

液 压 伺 服 控 制 系 统

曹慕家 王希斌 编

焦 作 矿 业 学 院

目 录

第一章 概 述	1
§ 1—1 液压伺服系统的工作原理	1
§ 1—2 液压伺服系统的组成	4
§ 1—3 液压伺服系统的分类	5
§ 1—4 液压伺服控制的优缺点	5
复习思考题	6
第二章 液压控制元件	6
§ 2—1 滑阀式液压控制阀的结构形式	6
§ 2—2 滑阀的静特性	8
§ 2—3 滑阀的力特性	22
§ 2—4 滑阀的功率输出及效率	29
§ 2—5 喷嘴挡板阀	31
思考题与习题	37
第三章 液压动力元件	38
§ 3—1 四边滑阀控制液压缸	38
§ 3—2 双边滑阀控制液压缸	51
§ 3—3 阀控液压马达	53
§ 3—4 泵控液压马达	56
思考题与习题	60
第四章 机液伺服系统	61
§ 4—1 机液伺服系统的组成及其传递函数	61
§ 4—2 系统的稳定性分析	63
§ 4—3 系统的时间响应特性分析	65
§ 4—4 系统的闭环频率特性分析	71
§ 4—5 系统的稳态误差	72
§ 4—6 机液伺服控制的实际应用	74
§ 4—7 机液伺服系统的性能改善	95
习题	104
第五章 电液伺服阀	106
§ 5—1 电液伺服阀的分类及工作原理	107
§ 5—2 永磁式力矩马达	116
§ 5—3 单级电液伺服阀	132

§ 5—4	力反馈两级电液伺服阀	138
§ 5—5	两级滑阀式电液伺服阀	148
§ 5—6	电液压力控制伺服阀	150
	习题	159
第六章	电液伺服系统	160
§ 6—1	电液位置控制系统	160
§ 6—2	电液速度控制系统	176
§ 6—3	力(压力)控制系统	179
§ 6—4	电液伺服系统设计	186
§ 6—5	小结	187
§ 6—6	例题	189
	习题	192

第一章 概 述

液压伺服控制是液压技术领域的一个组成部分，随着伺服控制理论和技术日趋完善，目前已发展成为专门的学科。我国是在五十年代开始进行液压伺服元件和伺服系统研究工作的。近年来，我国已生产多种电液伺服阀的系列产品，在许多工业部门和技术领域中得到了广泛的应用。例如，我国自制的工作面采煤机械速度伺服控制装置；机床方面的仿形机床、数控机床、电火花加工机床；冶金方面的电炉电极自动恒功率伺服控制等领域中，液压伺服控制技术都发挥了很大的作用。

学习本课程需要《流体力学》、《液压传动》和《机械控制理论》等课程的知识为基础。本书主要是利用经典控制理论，采用线性化的分析方法，侧重于对系统的动态特性分析，并且注意结合煤矿机械上的应用实例。书中每章后附有练习题，以便于读者掌握本课程最基本的理论知识。

§ 1—1 液压伺服系统的工作原理

一、液压传动系统与液压伺服系统

图 1—1 所示为钻机钻架的钻臂升降液压回路。操纵手动换向阀，可以控制升降液压缸活塞杆运动的方向，调节单向节流阀开口量的大小，可以控制活塞杆单向运动速度。由于液压缸和单向阀等元件的内漏，当负载增加时，因漏损的增加会使活塞运动速度减慢。

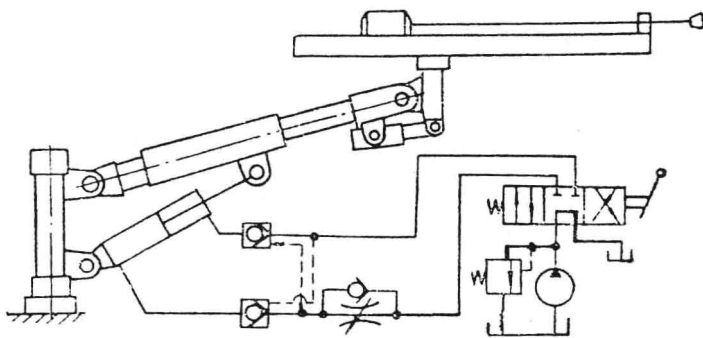


图 1—1 钻臂升降液压传动系统

图 1—2 所示为采煤机牵引部液压系

统。图中 1 7 为变量泵，1 8 为液压泵伺服变量系统。该系统中伺服阀（1 8）与图 1—1 中普通换向阀不同，通过手动控制横杆操纵伺服阀的阀芯移动，液压油通过伺服阀开口进入变量油缸，当变量活塞移动时，即改变了变量斜盘的倾斜角度（或改变摆缸角度），此时阀套随变量活塞反回到与阀芯原来相对应的位置，封闭各阀口，使变量活塞保持在一定的变量位置上。伺服阀开口的大小决定于手动移动的位移，而变量活塞运动的速度决定于伺服阀开口量的大小。由于变量活塞的位置与伺服阀的位置，有一一对应的关系，若由于内漏等原因改变了变量活塞位置时，通过横杆会控制伺服阀口的变化，自动调节直到恢复原位。

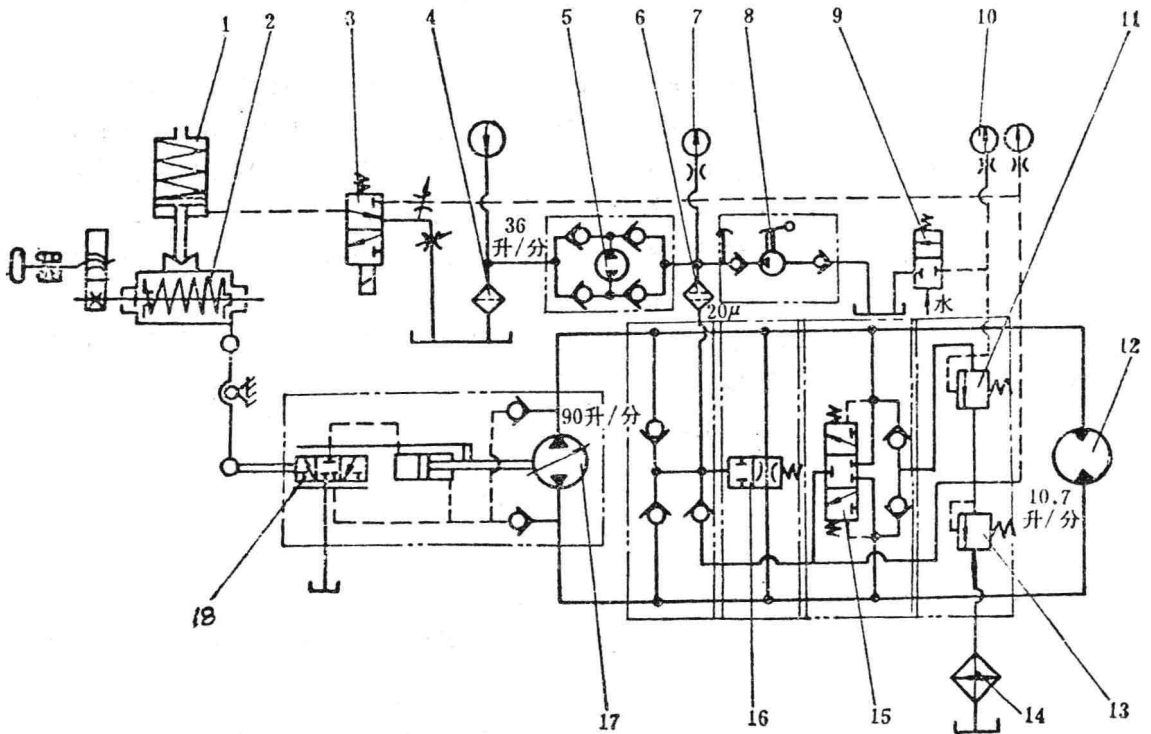


图 1—2 采煤机牵引部液压系统

从上述两系统可以看出，图 1—1 中手动换向阀仅起改变液压油路即换向的作用，而图 1—2 中伺服阀除有换向作用外，还有控制变量活塞运动速度的功能。

二、液压伺服系统工作原理

伺服系统又称随动系统，是控制系统中的一种。在这种控制系统中，输出量如位移、速度、力等，能自动地迅速而准确的复现输入量的变化规律，与此同时还能起到信号的功率放大作用，因而也有称它为功率放大装置。由液压驱动作为动力元件所构成的伺服系统称为液压伺服系统。图 1—3 是一个简单的液压伺服系统原理图。

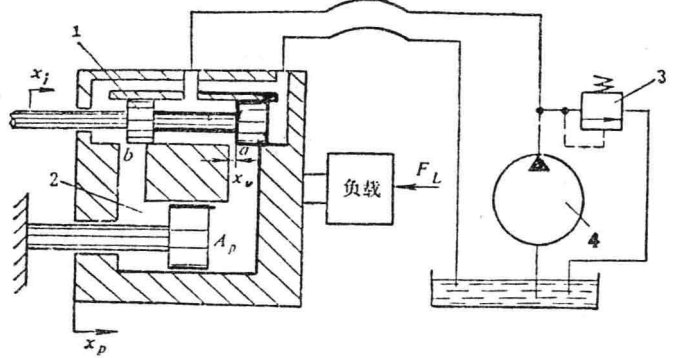


图 1—3 液压伺服系统原理图

图中 1 是伺服阀，2 为液压缸，活塞杆一端固定，缸体位移驱动负载 F_L ，缸体动作情况相当于图 1—2 中变量活塞杆和阀套。系统由液压泵提供液压油源。在系统中，伺服阀是一转换放大元件，

它是将输入的机械信号,如位移,转换成液压信号,如流量、压力输出并加以功率放大。液压缸是执行元件,输入是液压油流量,输出是运动位移或速度。伺服阀与液压缸的组合称为伺服液压缸或称液压放大器。在图 1—3 中阀体与缸体构成一整体,形成反馈连接。

当伺服阀阀芯处于中位(亦称零位)时,阀的开口量为零,没有流量输出,液压缸体不动,系统处于静止状态。当给伺服阀一个输入位移,例如阀芯右移一个 X_i 量(即输入量),则阀芯在 a、b 有一开口量 X_v , $X_v = X_i$, 于是液压油从 a 口进入缸体右腔,推动缸体右移,缸体左腔油液从 b 口排入油箱。由于阀体与缸体为一整体,所以阀体也随缸体一起右移,使阀的开口量减小,当缸体移动 X_p 等于 X_i 时,阀的开口量 $X_v = 0$, 阀的输出流量等于零,液压缸体将停止运动,处在一个新的平衡位置上,从而完成了液压缸输出位移对伺服阀输入位移的跟随运动。如果伺服阀阀芯反向移动,则液压缸也反向跟随移动。

在这个系统中,输出位移之所以能够精确地发现输入位移的变化,是因为阀体与缸体联结在一起,构成了反馈控制系统。在控制过程中,液压缸的输出位移能够连续不断地回输到阀体上,与伺服阀的输入相比较,得出两者的偏差,这个偏差就是阀的开口量。由于阀有了开口量,液压油才能进入液压缸驱动缸体运动,然后由于缸体运动使开口量变小,直至开口量为零。由此可以看出,这个控制系统是靠控制偏差进行工作的,即是以偏差来消除偏差,这就是反馈控制的原理。上述过程可以用方块图表示,如图 1—4 所示。

下面再举一个采煤机牵引部电液速度伺服控制的应用实例,如图 1—5 所示。该系统控制截煤滚筒的转速使之按照输入速度指令信号

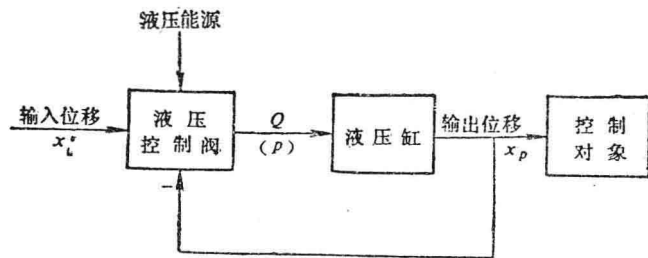


图 1—4 液压伺服系统工作原理方块图

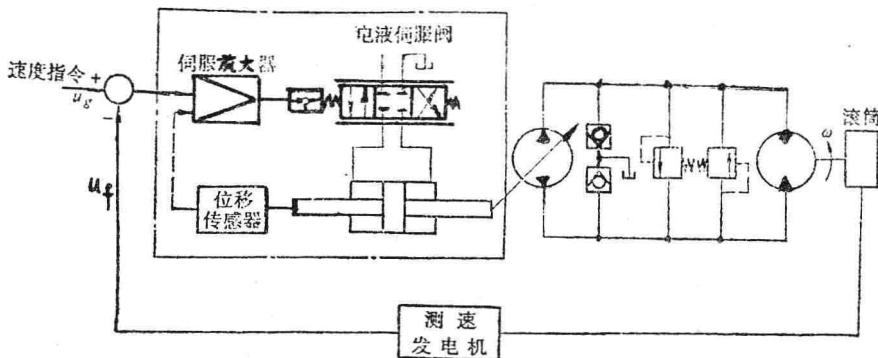


图 1—5 电液速度伺服控制原理图

u_g 变化，输出的滚筒速度由测速发电机检测，转换为反馈电压信号 u_f ，与 u_g 相比较，得出偏差电压信号 $\Delta u = u_g - u_f$ ，作为变量控制机构的输入信号。

当输入速度指令 u_g 一定时，截煤滚筒以某一给定速度 ω_0 工作，测速发电机输出反馈电压为 u_{f_0} ，则偏差电压 $\Delta u_0 = u_g - u_{f_0}$ ， Δu_0 对应一定的变量液压缸的位置，从而对应于一定的液压泵流量，也就是为保持 ω_0 液压马达需要的流量。在工作过程中，如果因为负载、摩擦力等原因引起滚筒速度变化时，假如滚筒转数升高 $\omega > \omega_0$ ，则 $u_f > u_{f_0}$ ，而 $\Delta u = u_g - u_f < \Delta u_0$ ，使液压缸位移减小，于是减小液压泵的输出流量，滚筒转数自动下降至给定值。反之， $\omega < \omega_0$ ， $u_f < u_{f_0}$ ，则 $\Delta u = u_g - u_f > \Delta u_0$ ，使滚筒转数自动上升至给定值。该系统的方块图，如图 1-6 所示。

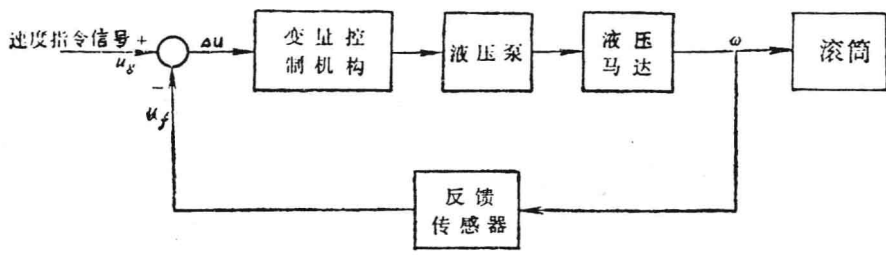


图 1-6 电液速度伺服控制系统方块图

§ 1-2 液压伺服系统的组成

实际工程上的液压伺服系统不管有多么复杂，都是由一些基本元件组成的，用方块图表示如图 1-7 所示。

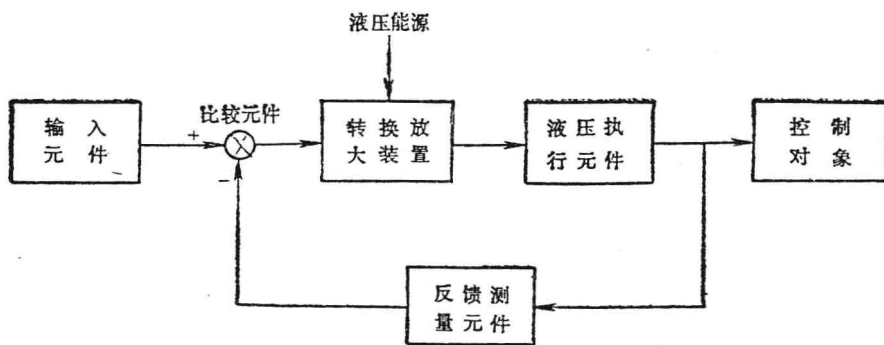


图 1-7 液压伺服系统的组成

图 1-7 中输入元件给出输入信号，加于系统的输入端。反馈测量元件测出系统的输出量，并转换成反馈信号，加入系统的输入端，与输入信号进行比较，输出信号应转换成与输入信号相同形式的物理量，方能进行比较，如液压、机械、电气等。

比较元件是将反馈信号与输入信号进行比较，产生偏差信号，加于转换放大装置。

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装置一起构成一个元件来完成，如图 1—3 所示的控制系统，就是输入元件给出（阀芯位移）与转换放大元件（伺服阀）构成一个元件，同时完成比较、放大两个功能。

转换放大元件是将偏差信号的能量形式进行变换并加以放大，然后输入到执行元件（如图 1—3 中的液压缸），而执行元件产生的动作施加到控制对象上（如图 1—3 中的负载 F_L ）。

归纳起来，液压伺服系统是由以下几个部分组成：输入元件、反馈检测元件、比较元件、转换放大元件、执行元件、控制对象等。但是，在实际结构上有时一个结构元件可能包括几种功能元件，也可能几个结构元件组合起来完成一个功能。把组成控制系统的结构元件归纳为哪一类功能元件，都是有条件的，主要看是否便于分析研究。

§ 1—3 液压伺服系统的分类

液压伺服系统可以按不同的方法进行分类

一、按系统输出物 理量不同分类

- 1、位置控制系统
- 2、速度控制系统
- 3、压力控制系统
- 4、力控制系统

二、按液压控制元件不同分类

- 1、节流式液压伺服系统 主要控制元件是伺服阀或电液伺服阀。
- 2、容积式液压伺服系统 主要控制元件是变量泵。

三、按误差信号的产生和传递方式不同分类

- 1、机械——液压伺服系统，简称机液伺服系统
- 2、电气——液压伺服系统
- 3、气动——液压伺服系统

§ 1—4 液压伺服控制的优缺点

液压伺服系统与其它类型（如电气）控制相比，有许多优点，这些优点十分重要，这是液压伺服控制系统在许多重要工程技术部门得到广泛应用的原因。主要优点是：

1、液压元件的功率——重量比和力矩——惯量比（或力——质量比）大，传递的力（或力矩）和功率可以很大，结构紧凑，尺寸小，重量轻，加速性能好。

作为相似的执行元件直线电机和液压缸相比较见表 1—1。

液压缸与直线电机比较

表 1—1

类 型	压力 (pa)	尺寸 (mm)	推力 (N)	力—质量比 (N/kg)
液 压 缸	69×10^5		689	13000 : 1
直线电机		定子直径 50	586	130 : 1

2、液压执行元件响应速度快，这是因为液体的体积弹性模量很大，与液压能源相连接并充满液压油的液压执行元件，其液压弹簧刚度也是很大的，液压弹簧与负载形成的液压固有频率很高，因此系统的速度响应快。就目前的技术水平而言，液压伺服控制的响应速度是最快的，这是最重要的优点。

3、液压伺服系统的刚度大，即输出受负载的影响小，控制精度高。由于油液的压缩性很小，液压执行元件刚度较高，加上负载后输出变化小，这是电动和气动所不能比拟的。

液压伺服系统的主要缺点：

1、液压元件，特别是象伺服阀这样的精密元件，抗油液污染能力差，对油液清洁度要求高，同时液压元件制造精度要求高，成本较高。

2、液压能源的获得不如电能那样方便，也不象压气那样易储存。

3、处理小功率信号的数学运算、检测、放大、补偿等功能，不如电子、电气装置那样方便。

复习思考题：

1、液压传动系统与液压伺服系统的根本区别是什么？

2、为什么说伺服控制系统是靠控制偏差进行工作的？

3、怎样理解液压伺服系统的主要优点和缺点？

4、液压伺服系统主要由哪几部分组成？各部分在系统中起何作用？

第二章 液压控制元件

液压控制元件又称液压放大元件，是液压伺服系统中主要起控制作用的元件，它的性能对控制系统的品质有重要的影响。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，它包括滑阀、喷嘴挡板阀和射流管阀三类。下面重点介绍滑阀式液压控制阀。

§ 2—1 滑阀式液压控制阀的结构形式

滑阀的结构形式如图 2—1 所示，其结构形式可分为：

1、按进出阀的通道数分，有四通阀、三通阀和两通阀。四通阀有两个控制口，可以控制各种液压执行元件。三通阀和两通阀只有一个控制口，故只能用于控制差动液压缸，如图 2—1 e、f 所示。

2、按滑阀工作节流边数分，有单边、双边和四边滑阀，分别如图 2—1 所示。四边滑阀的控制性能好，但加工难度大，这是因为要保证节流边开口的准确性，要求轴向尺寸精度很高，给加工带来许多困难，因此，四边滑阀用在要求较高的伺服系统中。最简单的是单边滑阀，要求不高的仿型机床中常用单边和双边滑阀。

3、按阀芯台肩与阀套沉槽宽的不同组合分，有负开口（又称正重叠）、零开口

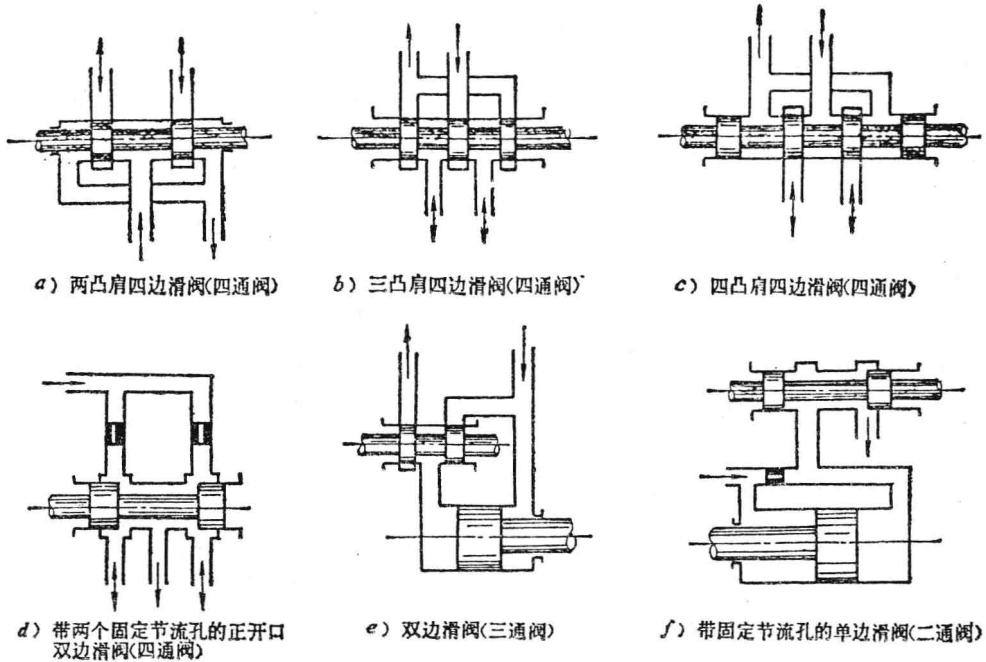


图 2-1 滑阀的结构形式

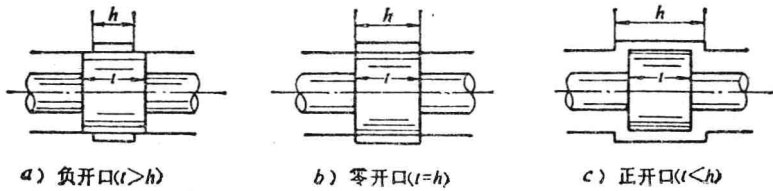


图 2-2 滑阀的预开口形式

(零重叠)、正开口(负重叠)如图 2-2 所示。负开口阀阀芯台肩宽度 L 大于阀套沉槽宽度 h ，零开口是 $L = h$ ，而正开口是 $L < h$ 。如果阀芯与阀套径向间隙为零，节流工作边锐利，这样理想情况，根据几何关系来确定开口形式是符合要求的。但是，实际上存在径向间隙和滑阀工作边圆角的影响，可以根据阀的流量曲线来区分开口形式。如图 2-3 所示的三种不同开口形式的流量特性。从图中可以看出，用在零位附近流量特性曲线的形状来确定阀的开口形式，要比根

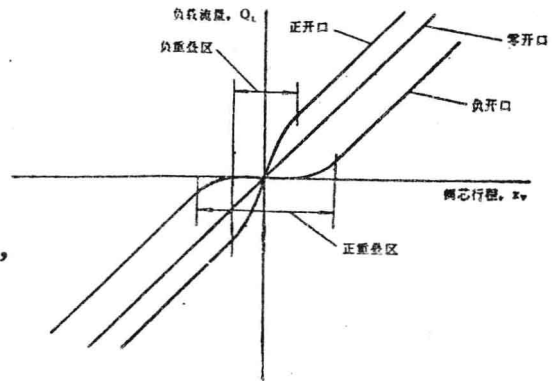


图 2-3 不同开口形式的流量特性

据几何关系划分更为合理。图中正开口阀在零位附近流量增益加倍，是由于四个控制窗口同时在起作用。一般情况下，伺服系统希望尽可能的得到线性流量增益特性，因此，零开口得到广泛的应用。负开口阀由于存在“死区”，会影响系统的稳定性，因此很少采用。而正开口阀一般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，也用于要求采用恒流量能源的系统中。

§ 2—2 滑阀的静特性

一、滑阀静特性的一般分析

滑阀的静特性是指在稳定情况下，负载流量 Q_L 、负载压力 P_L 和滑阀阀芯位移 X_V 三者之间的函数关系，即 $Q_L = f(P_L, X_V)$ ，也就是阀的压力—流量特性。该特性可以用实验和解析两种方法求得。压力—流量特性可以用方程、曲线或特性参数（如阀的系数）表示。

1、滑阀的压力—流量方程

下面以四边滑阀为例，用解析法推导出压力—流量方程。在分析时假设流体是不可压缩的，阀处于稳态工作情况，并且供油压力 P_s 是恒定的。四边滑阀及液流流通情况如图2—4所示。

当滑阀处于中间位置时，由于四个节流阀口1、2、3、4全关闭，故无压力和流量输出。当向滑阀施加外力 F_i 时，阀芯向左移动（ $X_V > 0$ ），则油液将从油源，经过节流口4，流向执行元件（如液压缸），而执行元件回油经节流口2，流到回油管道。

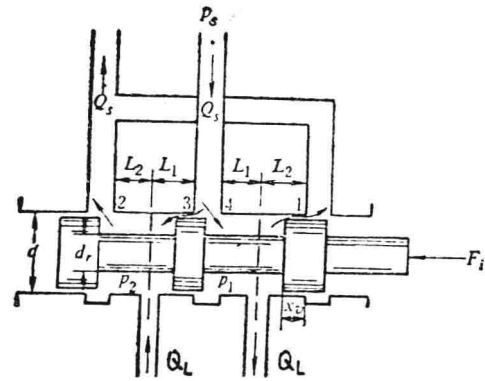


图 2—4 四边滑阀

图中： Q_L ——负载流量；

P_L ——负载压力， $P_L = P_1 - P_2$ ；

P_s ——供液压力；

Q_s ——供液流量；

P_0 ——回液压力，一般情况下， P_0 接近大气压力。

设通过节流口1、2、3、4的流量分别用 Q_1 、 Q_2 、 Q_3 、 Q_4 表示。根据连续性方程

$$Q_L = Q_4 - Q_1 = Q_2 - Q_3 \quad \dots\dots\dots (2-1)$$

$$Q_s = Q_1 + Q_2 = Q_3 + Q_4 \quad \dots\dots\dots (2-2)$$

四个节流阀口的通流面积用 A_i 表示， $i = 1、2、3、4$ 。若四个节流阀口是配磨，并且对称，则有

$$A_1 = A_3 \quad ; \quad A_2 = A_4$$

节流阀口过流面积与阀芯位移 X_V 之间是如下函数关系

$$A_2(X_V) = A_1(-X_V); \quad A_4(X_V) = A_3(-X_V)$$

根据节流公式可得流量表达式

$$Q_4 = C_d A_4 \sqrt{\frac{2}{\rho}(P_s - P_1)} \quad \dots\dots\dots (2-3)$$

$$Q_2 = C_d A_2 \sqrt{\frac{2}{\rho}P_2} \quad \dots\dots\dots (2-4)$$

$$Q_1 = C_d A_1 \sqrt{\frac{2}{\rho}P_1} \quad \dots\dots\dots (2-5)$$

$$Q_3 = C_d A_3 \sqrt{\frac{2}{\rho}(P_s - P_2)} \quad \dots\dots\dots (2-6)$$

对于理想的矩形阀口，在不考虑径向间隙时，则有

$$A_1 = w X_V$$

式中：w——阀口沿圆周方向的宽度，称为阀的面积梯度（m）；

X_V ——阀的开口量（m）。

根据上述节流阀口配磨和对称的条件，则有

$$Q_2 = Q_4; \quad Q_1 = Q_3$$

于是有 $P_s - P_1 = P_2$ ，即 $P_s = P_1 + P_2$ ，由于 $P_L = P_1 - P_2$

所以
$$P_1 = \frac{1}{2}(P_s + P_L) \quad \dots\dots\dots (2-7)$$

$$P_2 = \frac{1}{2}(P_s - P_L) \quad \dots\dots\dots (2-8)$$

式（2-7）、（2-8）说明，在空载时（ $P_L = 0$ ），通向液压缸两侧管道的压力均为 $\frac{1}{2}P_s$ ，加上负载以后，一个管道中压力升高，另一个管道中压力下降，并且升降量相等，这样图 2-4 中节流阀口 2 和 4 两端压力降是相等的，又因为 $A_2 = A_4$ ，因此证明 $Q_2 = Q_4$ ，同理亦可证明 $Q_1 = Q_3$ 。

式（2-1）或式（2-2）可以写成如下形式

$$Q_L = Q_4 - Q_1$$

$$= C_d A_4 \sqrt{\frac{1}{\rho}(P_s - P_L)} - C_d A_1 \sqrt{\frac{1}{\rho}(P_s + P_L)} \quad \dots\dots\dots (2-9)$$

$$Q_s = Q_1 + Q_2$$

$$= C_d A_1 \sqrt{\frac{1}{\rho}(P_s + P_L)} + C_d A_2 \sqrt{\frac{1}{\rho}(P_s - P_L)} \quad \dots\dots\dots (2-10)$$

式(2-9)和式(2-10)就是滑阀的压力—流量方程,由此得到 Q_L 、 P_L 和 X_V 之间函数关系

$$Q_L = f_L(P_L, X_V) \dots\dots\dots (2-11)$$

2、滑阀的静态特性曲线

滑阀的压力—流量曲线示意的用图2-5表示。该曲线描述了阀的稳态性能及阀的全部性能参数,如阀的系数等可以由这些曲线获得。同时还能表示阀的规格,当负载所需的压力和流量能够被阀最大开口量所对应的压力—流量曲线包围的时候,表明滑阀能满足负载的要求。

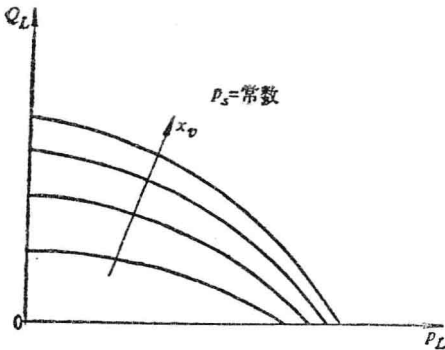


图2-5 压力—流量曲线

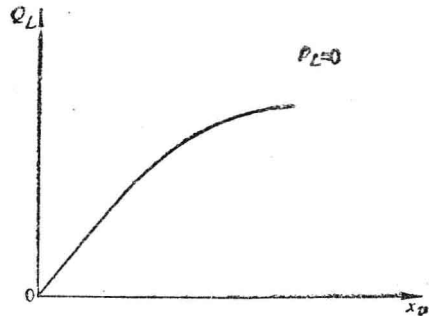


图2-6 流量曲线

阀的流量特性是指负载压力等于常数时,负载流量与滑阀开口度之间的关系,即

$$Q_L = f(X_V) \Big|_{P_L = \text{常数}}$$

以曲线形式表示,即滑阀—流量曲线。当 $P_L = 0$ 时,称为空载流量特性,空载流量曲线如图2-6所示。

阀的压力特性是指负载流量等于常数时,负载压力与滑阀开口度之间的关系,即

$$P_L = f(X_V) \Big|_{Q_L = \text{常数}}$$

其相应曲线称为压力特性曲线。当 $Q_L = 0$ 时,即阀口关闭时,压力特性如图2-7所示。

3、滑阀的线性化分析与阀的系数

由式(2-9)可知,该函数式是非线性的。采用线性理论对伺服系统进行动态分析,必须将非线性方程线性化,这在实际工程上也是可行的,因为在液压伺服系统中,滑阀总是在工作点附近工作,因此,可以用小位移线性化方法进行线性化处理。

负载流量的一般表达式为式(2-11)所示,即

$$Q_L = f_L(X_V, P_L)$$

设函数在某一特定的工作点 (X_{V0}, P_{L0}) 的负载流量为

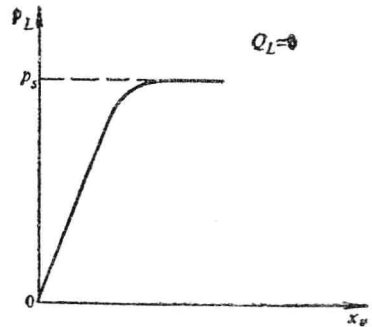


图2-7 压力特性曲线

$$Q_{L_0} = f_L(X_{V_0}, P_{L_0}) \quad \dots\dots\dots (2-12)$$

在工作点附近小范围内工作时，即

$$X_V = X_{V_0} + \Delta X_V$$

$$P_L = P_{L_0} + \Delta P_L \quad \text{时，}$$

$$Q_L = f_L(X_V, P_L) = f_L(X_{V_0} + \Delta X_V, P_{L_0} + \Delta P_L) \quad \dots\dots\dots (2-13)$$

将式(2-12)按台劳级数展开

$$\begin{aligned} f_L(X_{V_0} + \Delta X_V, P_{L_0} + \Delta P_L) &= f_L(X_{V_0}, P_{L_0}) + \\ & \left[\frac{\partial f_L}{\partial X_V} \Delta X_V + \frac{\partial f_L}{\partial P_L} \Delta P_L \right]_{X_V = X_{V_0}} + \dots\dots\dots \\ & \qquad \qquad \qquad P_L = P_{L_0} \end{aligned} \quad \dots\dots\dots (2-14)$$

如果工作范围限制在工作点附近，忽略二阶以上无穷小量，将式(2-14)写成

$$\Delta Q_L = Q_L - Q_{L_0} = \left[\frac{\partial f_L}{\partial X_V} \Delta X_V + \frac{\partial f_L}{\partial P_L} \Delta P_L \right]_{X_V = X_{V_0}} \quad \dots\dots\dots (2-15)$$

$$\qquad \qquad \qquad P_L = P_{L_0}$$

如果原工作点为零，即 $X_{V_0} = P_{L_0} = Q_{L_0} = 0$ ，则

$$\Delta Q_L = \left. \frac{\partial f_L}{\partial X_V} \right|_0 \Delta X_V + \left. \frac{\partial f_L}{\partial P_L} \right|_0 \Delta P_L \quad \dots\dots\dots (2-16)$$

式(2-16)是滑阀的压力—流量方程以增量形式表示的线性化方程式。式中偏导数可以通过对压力—流量曲线方程求偏微分而得到，也可以利用绘制的特性曲线图解法获得。两个偏导数确定了三个重要参数。

1) 流量增益 K_q

定义
$$K_q = \frac{\partial Q_L}{\partial X_V} \quad \dots\dots\dots (2-17)$$

令 $Q_L = Q_L(X_V, P_L) = f_L(X_V, P_L)$ ， K_q 是流量曲线在某一点切线的斜率(参看图2-6)。流量增益表示负载压力一定时，滑阀阀芯单位输入位移 X_V 引起负载流量变化的大小，流量增益越大，说明滑阀对负载流量的控制越灵敏。

2) 流量—压力系数 K_c

定义
$$K_c = - \frac{\partial Q_L}{\partial P_L} \quad \dots\dots\dots (2-18)$$

K_c 是压力—流量曲线切线斜率冠以负号。对于任何结构形式的阀来说，压力—

流量曲线的切线斜率 $\frac{\partial Q_L}{\partial P_L}$ 都是负的，负号可以使 K_C 永为正值。· K_C 表示阀口开度 X_V

一定时，负载压力变化引起负载流量变化的大小， K_C 小表明阀抵抗负载变化的能力大，亦即阀的刚性大。从动态观点看， K_C 是系统中的一种阻尼。

3) 压力增益 K_P

定义

$$K_P = \frac{\partial P_L}{\partial X_V} \quad \dots\dots\dots (2-19)$$

K_P 是压力曲线的切线斜率。通常表示负载流量为零（即阀口关闭）时，单位输入位移 X_V 引起负载压力变化的大小， K_P 大表明阀对负载压力控制的灵敏度高，所以 K_P 又标作压力灵敏度。

因为

$$\frac{\partial P_L}{\partial X_V} = \frac{\frac{\partial Q_L}{\partial X_V}}{\frac{\partial Q_L}{\partial P_L}}$$

所以

$$K_P = \frac{K_Q}{K_C} \quad \dots\dots\dots (2-20)$$

根据以上的定义，式 (2-16) 可以写成如下形式

$$\Delta Q_L = K_Q \Delta X_V - K_C \Delta P_C \quad \dots\dots\dots (2-21)$$

有关阀的三个系数需要注意以下几点：

1) 阀的三个系数是表征阀静特性的三个最重要的参数，例如 K_Q 直接影响系统的开环放大系数，因此对系统的稳定性、响应特性和稳态误差有直接影响； K_C 直接影响阀——液压马达组合的阻尼系数和速度刚性；而 K_P 影响着阀——液压马达组合起动大惯量或大摩擦负载的能力等。

2) 阀系数的数值随工作点的变化而变化，最重要的工作点是压力—流量曲线的原点，即 $Q_L = P_L = X_V = 0$ 。由于系统经常在原点附近工作，而此处的流量增益最大，但压力—流量系数最小，所以阻尼最低。从稳定性观点看，如果系统在该点是稳定的，则在其他工作点一定是稳定的。

原点附近阀的系数称为零位阀系数，分别用 K_{Q0} 、 K_{C0} 、 K_{P0} 表示。若工作点，增量和变量相等，式 (2-21) 中增量符号“ Δ ”可以去掉，写成

$$Q_L = K_Q X_V - K_C P_L \quad \dots\dots\dots (2-22)$$

3) 以上所有对四边滑阀的分析方法和基本概念，对所有的伺服阀都适用，如挡板阀、喷嘴阀等，所讨论的问题具有普遍意义。

下面将上述对滑阀静特性的一般分析所得到的关系式，用于具体结构形式的滑阀。

二、零开口四边滑阀的静特性

首先讨论理想零开口四边滑阀的静特性，然后再研究实际零开口四边滑阀的零区特性。

1、理想零开口四边滑阀的静特性

(1) 压力—流量特性

理想零开口四边滑阀当阀芯离开中位时，只有两个节流阀口通过液流，其它两个节流阀口关闭（见图 2—4），假设阀芯左移为正开口（ $X_V > 0$ ），此时， $Q_2 = Q_4$ ， $Q_1 = Q_3 = 0$ ，由式（2—9）可知

$$Q_L = C_d A_2 \sqrt{\frac{1}{\rho} (P_S - P_L)} \quad \dots\dots\dots (2-23)$$

当阀芯右移时为负开口（ $X_V < 0$ ），此时 $Q_1 = Q_3$ ， $Q_2 = Q_4 = 0$ ，由式（2—9）知

$$Q_L = -C_d A_1 \sqrt{\frac{1}{\rho} (P_S + P_L)} \quad \dots\dots\dots (2-24)$$

假设阀是配磨并且对称，则函数 $A_2(X_V) = A_1(-X_V)$ ，式（2—23）和式（2—24）可用一个方程式表示，即

$$Q_L = C_d |A_1| \frac{X_V}{|X_V|} \sqrt{\frac{1}{\rho} (P_S - \frac{X_V}{|X_V|} \cdot P_L)} \quad \dots\dots\dots (2-25)$$

如果节流阀口通流面积为矩形，其面积梯度为 w ，则通流面积 $A_1 = w X_V$ ，代入上式可得

$$Q_L = C_d w X_V \sqrt{\frac{1}{\rho} (P_S - \frac{X_V}{|X_V|} \cdot P_L)} \quad \dots\dots\dots (2-26)$$

式（2—26）就是理想零开口四边滑阀的静态特性方程，亦即压力—流量特性方程。

理想零开口阀的静态特性，可以用一组曲线族表示，令 Q_{Om} 为 $P_L = 0$ 和 $X_V = X_{Vm}$ 时阀空载最大流量，即

$$Q_{Om} = C_d w X_{Vm} \sqrt{\frac{1}{\rho} P_S}$$

式中： X_{Vm} ——阀的最大开口量

$$\frac{Q_L}{Q_{Om}} = \frac{X_V}{X_{Vm}} \sqrt{1 - \frac{X_V}{|X_V|} \cdot \frac{P_L}{P_S}} \quad \dots\dots\dots (2-27)$$

$$\frac{Q_L}{Q_{Om}} = \frac{Q_L}{Q_L} \quad \text{无因次负载流量}$$

$$\frac{X_V}{X_{Vm}} = \bar{X}_V \quad \text{无因次位移}$$

$$\frac{P_L}{P_S} = \bar{P}_L \quad \text{无因次负载压力}$$

于是式(2-27)可以表示为

$$\bar{Q}_L = \bar{X}_V \cdot \sqrt{1 - \frac{\bar{X}_V}{|\bar{X}_V|} \cdot \bar{P}_L} \quad \dots\dots\dots (2-28)$$

式(2-28)为一抛物线方程,以 \bar{X}_V 为参变量,可以画出无因次曲线族,如图2-8所示。

由于阀的节流阀口是配磨并且对称,所以压力—流量曲线都对称于原点,图中I、II象限为阀正常工作区,I、IV象限只有在瞬态过程中才出现。

(2) 阀系数

理想零开口四边滑阀的阀系数,可以通过对式(2-26)偏微分求得。

流量增益:

$$K_q = \frac{\partial Q_L}{\partial X_V}$$

$$= C_d w \sqrt{\frac{1}{\rho} (P_S - P_L)}$$

..... (2-29)

流量—压力系数:

$$K_c = - \frac{\partial Q_L}{\partial P_L}$$

$$= \frac{C_d w X_V \sqrt{\frac{1}{\rho} (P_S - P_L)}}{2 (P_S - P_L)}$$

压力增益:

$$K_p = \frac{K_q}{K_c} = \frac{2 (P_S - P_L)}{X_V} \quad \dots\dots\dots (2-31)$$

理想零开口四边滑阀的零位($Q_L = P_L = X_V = 0$)阀系数为

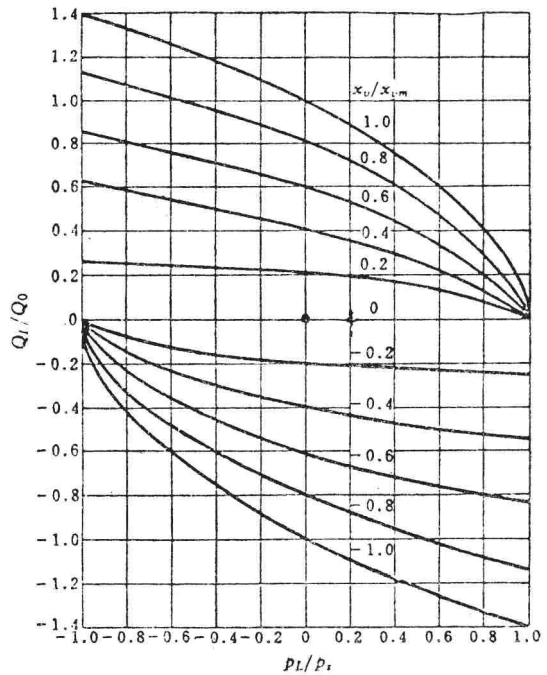


图2-8 零开口四边滑阀压力—流量曲线
..... (2-30)