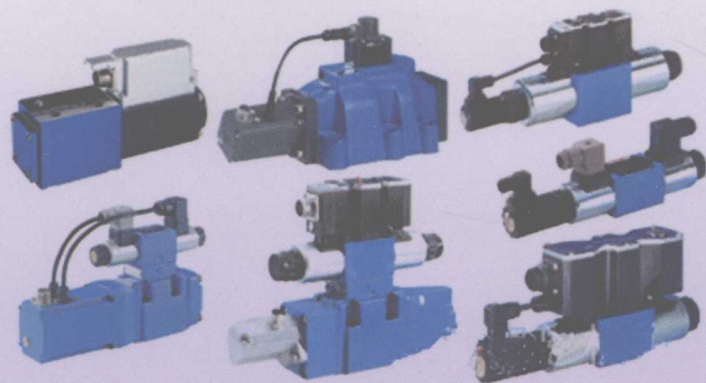



高等学校规划教材
GAODENG XUEXIAO GUIHUA JIAOCAI

电液比例与伺服控制

杨征瑞 花克勤 徐轶 编著



冶金工业出版社
Metallurgical Industry Press

高等学校规划教材

电液比例与伺服控制

杨征瑞 花克勤 徐 轶 编著

北 京
冶金工业出版社
2009

内 容 提 要

本书系统介绍了电液比例与伺服控制技术的基础理论、基本元件、系统组成及性能特点。全书共分十章,系统地、循序渐进地阐述了电液比例与伺服控制中的各种控制元件、动力元件及系统的工作原理、性能特点、建模和分析方法,并从实用的角度出发,简要介绍了系统的校正方法、实用基本回路及其应用、伺服比例放大器的原理和应用、比例与伺服系统的使用和维护常识。本书内容取材适当,每章配有一定数量的思考题和习题,便于教学与自学。

本书可作为高等学校机械电子专业、流体传动与控制专业方向及有关专业教材,也可供从事机械电气方面工作的工程技术人员参考。

图书在版编目(CIP)数据

电液比例与伺服控制/杨征瑞,花克勤,徐轶编著. —北京:
冶金工业出版社,2009. 8
高等学校规划教材
ISBN 978-7-5024-4622-2

I. 电… II. ①杨… ②花… ③徐… III. 电液伺服
系统—比例控制—高等学校—教材 IV. TH137. 5

中国版本图书馆 CIP 数据核字(2009)第 128816 号

出 版 人 曹胜利
地 址 北京北河沿大街嵩祝院北巷 39 号,邮编 100009
电 话 (010)64027926 电子信箱 postmaster@cnmip.com.cn
责任编辑 宋 良 美术编辑 李 新 版式设计 张 青
责任校对 侯 璐 责任印制 牛晓波
ISBN 978-7-5024-4622-2

北京百善印刷厂印刷;冶金工业出版社发行;各地新华书店经销
2009 年 8 月第 1 版,2009 年 8 月第 1 次印刷
787mm×1092mm 1/16; 16.75 印张; 449 千字; 257 页; 1-3000 册

36.00 元

冶金工业出版社发行部 电话:(010)64044283 传真:(010)64027893
冶金书店 地址:北京东四西大街 46 号(100711) 电话:(010)65289081

(本书如有印装质量问题,本社发行部负责退换)

前 言

电液比例与伺服控制技术是流体传动与控制技术的重要分支,也是自动控制技术的重要分支。由于结合了液压技术能传递较大功率、刚性大、响应快等优越性与电子控制技术的灵活性,尤其是近年来电液比例技术的迅猛发展,使电液比例与伺服控制技术应用到几乎所有的工业部门和航空、航天、军事领域中。电液比例与伺服控制技术的基础都是工程流体力学、自动控制理论、电力电子技术和液压传动与控制技术。它们虽然各有特点、区别,应用场合也有所不同,但在组件的结构、性能及分析问题的方法上,有很多相通、相似的地方。它们互相渗透、互相影响,现代的电液比例控制与电液伺服控制技术已越来越难区分。这是科技发展的必然趋势。

本书系统介绍了电液比例与伺服控制技术的基础理论、基本组件、系统组成及性能特点。全书共分十章,系统地、循序渐进地阐述了电液比例与伺服控制中的各种控制元件、动力元件及系统的工作原理、性能特点、建模和分析方法,并从实用的角度出发,简要介绍了系统的校正方法、实用基本回路及其应用、伺服比例放大器的原理和应用、比例与伺服系统的使用和维护常识。本书是在总结了过去数年编者的教学实践的基础上写成的,同时尽可能地吸收了国内外电液比例与伺服控制技术的最新研究成果和应用实例。

电液比例与伺服控制技术既有共同的理论基础、相似的液压组件结构、相同的性能分析方法,又有各自的结构特点和性能特点,应用方面也不尽相同。因此,本书在第1章概括介绍了电液比例控制和伺服控制的基本概念、系统组成、分类特点、发展概况后,在第2、3章着重介绍了电液比例与伺服控制技术中共有的液压放大元件、液压动力元件的结构、工作原理及建模方法、组件性能及其分析方法;第4、5章主要介绍由以上元件组合而成的各种电液伺服阀结构、工作原理和性能评判方法,各种电液伺服系统的组成、工作原理、建模方法、性能分析方法和常用的系统校正方法,这些分析方法和分析结论也可应用到后面涉及的比

例控制组件和系统的研究中;第6、7章主要介绍各种电液比例控制阀和电液比例控制泵的结构、工作原理和性能特点;第8章主要介绍各种电液比例控制的实用基本回路及应用,以进一步增加对电液比例和控制技术的理解;第9章从实用的角度出发简要介绍了伺服与比例控制放大器的一般结构、工作原理及其应用;第10章简要介绍了电液比例与伺服控制系统使用和维护的一些常识。

教学上对本书内容的取舍及讲授的先后次序,教师可根据专业的需要、学时的多少、学生的基础知识水平来确定,有些内容可让学生自学掌握。本书的1、2、3、7章主要由杨征瑞教授编写,4、6、8章主要由花克勤教授编写,5、9、10章由徐轶副教授编写。全书由杨征瑞教授统稿。

在编写本书过程中,曾得到MOOG上海公司的李晓亚先生和上海应用技术学院周志俊同志的多方面的支持、帮助,在此一并表示深切的谢意。

受编者水平所限,书中不当之处,诚请读者提出宝贵意见。

编 者

2008年10月

目 录

1 电液比例与伺服控制系统概述	1
1.1 电液比例与伺服控制技术的发展概况	1
1.2 液压伺服系统基本概念及典型系统举例	2
1.2.1 液压伺服系统的基本概念及工作特点	2
1.2.2 典型液压伺服系统举例	3
1.3 电液比例控制系统工作原理及特点	6
1.3.1 液压开关型控制与比例控制系统	6
1.3.2 电液比例控制的基本特点	8
1.4 电液比例与伺服控制系统的分类与组成	10
1.4.1 电液比例与伺服控制系统的分类	10
1.4.2 电液比例与伺服控制系统的组成	11
思考题	12
2 液压放大元件	13
2.1 液压放大元件的结构与分类	13
2.1.1 圆柱滑阀	13
2.1.2 锥阀	15
2.1.3 喷嘴挡板阀	15
2.1.4 射流式控制阀	15
2.1.5 组合式多级液压放大	16
2.2 液压控制阀静特性的一般分析	16
2.2.1 滑阀的压力-流量方程的一般表达式	17
2.2.2 控制阀的静特性曲线	19
2.2.3 阀的线性化分析和阀系数	20
2.3 零开口四边阀的静特性	21
2.3.1 理想零开口四边滑阀的静特性	21
2.3.2 实际零开口四边滑阀的静特性	23
2.4 正开口与负开口四边阀的静特性	25
2.4.1 正开口四边阀的静特性	25
2.4.2 负开口滑阀分析	27
2.5 双边滑阀的静特性	27
2.5.1 零开口双边滑阀的静特性	28
2.5.2 正开口双边滑阀的静特性	29

2.6 喷嘴挡板阀静特性分析	30
2.6.1 单喷嘴挡板阀静特性分析	30
2.6.2 双喷嘴挡板阀静特性分析	32
2.7 控制阀上的受力分析	34
2.7.1 动量方程与液动力	34
2.7.2 液流对控制阀的作用力分析	36
思考题	41
习题	41
3 液压动力元件	42
3.1 四通阀(四边阀)控液压缸的数学模型	42
3.1.1 基本方程及其拉氏变换式	42
3.1.2 四通阀控对称液压缸的方块图及传递函数	45
3.1.3 传递函数的简化	46
3.2 四通阀控制液压马达的数学模型	50
3.2.1 基本方程及其拉氏变换式	50
3.2.2 输出方程与传递函数	51
3.3 阀控液压动力元件的参数分析	52
3.3.1 液压扭矩放大器	52
3.3.2 没有弹性负载时液压动力元件的频率特性分析	54
3.3.3 有弹性负载时液压动力元件的频率特性分析	60
3.4 三通阀控液压缸	61
3.4.1 基本方程及其拉氏变换式	61
3.4.2 总输出方程	62
3.5 泵控液压马达	64
3.5.1 基本方程及其拉氏变换式	65
3.5.2 输出方程与传递函数	66
3.5.3 泵控液压马达与阀控液压马达的比较	67
3.5.4 位置直接反馈型比例排量变量泵伺服变量机构	67
3.6 液压动力元件与负载的匹配	70
3.6.1 等效负载的计算	70
3.6.2 负载轨迹	75
3.6.3 阀控液压动力元件的输出功率和阀控系统的效率	76
3.6.4 阀控液压动力元件的输出特性	78
3.6.5 液压动力元件与负载的匹配	79
思考题	80
习题	80
4 电液伺服阀	82
4.1 电液伺服阀概述	82

4.1.1 电液伺服阀的结构组成	82
4.1.2 电液伺服阀的分类	83
4.2 电液伺服阀中的电-机械转换元件	84
4.2.1 永磁动铁式力矩马达	84
4.2.2 永磁动圈式力马达	85
4.2.3 动铁式力矩马达与动圈式力马达的性能比较	86
4.3 典型两级电液伺服阀	86
4.3.1 位置反馈式电液伺服阀	86
4.3.2 压力反馈式电液伺服阀	90
4.4 电液伺服阀的主要性能参数	95
4.4.1 表示电液伺服阀规格的主要性能参数	95
4.4.2 电液伺服阀的静态特性	95
4.4.3 电液伺服阀动态特性	98
4.4.4 输入电气特性	100
4.5 电液伺服阀的选择	101
4.5.1 一般原则	101
4.5.2 电液伺服阀规格的选择	101
思考题	102
习题	102
5 电液伺服控制系统的分析与设计	104
5.1 电液伺服控制系统的工作原理与类型	104
5.1.1 典型电液伺服系统	104
5.1.2 电液伺服系统的分类	106
5.2 电液位置伺服系统分析	107
5.2.1 电液位置伺服系统各环节的传递函数及系统方块图	107
5.2.2 电液伺服系统稳定性分析	110
5.2.3 系统快速性分析	112
5.2.4 系统的稳态误差分析	115
5.3 电液位置伺服系统的校正与设计	116
5.3.1 滞后校正	117
5.3.2 速度反馈校正	119
5.3.3 速度和加速度反馈校正	120
5.3.4 压力反馈校正	121
5.3.5 动压反馈校正	122
5.3.6 采用 PID 调节器的校正	123
5.3.7 电液位置伺服系统的应用设计计算实例	126
5.4 电液速度伺服控制系统	134
5.4.1 电液速度伺服控制的原理	134

5.4.2	电液速度伺服控制系统分析	137
5.4.3	电液速度控制系统的校正	138
5.5	电液力控制系统	141
5.5.1	电液力控制系统组成及工作原理	141
5.5.2	电液力控制系统数学模型的建立	142
5.5.3	电液力控制系统动、静态特性分析	143
5.5.4	电液力控制系统的参数确定与校正	145
	思考题	146
	习题	146
6	电液比例控制阀	149
6.1	电液比例控制阀概述	149
6.1.1	电液比例控制阀的分类	149
6.1.2	电液比例阀的构成	149
6.2	比例电磁铁	150
6.2.1	比例电磁铁的结构与工作原理	150
6.2.2	比例电磁铁的控制形式	152
6.3	电液比例控制压力阀	155
6.3.1	直动式比例溢流阀	155
6.3.2	先导式比例溢流阀	157
6.3.3	比例溢流阀的特性	160
6.3.4	直动式比例减压阀	161
6.3.5	先导式比例减压阀	164
6.3.6	比例减压阀的静态特性曲线	168
6.4	电液比例流量控制阀	169
6.4.1	直动式比例节流阀	170
6.4.2	先导式比例节流阀	170
6.4.3	二通型电液比例流量阀	174
6.4.4	三通型电液比例流量阀与压力流量复合比例阀	178
6.5	电液比例方向阀	180
6.5.1	电液比例方向阀的特点与分类	180
6.5.2	直动式比例方向阀	182
6.5.3	先导式比例方向阀	183
6.5.4	比例方向阀的 $I-q$ 特性	188
6.5.5	比例方向阀的选用	190
6.6	电液伺服比例阀	194
6.6.1	电液伺服比例阀的特点	194
6.6.2	单级伺服比例阀	194
6.6.3	先导式电液伺服比例阀	195

思考题	197
习题	198
7 电液比例容积控制元件	199
7.1 电液比例排量变量泵	199
7.1.1 位置直接反馈式电液比例排量控制泵	199
7.1.2 位移-力反馈式电液比例排量控制泵	200
7.1.3 位移-电反馈型电液比例排量泵	201
7.2 电液比例压力控制泵	202
7.2.1 直接控制式电液比例压力调节泵	203
7.2.2 先导式电液比例压力控制泵	203
7.3 电液比例流量控制变量泵	205
7.3.1 电液比例流量控制变量泵的流量控制与调节	205
7.3.2 电液比例流量控制变量泵的静特性	207
7.3.3 带截流控制的电液比例流量控制泵	207
7.4 电液复合比例变量泵	208
7.4.1 压力补偿型电液比例复合控制泵	209
7.4.2 电反馈型电液比例复合控制泵	211
思考题	213
习题	213
8 电液比例控制基本回路及应用	214
8.1 电液比例压力、力控制回路及其应用	214
8.1.1 电液比例调压回路	214
8.1.2 电液比例减压回路	215
8.1.3 闭环电液比例压力(力)控制回路和系统应用	217
8.2 电液比例速度控制回路与系统应用	219
8.2.1 开环比例节流速度控制回路	219
8.2.2 闭环比例节流速度控制回路	220
8.2.3 比例容积速度控制回路	220
8.2.4 电液比例速度控制回路的应用实例——液压电梯比例速度控制系统	222
8.3 电液比例压力-速度控制回路	223
8.3.1 比例压力流量复合控制阀的压力-速度控制回路	223
8.3.2 比例压力流量控制复合泵的压力-速度控制回路	224
8.4 比例方向及速度控制回路	225
8.4.1 对称执行元件的比例方向与速度控制回路	225
8.4.2 非对称执行元件的电液比例方向与速度控制回路	226
8.4.3 电液比例差动控制回路	227
8.4.4 电液比例方向速度控制系统实例——平面磨床工作台方向速度	

控制系统	228
8.5 比例方向阀节流调速的压力补偿控制回路	228
8.5.1 比例方向阀的进油节流压力补偿控制回路	229
8.5.2 比例方向阀的回油节流压力补偿控制回路	231
8.5.3 比例方向阀节流调速压力补偿应用实例	233
8.6 电液比例位置控制回路与系统	234
8.6.1 采用比例节流阀控制的开环减速定位控制系统	234
8.6.2 闭环比例位置控制回路	236
8.6.3 电液比例位置控制应用实例	237
8.7 电液比例同步控制回路系统	238
8.7.1 采用比例调速阀的同步回路及其应用	239
8.7.2 采用电液比例方向阀的同步回路及其应用	240
8.7.3 采用比例流量变量泵的比例同步回路	240
习题	241
9 放大器	243
9.1 概述	243
9.2 放大器中主要基本电路	243
9.2.1 输入电路	243
9.2.2 电压调节电路	243
9.2.3 功率放大电路	245
9.2.4 颤振电路	246
9.3 伺服放大器	247
9.3.1 结构原理	247
9.3.2 典型应用	248
9.4 比例放大器	249
9.4.1 结构原理	249
9.4.2 典型应用	249
9.5 放大器的使用	251
思考题	251
10 电液伺服和比例控制系统的使用和维护	252
10.1 电液伺服与比例控制系统的使用和维护	252
10.2 电液伺服与比例控制系统的常见故障	253
10.2.1 电气控制系统故障	253
10.2.2 液压系统故障	254
10.2.3 电液伺服阀和电液比例阀的故障	254
参考文献	257

1 电液比例与伺服控制系统概述

1.1 电液比例与伺服控制技术的发展概况

从广义上说,凡是系统的被控量(输出)能随输入或指令信号的变化连续地、成比例地得到控制的系统,都可以称为比例控制系统。液压伺服控制系统应属于比例控制系统的范畴。但人们习惯上将采用电液比例控制元件的系统称为电液比例控制系统,将采用液压伺服控制元件的系统称为液压伺服控制系统。

电液比例和伺服控制技术是液压技术的重要分支,也是自动控制技术的重要分支。流体传动与控制技术已有很长的历史,但作为现代电液控制系统的发展,只需追溯到第二次世界大战期间。当时由于军事上的需要,在第二次世界大战后期,由于喷气式飞机的飞行速度很高,因此对控制系统的快速性、动态精度和功率-重量比提出了更高的要求。1940年底,在飞机上首先出现了电液伺服控制系统。当时的控制阀是由伺服电机驱动。伺服电机的惯量大,使其成为限制系统动态特性的主要环节。经过10多年的发展,至20世纪50年代后期,相继研制成了高响应的永磁式力矩马达和以喷嘴挡板阀为先导阀的电液伺服阀,使电液伺服系统成为当时响应最快、控制精度最高的伺服系统,为电液伺服技术的发展奠定了实践基础。到了60年代,由于各种反馈控制技术的应用,进一步提高了电液伺服阀的性能。许多工业部门和技术领域对高响应、高精度、高功率-重量比和大功率控制系统不断发展的需要,又进一步促进了电液伺服控制技术的发展,使电液伺服技术日臻成熟,使其广泛应用于各工业部门和军事领域,应用在飞机、船舶、航天器、近代科学实验装置及武器控制装置上。

20世纪60年代后期,各类民用工程对电液控制技术的需求显得更加广泛和迫切。但是由于传统的伺服阀对流体介质的清洁度要求十分苛刻,制造成本和维护费用都较高昂,系统能耗也比较大,使其难以为一般工业用户所接受。而普通的电液传动控制又不能对较高质量控制系统的要求。因此,人们希望开发一种可靠、廉价,控制精度和响应特性能满足一般工业控制系统实际需要的电液控制系统。这就使20世纪60年代末、70年代初在发展工业伺服阀的同时,开始出现了电液比例技术的发展。初期的比例阀则是在传统的工业用液压阀的基础上,采用可靠、廉价的电-机械转换器(比例电磁铁)和与之相适应的阀内设计,从而开发出对油质要求与一般工业阀相近,阀内压力损失小,性能又能满足大部分工业控制要求的电液比例控制元件。

电液比例与伺服技术发展到现在,大致可以分为以下几个阶段:

(1)20世纪40年代初期,从喷气式飞机上使用的电液伺服系统开始,是电液伺服技术的成长期。

(2)20世纪50~60年代,可以认为是电液伺服技术的发展时期。这时各种高性能的电液伺服阀不断产生,使电液伺服系统成为当时响应最快、控制精度最高的控制系统,也是连接电子技术与大功率控制设备之间的重要桥梁,得到广泛的应用。

(3)自1967年瑞士Beringer公司生产的KL比例复合阀起,到1970年日本油研公司申请的两项压力和流量比例阀专利为止,是电液比例技术的成长期。这个时期内,只是比例型的电-机械转换元件——比例电磁铁应用于传统传动控制用的液压阀中,代替开关型电磁铁或手动调节

机构。阀的结构原理和设计准则几乎没有变化,不含受控参数的反馈闭环,其工作频宽仅在 $1\sim 5\text{Hz}$ 之间,稳态滞环 $4\%\sim 7\%$,多用于开环控制。

(4)1975~1980年间,可以认为是电液比例技术发展的第二阶段。在这一阶段,耐高压比例电磁铁与比例放大器技术日趋成熟,采用各种内反馈原理的比例元件大量问世,比例元件的工作频宽在 $5\sim 15\text{Hz}$ 之间,稳态滞环也减小到 3% ,不仅用于开环控制,也开始用于闭环控制。

(5)20世纪80年代,比例技术走入进一步发展的第三阶段。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、电反馈、动压反馈和与电校正等手段,使阀的稳态精度、动态响应性能都有了进一步的提高。除因受制造成本所限,比例阀的零位仍保留有一定的死区外,其他的稳态与动态性能均已和工业伺服阀无异。另一重大进展是比例技术与插装技术开始结合,开发出各种不同功能和规格的二通、三通型比例插装阀。同时,在产品的机电一体化方面跨出了重要一步。将小型化的传感器和电子器件集成在阀内,形成机电一体化的比例元件。此外,电液比例容积元件相继开发出现,为大功率的工程控制系统的节能提供了技术基础。

(6)20世纪后期开始了一个新的发展时期。一方面由于比例技术的深入发展和大量广泛的应用,另一方面出现了新层面上的伺服技术与比例技术相结合的产物,即伺服比例阀,使闭环比例控制技术得到了进一步的发展。实际上,在一定的频率范围内,伺服控制与比例控制将愈来愈难以区分,伺服比例阀集中了原本伺服阀和比例阀的长处,这是电液比例与伺服控制技术发展的必然趋势。

1.2 液压伺服系统基本概念及典型系统举例

1.2.1 液压伺服系统的基本概念及工作特点

凡是输出能以一定精度自动、快速、准确地复现输入变化规律的自动控制系统称为伺服系统。而采用液压控制元件和液压执行元件的伺服系统称为液压伺服系统。为了说明液压伺服系统的工作原理及其工作特点,现以图1-1所示的某重型机床工作台的位置伺服控制系统为例来加以说明和分析。

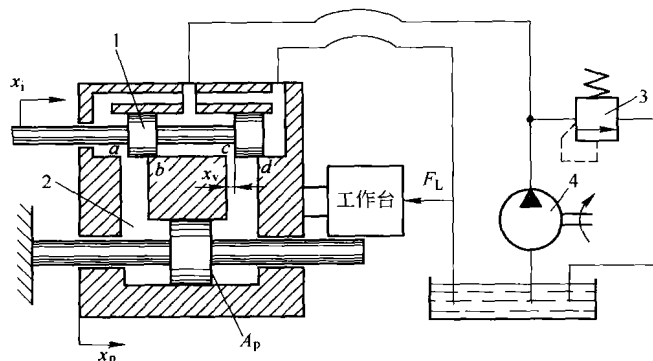


图 1-1 液压伺服控制系统原理图

1—控制阀;2—液压缸;3—溢流阀;4—液压泵

图中,液压泵4是系统的液压能源,通过溢流阀3的调节,向系统供给恒定压力的压力油。伺服控制阀1的阀体与液压缸2的缸体刚性连成一体。当控制阀阀芯处于中间位置时,由于阀的凸肩宽度与阀体窗口沉割槽宽度相等,因此阀的四个控制阀口 a 、 b 、 c 、 d 均关闭,液压缸无流量进出,液压缸不动。如果给阀芯一个位移,如图所示,向右移动 x_1 ,则阀口 a 、 c 开启, b 、 d 关闭。压

力油经阀口 c 进入液压缸右腔, 液压缸左腔的压力油则通过阀口 a 流回油箱, 液压缸体向右移动 x_p 。由于液压缸体与控制阀体是固连成一体的, 因此, 缸体的向右移动将使阀口 a, c 关小。阀的开口量 $x_v = x_i - x_p$, 只要阀的开口 $x_v \neq 0$, 缸体将继续向右运动, 直至 $x_v = 0$, 缸体停止运动, 处于一个新的平衡位置, 从而完成了液压缸输出位移对阀芯输入位移的跟随运动。如果阀芯反向运动, 液压缸也做反向跟随运动。

通过以上分析, 我们可以看出液压伺服系统有以下工作特点:

(1) 在这个系统中, 液压缸的输出位移是完全跟随阀芯的输入位移。阀芯向左或向右移动一个距离时, 缸体也跟着向左或向右移动一个距离。阀芯移动速度快, 缸体移动速度也跟着加快。也就是说, 液压伺服系统的输出量能以一定精度、自动、快速地复现输入信号的变化。因此, 液压伺服系统也称为液压跟踪系统或液压随动系统。这种跟踪、随动系统属于比例控制系统的范畴。

(2) 在这个系统中, 输出位移之所以能自动、快速而准确地复现输入位移的变化, 是因为缸体和阀体固连在一起, 构成了负反馈的闭环控制。在控制过程中, 液压缸的输出位移 x_p 能连续不断地反馈到阀体上, 与阀芯的输入位移 x_i 比较, 直到液压缸的输出位移 x_p 等于阀的输入位移 x_i 为止。因此液压伺服系统是一个负反馈控制系统。

(3) 在这个系统中, 只有当伺服阀的控制阀口有开口量 x_v 时, 液压缸缸体才有运动, 才有位移输出。而控制阀的开口量 x_v 是液压缸的输出位移 x_p 的反馈量与阀的输入位移 x_i 相比较后得出的偏差量。因此, 液压伺服系统实际是靠偏差工作的。这个偏差控制液压缸向减小偏差的方向运动, 直至偏差为零。即以偏差来消除偏差, 这也是负反馈控制的原理。上述液压伺服系统工作原理可用图 1-2 所示的方块图表示。

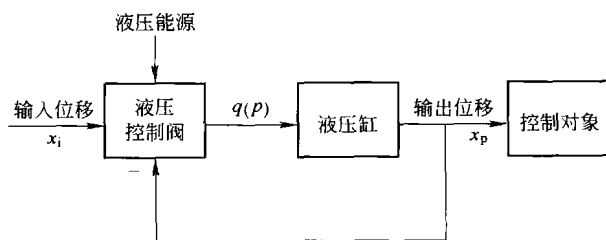


图 1-2 液压伺服系统工作原理方块图

(4) 在这个系统中, 移动滑阀阀芯所需的信号输入功率是很小的, 而系统的输出功率却可以很大, 因此液压伺服系统实际也是一种功率放大装置。功率放大所需的能量由液压能源供给, 供给的能量是根据伺服系统的偏差量自动控制的。因此液压伺服系统实际也是一种自动控制能源输入的装置。

1.2.2 典型液压伺服系统举例

1.2.2.1 车床液压仿形刀架

车床液压仿形刀架是用于车床上成批加工阶梯轴或具有纵向曲线轮廓工件的自动装置。图 1-3 所示为液压仿形刀架的结构原理图。仿形刀架装在车床拖板后部, 随拖板一起做纵向移动 (移动速度 v_s)。为适应车削直角台肩, 仿形刀架液压缸轴线与车床主轴中心线安装成 $\alpha = 45^\circ \sim 60^\circ$ 的斜角, 仿形刀架可按照固定在床身支架上的靠模的轮廓形状车削工件。液压泵站设在车床旁边, 向系统供给所需的压力油。

仿形刀架的活塞杆固定在刀架底座上。液压缸体、伺服阀体和刀体固连在一起, 可以在刀架

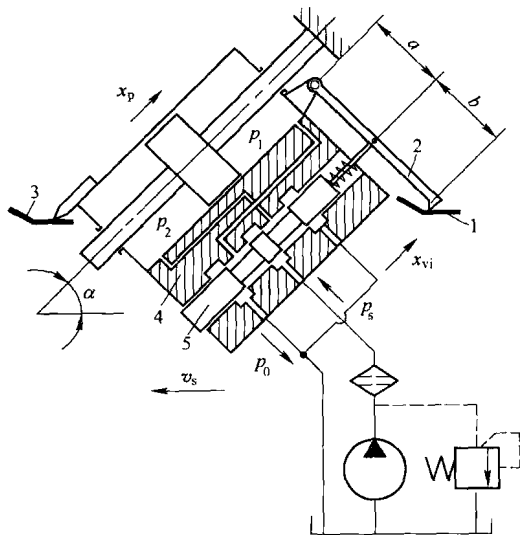


图 1-3 车床液压仿形刀架结构原理图
1—靠模;2—杠杆;3—工件;4—缸体阀体组合;
5—伺服阀阀芯

底座的导轨上沿液压缸轴向移动。伺服阀阀芯在弹簧作用下通过阀杆使杠杆上的触销压在靠模 1 上。当杠杆上的触销还没有碰到靠模时,伺服阀阀芯在弹簧的作用下处于最下方的位置。液压泵输出的压力油通过精滤器、伺服阀的 p_1 口、伺服阀,进液压缸下腔 p_2 腔,驱动缸体带着刀具快速接近工件。液压缸上腔 p_1 腔压力油则通过伺服阀和 p_0 口流回油箱。当杠杆触销触到靠模后,就会使杠杆绕其支轴摆动,阀杆和阀芯便在阀体中相对后移,直到 p_s 至 p_2 与 p_1 至 p_0 的通道被切断,刀架不再运动,完成刀架的快速趋近运动。

车削圆柱面时,拖板纵向移动,杠杆的触销沿靠模上的圆柱母线滑动,伺服阀阀口均处于关闭状态,没有油液进、出液压缸,液压缸体不动,整个仿形刀架随拖板一起做纵向运动,刀具就在工件表面车削出圆柱面。

当杠杆触销碰到靠模上的凸肩、凹槽、斜面或成形表面时,触销尖就会有一个向前或向后的位移输入,杠杆绕其支轴转动,使阀芯相对阀套产生相应的位移输入 x_{vi} , 阀口打开,刀架就做相应的向前或向后的移动 x_p , 并在移动过程中杠杆以触销为支点做反向摆动,使阀口开度逐渐关小,阀口开度为 $x_v = x_{vi} - x_f$ (式中 x_f 为阀口的关小量,这里即反馈量)。只要 $x_v \neq 0$, 液压缸将继续运动,直到阀芯恢复到使两个阀口重新关闭为止。随着拖板的纵向移动,触销不断地从靠模上获得输入位移,刀架不断地做跟随运动,在工件上便加工出与靠模成比例的相同形状的工件来。

仿形加工结束,系统可通过电磁铁(图中未画出)使阀芯移到最上方位置,这时 p_s 至 p_1 与 p_2 至 p_0 的通道被接通,液压泵输出的压力油全部进入液压缸上腔,液压缸下腔回油,仿形刀架快速退回。

上述仿形刀架的仿形过程可用图 1-4 所示框图表示。该系统控制的是仿形刀架的位置,其闭环的输入信号 x_{vi} 和反馈信号 x_f 均为机械信号。因此该系统可称为机液位置伺服系统。

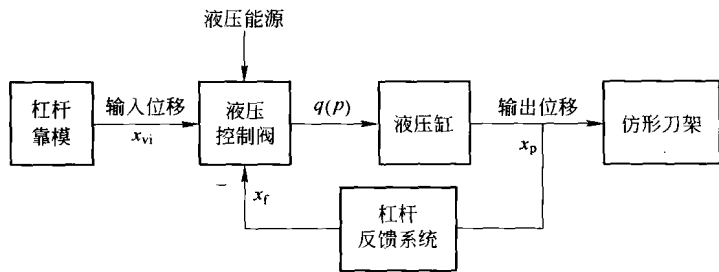


图 1-4 仿形刀架工作原理方块图

1.2.2.2 工作台位置控制伺服系统

如图 1-5 所示为双电液器电液位置控制伺服系统的工作原理图。该系统是以控制工作台的位置为目的,使工作台的位置能按指令电位器给定的规律变化。该系统由指令电位器、反馈电位器、伺服放大器、电液伺服阀、液压缸和工作台等组成。该电液伺服阀是一种能使输出阀口开度及流量随输入电流变化,并正比于输入控制电流的电液控制元件。

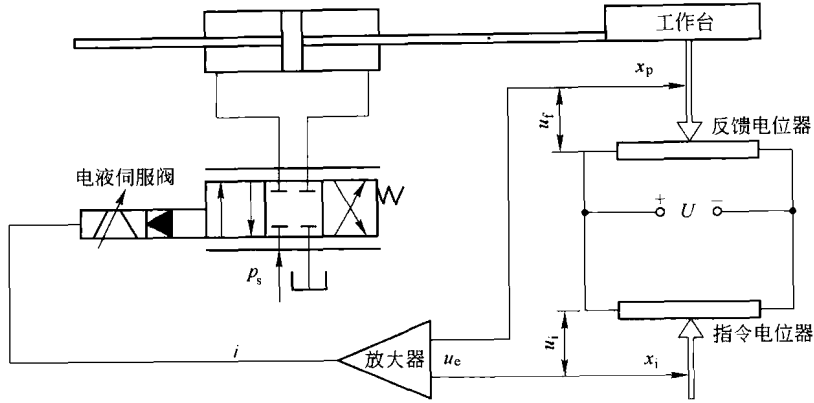


图 1-5 双电位器工作台电液位置控制伺服系统

指令电位器将滑臂的位移 x_i 转换为指令电压 u_i ，被控工作台的位置 x_p 由反馈电位器检测并转换为反馈电压 u_f 。两个电位器与直流电源（电压为 U ）组成一个惠斯顿电桥，检测输入量与输出量之间的偏差 $u_e = u_i - u_f = K(x_i - x_p)$ ， K 为比例系数。当系统平衡时，就是指令电压 u_i 与反馈电压 u_f 相等时，电桥输出 $u_e = 0$ ，此时伺服放大器输出电流 i 为零。电液伺服阀处于阀口关闭位置，没有流量输出，工作台不动。当输入电位器滑臂有一个位移时，如向右有一个位移 x_i ，产生的输入电压经伺服放大器放大后，变为电液伺服阀的控制电流信号 i ，控制电液伺服阀有一个相应的开口量，输出压力油，推动工作台右移。随着工作台的右移，电桥的输出偏差电压逐渐减小，当工作台的位移 $x_i = x_p$ 时，电桥的输出电压 $u_e = 0$ ，电液伺服阀重新关闭，工作台平衡在新的平衡位置。如果指令电位器滑臂反向运动，工作台也反向运动。框图 1-6 表示了该系统的工作原理。

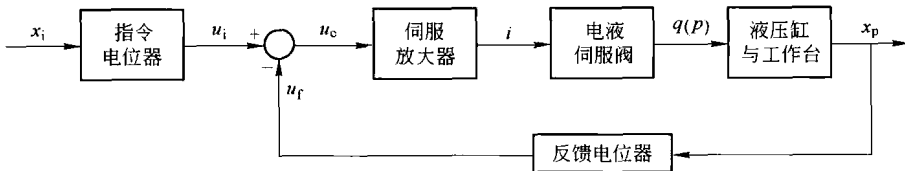


图 1-6 电液位置控制伺服系统工作原理框图

该位置控制系统闭环的输入信号 u_i 和反馈信号 u_f 均为电信号，因此称其为电液位置伺服系统。

1.2.2.3 伺服变量泵控制液压马达的速度控制系统

图 1-7 所示的是一电液泵控式速度控制系统原理图。该系统的液压控制元件是一电液伺服变量泵，它与液压马达组成泵控液压力元件，对液压马达的速度进行控制。电液变量泵既是系统的液压能源，又是系统的控制元件。电液伺服变量泵由液压泵的主体部分和电液伺服变量机构部分组成。图中的电液伺服变量机构采用与上例相似的电液位置控制系统，对泵的斜盘（或摆缸）位置进行闭环控制和调节，以使泵输出与被控速度相适应的流量，对系统转速 ω 实现控制。

若系统中不设测速发电机，不对液压马达的速度进行检测和反馈，该速度控制系统为开环控制。这种系统在负载发生变化时，系统的压力就会发生相应的变化，影响系统泄漏量，而产生控制速度误差。因此，它只适用于控制精度要求不高或负载变化不大的场合。

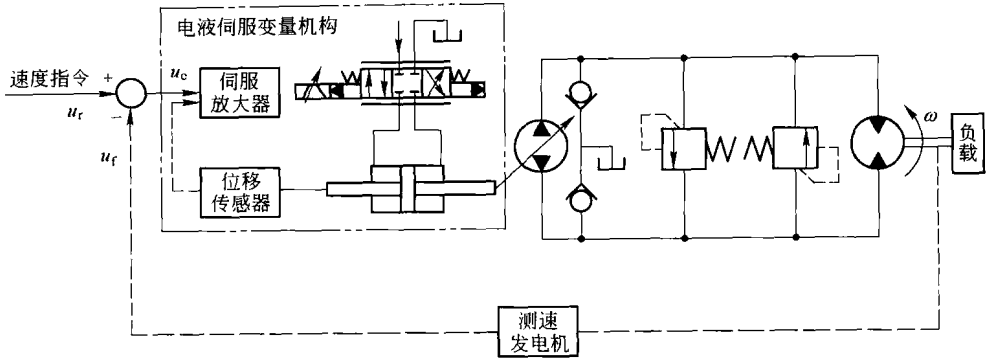


图 1-7 电液泵控式速度控制系统原理图

若系统的被控速度经测速发电机检测,转换为反馈信号 u_f ,并反馈回系统输入端,与输入信号 u_r 进行比较,构成闭环控制,得出的偏差信号 $u_e = u_r - u_f$ 作为变量控制机构的输入信号。对应一个 u_e ,伺服变量泵有一个对应的斜盘倾角位置,泵就有对应的流量输出,液压马达有对应的转速 ω 。所以,这是一个有差系统。

当系统因负载等因素变化引起被控转速有一个变化 $\Delta\omega$ 时,反馈信号和偏差信号分别有一个 Δu_f 和 Δu_e 的变化,于是变量泵的倾角、输出流量均作相应的调节,直至液压马达转速等于所设定的转速。可见这种系统的液压马达转速能自动跟随输入信号的变化,并使其不受各种干扰的影响。因此这种系统适用于速度控制精度要求较高的场合,其工作原理可用图 1-8 所示的框图表示。

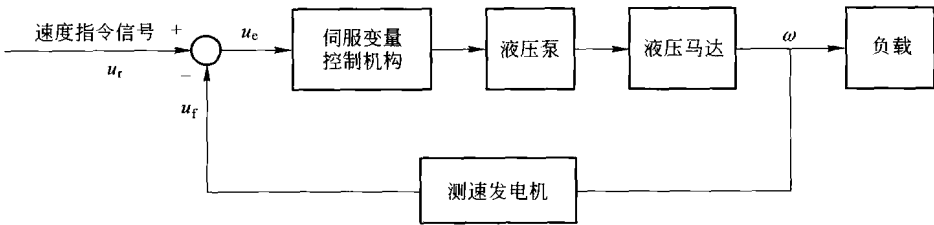


图 1-8 电液泵控闭环速度控制系统工作原理框图

由于这种速度控制系统的输入信号、反馈信号均为电气信号,因此称为电液速度控制系统。如果没有测速发电机将转速检测反馈,则该系统属于开环速度控制系统;若有测速发电机将转速检测反馈,则系统属于闭环速度控制系统。

1.3 电液比例控制系统工作原理及特点

1.3.1 液压开关型控制与比例控制系统

图 1-9 为采用传统的开关型液压控制阀的多级速度控制系统。当电磁铁 1DT 通电时,液压油经换向阀左位进入液压缸无杆腔,其速度决定于被选中的调速阀的开口面积。调速阀被选中与否由 3DT 至 n DT 中对应的电磁铁是否通电与否来决定。若在工作循环中需要变换多级速度,则需要的调速阀与二位二通电磁阀的个数与变速级数相同。多级速度的高低则是通过预调各级调速阀来实现。