

高等学校教材

液压伺服控制系统

(修订本)

甘肃工业大学 王春行 主编

GAODENG XUE
XIAO JIAO CAI

机械工业出版社

高等学校教材

液压伺服控制系统

(修订本)

甘肃工业大学 王春行 主编

机械工业出版社

前 言

本书是根据高等学校“流体传动与控制”专业教材编审委员会1982年10月在西安制订的“液压伺服控制系统”课程教学大纲及1986年10月南京会议精神，对1981年7月出版的“液压伺服控制系统”一书重新进行修订的。

全书共分六章，内容包括液压伺服控制的基本理论、液压伺服控制元件和液压伺服控制系统等，书中还阐述了液压伺服控制元件和系统的作用原理、特性分析及设计计算等。

本书加强了基本理论方面的内容，例如有关弹性负载和结构柔度对系统动态特性影响的内容有所增加，削减了内容过深和在其它课程中已经学过的内容，如非线性控制系统、滑阀稳态液动力的补偿、电传感器和电放大器等方面的内容，将系统应用和有关例题分散在有关章节，与所讲授内容紧密结合。在编写过程中，也注意了各章节的相对独立性，以便根据学时的多少取舍内容。每章后附有思考题和习题。

本书是“流体传动与控制”专业教材编审委员会推荐的“流体传动与控制”专业大学本科教材，也可以作为其它有关专业和研究生的主要参考书。

本书由甘肃工业大学王春行主编，参加编写的有王春行（第一、五、六章）和徐淦（第二、三、四章）。全书由燕山大学王益群同志主审。在此，对审稿人提出的宝贵意见和给予的支持表示谢意。由于编者水平所限，书中缺点和错误之处在所难免，欢迎广大读者批评指正。

编者 1987年10月

目 录

第一章 液压伺服控制系统概述	1	第四章 机液伺服系统	96
§ 1-1 液压伺服控制系统的工作原理 和组成	1	§ 4-1 机液位置伺服系统	96
§ 1-2 液压伺服控制系统的分类	5	§ 4-2 液压转矩放大器	109
§ 1-3 液压伺服控制系统的优缺点	7	§ 4-3 机液速度调节系统	114
§ 1-4 液压伺服控制系统的发展和 应用概况	8	§ 4-4 机液伺服系统的校正	117
习题和思考题	9	习题和思考题	127
第二章 液压放大元件	10	第五章 电液伺服阀	128
§ 2-1 圆柱滑阀的结构形式	10	§ 5-1 电液伺服阀的构成及分类	128
§ 2-2 滑阀静态特性的一般分析	12	§ 5-2 力矩马达	130
§ 2-3 零开口四边滑阀的静态特性	16	§ 5-3 力反馈二级电液伺服阀	149
§ 2-4 正开口四边滑阀的静态特性	21	§ 5-4 力反馈二级电液伺服阀设计 计算举例	160
§ 2-5 双边滑阀的静态特性	22	§ 5-5 直接反馈二级滑阀式电液伺服阀	163
§ 2-6 滑阀受力分析	25	§ 5-6 电液伺服阀的结构形式及其特点	165
§ 2-7 滑阀的功率输出及效率	32	§ 5-7 电液伺服阀的实验特性和主要性能 参数	174
§ 2-8 滑阀的设计	33	习题和思考题	180
§ 2-9 喷嘴挡板阀的分析与设计	36	第六章 电液伺服系统	181
§ 2-10 射流管阀	44	§ 6-1 电液位置伺服系统的构成和 基本类型	181
§ 2-11 恒流液压放大器的静态特性	48	§ 6-2 电液位置伺服系统的分析	185
习题和思考题	53	§ 6-3 具有弹性负载的液压位置伺服系统	193
第三章 液压动力元件	55	§ 6-4 电液伺服系统的校正	195
§ 3-1 阀控液压马达	55	§ 6-5 电液速度控制系统	204
§ 3-2 四通阀控制对称液压缸	68	§ 6-6 电液力(或压力)控制系统	208
§ 3-3 三通阀控制差动液压缸	71	§ 6-7 电液伺服系统的设计	213
§ 3-4 泵控液压马达	73	§ 6-8 液压能源	229
§ 3-5 结构柔度的影响	76	习题和思考题	232
§ 3-6 液压动力元件与负载的匹配	83	参考文献	233
习题和思考题	94		

第一章 液压伺服控制系统概述

液压伺服控制系统是由液压控制元件和液压执行元件作动力元件（动力机构）组成的控制系统。本章介绍液压伺服控制系统的工作原理、组成、分类、优缺点和应用。通过本章的学习，可以对液压伺服控制系统有一个大致的了解。

§ 1-1 液压伺服控制系统的工作原理和组成

一、液压伺服控制系统的工作原理

图1-1所示是一种简单的液压伺服控制系统原理图。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。液压动力元件由伺服阀1和液压缸2组成。伺服阀1是控制元件，液压缸2是执行元件。伺服阀按节流原理控制流入执行元件的流量、压力和液流方向，该系统又称阀控式液压伺服系统。伺服阀阀体与液压缸缸体刚性连接，构成了反馈回路，因此这是一个闭环控制系统。

系统工作过程如下：假定伺服阀处在中间位置（零位）时，阀的四个窗口均关闭（阀芯凸肩宽度与阀套油窗口宽度相等），阀没有流量输出，液压缸不动。给阀一个输入位移，例如使阀芯向右移动 x_i ，则窗口 a 、 b 有一个相应的开口量 $x_o (=x_i)$ ，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 排出。在缸体右移的同时，带动阀体也右移，使阀的开口量减小，即 $x_o = x_i - x_p$ 。当缸体位移 x_p 等于阀输入位移 x_i 时，阀开口量 $x_o = 0$ ，阀的输出流量为零，液压缸停止运动（忽略泄漏），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输入位移的跟随运动。如使阀芯反向运动，则液压缸也反向跟随运动。在该系统中，执行机构的动作（系统输出）能够迅速、准确地复现阀的动作（系统输入），所以它是一个自动跟踪系统，也称随动系统。系统的工作原理可以用图1-2的方块图表示。

从上面的例子可以看出液压伺服控制系统的工作特点：

(1) 在系统的输出和输入之间存在反馈连接，从而组成闭环控制系统。在该系统中，反馈介质是机械连接，称为机械反馈。所以，该系统也称机械—液压伺服系统。一般地讲，反馈介质可以是机械的、电气的、气动的、液压的或它们的组合形式。

(2) 系统的主反馈是负反馈，即反馈信号与输入信号

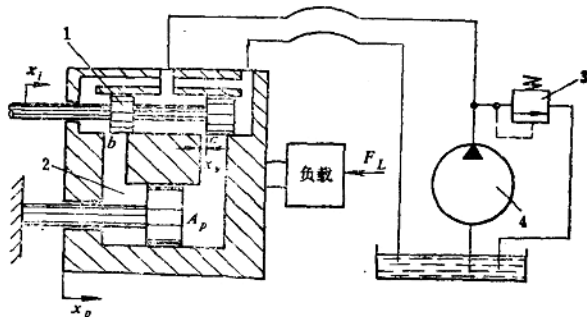


图1-1 液压伺服控制系统原理图

相反,两者相比较得出偏差信号,如该系统中的滑阀开口量 $x_0 = x_i - x_p$ 。该偏差信号控制液压能源输入到液压执行元件的能量,使其向减小偏差的方向运动,即以偏差来消除偏差。

(3) 系统输入信号的功率很小,而系统输出功率可以达到很大,因此它是一个功率放大装置。功率放大所需的能量由液压能源供给,供给能量的控制是根据伺服系统偏差的大小自动进行的。

综上所述液压伺服控制系统的工作原理就是液压流体动力的反馈控制。

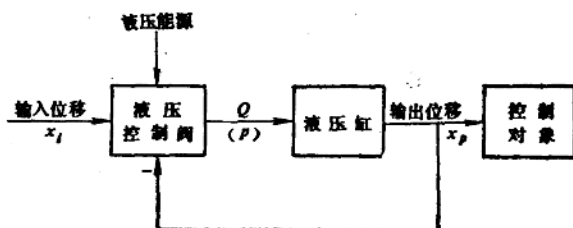


图1-2 系统工作原理方块图

二、液压伺服控制系统举例

1. 恒流式液压仿形刀架

如图1-3所示,仿形刀架由单边滑阀控制单活塞杆液压缸,阀体与液压缸体刚性连接在一起构成反馈连接。仿形刀架由恒流液压能源供油,即供油流量等于常数,所以称之为恒流式液压仿形刀架。与液压泵相连的压力阀起安全阀作用,限制系统的最大工作压力。

液压缸活塞杆侧的压力 P_1 由单边滑阀控制,无活塞杆侧的压力 P_2 由背压阀调定,为一常数,作为参考压力,以使液压缸能够产生反向运动。在空载平衡位置时, $R_1 A_1 = P_2 A_2$, 滑阀的开口量为 x_{00} 。在切削圆柱面时,由于切削力 F 的作用,液压缸体沿轴线方向要产生一个退让,使滑阀开口量减小,从而使控制压力 P_1 减小,以便和切削力 F 相平衡,此时, $P_1 A_1 = P_2 A_2 + F$, 仿形刀架又重新处于平衡状态,由溜板带动仿形刀架纵向进给车出圆柱面。仿形刀架在切削分力 R 的作用下产生退让,改变了刀具相对于触头的位置,这个位置变化量称为负载误差。在切削圆锥面时,样板通过触头、杠杆将滑阀阀芯压下,滑阀开口量 x_0 减小,控

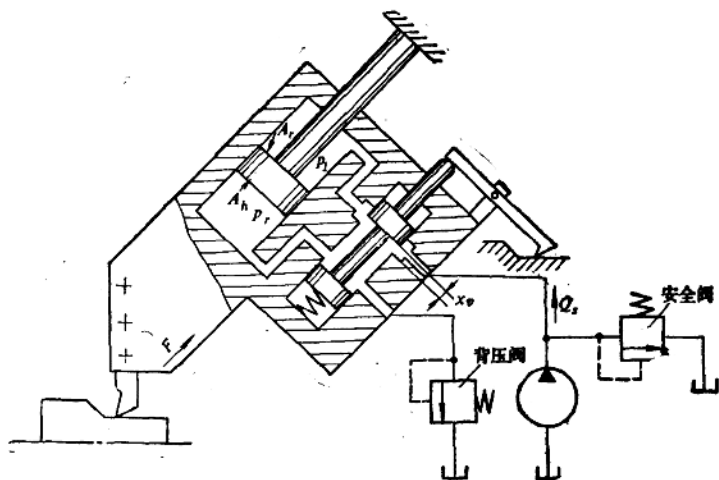


图1-3 恒流式液压仿形刀架

制压力 p_1 升高,推动液压缸体后退,刀具切出圆锥面。为了保证液压缸体后退的速度,滑阀开口量要有一个变化,由此引起的刀具位置的变化量称为速度误差。

比较恒压和恒流液压控制系统可以看出,恒压系统与恒流系统的工作原理是相似的。不同的是,恒压系统的供油压力是恒定的,而供油流量是变化的;恒流系统的供油流量是恒定的,而供油压力是变化的。在恒压系统中,与液压泵相联的压力阀是常开的,起溢流阀作用;在恒流系统中,必须采用正开口的控制阀,以便构成旁路泄漏通道,这样才能改变输入液压缸的流量。恒压系统中的溢流阀起旁路泄漏通道的作用,因此对控制阀不一定有此要求。

2. 电液位置伺服系统

图1-4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伺服系统。

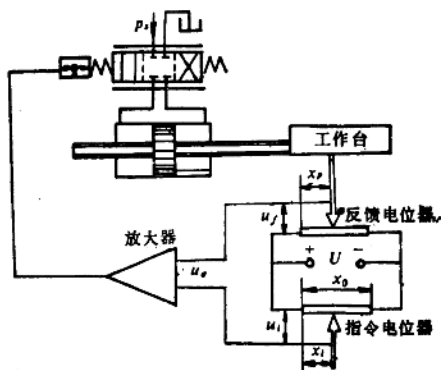


图1-4 双电位器电液位置伺服系统

指令电位器将滑臂的位置指令 x_i 转换成指令电压 u_i ,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 $u_e = u_i - u_f = K(x_i - x_p)$, $K = \frac{U}{x_0}$ 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 $u_e = 0$,此时电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,系统处在一个平衡状态。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 ,在工作台位置变化之前,电桥输出的偏差电压 $u_e = K\Delta x_i$,该偏差电压经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 等于指令电位器滑臂位移 Δx_i 时,电桥又重新处于平衡状态,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时,则工作台也反向跟随运动。在该系统中工作台位置能够精确地跟随指令电位器滑臂位置的任意变化,实现位置的伺服控制。图1-5表示该系统的工作原理方块图。

3. 电液速度控制系统

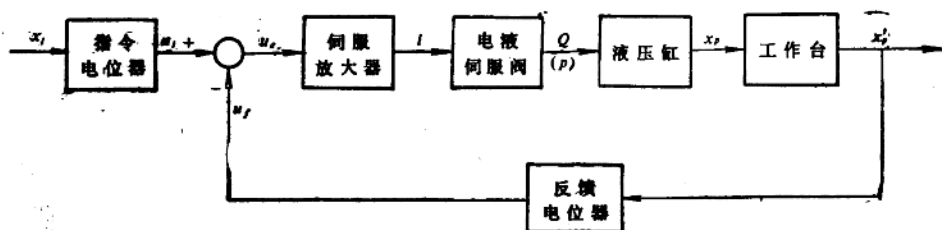


图1-5 位置控制系统工作原理方块图

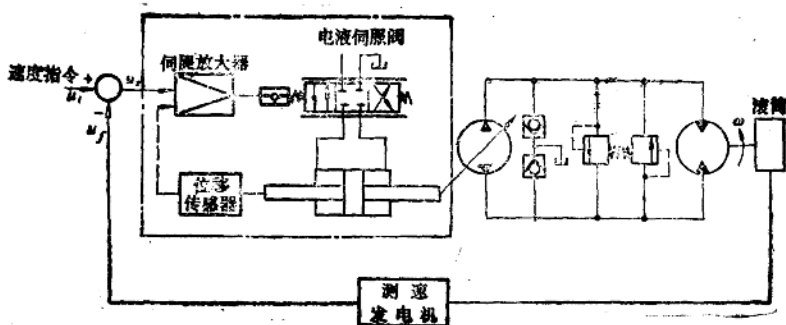


图1-6 电液速度伺服控制原理图

图1-6表示速度控制电液伺服系统的原理图，该系统控制滚筒的转速，使之按照速度指令变化。

该系统的液压动力装置由变量泵和液压马达组成，变量泵既是液压能源又是主要的控制元件。由于操纵变量机构所需要的力较大，通常采用一个小功率的放大装置作为变量控制机构。图1-6所示系统采用阀控制电液位置伺服系统（与图1-5所示系统相似）作为泵的控制机构。系统输出速度由测速发电机检测，转换为反馈电压信号 u_f ，与输入速度指令信号 u_i 相比较，得出偏差电压信号 $u_e = u_i - u_f$ ，作为变量控制机构的输入信号。

当速度指令 u_i 一定时，滚筒以某个给定速度 ω_0 工作，测速机输出电压为 u_{f0} ，则偏差电压 $u_{e0} = u_i - u_{f0}$ ，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，此流量为保持速度 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，这是个有差系统。在工作过程中，如果负载、摩擦力、温度或其它原因引起速度变化时，则 $u_f \neq u_{f0}$ ，假如 $\omega > \omega_0$ ，则 $u_f > u_{f0}$ ，而 $u_e = u_i - u_f < u_{e0}$ ，使液压缸输出位移减小，于是泵输出流量减小，液压马达速度便自动下调至给定值。反之，如果速度下降，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，速度便自动回升至给定值。可见速度是根据指令信号 u_i 自动加以调节的。

在这个系统中，内部控制回路（图1-6中的虚线）可以闭合也可以不闭合。当内部控制回路不闭合时，该系统是个速度伺服系统。若闭合内部控制回路，便消除了变量控制机构中液压缸的积分作用，系统实际上不再是一个速度伺服系统，而成了一个速度调节器。

图1-6所示的系统，在内部控制回路闭合的情况下，将速度指令变为位置指令，测速机改为位移传感器，就可以进行位置的伺服控制。

系统的方块图表示在图1-7。该系统的指令信号、反馈信号以及小功率信号是电量，而液压动力装置的控制元件是变量泵，所以称为泵控电液伺服系统。

三、液压伺服控制系统的组成

实际的液压伺服系统无论多么复杂，都是由一些基本元件组成的。根据元件的功能，系统的组成可用图1-8表示。

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。例如靠模、指令电位器等。

反馈测量元件 测量系统的输出量，并转换成反馈信号。如缸体与阀体的机械连接、反

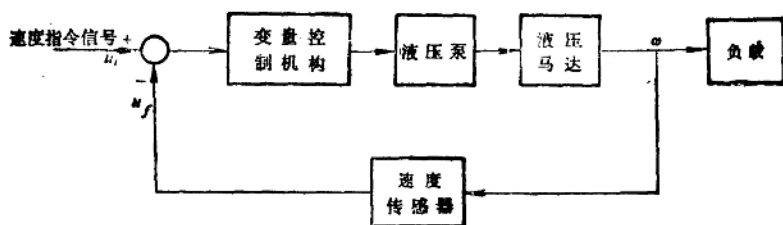


图1-7 泵控电液伺服系统方块图

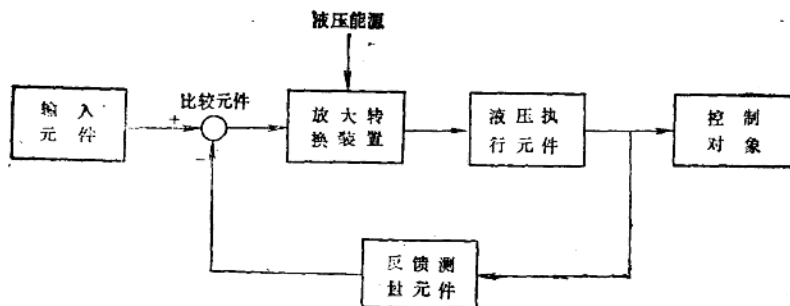


图1-8 液压伺服控制系统的组成

馈电元件、测速发电机等。

比较元件 将反馈信号与输入信号进行比较，给出偏差信号。输入信号与反馈信号应是相同形式的物理量，以便进行比较。比较元件有时并不单独存在，而是与输入元件、反馈测量元件或放大元件一起由同一结构元件完成。如图 1-1 中的伺服阀，同时完成比较和放大两种功能。在伺服系统中，输入信号、反馈测量元件和比较元件经常组合在一起，称之为偏差（误差）检测器。如图1-4中的双电位器。

放大转换元件 将偏差信号放大并进行能量形式的转换。如放大器、电液伺服阀、滑阀等。放大转换元件的输出级是液压的，前置级可以是电的、液压的、气动的、机械的或它们的组合形式。

执行元件 产生调节动作加于控制对象上，实现调节任务。在液压伺服系统中，执行元件是液压缸、液压马达或摆动液压缸。

控制对象 被控制的机器设备或物体，即负载。

§ 1-2 液压伺服控制系统的分类

液压伺服系统可以从不同的角度分类，每一种分类方法都代表系统一定的特点。

一、按输入信号的变化规律分类

液压控制系统按输入信号的变化规律可分为：定值控制系统、程序控制系统和伺服系统三类。

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,将系统实际的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,如液压仿形机床等。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、迅速的复现输入量的变化规律。因此,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、按系统输出量的名称分类

液压伺服系统可分为:位置控制系统、速度控制系统、加速度控制系统、力控制系统和其它物理量的控制系统等。

三、按驱动装置的控制方式和控制元件的类型分类

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类;容积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类。

阀控伺服系统的优点是响应速度快,控制精度高,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,使系统复杂化。泵控系统适合于大功率(20kW以上)而响应速度要求又不高的场合。

阀控伺服系统根据液压能源的形式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。一般来讲,恒流系统的性能不如恒压系统好,所以恒压系统采用得比较多。以后除特别指出外,所讨论的系统都是指恒压系统。

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,伺服系统可分为机械—液压伺服系统、电气—液压伺服系统和气动—液压伺服系统。

在机械液压伺服系统中,系统的给定、反馈和比较环节均采用机械构件实现。其优点是简单、可靠,缺点是偏差信号的校正及系统增益调整都不如电的方便。此外反馈机构中的摩擦和间隙都会给系统性能带来不利影响。

在电液伺服系统中,误差信号的检测、校正和初始放大均采用电气、电子元件。它们具有很大的灵活性,对信号的测量、校正和放大都比较方便。而液压动力元件响应速度快,抗负载刚性大。把两者结合起来,组成以电子、电气为神经,以液压为肌肉的电液伺服系统,具有很大的灵活性和广泛的适应性,成为目前响应速度和控制精度最优的伺服系统。

在气液伺服系统中,误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。

五、按液压动力机构是否对称分类

液压伺服系统按液压动力机构的对称性可分为对称系统和非对称系统。对称系统的特点是系统在两个运动方向的运动速度和输出力是相同的,而且在两个运动方向可用同一精度来控制。非对称系统的特点是系统的运动速度和输出力以及可能达到的控制精度随运动方向而

异, 系统的动态特性同样也依赖于系统的运动方向。

§ 1-3 液压伺服控制系统的优缺点

液压伺服控制系统与其它类型控制系统相比, 具有许多优点, 从而使它获得广泛的应用。但是它也存在一些缺点, 这些缺点限制了它的应用范围。

一、液压伺服控制系统的优点

(1) 液压元件的功率—重量比和力矩—惯量比 (或力—质量比) 大, 因而可以组成体积小、重量轻、加速能力强和快速反应的伺服系统来控制大功率和大负载。

为说明这点, 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, 而发热量的散发又比较困难。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 (力—质量比) 小。液压元件功率损耗产生的热量可由油液带到散热器去散发, 所以它的尺寸不受发热量的限制, 仅仅取决于最大工作压力, 而最大工作压力只受部件的机械强度限制。所以液压元件尺寸小、重量轻、功率—重量比和力矩—惯量比 (或力—质量比) 大。现把一个液压缸和一个牵引电磁铁作一比较, 优质电磁铁每平方厘米能产生的最大力约为 175 N, 使用昂贵的坡莫合金 (钴—铁合金) 所产生的力也不过每平方厘米 220 N。这是个极端情况, 实际使用值只是上述数值的 $1/2 \sim 2/3$, 而液压缸的最大工作压力可达 $320 \times 10^5 \text{ Pa}$ 甚至更高。由此可见, 同样尺寸的液压元件比电气元件产生的力要大得多。液压马达的功率—重量比可达到 675 W/N 或更大些, 一般为相当容量的电动机的 10 倍, 而力矩—惯量比为电动机的 $10 \sim 20$ 倍。虽然无槽电机的力矩—惯量比高于液压马达, 但它的输出力矩、速度刚度和重量等方面则不如液压马达。功率—重量比和力矩—惯量比 (或力—质量比) 大, 可以组成体积小、重量轻、加速能力强的伺服系统。

(2) 液压执行元件快速性好, 系统响应速度快。液压执行元件就流量—速度而言, 基本上是一个固有频率很高的二阶振荡环节, 其固有频率由液压弹簧与负载质量耦合而成, 因为油的压缩性很小, 所以液压弹簧刚度很大, 液压元件的力矩—惯量比又大, 因此液压固有频率很高。从而使液压执行元件的响应速度快, 能高速起动、制动与反向。因为液压固有频率很高, 可使回路的增益提高, 频带加宽, 系统响应速度加快。例如, 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 $1/50$ 。一般来说, 电气系统的响应速度也不如液压系统。

(3) 液压伺服控制系统抗负载的刚度大, 即输出位移受外负载的影响小, 控制精度高。这一点是电气与气动控制系统所不能比拟的。

因为液压执行元件的液压弹簧刚度很大, 而泄漏又很小, 故速度刚度大。液压马达开环速度刚度比类似的电动系统约高 5 倍。因为开环速度刚度大, 组成闭环位置控制系统时, 其位置刚度 (闭环刚度) 也大。另外, 液压固有频率高, 允许回路增益提高, 这也使位置刚度增大。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。在闭环控制时, 为了得到同样的位置刚度, 电气系统所需的回路增益要大得多, 增加了系统的复杂性。由于气动系统中气体的可压缩性, 其位置刚度低。液压系统的位置刚度约为气动系统的 400 倍。

综上所述, 液压伺服控制系统体积小、重量轻、响应速度快、控制精度高, 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, 动力的传输比较方便; 借助蓄压器, 能量储存比较方便; 借助泵和阀, 液压执行元件的开环和闭环控制都很简单; 液压执行元件有直线位移式和旋转式两种, 这就提高了它的适应性; 过载保护容易等。

二、液压伺服控制系统的缺点

(1) 液压元件, 特别是精密的控制元件(如电液伺服阀)抗油污能力差, 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, 甚至可能被堵塞粘住而不能工作, 这常常是液压控制系统发生故障的主要原因。因此液压控制系统必须采用精细的过滤器。

(2) 液体的体积弹性模数随温度和混入油中的空气含量而变。当温度变化时对系统性能有显著影响。与此相反, 温度对气体的体积弹性模数影响很小, 因此对气动控制系统的工作性能影响不大。温度对液体的粘度影响很大, 低温时摩擦损失增大; 高温时泄漏增加, 容易产生气穴现象。因为气体的粘度很小, 故温度对气体的影响可以忽略不计。

(3) 当液压元件的密封装置设计、制造或使用维护不当时, 容易引起外漏, 造成环境污染。而且目前液压系统仍广泛采用可燃性石油基液压油, 油液溢出会引起火灾, 所以某些场合不适用。但是这种情况已随着抗燃液压油的应用而得到改善。

(4) 液压元件制造精度要求高, 成本较高。

(5) 液压能源的获得不象电能那样方便, 也不象气源那样易于储存。

(6) 如果液压能源与执行机构的距离较远, 使用长管道连接会增加重量, 并使系统的响应速度降低, 甚至引起系统不稳定。这时采用电动系统更为有利。

§ 1-4 液压伺服控制系统的发展和应用概况

液压伺服控制技术是一门比较新的科学技术。它不但是液压技术中的一个新分支, 而且也是控制领域中的一个重要组成部分。

在第一次世界大战前, 液压伺服系统作为海军舰船的操舵装置已开始应用。后来, 在第二次世界大战期间及以后, 由于军事刺激, 自动控制特别是武器和飞行器控制系统的研究发展取得很大的进展。液压伺服系统因响应快、精度高、功率—重量比大, 特别受到重视。实践的需要也推动了理论研究工作, 40年代开始了滑阀特性和液压伺服理论的研究。1940年底, 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机驱动, 作为电液转换器。由于伺服电机惯量大, 使电液转换器成为系统中时间常数最大的环节, 限制了电液伺服系统的响应速度。直到50年代初, 才出现了快速响应的永磁力矩马达, 形成了电液伺服阀的雏形。到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, 进一步提高了伺服阀的快速性。60年代, 各种结构的电液伺服阀相继出现, 特别是干式力矩马达的出现, 才使得电液伺服阀的性能日趋完善。由于电液伺服阀和电子技术的发展, 使电液伺服系统得到了迅速的发展。随着加工能力的提高和电液伺服阀工艺性的改善, 使电液伺服阀的价格不断降低。出现了抗污染和工作可靠的工业用廉价电液伺服阀, 电液伺服系统开始向一般工业中推广。目前, 液压伺服控制系统, 特别是电液伺服系统已成了武器自动化和工业自动化的一个重要方面, 应用非常广泛。

液压伺服控制系统在国防工业中，用于飞机的操纵系统、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。在民用工业中，用于仿形机床、数控机床、电火花加工机床，船舶上的舵机操纵和消摆系统，冶炼方面的电炉电极自动升降恒功率控制系统；试验装置方面的振动试验台、材料试验机、轮胎试验机；锻压设备中的挤压机速度伺服、油压机的位置同步伺服；轧制设备中的轧机液压压下、带材连续生产机的跑偏控制、张力控制；燃气轮机及水轮机转速自调系统等。

习 题 和 思 考 题

1. 阀控系统和泵控系统的基本工作原理是什么？它们各有什么优缺点？
2. 什么是恒压系统？什么是恒流系统？各有什么特点？
3. 机液伺服系统和电液伺服系统的组成有什么不同？
4. 为什么液压伺服控制系统的响应速度快、控制精度高？

第二章 液压放大元件

液压放大元件也称液压放大器，是一种以机械运动去控制流体动力的元件。在液压伺服系统中，它把输入的机械信号（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，因此它也是一种功率放大器。液压放大元件是液压伺服系统中的一种主要控制元件，它们的性能直接影响到液压伺服系统的工作品质，因此必须对它们的特性及设计准则进行仔细地研究。液压放大元件可以是液压伺服阀或伺服变量泵。本章只讨论 液压伺服阀，包括滑阀、喷嘴挡板阀和射流管阀。首先研究恒压源情况，然后研究恒流源情况，以恒压源情况为主，除特别指出外，一般均指恒压源情况。

§ 2-1 圆柱滑阀的结构形式

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实现对流体流量或压力的控制。滑阀结构形式多，控制性能好，在液压 伺 服 系 统 中 应 用 最 为 广 泛。滑阀的结构形式可分为：

(1) 按进出阀的通道数，有四通阀（图 2-1 a、b、c、d），三通阀（图 2-1 e）和

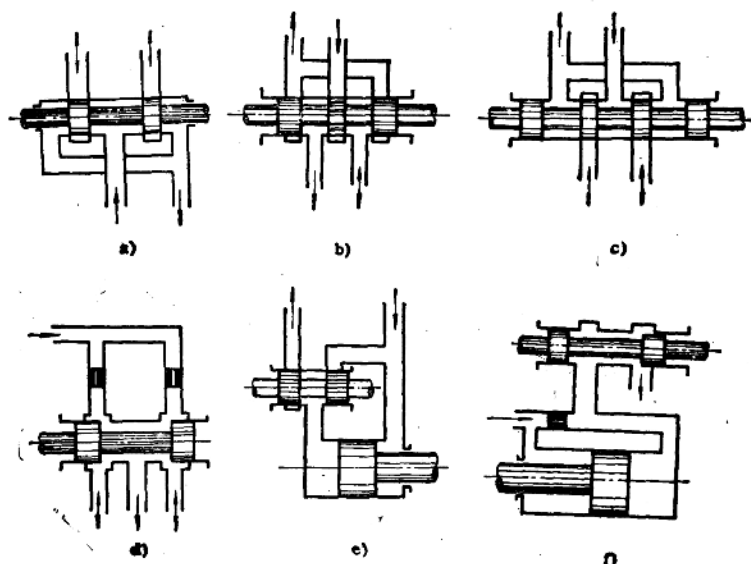


图2-1 滑阀的结构形式

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)

二通阀(图 2-1 f)。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,也可以控制单活塞杆液压缸,组成非对称液压伺服系统。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。

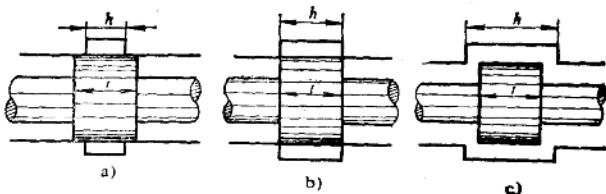


图2-2 滑阀的预开口形式

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

(2) 按滑阀的工作边数,有四边滑阀(图 2-1 a、b、c)、双边滑阀(图 2-1 d、e)和单边滑阀(图 2-1 f)。四边滑阀控制性能最好,双边滑阀居中,单边滑阀最差。为了保证工作边开口的准确性,双边滑阀需保证一个轴向配合尺寸,四边滑阀需保证三个轴向配合尺寸,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。

(3) 按阀的预开口形式可分为:正开口(负重叠)、零开口(零重叠)和负开口(正重叠),如图 2-2 所示。对于径向间隙为零、节流工作边锐利的理想滑阀,可以根据阀芯台肩与阀套槽宽的几何关系确定预开口形式。但实际阀总存在径向间隙和工作边圆角的影响,根据阀的流量增益曲线来确定预开口形式更为合理,见图 2-3。

阀的预开口形式对其性能,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特性,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特性具有死区,将引起稳态误差,有时还可能引起游隙,从而产生稳定性问题,因此很少采用。正开口阀在正开口区内外的流量增益变化大,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,某些正开口形式的阀也可用于恒流系统。

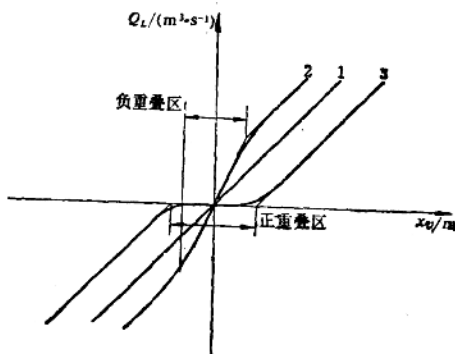


图2-3 不同开口形式的流量特性

1—零开口 2—正开口 3—负开口

(4) 阀套窗口的形式可根据需要做成各种不同的形状,如矩形、圆形、阶梯形等。矩形窗口又可做成全周开口或部分开口。矩形开口的阀,其开口面积与阀芯位移成比例,流量增益是线性的,用的最多。圆形开口工艺性好,但流量增益是非线性的。以后除非特别指明的都是指矩形阀口而言。

(5) 阀芯上的凸肩数与阀的通路数、供油密封、回油密封及工作边的布置等有关。二通阀可采用二个凸肩,三通阀可采用二个或三个凸肩,四通阀可采用二个、三个或四个凸肩,见图 2-1。二凸肩四通阀结构简单、长度短,但这种阀在轴向是静不平衡的,见图 2-1 a。当阀芯离开零位开启时,由于液体在回油管道中流动阻力的影响,使阀芯两端面所受的液压力不等,其合力使阀进一步开启,因此这种阀在零位实际上处于不平衡状态。另外,如阀套

上的窗口宽度较大时, 阀芯上的凸肩容易被阀套卡住, 更不能做成全周开口的阀。三凸肩或四凸肩的阀(图 2-1 b、c) 避免了二凸肩阀的缺点, 并允许有较高的回油压力。但凸肩数增加使阀的结构复杂、长度加大, 并使阀芯与阀套接触面积增大, 不但使加工困难, 而且使阀芯所受摩擦力增大。采用液压或气动操纵的四通阀则必须采用三凸肩或四凸肩的阀, 以便将操纵介质与回油分开。三凸肩阀既避免了二凸肩阀的缺点, 凸肩数目又不多, 是最常用的结构形式。

§ 2-2 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 、负载压降 p_L 和滑阀位移 x_v 三者之间的关系, 即 $Q_L = f(p_L, x_v)$ 。它表示滑阀本身的工作能力和性能, 对液压伺服系统的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。静态特性曲线或阀的系数可以从实际的阀测出, 对许多结构的控制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的, 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液压伺服阀也是适用的。

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表示在图 2-4, 阀的四个可变节流口以四个可变的液阻表示, 这是个四臂可变的全桥。通过每一桥臂的流量为 Q_i ($i = 1, 2, 3, 4$); 通过每一桥臂的压降为 p_i ($i = 1, 2, 3, 4$); 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。

在推导压力—流量方程的一般表达式时, 作以下假定:

(1) 液压能源是理想的。对恒压源供油压力 p_s 为常数; 对恒流源供油流量 Q_s 为常数。这个假定与实际情况基本相符。另外, 假定回油压力 p_0 为零, 如果不为零, 则把 p_0 看成是供油

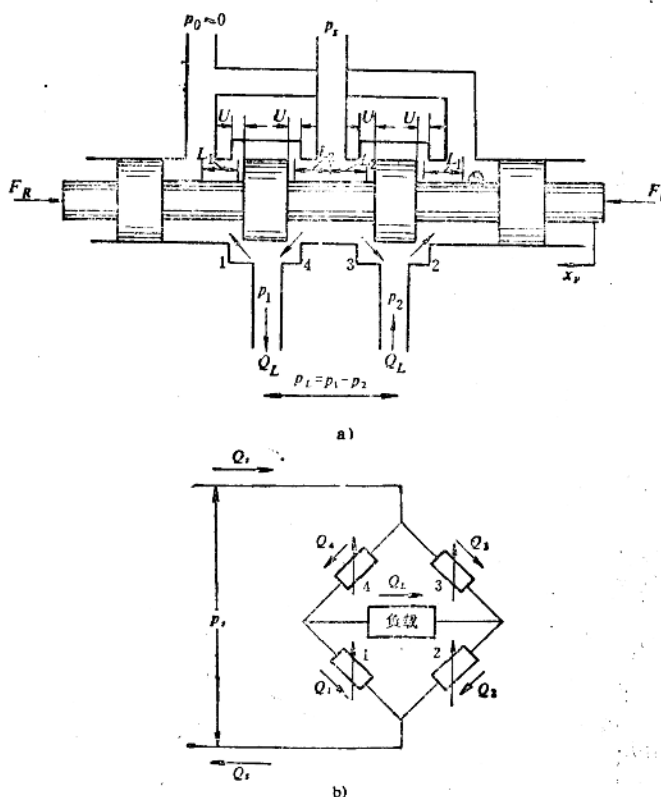


图2-4 四边滑阀及等效桥路

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是很小的, 所以可以忽略不计。

(3) 假设液体是不可压缩的。因为考虑的是稳态情况, 液体密度的变化量很小, 可以忽略不计。

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

根据桥路的压力平衡可得,

$$P_1 + P_4 = P_s \quad (2-1)$$

$$P_2 + P_3 = P_s \quad (2-2)$$

$$P_1 - P_2 = P_L \quad (2-3)$$

$$P_3 - P_4 = P_L \quad (2-4)$$

根据桥路的流量平衡可得,

$$Q_1 + Q_2 = Q_s \quad (2-5)$$

$$Q_3 + Q_4 = Q_s \quad (2-6)$$

$$Q_4 - Q_1 = Q_L \quad (2-7)$$

$$Q_2 - Q_3 = Q_L \quad (2-8)$$

最后可写出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 x_v 的函数, 其变化规律决定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。在推导压力—流量方程时, 对恒压源, 可略去方程式 (2-5) 和 (2-6), 对恒流源, 可略去方程式 (2-1) 和 (2-2), 联立解这些方程, 消掉中间变量 P_i 和 Q_i , 可以得到负载流量 Q_L 、负载压降 P_L 和阀芯位移 x_v 之间的函数关系,

$$Q_L = f(x_v, P_L) \quad (2-14)$$

虽然式 (2-14) 可从理论上得到, 但在一般情况下, 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。但实际使用的阀不会这样复杂, 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, 则有,

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

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

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

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