a)]. A prismatic bar is one that has cross section throughout its length and a straight axis. In this illustration the bar is assumed to be loaded at its ends by axis forces  $P$  that produce a uniform stretching , or tension , of the bar . By making an artificial cut (*section mm*) through the bar at right angles to its axis , we can isolate part of the bar as a free body[Fig.1.4(b)]. At the right-hand end the force  $P$  is applied , and at the other end there are forces representing the action of the removed portion of the bar upon the part that remain . These forces will be continuously distributed over the cross section , analogous to the continuous distribution of hydrostatic pressure over a submerged surface . The intensity of force , that is , the per unit area, is called the stress and is commonly denoted by the Greek letter  $\sigma$ . Assuming that the *stress* has a uniform distribution over the cross section[see Fig.1.4(b)], we can readily see that its resultant is equal to the intensity  $\sigma$  times the cross-sectional area  $A$  of the bar. Furthermore , from the equilibrium of the body show in Fig.1.4(b),

the intensity  $\sigma$  times the cross-sectional area  $A$  of the bar. Furthermore, from the

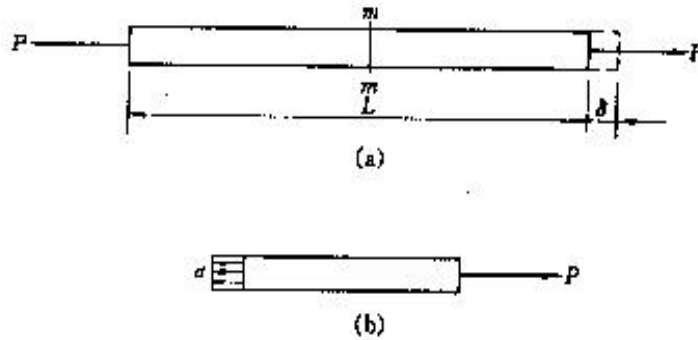


Fig.1.4 Prismatic bar in tension

we can also see that this resultant must be equal in magnitude and opposite in direction to the force  $P$ . Hence, we obtain

$$\bar{\sigma} = P/A \quad (1.3)$$

as the equation for the uniform stress in a prismatic bar. This equation shows that stress has units of force divided by area -----for example, Newtons per square millimeter ( $N/mm^2$ ) or pounds of per square inch (psi). When the bar is being stretched by the forces  $P$ , as shown in the figure, the resulting stress is a tensile stress; if the force are reversed in direction, causing the bar to be compressed, they are called *compressive stress*.

A necessary condition for Eq.(1.3) to be valid is that the stress  $\bar{\sigma}$  must be uniform over the cross section of the bar. This condition will be realized if the axial force  $P$  acts through the centroid of the cross section, as can be demonstrated by statics. When the load  $P$  does not act at this centroid, bending of the bar will result, and a more complicated analysis is necessary. Throughout this book, however, it is assumed that all axial forces are applied at the centroid of the cross section unless specifically stated to the contrary ④. Also, unless stated otherwise, it is generally assumed that the weight of the object itself is neglected, as was done when discussing this bar in Fig.1.4.

### 3. Strain

The total elongation of a bar carrying force will be denoted by the Greek letter  $\delta$  [see Fig. 1.4(a)], and the elongation per unit length, or *strain*, is then determined by the equation

$$\varepsilon = \delta / L \quad (1.4)$$

Where  $L$  is the total length of the bar. Now that the strain  $\varepsilon$  is a nondimensional quantity. It can be obtained accurately from Eq.(1.4) as long as the strain is uniform throughout the length of the bar. If the bar is in tension, the strain is a *tensile strain*, representing an elongation or a stretching of the material; if the bar is in compression, the strain is a *compressive strain*, which means that adjacent cross section of the bar move closer to one another.

( Selected from Stephen P.Timoshenko and James M. Gere, Mechanics of Materials, Van Nostrand Reinhold Company Ltd., 1978.)

#### Shear Force and Bending Moment in Beams

Let us now consider, as an example, a cantilever beam acted upon by an inclined load  $P$  at its free end [Fig.1.5(a)]. If we cut through the beam at a cross section  $mn$  and isolate the left-hand part of the beam as free body [Fig.1.5(b)], we see that the action of the removed part of the beam (that is, the right-hand part) upon the left-hand part must be such as to hold the left-hand in equilibrium. The distribution of stresses over the cross section  $mn$  is not known at this stage in our study, but we do know that the resultant of these stresses must be such as to equilibrate the load  $P$ . It is convenient to resolve the resultant into an *axial force*  $N$  acting normal to the cross section and passing through the centroid of the cross section, a shear force  $V$  acting parallel to the cross section, and a *bending moment*  $M$  acting in the plane of the beam.

The axial force, shear force, and bending moment acting at a cross section of a beam are known as stress resultants. For a statically determinate beam, the stress resultants can be determined from equations of equilibrium. Thus, for the cantilever

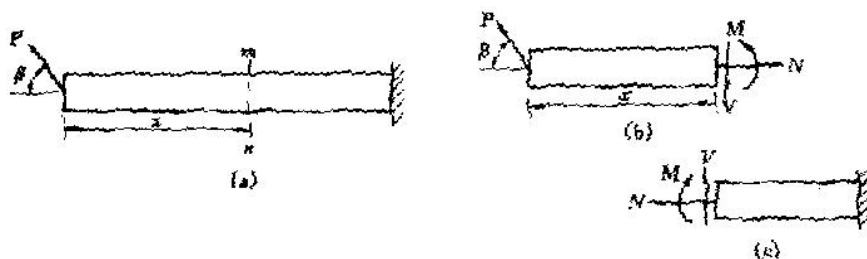


Fig. 1.5 Stress resultants  $N$ ,  $V$ , and  $M$



beam pictured in Fig.1.5, we may write three equations of statics for the free-body diagram shown in the second part of the figure. From summations of forces in the horizontal and vertical directions we find, respectively,

$$N = P \cos \beta \quad V = P \sin \beta$$

and, from a summation of moments about an axis through the centroid of cross section  $mn$ , we obtain  $M = Px \sin \beta$

where  $x$  is the distance from the free end to section  $mn$ . Thus, through the use of a free-body diagram and equations of static equilibrium, we are able to calculate the stress resultants without difficulty. The stress in the beam due to the axial force  $N$  acting alone have been discussed in the text of Unit.2; Now we will see how to obtain the stresses associated with bending moment  $M$  and the shear force  $V$ .

The stress resultants  $N$ ,  $V$  and  $M$  will be assumed to be positive when they act in the directions shown in Fig.1.5(b). This sign convention is only useful, however, when we are discussing the equilibrium of the left-hand part of the beam is considered, we will find that the stress resultants have the same magnitudes but opposite directions [see Fig.1.5(c)]. Therefore, we must recognize that the algebraic sign of a stress resultant does not depend upon its direction in space, such as to the left or to the right, but rather it depends upon its direction with respect to the material against which it acts. To illustrate this fact, the sign conventions for  $N$ ,  $V$  and  $M$  are repeated in Fig.1.6, where the stress resultants are shown acting on an element of the beam.

We see that a positive axial force is directed away from the surface upon which it acts (tension), a positive shear force acts clockwise about the surface upon which it acts, and a positive bending moment is one that compresses the upper part

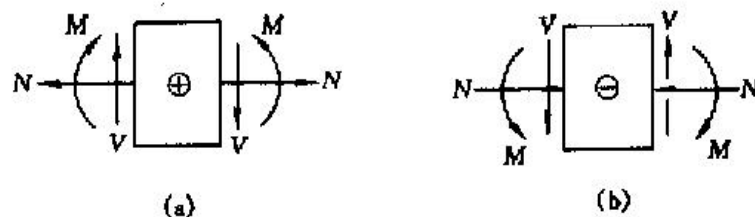


Fig. 1.6 Sign conventions for stress resultants

of the beam.

**Example**

A simple beam AB carries two loads , a concentrated force P and a couple Mo, acting as shown in Fig.1.7(a). Find the shear force and bending moment in the beam at cross sections located as follows: (a) a small distance to the left of the middle of the beam and (b) a small distance to the right of the middle of the beam .

**Solution**

The first step in the analysis of this beam is to find the reactions RA and RB. Taking moments about ends A and B gives two equations of equilibrium, from which we find

$$R_A = 3P/4 - M_0/L \quad R_B = P/4 + M_0/L$$

Next, the beam is cut at a cross section just to the left of the middle, and a free-body diagram is drawn of either half of the beam. In this example we choose the left-hand half of the beam, and the corresponding diagram is shown in Fig.1.7(b). The force p and the reaction RA appear in this diagram, as also do the unknown shear force V and bending moment M, both of which are shown in their positive directions. The couple Mo does not appear in the figure because the beam is cut to the left of the point where Mo is applied. A summation of forces in the vertical direction gives

$$V = R - P = -P/4 - M_0/L$$

Which shown that the shear force is negative; hence, it acts in the opposite direction to that assumed in Fig.1.7(b). Taking moments about an axis through the cross section where the beam is cut [Fig.1.7(b)] gives

$$M = R_A L/2 - PL/4 = PL/8 - M_0/2$$

Depending upon the relative magnitudes of the terms in this equation, we see that the bending moment M may be either positive or negative .

To obtain the stress resultants at a cross section just to the right of the middle, we cut the beam at that section and again draw an appropriate free-body diagram [Fig.1.7(c)]. The only difference between this diagram and the former one is that the

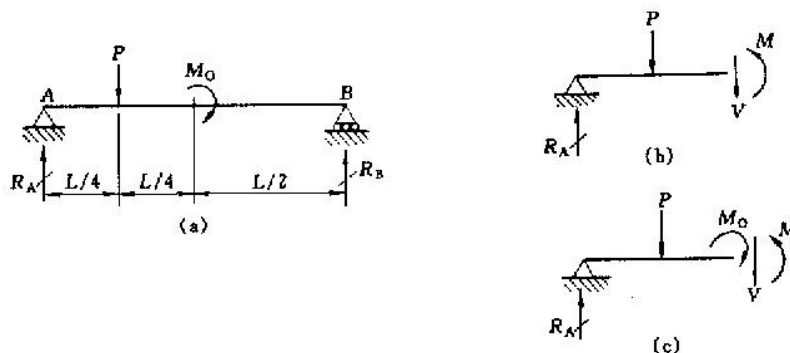


Fig. 1.7 A simple beam

couple  $M_0$  now acts on the part of the beam to the left of the cut section. Again summing force in the vertical direction, and also taking moments about an axis through the cut section, we obtain

$$V = -P/4 - M_0/L \qquad M = PL/8 + M_0/2$$

We see from these results that the shear force does not change when the section is shifted from left to right of the couple  $M_0$ , but the bending moment increases algebraically by an amount equal to  $M_0$ .

( Selected from: Stephen P.Timoshenko and James M. Gere, Mechanics of materials, Van Nostrand reinhold Company Ltd.,1978.)

## 附录 2

### 应力应变

#### 1、 材料力学的介绍

材料力学是应用力学的分支，它是研究受到各种类型载荷作用的固体物。材料力学所用的方面就我们所知道的材料名称包括：材料强度和可变形物体的力学。在本书中考虑的固体物有受轴向载荷的杆、轴、梁和柱以及用这些构件所组成的结构。通常我们分析物体由于载荷所引起的应力集中、应变和变形作为目的。如果这些是能够获得增长直到超载的重要性。我们就能够获得这种物体的完整的机械行为图。

理论分析和实验结论是研究材料力学的相当重要的角色。在许多场合，我们要做出逻辑推理获得机械行为的公式和方程。但是同时我们必须认识到这些公式除非已知这些材料的性质，否则不能用于实际方法中，这些性质只有通过一些合适的实验之后才能用。同样的，许多重要的问题也不能用理论的方法有效的处理，只有通过实验测量才能实际应用。材料力学的发展历史是理论与实验极有趣的结合。在一些情况下是指明了得以有用结果的道路，在另一些情况下则是理论来做这些事。例如著名人物莱昂纳多·达·芬奇（1452-1519）和伽利略·加能（1564-1642）做实验以确定铁丝、杆、梁的强度。尽管他们没有得出足够的理论（以今天为标准）来解释他们的那些实验结果。相反的，著名的数学家利昂哈德·尤勒（1707-1783）在1744年就提出了柱体的数学理论计算出其极限载荷，而过了很久才有实验证明其结果的重要性。虽然其理论结果并没有留存多少年，但是在今天他仍是柱体理论的基本形式。

随着研究的不断深入，把理论推导和在实验上已确定的材料性质结合起来形容的重要性是很显然的。然后，调查研究简单结构元件承受拉力、压力和剪切的性质。

#### 2、 应力

应力和应变的概念可以用图解这种方法。考虑等截面杆发生的延伸。[如

图 1.4(a)].等截面杆沿长度方向和轴线方向延伸。在这个图中的杆假设在它的两端承受轴向载荷  $P$  致使产生一致的延伸，即杆的拉力。通过杆的假想（ $mm$ ）截面是垂直于轴的直角面。我们可以分离出杆的一个自由体作为研究对象[图 1.4(b)]. 在右边的端点上为拉力  $P$  的作用，而在另一端是被移走的杆上的一部分作用在这部分上的力。这些力分布在截面的表面上。强度就是单位面积上的载荷叫应力，用希腊字母  $\sigma$  表示。假设应力均匀连续分布在横截面上[看图 1.4(b)]。而且在图 1.4(b)中看到物体的平衡，我们能够得出这样的合力在大小上必须等于相反方向的载荷  $P$ 。我们得到等截面杆的应力均匀分布的方程式：
$$\sigma = P/A$$

这个方程式表明应力是在面积上分成微分载荷。例如  $N/mm$  或  $psi$ 。当杆被载荷  $P$  拉伸，可以用数值来表示。因此产生的应力为拉应力。如果载荷是相反的方向，造成杆的压缩，这就叫压应力。

方程（1.3）所必须具备的条件就是应力  $\sigma$  均匀分布在杆的面上。轴向载荷  $P$  通过截面的形心，这个条件必须实现。可以用静力学来说明：当加载  $P$  不能经过形心，将会导致杆的弯曲，而且有一个更复杂的分析。在本书过程中，如果没有特别说明，我们假定的所有轴向力都作用在横截面的形心上。同样的，除另外的状态，当我们对图 1.4 讨论时，对于一般地物体本身是重可忽略。

### 3、 应变

由于轴向载荷使杆伸长的总量是用希腊字母  $\epsilon$  表示[看图 1.4(a)]。单位长度的伸长即应变。得到方程式  $\epsilon = \sigma / E$   $E$  为杆的弹性模量。

注意到应变是非空间的量，从方程(1.4)可以获得准确的应变。应变在整个杆的长度上是一致的。如果拉伸，应变庄稼汉叫拉应变，它使材料伸长或延长；如果杆是缩短的，应变就叫压应变，将会使杆的两端距离缩小。（从选出：史蒂芬.Timoshenko 和詹姆士 M.盖尔，材料力学，NostrandReinhold 厢式客货两用车有限公司，1978）

#### 平衡梁的剪力和弯矩

让我们来共同探讨像图 1.5(a)所示悬梁自由端在倾斜拉力  $P$  的作用下的问题。如果将平衡梁在截面  $mn$  处截断且将其左边部分作为隔离体（图 1.5 (b)。可以看出隔离体截面（右边）的作用力必须和左边的作用力平衡，截面

mn 处应力的分布情况我们现阶段是不知道的，但我们知道这些应力的合力必须和拉力  $P$  平衡。按常规可将合力分解成为通过质点作用于横截面的轴向应力  $N$ 、平行于截面的剪切力  $V$  和作用在平衡梁平面中的弯矩  $M$ 。

作用在截面上的轴向应力、剪切力和弯曲应力就是应力的合成力。比如静止的固定梁合成力可由平衡方程得出，如图 1.5 所示悬臂梁结构。这样就可以得到图形另一部分中的图示自由部分的三个平衡方程式。由水平合力和垂直合力的方向，可得： $N=P\cos\beta$  如果将平衡梁在截面 mn 处截断且将其左边部分作为隔离体（图 1.5 (b)）。可以看出隔离体截面（右边）的作用力必须和左边的作用力平衡，截面 mn 处应力的分布情况我们现阶段是不知道的，但我们知道这些应力的合力必须和拉力  $P$  平衡。按常规可将合力分解成为通过质点作用于横截面的轴向应力  $N$ 、平行于截面的剪切力  $V$  和作用在平衡梁平面中的弯矩  $M$ 。

作用在截面上的轴向应力、剪切力和弯曲应力就是应力的合成力。比如静止的固定梁合成力可由平衡方程得出，如图 1.5 所示悬臂梁结构。这样就可以得到图形另一部分中的图示自由部分的三个平衡方程式。由水平合力和垂直合力的方向，可得：

$$N=P\cos\beta \quad V=P\sin\beta$$

如果将平衡梁在截面 mn 处截断且将其左边部分作为隔离体（图 1.5 (b)）。可以看出隔离体截面（右边）的作用力必须和左边的作用力平衡，截面 mn 处应力的分布情况我们现阶段是不知道的，但我们知道这些应力的合力必须和拉力  $P$  平衡。按常规可将合力分解成为通过质点作用于横截面的轴向应力  $N$ 、平行于截面的剪切力  $V$  和作用在平衡梁平面中的弯矩  $M$ 。

作用在截面上的轴向应力、剪切力和弯曲应力就是应力的合成力。比如静止的固定梁合成力可由平衡方程得出，如图 1.5 所示悬臂梁结构。这样就可以得到图形另一部分中的图示自由部分的三个平衡方程式。由水平合力和垂直合力的方向，可得： $N=P\cos\beta \quad V=P\sin\beta$

$$\text{由通过截面 mn 质心的轴向总弯矩，可得 } M=Pxsin\beta$$

其中  $x$  是自由端到截面 mn 的距离。因此，通过隔离体图解和静态平衡方程，可简单地计算出各合成力。属于单独作用的轴向应力  $N$  的应力已经在第二单元讨论过了，在这里我们将讨论怎样解出与这些应力有关的弯矩  $M$  和剪切力  $V$ 。

假设如图 1.5(b)所示合成力  $N$ 、 $V$  和弯矩  $M$  的作用方向为正，当我们在讨论梁左半部分受力平衡时，符号很重要的。如果考虑到右半部分时我们会发现

合成力大小相等且方向相反，如图 1.5(c)，然而，我们必须意识到应力的代数符号不是取决于应力的空间方向，如左、右之类而更取决于与其作用的材料有关的方向。为了说明事实，应力  $N$ 、 $V$  和弯矩  $M$  的规定方向在图 1.6 平衡梁微元中反复使用。

大家知道轴向应力：以弯矩压缩梁的上部为正，从它作用的面指向外为正（拉伸）剪切力是其作用面内顺时针作用为正。

### 例题

剪支梁  $AB$  受集中应力  $P$  和弯矩  $M_0$  的作用。如图 1.7 (a) 所示，在下面条件下在梁截面中求剪切力和弯曲应力，

(a) 距中心左侧微小距离 (b) 距中心点右侧微小距离

解：首先分析平衡梁，求出支反力  $R_A$  和  $R_B$ 。由  $AB$  两点的弯矩得两平衡方程。

由下式求得

$$R_A = 3P/4 - M_0/L \quad R_B = P/4 + M_0/L$$

梁中点截面左侧，梁两侧自由体图解已给出，此外我们选择梁的左侧详细图如图 1.7(b) 所示。此图中应力  $P$ 、支反力  $R_A$ ，还有未知剪力  $V$  和弯矩  $M$ ，这两个力是反方向的，弯矩  $M_0$  没有标出，因为平衡梁刚好被从  $M_0$  作用点截开。垂直方向的总力为

$$V = R - P = -P/4 - M_0/L$$

这个方向表明剪力  $V$  是反方向的，因此，它的作用方向如图 1.7(b) 所假设。由切割处的轴向弯矩可得：

$$M = RAL/2 - PL/4 = PL/8 - M_0/2$$

由方程中两项的大小关系可以看出弯矩  $M$  可能是负的。为了得到截面右侧的应力合力，将平衡梁用如上方法切开，其隔离体如图 1.7(c) 所示，此图和前者的唯一不同之处是弯矩  $M_0$  作用在这物体左侧截面处，再由垂直方向的合力和截面处的轴向弯矩得：

$$V = -P/4 - M_0/L \quad M = PL/8 + M_0/2$$

综上所述，剪彩应力不会随着截面从左侧到有  $M_0$  作用的右侧的改变而改变，但是弯矩代数值增加到了与  $M_0$  相等。

（从中选出来：史蒂芬盖尔，P. Timoshenko 和詹姆士 M. 材料力学，reinhold Nostrand 厢式客货两用车有限公司，1978。）