

# 毕业设计(论文)

## 带位移电反馈的二级电液比例节流阀设计

The design of two stage electro-hydraulic proportional throttle valve with displacement electricity feedback

学生姓名

学院名称

专业名称

指导教师

机电工程学院

机械设计制造及其自动化

## 徐州工程学院学位论文原创性声明

本人郑重声明：所呈交的学位论文，是本人在导师的指导下，独立进行研究工作所取得的成果。除文中已经注明引用或参考的内容外，本论文不含任何其他个人或集体已经发表或撰写过的作品或成果。对本文的研究做出重要贡献的个人和集体，均已在文中以明确方式标注。

本人完全意识到本声明的法律结果由本人承担。

论文作者签名：\_\_\_\_\_ 日期：\_\_\_\_\_年\_\_\_\_月\_\_\_\_日

## 徐州工程学院学位论文版权协议书

本人完全了解徐州工程学院关于收集、保存、使用学位论文的规定，即：本校学生在学习期间所完成的学位论文的知识产权归徐州工程学院所拥有。徐州工程学院有权保留并向国家有关部门或机构送交学位论文的纸本复印件和电子文档拷贝，允许论文被查阅和借阅。徐州工程学院可以公布学位论文的全部或部分内容，可以将本学位论文的全部或部分内容提交至各类数据库进行发布和检索，可以采用影印、缩印或扫描等复制手段保存和汇编本学位论文。

论文作者签名：\_\_\_\_\_ 导师签名：\_\_\_\_\_

日期：\_\_\_\_\_年\_\_\_\_月\_\_\_\_日 日期：\_\_\_\_\_年\_\_\_\_月\_\_\_\_日

## 摘要

电液比例技术发展迅猛,以其控制精度较高、结构简单、成本合理等优点在工业生产中获得了越来越广泛的应用,它的发展程度也可从一个侧面反映一个国家液压工业技术的水平,因而日益受到各国工业界的重视。

本设计的课题是二级电液比例节流阀。在对该阀各部分的结构、原理及性能参数进行详细分析的基础上,完成了功率级为二通插装阀,先导级为电液比例三通减压溢流阀,通径为 34mm,最大流量为 480L/min,进油口额定工作压力为 33.5MPa,出油口额定工作压力为 30.5MPa 的电液比例节流阀的结构设计与参数设计。

利用 UG 进行运动仿真实验,使设计更加的合理。

**关键词** 电液比例节流阀; 比例电磁铁; 插装阀; 减压溢流阀; UG 运动仿真

## Abstract

The technology of electro-hydraulic proportional develops swiftly and violently, it has more and more come the widespread application in the industrial production by its precision control, the simply structure, the reasonable cost and so on, its degree of development also might reflect a national hydraulic pressure industrial technology level from a side, so this technology received more and more value by the various countries' industrial field.

The topic of this graduation project is two stage electro-hydraulic proportional throttle valve. This design will first carry on detailed analysis to the structure, principle and function parameter of various part of this kind of valve, then complete the structural design and the parameter design of the two stage electro-hydraulic proportional throttle valve ,this valve's main stage is cartridge valve ,its forerunner stage is three contacts reduced pressure overflow valve .This valve's rectum is 32mm,and its max regulated flow is 480L/min,the oil input port fixed working pressure is 31.5MPa, the output port fixed working pressure is 30.5MPa.

Using UG motion simulation experiment to make the design more reasonable

**Keywords** Electro-hydraulic proportional throttle valve Cartridge valves Proportion electro-magnet ratio electromagnet pressure overflow valve UG movement simulation

## 目 录

摘要.....	I
Abstract.....	II
1 绪论.....	1
1.1 背景及意义.....	1
1.1.1 电液比例阀的发展阶段.....	1
1.1.2 电液比例技术在我国的发展状况.....	1
1.1.3 电液比例技术在国外发展境况.....	2
1.2 电液比例阀的特点与分类.....	2
1.3 设计参数.....	4
2 流量阀控制流量的一般原理.....	5
2.1 流量控制的基本原理.....	5
2.2 流量阀的控制方式.....	5
2.3 本设计中节流阀的参数.....	5
2.4 主阀阀芯节流口形式确定.....	6
3 比例节流阀结构设计.....	7
3.1 插装阀介绍.....	7
3.1.1 插装阀的组成.....	7
3.1.2 插装阀的优点.....	7
3.2 控制盖板的设计.....	8
3.3 插装式主阀设计.....	9
3.3.1 主阀阀套的设计.....	9
3.3.2 主阀阀芯的设计.....	11
3.3.3 插装式主阀面积比的确定.....	12
3.3.4 主阀阀芯的受力分析.....	13
3.4 先导阀设计.....	17
3.4.1 减压阀的分类.....	17
3.4.2 减压阀的工作原理.....	18
3.4.3 先导阀阀芯详细受力分析.....	20
3.4.4 先导阀溢流部分的设计.....	23
3.4.5 先导阀的连接方式.....	24
3.5 弹簧的选用.....	24
3.5.1 主阀弹簧参数的确定.....	24
3.5.2 先导阀弹簧参数的确定.....	25

3.6 公差与配合的确定.....	25
3.7 比例放大器.....	26
3.7.1 比例放大器的分类.....	26
3.7.2 电液比例控制元件对比例放大器的要求.....	27
3.7.3 比例放大器的基本控制电路.....	27
3.8 比例电磁铁.....	28
3.8.1 电-机械转换器分类.....	28
3.8.2 比例电磁铁.....	29
3.8.3 比例电磁铁的分类.....	29
3.8.4 比例电磁铁应满足的要求.....	30
3.8.5 比例电磁铁的位移-力和电流-力特性.....	30
3.8.6 比例电磁铁位移-力特性的实现原理.....	31
3.9 结构设计小结.....	31
4 节流阀工作总原理分析及其性能参数指标.....	32
4.1 原理分析.....	32
4.2 静态性能指标.....	33
4.3 动态性能指标.....	34
5 电液比例控制系统.....	35
5.1 反馈的概念.....	35
5.2 闭环控制与开环控制.....	35
5.3 电液比例控制系统的组成.....	36
5.4 电液比例控制系统的特点.....	37
5.5 比例控制系统的分类.....	37
5.6 比例控制系统的发展趋势.....	38
5.7 小结.....	38
6 利用 UG 进行运动仿真.....	39
结论.....	43
致谢.....	44
参考文献.....	45

# 1 绪论

## 1.1 背景及意义

### 1.1.1 电液比例阀的发展阶段

比例控制技术产生于20世纪60年代末,那时的电液伺服技术已日趋完善,由于伺服阀的快速响应及较高的控制精度,以及明显的技术优势,伺服阀迅速在高精度、快速响应的领域中,如航天、航空、轧钢设备及实验设备等中取代了传统的机电控制方式。但由于电液伺服阀成本高、应用和维护条件苛刻,难以被工业界接受。在很多工业应用场合并不要求太高的控制精度或响应性,而要求发展一种廉价、节能、维护方便、适应大功率控制及具有一定控制精度的控制技术。这种需求导致了比例技术的诞生并促进了其发展。而现代电子技术和测试技术的发展为工程界提供了可靠而廉价的检测、校正技术。

1967年瑞士Beringer公司生产的KL比例复合阀标志着比例控制在液压系统中应用的正式开始,主要是将比例型的电-机械转换器(比例电磁铁)应用于工业液压阀。比例技术的发展大致可分为以下三个阶段:

(1)从1967年瑞士Beringer公司生产K1比例复合阀起,到70年代初日本油研公司申请了压力和流量两项比例阀专利为止,标志着比例技术的诞生时期即第一阶段。

(2)1975年到1980年间,采用各种内反馈原理的比例元件大量问世,耐高压比例电磁铁和比例放大器在技术上也日趋成熟。可以认为比例技术的发展进入了第二阶段。

(3)80年代,比例元件的设计原理进一步完善,采用了压力、流量、位移内反馈、动压反馈及电校正等手段,使阀的稳态精度、动态响应和稳定性都有了进一步的提高。比例技术的发展进入了第三阶段。

电液比例阀是以传统的工业用液压控制阀为基础,采用模拟式电气-机械转换装置将电信号转换为位移信号,连续地控制液压系统中工作介质的压力、方向或流量的一种液压元件。此种阀工作时,阀内电气-机械转换装置根据输入的电压信号产生相应动作,使工作阀阀芯产生位移,阀口尺寸发生改变并以此完成与输入电压成比例的压力、流量输出。阀芯位移可以以机械、液压或电的形式进行反馈。

### 1.1.2 电液比例技术在我国的发展状况

我国电液伺服技术始于上世纪六十年代,到七十年代有了实际应用产品,目前约有年生产能力2000台;电液比例技术到七十年代中期开始发展,现有几十种品种、规格的产品,约形成有年生产能力5000台。但是总的来看,我国电液伺服比例技术与国际水平比有较大差距,主要表现在:缺乏主导系列产品,现有产品型号规格杂乱,品种规格不全,并缺乏足够的工业性试验研究,性能水平较低,质量不稳定,可靠性较差,以及存在二次配套件的问题等,都有碍于该项技术进一步地扩大应用。

基于以上所述,本设计将对电液比例阀中的一类——二级电液比例节流阀进行设计。该阀的功率级为二通插装阀,先导级为电液比例三通减压溢流阀。

### 1.1.3 电液比例技术在国外发展境况

在国外,近年来比例阀出现了复合化的趋势,极大地提高了比例阀(电反馈)的工作频宽。所以在基础阀的基础上,其他一些国家发展出了先导式电反馈比例方向阀系列,它与定差减压阀或溢流阀的压力补偿功能块进行组合,构成电反馈比例方向流量复合阀,可进一步取得与负载协调和节能效果。

随着微电子技术和数学理论的发展,国外比例阀技术已达到比较完善的程度,已形成完整的产品品种、规格系列,并对已成熟的产品进一步扩大应用,在保持原基本性能与技术指标的前提下,向着简化结构、提高可靠性、降低制造成本及“四化”(通用化、模块化、组合化、集成化)的方向发展,以实现规模经济生产,降低制造成本。

由此可见我国的电液比例技术与国际上海存在着很大的差距,我国的科技人员还要继续努力才能不被国际市场淘汰。

## 1.2 电液比例阀的特点与分类

比例阀把电的快速性、灵活性等优点与液压传动力量大的优点结合起来,能连续地、按比例地控制液压系统中执行元件运动的力、速度和方向,简化了系统,减少了元件的使用量,并能有效的防止在压力或速度变换时产生冲击现象。比例阀主要用在没有反馈的回路中,对有些场合,如进行位置控制或需要提高系统的性能时,电液比例阀也可作为信号转换器与放大元件组成闭环控制系统。

比例阀与开关阀相比,比例阀可以简单地对油液压力、流量和方向进行远距离的自动连续控制或程序控制,而且响应快,工作平稳,自动化程度高,容易实现编程控制,控制精度高,能大大提高液压系统的控制水平。与伺服阀相比,电液比例阀虽然动静态性能差些,但使用元件较少,结构简单,制造比电液伺服阀容易,价格低,效率也比伺服阀高(伺服控制系统的负载压力仅为供油压力的 $2/3$ ),系统的节能效果好,但使用条件、保养和维护与一般液压阀相同,可以大大地减少由污染而造成的工作故障,从而提高了液压系统的工作稳定性和可靠性。

比例控制元件的种类繁多,性能各异,有多种不同的分类方法。

(1)按液压放大级的级数来分,又可分为直动式和先导式。直动式是由电—机械转换元件直接推动液压功率级。由于受电—机械转换元件的输出力的限制,直动式比例阀能控制的功率有限,一般控制流量都在 $15\text{L}/\text{min}$ 以下。先导控制式比例阀由直动式比例阀与能输出较大功率的主阀级构成。前者称为先导阀或先导级,后者称主阀功率放大级。根据功率输出的需要,它可以是二级或三级的比例阀。二级比例阀可以控制的流量通常 $500\text{L}/\text{min}$ 以下。比例插装阀可以控制的流量达 $1600\text{L}/\text{min}$ 。

(2) 按其控制功能来分类,可分为比例压力控制阀,比例流量控制阀、比例方向阀(比例方向流量阀)和比例复合阀。前两者为单参数控制阀,后两种为多参数控制阀。比例方向阀能同时控制流体运动的方向和流量,是一种两参数控制阀。还有一种被称作比例压力流量阀的两参数控制阀,能同时对压力和流量进行比例控制。有些复合阀能对单个执行器或多个执行器实现压力、流量和方向的同时控制。

(3) 按比例控制阀的内含的级间反馈参数或反馈物理量的形式来分可分为带反馈或不带反馈型。不带反馈型一类,是从开关式或定值控制型的传统阀上加以改进,用比例电磁铁代替手轮调节部分而成;带反馈型一类,是借鉴伺服阀的各种反馈控制发展起来的。它保留了伺服阀的控制部分,降低了液压部分的精度要求,或对液压部分重新设计而构成。因此,有时也被称作廉价伺服阀。反馈型又分为流量反馈、位移反馈和力反馈。也可以把上述量转换成相应的其它量或电量再进行级间反馈,又可构成多种形式的反馈型比例阀。例如,有流量一位移一力反馈、位移电反馈、流量电反馈等。凡带有电反馈的比例阀,控制它的电控器需要带能对反馈电信号进行放大和处理的附加电子电路。

(4) 按比例阀主阀芯的型式来分,又可分为滑阀式和插装式。滑阀式是在传统的三类阀的基础上发展起来的;而插装式是在二通或三通插装元件的基础上,配以适当的比例先导控制级和级间反馈联系组合而成。由于它具有动态性能良好,集成化程度高,流通量大等优点,是一种很有发展前途的比例元件。

(5) 按其生产过程还可分为两类:一类是在电液伺服阀的基础上简化结构、降低制造精度,从而以低频宽和低静态指标换得成本的低廉,用于对频宽和控制精度要求不高的场合。另一类是在传统的液压阀基础上,配上廉价的螺管式比例电磁铁进行控制。

### 1.2.1 比例流量阀分类(参见文献<sup>[1]</sup> 443-445页)

比例流量阀是一种输出流量与输入信号成比例的液压阀,这类阀可以按给定的输入电信号连续的、按比例的控制液流的流量。

(1) 电液比例节流阀 电液比例节流阀属于节流控制功能阀类,其通过流量与节流口开度大小有关,同时受到节流口前后压差的影响;

(2) 调速阀 一般由电液比例节流阀加压力补偿器或流量反馈元件组成。压力补偿器使节流口两端的压差基本保持为常值,使通过调速阀的流量只取决于节流口的开度,属于流量控制功能阀类。

(3) 电液比例流量压力复合控制阀 将电液比例压力阀和电液比例流量阀复合在一个控制阀中,构成了一个专用阀,也称为PQ阀,在塑机控制系统中得到广泛应用。

本设计将要设计的是上述分类中的第一类——电液比例节流阀。

### 1.2.2 电液比例节流阀的分类

(1) 直动式电液比例节流阀(详细介绍参见文献<sup>[1]</sup>348-352页)

a. 普通型直动式电液比例节流阀 力控制型比例电磁铁直接驱动节流阀阀芯，阀芯相对于阀体的轴向位移与比例电磁铁的输入电信号成比例。此种阀结构简单、价廉。滑阀机能具有常开式、常闭式，但由于没有压力或其他检测补偿措施，工作时受摩擦力及液动力的影响以致控制精度不高，适宜低压小流量系统采用。

b. 位移电反馈型直动式电液比例节流阀 与普通型直动式电液比例节流阀的差别在于增设了位移传感器，用于检测阀芯的位移。通过检测阀芯的位移，通过电反馈闭环消除干扰力的影响，以得到较高的控制精度。此种阀结构更加紧凑，但由于比例电磁铁的功率有限，所以此种阀主要用于小流量系统的控制。

## (2) 先导式电液比例节流阀

有位移—力反馈型、位移电反馈型及位移流量反馈型和三级控制型等多种形式。

a. 位移力反馈型先导式电液比例节流阀 整个阀的基本工作特征是利用主阀芯位移—力反馈和级间（功率级和先导级间）动压反馈原理实现控制。位移力反馈型先导式电液比例节流阀结构简单紧凑，主阀行程不受电磁铁位移的限制，但由于也未进行压力检测补偿反馈，所以其通过流量仍与阀口压差相关。

b. 位移电反馈型先导式电液比例节流阀 由带位移传感器的插装式主阀与三通先导比例减压阀组成。本设计将要设计的就是这一类阀。

c. 三级控制型大流量电反馈电液比例节流阀 对于34通径以上的比例节流阀，为了保持在一定的动态响应、较好的稳态精度，可采用三级控制方案，即通过经二级液压放大的液压信号，再去控制第三级阀芯的位移（详见文献<sup>[2]</sup>350页）。

## 1.3 设计参数

- (1) 节流阀额定进口压力为33.5MPa；
- (2) 额定出口压力为30.5MPa.；
- (3) 通径34mm；
- (4) 最大流量480L/min；
- (5) 静密封可靠使用压力35MPa，动密封可靠使用压力10MPa。

## 2 流量阀控制流量的一般原理

本次设计的阀是电液比例节流阀，最终控制的是液压系统中的流量，即实现节流，故下面将对流量控制的基本原理进行阐述。

### 2.1 流量控制的基本原理

控制原理通过查文献<sup>[3]</sup>的 102 页，得以下这个公式：

$$q_T = CX_R (p_1 - p_2)^\varphi = CX_R \Delta p^\varphi \quad \text{式 (2-1)}$$

式中：

$q_T$  —— 流量阀控制的流量；

$C$  —— 与节流口形状、油液密度和和油温相关的系数，具体数值应该由实验得出。在一定的温度下，对于确定的阀口和工作介质， $C$  可视为常数；

$A_T$  —— 为节流口的通流截面积，与阀口的形状与阀芯位移有关；

$\Delta p$  —— 节流口前后的压差；

$\varphi$  —— 由节流口形状决定的节流阀参数，其值在 0.5~1.0 之间，应由实验求得。

由式(2-1)可知，通过节流阀的流量是和节流口前后的压差、油温以及节流口的形状等因素密切有关的。

### 2.2 流量阀的控制方式

#### (1) 节流控制

如式(2-1)中， $C$  为常数，因此一般不能对它进行调节，而控制  $\Delta P$  来调节流量很不方便，一般只能通过调节  $X_R$  的办法来控制流量。当只调节  $X_R$  来控制流量时就是所谓的节流控制。在这种方式下，当节流阀的通流截面积调整以后，在实际使用时由于负载及其他不稳定的因素的存在，节流口前后的压差也在变化，就会干扰节流阀通流，使流量不稳定。式中  $\varphi$  越大， $\Delta P$  的变化对  $q_T$  的影响也就越大。一般来说节流口为薄壁孔时  $\varphi \approx 0.5$ ，细长孔时  $\varphi \approx 1$ 。故为了增大流量控制准确性，减小对  $q_T$  的影响，本设计中的节流口采用薄壁孔形式。

#### (2) 调速控制

在要求较高的场合，采用减压阀来保持节流口前后的压力差恒定。由于不会有不稳定的压差对流量造成影响，因而流量将与通流截面积成较好的线性关系，这就是所谓的流量控制或调速控制，相应的阀称为调速阀。

### 2.3 本设计中节流阀的参数

由于本设计中节流阀的节流口采用薄壁孔的形式，故式(2-1)中  $\varphi$  为 0.5，因而式(2-1)变为下式：

$$q_T = CX_R \sqrt{\Delta p} \quad \text{式(2-2)}$$

本设计拟定调节  $X_R$  的方法是将阀芯置于阀套之中, 阀芯圆周上开有一定面积梯度的沟槽, 移动阀芯将得到不同的  $X_R$ , 进而将得到不同的流量  $q_T$ , 这也是本设计中节流主阀实现节流功能的基本原理。

## 2.4 主阀阀芯节流口形式确定

节流口的形式及其特性在很大程度上决定着流量控制阀的性能。是流量阀的关键部位, 几种常用节流口形式为(参见文献<sup>[4]</sup>109页):

(1) 针阀式节流口 针阀做轴向移动时, 调节了环形通道的大小, 由此改变了流量。这种结构加工简单, 但节流口长度大, 水力半径小, 易堵塞, 流量受油温影响较大。一般用于对性能要求不高的场合。

(2) 偏心式节流口 在阀芯上开一个截面为三角形(或矩形)的偏心槽。当转动阀芯时, 就可以改变通道大小, 由此调节流量。这种节流口的性能与针阀式节流口相同, 但容易制造。其缺点是阀芯上的径向力不平衡, 旋转阀芯时较费力, 一般用于压力较低、流量较大和流量稳定性要求不高的场合。

(3) 轴向三角槽式节流口 在阀芯端部开有一个或两个斜三角槽, 轴向移动阀芯就可以改变三角槽通流面积从而调节流量。在高压阀中有时在轴端铣两个斜面来实现节流。这种节流口水力半径较大。

(4) 缝隙式节流口 阀芯上开有狭缝, 油液可以通过狭缝流入阀芯内孔, 从旁侧的孔流出。旋转阀芯可以改变缝隙的通流面积大小。这种节流口可以做成薄刃结构, 从而获得较小的流量, 但是阀芯受径向不平衡力作用, 故只在低压节流阀中采用。

(5) 轴向缝隙式节流口 在套筒上开有轴向缝隙, 轴向移动阀芯就可改变缝隙的通流面积大小。这种节流口可以做成单薄刃或双薄刃式结构, 流量对温度不敏感。在小流量时水力半径大, 故小流量时稳定性好, 可用于性能要求较高的场合, 但节流口在高压下易变形, 使用时应改变结构刚度。

本设计中阀的设计要求为通径 34mm, 属于大流量应用场合, 且流量控制精度要求较高, 故针阀式节流口不适用; 该阀拟定工作压力为 33.5MPa, 属于高压应用场合, 因此缝隙式节流口和轴向缝隙式节流口这两种只适合在低压的情况下的节流口不适合; 由于阀芯运动形式为轴向运动, 故需要转动阀芯才能可以改变通道大小, 并以此调节流量的偏心式节流口不适合。因此, 本设计中节流口最终确定采用轴向三角槽式节流口。

## 3 比例节流阀结构设计

由于电液比例节流阀的设计参数要满足的要求为：电液比例节流阀通径 34mm，最大流量 480L/min，因此该阀属于高压大流量阀，而工业上插装阀以其通流能力大、密封性能好、组装灵活等特点，已取代滑阀式结构成为该领域内的主导控制阀品种。因此，在本设计中节流阀的主阀采用插装式结构。

### 3.1 插装阀介绍

插装阀的主要产品是二通盖板式插装阀，它是在 20 世纪 70 年代，根据各类控制阀阀口在功能上或是固定、或是可调、或是可控液阻的原理，发展起来的一类覆盖压力、流量、方向以及比例控制等的新型控制阀类。

插装阀的基本构件为标准化、通用化、模块化程度很高的插装式阀芯、阀套、插装孔和适应各种控制功能的盖板组件，具有涌流能力大、液阻小、密封性好、响应快及控制自动化等优点。

由于插装阀是一种标准化的阀，所以阀的一些关键尺寸必须符合相关规定。在我国，插装阀必须符合 GB2877-81 二通插装阀安装尺寸。

#### 3.1.1 插装阀的组成

一般由插装主阀、控制盖板、通道块三部分组成。

插装主阀由阀套、弹簧、阀芯（一般为锥阀芯）及相关密封件组成，可以看成是两级阀的主级，有多种面积比和弹簧刚度，主要功能是控制主油路中油流方向、压力和流量；

控制盖板上根据插装阀的不同控制功能，安装有相应的先导控制级元件；

通道块既是插入元件及安装控制盖板的基础阀体，又是主油路和控制油路的连通体。

#### 3.1.2 插装阀的优点

(1) 插装阀有一个重要优点即标准化程度高，系统设计运用灵活。将一个或若干个插装元件进行不同组合，并配以相应的先导控制级，就可以组成方向控制、压力控制、流量控制或复合控制等控制单元，内阻小，适宜大流量工作；

(2) 由于实现了液压装置紧凑集成化，可大幅度地缩小安装空间与占地面积，与常规的液压装置相比结构更简单，且成本降低而可靠性提高，工作效率也相应提高；

(3) 有良好的响应性，能实现高速转换；

(4) 由于是阀座式结构，内部泄漏非常小，没有卡死现象。插装阀被直接装入集成块的内腔中，所以减少了漏油、振动、噪声和配管引起的故障，提高了可靠性；

(5) 对于乳化液等低粘度的工作介质也适宜，污染耐受力比滑阀式结构更大。

### 3.2 控制盖板的设计

控制盖板是整个阀各个元件的承载体，其上装有插装式主阀、先导阀、位移传感器及比例电磁铁。

因为插装阀的各安装尺寸都已经标准化，各尺寸需查表按标准化尺寸来定；

控制盖板的各部分尺寸如下：

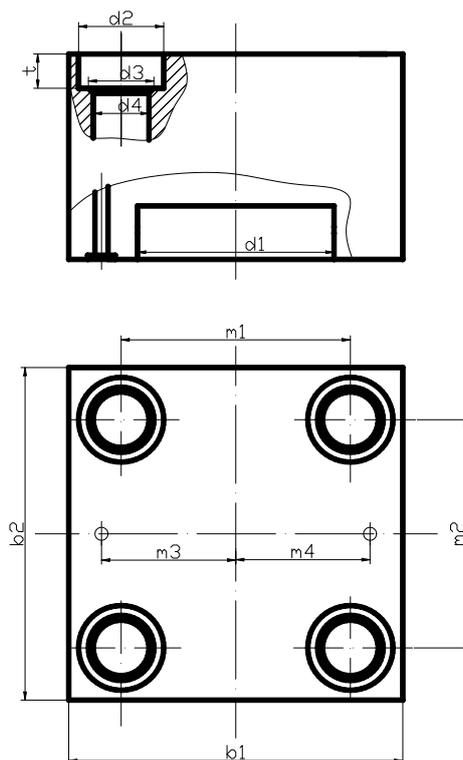


图 3-1 控制盖板

查文献<sup>[5]</sup>第11章“二通插装阀的安装连接尺寸”一节，查得公称通径为34mm的二通插装阀控制盖板相关尺寸如下：

$b_1=102\text{mm}$ ,  $b_2=102\text{mm}$ ,  $b_3=63\text{mm}$ ,  $d_1=60\text{mm}$ ,  $m_1=70\text{mm}$ ,  $m_2=70\text{mm}$ ,  $m_3=35\text{mm}$ ,  $m_4=35\text{mm}$ 。

由于控制盖板右侧将安装先导阀，故将  $b_1$  延长为 122，将其中的  $m_4$  延长为 50。

本设计中，控制盖板将用四个紧固螺钉固定在通道块上，此四个紧固螺钉为圆柱头内六角螺钉，其公称直径根据阀的要求选用 M16。查文献<sup>[6]</sup>第二章螺纹连接中表紧固件的通孔及沉孔尺寸，确定控制盖板上四个内六角螺钉的安装孔的尺寸为：

$d_2=26\text{mm}$ ,  $d_3=20\text{mm}$ ,  $d_4=17\text{mm}$ ,  $t=10.5\text{mm}$ 。

本设计中控制盖板中有三条油液通道，第一条为主阀控制腔至先导阀 K 口的孔道，第二条为 X 口至先导阀的 I 口的孔道，第三条为先导阀的 O 口至 Y 口的孔道，由于此三条均为先导控制油通道，通过流量不会很大，故直径不需要太大，但太小可能会容易堵塞，且流道太小也难以加工出来。故最终拟定三条通道直径均采用 3mm，且建议加工时可采用电火花加工出来。

综合以上所述，确定控制盖板相关尺寸如下：

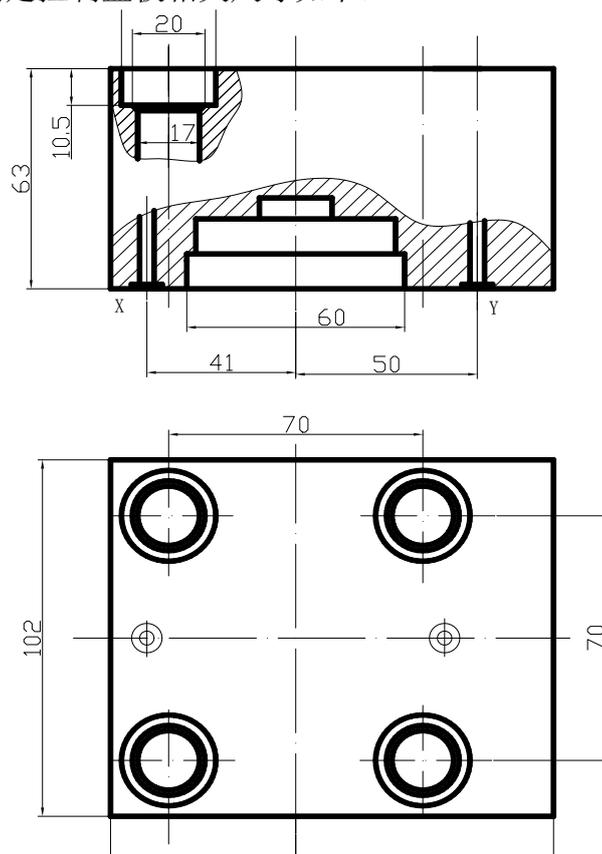


图 3-2 控制盖板尺寸

### 3.3 插装式主阀设计

插装式主阀由主阀阀套、阀芯、主阀弹簧及相关密封件组成。

#### 3.3.1 主阀阀套的设计

该阀套头部插装入控制盖板中，下部装入通道块中。

由于插装阀的一些尺寸已经标准化，因而主阀阀套的外部尺寸必须符合标准。在我国，插装阀必须符合 GB2877-81 二通插装阀安装尺寸。主阀阀套的各尺寸如下：

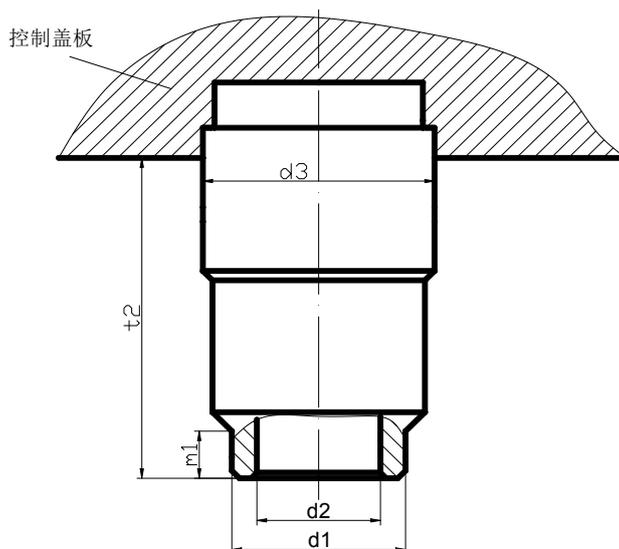


图 3-3 主阀阀套的尺寸示意图

本次毕业设计的要求为通径 34mm，最大流量 480L/min，主阀芯带位移—电反馈型先导控制，故尺寸  $d_2$  为 34mm。

查文献<sup>[5]</sup>第11章“二通插装阀的安装连接尺寸”一节，查得公称通径为34mm的二通插装阀控制盖板尺寸如下：

$$d_1=45, t_1=12.5, t_2=85, d_3=60$$

由于主阀阀套头部插装入控制盖板中，下部装入通道块中，因此如何防止油液的内、外泄漏，减小在阀上的能量损失，提高阀的效率，对液压阀来说是很重要的问题。因此密封件的选用是很重要的。密封件有多种，如油封毡圈、骨架式旋转轴唇形密封圈、O形橡胶密封圈等。

一般对密封件的主要要求是：

- (1) 有相对运动时，因密封件所引起的摩擦力应尽量小，摩擦系数应尽量稳定；
- (2) 在一定的压力、温度范围内具有良好的密封性能；
- (3) 耐腐蚀、耐磨性好，不易老化，工作寿命长，磨损后能在一定程度上自动补偿；
- (4) 结构简单，装拆方便，成本低廉。

根据上述要求，选用 O形橡胶密封圈做为阀体中的密封件。O形橡胶密封圈具有结构简单、密封性能好、寿命长、摩擦阻力较小、成本低，既可以作静密封，也可作为动密封使用。在一般情况下，静密封可靠使用压力可达 35MPa，动密封可靠使用压力可达 10MPa，当合理采用密封挡圈或其它组合形式，可靠压力将成倍提高。因此在本设计中阀套与控制盖板、阀套与通道块之间的密封都采用 O形橡胶密封圈。

查文献<sup>[5]</sup>第八章液压辅件，确定 O形橡胶密封圈的型号及其安装尺寸。

综合以上所述，得到阀套的尺寸如下：

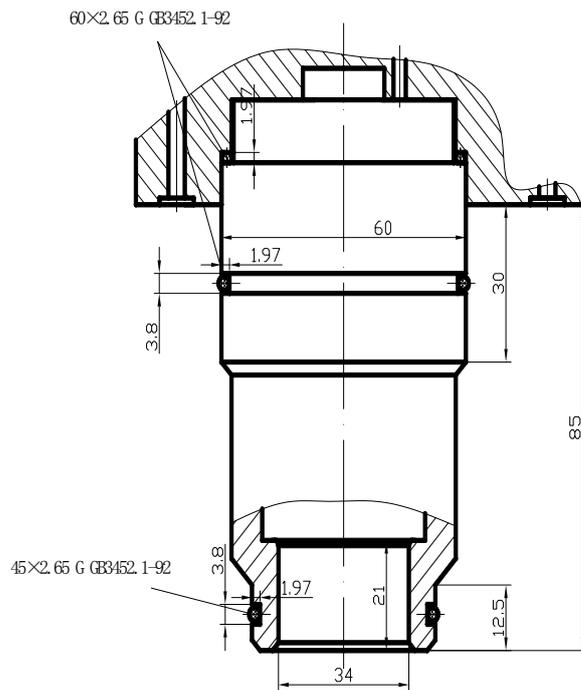


图 3-4 主阀阀套尺寸

### 3.3.2 主阀阀芯的设计

主阀阀芯为锥阀，顶端带有轴向三角槽式节流口，上部有装主阀弹簧的孔，中心具有连接位移传感器的螺孔，与位移传感器的检测杆相连。

按上述要求初步拟定的主阀阀芯的示意图如下：

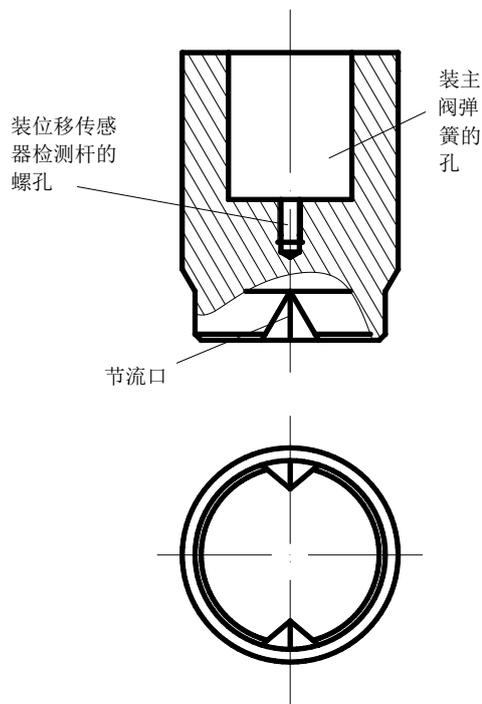


图 3-5 主阀阀芯结构图

### 3.3.3 插装式主阀面积比的确定

如图 3-6, 插装阀中有三个面积会影响阀芯在阀套中的开启及关闭, 即  $A_A$ 、 $A_B$ 、 $A_C$ 。其中  $A_A$ 、 $A_B$  分别为阀芯主油口 A 口和 B 口处的面积,  $A_C$  为控制腔 C 腔的面积, 很明显有

$$A_C = A_A + A_B \quad \text{式 (3-1)}$$

面积比是指阀芯处于关闭状态时,  $A_A$ 、 $A_B$  分别与  $A_C$  的比值  $A_A/A_C$  和  $A_B/A_C$ , 它们表示了三个面积之间数值上的关系, 通常定义为面积比  $\alpha = A_A/A_C$ 。

锥阀中, 面积比大体分为 A(1:1.2)、B(1:1.5)、C(1:1.0)、D(1:1.07)、E(1:2.0) 等类型。

在本阀中的面积比选用类型 A, 即 1:1.2, 由于本设计的要求是通径为 34mm, 此处即面积  $A_A$  的直径为 34mm, 因此 A 口的半径  $R_A$  为 17mm。

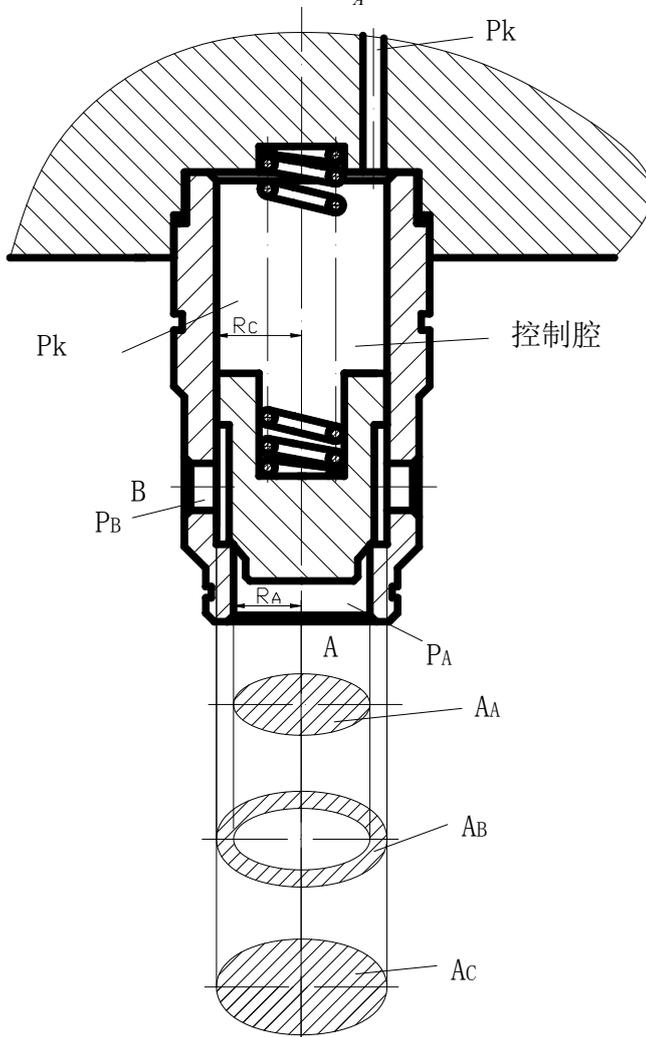


图 3-6 插装阀面积比的示意图

令控制腔的半径为  $R_C$ , 则由面积比的公式

$$\alpha = \frac{A_A}{A_C} = \frac{\pi \times R_A}{\pi \times R_C} = \frac{\pi \times 17^2}{\pi \times R_C^2} = 1.2$$

得  $R_C \approx 15.5 \text{ m}$

所以  $A_A = \pi \times 17^2 = 907.46 \text{ m}^2$

$$A_B = 0.2 \times A_A = 0.2 \times 907.46 = 181.492 \text{ m}^2$$

$$A_C = \pi \times R_C^2 = 754.745 \text{ m}^2$$

### 3.3.4 主阀阀芯的受力分析

首先在主阀关闭时对主阀阀芯进行静力分析。本设计中主阀采用两种通流方式：

① 正向通流 (A—B 通流)：节流阀的总进油口接 A 口，总出油口接 B 口，油液从 A 口流向 B 口；

② 反向通流 (B—A 通流)：节流阀的总进油口接 B 口，总出油口接 A 口，油液从 B 口流向 A 口。

在正向通流即 A—B 通流且阀芯关闭时，对阀芯进行受力分析如下：

$$\text{往上的力} \quad F_X = P_1 A_A + P_2 A_B + F_R$$

$$\text{往下的力} \quad F_W = P_K A_C + F_{SC1} + F_g$$

其中：

$P_1$  ——节流阀进油口处的工作压力；

$A_A$  ——A 口的面积；

$P_2$  ——节流阀出油口处的工作压力；

$A_B$  ——B 口的面积；

$F_R$  ——阀芯受阀座向上的反力；

$P_K$  ——控制腔油液的压力；

$F_g$  ——主阀阀芯自重；

$F_{SC1}$  ——在主阀阀芯关闭时，弹簧的预紧力

建立主阀阀芯关闭时的静力平衡方程如下：

$$F_X = F_W$$

即

$$P_1 A_A + P_2 A_B + F_R = P_K A_C + F_{SC1} + F_g \quad \text{式(3-2)}$$

而当阀芯处于关闭状态时，必有  $F_R$  大于或等于 0，忽略阀芯自重，

$$(P_K A_C + F_{SC1} + F_g) - (P_1 A_A + P_2 A_B) \geq 0 \quad \text{式(3-3)}$$

$$P_K \geq \frac{P_1 A_A + P_2 A_B - F_{SC1}}{A_C} \quad \text{式(3-4)}$$

这正是要使主阀关闭, 控制腔压力  $P_k$  必须满足的条件。

代入参数: 本毕业设计的设计要求为节流阀额定进口压力为 33.5MPa, 额定出口压力为 30.5MPa, 压差为 3MPa, 即  $P_A$  为 33.5MPa,  $P_B$  为 30.5MPa。由文献<sup>[6]</sup> 初步拟定主阀弹簧选择刚度  $K_{s1}$  为 362N/mm 的弹簧, 并拟定其预压缩量为 20mm, 那么主阀弹簧的预紧力

$$F_{sC1} = K_{s1} \times X_{C1} = K_{s1} \times 20\text{mm} = 7240\text{N} \quad \text{式(3-5)}$$

将上述参数代入式 (3-4) 中, 得

$$P_k \geq \frac{33.5 \times 907.46 + 30.5 \times 181.492 - 7240}{754.745} = 38\text{MPa}$$

由上式可知,  $P_k$  必须大于 38MPa, 主阀阀芯才能关闭, 或者说 38MPa 正是主阀阀芯的临界关闭压力。

在反向流通即 B—A 通流且阀芯关闭时, 对阀芯进行受力分析如下:

$$\text{往上的力} \quad F_X = P_2 A_A + P_1 A_B + F_R$$

$$\text{往下的力} \quad F_W = P_K A_C + F_{sC1} + F_g$$

建立主阀阀芯关闭时静力平衡方程:

$$F_X = F_W$$

即

$$P_2 A_A + P_1 A_B + F_R = P_K A_C + F_{sC1} + F_g \quad \text{式(3-6)}$$

忽略阀芯自重, 要使主阀阀芯关闭得:

$$(P_K A_C + F_{sC1} + F_g) - (P_2 A_A + P_1 A_B) \geq 0$$

$$P_k \geq \frac{P_2 A_A + P_1 A_B - F_{sC1}}{A_C} \quad \text{式(3-7)}$$

上式是反向通流下, 主阀要关闭控制腔  $P_k$  必须满足的条件。

将参数代入得:

$$\begin{aligned} P_k &\geq \frac{30.5 \times 907.46 + 33.5 \times 181.492 - 7240}{754.745} \\ &= \frac{27677.53 + 6079.982 - 7240}{754.745} \\ &= 35.1\text{MPa} \end{aligned}$$

可见在反向通流情况下, 主阀阀芯关闭的临界压力为 35.1MPa。

主阀阀芯开启时的动力分析

设阀芯质量为  $m_1$ ,  $x(t)$  为阀芯位移  $X_{R1}$  随时间变化的函数, 其方向的正向为阀芯向上运动方向, 起点为主阀阀芯关闭时的位置。在正向通流情况下, 建立阀芯运动方程如下:

$$(P_1 A_A + P_2 A_B) - (P_K A_C + F_{S1} + F_g + F_f + F_{bs}) = m_1 \frac{d^2 x(t)}{dt} \quad \text{式(3-8)}$$

式中:

$F_{S1}$  —— 主阀弹簧对阀芯施加的压力;

$F_{bs}$  —— 为阀芯所受到的稳态液动力, 是阀芯移动完毕, 开口固定之后, 液流通过阀口时因动量变化而作用在阀芯上的力;

$F_f$  —— 阀芯受到的摩擦力;

弹簧力  $F_{S1}$  的计算公式如下:

$$F_{S1} = F_{SC1} + K_{S1} X_{R1} \quad \text{式(3-9)}$$

式中  $F_{SC1}$  为主阀弹簧预紧力,  $K_{S1}$  为主阀弹簧刚度,  $X_{R1}$  为主阀阀芯相对于关闭时的位移。

在工作状态下, 阀芯一般处于平衡位置。很明显此时有阀芯加速度  $m_1 \frac{d^2 x(t)}{dt}$  为 0。由于稳态液动力与阀芯所受其他力相比之下较小, 因此将其忽略。同样, 忽略阀芯自重及阀芯运动过程中的摩擦力, 则式(3-9)可简化为下式:

$$P_1 A_A + P_2 A_B = P_K A_C + F_{SC1} + K_{S1} X_{R1} \quad \text{式(3-10)}$$

转化为

$$X_{R1} = \frac{P_1 A_A + P_2 A_B - P_K A_C - F_{SC1}}{K_{S1}} \quad \text{式(3-11)}$$

这就是正向通流情况下主阀节流口开度的决定公式。由该公式可见, 如果在额定工作状况下, 进、出油口工作压力  $P_1$ 、 $P_2$  等都是固定的, 则节流口开度将主要决定于控制腔压力  $P_K$ 。

也可以将上式这样转化:

$$X_{R1} = -\frac{A_C}{K_{S1}} P_K + \frac{P_1 A_A + P_2 A_B - F_{SC1}}{K_{S1}} \quad \text{式(3-12)}$$

由上式可见  $P_K$  与  $X_{R1}$  成线性关系, 比例系数为  $-\frac{A_C}{K_{S1}}$ 。

将各常数值代入式(3-12)中, 得:

$$X_{R1} = -\frac{754.745}{362} P_K + \frac{33.5 \times 907.46 + 30.5 \times 181.492 - 7240}{362} = -2.084 P_K + 79.3 \text{mm} \quad \text{式(3-13)}$$

上式说明, 若  $P_K$  增大, 则阀芯将向下运动, 阀芯开度将减小; 若  $P_K$  减小, 阀芯将向上运动, 则阀芯开度  $X_{R1}$  将增大。

在反向通流情况下, 阀芯运动方程将变为:

$$(P_2 A_A + P_1 A_B) - (P_K A_C + F_{S1} + F_g + F_f + F_{bs}) = m_1 \frac{d^2 x(t)}{dt} \quad \text{式(3-14)}$$

简化如下:

$$P_2 A_A + P_1 A_B = P_K A_C + F_{SC1} + K_{S1} X_{R1} \quad \text{式(3-15)}$$

所以

$$X_{R1} = \frac{P_2 A_A + P_1 A_B - P_K A_C - F_{SC1}}{K_{S1}} \quad \text{式(3-16)}$$

这就是在反向通流情况下,主阀节流口开度的决定公式,此公式也可转化为:

$$X_{R1} = -\frac{A_C}{K_{S1}} P_K + \frac{P_2 A_A + P_1 A_B - F_{SC1}}{K_{S1}} \quad \text{式(3-17)}$$

将各常数值代入,得

$$X_{R1} = -\frac{754.745}{362} P_K + \frac{30.5 \times 907.46 + 33.5 \times 181.492 - 7240}{362} = -2.084 P_K + 73.4 \text{mm} \quad \text{式(3-18)}$$

主阀阀芯开度增量表达式

在正向通流情况下,由式(3-11)得阀芯开度增量:

$$\begin{aligned} \Delta X_{R1} &= X_{R1} - X'_{R1} \\ &= -\frac{A_C}{K_{S1}} P_K + \frac{P_1 A_A + P_2 A_B - F_{SC1}}{K_{S1}} - \left( -\frac{A_C}{K_{S1}} P'_K + \frac{P_1 A_A + P_2 A_B - F_{SC1}}{K_{S1}} \right) \\ &= -\frac{P_K A_C}{K_{S1}} - \left( -\frac{P'_K A_C}{K_{S1}} \right) \\ &= -\frac{A_C}{K_{S1}} \Delta P_K \end{aligned} \quad \text{式(3-19)}$$

代入参数得:

$$\Delta X_{R1} = -\frac{754.745}{362} \Delta P_K = -2.084 \Delta P_K \quad \text{式(3-20)}$$

上式的数学含义为:当控制腔的压力增量为 $\Delta P_K$ 时,对应的阀芯开度增量将为一 $\frac{\Delta P_K A_C}{K_{S1}}$ 或 $-2.084 \Delta P_K$ 。

将上式中自变量与变量调位,转化为:

$$\Delta P_K = -\frac{K_{S1} \Delta X_{R1}}{A_C} \quad \text{式(3-21)}$$

代入参数:

$$\Delta P_K = -\frac{362}{754.745} \Delta X_{R1} = -0.48 \Delta X_{R1} \quad \text{式(3-22)}$$

上式的数学含义为:在A-B通流情况下,当阀芯开度增量为 $\Delta X_{R1}$ 时,对应的控制腔的

压力增量为  $-\frac{K_{S1}\Delta X_{R1}}{A_C}$  或  $-0.48\Delta X_{R1}$ 。

在反向通流情况下, 阀芯开度增量:

$$\begin{aligned} \Delta X_{R1} &= X_{R1} - X'_{R1} \\ &= -\frac{A_C}{K_{S1}}P_K + \frac{P_1A_A + P_2A_B - F_{SC1}}{K_{S1}} - \left(-\frac{A_C}{K_{S1}}P'_K + \frac{P_1A_A + P_2A_B - F_{SC1}}{K_{S1}}\right) \\ &= -\frac{A_C}{K_{S1}}\Delta P_K \end{aligned} \quad \text{式(3-23)}$$

可见在反向通流情况下的阀芯开度增量公式与 A-B 通流情况下是一样的。

### 3.4 先导阀设计

由第三章分析可知, 节流阀的流量应由控制主阀阀芯的开度来实现, 而要控制主阀阀芯的开度, 则必须调节控制腔的压力, 在已学过的知识中, 减压阀可完成此功能, 油液流经液压系统中的减压阀后, 压力降低, 并在减压阀调定的压力上保持基本恒定。故本阀将采用减压阀来作为节流阀的先导阀。

因此, 以下将深入的分析减压阀的工作原理, 并在此基础上进行设计。

#### 3.4.1 减压阀的分类

(1) 用于减小液压系统中某一支路的压力, 并使其保持恒定。例如, 液压系统的夹紧、控制润滑等回路。这类减压阀因其二次回路(出口压力)基本恒定, 称为定值减压阀。

(2) 有的减压阀其一次压力(进口压力)与二次压力之差能保持恒定, 可与其它阀于节流阀组成调速阀等复合阀, 实现节流口两端的压力补偿及输出流量的恒定, 此类阀称之为定差减压阀。

(3) 还有的减压阀的二次压力与一次压力成固定比例, 此类阀称之为定比例减压阀。

由上述可知, 本毕业设计中先导阀应采用定值减压阀。

### 3.4.2 减压阀的工作原理

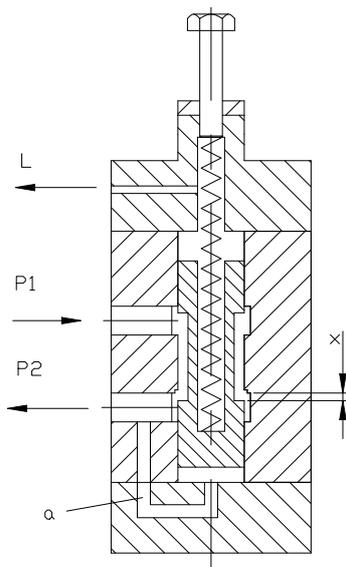


图 3-7 直动式减压阀工作原理示意图

上图所示为直动式定值减压阀的结构图，由图可以看出，阀上开有三个油口：一次压力油口（进油腔）P1、二次压力油口 P2（出油腔，下同）和外泄油口 K。来自液压泵或高压油路的一次压力油从 P1 腔，经阀芯（滑阀）3 的下端圆柱台肩与阀孔间形成常开阀口（开度 X），从二次油腔 P2 流向低压支路，同时通过流道 a 反馈在阀芯（滑阀）底部面积上产生一个向上的液压作用力，该力与调压弹簧的预调力相比较。当二次压力未达到阀的设定压力时，阀芯上移，开度 X 减小实现减压，以维持二次压力恒定，不随一次压力变化而变化，该力与调压弹簧的预调力相比较以对阀芯进行控制。

当出口压力未达到调定压力时，阀口全开，阀芯不工作。当出口压力达到调定压力时，阀芯上移，阀口关小，整个阀就处于工作状态了。如忽略其它阻力，仅考虑阀芯上的液压力和弹簧力相平衡的条件，则可以认为出口压力基本上维持在某一固定值——调定值上。这时如出口压力减小，阀芯下移，阀口开大，阀口处阻力减小，使出口压力回升到调定值上。反之，如出口压力增大，则阀芯上移，阀口关小，阀口处阻力加大，压降增大，使出口压力下降到调定值上。

由上述分析可知，减压阀的输出压力是由弹簧来调定的，即弹簧力越大，减压阀的输出压力也就越大。

在本设计中可采用比例电磁铁的输出推力来替代弹簧力调定减压阀，即让减压阀的输出压力与比例电磁铁输出推力成比例关系。

但是这样会导致一个问题，即当比例电磁铁输入电流为 0 时，则意味着减压阀的出口压力也为 0，而在本阀中减压阀的出口连着控制腔，那样就意味着控制腔的压力也将会变为 0，而由 3.3.4 节的分析可知，控制腔压力为 0 时，主阀阀芯的开度为最大。而液压阀在使用过程中，由许多难以预测的原因（如电网的断电，控制系统的故障及比例电磁铁自

身电路故障等等)会导致比例电磁铁突然断电,而如果此时比例电磁铁输出力为0,阀芯开度为最大。那这样将是很危险的,因为可能会导致一些难以预料的严重事故发生。

因此在设计时应该使比例电磁铁断电即输出力为0时,主阀阀芯是关闭的,以避免意外情况的发生。为达到此目的,本设计中在减压阀阀芯的下方加了一个复位弹簧,并使此复位弹簧的力足够大,当比例电磁铁断电时,使控制腔的压力大到可以使主阀关闭。

相应的结构图如下所示:

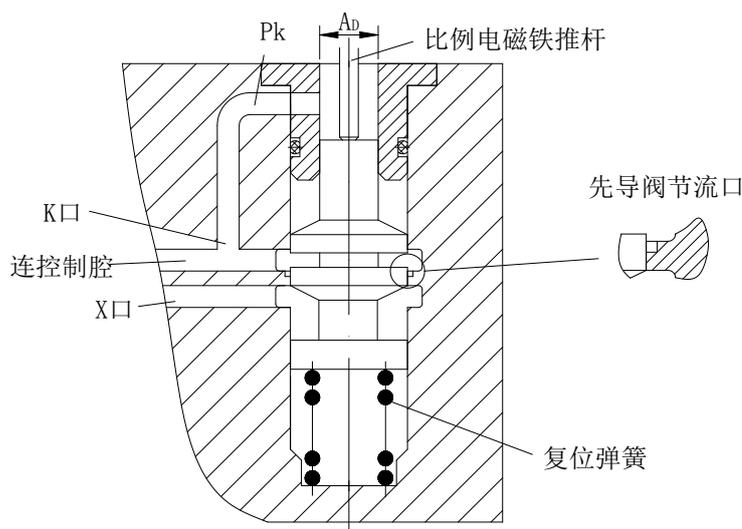


图 3-8 先导阀示意图

控制腔油液对先导阀阀芯的压力方向与比例电磁铁刚好相反,这样原来由比例电磁铁单独来控制先导阀阀芯的情形现在变为由比例电磁铁和先导阀复位弹簧共同控制。

本设计中先导阀全称应当称为电液比例三通减压溢流阀。在先导阀内部,当油液从 X 口流向 K 口时为减压阀功能,当油液从 K 口从流向 Y 口时为溢流阀功能。

该先导阀也可以看为一个三位三通滑阀式换向阀,其有上、中、下三个位置,有 K、X、Y 三个口。当阀芯处于中位时,三个通口全关闭;当阀芯处上位时, K 口和 X 口相连;当阀芯处下位时, K 口和 Y 口相连。下图为先导阀示意简图:

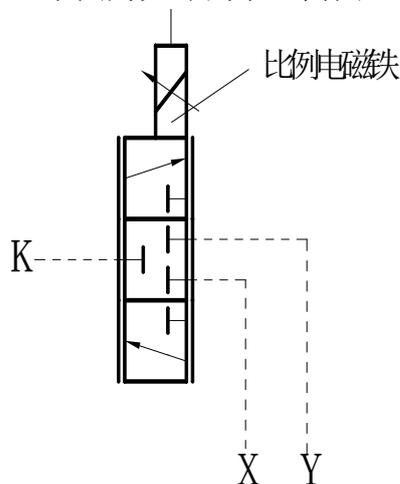


图 3-9 先导阀的示意简图

控制腔的油压力由比例电磁铁的输出推力及先导阀弹簧共同决定，但由于先导阀弹簧的各参数如预紧力及刚度等是一定的，故控制腔的油压力最终决定于比例电磁铁的输出力设定值。

当控制腔的油压力小于这个设定值时，由 3.4.3 “减压阀详细受力分析”一节可知，先导阀阀芯将上移，控制腔与 X 口（X 口与进油口相连）之间的通道被打开，高压油液（主阀进油口的工作压力达到 33.5MPa）从主阀进油口进入控制腔中，引起控制腔中油液压力升高，这样又会引起阀芯逐渐下移，阀口减小，当控制腔中油液压力最终回升到设定值时，控制腔与 X 口之间的通道也将被关闭，先导阀阀芯将回复到中位状态。

当控制腔的油压力大于这个设定值时，先导阀芯将向下移，控制腔与 Y 口，即油箱（Y 口与油箱相连）之间的通道打开，即溢流通道被打开，控制腔中油液流回到油箱中，控制腔中油液压力逐渐降低，阀芯逐渐上移，阀口减小，当控制腔中油液压力最终下降到设定值时，控制腔与进油口之间的通道也将被关闭，先导阀阀芯将回复到中位状态。

上述就是三通比例减压溢流阀可以恒定控制腔油压力的原理。

### 3.4.3 先导阀阀芯详细受力分析

下图为先导阀阀芯受力示意图：

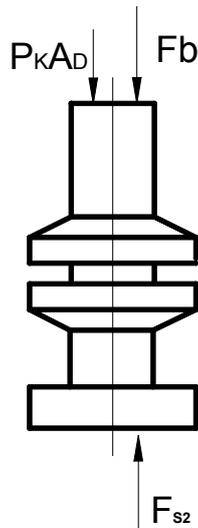


图 3-10 先导阀阀芯受力示意图

#### (1) 先导阀阀芯受力分析

如前面的插装阀一样，建立先导阀阀芯的平衡方程如下：

$$P_K A_D = F_{S2} + F_{bs} - F_b - F_g + F_f \quad \text{式(3-24)}$$

式中：

$P_K$  ——控制腔油液压力；

$A_D$  ——阀芯上端面积， $P_K A_D$  为控制腔油液对阀芯的压力；

$F_{bs}$  ——先导阀阀芯在移动过程中受到的稳态液动力；

$F_f$  ——先导阀阀芯在移动过程中受到的摩擦力;

$F_b$  ——先导阀阀芯所受比例电磁铁向下的推力;

$F_g$  ——阀芯自重。

忽略阀芯自重  $F_g$  及阀芯移动过程中的摩擦力  $F_f$ , 将阀芯移动过程中稳态液动力  $F_{bs}$  也忽略, 式(3-24)变为:

$$P_K A_D = F_{S2} - F_b \quad \text{式(3-25)}$$

转化为

$$P_K = \frac{F_{S2} - F_b}{A_D} \quad \text{式(3-26)}$$

上式即控制腔压力的决定因素。

式中  $F_{S2}$  的计算公式为:

$$F_{S2} = F_{SC2} + K_{S2} X_{R2} \quad \text{式(3-27)}$$

其中,  $F_{SC2}$  为处于中位时先导阀弹簧的预紧力,  $K_{S2}$  为先导阀弹簧刚度,  $X_{R2}$  为先导阀阀芯相对于中位时的位移。

由于先导阀阀芯相对于中位时的位移  $X_{R2}$  相对于先导阀弹簧的预压缩量较小, 因此在不作精确计算时可将其忽略, 故式(3-26)可化为:

$$P_K = \frac{F_{SC2} - F_b}{A_D} \quad \text{式(3-28)}$$

$$P_K = -\frac{F_b}{A_D} + \frac{F_{SC2}}{A_D} \quad \text{式(3-29)}$$

上式即为控制腔压力与比例电磁铁输出力的关系式。

## (2) 弹簧预紧力 $F_{SC2}$ 的确定

如 3.4.2 节所述, 比例电磁铁断电的时候主阀应当关闭, 即此时比例阀应满足使主阀阀芯关闭的条件。由 3.3.4 节所述, 要使主阀关闭,  $P_K$  应满足

$$P_K \geq 38MP\alpha$$

$$\frac{F_{S2} - F_b}{A_D} \geq 38MP\alpha \quad \text{式(3-30)}$$

而此时  $F_b=0$ , 故

$$\frac{F_{S2}}{A_D} \geq 38MP\alpha \quad \text{式(3-31)}$$

其中  $A_D$  的半径为  $R_D$ ,  $R_D$  在本阀中拟定为 4mm

$$A_D = \pi \times 4^2 = 50.24 \text{ mm}^2$$

代入式(3-31)中,得

$$F_{S2} \geq A_D \times 38 = 50.24 \times 38 = 1909.1 \text{ N} \quad \text{式(3-32)}$$

上式表明当比例电磁铁输出力为0时,欲使主阀关闭,先导阀弹簧的预紧力必须大于1909.1N。而在本设计中,先导阀弹簧拟选择如下:

弹簧簧丝直径  $d_2=2.0 \text{ mm}$ , 弹簧中径  $D_2=10 \text{ mm}$ , 刚度  $K_{d2}=158 \text{ N/mm}$ 。所以

$$X_{C2} = \frac{F_{S2}}{K_{d2}} \geq \frac{1909.1}{158} = 12.08 \text{ mm} \quad \text{式(3-33)}$$

上式说明要使比例阀具断电保护功能,先导阀弹簧的预压缩量(此预压缩量是指先导阀阀芯处中位时,先导阀弹簧的预压缩量)必须大于12.08mm,实际应用时为保有一定保险系数,复位弹簧的预紧力应高于此值,故在本设计中采用14mm的预压缩量。所以,先导阀阀芯处于中位时,先导阀弹簧的预紧力为:

$$F_{SC2} = K_{d2} \times X_{C2} = 158 \times 14 = 2212 \text{ N}$$

计算出先导阀的弹簧的预紧力后,将其与  $A_D$  代入式(3-29)得:

$$P_K = -\frac{1}{50.24} F_b + \frac{2212}{50.24} = -\frac{F_b}{50.24} + 44.03 \text{ MPa}$$

(3) 先导阀调定压力的增量表达式

由式(3-28)得控制腔压力增量:

$$\begin{aligned} \Delta P_K &= P_K - P_K' \\ &= \frac{F_{XC2} - F_b}{A_D} - \frac{F_{XC2} - F_b'}{A_D} \\ &= \frac{-F_b}{A_D} - \left(-\frac{F_b'}{A_D}\right) \\ &= -\frac{\Delta F_b}{A_D} \end{aligned} \quad \text{式(3-34)}$$

代入参数得: 
$$\Delta P_K = -\frac{F_b}{50.24} \quad \text{式(3-35)}$$

上式的数学含义为比例电磁铁增量为  $\Delta P_K$  时,对应的控制腔压力的增量为  $-\frac{\Delta F_b}{A_D}$  或

$$\frac{F_b}{50.24}。$$

将上式中自变量与因变量调换得:

$$\Delta F_b = -A_D \bullet \Delta P_K$$

$$\Delta F_b = -50.24 \Delta P_K$$

上式的数学含义为当控制腔的压力增量为  $\Delta P_K$  时, 对应的比例电磁铁的增量必为  $-A_D \bullet \Delta P_K$  或  $-50.24 \Delta P_K$ 。

### 3.4.4 先导阀溢流部分的设计

减压阀能够保持其出口压力(即控制腔的油液压力)不会低于比例电磁铁的设定值, 但是如果减压阀由于某种原因导致控制腔的压力突然增高(如液压系统的冲击)或者是比例电磁铁调定力突然下降都将导致阀芯迅速下移, 控制腔的油液还未来得及泄出就被封闭起来, 这样的后果是控制腔压力在一段时间内高于先导阀的调定值, 而由前所述, 主阀阀芯开度是由控制腔压力决定的, 因此也将导致主阀阀芯开度偏离调定值, 而造成电液比例阀失调。

为解决这个问题, 本设计再在减压阀之上复合了一个溢流阀, 而且使该阀的开启压力刚好等于前面减压阀的调定压力, 这样当出现控制腔的压力突然高于比例电磁铁调定压力的情况出现时, 溢流阀开启让油液泄出, 以使控制腔的压力回复到调定值上。其结构图如下所示:

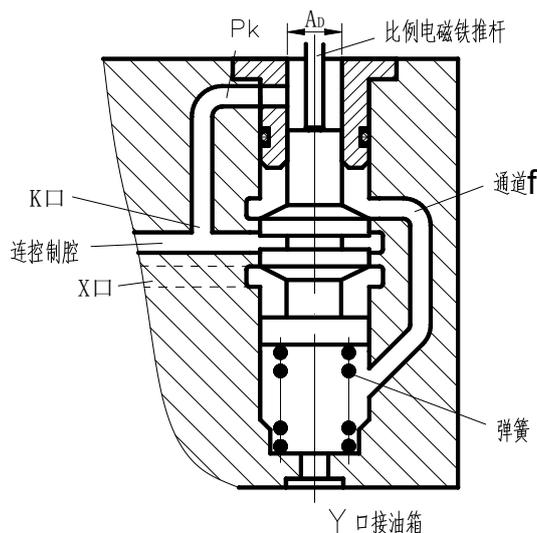


图 3-11 先导阀结构示意图

同样将阀芯自重及阀芯移动过程中的摩擦力及稳态液动力忽略, 建立阀芯运动方程,

$$P_K A_D = F_{SC2} - F_b \quad \text{式 (3-36)}$$

$$P_K = \frac{F_{SC2} - F_b}{A_D} \quad \text{式 (3-37)}$$

$$P_K = -\frac{F_b}{A_D} + \frac{F_{SC2}}{A_D} \quad \text{式 (3-38)}$$

由上式可知, 先导阀的溢流部分的开启压力  $P_K$  为  $\frac{F_{SC2} - F_b}{A_D}$ , 可见溢流部分的开启压力正好将等于减压部分的调定压力, 这样就满足了前面提到的控制要求, 使控制腔的压力

能恒定先导阀的调定值上,且这个值将与  $F_b$  成线性关系。

### 3.4.5 先导阀的连接方式

当主阀为正向(即节流阀的总进油口接 A 口,总出油口接 B 口,油液从 A 口流向 B 口)时, X 口接 A 口, Y 口接油箱,此连接在通道块中实现(通道块上加工有具专门通油道,本阀安装时就是要插入通道块中);

当主阀为反向通流(即节流阀的总进油口接 B 口,总出油口接 A 口,油液从 B 口流向 A 口)时, X 口接 B 口, Y 口接油箱。

## 3.5 弹簧的选用

由于弹簧的性能参数对液压阀的性能参数将产生很大影响,故弹簧参数的选择比较重要,在此用单独一节列出:

### 3.5.1 主阀弹簧参数的确定

在前面已经确定部分主阀弹簧参数为:簧丝直径  $d_1$  选用为 3.5mm,弹簧中径  $D_0$  为 16mm,弹簧预压缩量  $X_{RC}$  为 20mm,弹簧刚度  $K_{d1}$  为 362 N/mm,弹簧工作长度  $H_2$  为 77mm。

弹簧其余参数确定如下:

$$\text{弹簧内径} \quad D_1 = D_0 - d_1 = 16 - 3.5 = 12.5 \text{mm}$$

$$\text{弹簧外径} \quad D_2 = D_0 + d_1 = 16 + 3.5 = 19.5 \text{mm}$$

为了使压缩弹簧工作时受力均匀并增加弹簧的平稳性,将弹簧两端并紧,且将两端端面磨平,而这些并紧磨平的各圈仅起支承作用,因而称为支承圈。支承圈有 1.5 圈、2.0 圈、2.5 圈三种。本设计中支承圈采用 2.5 圈。在本设计中弹簧有效圈数选用为 12 圈,故弹簧的总圈数  $n_1$  为 14.5 圈。

$$\text{弹簧的自由长度:} \quad H_0 = H_2 + X_{RC} = 77 + 20 = 97 \text{mm}$$

$$\text{弹簧节距:} \quad P = (H_0 - 2 \times d_1) / n = (97 - 2 \times 3.5) / 12 = 90 / 12 = 7.5$$

螺旋角(自由状态下):

$$\alpha_1 = \arctan \frac{P}{\pi D_0} = \arctan \frac{7.5}{3.14 \times 16} \approx 8.49^\circ \approx 8^\circ 29'$$

弹簧材料的展开长度(即弹簧坯料长度)

$$L_1 \approx n_1 \times \sqrt{(\pi \times D_0)^2 + P^2} = 14.5 \times \sqrt{\pi^2 \times 16^2 + 7.5^2} = 736.9 \text{mm}$$

弹簧材料的选择:

由于该弹簧为主阀弹簧,故要求强度高,性能好,因此采用油淬火回火碳素弹簧钢丝中的 B 类,牌号为 60Mn。

### 3.5.2 先导阀弹簧参数的确定

前面已经确定部分先导阀弹簧参数为:簧丝直径  $d_2$  选用为 2.0mm, 弹簧中径  $D_0$  为 10mm, 弹簧预紧力  $F_{SC2}$  为 2212N, 弹簧预压缩量  $X_{RC1}$  为 14mm, 弹簧刚度  $K_{d2}=158$  N/mm, 弹簧工作长度  $H_2$  为 16mm。

弹簧其余参数确定如下:

弹簧内径:  $D_1=D_0-d_1=10-2=8\text{mm}$

弹簧外径:  $D_2=D_0+d_1=10+2=12\text{mm}$

先导阀弹簧的支承圈数采用 1.5 圈, 有效圈数选用为 6 圈, 弹簧的总圈数  $n_1$  为 7.5 圈。

在先导阀减压阀部分开启状态下, 先导阀相对于中位状态最大行程为 3.5mm, 对应的弹簧力为

$$F_{S_2} = F_{SC2} - K_{d_2} \times 3.5 = 2212 - 158 \times 3.5 = 1659\text{N}$$

当先导阀溢流阀部分开启时, 先导阀最大行程也为 3.5mm, 对应的弹簧力为

$$F_{S_2} = F_{SC2} + K_{d_2} \times 3.5 = 2212 + 158 \times 3.5 = 2765\text{N}$$

弹簧的自由长度:  $H_0 = H_2 + X_{RC1} = 16 + 14 = 30\text{mm}$

弹簧节距:  $P = (H_0 - d_2) / n = (30 - 2) / 6 = 4.67\text{mm}$

螺旋角 (自由状态下):

$$\alpha_2 = \arctan \frac{P}{\pi D_0} = \arctan \frac{4.67}{3.14 \times 10} \approx 8.46^\circ \approx 8^\circ 28'$$

弹簧材料的展开长度 (即弹簧胚料长度)

$$L_2 \approx n_1 \times \sqrt{(\pi \times D_0)^2 + P^2} = 7.5 \times \sqrt{\pi^2 \times 10^2 + 4.67^2} = 238.2\text{mm}$$

弹簧材料的选择:

先导阀弹簧同样采用油淬火回火碳素弹簧钢丝中的 B 类, 其牌号为 60Mn。

### 3.6 公差与配合的确定

本设计的课题为液压阀, 而液压阀属精密机器设备, 故对公差与配合的要求较高, 查文献<sup>[7]</sup>可知, 公差 IT5 (孔到 IT6) 级用于高精度和重要的配合处, IT7~IT8 级则用于一般精度要求的配合。故在本设计的配合中孔用公差等级拟定为 IT6 级, 轴用公差等级拟定为 IT5 级。

由于要达到相同的精度级, 孔比轴难加工, 故在设计中无论主阀阀芯与阀套之间还是先导阀阀芯与阀套之间的配合均采用基孔制; 又因为主阀阀芯与阀套之间的运动形式为轴向滑动, 故为降低摩擦力, 采用间隙配合, 而为防止泄漏, 以降低在阀上面的能量损失, 此间隙应该尽量的小, 查文献<sup>[7]</sup>第 11 页, 采用基本偏差系列中间隙最小的 g。

故最终拟定主阀阀芯和阀套及先导阀阀芯与阀套之间的配合均为  $\frac{H6}{g5}$ ，其中主阀阀芯和阀套的配合采用  $35\frac{H6}{g5}$ ，而先导阀阀芯与阀套之间的配合采用  $16\frac{H6}{g5}$  和  $8\frac{H6}{g5}$ 。

### 3.7 比例放大器

比例放大器是电液比例阀的控制和驱动装置，比例阀的基本电控单元，能够根据比例阀和比例泵的控制需要对控制电信号进行处理、运算和功率放大。闭环控制阀和控制泵使用的放大器可完成对整个比例元件的控制。

电液比例控制系统既有液压元件传递功率大，响应快的优势，又有电器元件处理和运算信号方便，易于实现信号远距离传输（遥控）的优势。发挥二者的技术优势在很大程度上依赖于比例放大器。

比例放大器要具有断电保护功能；控制信号中要迭加高频小振幅的颤振信号，以克服摩擦力，保证控制灵活；要有斜坡信号发生器，以便控制压力变化、速度或位移部件的加速度，有效防止惯性冲击；要有函数发生器，以补偿死区特性。

系统设计的任务除了根据确定的比例阀选用配套的比例放大器外，还要设计或选用比例放大器供电电路、系统控制信号及系统控制电路。

#### 3.7.1 比例放大器的分类

(1) 按放大器输出控制电流的通路数可将比例放大器分为单通路和双通路两种类型。单通路比例放大器用于控制单个电磁铁的比例元件，例如比例压力阀或比例流量阀，以及单电磁铁驱动的比例方向阀等；双通路比例放大器用于控制三位比例方向阀、压力—流量复合控制阀（称 pq 阀）等带有两个比例电磁铁的比例元件。需要注意的是，双通路比例放大器工作时，只有其中一个比例电磁铁起实质性的控制作用：当控制三位比例方向阀时，比例放大器根据信号的极性选通一个起作用的比例电磁铁。当对压力—流量复合控制阀进行压力控制时，压力阀电磁铁起作用，流量阀电磁铁的控制信号是一个定值。

(2) 按放大器内是否带反馈通路可将比例放大器分为开环控制和闭环控制两种类型。开环控制比例放大器没有测量电路，反馈单元和反馈通路 PID 调节器，通常带有颤振信号发生器；闭环放大器用来控制带电反馈比例阀，设置有测量放大电路，反馈比较环节和信号调节器。

(3) 按放大器内运算信号的类型，可将比例放大器分为数字式和模拟式。模拟式比例放大器按连续信号的方式工作，加在比例电磁铁线圈两端的信号为连续直流电压，功耗较大；数字式比例放大器又分为数字信号放大器和开关式放大器。开关式放大器的功放管工作在截止或饱和区，即开关状态，加在比例电磁铁线圈两端信号为脉冲电压，功耗小。开关式比例放大器以 PWM 式为主。数字信号放大器内部采用数字芯片完成信号运算。

此外，根据所控制比例电磁铁的类型还有单向和双向比例放大器。单向放大器用来控

制单向比例电磁铁，双向放大器用来控制双向比例电磁铁，两者采用不同的放大电路。

### 3.7.2 电液比例控制元件对比例放大器的要求

(1) 实现从电压信号到电流信号的转换，并提供与输入电压成比例且功率足够的控制电流。因为比例电磁铁需要输出力去控制发生的运动，而磁场中衔铁的输出力又与电流成比例。比例放大器中，输出电流的单元称为功率放大级，处理和运算电压信号的单元称为控制级或前置级。为克服比例电磁铁线圈电感反电动势对频宽的影响，比例放大器中大多采用带深度电流负反馈的恒流源作为功率放大级。

(2) 具有足够的功率驱动比例电磁铁中衔铁上的负载其输入阻抗大，输出阻抗与比例电磁铁线圈阻抗匹配。

(3) 输入端有各种标准信号的接口，易于实现与不同信号发生装置的连接采用标准电源供电。

(4) 信号的波形、幅值、频率符合电液比例阀的静态和动态性能要求。

(5) 易于检测控制信号和反馈信号，具有基本的故障诊断和元件保护功能。

(6) 能产生正确有效的控制信号(含手动控制信号)。这意味着除了有信号发生装置外，还必须有逻辑控制与信号处理装置。如为了减小比例元件死区的影响，放大器因能够提供幅值可调的初始电流；为减小滞环(含磁滞)的影响，放大器的输出电流因含有一定频率和幅值的颤振电流分量。为减小系统过度过程产生的冲击，对阶越输入信号能自动生成速率可调的斜坡信号，等等。

生产比例阀和比例泵的厂家均生产了配套的比例放大器，可随比例阀和比例泵一起供货。不同厂家之间，或同一厂家不同型号的比例阀，其比例放大器没有互换性。

### 3.7.3 比例放大器的基本控制电路

不同控制元件组成的比例放大器，其具有的电路形式和参数不同，但它们都是由基本的控制电路组成的。集成运算放大器组成的电路具有温漂小、体积小、可靠性高、设计和使用方便的优点，比例放大器都采用集成运算放大器来组成基本的控制电路。

需要指出的是，微电子技术的快速发展加速了比例放大器的更新换代，也使其基本的控制电路具有多种多样的形式。下面将对比例放大器常用的基本控制电路的工作原理进行分析。

一个完整的比例阀或比例泵电控系统包含的基本电路如下图所示：

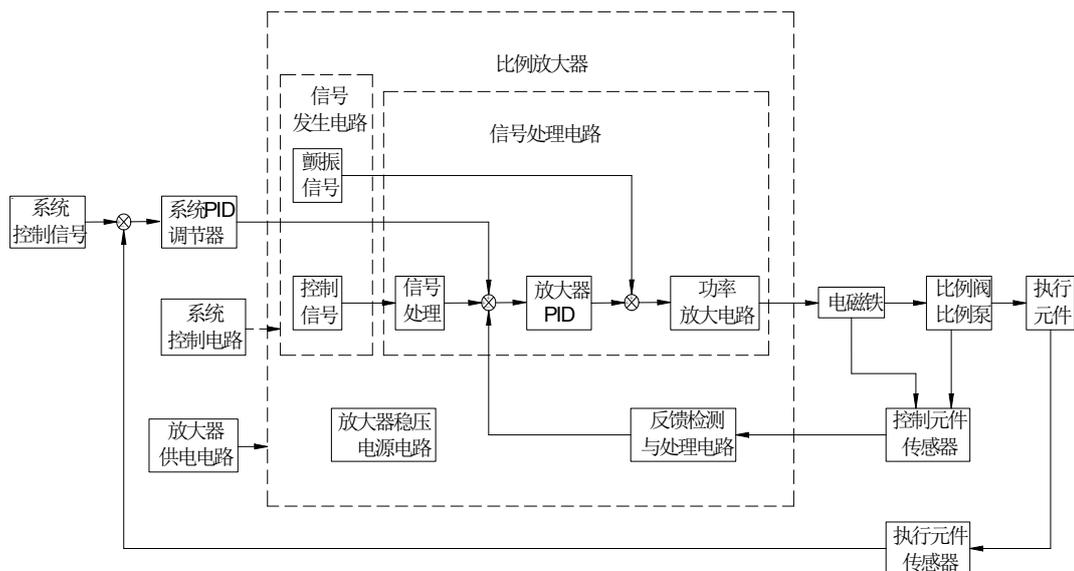


图 3-12 比例元件电控系统基本电路框图

由图可见，比例放大器包括稳压电源电路、信号发生电路、信号处理电路、功率放大电路、反馈检测与处理电路、逻辑控制电路等。

### 3.8 比例电磁铁

前面多次提到过在比例阀中占很重要地位的驱动控制部分——将电信号转换为位移信号的电-机械转换器。此节将对它作详细的介绍。

液压控制系统中最主要的被控参数是压力与流量，而控制上述两个参数的最基本手段是对流阻进行控制。一种控制流阻的技术途径是直接的电液转换。它是利用一种对电信号有粘性敏感的流体介质——电粘性液压油，实现电液粘度转换，从而达到控制流阻、实现对系统的压力和流量控制的目的。显然，这种流阻控制方式更为简便，它无需电-机转换元件。但是目前这种技术还未达到实用阶段和要求。

目前生产技术上能实现的可控流阻结构形式是通过电-机械转换器实现间接的电-液转换。将输入的电信号转换成机械量。这种电-机械转换器是电液比例阀的关键组件之一，它的作用是把经过放大后的输入信号电流成比例的转换成机械量。

根据控制的对象或液压参数的不同，这个力或者传给压力阀的一根弹簧，对它进行预压缩，或者输出的力、力矩与弹簧力相比较，产生一个与电流成比例的小位移或转角，操纵阀芯动作，从而改变可控流阻的液阻。可见，电-机转换器是电液比例阀的驱动装置。它的静态，动态特性对整个比例阀的设计和性能起着重要的作用。

#### 3.8.1 电-机械转换器分类

a. 按其作用原理和磁系统的特征分，主要有：电磁式、感应式、电动力式、电磁铁式、永磁式、极化式；动圈式、动铁式；直流、交流。

b. 按其结构形式和性能分, 主要有: 开关型电磁铁、比例电磁铁、动圈式马达、力矩马达、步进电动机等。

### 3.8.2 比例电磁铁

本设计属于电液比例阀一大类, 所以其应用的电-机械转换器应是比例电磁铁。

比例电磁铁的功能是将比例控制放大器输出的电信号转换成力或位移。比例电磁铁推力大, 结构简单, 对油液清洁度要求不高, 维护方便, 成本低, 衔铁腔可做成耐高压结构, 是电液比例控制元件中广泛应用的电-机械转换器件。比例电磁铁的特性及工作可靠性, 对电液比例控制系统和元件的性能具有十分重要的影响, 是电液比例控制系统的关键部件之一。

### 3.8.3 比例电磁铁的分类

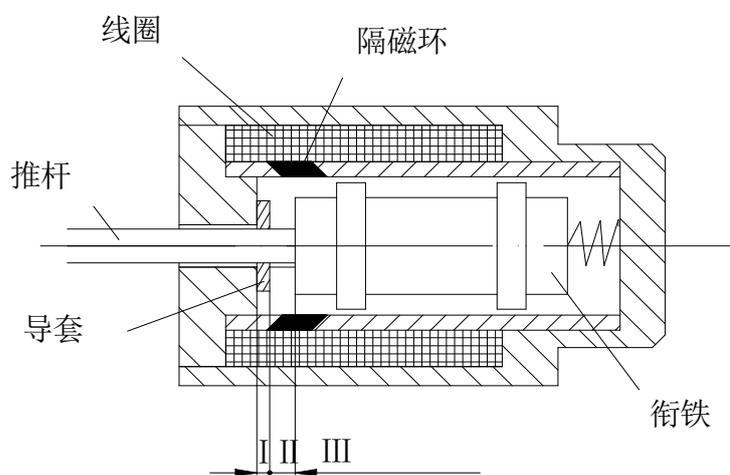


图 3-13 比例电磁铁的结构

比例电磁铁结构如上图, 它由线圈、衔铁、推杆、外壳等组成。

当有信号输入线圈时, 线圈内磁场对衔铁产生作用力, 衔铁在磁场中按信号电流的大小和方向成比例、连续地运动, 再通过固连在一起的销钉带动推杆运动, 从而控制滑阀阀芯的运动。

比例电磁铁的类型按照工作原理主要分为如下几类:

#### (1) 力控制型

这类电磁铁的行程短, 输出力与输入电流成正比, 常用在比例阀的先导控制级上;

#### (2) 行程控制型

由力控制型加负载弹簧共同组成, 电磁铁输出的力先通过弹簧转换成输出位移, 输出位移与输入电流成正比, 工作行程达 3mm, 线性好, 可以用在直控式比例阀上;

#### (3) 位置调节型

衔铁的位置由传感器检测后, 发出一个阀内反馈信号, 在阀内进行比较后重新调节衔铁的位置。在阀内形成闭环控制, 精度高, 衔铁的位置与力无关。

在本设计中，由于比例电磁铁将用于控制先导阀三通减压阀，以间接控制主阀，故采用第一类即力控制比例电磁铁。

### 3.8.4 比例电磁铁应满足的要求

(1) 具有水平吸力特性，即输出的机械力与电信号大小成比例，与衔铁位移无关，能把电气信号按比例地、连续地转换成机械力输出给液压阀；

(2) 有足够的输出力和行程，结构紧凑，体积小；

(3) 动态性能好，响应速度快；

(4) 线性好，死区小，灵敏度高；

(5) 能承受液压系统的高压，抗干扰性好；

(6) 比例阀在长期工作中，其温升不得超过要求。在允许温升下能稳定工作；

对于以上这些要求，很多情况下难以同时得到满足，这时应根据具体应用场合加以考虑。对某些应用场合，可能输出的有效作用力及行程最为重要。

### 3.8.5 比例电磁铁的位移—力和电流—力特性

比例电磁铁是一种湿式直电磁铁，普通电磁换向阀所用电磁铁只要求有吸合和断开两个位置，并且为了增加电磁吸引力，磁路中几乎没有气隙，而比例电磁铁根据电磁原理，在结构上进行特殊设计，使之形成特殊的磁路（这种磁路在衔铁的工作位置上磁路中必须保证一定的气隙），以获得基本的吸力特性，即水平的位移—力特性，能使其产生的机械量（力或力矩和位移）与衔铁的位移无关，而与输入电信号（电流）的大小成比例。这个水平力再连续地控制液压阀阀芯的位置，进而实现连续地控制液压系统的压力、方向和流量。由于比例电磁铁可以在不同的电流下得到不同的力（或行程），因此可以无级地改变压力、流量。其原理见下图：

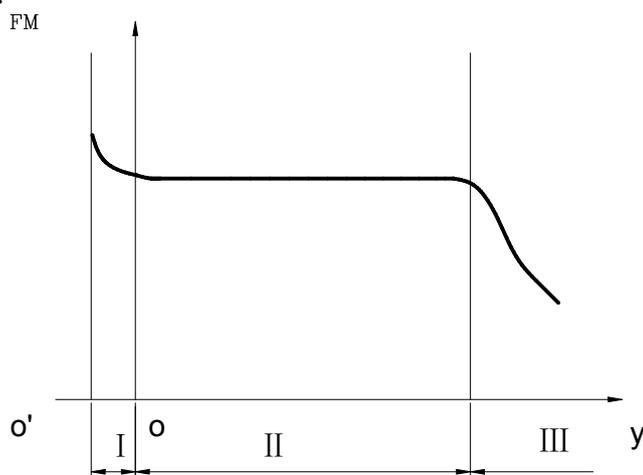


图 3-14 比例电磁铁的特性

由于本设计中用的比例电磁铁是力控制型，这种比例电磁铁的衔铁工作在有效行程区域内时，改变控制线圈的电流，可调节输出电磁力的大小。由于在比例放大器中设置了电

流负反馈环节, 在电流设定值恒定不变时, 即使磁阻变化, 也可使电磁力保持不变。下图为相应的电流—力特性曲线。

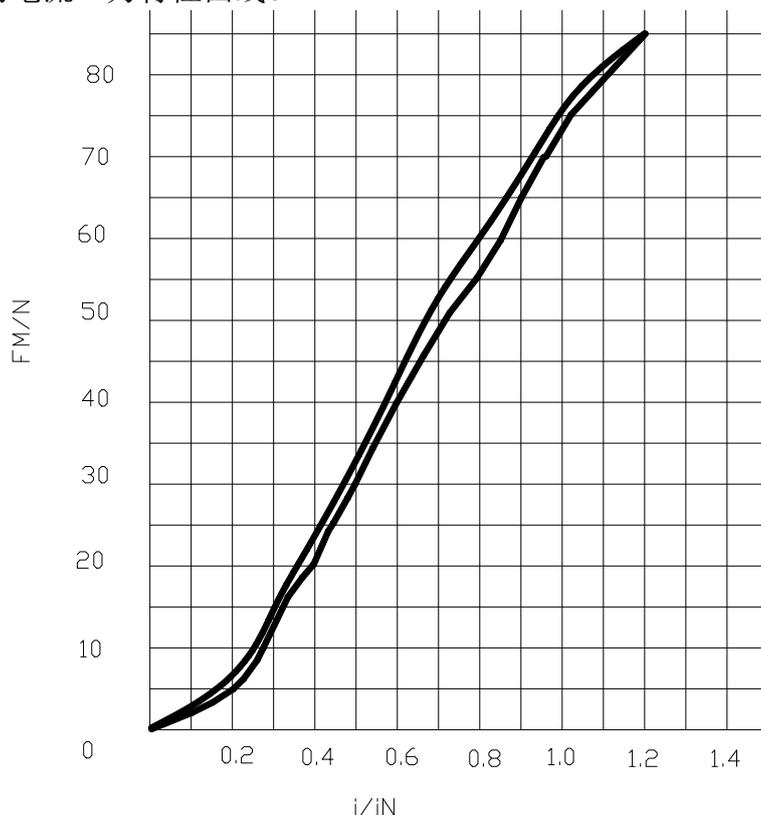


图 3-15 比例电磁铁的电流—力特性曲线

### 3.8.6 比例电磁铁位移—力特性的实现原理

比例电磁铁的磁路在工作气隙附近被分为两个部分, 其中的一部分沿轴向穿过工作气隙进入极靴, 产生端面力  $F_{m1}$ ; 而另一部分穿过径向间隙进入导套前端, 产生轴向附加力  $F_{m2}$ 。两者的综合就得到了比例电磁铁的水平位移—力特性。该特殊形式磁路的形成, 主要是由于采用了隔磁环节结构, 构成了一个带锥形周边的盆形极靴。

## 3.9 结构设计小结

至此, 比例节流阀的结构设计就基本完成了。由图可知, 插装式主阀阀芯上连有耐高压电感式位移传感器, 用来反馈回主阀阀芯位移参数, 该位移参数经过调制、放大、解调反馈到比例放大器的 P2 输入引脚。比例放大器的另一个输入引脚是整个阀的外部控制接口, 所以参数将由此引脚来控制。比例放大器对 P1、P2 两引脚传来的数值进行比较, 当主阀阀芯的实际位移值小于调定值时, 比例放大器将通过输出引脚 P3 对比例电磁铁发出控制信号, 使主阀阀芯开口向着增大的方向移动; 反之则比例放大器将使主阀阀芯开口向着减小的方向移动, 最终使阀芯精确的处于调定值上。

## 4 节流阀工作总原理分析及其性能参数指标

### 4.1 原理分析

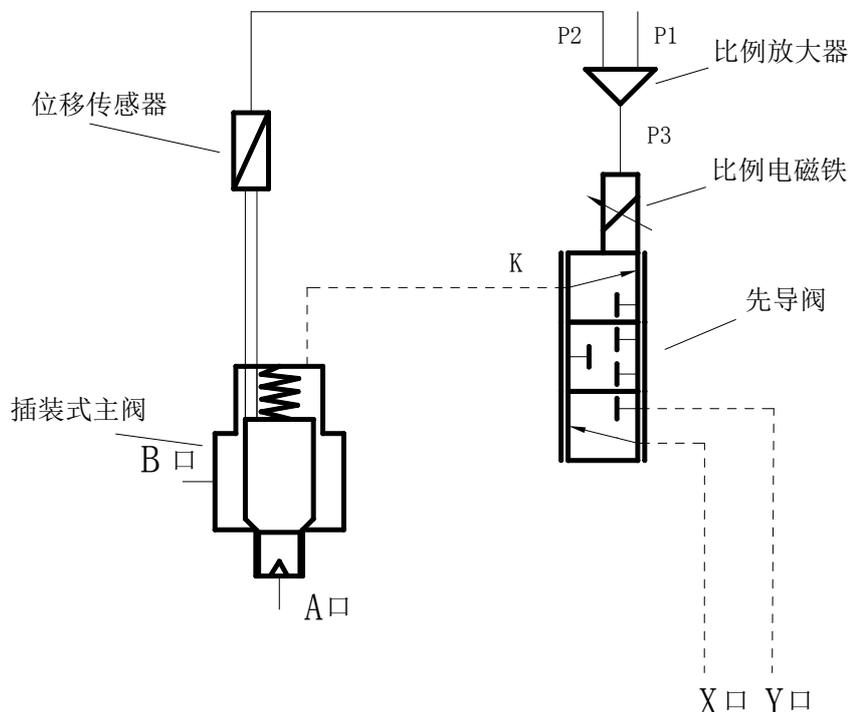


图 4-1 电液比例节流阀的连接图

上图为整个比例阀的连接示意图，比例节流阀工作时，比例放大器不断地对从其 P1 引脚传来的对节流阀的阀芯开度的设定值及由 P2 引脚反馈回的主阀阀芯的位移实际值进行比较，如果两者相等，当然比例控制系统不动作。但二者会因为内外因素导致不相等，外部因素如外部对比例阀进行了重新调定，而内部原因则可能是液压系统的冲击、负载的变化及其它不稳定的因素导致主阀阀芯偏移了设定值。

当比例放大器检测到主阀阀芯实际值与比例放大器的设定值出现差值时，很明显控制系统的下一步任务就是要去除该差值，正如第二章所述，反馈控制的原理即为“检测偏差用以纠正偏差”。

由前 3.3.4 “主阀阀芯的受力分析”一节所述可知，不管在正向通流情况下还是在反向通流情况下，主阀阀芯的增量为  $\Delta X_{R1}$  时，对应的控制腔压力增量  $\Delta P_K$  都为：

$$\Delta P_K = -\frac{K_{S1}\Delta X_{R1}}{A_C} \quad \text{式(4-1)}$$

这就是说要消除调定值与实际值之间的差值  $\Delta X_{R1}$ ，应当使控制腔的压力产生一个增量值  $-\frac{K_{S1}\Delta X_{R1}}{A_C}$ ，而由前所述，控制腔的压力是由本阀的先导阀——电液比例三通减压溢流阀来调定的，先导阀的出口压力即为控制腔的压力，而先导阀的出口压力又受比例电磁铁

的输出力来调定,故要使控制腔的压力发生变化,必须要使比例电磁铁的输出推力变化一个增量。

而由 3.4.3 “先导阀阀芯详细受力分析”一节可知比例电磁铁的输出推力增量与控制腔压力的关系为:

$$\Delta F_b = -A_D \cdot \Delta P_K \quad \text{式(4-2)}$$

将式(4-1)代入式(4-2),得到比例电磁铁的输出推力增量值  $\Delta F_b$  与主阀阀芯的增量  $\Delta X_{R1}$  之间的关系式

$$\Delta F_b = -A_D \cdot \Delta P_K = -A_D \cdot \left( -\frac{K_{S1} \cdot \Delta X_{K1}}{A_C} \right) = \frac{A_D K_{S1} \Delta X_{R1}}{A_C} \quad \text{式(4-3)}$$

将参数代入得:

$$\Delta F_b = \frac{50.24 \times 362}{754.745} \Delta X_{R1} = \frac{18186.88}{754.745} \Delta X_{R1} = 24.097 \Delta X_{R1} \quad \text{式(4-4)}$$

该式的数学意义为使阀芯开度变化  $\Delta X_{R1}$ , 对应的比例电磁铁的输出推力应变化  $\frac{A_D K_{S1} \Delta X_{R1}}{A_C}$ , 也就是说, 要想使阀芯开度变化 1mm, 则比例电磁铁的输出推力应变化 24.097N。

综上所述,比例放大器在经比较得出阀芯开度的实际值与经 p1 引脚输入的设定值之间的差值  $\Delta X_{R1}$  后,在比例放大器内经一系列特定运算,如应用 PID 算法,经由输出引脚 P3 来控制比例电磁铁,使得比例电磁铁的输出推力变化一个增量  $24.097 \Delta X_{R1}$ 。经过这一过程后,差值  $\Delta X_{R1}$  将消除,主阀阀芯开度将精确的处于调定值上,这样就完成了一个控制过程。即实现了主阀阀芯开度由比例放大器的输入端来调定的控制过程。而由第二章流量控制的基本原理中式(3-1),在主阀节流口前后压差不变的情况下,节流阀的流量与其阀芯开度成正比关系,那么比例放大器的输入端就最终控制了整个节流阀的流量。

下面章节将对节流阀的性能指标进行分析:

## 4.2 静态性能指标

(1)滞环 电液比例阀的输入电流在正负额定值之间作一次往复循环时,同一输出值(压力或流量)对应的输入电流存在差值  $\Delta I$ 。通常规定差值中的最大值  $\Delta I_{\max}$  与额定电流的百分比为电液比例阀的滞环误差。滞环误差越小,电液比例阀静态性能越好,一般允许最大滞环误差为7%。

(2)线性范围及线性度 为了保证电液比例阀输出的流量或压力与输入的电流成正比变化,一般将压力——电流、流量——电流的工作范围取在特性曲线的近似直线部分,这个工作范围称为电液比例阀的线性范围。线性度是指线性范围内特性曲线与直线的最大位移  $\Delta I_{\max}$  相对于额定输入电流的百分比。选择电液比例阀时,应选线性范围宽及线性度小的

阀。

(3)分辨率 电液比例阀输出的流量或压力发生微小变化( $\Delta Q$ 或 $\Delta p$ )时,所需要的输入电流的最小变化量与额定输入电流的百分比称为分辨率。分辨率小,静态性能好,但分辨率不能过小,否则会使阀的工作不稳定。

(4)重复精度 在某一压力或流量下重复输入电流,多次输入电流的最大差值 $\Delta I_{\max}$ 与额定输入电流的百分比称为重复精度。重复精度越小阀的性能越好。

### 4.3 动态性能指标

(1)频率响应 当加入频率为 $\omega$ 的正弦扰动时,在稳定状态下输出和输入的复数比值关系称为频率响应。电液比例阀的频率响应定义在增益为-3db、滞后相位角为 $-45^\circ$ 处,该处的频率越高,阀的性能越好。国产阀一般为4Hz。

(2)阶跃响应 当给定的输入电流为阶跃信号时,输出的压力或流量达到稳定状态所需的时间称为阶跃时间,它的大小反映了比例阀动作的灵敏度。阶跃时间一般应小于0.45s。所谓稳定状态系指输出信号大于调定值的98%的工况。

## 5 电液比例控制系统

在比例阀的结构设计完成之后, 而因为比例阀将最终应用于比例控制系统中, 故在本说明书的最后一章对比例控制系统做一个简单的介绍。

现代微电子技术的发展, 特别是计算机技术的普及与发展, 为实现各类工艺过程的最佳控制提供了技术基础。因此, 工程控制理论的应用已逐步从航天、航空和军事工程领域普及到民用工业部门。电液比例控制技术作为连接现代微电子技术和大功率工程控制设备之间的桥梁, 已经成为现代控制工程的基本技术构成之一, 在近 20 年中得到了迅速发展。它与传统的电液伺服技术相比, 具有可靠、节能和廉价等明显特点, 已应用于相当广泛的领域, 形成了颇具特色的技术分支。目前, 已引起工程控制界的密切而广泛重视, 在机电液一体化和工程设备实现计算机控制的技术革命过程中, 电液比例控制技术将获得更新、更快的发展。

比例控制系统是电液控制技术的一项新发展, 是微电子技术与液压技术间的接口。德国博世公司开发的农业拖拉机液压提升器电子控制系统, 引入了比例阀、可编程序控制器和数据总线技术, 使其电控系统功能更加完善, 成本显著降低, 迅速占领了欧美各种拖拉机的应用市场。

### 5.1 反馈的概念

反馈就是指通过适当的检测装置将信号全部或一部分返回输入量与输入量进行比较, 比较的结果叫偏差。因此, 基于反馈基础上的“检测偏差用以纠正偏差”的原理又称为反馈控制原理。采用反馈控制原理的控制系统为反馈控制系统。

### 5.2 闭环控制与开环控制

不包含外反馈的控制系统称为开环系统。比如比例阀控制液压缸或马达系统可以实现速度、位移、转速和转矩等的控制。开环系统的系统方框图如图1所示。

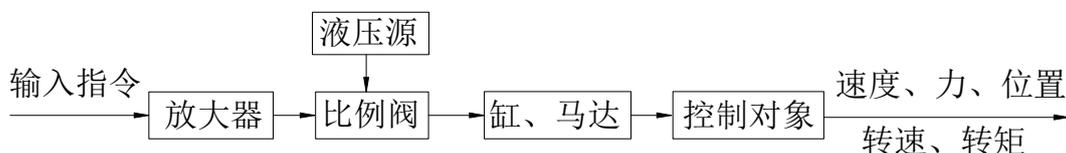


图 5-1 开环控制系统示意图

由于开环控制系统的精度比较低, 无级调节系统输入量就可以无级调节系统输出量——力、速度、以及加减速度等。这种控制系统的结构组成简单, 系统的输出端和输入端不存在反馈回路, 系统输出量对系统输入控制作用没有影响, 没有自动纠正偏差的能力, 其控制精度主要取决于关键元器件的特性和系统调整精度, 所以只能应用在精度要求不高

并且不存在内外干扰的场合。

包含外反馈回路的控制系统称为闭环控制系统，如果在比例阀本身的内反馈，也可以构成实际的局部小闭环控制。一般也不称为闭环系统。

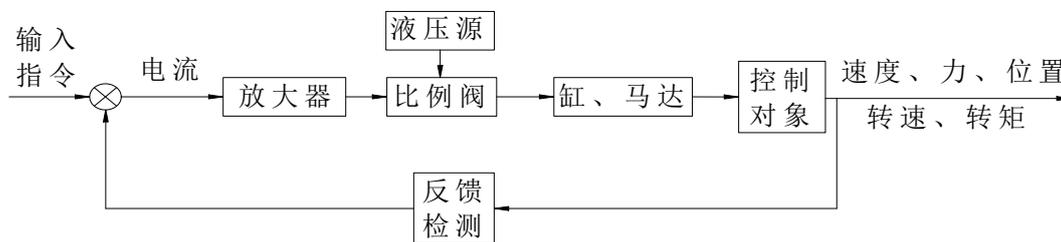


图 5-2 闭环控制系统示意图

闭环控制系统(即反馈控制系统)的优点是对内部和外部干扰不敏感，系统工作原理是反馈控制原理或按偏差调整原理。这种控制系统有通过负反馈控制自动纠正偏差的能力。下图为反馈控制系统框图。

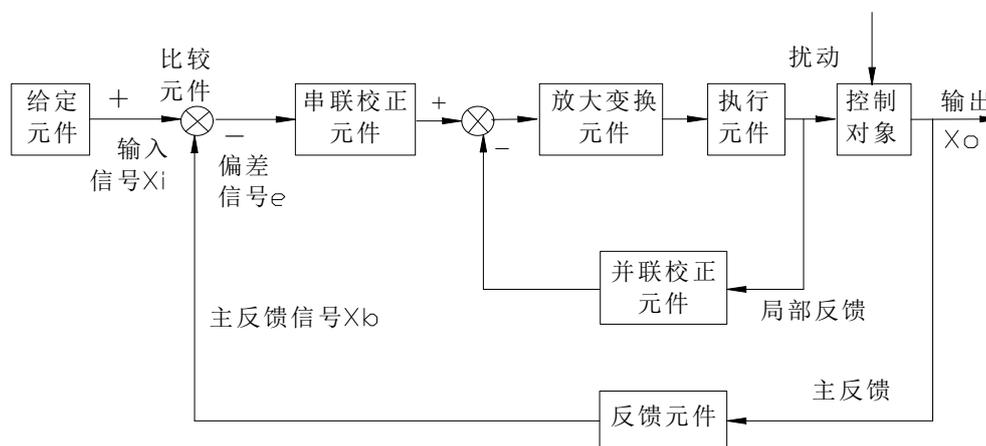


图 5-3 典型的反馈控制系统框图

反馈也带来了系统的稳定性问题。这类系统是检测偏差用以纠正偏差或者说是靠偏差进行控制，而在工作过程中系统总会存在偏差，由于元件的惯性（如负载的惯性），很容易引起振荡，使系统不稳定。因此，精度和稳定性是闭环系统存在的一对矛盾。而开环控制系统一般不存在所谓稳定性问题。

### 5.3 电液比例控制系统的组成

电液比例控制系统可归纳为由功能相同的基本单元组成的系统，组成电液比例控制的基本组件有：

(1) 指令组件 它是给定控制信号的产生与输入的组件，可以是信号发生装置或过程控制器。在有反馈信号的情况下，它给出与反馈信号有相同形式和量级的控制信号。

(2) 比较组件 它的作用是把给定信号与反馈信号进行比较，得出偏差信号作为电控

器的输入。进行比较的信号必须是同类型的,比例控制器的输入量为电学量,因此反馈量也应当转换为同类型的电学量。如遇不同类型的量作比较,在比较前要进行信号类型转换,例如 A/D、D/A 转换、机-电转换等。

(3) 电控器 电控器通常被称为比例放大器。由于含在比例阀内的电磁铁需要的控制电流较大(0~80mA)而偏差控制(信号)电流较小,不足以推动电磁铁工作,且偏差信号的类型或形状都不一定能满足高性能控制的要求,所以要使用电控器对控制信号进行功率放大和对输入的信号进行加工、整形,使其达到电-机械转换装置的控制要求。

(4) 比例阀 比例阀内部又分为两大部分,即电-机械转换器及液压放大组件,还可能带有阀内的检测反馈组件。电-机械转换器是电液的接口组件。它把经过放大后的电信号转换成与其电学量呈正比的力或位移。这个输出量改变了液压放大级的控制液阻,经过液压放大作用,把不大的电气控制信号放大成足以驱动系统负载液压能,这是整个系统的功率放大部分。

(5) 液压执行器 通常指液压缸或液压马达,它是系统的输出装置,用于驱动负载。

(6) 检测反馈组件 对于闭环控制需要加入检测反馈组件。它检测被控量或中间变量的实际值,得出系统的反馈信号。检测组件有位移传感器、测速发电机等。检测组件往往又是信号转换器(例如机电/机液转换),用于满足比较的要求。检测组件有内环、外环之分。内环检测组件通常包含在比例阀内,用于改善阀的动、静特性。外环检测组件直接检测输出量,用于提高整个系统的性能和控制精度。

## 5.4 电液比例控制系统的特点

(1) 可明显地简化液压系统,实现复杂程序控制,降低费用,提高了可靠性,可在电控制器中预设斜坡函数,实现精确而无冲击的加速或减速,不但改善了控制过程品质,还可缩短工作循环时间;

(2) 利用反馈提高控制精度或实现特定的控制目标;

(3) 利用电信号便于实现远距离控制或遥控。将阀布置在最合适的位置,提高主机的设计柔性;

(4) 能按比例控制液流的流量、压力,从而对执行器件实现方向、速度和力的连续控制,并易实现自动无级调速。

## 5.5 比例控制系统的分类

电液比例控制系统可以从不同的角度按很多方式来进行分类。电液伺服控制系统是一种广义上的比例控制系统。因而比例控制可以参照伺服控制按代表系统一定特点的分类方式进行分类。

(1) 按被控量是否被检测和反馈来分类,可分为开环比例控制和闭环比例控制系统。由于比例阀是适应较低精度的控制系统而开发的产品,目前的应用以开环控制为主。随着

整体闭环比例阀的出现,其主要性能与伺服阀无异,因而采用闭环比例控制的场合也会越来越多。

(2)按比例组件的类型来分类,可分为比例节流阀控制和比例容积控制两大类。比例节流控制适用于功率较小的系统,而比例容积控制用在功率较大的场合。

(3)按控制信号的形式来进行分类,可分为模拟控制和数字式控制。后者又分为脉宽调制、脉码调制和脉数调制等。

目前,最通用的分类方式是按被控对象(量或参数)来进行分类。由此电液比例控制系统可以分为:①比例流量控制系统;②比例压力控制系统;③比例流量压力控制系统;④比例速度控制系统;⑤比例位置控制系统;⑥比例力控制系统;⑦比例同步控制系统。

## 5.6 比例控制系统的发展趋势

(1)提高控制性能,适应机电液一体化主机的发展。提高电液比例阀及远控多路阀的性能,使之适应野外工作条件。并发展低成本比例阀,其主要零件与标准阀通用。

(2)比例技术与二通和三通插装技术相结合,形成了比例插装技术,特点是结构简单,性能可靠,流动阻力小,通油能力大,易于集成;此外出现比例容积控制为中、大功率控制系统节能提供新手段。

(3)由于传感器和电子器件的小型化,出现了传感器、测量放大器、控制放大器和阀复合一体化的元件,极大地提高了比例阀(电反馈)的工作频宽。其主要表现有:

①高频响、低功耗比例放大器及高频响比例电磁铁的研制,1986年西德BOSCH公司提出高性能闭环控制比例阀,由于采用了高响应直流比例电磁铁和相应的放大器,并含有位置反馈闭环,其流量输出稳态调节特性无中位死区,滞环仅0.3%,零区压力增益达3%额定控制电压,负载腔达80%供油压力,工作频宽和性能已达高水平伺服阀,而成本仅为后者的1/3。

②带集成式放大器的位移传感器(200Hz)的开发,为电反馈比例阀小型化,集成化创造良好的条件。

③伺服比例阀(闭环比例阀)内装放大器,具有伺服阀的各种特性:零遮盖、高精度、高频响,但其对油液的清洁度要求比伺服阀低,具有更高的工作可靠性。

④PID调节技术的应用,改善系统的稳态性,使之有较好的动态响应指标,可利用计算机对PID参数进行最优化数字化或利用实验研究来获得实际线路PID参数的优良匹配。

## 5.7 小结

由于电液比例控制系统具有节能、可靠、廉价、易控、精度高、工作平稳等明显而独特的优点,其将会在各个工程领域得到越来越广泛、深入的应用和发展。其发展应用的状况将极大的影响工业的发展,同时将引起工程领域科技的飞跃发展。

## 6 利用 UG 进行运动仿真

打开 UG 6.0 软件, 根据图纸的尺寸和结构要求, 分别画出三维零件图。如下:

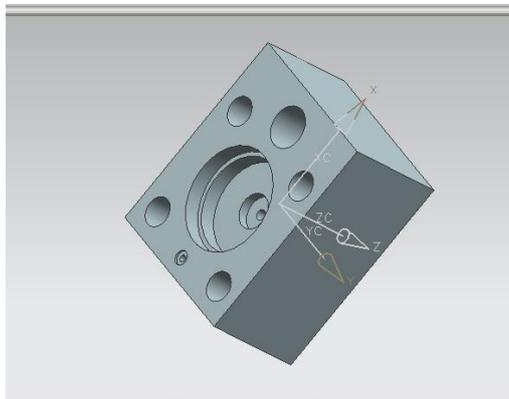


图 6—1 控制盖板

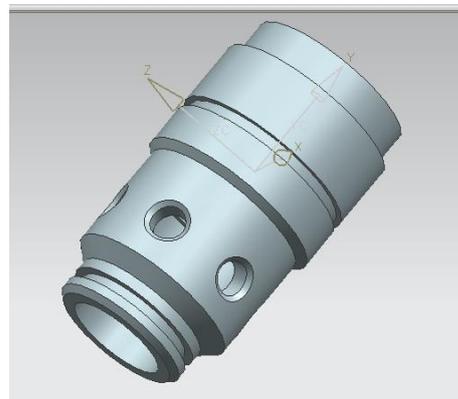


图 6—2 主阀阀套

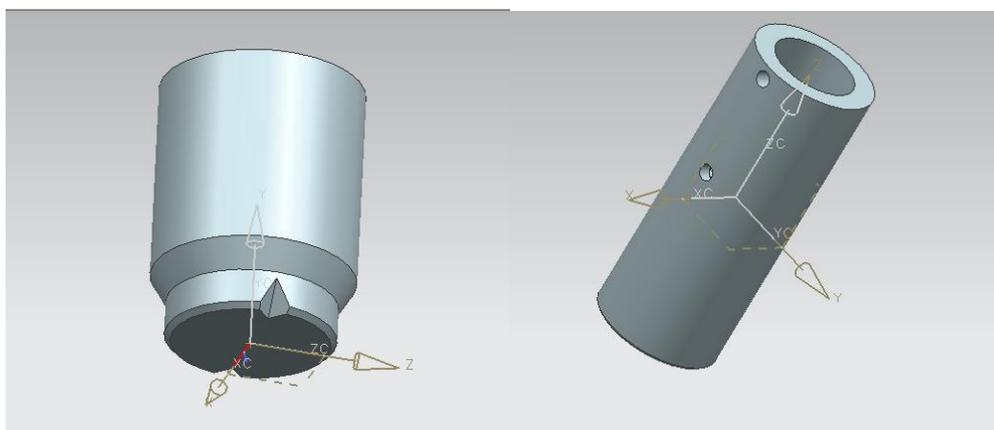


图 6—3 主阀阀芯

图 6—4 先导阀阀套

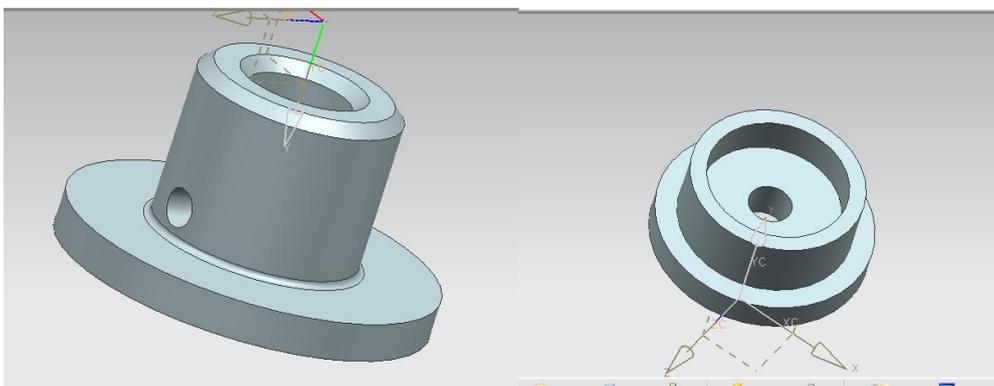


图 6—5 先导阀顶盖

图 6—6 先导阀底盖

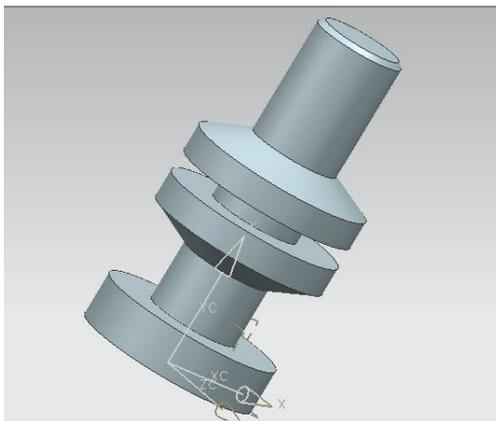


图 6—7 先导阀阀芯

再依照装配图的要求，建立节流阀的装配模型。如下图：

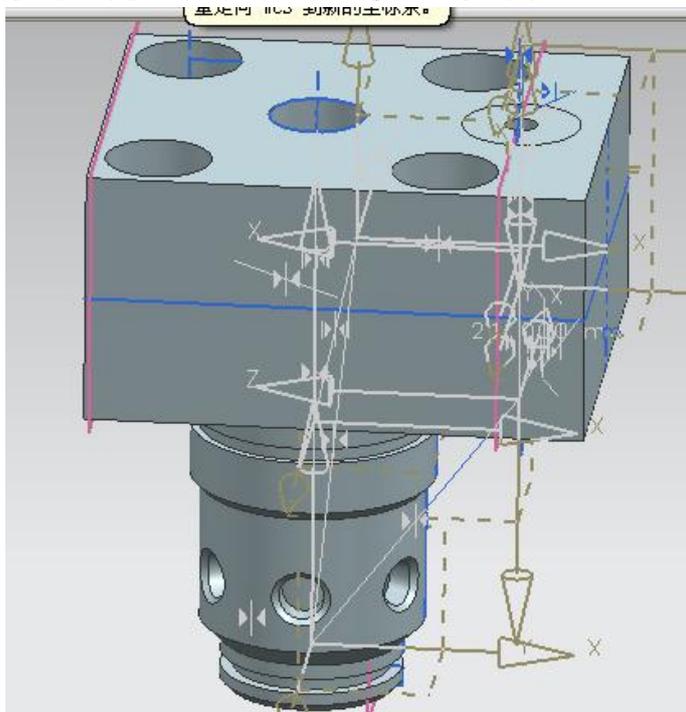


图 6—8 装配图

需要注意的是节流阀在使用的过程中，主阀阀芯和先导阀阀芯会进行轴向运动，所以在对主阀和先导阀弹簧进行建模时要考虑到弹簧的伸缩影响。先将弹簧定义成可变形部件，记住重新保存一下，然后按一般零件那样装配，会有个框出来，你填上压缩后的螺距就行了。即可实现普通的弹簧的伸缩效果！

在完成装配的过程中为了清楚表达装配信息，装配过程可以进行运动仿真，利用 UG 中装配爆炸图的命令，进行装配过程的分析。这样也有利于充分了解节流阀的结构和工作原理。也可以在这个过程中发现设计中出现的问题，并采取有效措施进行改进。

1.由电液比例节流阀的结构及特点可知：电磁铁来驱动节流阀的阀芯，并将连续变化的输入电设计的电液比例节流阀采用直动式结构型式，由信号转化为连续的阀芯位移，以改变节流阀日的开比例电磁铁直接驱动节流阀阀芯，并使阀芯位移与电信号相关联，从而

实现流量的连续调节。

在仿真过程中，通过主先导阀阀芯影响主阀阀芯的位置改变，从而比例节流阀达到控制和稳定流量的目的。

当控制腔的油压力小于这个设定值时，先导阀阀芯将上移，控制腔与 X 口之间的通道被打开，高压油液从主阀进油口进入控制腔中，引起控制腔中油液压力升高，这样又会引起阀芯逐渐下移，阀口减小，当控制腔中油液压力最终回升到设定值时，控制腔与 X 口之间的通道也将被关闭，先导阀阀芯将回复到中位状态。

当控制腔的油压力大于这个设定值时，先导阀阀芯将向下移，控制腔与 Y 口，即油箱之间的通道打开，即溢流通道被打开，控制腔中油液流回到油箱中，控制腔中油液压力逐渐降低，阀芯逐渐上移，阀口减小，当控制腔中油液压力最终下降到设定值时，控制腔与进油口之间的通道也将被关闭，先导阀阀芯将回复到中位状态。

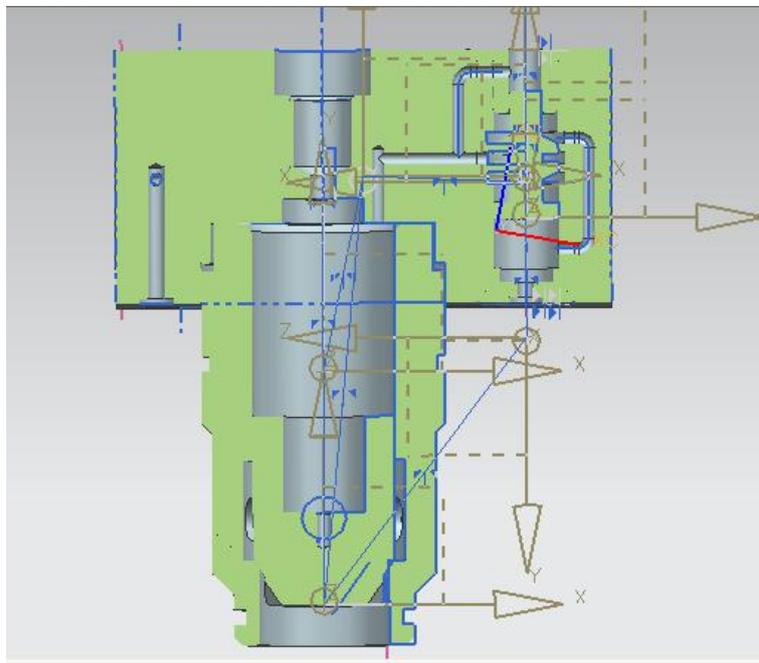


图 6—9

2. 经过仿真实验可以得出：

(1) 电液比例节流阀的阀芯位移与输入电流之间具有良好的线性关系。

(2) 由于存在摩擦力、液动力和剩磁力等，增大了电液比例节流阀的死区和滞环，降低了电液比例节流阀的分辨率，而摩擦力、液动力都与阀口工作压差有关，所以阀口的工作压差对电液比例节流阀的稳态控制特性有一定影响。

(3) 复位弹簧的初始弹簧力是形成电液比例节流阀死区的重要原因，在保证阀芯可靠复位的前提下，应尽可能选取较小的初始弹簧力，以减小死区，提高阀的工作效率。

为获得良好的稳态特性，应对阀口的工作压差进行补偿或采用闭环控制方式。在分析该电液比例节流阀稳态特性的过程中，可以忽略阀的泄漏、水介质的压缩性以及水介质温度变化的影响。

### 3.对节流阀稳态流量特性的仿真分析

电液比例节流阀的稳态流量特性是指电液比例节流阀的输出流量和比例电磁铁线圈输入电流之间的关系。由于电液比例节流阀不对阀口两边的压差进行补偿,所以阀的输出流量不仅与输入电流有关,还与阀口的工作压差以及阀口的型式等因素有关。

由实验仿真分析可知,如果负载压力发生变化,电液比例节流阀阀口两边压差随之发生变化,从而导致电液比例节流阀的输出流量产生一定变化,这是由于没有对电液比例节流阀阀口的工作压差进行补偿以及所用比例电磁铁采用开环控制方式引起的。此外,当电液比例节流阀的输入信号越小,负载压力越小时,抗负载干扰的能力越强。

### 4.结论

通过对设计出的电液比例节流阀稳态特性仿真分析,确定了影响其稳态特性的主要因素,求出了负载快进和工进时电液比例节流阀的位移起始电流、流量起始电流、死区和滞环等稳态特性指标。此外,分析表明:

(1)电液比例节流阀的阀芯位移与输入电流之间具有良好的线性关系,但阀口的工作压差对稳态控制特性有一定影响。摩擦力、液动力和剩磁力等因素会增大电液比例节流阀的死区和滞环,降低阀的分辨率。其中,复位弹簧的初始弹簧力是造成死区的重要原因,应在保证阀芯可靠复位的前提下,尽量选取较小的初始弹簧力,以减小死区影响。

(2)电液比例节流阀的输出流量不仅与阀口型式有关,还受工作压差的影响,并且电液比例节流阀在工作压差较大时的抗负载干扰能力较强。此外,当输入信号越小、负载压力越小时,抗负载干扰的能力越强。为获得良好的稳态控制特性和稳态负载特性,应对电液比例节流阀阀口的工作压差进行补偿,或采用闭环控制方式。

(3)设计出的电液比例节流阀适宜在负载变化不大的场合使用。

## 结论

今天,电液比例控制技术以其一系列优点在工业中应用已经相当普遍,在新系统设计和旧设备改造中正成为用户的重要选择方案,对提高企业的技术专装备水平和设备的自动化程度,发挥了极为重要的作用。电液比例控制技术一个发展趋势是与电液伺服技术技术的密切结合,产生所谓的电液比例伺服技术。

在设计过程中,深刻地体会到到当今工业界的一个极为重要的发展趋势是机、电、液一体化,相应的机电液一体化技术将体现到一个国家的综合国力水平,甚至关系到国防实力,我国如果没有认清这一趋势,不予以高度重视的话,将在这一领域内迅速落伍,并在未来的综合国力较量中落于下风。

另外,微电子技术发展至今,已具有巨大的作用力。作为人类社会第三次工业技术革命的代表微电子技术与其他领域的密切结合,已经改变了整个工业的面貌,同时,这种影响还会继续迅速的进行下去,过程还会更快,更深入。微电子技术与其他领域的这种结合,大大地提高了的工业控制的精度和复杂度,把原本不可能做到的事情或是很难做到的事变为可能。因此,我们应该相当的重视发展微电子技术及其在控制中的应用。

这几个月来的毕业设计,我对资料的搜集、分类整理能力得到了提高,文字组织能力得到了锻炼,这对我以后的工作和学习是很有好处的。同时,做毕业设计使我的思维更严谨,也培养了我一丝不苟的工作作风,并使我对以前的所学的又有点遗忘的知识复习了一遍,对这些知识有了更加深刻的理解,并且有了新的体会,正所谓“温故而知新”。另外,我对 word 软件、CAD、Pro/E、UG 软件的运用水平及写作论文的能力在做毕业设计的过程中得到了大大提高。

这是一次很好的锻炼,提高了我解决实际问题的能力,在处理细节问题方面也有了更多的心得体会。这次的毕业设计让我将自己在课堂和书本上学到的知识应用到实际操作领域,确实是一次非常难得的体验。

## 致谢

本次毕业设计是在陈老师的精心指导下完成的。大四这半年来的设计学习中陈老师给予了我耐心的指导和热心的帮助。

这次的毕业设计也是对自己的一历练和考验，从中可以展露出我的许多不足之处。可能我自己还不能发现，所以，恳请读到我的毕业设计的老师多提宝贵意见，让我能够更好的把设计完成。

最后感谢四年来所有教过我的老师们，谢谢你们对我的指导和关怀，你们的无私奉献让我学到许多一生受益的知识。谢谢！

## 参考文献

- [1]路甬祥主编. 液压气动技术手册[M]. 机械工业出版社, 2002. 1
- [2]张利平主编. 液压阀原理、使用与维护[M]. 化学工业出版社 2005. 4
- [3]章宏甲, 黄谊主编. 液压传动[M]. 机械工业出版社, 2000. 9
- [4]明仁雄, 万会雄主编. 液压与气压传动[M]. 国防工业出版社, 2003. 10
- [5]机械设计手册编委会. 机械设计手册. 三版. 第四卷. 机械工业出版社, 2004. 8
- [6]机械设计手册编委会. 机械设计手册. 三版. 第二卷. 机械工业出版社, 2004. 8
- [7]廖念钊等主编. 互换性与技术测量(第四版)[M]. 中国计量出版社, 2000. 1
- [8]李素玲, 刘军营. 比例控制与比例阀及应用[J]. 液压与气动, 2003年第2期
- [9]许益民主编. 电液比例控制系统分析与设计[M]. 机械工业出版社, 2005. 10
- [10]于晓春, 张媛, 刘子芳. 电液比例控制器的设计[J]. 山东科技大学学报(自然科学版), 2002年第21卷第2期
- [11]路甬祥, 胡大紘主编. 电液比例控制技术[M]. 机械工业出版社, 1988. 11
- [12]牛险峰. 比例阀的应用[J]. 重型机械科技, 2004年第1期
- [13]朱新才主编. 液压传动与控制[M]. 重庆大学出版社, 1995
- [14]蔓重查. 电液比例阀的工作特性及正确选用[J]. 锻压机械, 1992年第6期
- [15]吴根茂, 邱敏秀, 王庆丰等编著. 实用电液比例技术[M]. 浙江大学出版社, 1993
- [16]雷天觉主编, 新编液压工程手册[M]. 机械工业出版社, 1998
- [17]顾瑞龙. 控制理论及电液控制系统[M]. 机械工业出版社, 1984
- [18]卢长耿, 李金良主编. 液压控制系统的分析与设计[M]. 煤炭工业出版社, 1991
- [19]林建亚, 何存兴主编. 液压元件[M]. 机械工业出版社, 1988
- [20]李壮云主编. 液压元件与系统[M]. 机械工业出版社, 1999
- [21]周凤云主编. 工程材料及应用[M]. 华中科技大学出版社, 2002. 11
- [22]宋学义. 如何发展电液比例阀[J]. 液压与气动, 1989年第3期
- [23]许杏文, 邱仰伟. 电液比例阀的优化控制[J]. 机床与液压, 2001年第13期
- [24]蔓重查. 电液比例阀的工作特性及正确选用[J]. 锻压机械, 1992年第6期
- [25]石峰. 6DBF-10型六联电液比例阀的研制[J]. 矿冶, 2000年3月第9卷第1期
- [26]范益群, 钱样生. 比例阀控制回路节流特性的研究[J]. 中国机械工程, 1996年第7卷第1期
- [27]杜秋芳. 比例阀应用[J]. 机床与液压, 1995年第5期
- [28]姜福祥. 电液比例先导式三通减压阀及先导式溢流阀静态仿真研究[D]. 东南大学硕士学位论文, 2001. 10
- [29]杜秋芳, 周聚. 比例阀应用[J]. 鞍山钢铁学院学报, 1994. 3第17卷第1期



