

液压控制系统

孙文质 编

国防工业出版社

液 压 控 制 系 统

孙文质 编

國 防 工 業 出 版 社

内 容 简 介

本书主要讲述液压控制元件，液压力元件，电液伺服阀及液压控制系统的性能分析与设计方法。为了便于自学及牢固地掌握基本概念，提高分析和解决问题的能力，适当地扩展了知识面并附有思考题和习题。书中以滑阀、喷嘴-挡板阀、阀控缸动力元件、力反馈两级电液伺服阀以及电液位置控制为重点，也讲述了力矩马达的设计。叙述清楚易懂，循序渐进。

本书可作为流体传动与控制专业大学教材及机械类专业教学参考书，也可供在职科技人员进修参考。

液 压 控 制 系 统

孙文质 编

*

国防工业出版社出版

新华书店北京发行所发行 各地新华书店经售

国防工业出版社印刷厂印装

*

787×1092¹/₁₆ 印张14¹/₂ 335千字

1985年12月第一版 1985年12月第一次印刷 印数：0,001—4,200册

统一书号：15034·3018 定价：3.00元

前 言

本书是液压传动与控制类专业大学本科的教材。1977年恢复高考后，应当时急需，曾编写了《液压控制系统》，经过几年的教学实践，发现该教材有不少不周之处。这次重新编写，在内容取材方面尽量适应大学本科的要求，突出基本内容，适当扩展知识面，着眼于提高学生的分析能力和自学能力。在叙述及论证方面力求清楚。为了启发学生思考、培养学生判别问题和解决问题的能力，每章附设思考题和习题。部分难度和广度较大的习题，可用于组织课堂讨论；分散在各章中的小习题，其数据前后连贯，可组合成综合性课程作业以加深学生对液压伺服系统设计计算的总体概念。

第二、三章中讲授基本的液压控制元件，紧接着在第四章中就把这些基本元件组合成最简单的机液伺服系统，以便学生尽早了解液压伺服系统的基本结构和特点。第七、八章讲授电液伺服阀及电液伺服系统。电液伺服阀中的重要部分——力矩马达单设第六章。如果只要求学生了解及选用电液伺服阀，就可删去第六章，因为第七章也简单叙述了力矩马达的工作原理，删掉第六章后并不妨碍学习第七章。本书以学科为主，着重讲解共同的原理，较少涉及具体产品的结构及型号对象，讲授时最好能有实物或产品结构图等相配合。由于另设实验课程，故本书中不包括实验方法等内容。某些基本的电磁基础知识摘编于附录A中，以便读者复习参考。

学习本课程的先修课是液压流体力学和自动控制理论的基本知识，本书中只应用最基本的线性控制理论和频率法。本书约需50~60课内学时，如果不要求设计只需了解原理及选用控制元件时可减至40学时左右。

由于液压元件本质上都是非线性的，在学习本教材后，可以继续学习液压控制系统的非线性。控制方法有连续的模拟（比例）控制和离散的数字控制，本书只讲述最基本的模拟控制。随着计算机的发展和应用日益广泛，数字控制的液压系统必将发展，所以还可以进一步学习离散系统。系统设计过程中，在理论分析及计算之后最好再通过计算机模拟与仿真；在实际结构设计之前预测其动态性能并修改参数，以实现优化设计，为此还可以学习液压系统的模拟与仿真。象本书这样按力学关系纯理论地推导数学模型是十分重要的，但实践中还有不少因素是难于分析和无法建立方程的，因此需要通过实验确定与实际相符的数学模型，这就要学习液压系统的辨识。

由于编者水平有限，本书中定有不少错误和不当之处，望读者多多指正。在本书编写过程中得到李亨标同志和徐家蓓同志多方面的帮助和支持，特在此表示衷心的感谢。

编 者

目 录

符号代号一览表	1	4.3 机液扭矩放大器	99
本书常用法定计量单位	3	4.4 小结	100
第一章 概述	4	4.5 思考题	100
1.1 液压控制与其它控制方式的比较	4	4.6 习题	101
1.2 液压控制系统的应用	5	第五章 液压校正	104
1.3 液压控制系统的工作原理	5	5.1 基本液压校正元件	104
1.4 小结	7	5.2 液压超前校正	106
1.5 思考题	7	5.3 液压滞后校正	107
第二章 液压放大元件	8	5.4 反馈校正	109
2.1 概述	8	5.5 静压反馈校正	109
2.2 滑阀	8	5.6 动压反馈校正	111
2.3 喷嘴-挡板阀	33	5.7 小结	112
2.4 射流管液压放大元件	44	5.8 习题	113
2.5 恒流源液压放大元件	46	第六章 力矩马达	114
2.6 放大元件的效率	51	6.1 极化永磁式力矩马达	114
2.7 小结	52	6.2 极化电磁式力矩马达	133
2.8 思考题	53	6.3 电磁直线位移式力矩马达	138
2.9 例题及习题	54	6.4 动圈式力矩马达	140
第三章 液压动力元件	56	6.5 小结	142
3.1 四通阀控制液压缸	56	6.6 思考题	144
3.2 四通阀控制液压马达	66	6.7 习题	144
3.3 三通阀控制液压缸	69	第七章 电液伺服阀	146
3.4 泵控马达	72	7.1 单级滑阀式电液伺服阀	147
3.5 负载匹配	78	7.2 对中弹簧式两级电液伺服阀	155
3.6 负载特性	81	7.3 力反馈式两级电液伺服阀	156
3.7 执行元件的速度及其力矩(力) 的计算	84	7.4 其它型式电液伺服阀简介	170
3.8 小结	89	7.5 电液伺服阀的设计计算	175
3.9 思考题	90	7.6 小结	180
3.10 例题及习题	91	7.7 思考题	181
第四章 机液伺服系统	95	7.8 习题	182
4.1 外反馈机液伺服系统	95	第八章 电液伺服系统	184
4.2 内反馈机液伺服系统	98	8.1 电液位置控制系统	184

8.2 电液速度控制系统	197	A.4 铁磁材料的特性	217
8.3 力(压力)控制系统	200	A.5 永久磁铁的磁能	217
8.4 电液伺服系统设计	205	A.6 电磁感应	218
8.5 小结	206	A.7 磁场对载流导线的作用力	218
8.6 思考题	207	A.8 直流电磁铁电磁吸力	219
8.7 例题及习题	208	附录 B 电液伺服阀的主要性能	221
附录 A 磁路原理	213	B.1 静特性指标	221
A.1 磁场	213	B.2 动特性指标	225
A.2 毕奥-萨伐尔定律	213	附录 C 习题答案	225
A.3 磁路	215	主要参考资料	226

符号代号一览表

a	加速度	G	扭转弹簧刚度；磁导
A	面积	G_a	机械扭转弹簧刚度
A_n	喷嘴孔面积	G_{am}	电液伺服阀力矩马达净扭转弹簧刚度
A_0	喷嘴固定节流口面积		度
A_p	液压缸活塞面积	G_{ar}	力矩马达总扭转弹簧刚度
A_c	滑阀阀芯面积	G_m	力矩马达磁扭转弹簧刚度
B	粘性摩擦系数；磁感应强度	H	磁场强度
B_m	液压马达粘性摩擦系数	H_c	磁材料矫顽力
B_p	液压缸粘性摩擦系数	i	电流；减速比
B_r	剩磁感应强度	Δi	力矩马达输入差动电流
C_a	流量系数 无因次	J	转动惯量
C_{af}	喷嘴-挡板阀可变节流口流量系数	J_a	衔铁转动惯量
C_{a0}	喷嘴-挡板阀固定节流口流量系数	J_L	负载转动惯量
C_e	外泄漏系数	J_m	液压马达转动惯量
C_i	内泄漏系数	J_r	总等效转动惯量
C_m	液压马达泄漏系数	k	弹簧刚度
C_p	液压泵泄漏系数	k_a	力马达机械弹簧刚度
C_t	总泄漏系数	k_f	稳态液流弹簧刚度；反馈弹簧杆刚度
d	直径	k_h	液压弹簧刚度
d_n	喷嘴口直径	k_m	力马达磁弹簧刚度
d_0	喷嘴固定节流口直径	k_r	对中弹簧刚度
d_c	阀芯直径	K	增益；放大系数；常数
D	直径	K_a	直流电放大器增益
D_m	液压马达体积排量	K_b	力矩马达控制线圈反电动势常数
D_p	液压泵体积排量	K_c	压力流量系数
e	电压	K_{ca}	总压力流量系数
e_f	反馈电压	K_{c0}	零位压力流量系数
e_g	直流放大器输入电压	K_{cp}	前置级压力流量系数
e_i	输入信号电压	K_f	反馈增益
E	电压	K_g	幅值稳定裕量
E_b	电源电压	K_p	压力增益
F	力	K_{p0}	零位压力增益
F_L	负载力	K_q	流量增益
g	重力加速度		

K_{q_0}	零位流量增益	T_f	摩擦力矩
K_{q_p}	前置级流量增益	T_L	负载力矩
K_{q_s}	电液伺服阀流量增益	U	正开口滑阀预开口量; 气隙磁压降
K_t	力矩马达力矩常数	v	速度
K_v	速度常数	V	容积
K_{v_f}	电液伺服阀开环增益	V_t	总容积
l	力矩马达气隙长度	W	滑阀节流窗口面积梯度
L	长度	x	位移
L_c	控制线圈电感	x_i	输入位移
m	质量	x_0	输出位移; 挡板喷嘴间的零位距离
m_v	阀芯质量	x_p	活塞位移
M	质量; 磁动势	x_v	阀芯位移
M_g	力矩马达固定磁动势	β_c	液体等效容积弹性模数
M_t	总等效质量	γ	液体重度; 相位稳定裕量(度)
N	线圈匝数	δ	径向间隙; 电流密度
p	压力	ε	误差
Δp	压力差; 压力降	ζ	振荡环节阻尼系数
p_c	控制腔压力	ζ_h	液压振荡环节阻尼系数
p_L	负载压力	η	效率
p_{L_p}	前置级液压放大元件负载压力	θ	角位移
p_0	零位压力; 回油腔压力	θ_i	输入角位移
p_r	能源压力	θ_L	负载角位移
P	功率	θ_m	液压马达角位移
Q	流量	μ	动力粘度; 磁导率
Q_L	负载流量	μ_0	真空磁导率
Q_n	额定流量	ν	运动粘度
Q_r	能源流量	ρ	液体密度
r	电阻	τ	时间常数
R	磁阻; 液阻	φ	相位
R_g	力矩马达零位气隙磁阻	Φ	磁通
Re	雷诺数	Φ_a	衔铁磁通
S	力矩马达极掌面积	Φ_g	固定磁通
s	拉氏变换算子	ω	角速度; 频率
t	时间; 丝杠螺距	ω_b	幅值频宽
T	力矩; 时间常数	ω_c	穿越频率
T_d	力矩马达电磁力矩	ω_h	液压固有频率

本书常用法定计量单位

量的名称	单位名称	单位代号	其它表达式
长度	米	m	
	厘米	cm	
	毫米	mm	
质量	千克	kg	
	秒	s	
时间	分	min	
	平方米	m ²	
面积	平方厘米	cm ²	
	立方米	m ³	
体积	升	l	
	米每秒	m/s	
速度	米每二次方秒	m/s ²	
加速度	牛〔顿〕	N	$m \cdot kg \cdot s^{-2}$
力	帕〔斯卡〕	Pa	$N/m^2; m^{-1} \cdot kg \cdot s^{-2}$
压力	牛〔顿〕米	N·m	$m^2 \cdot kg \cdot s^{-2}$
力矩	立方米每秒	m ³ /s	
流量	升每分	l/min	
	焦〔耳〕	J	N·m
功	赫〔兹〕	Hz	
频率	安〔培〕	A	
电流	伏〔特〕	V	
电压	欧〔姆〕	Ω	V/A
电阻	韦〔伯〕	Wb	V·S
磁通〔量〕	特〔斯拉〕	T	Wb/m ²
磁感应〔强度〕	安〔培〕每米	A/m	
磁场强度	安匝	A·t	
磁势	亨〔利〕	H	Wb/A
电感	每亨〔利〕	1/H	
磁阻	亨〔利〕每米	H/m	
磁导率			

第一章 概 述

1.1 液压控制与其它控制方式的比较

无论是机床、工业机械、农业机械，还是导弹、飞机、火炮、坦克等军事装备，都可看作是某种工作机械。工作机械运转的传动装置主要有机械的、电气的、气动的或者液压的，所以控制方式也可以有机械的、电气的、气动或液压的。机械传动是最古老的也是最简单最可靠的，但其调速范围及快速性等都比较差，一般只用于简单的变速传动^[4]。

电传动应用得最为广泛。因为交流电机不适于调速，故调速系统一般都用直流电机。例如图1.1、图1.2所示就是发电机-电动机调速系统，原动机带动直流发电机G转动，发出直流电供给直流电动机M，由电动机M拖动负载转动。只要调节发电机G的激磁电压，就可调节G所发出的直流电压，从而调节电动机M的转速。改变电位计的触点位置即可改变输入电压 e_i ； e_i 与测速发电机的反馈电压 e_f 比较后的误差信号电压 e 经放大器放大后就是发电机的激磁电压。这样，系统的输出转角 θ_m 就随输入电压 e_i 的改变而改变。

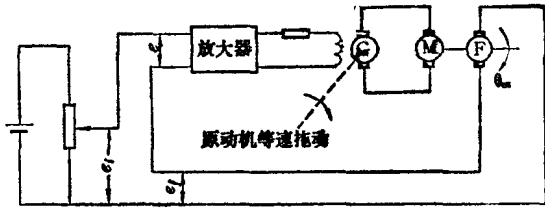


图1.1 发电机-电动机调速系统原理图

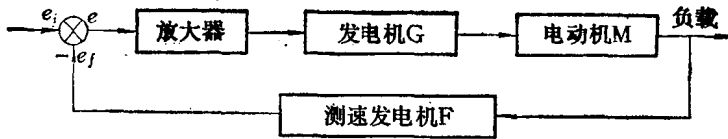


图1.2 发电机-电动机调速系统方块图

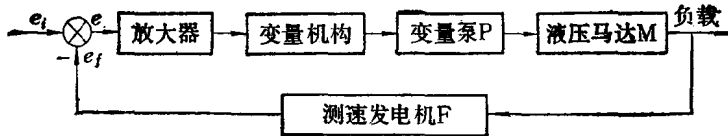


图1.3 变量泵-定量马达调速系统方块图

如果将直流发电机G改为变量液压泵P，放大器的输出电压操纵变量泵的变量机构，直流电机改为定量液压马达，则图1.1所示发电机-电动机调速系统就变为变量泵-定量马达液压调速系统，如图1.3所示。

一般说来，由于液压元件单位功率的质量要低于电气元件，也就是液压元件运动部分的惯量小，因此它的时间常数小、快速性能好。

最近发展起来的无槽直流电机，虽输出力矩远大于一般直流电机，扭矩-惯量比也

可以高于液压马达，但它的总重量和刚度等性能指标还不如液压马达^[4]。

所谓刚度，就是指产生一个单位的位移所需力或扭矩的大小^[4]。负载变化时能引起负载位移很大变化的就叫做刚度差，或者称作特性软，反之就是刚度好，特性硬。一个系统的刚度与该系统的结构有关，也就是与其所采用的反馈型式、控制方式、校正方法等有关，也与所采用的元件性能有关。就液压元件和电气元件相比，液压马达的刚度主要与液体泄漏、压缩及容器膨胀等因素有关，而这些因素又都影响较小，所以液压马达的刚度要高于电机。如果控制的对象不是位移而是其它物理量，当然也有类似于上述以位移为讨论对象的刚度问题。

信号的输入、检测、反馈、比较等采用电元件更为方便，所以通常在信号处理部分采用电元件，从功率放大到执行元件采用液压元件，这样就构成了电-液系统。事实上高精度的液压控制系统基本上都是采用电-液控制的，它兼有电子元件信号处理的快速方便以及液压元件的时间常数小、刚度高等优点。

1.2 液压控制系统的应用

第一次世界大战后，液压控制技术开始应用于海军舰艇，到二次大战后已广泛的应用到陆海空各个领域，由于航空航天技术的发展，特别要求有高精度高响应的液压伺服系统。不久，在军工产品上首先发展起来的液压控制系统就被推广应用到各个工业生产部门。目前，大多数飞机的控制与操纵系统都采用液压系统。在导弹方面，除小型的空-空、地-空导弹及近距离的反坦克导弹等由于其本身重量轻、制导功率小，有不少采用气压控制外，中程、远程的导弹几乎全部用液压控制。在地面武器方面，早在二次大战前高射武器上就有采用液压伺服系统的，现在坦克火炮的稳定装置，重型车量的转向装置，雷达天线的搜索跟踪系统等也都采用了液压控制。在民用工业方面，机械制造业的自动化机床、加工中心，机械手、机器人，冶金工业的轧机，工程机械，化工机械以及其它各个工业部门都已大量应用液压控制。由于各行各业的自动化程度愈来愈高，机器设备的运转速度及功率也愈来愈大，所以液压控制技术也应用得愈来愈广泛。

1.3 液压控制系统的工作原理

执行元件采用液压元件，用液体作传递能量的工作介质的控制系统称液压控制系统。图1.3所示是容积式控制系统，它是以控制变量泵的流量，即进入液压马达的流量，来改变马达的角位移。图1.4所示装置是节流式的，它控制滑阀阀芯1的位置以改变滑阀的四个节流口面积，借以控制通过节流口的流量 Q ，从而控制了液压缸本体2的位移量 x_p 。阀芯与本体上的阀芯孔组成一个滑阀，阀芯有四个凸肩，两端的两个凸肩只起密封及支承作用，中间的两个凸肩起控制流量 Q 的作用。本体上有两个通油槽与这两个中间的凸肩相配对，如果阀芯凸肩与通油槽的结构尺寸完全对应，那么当阀芯与本体间没有相对位移，即所谓处于零位时，凸肩恰好把两个油槽遮住，使得从能源来的压力为 p_1 的油液进入滑阀后不能进入通油槽。两个通油槽分别通向液压缸的左右两腔，油槽被封后油液也无法流入或流出液压缸，活塞3与本体间就不可能有相对位移，负载也就不动。如果按图示方向使阀芯移动 x_i ，凸肩与油槽将错开 x_i ，从而在凸肩棱边1、3处将形成缝隙——节流口，压力为 p_1 的油液通过节流口1而进入活塞右侧油腔。由于活塞固定不动，

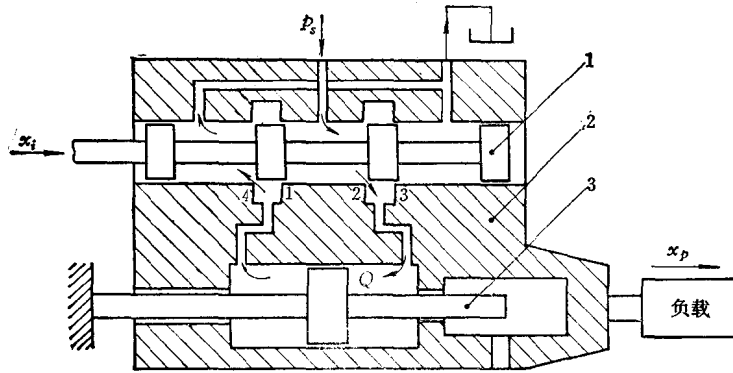


图1.4 液压伺服系统原理图

1—阀芯；2—本体；3—活塞。

本体将循图中 x_p 方向移动。活塞左腔的油将通过节流口 3 流入油箱。当本体开始运动以后，节流口 1、3 的宽度也就不再是 x_i 而随之逐渐变小，瞬时宽度 $x_i - x_p = x_v$ ，称为阀的开口量。当 $x_p = x_i$ ，即 $x_v = 0$ 时，油槽又被封死，液压缸停止不动。如果阀芯反向运动，棱边 2、4 处形成节流口，液压缸也就反向运动。可见，图 1.4 所示装置是一个输出位移 x_p 随输入位移 x_i 运动的液压随动系统。随动系统也称伺服系统，是控制系统中的一种。液压缸是拖动负载运动的执行元件，滑阀是控制元件。这是一个位置负反馈系统，如用结构方块图表示，即如图 1.5 所示。

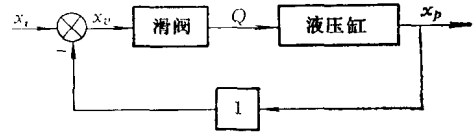


图1.5 液压伺服系统方块图

使阀芯运动的力甚小，只是摩擦阻力及液体流过阀芯时所产生的力，通常仅为数牛顿。高压液体作用于活塞上所产生的输出力很大，通常可达几千甚至几万牛顿，所以通常把这类装置称作液压放大器。

使阀芯运动所需的功率甚小，而由阀芯所控制的高压流量具有很大的功率，所以还把滑阀称作液压放大元件。液压放大元件控制液压执行元件运动并输出很大的功率，所以也把放大元件与执行元件的组合称作液压动力元件。

当然，不仅仅是滑阀可作放大元件，凡是能将微小的机械位移量转化为具有一定压力的流量输出的元件，都可作液压放大元件。

凡是能直接拖动负载运动并作功的元件，如摆动液压缸、液压马达等都是液压执行元件。

比较复杂一些的液压控制系统通常都是电液控制的，如图 1.6。系统的输入信号是电压 e_i 。电压 e_i 与反馈信号电压 e_f 比较后的误差信号为 e ，它经过电伺服放大器放大，电-机械转换器将电伺服放大器的输出电信号 Δi 转换为机械位移信号 x ，再经过液压放大元件输出高压流量 Q 驱动液压执行元件运动。系统的输出位移 x_p 通过反馈元件转化为电信号 e_f 。这是一个典型的电液伺服系统。液压放大元件的输入量是机械位移，所以在电伺服放大器与液压放大元件之间需要一个电-机械转换装置。可以将电信号转换成机械信号的装置很多，最常用的是力矩马达及力马达。力矩（力）马达与液压放大元件组装成一个部件后就称为电液伺服阀。

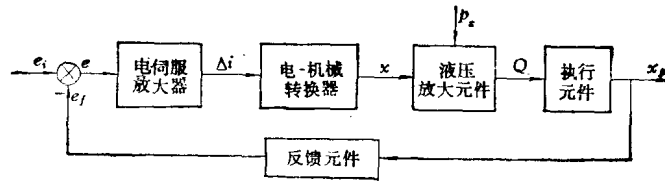


图1.6 电液伺服系统方块图

1.4 小 结

本章主要讲述了以下两个问题。

1. 液压控制系统的特点及适用场合。通过与电控制系统的对比，简述液压系统之所以应用日益广泛的原因。
2. 简述液压控制系统的组成及工作原理。

1.5 思 考 题

1. 为什么说新技术一般总在国防工业上首先应用，然后再推广到其他工业部门？
2. 为什么同功率的液压马达与电动机相比，液压马达的时间常数小、响应快？
3. 液压系统的油箱、管道、各种阀门等加在一起总重量也并不轻，为什么说液压系统比电系统的重量轻？
4. 液压放大元件、液压执行元件、液压动力元件、电-机械转换元件、电液伺服阀等不同的部件各有什么区别？
5. 容积式液压控制系统与节流式液压控制系统各与什么类型的电控制系统类似？

第二章 液压放大元件

2.1 概 述

液压放大元件能将输入位移（机械量）转换并放大为具有一定压力的液体流量。由于流量与压力的乘积即功率，因此也可以说液压放大元件所输出的就是具有一定功率的液压信号。因为液压放大元件也是控制液体流量的大小及方向的控制元件，通常称为（液压）阀，如滑阀、挡板阀等。这种控制元件可分为两大类，即截止阀和比例控制阀。

所谓截止阀，即指这种阀只有两种工作状态，要么阀口完全打开，让液流通过阀口时的阻力尽可能小；或者阀口完全闭死，液流完全不能通过阀口。图 2.1 所示的阀是用一个锥状阀芯与阀座一起组成的截止阀。当然，也可以用一个钢珠、圆柱体或其它元件代替锥状阀芯。由于截止阀多数采用锥状阀芯，因此这类阀也通称锥阀。如果用锥阀控制一个液压缸，则液压缸要么停止不动，要么以最大速度运动。如果快速地使锥阀打开及闭死，并且控制它打开或闭死的时间，也就可以控制液压缸的速度，即组成通常所说的继电型控制，就是说这种阀的工作状态象继电器那样，非通即断。

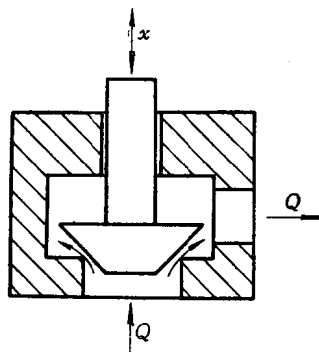


图2.1 截止阀

这种阀的输出流量是时断时续的。可是希望阀所控制的液压缸能匀速运动，所以要求阀芯运动要快，变换工作状态的过渡过程要尽量小，然而液体的可压缩性及管道膨胀等因素都能使阀芯运动时的快速性下降。

由于这种阀是处于完全打开的位置，故流量很大而损失很小。它所输出的功率可以很大，适用于大功率控制。见参考资料〔7〕。

液压控制系统中用得最广泛的是比例控制阀。所谓比例控制，就是它的输出量比例于输入量。图1.4所示液压系统中的滑阀就是比例控制的液压放大元件，输出流量 Q 比例于输入位移量 x_i 。

除这一类型节流元件可以控制具有一定功率的流体外，变量泵本身也是可以控制具有一定功率的流体的。变量泵的输入量是变量机构的机械位移，输出量是具有一定压力的流量，所以变量泵本身也可以说是一种液压放大元件，但一般不把变量泵称作液压放大元件。

2.2 滑 阀

在液压系统中，滑阀是应用最广的元件之一。滑阀有两种，一种是使液流改变流向的换向阀，实际上就是液压开关，每个阀口只有两种工作状态，要么完全打开，要么完全闭死。另一种是比例控制的液压放大元件，它与换向阀的结构形状非常相似，但由于

工作目的不同，在设计要求上就有很大差异。

滑阀的典型结构如图2.2。(a)为两凸肩四通滑阀，它有一个进油口 P ，两个通向液压执行元件的控制口 A 及 B ，另外还有两个回油口。因为两个回油口合并成一个 O 口流出滑阀，故整个滑阀共有 P 、 O 、 A 、 B 四个通油口，且称四通阀。这种结构中回油压力作用于凸肩，回油压力不会为零，当阀芯不在零位时，总有一个使阀芯继续打开的力作用于阀芯。(b)为两凸肩三通滑阀，两个凸肩里侧的两个棱边是工作棱边，只有一个通向液压执行元件的控制口 C ，所以称三通阀。如果阀芯向右微动， P 口的油液经过右凸肩棱边的节流作用后通向 C 口。如果阀芯向左移动，则 C 口的油液经左凸肩棱边节流后由 O 口流出滑阀。由于只有一个控制口 C 通向液压缸的无杆腔，液压缸的有杆腔是不可控的。为使液压缸能双向运动，必须采取其它办法让液压缸活塞回程。图示结构

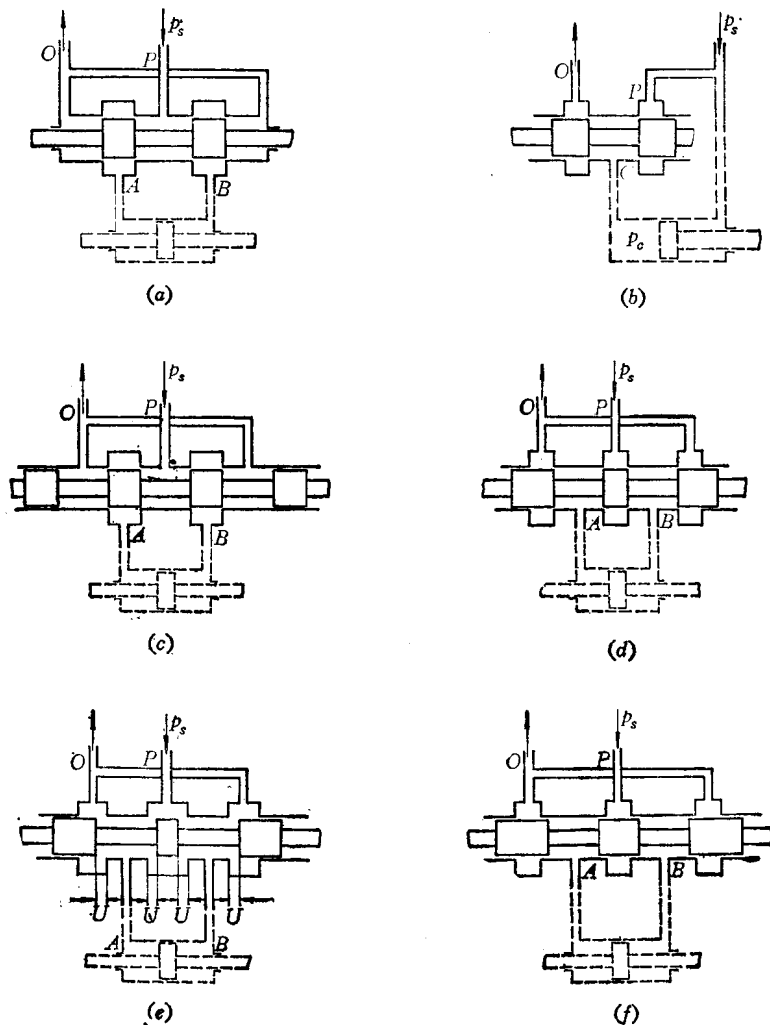


图2.2 滑阀典型结构原理图

- (a) 两凸肩四通滑阀；(b) 两凸肩三通滑阀；(c) 四凸肩零开口四通滑阀；
 (d) 三凸肩零开口四通滑阀；(e) 三凸肩正开口四通滑阀；(f) 三凸肩负开口四通滑阀。

是把能源压力 p 引向活塞的有杆腔以产生固定的回程液压力,因此必须用差动液压缸。此外,还可以用弹簧、重力或其它办法使活塞回程。(c)是四凸肩零开口四通滑阀。(d)是三凸肩零开口四通滑阀,图中三个通油槽处有四个工作棱边。由于凸肩的宽度和不同凸肩间的距离,与相对应的油槽尺寸是配制得完全一致的,所以当阀芯处于中位时,凸肩的棱边与油槽的棱边一一对齐,从而把油槽完全封住。这种完全理想化的滑阀称理想滑阀。(e)是三凸肩正开口四通阀,阀芯处于中位时四个节流工作棱边处都有相同的预开口量 U ,即在零位时有预开口量,这种阀称正开口阀或负重叠阀。(f)为三凸肩负开口四通滑阀,零位时每个凸肩都遮盖了相应的油槽而有重叠量,只有阀芯位移超过了棱边处的重叠量后阀口才打开。这种阀称正重叠阀或负开口阀。同理,图2.2(d)中的零开口阀也可称为零重叠阀。

不论凸肩数有多少,也不管是三通或四通的阀,都可以做成正开口、负开口或零开口的。因为不可能制造出绝对零开口的,故一般只有近似于零开口的阀。

滑阀式液压放大元件是利用工作棱边的节流作用以控制流过此棱边的流量。根据节流公式,通过棱边阀口(节流口)的流量 Q 为

$$Q = C_d A \sqrt{\frac{2g}{\gamma} \Delta p} = C_d A \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta p} \quad (2-1)$$

式中 A ——阀口(节流口)面积;

Δp ——同一节流口两边的压力差;

γ 、 ρ ——液体的重度及密度,一般油液可取 $\rho \approx 870 \text{ kg/m}^3$ 。

流量系数 C_d 随节流口结构形状及液流状态等因素的不同而在0.6~1.0之间变化,一般估算时,可认为是一个无因次常数,取 $C_d \approx 0.62$ 或 $C_d \approx 5/8$ 。

根据国家颁布的法定计量单位,流量单位为 m^3/s 、面积单位为 m^2 、密度单位为 kg/m^3 、压力单位为 Pa , $\text{Pa} = \text{N}/\text{m}^2$ 。在液压技术领域中,目前还通用流量单位为 $1/\text{min}$ 、压力单位为 bar , $1 \text{ bar} = 10^5 \text{ Pa}$;在采用法定计量单位前,我国还一直沿用米制,压力单位为 kgf/cm^2 、密度单位为 $\text{kgf} \cdot \text{s}^2/\text{cm}^4$, $1 \text{ kgf} = 9.8 \text{ N} = 9.8 \text{ kg} \cdot \text{m}/\text{s}^2$ 。在运算中遇到这些情况,各参数的单位必须换算统一后才能运用同一的计算公式,并且按国家规定统一到法定计量单位。

2.2.1 零开口四通滑阀的静特性

滑阀的结构型式很多,最有代表性的是零开口四通滑阀。滑阀是按节流原理工作的根据节流公式(2-1),通过阀口的流量 Q 与阀口面积 A 及阀口压力差 Δp 二者都有关系。能表示 Q 、 A 及 Δp 三者间关系的方程就是滑阀的特性方程,而只研究稳态关系的就叫做静特性。

阀芯位移 x_v 的变化引起节流口面积 A 变化,所以静特性的三个参量可变换为 Q 、 x_v 及 Δp 。对于一个实际的滑阀产品,可以用实验的方法测出这三个参量间的相互变化关系,也可以用解析法作理论推导。为了分析简便,对滑阀作如下假设^[1]。

1. 阀是理想的。即阀是绝对的零开口、阀的几何尺寸绝对正确、对称,它没有任何径向间隙,也没有泄漏。

2. 液体是理想的。也就是油液无粘性、不可压缩。这条假设并不会引起多大误差。因为即便油液有粘性，虽然油液在液压管道中流动时会有压力损失，但这种损失比之节流口处的节流损失来说，是完全可以忽略不计的。液体的压缩可引起密度的变化，从而在(2-1)式中又多了一个变量 ρ ，由于压缩量极小，密度 ρ 的变化也极小。

3. 液压能源是理想的。即能源压力稳定不变。

零开口四通滑阀的结构原理如图2.3(a)，当阀芯如图示 x_v 方向移动后，阀口1、3同时打开而形成节流口，阀口2、4仍闭死不通。反之，当阀芯反向运动后，阀口2、4成为节流口而1、3闭死。整个油路所构成的网络恰如图2.3(b)所示的液压桥。它类似于电学中的惠斯登电桥，不过电桥中的电压、电流及电阻三者间的关系符合线性的欧姆定律，而液压桥中的压力、流量及液阻三者间的关系是非线性的节流公式(2-1)。

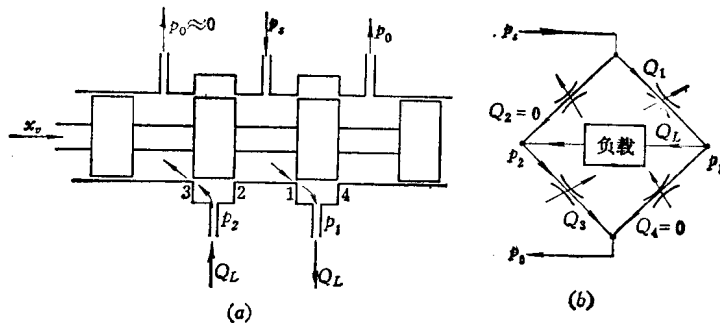


图2.3 零开口四通滑阀

(a) 结构原理图；(b) 液压桥路。

如以 x_v 表示阀芯位移，对零开口阀来说， x_v 也就是阀口的开口量。图2.4(a)所示的通油槽是整圆周开槽，阀口的节流面积为

$$A = \pi d_v x_v = W x_v$$

$$W = \pi d_v$$

式中 d_v ——阀芯直径；

W ——节流口的面积梯度。

由于 W 是常数，所以节流口面积 A 与 x_v 之间的关系是线性的。

如果设计计算所需之节流面积必须小于 $\pi d_v x_v$ ，即必须 $W < \pi d_v$ ，那么就不能开整圆周油槽了。如图2.4(b)，通油槽改成通油方孔， W 的值就相当于方孔与阀芯圆相交的弧长。由于 W 是常数，节流面积 A 与 x_v 间仍是线性的。方孔加工工艺是复杂的，必需采用专用设备加工方孔。如果用圆孔代替方孔，即如图2.4(c)，节流面积 A 与 x_v 间的关系是非线性的。圆孔加工的工艺要简单得多，当在线性要求不高的场合，通油槽宜采用圆孔。

以图2.3中的 x_v 方向为正，则节流口1、3处的流量分别为

$$Q_1 = C_d W x_v \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_2 - p_1)} \quad (2-2)$$