

液
压
控
制
系
统

B

普通高等教育机电类规划教材

液压控制系统

甘肃工业大学 王春行 主编



机械工业出版社

481205

普通高等教育机电类规划教材

液 压 控 制 系 统

主 编 王春行
参 编 徐 涑
主 审 王益群



机械工业出版社

本书是在原作者的《液压伺服控制系统》教材基础上重新编写而成的。
全书共七章。主要阐述液压伺服控制的基本原理、液压控制元件和动力元件的特性以及系统的动、静态特性分析与设计,并附有例题、习题和思考题。本书取材适当,便于教学和自学,可作为高等学校流体传动与控制专业方向及有关专业使用,也可供工程技术人员参考。

液 压 控 制 系 统

甘肃工业大学 王春行 主编

*

责任编辑:孙祥根 版式设计:霍永明
封面设计:姚毅 责任校对:张佳
责任印制:路琳

*

机械工业出版社出版(北京市百万庄大街22号)
邮政编码:100037
(北京市书刊出版业营业许可证出字第117号)
赤峰市森堡印刷有限公司印刷
新华书店北京发行所发行·新华书店经售

*

开本 787×1092¹/₁₆·印张 10.25·字数 250千字
1999年5月第1版第1次印刷
印数 0 001—2000 定价:15.00元

*

ISBN 7-111-06491-7/TH·881 (课)

凡购本书,如有缺页、倒页、脱页,由本社发行部调换

前 言

《液压伺服控制系统》一书于1981年7月出版，作为流体传动与控制专业及有关专业的专业课教材。并于1989年7月修订再版。

1996年10月在华中理工大学召开的机械工程及自动化专业教学指导委员会会议和1997年5月在浙江大学召开的流体传动与控制教学指导小组会议，确定《液压伺服控制系统》作为九五规划教材重新编写，计划学时为40学时，并改书名为《液压控制系统》。

本书共七章。主要阐述液压伺服控制的基本原理、液压控制元件和动力元件的特性以及系统的动、静态特性分析与设计。第一章至第三章由甘肃工业大学徐淦编写，第四章至第七章由甘肃工业大学王春行编写。全书由王春行主编。燕山大学王益群教授对全书进行了认真的审阅，提出了许多宝贵的意见，在此表示衷心的感谢。

由于编者水平所限，书中有不当之处，请读者提出宝贵意见，深表谢意。

编 者
1998年3月

目 录

前言	
第一章 绪论	1
第一节 液压伺服控制系统的工作原理及组成	1
第二节 液压伺服控制的分类	4
第三节 液压伺服控制的优缺点	5
第四节 液压伺服控制的发展和应用	7
第二章 液压放大元件	8
第一节 圆柱滑阀的结构型式及分类	8
第二节 滑阀静态特性的一般分析	10
第三节 零开口四边滑阀的静态特性	14
第四节 正开口四边滑阀的静态特性	18
第五节 双边滑阀的静态特性	20
第六节 滑阀受力分析	22
第七节 滑阀的输出功率及效率	25
第八节 滑阀的设计	27
第九节 喷嘴挡板阀	28
第十节 射流管阀	36
思考题	39
习题	39
第三章 液压动力元件	40
第一节 四通阀控制液压缸	40
第二节 四通阀控制液压马达	52
第三节 三通阀控制液压缸	54
第四节 泵控液压马达	57
第五节 液压动力元件与负载的匹配	60
思考题	65
习题	65
第四章 机液伺服系统	67
第一节 机液位置伺服系统	67
第二节 结构柔度对系统稳定性的影响	69
第三节 动压反馈装置	73
第四节 液压转矩放大器	77
思考题	80
习题	80
第五章 电液伺服阀	81
第一节 电液伺服阀的组成及分类	81
第二节 力矩马达	83
第三节 力反馈两级电液伺服阀	87
第四节 直接反馈两级滑阀式电液伺服阀	100
第五节 其它型式的电液伺服阀简介	102
第六节 电液伺服阀的特性及主要的性能指标	107
思考题	111
习题	111
第六章 电液伺服系统	112
第一节 电液伺服系统的类型	112
第二节 电液位置伺服系统的分析	113
第三节 电液伺服系统的校正	124
第四节 电液速度控制系统	129
第五节 电液力控制系统	134
思考题	139
习题	139
第七章 液压伺服系统设计	141
第一节 液压伺服系统的设计步骤	141
第二节 液压伺服系统设计举例	145
第三节 液压能源的选择	157
思考题	159
习题	160
参考文献	160

第一章 绪 论

第一节 液压伺服控制系统的工作原理及组成

一、液压伺服控制系统的工作原理

液压伺服控制系统是以液压动力元件作驱动装置所组成的反馈控制系统。在这种系统中，输出量(位移、速度、力等)能够自动地、快速而准确地复现输入量的变化规律。与此同时，还对输入信号进行功率放大，因此也是一个功率放大装置。

图 1-1 所示是一个简单的液压伺服控制系统原理图。以此为例说明液压伺服控制的工作原理。图中，液压泵 4 是系统的能源，它以恒定的压力向系统供油，供油压力由溢流阀 3 调定。液压动力元件由四边滑阀 1 和液压缸 2 组成。滑阀是转换放大元件，它将输入的机械信号(阀芯位移)转换成液压信号(流量、压力)输出，并加以功率放大。液压缸是执行元件，输入是压力油的流量，输出是运动速度(或位移)。滑阀阀体与液压缸缸体刚性连结在一起，构成反馈回路。因此，这是个闭环控制系统。

当滑阀阀芯处于阀套中间位置时，阀的四个窗口均关闭(阀芯凸肩宽度与阀套窗口宽度相等)，阀没有流量输出，液压缸不动。如果给阀芯一个输入位移，例如向右移动 x_i ，则窗口 a, b 便有一个相应的开口量 $x_v = x_i$ ，压力油经窗口 a 进入液压缸右腔，推动缸体右移，液压缸左腔油液经窗口 b 回油。在缸体右移的同时，带动阀体也右移，使阀的开口量减小，即 $x_v = x_i - x_p$ 。当缸体位移 x_p 等于阀芯位移 x_i 时，阀的开口量 $x_v = 0$ ，阀的输出流量为零，液压缸停止运动，处在一个新的平衡位置上，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，液压缸也反向跟随运动。

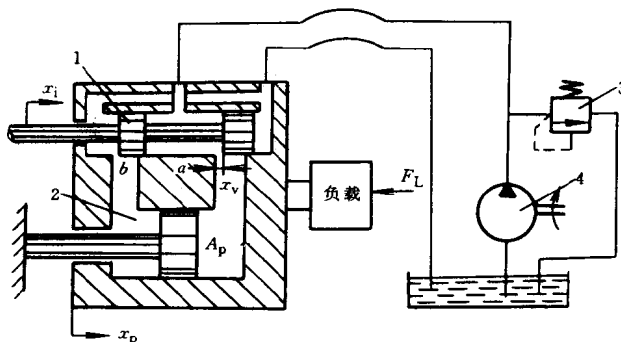


图 1-1 机液伺服控制系统原理图
1—滑阀 2—液压缸 3—溢流阀 4—液压泵

在这个系统中，输出位移之所以能自动地、快速而准确地复现输入位移的变化，是因为阀体与液压缸缸体刚性连结在一起，构成了负反馈闭环控制系统。在控制过程中，液压缸的输出位移能够连续不断地反馈到阀体上，与滑阀阀芯的输入位移相比较，得出两者之间的位置偏差，这个位置偏差就是滑阀的开口量。滑阀有开口量就有压力油输出到液压缸，驱动液压缸运动，使阀的开口量(偏差)减小，直到输出位移与输入位移相一致为止。可以看出，这个系统是靠偏差工作的，即以偏差来消除偏差，这就是反馈控制的原理。系统的工作原理可以用图 1-2

所示的方块图表示。

在该系统中,移动滑阀阀芯所需要的信号功率很小,而系统的输出功率却可以达到很大,因此这是个功率放大装置。功率放大所需的能量是由液压能源供给的,供给能量的控制是根据伺服系统偏差的大小自动进行的。因此,液压伺服系统也是一个控制液压能源输出的装置。

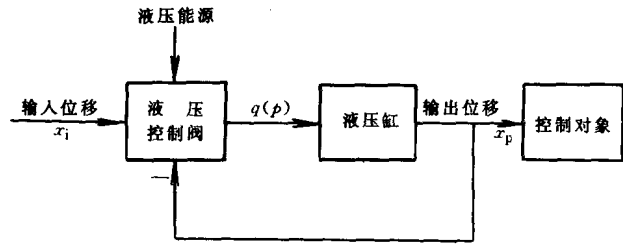


图 1-2 系统工作原理方块图

图 1-1 所示的系统,其输出量是位移,故称位置伺服控制系统。在该系统中,输入信号和反馈信号均由机械构件实现,所以也称机械液压伺服系统。液压控制元件为滑阀,靠节流原理工作,也称节流式或阀控式液压伺服系统。

图 1-3 所示是双电位器电液位置伺服系统的工作原理图。该系统控制工作台(负载)的位置,使之按照指令电位器给定的规律变化。系统由指令电位器、反馈电位器、电子放大器、电液伺服阀、液压缸和工作台组成。因为采用电液伺服阀作为液压控制元件,所以也称阀控式电液位置伺服系统。

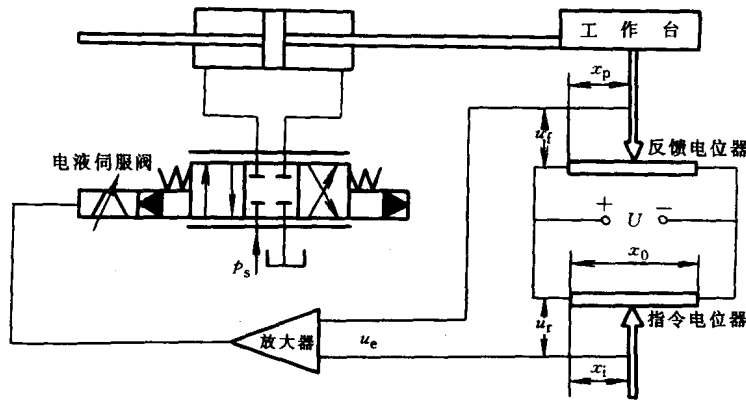


图 1-3 双电位器电液位置伺服系统

指令电位器将滑臂的位置指令 x_i 转换成指令电压 u_r , 被控制的工作台位置 x_p 由反馈电位器检测转换为反馈电压 u_f 。两个线性电位器接成桥式电路, 从而得到偏差电压 $u_e = u_r - u_f = K(x_i - x_p)$, $K = \frac{U}{x_0}$ 为电位器增益。当工作台位置 x_p 与指令位置 x_i 相一致时, 电桥输出偏差电压 $u_e = 0$, 此时伺服放大器输出电流为零, 电液伺服阀处于零位, 没有流量输出, 工作台不动。当指令电位器滑臂位置发生变化时, 如向右移动一个位移 Δx_i , 在工作台位置发生变化之前, 电桥输出的偏差电压 $u_e = K\Delta x_i$, 偏差电压经伺服放大器放大后变为电流信号去控制电液伺服阀, 电液伺服阀输出压力油到液压缸推动工作台右移。随着工作台的移动电桥输出偏差电压逐渐减小, 当工作台位移 Δx_p 等于指令电位器位移 Δx_i 时, 电桥输出偏差电压为零, 工作台停止运动。如果指令电位器滑臂反向运动, 工作台也反向跟随运动。图 1-4 表示该系统的工作原理方块图。

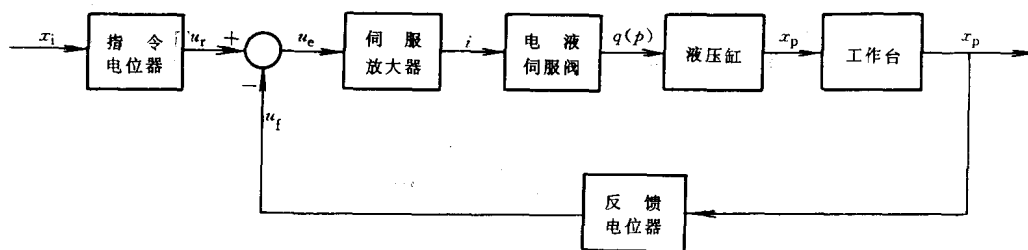


图 1-4 电液位置伺服系统工作原理方块图

图 1-5 是泵控式电液速度控制系统的原理图。该系统的液压动力元件由变量泵和液压马达组成，变量泵既是液压能源又是液压控制元件。由于操纵变量机构所需的力较大，通常采用一个小功率的液压放大装置作为变量控制机构。图 1-5 所示系统采用阀控式电液位置伺服机构（与图 1-3 所示系统相似）作为泵的变量控制机构。液压马达的输出速度由测速发电机检测，转换为反馈电压信号 u_f ，与输入指令电压信号 u_r 相比较，得出偏差电压信号 $u_e = u_r - u_f$ ，作为变量控制机构的输入信号。

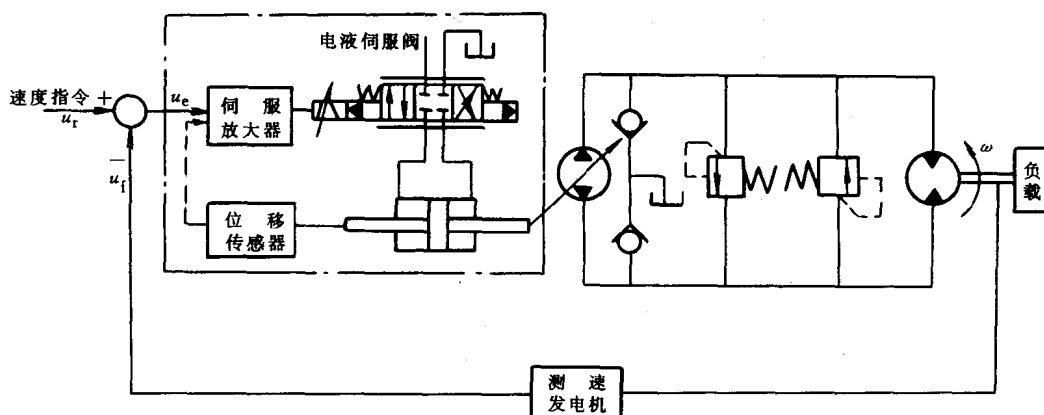


图 1-5 泵控式电液速度控制系统原理图

当速度指令为 u_{r0} 时，负载以某个给定的转速 ω_0 工作，测速机输出反馈电压 u_{f0} ，则偏差电压 $u_{e0} = u_{r0} - u_{f0}$ ，这个偏差电压对应于一定的液压缸位置，从而对应于一定的泵流量输出，此流量为保持负载转速 ω_0 所需之流量。可见偏差电压 u_{e0} 是保持工作速度 ω_0 所需要的，因此这是个有差系统（内部控制回路闭合）。如果负载变化或其它原因引起转速发生变化时，则 $u_f \neq u_{f0}$ ，假如 $\omega > \omega_0$ ，则 $u_f > u_{f0}$ ，此时， $u_e = u_{r0} - u_f < u_{e0}$ ，使液压缸输出位移减小，于是泵输出流量减小，液压马达转速便自动下调至给定值。反之，如果转速下降，则 $u_f < u_{f0}$ ，因而 $u_e > u_{e0}$ ，使液压缸输出位移增大，于是泵输出流量增大，液压马达转速便自动回升至给定值。可见在速度指令一定时，液压马达转速可保持恒定，不受负载变化等影响。如果速度指令变化，则液压马达转速也相应变化。系统的工作原理方块图见图 1-6。

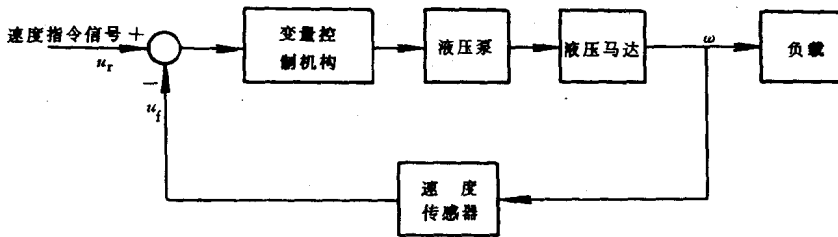


图 1-6 泵控式电液速度控制系统工作原理方块图

在这个系统中,内部控制回路(图中的虚线)可以闭合也可以不闭合。当内部控制回路闭合时,由于消除了液压泵变量液压缸的积分作用,使前置级不再带有积分环节,整个系统成为 O 型系统。当内部控制回路不闭合时,整个系统是 I 型系统。

图 1-6 所示系统,在内部控制回路闭合的情况下,将速度指令变为位置指令,测速机改为位置传感器,就成为泵控式电液位置伺服系统。

二、液压伺服控制系统的组成

液压伺服控制系统由以下一些基本元件组成:

输入元件 也称指令元件,它给出输入信号(指令信号)加于系统的输入端。该元件可以是机械的、电气的、气动的等。如靠模、指令电位器或计算机等。

反馈测量元件 测量系统的输出并转换为反馈信号。这类元件也是多种形式的。各种传感器常作为反馈测量元件。

比较元件 将反馈信号与输入信号进行比较,给出偏差信号。

放大转换元件 将偏差信号放大、转换成液压信号(流量或压力)。如伺服放大器、机液伺服阀、电液伺服阀等。

执行元件 产生调节动作加于控制对象上,实现调节任务。如液压缸和液压马达等。

控制对象 被控制的机器设备或物体,即负载。

此外,还可能有各种校正装置,以及不包含在控制回路内的液压能源装置。

第二节 液压伺服控制的分类

液压伺服控制系统可按不同的原则分类,每一种分类的方法都代表系统一定的特点。

一、按系统输入信号的变化规律分类

液压伺服控制系统按输入信号的变化规律不同可分为:定值控制系统、程序控制系统和伺服控制系统。

当系统输入信号为定值时,称为定值控制系统。对定值控制系统,基本任务是提高系统的抗干扰性,将系统的实际输出量保持在希望值上。当系统的输入信号按预先给定的规律变化时,称为程序控制系统。伺服系统也称随动系统,其输入信号是时间的未知函数,而输出量能够准确、快速地复现输入量的变化规律。对伺服系统来说,能否获得快速响应往往是它的主要矛盾。

二、按被控物理量的名称分类

按被控物理量的名称不同可分为：位置伺服控制系统、速度伺服控制系统、力控制系统和其它物理量的控制系统。

三、按液压动力元件的控制方式或液压控制元件的形式分类

液压伺服系统可分为：节流式控制（阀控式）系统和容积式控制（变量泵控制或变量马达控制）系统两类。其中，阀控系统又可分为阀控液压缸系统和阀控液压马达系统两种；容积式控制系统又可分为伺服变量泵系统和伺服变量马达系统两种。

阀控系统的优点是响应速度快、控制精度高、结构简单；缺点是效率低。由于它的性能优越，得到广泛的应用，特别是在快速、高精度的中、小功率伺服系统中应用很广。泵控伺服系统的优点是效率高，缺点是响应速度较慢、结构复杂。另外，操纵变量机构所需的力较大，需要专门的操纵机构。通常采用一套小型的伺服机构（见图 1-5），其功率为主回路功率的 2% ~ 10%，还常需要单独的能源，使系统复杂化。泵控系统适用于大功率而对响应速度要求不高的场合。

阀控系统根据液压能源的型式不同又可分为恒压伺服系统和恒流伺服系统。在恒压伺服系统中，液压能源以恒定的压力向系统供油；在恒流伺服系统中，液压能源以恒定的流量向系统供油。恒流伺服系统结构简单、价格便宜、效率相对较高，但阀的线性度差。一般恒流伺服系统的性能不如恒压伺服系统，所以恒压伺服系统用得比较多，而恒流伺服系统只用在系统性能要求不高的场合。

四、按信号传递介质的形式分类

按系统中信号传递介质的形式或信号的能量形式可分为：机械液压伺服系统、电气液压伺服系统和气动液压伺服系统等。

在机液伺服系统中，输入信号给定、反馈测量和比较均用机械构件实现。其优点是结构简单、工作可靠、维护简便；缺点是系统的校正及系统增益的调整都不如电的方便。此外，反馈机构中的摩擦和间隙等都会给系统的性能带来不利的影响。机液伺服系统一般用在响应和精度要求不是很高的场合。绝大多数是位置控制系统。

在电液伺服系统中，偏差信号的检测、校正和初始放大等均采用电气、电子元件实现。它们具有很大的灵活性，对信号的测量、校正、放大都比较方便。而液压动力元件响应速度快、抗负载刚性大。两者相结合，使电液伺服系统具有很大的灵活性和广泛的适应性。电液伺服系统与计算机相结合，可以充分地运用计算机的信息处理能力，使系统具有更复杂的功能和更广泛的适应性。

在气液伺服系统中，偏差信号的检测和初始放大均采用气动元件完成。气动测量灵敏度高、工作可靠、可在恶劣的环境（高温、振动、易爆等）中工作，并且结构简单。但需要有气源等附属设备。

第三节 液压伺服控制的优缺点

液压伺服控制具有很多的优点，从而使它获得广泛的应用。但也存在一些缺点，这些缺点限制了它的应用。

一、液压伺服控制的优点

液压伺服系统与其它类型的伺服系统相比，具有以下优点：

(1) 液压元件的功率-重量比和力矩-惯量比(或力-质量比)大 可以组成结构紧凑、体积小、重量轻、加速性好的伺服系统。对于中、大功率的伺服系统,这一优点尤为突出。

为了说明这一点,现将液压元件与电气元件作一比较。电气元件的最小尺寸取决于最大的有效磁通密度和功率损耗所产生的发热量(与电流密度有关)。最大有效磁通密度受磁性材料的磁饱和限制,而发热量散发又比较困难。因此电气元件的结构尺寸比较大,功率-重量比和力矩-惯量比小。液压元件功率损耗所产生的热量可由油液带到散热器去散发,它的尺寸主要取决于最大工作压力。由于最大工作压力可以很高(目前可达 32MPa),所以液压元件的体积小、重量轻,而输出力或力矩却很大,使功率-重量比和力矩-惯量比(或力-质量比)大。一般液压泵的重量只是同功率电动机重量的 10%~20%,尺寸约为后者的 12%~13%。液压马达的功率-重量比一般为相当容量电动机的 10 倍,而力矩-惯量比为电动机的 10~20 倍。

(2) 液压力元件快速性好,系统响应快 由于液压力元件的力矩-惯量比(或力-质量比)大,所以加速能力强,能高速起动、制动与反向。例如,加速中等功率的电动机需一至几秒,而加速同功率的液压马达的时间只需电动机的 1/10 左右。

由于液压系统中油液的体积弹性模量很大,由液压缩性形成的液压弹簧刚度很大,而液压力元件的惯量又比较小,所以由液压弹簧刚度和负载惯量耦合成的液压固有频率很高,故系统的响应速度快。与液压系统具有相同压力和负载的气动系统,其响应速度只有液压系统的 1/50。

(3) 液压伺服系统抗负载的刚度大 即输出位移受负载变化的影响小,定位准确,控制精度高。由于液压固有频率高,允许液压伺服系统特别是电液伺服系统有较大的开环放大系数,因此可以获得较高的精度和响应速度。另外,由于液压系统中油液的压缩性很小,同时泄漏也很小,故液压力元件的速度刚度大,组成闭环系统时其位置刚度也大。电动机的开环速度刚度约为液压马达的 1/5,电动机的位置刚度接近于零。因此,电动机只能用来组成闭环位置控制系统,而液压马达(或液压缸)却可以用来进行开环位置控制,当然闭环液压位置控制系统的刚度比开环时要高得多。气动系统由于气体可压缩性的影响,其刚度只有液压系统的 1/400。

综上所述,液压伺服系统体积小、重量轻、控制精度高、响应速度快。这些优点对伺服系统来说是极其重要的。除此而外,还有一些优点:如液压元件的润滑性好、寿命长;调速范围宽、低速稳定性好;借助油管动力传输比较方便;借助蓄能器,能量储存比较方便;液压执行元件有直线位移式和旋转式两种,增加它的适应性;过载保护容易;解决系统温升问题比较方便等。

二、液压伺服控制的缺点

1) 液压元件,特别是精密的液压控制元件(如电液伺服阀)抗污染能力差,对工作油液的清洁度要求高 污染的油液会使阀磨损而降低其性能,甚至被堵塞而不能正常工作。这是液压伺服系统发生故障的主要原因。因此液压伺服系统必须采用精细过滤器。

2) 油液的体积弹性模量随油温和混入油中的空气含量而变化。油液的粘度也随油温变化而变化 因此油温变化时对系统的性能有很大的影响。

3) 当液压元件的密封设计、制造和使用维护不当时,容易引起外漏,造成环境污染 目前液压系统仍广泛采用可燃性石油基液压油,油液外漏可能引起火灾,所以有些场合不适用。

4) 液压元件制造精度要求高,成本高。

5) 液压能源的获得和远距离传输都不如电气系统方便。

第四节 液压伺服控制的发展和應用

液压伺服控制是一门新兴的科学技术。它不但是液压技术的一个重要分支,而且也是控制领域中的一个重要组成部分。

早在第一次世界大战前,液压伺服控制已开始应用于海军舰艇中,作为操舵装置。到第二次世界大战期间及以后,由于军事的刺激,自动控制特别是武器和飞行器控制系统的研究得到进一步的发展。液压伺服控制因响应快,精度高和功率-重量比大等特点而受到特别的重视。特别是近几十年,由于整个工业技术的发展,尤其是军事和航空航天技术的发展,促使液压伺服控制得到迅速发展。使这门技术无论在元件和系统方面,还是在理论与应用方面都日趋完善和成熟,形成一门新兴的科学技术。

机械液压伺服控制出现较早,用在飞机上作为液压助力器,操纵飞机舵面。40年代,首先在飞机上出现了电液伺服系统。但该系统中的滑阀由伺服电动机驱动,作为电液转换器。由于伺服电动机时间常数较大,限制了电液伺服系统的响应速度。随着超音速飞机的发展,要求伺服系统反应速度越来越高,特别是像导弹控制,这就促进了快速电液伺服控制系统的产生与发展。50年代初,出现了快速响应的永磁力矩马达,力矩马达与滑阀结合,形成了电液伺服阀。50年代末,又出现了以喷嘴挡板阀作为第一级的电液伺服阀,进一步提高了电液伺服阀的快速性。60年代,各种结构的电液伺服阀相继出现,其性能日趋完善。由于电液伺服阀和电子技术的发展,使电液伺服系统得到迅速的发展。

目前,液压伺服系统特别是电液伺服系统已成为武器自动化和工业自动化的一个重要方面。凡是需要大功率、快速、精确反应的控制系統,都已经有了应用。在国防工业中,如飞机的操纵系统、导弹的自动控制系统、火炮操纵系统、坦克火炮稳定装置、雷达跟踪系统和舰艇的操舵装置等系统中。在一般工业中,用于机床、冶炼、轧钢、铸锻、动力、工程机械、矿山机械、建筑机械、拖拉机、船舶等系统中。

第二章 液压放大元件

液压放大元件也称液压放大器,是一种以机械运动来控制流体动力的元件。在液压伺服系统中,它将输入的机械信号(位移或转角)转换为液压信号(流量、压力)输出,并进行功率放大。因此,它既是一种能量转换元件,又是一种功率放大元件。

液压放大元件是液压伺服系统中的一种主要控制元件,它的静、动态特性对液压伺服系统的性能有很大的影响。液压放大元件具有结构简单、单位体积输出功率大、工作可靠和动态性能好等优点,所以在液压伺服系统中得到广泛应用。

液压放大元件包括滑阀、喷嘴挡板阀和射流管阀等。本章主要介绍它们的结构型式、工作原理、静态特性及设计准则。

第一节 圆柱滑阀的结构型式及分类

滑阀是靠节流原理工作的,借助于阀芯与阀套间的相对运动改变节流口面积的大小,对流体流量或压力进行控制。滑阀结构型式多,控制性能好,在液压伺服系统中应用最为广泛。滑阀的结构型式可分为:

一、按进、出阀的通道数划分

有四通阀(图 2-1a、b、c、d),三通阀(图 2-1e)和二通阀(图 2-1f)。

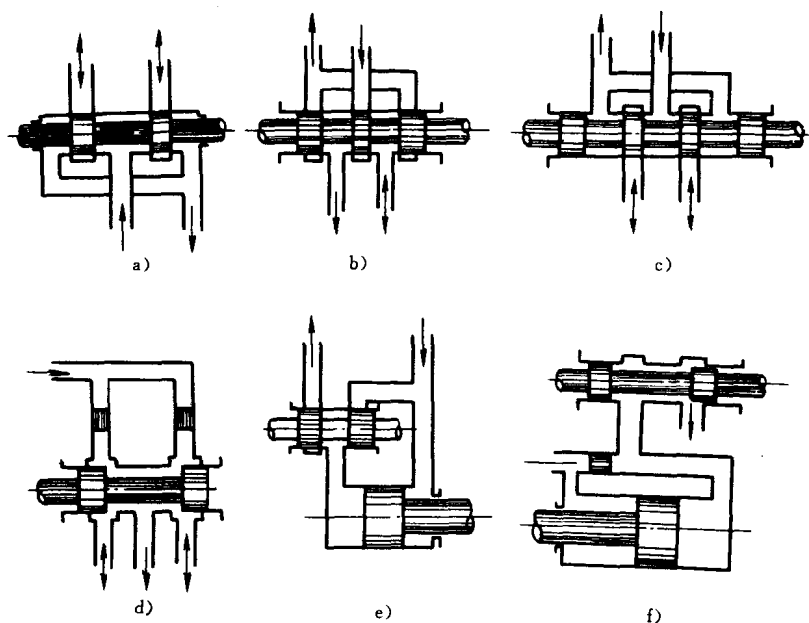


图 2-1 滑阀的结构型式

- a) 两凸肩四边滑阀(四通阀) b) 三凸肩四边滑阀(四通阀) c) 四凸肩四边滑阀(四通阀)
d) 带两个固定节流孔的正开口双边滑阀(四通阀) e) 双边滑阀(三通阀) f) 带固定节流孔的单边滑阀(二通阀)

四通阀有两个控制口,可用来控制双作用液压缸或液压马达。三通阀只有一个控制口,故只能用来控制差动液压缸。为实现液压缸反向运动,须在液压缸有活塞杆侧设置固定偏压,可由供油压力、弹簧、重物等产生。二通阀(单边阀)只有一个可变节流口,必须和一个固定节流孔配合使用,才能控制一腔的压力,用来控制差动液压缸。

二、按滑阀的工作边数划分

有四边滑阀(图 2-1a、b、c)、双边滑阀(图 2-1d、e)和单边滑阀(图 2-1f)。

四边滑阀有四个可控的节流口,控制性能最好;双边滑阀有两个可控的节流口,控制性能居中;单边滑阀只有一个可控的节流口,控制性能最差。为了保证工作边开口的准确性,四边滑阀需保证三个轴向配合尺寸,双边滑阀需保证一个轴向配合尺寸,单边滑阀没有轴向配合尺寸。因此,四边滑阀结构工艺复杂、成本高,单边滑阀比较容易加工、成本低。

三、按滑阀的预开口型式划分

可分正开口(负重叠)、零开口(零重叠)和负开口(正重叠)三种。

对于径向间隙为零、节流工作边锐利的理想滑阀,可根据阀芯凸肩与阀套槽宽的几何尺寸关系确定预开口型式,如图 2-2 所示。但实际阀总存在径向间隙和工作边圆角的影响,因此根据阀的流量增益曲线来确定阀的预开口型式更为合理,见图 2-3。

阀的预开口型式对其性能,特别是零位附近(零区)特性有很大的影响。零开口阀具有线性流量增益,性能比较好,应用最广泛,但加工困难。负开口阀由于流量增益具有死区,将引起稳态误差,因此很少采用。正开口阀在开口区内的流量增益变化大,压力灵敏度低,零位泄漏量大。一般适用于要求有一个连续的液流以使油液维持合适温度的场合。某些正开口阀也可用于恒流系统。

四、按阀套窗口的形状划分

有矩形、圆形、三角形等多种。

矩形窗口又可分为全周开口和非全周开口两种。矩形开口的阀,其开口面积与阀芯位移成比例,可以获得线性的流量增益(零开口阀),用得最多。圆形窗口工艺性好,但流量增益是非线性的,只用在要求不高的场合。

五、按阀芯的凸肩数目划分

有二凸肩的、三凸肩的和四凸肩的滑阀,见图 2-1。

二通阀一般采用两个凸肩,三通阀和四通阀可由两个或两个以上的阀芯凸肩组成。二凸肩四通阀(图 2-1a)结构简单、阀芯长度短,但阀芯轴向移动时导向性差;阀芯上的凸肩容易被阀套槽卡住,更不能做成全周开口的阀;由于阀芯两端回油流道中流动阻力不同,阀芯两端面所受液压力不等,使阀芯处于静不平衡状态;阀采用液压或气动操纵有困难。三凸肩和四凸肩的四通阀(图 2-1b、c)导向性和密封性好,是常用的结构型式。

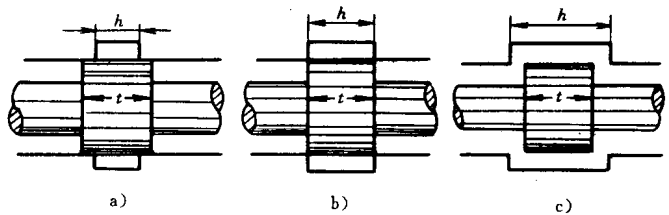


图 2-2 滑阀的预开口型式

a) 负开口($t > h$) b) 零开口($t = h$) c) 正开口($t < h$)

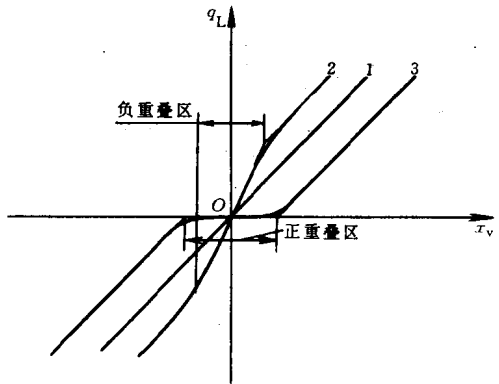


图 2-3 不同开口型式的流量曲线

1—零开口 2—正开口 3—负开口

第二节 滑阀静态特性的一般分析

滑阀的静态特性即压力-流量特性,是指稳态情况下,阀的负载流量 q_L 、负载压力 p_L 和滑阀位移 x_v 三者之间的关系,即 $q_L = f(p_L, x_v)$ 。它表示滑阀的工作能力和性能,对液压伺服系统的静、动态特性计算具有重要意义。阀的静态特性可用方程、曲线或特性参数(阀的系数)表示。静态特性曲线和阀的系数可从实际的阀测出,对许多结构的阀也可以用解析法推导出压力-流量方程。

这一节虽然是以滑阀为例进行分析,但分析的方法和所得的一般关系式对以后几节所介绍的各种结构的控制阀也是适用的。

一、滑阀压力-流量方程的一般表达式

四边滑阀及其等效的液压桥路如图 2-4 所示。阀的四个可变节流口以四个可变的液阻表示,组成一个四臂可变的全桥。通过每一桥臂的流量为 $q_o (i = 1, 2, 3, 4)$;通过每一桥臂的压降为 $p_o (i = 1, 2, 3, 4)$; q_L 表示负载流量; p_L 表示负载压降; p_s 为供油压力; q_s 为供油流量; p_0 为回油压力。

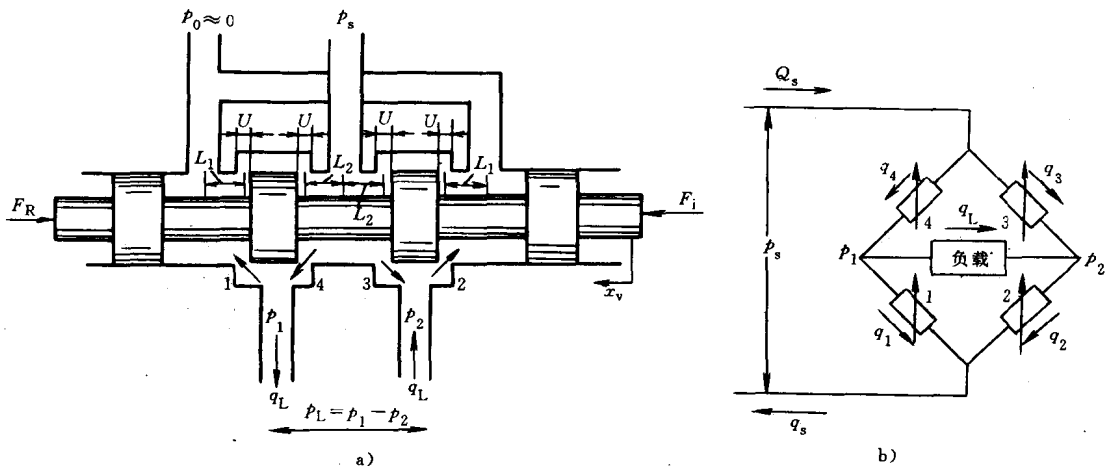


图 2-4 四边滑阀及等效桥路

在推导压力-流量方程时,作以下假设:

1) 液压能源是理想的恒压源,供油压力 p_s 为常数。另外,假设回油压力 p_0 为零,如果不为零,可把 p_s 看成是供油压力与回油压力之差。

2) 忽略管道和阀腔内的压力损失。因为管道和阀腔内的压力损失与阀口处的节流损失相比很小,所以可以忽略不计。

3) 假定液体是不可压缩的。因为考虑的是稳态情况,液体密度变化量很小,可以忽略不计。

4) 假定阀各节流口流量系数相等,即 $C_{d1} = C_{d2} = C_{d3} = C_{d4} = C_d$ 。

根据桥路的压力平衡可得

$$p_1 + p_1 = p_s \quad (2-1)$$

$$p_2 + p_3 = p_s \quad (2-2)$$

$$p_1 - p_2 = p_L \quad (2-3)$$

$$p_3 - p_4 = p_L \quad (2-4)$$

根据桥路的流量平衡可得

$$q_1 + q_2 = q_s \quad (2-5)$$

$$q_3 + q_4 = q_s \quad (2-6)$$

$$q_4 - q_1 = q_L \quad (2-7)$$

$$q_2 - q_3 = q_L \quad (2-8)$$

各桥臂的流量方程为

$$q_1 = g_1 \sqrt{p_1} \quad (2-9)$$

$$q_2 = g_2 \sqrt{p_2} \quad (2-10)$$

$$q_3 = g_3 \sqrt{p_3} \quad (2-11)$$

$$q_4 = g_4 \sqrt{p_4} \quad (2-12)$$

式中

$$g_i = C_d A_i \sqrt{\frac{2}{\rho}} \quad (2-13)$$

g_i 称为节流口的液导。在流量系数 C_d 和液体密度 ρ 一定时,它随节流口开口面积 A_i 变化,即是阀芯位移的函数,其变化规律取决于节流口的几何形状。

对于一个具体的四边滑阀和已确定的使用条件,参数 g_i 和 p_s (或 q_s) 是已知的。对恒压源的情况,在推导压力 - 流量方程时,可略去式(2-5)和式(2-6),消掉中间变量 p_i 和 q_i ,可得负载流量 q_L 、负载压力 p_L 和阀芯位移 x_v 之间的关系

$$q_L = f(x_v, p_L) \quad (2-14)$$

由于各桥臂的流量方程是非线性的,因此这些方程联解起来很麻烦,而且使一般公式无法简化。我们可以利用一些特殊的条件使问题得到简化。在大多数情况下,阀的窗口都是匹配的和对称的,即

$$g_1(x_v) = g_3(x_v) \quad (2-15)$$

$$g_2(x_v) = g_4(x_v) \quad (2-16)$$

$$g_2(x_v) = g_1(-x_v) \quad (2-17)$$

$$g_4(x_v) = g_3(-x_v) \quad (2-18)$$

式(2-15)和式(2-16)表示阀是匹配的,式(2-17)和式(2-18)表示阀是对称的。

对于匹配且对称的阀,通过桥路斜对角线上的两个桥臂的流量是相等的,即

$$q_1 = q_3 \quad (2-19)$$

$$q_2 = q_4 \quad (2-20)$$

这个结论可证明如下:如果 $q_1 \neq q_2$,假设 $q_1 > q_2$,则 $q_3 < q_4$,由式(2-15)、(2-16)、(2-9)~(2-12)和式(2-3)、(2-4)可得 $p_1 > p_2$ 及 $p_1 < p_2$,显然这两个结论是矛盾的,所以 q_1 不能大于 q_2 。同样 q_1 也不能小于 q_2 ,只能是 $q_1 = q_2$ 。同理可以证明 $q_1 = q_3$ 。

将式(2-9)和式(2-11)代入式(2-19),考虑到式(2-15)的关系,可得 $p_1 = p_3$ 。同样 $p_2 = p_4$ 。因此匹配且对称的阀,通过桥路斜对角线上的两个桥臂的压降也是相等的。将 $p_1 = p_3$ 代入式(2-2)得

$$p_s = p_1 + p_2 \quad (2-21)$$

将上式与式(2-3) 联立解得

$$p_1 = \frac{p_s + p_L}{2} \quad (2-22)$$

$$p_2 = \frac{p_s - p_L}{2} \quad (2-23)$$

这说明,对于匹配且对称的阀,在空载($p_L = 0$)时,与负载相连的两个管道中的压力均为 $\frac{1}{2}p_s$ 。当加上负载后,一个管道中的压力升高恰等于另一个管道中的压力降低值。

在恒压源的情况下,由式(2-7)、(2-20)、(2-9)、(2-10)、(2-22)、(2-23) 可得负载流量为

$$q_L = g_2 \sqrt{\frac{p_s - p_L}{2}} - g_1 \sqrt{\frac{p_s + p_L}{2}} \quad (2-24)$$

或

$$q_L = C_d A_2 \sqrt{\frac{1}{\rho}(p_s - p_L)} - C_d A_1 \sqrt{\frac{1}{\rho}(p_s + p_L)} \quad (2-25)$$

对式(2-5) 或(2-6) 作类似的处理,可得供油流量

$$q_s = g_2 \sqrt{\frac{p_s - p_L}{2}} + g_1 \sqrt{\frac{p_s + p_L}{2}} \quad (2-26)$$

或

$$q_s = C_d A_2 \sqrt{\frac{1}{\rho}(p_s - p_L)} + C_d A_1 \sqrt{\frac{1}{\rho}(p_s + p_L)} \quad (2-27)$$

这两个公式在后面将要用到。

二、滑阀的静态特性曲线

阀的静态特性也可以用静态特性曲线表示。通常由实验求得,对某些理想滑阀也可以由解析的方法求得。

1. 流量特性曲线

阀的流量特性是指负载压降等于常数时,负载流量与阀芯位移之间的关系,即 $q_L|_{p_L=\text{常数}} = f(x_v)$ 。其图形表示即为流量特性曲线。负载压降 $p_L = 0$ 时的流量特性称为空载流量特性,相应的曲线为空载流量特性曲线,如图 2-5 所示。

2. 压力特性曲线

阀的压力特性是指负载流量等于常数时,负载压降与阀芯位移之间的关系,即 $p_L|_{q_L=\text{常数}} = f(x_v)$ 。其图形表示即为压力特性曲线。通常所指的流量特性是指负载流量 $q_L = 0$ 时的压力特性。其曲线如图 2-6 所示。

3. 压力 - 流量特性曲线

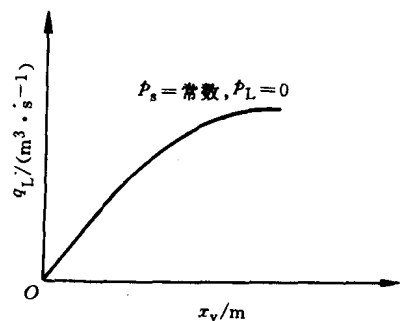


图 2-5 空载流量特性曲线