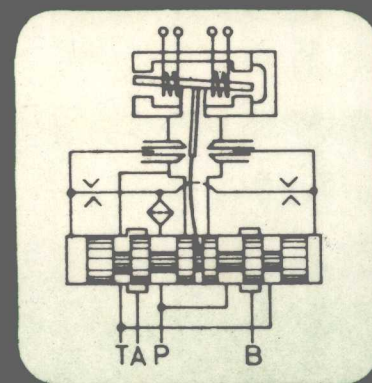
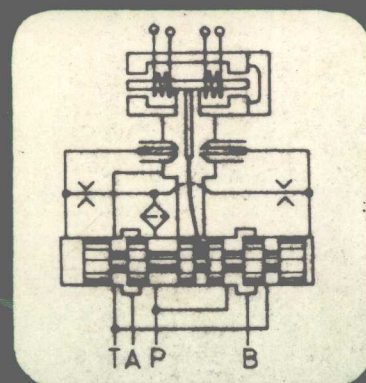
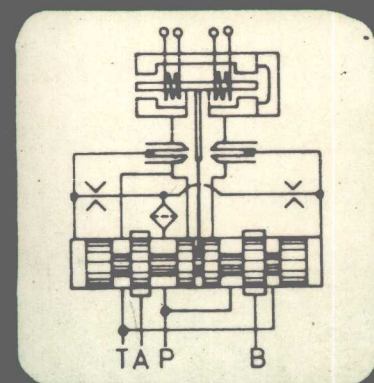
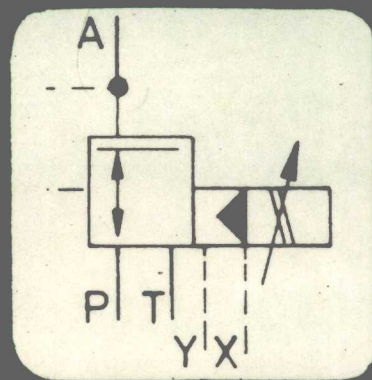
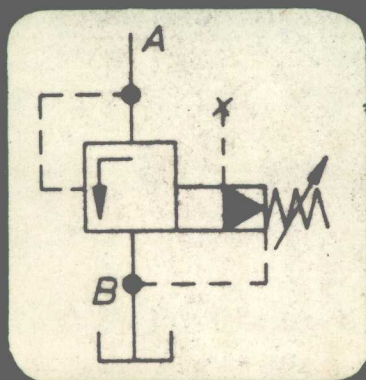
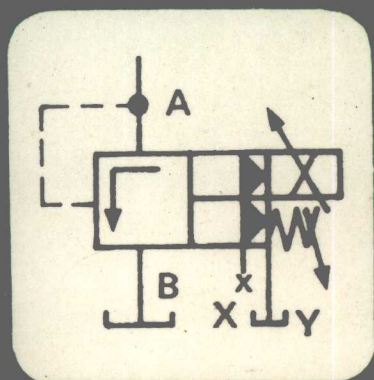


# 液压阀与液压控制系统



武汉工业大学出版社

## 内 容 简 介

这是一本探讨液压阀内部反馈控制系统分析、综合方法的创新之作。书中以控制理论为基础,结合液压阀的特点,向读者介绍液压阀稳态综合及动态分析的新型方法——即“基本单元综合法”及“广义复阻抗分析法”。据此方法,不但可以清楚地分析较为复杂的、内含多级反馈的液压阀及其控制系统,而且还可以指导人们设计出各类新颖的压力阀、流量阀、伺服阀、比例阀及液压伺服机构。

本书概念清晰,富于启发性,并附有大量插图及结构实例,适于从事液压技术及机电一体化技术的人员阅读,也可作为研究生教材或本科生选修课教材。

## 图书在版编目(CIP)数据

液压阀与液压控制系统/陈奎生编著. —武汉:武汉工业大学出版社,1997.3  
ISBN 7-5629-1268-8

I. 液… I. 陈… III. ①液压阀 ②液压控制 IV. TH·34

武汉工业大学出版社出版发行

(武昌珞狮路14号 邮编430070)

武汉冶金科技大学印刷厂印刷

新华书店经销

\*

开本:787×1092 1/16 印张:15.75 字数:380千字

1997年3月第1版 1997年3月第1次印刷

印数:1-1000 定价:19.80元

## 前 言

众所周知,多数液压阀都是根据反馈控制原理进行工作的。但是长期以来对液压阀的控制原理的分析尚未有一种系统的、简单易行的方法。目前的状况是,要么就采用直观的方法来说明液压阀的动作原理;要么就直接引用自动控制原理的结论,对液压阀进行冗长复杂的动态分析。前一种方法虽然简单,但它不能给人以完整统一的概念,而且无法指导人们去分析研究较复杂的液压阀;后一种方法则过于繁琐和复杂,以致使初学者望而生畏,此外,复杂的数学推导也容易掩盖其物理本质,给学习带来不便。

本书引用了国内外相关的研究成果,以控制论的基本原理为基础,结合液压阀的特点,由浅入深地介绍了一种新的液压阀的分析、综合方法。这种方法的特点是,从液压阀的单元分析入手(而不是一开始就列基本方程),并引入“交流模型”及“广义复阻抗”的概念,以简化系统的分析。该方法包括分析和综合两个方面。分析时,从一个实际的液压阀结构出发,从复杂的结构中分离出一个个的基本单元,依次画出各单元所对应的交流回路,并求出各负载网络的广义复阻抗,利用广义复阻抗及交流回路中各单元的相互关系,可以直接画出系统的动态或稳态方框图,并由此进行动态、静态特性分析,或研究特性的补偿方法。综合一个液压阀时,是从控制目的、被控参数及被控对象入手,根据控制要求先画出所要设计的液压阀的稳态方框图,根据方框图初步拟定反馈比较方案及开环液压放大器的回路形式,然后设计实现这一方案的各个基本单元,并将其结构化。如果发现所设计的液压阀在性能上不能满足要求,可以通过多级液压放大和级间反馈的方法对系统加以校正。据此方法,不但可以清楚地分析较复杂的液压阀,而且还可以指导人们设计出各类新颖的压力阀、流量阀、伺服阀、比例阀及液压泵的变量系统。

本书的第一章介绍液压阀内部的反馈控制系统的组成、分类及基本单元;第二章介绍控制理论的基本原理,为读者学习后面的内容打下基础,基础较好的读者可以略去本章不读;第三章介绍广义复阻抗分析方法,用此方法,可以将同时包含有液压、机械、电气三种网络的液压阀转化成同一网络进行分析,这样有助于全面地、完整地理解和分析液压阀;第四章介绍液压放大元件及液压放大器;第五章分析各种阀用负反馈装置;第六、七、八章分别介绍各种液压阀的负反馈分析法。

书中附有液压阀控制系统的大量插图,提供了许多新型液压阀的构思或原理性设计,其中一些取自于作者的论文,另一些是首次发表的。在绘图过程中得到了曾良才先生的大力协助,蒋春生先生对书中的文字作了润色及修改,在此表示衷心感谢。

由于编著者水平有限,缺点和错误在所难免,敬请读者批评指正。

编著者

1997年3月

# 目 录

<b>第一章 液压阀与自动控制</b> .....	(1)
1.1 液压阀控制系统的组成及基本单元 .....	(6)
1.2 液压阀控制系统的类型及特点 .....	(6)
1.3 对液压阀控制系统的基本要求 .....	(8)
<b>第二章 控制理论基础</b> .....	(10)
2.1 数学模型的建立 .....	(10)
2.1.1 职能方框图及系统的组成环节 .....	(10)
2.1.2 基本方程 .....	(10)
2.1.3 拉氏变换与传递函数 .....	(12)
2.2 频率响应与波德图 .....	(24)
2.2.1 频率特性的概念 .....	(24)
2.2.2 频率特性的图示方法 .....	(25)
2.2.3 典型环节的波德图 .....	(26)
2.2.4 系统开环频率特性的绘制 .....	(28)
2.3 稳定性分析 .....	(30)
2.3.1 稳定性的概念 .....	(30)
2.3.2 用奈奎斯特判据判定稳定性 .....	(31)
2.3.3 波德图上的稳定性判据 .....	(32)
2.4 稳态误差分析 .....	(33)
2.4.1 引起误差的原因 .....	(33)
2.4.2 跟踪误差 .....	(33)
2.4.3 扰动误差 .....	(36)
2.5 系统频宽 .....	(37)
<b>第三章 广义复阻抗分析法</b> .....	(38)
3.1 基本概念 .....	(38)
3.2 广义复阻抗元件 .....	(39)
3.2.1 广义复阻抗 .....	(39)
3.2.2 液阻与机械阻尼 .....	(40)
3.2.3 液感与机械惯性 .....	(44)
3.2.4 机械弹簧与液压容抗 .....	(45)
3.3 广义变压器 .....	(47)
3.3.1 理想变压器的概念 .....	(48)
3.3.2 油缸与液压马达 .....	(49)
3.3.3 液压阀的电磁驱动元件 .....	(58)

3.4	广义回路及传递函数	(68)
3.4.1	用复阻抗求电网络的传递函数	(68)
3.4.2	机械网络的画法及阻抗特性	(69)
3.4.3	机械系统广义回路的画法	(73)
3.4.4	含耦合元件的机械系统	(74)
3.4.5	机、电、液综合系统分析实例	(77)
<b>第四章</b>	<b>液压放大器及液压放大元件</b>	<b>(80)</b>
4.1	液压放大器与负反馈	(80)
4.1.1	开环液压放大器	(80)
4.1.2	液压放大器的负反馈	(83)
4.1.3	开环液压放大器的类型	(86)
4.1.4	液压阀中的开环液压放大器实例分析	(86)
4.2	液压放大器的数学模型	(88)
4.2.1	压力-流量特性方程	(90)
4.2.2	阀系数与等效广义电回路	(90)
4.2.3	放大元件的特性曲线	(93)
4.2.4	负载的一般模型	(93)
4.2.5	液压放大器的动态分析举例	(96)
4.3	液压放大元件的典型结构及特性分析	(99)
4.3.1	三种控制阀的结构特点比较	(99)
4.3.2	滑阀式液压放大元件	(100)
4.3.3	锥阀式液压放大元件	(109)
4.3.4	喷嘴挡板阀	(111)
<b>第五章</b>	<b>测量反馈装置</b>	<b>(113)</b>
5.1	测量反馈装置的组成与分类	(113)
5.1.1	比较单元(比较器件)	(113)
5.1.2	测量传感器单元	(113)
5.1.3	调节单元	(114)
5.1.4	给定单元(也称指令单元)	(114)
5.2	力比较型负反馈装置	(114)
5.2.1	力比较器	(114)
5.2.2	调节单元	(114)
5.2.3	给定单元	(115)
5.2.4	测量传感器	(116)
5.3	位置比较型负反馈装置	(124)
5.3.1	阀芯与阀套比较法	(124)
5.3.2	杠杆比较法	(125)
5.3.3	螺杆螺母比较法	(126)
<b>第六章</b>	<b>位置随动系统与随动阀</b>	<b>(129)</b>

6.1	随动阀的稳态综合 .....	(129)
6.1.1	直接位置反馈型随动阀 .....	(129)
6.1.2	力反馈型随动阀 .....	(131)
6.1.3	液压阀的结构化方法 .....	(133)
6.1.4	双级位置随动机构 .....	(139)
6.2	随动阀的动态分析 .....	(139)
6.2.1	建立动态数学模型 .....	(140)
6.2.2	稳定性分析 .....	(144)
6.2.3	闭环频率响应 .....	(146)
6.2.4	力反馈型位置随动机构的动态分析 .....	(148)
6.3	稳态控制误差 .....	(152)
6.3.1	稳态误差的类型 .....	(152)
6.3.2	负载扰动误差 .....	(153)
6.3.3	速度跟踪误差 .....	(156)
6.4	随动阀分析举例 .....	(157)
6.4.1	位置-力反馈型随动阀 .....	(157)
6.4.2	阀芯阀套直接比较型 .....	(162)
<b>第七章</b>	<b>压力控制系统与压力阀</b> .....	<b>(165)</b>
7.1	溢流阀的稳态综合 .....	(165)
7.1.1	直动式溢流阀 .....	(165)
7.1.2	间接测压型先导式溢流阀 .....	(170)
7.1.3	直接测压型先导式溢流阀 .....	(174)
7.2	减压阀的稳态综合 .....	(176)
7.2.1	直动式减压阀 .....	(177)
7.2.2	间接测压型先导式减压阀 .....	(178)
7.2.3	半闭环型电液压力伺服阀 .....	(180)
7.2.4	全闭环型压力伺服阀 .....	(180)
7.3	压力阀的动态分析 .....	(183)
7.3.1	直动式溢流阀的动态分析 .....	(183)
7.3.2	YF 型先导式溢流阀的动态分析 .....	(187)
7.4	动压反馈伺服阀 .....	(192)
7.4.1	动压反馈的作用与原理 .....	(192)
7.4.2	动压-流量反馈的实现 .....	(193)
7.4.3	动压反馈对液动力元件性能的改善 .....	(194)
7.4.4	层片节流器式动压反馈伺服阀分析 .....	(195)
7.4.5	喷嘴反馈式动压反馈伺服阀 .....	(199)
7.4.6	两种动压反馈伺服阀的比较 .....	(202)
7.5	先导型直接测压式电液比例压力阀 .....	(203)
7.5.1	先导阀分析 .....	(203)

7.5.2	系统的单元分解及速度-动压反馈分析	(205)
7.5.3	传递函数与方框图	(206)
<b>第八章</b>	<b>流量控制系统与流量阀</b>	<b>(209)</b>
8.1	直动式调速阀的稳态综合	(209)
8.1.1	二通型调速阀	(209)
8.1.2	三通型调速阀	(212)
8.2	先导式调速阀的稳态综合	(213)
8.2.1	流量-压力反馈型先导式调速阀	(213)
8.2.2	流量-位移-力反馈型先导式调速阀	(213)
8.3	分流阀的稳态综合	(217)
8.3.1	分流阀	(217)
8.3.2	集流阀	(219)
8.3.3	分流集流阀	(220)
8.4	流量反馈型电液伺服阀的稳态综合	(221)
8.5	流量-位移-力反馈型电液伺服阀的动态分析	(222)
8.5.1	工作原理及组成分析	(222)
8.5.2	单元分解、基本方程及传递函数	(224)
8.5.3	稳定性分析	(228)
8.5.4	稳态精度分析	(229)
8.6	流量反馈型电液比例阀分析举例	(230)
8.6.1	流量-压差反馈型电液比例方向流量阀	(230)
8.6.2	流量-位置-力反馈型二通电液比例调速阀	(231)
8.6.3	流量-电压反馈型二通电液比例调速阀	(239)
8.6.4	流量-力反馈型三通电液比例调速阀	(241)

# 第一章 液压阀与自动控制

溢流阀、调速阀之所以能够控制压力、流量的大小或使其保持恒定,是因为闭环控制在起作用,即这两种阀能与被控制对象一起构成一个良好的闭环压力(或流量)控制系统;另一方面,为了提高阀的性能,有时主阀与先导阀之间也要构成闭环控制,这就是说,液压阀不但是一个元件,同时其内部还存在着比较复杂的,而且往往是多个闭环的负反馈控制系统。由于这一系统中的测量、比较单元大多是由机械、液压器件构成的,因此属于机-液控制系统的范畴。液压阀中的负反馈系统的主要部分集中在阀的内部,这与液压伺服系统课程所讲的“机-液伺服系统”又有所区别,在本书中我们称这种控制系统为“液压阀的反馈控制系统”,或简称“液压阀控制系统”。要想全面地了解液压阀的工作原理并研究其性能,就必须研究液压阀中负反馈系统的构成原理,研究这一系统的基本控制单元,然后利用自动控制理论加以分析。

本章将从“液压阀控制系统”的组成部分、类型、基本要求等方面介绍液压阀负反馈控制的一些基本概念,从而对液压阀的负反馈原理提供一个较为明确的认识。

## 1.1 液压阀控制系统的组成及基本单元

一切根据负反馈原理进行工作的液压阀,都是由一些具有特定功能的控制单元组成的。对于一个现有的液压阀,可以从分解出一个一个的控制单元。通过控制单元的分解,我们可以了解该阀的组成特点与工作原理,了解影响其性能参数的关键所在。反之,只要熟悉了各种控制单元的基本功能,我们便可以根据系统的工作要求来选用所需要的控制单元,最后构成一个新型的液压阀,开发出新产品。下面通过具体例子来说明液压阀负反馈控制系统的组成原理。

图 1-1 所示是一个先导式电液比例节流阀的结构原理简图。该阀以电流信号  $i$  为输入,主阀芯(位移为  $x_p$ )随之而动作,它实质上是一个具有内部位置负反馈的随动阀。现在以该阀为例来研究液压阀负反馈系统的组成。

在图 1-1 中,主阀芯 3 用来控制负载流量的大小,它是一个节流阀。我们希望主阀芯的位移  $x_p$  能根据需要来调节。例如,若设比例电磁铁的推力  $F_{\text{推}}$  与输入电流  $i$  成正比,希望主阀芯

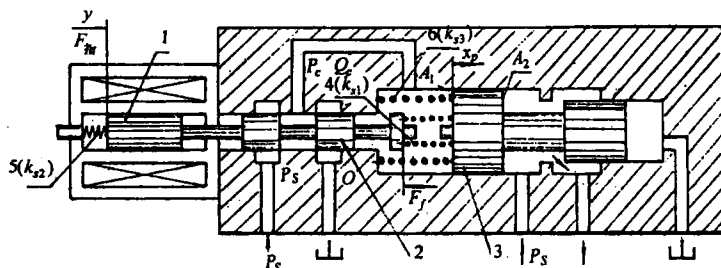


图 1-1 先导式电液比例节流阀

1—比例磁铁;2—导阀芯;3—主阀芯;4—反馈弹簧;5—调零弹簧;6—主阀复位弹簧



的位移  $x_p$  也与电流  $i$  成正比。但是,由于主阀所控制的流量较大,阀芯的阻力也很大,因此用比例磁铁直接驱动它比较困难。故在图 1-1 所示比例节流阀内部设有一个先导阀 2(位移为  $y$ ),通过先导阀的控制来驱动主阀芯。图 1-2 为图 1-1 所示比例节流阀的方框图和组成原理分解图。

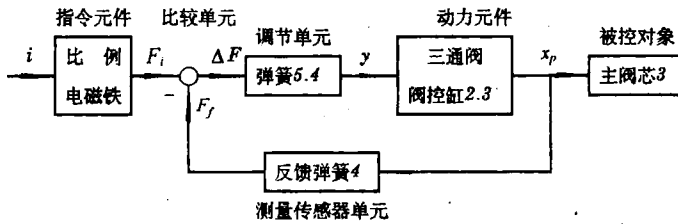
该阀的内部位置反馈系统的构成如下:

1) 动力元件(单元)——三通阀阀控缸,也称开环液压放大器,由元件 2 及元件 3 两端的容腔所组成;

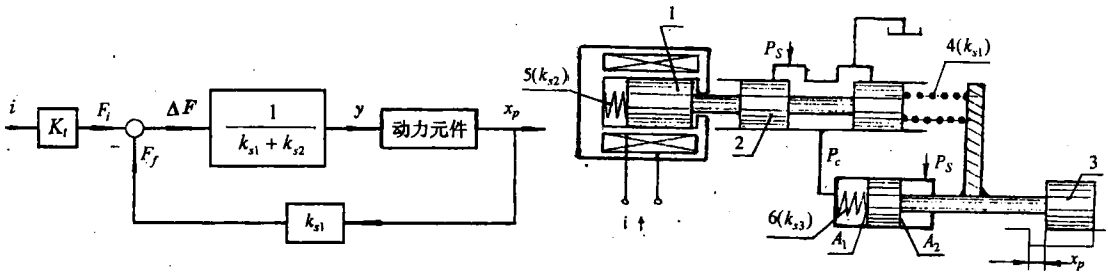
2) 负反馈装置:(1)比较单元——导阀芯及衔铁组件 1、2(称为力比较器);(2)测量传感器单元——反馈弹簧  $k_{s1}$ (元件 4);(3)调节单元——弹簧  $k_{s2}$ ,  $k_{s2}$  为反馈弹簧 4 与调零弹簧 5 的刚度之和,即  $k_z = k_{s1} + k_{s2}$ ;

3) 指令元件——比例电磁铁 1;

4) 被控对象——主阀芯 3,被控参数为主阀位移  $x_p$ 。



(a)



(b)

(c)

图 1-2 图 1-1 所示比例节流阀内部位置反馈系统的方框图与分解图

该阀的工作原理如下:

当阀的输入电信号  $i$  为零时,比例电磁铁的指令力  $F_{指}$ 、主阀位移  $x_p$  及反馈弹簧 4 对先导阀芯 2 的作用力均为零,即导阀处于初始零位,导阀的输出流量  $Q_c$  为零,因而主阀也处于起始的关闭位置。

当向阀输入足够大的电信号时,电磁力  $F_{指}$  推动先导阀芯向右移动,产生位移  $y$ ,先导阀回油节流口打开,主阀 3 左腔的流量  $Q_c$  经先导阀的回油阀口流回油箱,因此主阀左腔的控制压力  $P_c$  降低,在主阀右腔偏置压力  $P_s$  的作用下,主阀芯 3 向左运动,开始产生位移  $x_p$ ,随之主阀口开启。与此同时,主阀芯的位移  $x_p$  又经过反馈弹簧 4 转化为反馈力  $F_f$ ,该反馈力作用在先导阀芯 2 上,并带动先导阀芯 2 向左移动,使导阀回油节流口趋于关闭。当先导阀芯 2 回到初始零位( $y=0$ )时,弹簧 4 的反馈力  $F_f$  正好与指令电磁力  $F_{指}$  相平衡,从而使主阀芯 3 稳定在

某一平衡点上。反之，当输入的电值由较大开始减小时，电磁力  $F_{指}$  也随之减小，此时反馈弹簧 4 对导阀芯的作用力  $F_f$  则大于比例电磁铁的电磁力  $F_{指}$ ，形成一个合力  $\Delta F$ ，该合力就是作用在力比较器(导阀芯 2)上的偏差信号。在偏差力  $\Delta F$  作用下，克服调节弹簧(弹簧 4 与弹簧 5)的阻力，驱动先导阀芯 2 向左移动，即位移  $y < 0$ ，先导阀的进油节流口打开，高压油经先导阀的进油阀口流入主阀 3 的左腔，因此主阀左腔的控制压力  $P_c$  升高。由于主阀左腔的有效面积  $A_1$  大于主阀右腔的有效面积  $A_2$ ，故力  $(P_c A_1 - P_s A_2) > 0$ ，该力推动主阀芯 3 向右运动，使主阀位移  $x_p$  减小，主阀的开度也随之减小，反馈弹簧 4 对导阀芯的作用力  $F_f$  也相应地减小。在反馈弹簧对导阀芯的作用力  $F_f$  逐渐地减小的过程中，先导阀芯 2 逐渐地向右移动，导阀的进油节流口也逐渐地趋于关闭。当先导阀芯 2 重新回到初始零位时，弹簧 4 的反馈力  $F_f$  又正好与指令电磁力  $F_{指}$  相平衡，主阀芯 3 又稳定在一个新的平衡点上。总之，不论输入的指令电流  $i$  是增大还是减小，主阀芯位移  $x_p$  始终要与输入的电信号  $i$  或电磁力  $F_{指}$  成比例。

图 1-2 表明，比例电磁铁 1 通过驱动先导阀 2 对主阀芯 3 进行控制，实际上是完成一个位置负反馈过程。该阀的内部负反馈系统可以分解为两个主要部分，即“动力元件(单元)”和“负反馈装置”。

由图 1-2 可以分解出如图 1-3 所示的三通阀阀控缸的结构。这一结构就是所谓的“动力元件”，在后面各章中也称它为“以油缸作为负载的开环液压放大器”。动力元件由放大元件(先导阀 2)及执行元件(主阀芯 3 两端的容腔，看成是差动油缸)所组成，主阀芯 3 看成是动力元件的机械负载。其中，先导阀芯 2 控制主阀芯 3 两端的小油缸来驱动主阀芯 3，它起着放大功率和驱动负载的作用，因此称之为动力元件。该元件以阀芯 2 的位移  $y$  为控制输入，以阀芯 3 的位移  $x_p$  为控制输出。

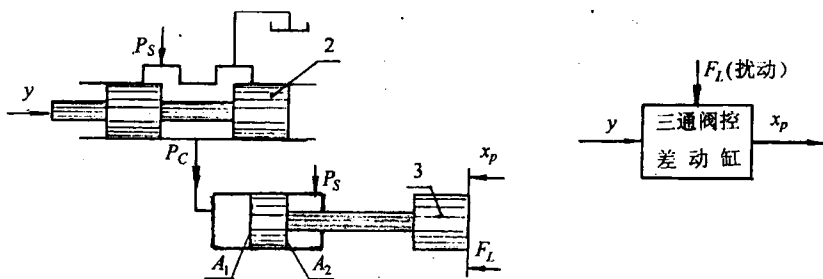


图 1-3 图 1-2 中的动力元件

负反馈装置如图 1-4(a)所示。它的作用是进行位置检测和位置比较，并指挥动力元件驱动主阀芯 3 向着指令信息所期望的位置运动。负反馈装置包括比较单元、测量传感器单元和调节单元。该装置应与指令单元、被控对象(即主阀芯)以及放大元件(即导阀 2)三者相联接。其作用是先将被控制参数  $x_p$  通过测量传感器单元转化成便于相减的力反馈信号  $F_f$ ，通过力比较单元相减后再将其差值  $\Delta F$  通过调节单元转化成放大元件的输入量  $y$ ，最后达到指挥动力元件去调节负载位移  $x_p$  的大小的目的。

图 1-4(b)为图 1-1 所示比例节流阀的比较单元。它是一个力比较器，由控制阀芯 2 来充当。通过该单元，可以判断被控对象的位移  $x_p$  是否与期望位移  $x_{指}$  相等。这里的期望位移  $x_{指}$  也称指令位移，它不是实际位移，仅代表  $x_p$  的期望值，由  $F_{指}$  换算而得，即

$$x_{指} = F_{指} / k_{s1} \quad (1-1)$$

控制误差  $\Delta x$  与比较偏差  $\Delta F$  的关系为

$$\Delta x = x_{指} - x_p = F_{指}/k_{s1} - F_f/k_{s1} = \Delta F/k_{s1} \quad (1-2)$$

图 1-4(c) 表示测量传感器单元。弹簧 4 (刚度为  $k_{s1}$ ) 起测量传感器的作用, 它成比例地将主阀芯位移  $x_p$  (被控参数) 转化成反馈力  $F_f$ , 即起检测位移的作用。当位移减法器在实际结构上不好实现时, 可以象图 1-4(b) 那样设置一个“位置-力传感器”, 即先通过传感器弹簧  $k_{s1}$  将不便于比较的位移  $x_p$  转化成便于比较的力  $F_f$ , 然后通过反馈力  $F_f$  与指令力  $F_{指}$  的比较 (相减) 来代替被控位移  $x_p$  与期望位移  $x_{指}$  的比较 (相减)。这里, 我们把弹簧  $k_{s1}$  称为测量传感器单元。

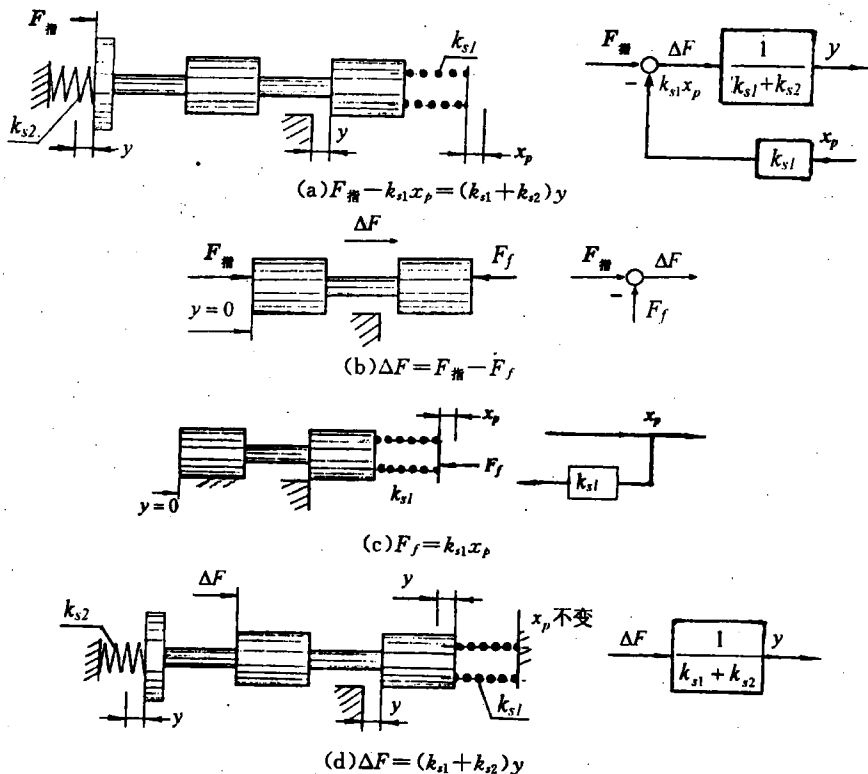


图 1-4 负反馈装置的稳态方框图

(a) 负反馈装置; (b) 力比较单元; (c) 测量传感器单元; (d) 调节单元 (忽略动态)

为了把比较单元所输出的合力  $\Delta F$  转化成放大元件的调节位移  $y$ , 还必须有一个力-位移变换装置。这种起力-位移变换作用的装置称为“调节单元”, 它由图 1-4(d) 所示弹簧  $k_x$  充当。因为  $k_x$  为调零弹簧刚度  $k_{s2}$  与反馈弹簧刚度  $k_{s1}$  之和, 故调节单元是由调零弹簧  $k_{s2}$  与反馈弹簧  $k_{s1}$  共同充当的。当比较单元在合力  $\Delta F$  的作用下带动控制阀芯向右移动时, 弹簧  $k_x$  产生一个反力与  $\Delta F$  平衡, 这样, 弹簧  $k_x$  就比例地将合力  $\Delta F$  转化成了控制阀芯的位移量  $y$ 。其力平衡方程为

$$\Delta F = (k_{s1} + k_{s2})y = k_x y$$

故

$$y = \Delta F/k_x$$

若在图 1-2 的基础上将驱动油缸与主阀芯合为一体, 将力比较器与控制阀芯合为一体, 就可以得到图 1-1 所示的实际的先导型比例节流阀。

经过上述例子的分析, 可以将一般液压阀的负反馈控制 (见图 1-5) 归纳如下:

指令信号  $e_i$  —— 闭环控制系统的指令输入量, 由指令元件产生。在图 1-1 中, 比例电磁铁

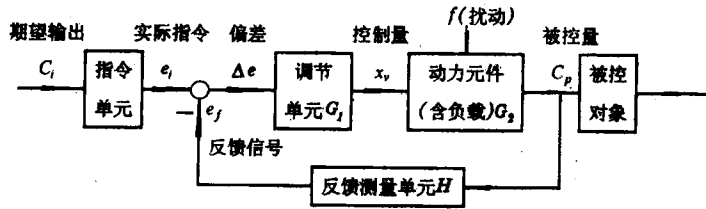


图 1-5 一般液压阀负反馈系统

的推力  $F_{推}$  即为指令信号。

被控信号  $c_p$ ——液压阀负反馈系统中的被控制值，即闭环系统的输出信号。在图 1-1 所示系统中，主阀芯 3 的位移  $x_p$  即为被控信号，该信号应当跟踪指令信号，或与指令信号保持函数关系。

反馈信号  $e_f$ ——对被控制信号  $c_p$  的测量值，是被控制量的函数，是测量传感器单元的输出量。它是直接取自被控信号  $c_p$  的反馈，故叫做主反馈。主反馈一定是负反馈，否则，偏差会越来越大，最后使系统完全失去控制。除了主反馈外，有时系统中还存在有局部反馈，这种局部反馈往往是为了对系统进行补偿而设置的，另外一些局部反馈则是元件所固有的（不是人为设置的）。但无论何种局部反馈，它的反馈强度一般较主反馈弱得多，一般不起主要作用。

偏差信号  $\Delta e$ ——比较单元的输出量，是指令信号与反馈信号之差。该信号是控制误差的函数。

控制量  $x_v$ ——在所有的液压控制系统（阀内闭环系统也是液压控制系统）中，均应有液压放大元件（即由控制阀所构成的可控液压桥路），才能构成控制系统，达到控制目的。这个放大元件的输入量就是控制量  $x_v$ 。 $x_v$  一般是控制阀芯相对于阀套的位移。若把所研究的“液压阀”看成一个系统，那么这里所讲的控制阀就是阀中之阀。在图 1-1 所示系统中，元件 2 就是控制阀芯。

扰动信号  $f$ ——非所要求的而又能影响被控制量的信号，一般是由液压阀的负载变化等固有因素所引起的。在图 1-1 中，作用在主阀芯上的各种摩擦阻力  $F_L$  就是扰动信号之一。

指令单元——产生指令信号的单元。在图 1-1 中，比例电磁铁即为指令单元，它与比较单元的一端相联。

反馈测量传感器单元  $H$ ——它与比较单元的另一端相联，将被控制量转化成便于比较的量后反馈到比较单元上进行比较。在图 1-1 中，弹簧  $k_{s1}$  就是反馈测量传感器单元。

比较单元——指令信号与反馈信号的减法器。它有三个端口，分别与指令单元、反馈测量传感器单元及调节单元相联。它将指令信号与反馈信号相减后所得到的偏差信号  $\Delta e$  送入调节单元。在图 1-1 中，导阀芯 2 就是力比较单元。

调节单元  $G_1$ ——比较单元与放大元件之间的桥梁，它将偏差信号转化成放大元件的控制量  $x$ 。在图 1-1 中，弹簧  $k_{s1}$  及弹簧  $k_{s2}$  就是调节单元。

液压动力元件  $G_2$ ——又称开环液压放大器，由液压放大元件和执行元件所组成。所谓液压放大元件，就是由控制阀所构成的可控液压桥路，有时也称液压放大单元。液压放大元件类似于电路中的三极管，它具有控制和功率放大的双重作用。在图 1-1 中，放大单元就是先导阀 2。所谓执行元件，就是对称油缸或非对称油缸（或油马达），在液压阀控制系统中，常常是由阀芯端部的容腔充当。油缸的作用是将液压功率转化成驱动机械负载的机械功率，因此执行元件主要用于以位置、力这类机械量作为输出量的液压阀中。当被控制量是压力或流量时，一般不

需要执行元件。

控制对象——阀内闭环所控制的对象，一般是一个液压阻抗回路，或者第二级、第三级阀芯。在图 1-1 中，被控制对象为主阀芯 3。

在图 1-5 中，箭头表示信号的走向。由  $e_i \rightarrow \Delta e \rightarrow x_v \rightarrow c_p$  组成的通道称为系统的主通道，或称前向通道。由  $c_p \rightarrow e_f$  组成的通道为系统的反馈通道。

## 1.2 液压阀控制系统的类型及特点

### 1.2.1 系统的类型

随着液压技术的日益发展，各种按照负反馈原理工作的液压阀越来越多，其控制系统也各式各样，往往很难确切地对液压阀控制系统进行分类。这里仅就经常讨论的液压阀负反馈系统概括如下：

#### 1.2.1.1 压力负反馈系统

液压阀主要用来控制压力和流量两个流体参数。一个简单的可变节流口就可以控制负载压力  $P_L$  或流量  $Q_L$  的大小。但是这种控制只是一种无反馈量的开环控制，其特点是被控制压力或流量在负载变化的条件下无法自动维持恒定。利用含可变节流口的液压桥路（即液压放大单元），配上压力负反馈装置（即比较单元+测压反馈传感器单元+调节单元），就能构成图 1-6 所示压力反馈控制系统。采用反馈控制，可以减小负载变化所引起的压力波动，使输出压力趋于稳定值。

在液压阀家族中，溢流阀、减压阀、平衡阀、电液比例压力阀、压力型电液伺服阀、恒压变量机构等都可以看成是含压力负反馈系统的液压阀。

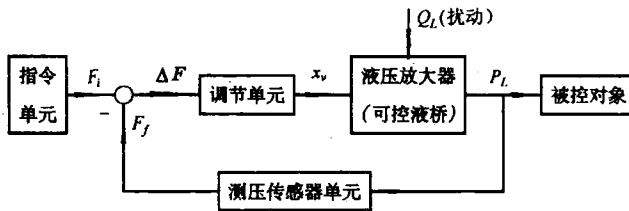


图 1-6 压力阀负反馈系统

#### 1.2.1.2 流量负反馈系统

在开环情况下，采用含可变节流口的液压桥路作为放大单元，不但可以控制对象的压力  $P_L$  的大小，而且可以控制对象的流量  $Q_L$  的大小。在控制压力  $P_L$  的大小时，流量参数  $Q_L$  是一个随负载变化而变化的扰动量。反之，在控制流量  $Q_L$  的大小时，该放大单元则以流量为控制输出，而压力  $P_L$  看成是随负载变化而变化的扰动量。通过选择合适的流量测量传感器单元及比较单元，就可以将流量信号反馈到输入端，构成图 1-7 所示流量负反馈系统。

在常见的调速阀、分流阀、同步阀、节流溢流阀、流量反馈型电液伺服阀等液压阀中，均含有流量负反馈系统。

#### 1.2.1.3 位置负反馈系统——位置随动系统

随着控制精度的提高和控制流量的增大，两级阀甚至三级阀越来越多。人们经常利用弱电信号控制第一级阀的阀芯，然后利用液压位置负反馈系统来控制质量和阻力均较大的第二级、

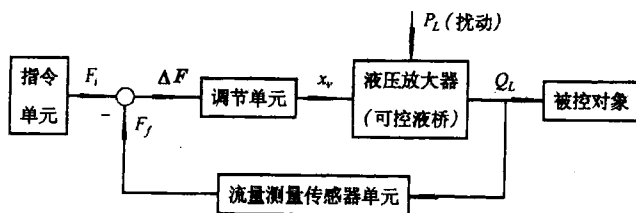


图 1-7 流量阀负反馈系统

第三级阀的阀芯位置，使第二级、第三级阀芯跟踪第一级阀芯运动，达到精确地控制主阀的动的目的。我们把这种系统称为阀内位置随动系统。这种系统可以用图 1-8 表示。相应地，其测量反馈传感器则采用“位移传感器”，以构成位置负反馈。

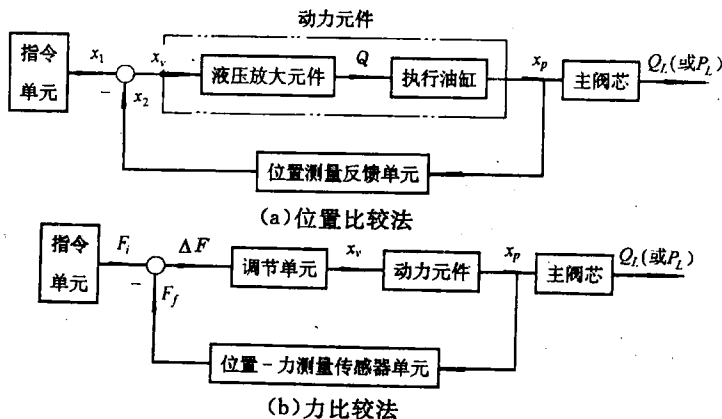


图 1-8 多级阀的阀内位置随动系统

这种阀内位置随动系统主要应用于力反馈型流量伺服阀、直接位置反馈型电液伺服阀、比例方向流量阀、比例节流阀、手动伺服变量机构等机构中。

以上所讨论的分类方法只是一种简单的概括。事实上，在同一个液压阀中可能同时存在两种以上负反馈系统。例如，在压力阀中经常采用阀芯速度反馈来改善主压力反馈系统的控制性能，在伺服阀(含位置随动系统)中又经常采用压力反馈或动压反馈来提高系统的阻尼。这些内容将在有关章节中陆续讨论。

### 1.2.2 系统的特点

与其他控制系统相比较，液压阀负反馈系统既有一般控制系统的共同特点，又有其特殊性。其主要特点表现在以下几个方面：

(1) 结构特征不明显，学习理解难度大。

在液压阀内部的负反馈系统中，由于结构尺寸小，往往无独立的比较单元、测量传感器单元及动力元件或放大单元等硬件结构，经常是一个器件具有多种功能。例如，在图 1-1 中，控制阀芯 2 不但起放大单元的作用，而且同时充当力比较器，即起比较单元的作用。主阀芯 3 不但被控制对象，而且其两端的容腔又起一个非对称油缸的作用，它又是动力元件的一个部分。另外，起位置反馈传感作用的弹簧  $k_{s1}$  又是调节单元  $k_x$  的一个部分。

(2) 传感器及比较单元均由机械或液压元器件充当。

(3) 阀内具有多重反馈，系统复杂。液压阀表面看来很小，但内部往往含有多重反馈，且有时反馈量相互交叉，其分析理解远比一般电液伺服系统复杂。

(4) 本质上是非线性的。由于压力和流量之间一般是非线性关系,因此液压阀内的负反馈系统属于非线性控制系统。为便于分析,一般采用线性化展开进行近似。这种近似分析有一定误差。

(5) 工艺槽多,容易引起误解。为了便于加工和便于液体流动,在实际的液压阀中加工有很多从工作原理上讲是不需要的槽和孔。这些槽和孔容易与节流口、阻尼孔、测压面等控制单元相混淆。这就需要读者掌握原理,积累经验,仔细分析。

### 1.3 对液压阀控制系统的基本要求

对液压阀负反馈控制系统的工作性能的主要要求可以概括为:稳定性好、动作迅速和精确度高。

#### 1.3.1 稳定性

系统的稳定性包含着两个含义:一是系统对输入的响应能在一个合理的时间间隔内达到并保持在有效值上,即系统的响应具有收敛的性质。如系统对阶跃输入的响应,尽管在短时间内可能出现超调或振荡,但很快就会稳定于期望值上,如图 1-9 所示。另一含义是,当系统受到扰动而离开稳态值时,系统能自动恢复到原来的状态,即系统能自动校正扰动的影响。

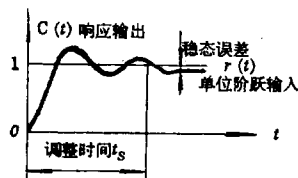


图 1-9 控制系统对单位阶跃输入响应

一个不稳定的系统显然是不可能具有上述特性的。不稳定系统对阶跃输入的响应是呈现等幅的持续振荡或发散的增幅振荡,因而系统响应不可能保持在一个有效的期望值上,也不能校正扰动的影响。这样的系统是不能完成预期的任务的。

在伺服阀中,激烈而持续的振荡不仅会使阀损坏,而且也会使由阀所控制的系统发生破坏。即使在一般的溢液阀中,大振幅的振荡也会使液压系统发生强烈共振。因此,一个液压阀要正常工作,首先必须具有好的稳定性。

必须指出,有时系统中的信号传递延迟或滞后可能大到使原来的负反馈系统变成正反馈系统,于是反馈的结果不是减弱偏差信号而是加强偏差信号,使输出加强,这当然会使系统响应的振荡愈来愈大。

考虑到实际液压阀系统中各单元的参数和特性会略有变化,所以系统除必须稳定外,还必须具备一定的稳定裕量,以保证液压阀或各单元的参数和特性略有变化时,系统仍能保持稳定。这就是相对稳定性。

#### 1.3.2 快速性

在实际的液压阀中,不仅要求系统稳定,而且还要求被控制量能迅速地按照输入信号所规定的方式变化,即要求系统有一定的响应速度。系统中不可避免地要包含一些惯性元件,因而在控制信号作用下,系统的响应不可能立即达到新的稳态值,而要经过一个短暂的暂态过渡过程。系统在这一暂态过程中的工作情况就反映了系统的响应速度。此外,快速性还表现为暂态过程结束的迅速程度,即振荡衰减的快慢。快速性是控制系统的动态性能指标,系统的快速性主要取决于系统的惯量及阻尼作用的强弱等因素。

由于系统的暂态过程随输入信号的不同而异,因而常用一些标准的输入形式来定义有关的质量指标。例如,系统响应阶跃输入信号(见图 1-9)时的过渡过程时间 $t_s$ 就表示系统经过一个暂态过渡过程所需要的时间, $t_s$ 越小,表示暂态过程结束越迅速,反之,则越长。因此, $t_s$ 是表征系统响应输入信号速度的一项性能指标。

### 1.3.3 精确度

在液压阀中采用负反馈闭环的工作形式,其主要目的就是减小任何误差,使其在所允许的范围之内。从上面讨论的控制系统对单位阶跃输入响应的曲线(图 1-9)中,我们看到,在振荡完全衰减之前,输出量对输入量而言是存在偏差的,这种在暂态过程所出现的偏差称为系统的动态误差;在振荡完全衰减之后,输出量对输入量的偏差可能继续存在,这种在瞬态过程完全结束后,在系统中存在的偏差就称为稳态误差。对于任何一个控制系统,要求没有任何误差是不可能的。控制系统的精确度就表示为输出响应相对于其理想期望值的精确程度,它是控制系统的一个基本性能指标。

液压阀负反馈控制系统产生误差的主要原因是:

(1) 系统本身的结构型式。有些系统从组成原理上来说就是存在稳态误差的,即不论采用何种精确的元件,系统总是存在误差的,这种系统称为有差系统,反之,称为无差系统。

(2) 与系统的输入信号的形式有关。对同一个控制系统,当输入信号的形式不同时,系统的稳态误差是不同的,有的稳态误差为零,有的却存在稳态误差。

(3) 系统组成元件的误差。系统中各种组成单元本身是存在误差的,例如,阀的节流孔的加工误差,电磁元件中的饱和、死区和磁滞等因素,均会造成控制误差。

(4) 系统内部、外部的各种干扰。如负载的变化,阀芯运动中的摩擦力、液动力,电磁元件中的杂散耦合、机械振动等,均会引起干扰误差。

至于控制系统的误差允许值,则要依据设计来确定。对于同一个系统,这三方面的要求往往是相互制约的,提高过程的快速性,可能会引起系统强烈振荡;改善系统的稳定性,控制过程又可能很迟缓,甚至使最终精度也很差。因此,为了获得最佳的系统性能,必须协调这三者之间的关系。



## 第二章 控制理论基础

本章将简要叙述分析液压阀负反馈系统所必须的基础控制理论知识。在以下的叙述中一般只给出结论,其详细证明请参考有关资料。

### 2 数学模型的建立

系统的数学模型,就是描述控制系统输入、输出变量以及内部变量之间关系的数学表达式。常用的动态数学模型有微分方程式、传递函数和方框图。

在自动控制系统的分析和设计中,建立一个合理的数学模型是一项极为重要的任务。系统的数学模型可以用分析法或实验法建立。这里只介绍分析法。所谓分析法就是:从系统(及其组成的单元)服从的物理规律出发,找出各变量间的相互关系,列出其运动微分方程。一个系统采用不同的方法来分析和设计时,将用到不同的数学模型。在分析液压阀负反馈系统时,一般按下列步骤进行:

- (1) 根据实际结构画出其职能方框图,并从中分解出各组成环节(单元);
- (2) 列出基本方程;
- (3) 求出各环节的传递函数,画出用传递函数表示的方框图;
- (4) 求出整个系统的传递函数,画出波德图,分析系统的性能。

#### 2.1.1 职能方框图及系统的组成环节

图 1-2(a)就是图 1-1 所示比例节流阀系统的职能方框图。图中一个方框表示一个单元,方框中的文字说明该单元的职能。带有箭头的线段表示单元间的相互作用,即系统中信号的传递方向。职能方框图明确地表示了系统的组成单元、各单元的职能以及系统中各元件或单元的相互作用,因此,常用职能方框图来表示一个系统。由职能方框图可以看出上述系统由指令单元、比较单元、测量及调节单元、动力放大单元和控制对象等组成。

画职能方框图是系统分析的最初阶段。

#### 2.1.2 基本方程

职能方框图只是定性地表示系统的组成及其相互作用。这对于认识、设计液压阀负反馈系统是远远不够的。我们必须对系统进行定量的研究,也就是说,要找出系统中各变量(物理量)之间的关系。不但要知道其静态关系,还要知道其动态行为(各物理量随时间而变化的过程)。系统的动态行为可用各变量及其各阶导数所组成的微分方程来描述。当微分方程各阶导数为零时,即演变成表示各变量间静态关系的代数方程。故有了系统运动的微分方程,就可知道系统各变量的静态和动态行为。这个微分方程就是系统的数学模型。可以用线性微分方程(只出现变量各阶导数的一次项的微分方程)描述的系统称为线性系统,反之,称为非线性系统。大多数元件和系统的运动可用线性微分方程来描述。但某些元件具有非线性特性,液压系统中通过节流小孔的流量与压力差的  $1/2$  次方成正比就是一例,包含这一元件的系统运动微分方程是一个非线性微分方程。不过在一定条件下,这一系统仍可用线性微分方程来近似,这就是所谓