

# 液压伺服系统的分析与设计

刘长年 著

科学出版社

1985

## 内 容 简 介

本书是一本论述各类液压伺服系统设计理论、分析方法和设计方法的专著,重点介绍经典理论与作者提出的优化设计理论。全书共分七章,第一章到第四章介绍了液压伺服系统的基本原理、元部件的建模、动力机构的最佳匹配和各种电液伺服系统的经典设计理论;第五章与第七章分别介绍了各种机液与电液伺服系统的优化设计理论;第六章简介模拟计算机及其在液压系统仿真中的应用。本书的特点是既注意理论的严谨性,更强调方法的实用性。全书给出了大量的设计实例,可供读者在设计具体系统时参考。

本书可供从事机械工程和控制工程,特别是液压传动与液压控制方面工作的科技人员参考,也可作为大专院校有关专业师生的教学参考书。

## 液压伺服系统的分析与设计

刘长洋 著

责任编辑 李淑兰 鞠丽娜

科学出版社出版

北京朝阳门内大街137号

中国科学院印刷厂印刷

新华书店北京发行所发行 各地新华书店经售

1985年4月第一版 开本:787×1092 1/16

1985年4月第一次印刷 印张:20

印数:0001—8,300 字数:449,000

统一书号:15031·613

本社书号:3783·15—3

定价: 4.65 元

# 前 言

液压技术被引用到工业领域已有八十年的历史,然而液压伺服系统的出现至今还不到三十年. 尽管它在各个工业领域中都有广泛的应用,并随着数学、控制理论、计算机、电子器件和液压流体力学的发展获得了很大的进展,但作为一门应用科学还远未成熟,因为它还没有形成自己的体系和一套行之有效的分析方法与设计方法. 对于一些重要问题,如负载的最佳匹配、机液系统参数间的相关性、能源流量与系统频率响应的关系等尚未研究清楚,而对于各类系统的优化设计也还没有找到完美的结果. 为了满足当前的科研、生产和教学的需要,作者认为有必要写一本论述液压伺服系统设计理论、分析方法与设计方法的专门性著作. 在这种思想指导下,作者从1978年开始动笔,历时六年才完成此书,其间修改了数次. 初稿先后在成都、昆明和九江举办的全国性讲习班上讲授过,并利用书中给出的方法先后设计出高精度的函数负载模拟器(获全国科学大会奖)、高压大流量压力跟踪系统、拖拉机液压提升器的仿真实验设备以及机器人的分析与设计等. 书中的素材一部分选自国内外比较成熟的书籍和论文,其余则取自作者的研究成果,如第三章中的 $P-Q$ 计算尺及其算法、第四章中所给出的设计方法及第五章和第七章的全部内容.

本书的内容是按照从基本概念到理论分析最后进行系统设计的顺序来安排的. 第一、二章分别介绍了液压伺服系统的基本原理及液压伺服元部件的建模问题. 第三章介绍了液压动力机构的最佳匹配问题. 在这一章中除了介绍负载种类、负载轨迹等基本概念外,重点介绍了动力机构最佳匹配的古典法和 $P-Q$ 计算尺法,对于阀控缸、阀控马达以及泵控马达等各种类型的动力机构都给出了相应的计算公式. 第四章介绍了各类电液伺服系统的设计方法. 本章所依据的设计理论基本上是频率法及第三章中给出的负载匹配理论,在此章中作者给出了具体的设计方法. 第五章介绍了机液伺服系统. 在这一章中详细地讨论了机液位置、速度和施力系统的设计问题,并对机液系统参数间的相关性、流量饱和对系统动特性的影响等问题做了论述. 第六章概括地介绍了模拟机的基本原理及其在液压伺服系统仿真中的应用. 本章是把模拟机作为研究液压伺服系统的一种手段来简述的,并给出仿真的实例. 第七章介绍作者提出的三类电液伺服系统的优化设计理论和设计方法,其中包括最佳数学模型的建立、优化曲线的获得和校正元件的确定等. 此外本章还讨论了研究跟踪问题的动态消差法以及同时消除负载、外干扰和交连影响的结构不变性原理. 很明显,利用第四章介绍的频率法设计系统虽能获得满意的静态品质和平稳的动态过程,但却无法满足设计指标规定的高精度跟踪和快速响应,更难以找到最佳的参数. 利用第七章给出的优化设计方法便可满意地解决这些问题.

本书在编写过程中还注意到以下两个问题: 1. 本书不单独介绍控制理论、流体力学和液压元件等方面的内容,对于液压伺服系统中常用的液压、机械和电子元部件也只介绍它们的动特性; 2. 本书在解决设计问题时特别注重其工程实用性,在设计方法中不仅给出系统参数的求取方法,还给出每个元部件的类型和系统的确定原则以及一些经验数据的取法,在设计方法之后还举出设计实例,使初学者能够根据设计方法和实例开展系统的

设计工作。

最后应当指出,尽管作者在此书的编写中做了一些尝试,但由于水平所限,仍不免出现错误或不妥之处,渴望读者不吝赐教。

本书由北京航空学院王占林副教授担任审阅工作,他对本书提出了许多宝贵意见,在此表示感谢。

刘长年  
1983年8月

# 目 录

<b>第一章 液压伺服系统概论</b> .....	1
§ 1.1 液压伺服系统的定义、分类和特点 .....	1
1.1.1 什么叫液压伺服系统 .....	1
1.1.2 液压伺服系统的分类 .....	2
1.1.3 液压伺服系统的特点 .....	3
§ 1.2 组成液压伺服系统的基本元部件.....	4
1.2.1 传感器 .....	4
1.2.2 综合机构 .....	7
1.2.3 液压动力机构 .....	8
1.2.4 电液伺服阀简介 .....	10
§ 1.3 液压伺服系统的运动规律.....	14
1.3.1 物体的运动 .....	14
1.3.2 方块图 .....	14
1.3.3 液压伺服系统的简单分析 .....	16
<b>第二章 建立液压元部件的动态方程式</b> .....	22
§ 2.1 列写液压伺服元部件的动态方程式.....	22
2.1.1 滑阀的动态方程式 .....	22
2.1.2 阀控液压缸的动态方程式 .....	26
2.1.3 阀控液压马达的动态方程式 .....	29
2.1.4 泵控液压马达的动态方程式 .....	32
2.1.5 溢流阀的动态方程式 .....	35
§ 2.2 构成液压伺服系统的基本环节.....	42
2.2.1 比例环节 .....	42
2.2.2 惯性环节 .....	44
2.2.3 积分环节 .....	46
2.2.4 微分环节和微分校正 .....	48
2.2.5 积分校正 .....	50
2.2.6 振荡环节 .....	52
2.2.7 滞后环节 .....	54
<b>第三章 液压动力机构的最佳匹配</b> .....	55
§ 3.1 负载轨迹及其方程.....	55
3.1.1 负载种类 .....	55
3.1.2 典型的负载轨迹方程及其负载轨迹 .....	55
3.1.3 液压动力机构的最佳匹配 .....	59
§ 3.2 阀控动力机构的第一类最佳匹配方法——经典的解析法.....	59
3.2.1 以耗功最小为指标的最佳匹配的概念 .....	59
3.2.2 求取最佳匹配参数的解析方法 .....	60

§ 3.3 阀控动力机构的第二类最佳匹配方法—— $P-Q$ 计算尺法	63
3.3.1 $P-Q$ 计算尺的基本原理	63
3.3.2 $P-Q$ 计算尺的使用方法	67
3.3.3 $P-Q$ 计算尺在液压伺服系统分析和设计中的作用	74
§ 3.4 泵控液压马达式动力机构的最佳匹配	75
<b>第四章 电液伺服系统的设计原理</b>	78
§ 4.1 电液位置伺服系统	78
4.1.1 阀控液压缸式位置系统	78
4.1.2 阀控液压马达式位置系统(转动式)	90
4.1.3 阀控液压马达式位置系统(直动式)	94
§ 4.2 电液速度伺服系统	97
4.2.1 阀控液压缸式速度系统	97
4.2.2 阀控液压马达式速度系统	100
4.2.3 第一类泵控液压马达式速度系统	105
4.2.4 第二类泵控液压马达式速度系统	110
4.2.5 第三类泵控液压马达式速度系统	117
§ 4.3 电液施力伺服系统	120
4.3.1 电液施力系统的工作原理	120
4.3.2 施力机构中液压缸的动态方程式	121
4.3.3 一种求取三阶特征方程式根的方法	122
4.3.4 液压缸活塞最大行程的计算方法	126
4.3.5 电液施力系统的设计	127
<b>第五章 机液伺服系统</b>	135
§ 5.1 机液伺服系统的基本原理	135
5.1.1 机液伺服系统的分类	135
5.1.2 机液位置伺服系统的基本原理	135
5.1.3 机液速度伺服系统的基本原理	138
5.1.4 机液施力伺服系统的基本原理	139
§ 5.2 机液伺服系统的分析	141
5.2.1 机液位置伺服系统的分析	141
5.2.2 机液速度伺服系统的分析	147
5.2.3 机液施力伺服系统的分析	155
§ 5.3 机液伺服系统的设计	163
5.3.1 机液位置伺服系统的设计	163
5.3.2 机液速度伺服系统的设计	171
5.3.3 机液施力伺服系统的设计	184
<b>第六章 模拟计算机及其在液压伺服系统中的应用</b>	199
§ 6.1 模拟计算机的组成	199
6.1.1 计算部分	199
6.1.2 控制部分	199
6.1.3 电源部分	200
6.1.4 测试及显示部分	200

§ 6.2 线性运算部件	200
6.2.1 比例放大器的结构原理及误差分析	200
6.2.2 积分放大器	202
6.2.3 反号器	203
6.2.4 加法器	203
6.2.5 比较器	204
§ 6.3 非线性运算部件	205
6.3.1 通用函数发生器	206
6.3.2 正弦函数器	210
6.3.3 函数扩展器	210
6.3.4 限幅部件	212
6.3.5 失灵区部件	213
6.3.6 继电特性	214
6.3.7 乘法器	214
§ 6.4 模拟计算机的应用	216
6.4.1 解常系数线性微分方程式	216
6.4.2 结构模拟	223
<b>第七章 电液伺服系统的优化设计</b>	<b>238</b>
§ 7.1 保持型电液伺服系统的优化设计	238
7.1.1 标准数学模型及其优化曲线	238
7.1.2 非标准数学模型及其与标准数学模型的关系	242
7.1.3 系统的优化设计	244
§ 7.2 正弦型电液伺服系统的优化设计	252
7.2.1 优化数学模型的建立	252
7.2.2 校正装置的设计	254
7.2.3 振幅保持系统	256
7.2.4 系统优化设计举例	258
§ 7.3 伺服系统跟踪问题的研究——介绍动态消差法	264
7.3.1 伺服系统跟踪给定函数的实质和条件	264
7.3.2 实现高阶无静差度的两种方法	267
7.3.3 消除静差的新方法——动态消差法	268
§ 7.4 跟踪型电液伺服系统的优化设计	277
7.4.1 建立优化数学模型	277
7.4.2 II 型优化伺服系统的设计	282
§ 7.5 电液伺服系统中的结构不变性原理	288
7.5.1 结构不变性原理的基本概念	289
7.5.2 电液位置伺服系统的结构不变性问题	292
7.5.3 电液速度伺服系统的结构不变性问题	299
7.5.4 电液施力伺服系统的结构不变性问题	301
<b>参考文献</b>	<b>310</b>

# 第一章 液压伺服系统概论

## § 1.1 液压伺服系统的定义、分类和特点

### 1.1.1 什么叫液压伺服系统

图 1.1 是一种液压举重装置。操作者将阀门打开，液体便由液压装置流入液压缸的下腔。由于液体具有一定的压力  $P$ ，则活塞便产生一个向上的力  $F = AP$ ，其中  $A$  为活塞有效面积，此力  $F$  若大于上面的物体重力  $M$ ，便可推动物体上升。显然，这种装置是一种力的放大器，可以举起人无法举起重物，但它的缺点是准确度不够，例如要上升 1.85m 人就很难控制得那么准确。此外，人不能离开，而且下降比较困难，因为要靠重物的重力把液体压回到原来的液压装置中去。如果改成图 1.2，即用四通阀来代替节流阀，用杠杆来操纵四通阀芯的移动，则重物上升速度可用四通阀的窗口大小来控制，而重物下降又可通过四通阀的窗口使油直接回到液压装置中的油箱，因此可做到控制自如，上下方便。但人仍不能离开，因为由于漏油等原因，很难使重物持久保持某一高度。如要采用图 1.3 的液压装置便可克服上述三个缺点。当操纵者将杠杆压到某个位置时，四通阀的进油窗口被打开，于是重物开始上升，同时也带动杠杆的另一端上升，因而四通阀芯渐渐关小进油窗口。当进油窗口完全关闭时，重物就停在对应位置（此时进、回油窗口全被堵死）。如果

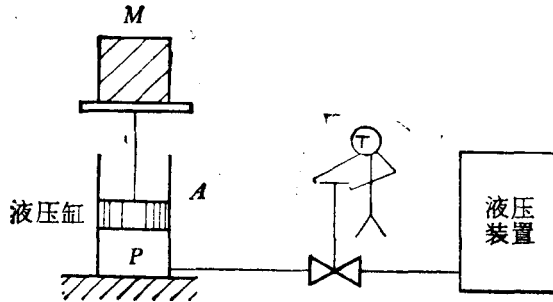


图 1.1 液压举重装置

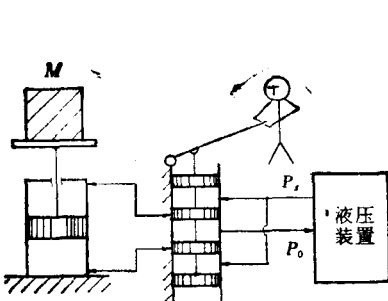


图 1.2 四通阀控制的举重装置

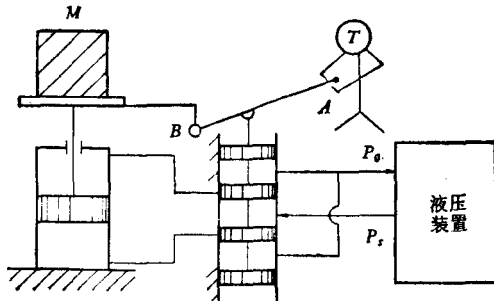


图 1.3 自动控制的举重装置



由于漏油等原因重物有些下降,则杠杆又将进油窗口打开,于是重物又开始上升,直到恢复原位。可见这种装置不仅操纵自如而且人可以离开,又由于重物的高度与四通阀芯的位置一一对应,故升降的准确度也大大提高了,可见这种装置能够自动地完成人的某一工作,因此称之为液压自动装置,或者叫做液压伺服系统。

液压伺服系统包括下列几个组成部分:

- (1) 灵感元件——高度(位置)传感器,用以代替人的眼睛;
- (2) 比较元件——杠杆,相当于人的大脑;
- (3) 给定元件——以  $B$  点为支点的杠杆;
- (4) 放大元件——四通阀;
- (5) 执行元件——液压缸;
- (6) 反馈元件——以  $A$  点为支点的杠杆;
- (7) 负载——重物。

这种系统之所以能够自动地完成某一任务就在于它有负反馈(反馈量正好与给定量反向),能够用反馈量不断与给定量相比较来修正误差,因此将此称之为闭环负反馈。

### 1.1.2 液压伺服系统的分类

液压伺服系统目前有种种分类方法,以下三种分类方法用得最多。

#### 1. 按照输出量的物理量纲分类

若按伺服系统输出量的物理量纲来分,可分成位置系统、速度系统和施力系统。所谓位置系统即指系统的输出量是机械位移或者是机械转角。每给定一个输入量即对应一个确定的位移或转角,如机床工作台的自动控制系统便是位置系统,见图 1.29;所谓速度系统即指其输出量为直线速度或者是角速度。每一个输入信号都对应一个确定的速度值,如图 4.21;所谓施力系统其输出量必然是力、力矩或者是压力。系统的输入量代表着确定的力、力矩或者压力,见图 4.38。此外还有加速度系统、温度控制系统等,但在液压伺服系统中最主要的还是前述三类系统。

#### 2. 按照传递信息的介质分类

如果按照传递信息的介质来分可将液压伺服系统分成电液伺服系统与机液伺服系统两种。所谓电液伺服系统是指在系统功率级以前的信息是以电信号形式传递的,如图 1.29 所示,而在机液系统中则没有电的信号(见图 5.1)。电液伺服系统中的给定元件、传感器和综合机构都是由电子元器件组成的,并且在系统中都有电子放大器;而机液伺服系统的给定元件和传感器都是机械式的,其放大器通常是液压的。电液伺服系统有位置、速度和施力系统三种类型,而机液伺服系统也有位置、速度和施力系统三种类型。

#### 3. 按照给定量的数学模型分类

为了系统优化的目的也常常按照系统给定的输入函数的类型来划分液压伺服系统。伺服系统的输入函数是多种多样的,大体可分成阶跃、方波、斜坡、三角波、锯齿波、正弦波、脉冲和任意非直线型函数等八种。按此可将伺服系统分成保持型、正弦型和跟踪型三

种。

**保持型：**一类伺服系统的功能是自动保持某一物理量为常值，当输入信号改变后，此物理量能自动的由一个保持值变化到另一个保持值。例如航空器或舰船上的舵机系统以及某些速度系统等。这类系统应以阶跃函数为输入，称之为保持型伺服系统。此外，有些以方波为输入的伺服系统也属于保持型，因为每一个方波相当于正负两个阶跃信号。保持型伺服系统的优化指标应该是阶跃过渡函数的超调量和过渡时间最小并且无静差。

**正弦型：**有一类伺服系统的输出为正弦函数，例如振动台、万能疲劳试验机以及一部分负载模拟器等。这类系统的输入显然是正弦函数，其优化指标应该是幅频宽度最宽，对于相频没有要求，而对幅频峰值的限制也不严格。因为可以通过振幅保持系统来保证振幅不变。应该指出，由于正弦函数具有 $n$ 阶连续导数，系统在一种频率和固定振幅的作用下，只在开始瞬间出现暂态解，因此系统的输出实际上是稳态解。方波或者三角波则不同，它们有一阶不连续的导数，因此每一个周期都要引起两次暂态过程。可见正弦型系统与一般系统是不同的，但过去都是按照一般的设计方法来设计此类系统，因此频宽不易达到最佳值。

**跟踪型：**如果伺服系统的被调量能以允许的误差点点跟踪某一非直线型函数曲线，则称此类系统为跟踪型伺服系统。例如电液施力系统、低空火炮控制系统等。按照§ 7.3及§ 7.4两节得出的结果，这类系统应以单位斜坡函数为输入来设计，即以偏离值和偏离时间最小及无静差作为优化指标。此外，有些以三角波、锯齿波为输入的系统也应属于跟踪型伺服系统，因为每个波形都由两个斜坡函数组成。

除上述三种分类方法外，根据回路内的信号传递方式尚可分成直流与交流液压伺服系统、模拟式与数字式液压伺服系统以及线性与非线性液压伺服系统等。当然，各类液压伺服系统均有其不同的特殊问题，本书不打算一一论及，仅就前述三种主要的分类方法所涉及到的液压伺服系统作详细的讨论。

### 1.1.3 液压伺服系统的特点

液压伺服系统是从1950年开始出现的，三十年来获得了很大的发展，目前在各种技术领域里几乎都广泛的使用了液压控制。液压伺服系统的主要优点可归纳成下列几点：

(1) 液压执行机构的动作快，换向迅速。就流量-速度的传递函数而言，基本上是一个固有频率很大的振荡环节，而且随着流量的加大和参数的最佳匹配可以使固有频率增大到与电液伺服阀的固有频率相比。目前电液伺服阀的固有频率一般在100Hz以上，最新的可达到500Hz。因而液压执行机构的频率响应是很快的，而且易于高速启动、制动和换向。与机电系统执行机构相比，固有频率通常较高。

(2) 液压执行机构的体积和重量远小于相同功率的机电执行机构的体积和重量。因为随着功率的增加液压执行机构(如阀、液压缸或马达)的体积和重量的增加远比机电执行机构增加的慢，这是因为前者主要靠增大液体流量和压力来增加功率，虽然动力机构的体积和重量也会因此增加一些，但却可以采用高强度和轻金属材料来减小体积和重量。

(3) 液压执行机构传动平稳、抗干扰能力强，特别是低速性能好，而机电系统的转速平稳性较差，而且易受电磁波等各种外干扰的影响。

(4) 液压执行机构的调速范围广，功率增益高。

液压伺服系统的缺点可归纳成下列几点:

(1) 液压信号传递速度慢不易进行校正,而电信号则是按光速来传递信息,而且易于综合和校正。但是电液伺服系统由于在功率级以前采用了电信号,因而不存在这一缺点,而且在某种意义上讲这种系统具备了电、液两类伺服系统的优点。

(2) 液压伺服系统的结构复杂、加工精度高,因而成本高。

(3) 漏油是液压系统的弱点,它不仅污染环境,而且容易引起火灾。

(4) 液压油易受污染,并可造成执行机构堵塞。

应该指出的一点是近年来机电系统有了很大的发展,其执行机构功率大、惯性小,因而在某些方面有代替液压伺服系统的趋势。但液压伺服系统也在不断向前发展,在未来的日子里,这两种系统都将会以各自的特点在相应的技术领域中发挥作用。

## § 1.2 组成液压伺服系统的基本元部件

为了对液压伺服系统有个概括的了解,本节将简单地介绍这类系统中常用的几种元部件。

### 1.2.1 传感器

传感器是液压伺服系统中最重要元部件,它相当于人的感觉器官。在液压伺服系统中应用最多的是位置传感器、速度传感器和力传感器三种类型。下面将分别加以简单地介绍。

#### 1. 位置传感器

位置传感器是感受机械位移的一种灵感元件。通常有机械式与电子式两种,前者如杠杆,多用在机液伺服系统中,如前面举过的例子;后者如电位计,多用在电液伺服系统中。位置传感器又可分成直线式与转动式两种。这里将简介电子式位置传感器。

##### (1) 直线运动式

图 1.4 是电位计,当它的输入两端加上固定的直流电压时,其活动端的输出电压将与其所在的位置成正比。即

$$V = \frac{V_0}{a} X$$

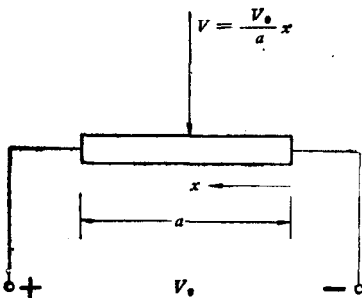


图 1.4 直线式电位计

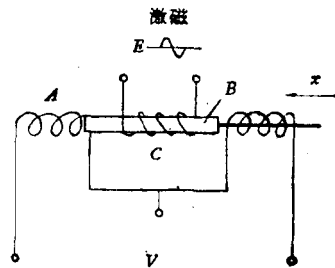


图 1.5 差动变压器

式中  $V$  与  $a$  分别为电位计的输入电压与电位计线圈的长度。

图 1.5 为差动变压器, 线圈  $A$  由两个绕向相反的线圈组成, 中间的线圈  $C$  通入交流电源, 其铁芯  $B$  与被测量的机构相连接。当铁芯在中间位置时,  $A$  线圈的输出端无电压, 否则便有交流电压输出, 其幅值与铁芯偏移量的大小成正比, 而其相位反应了铁芯的偏移方向。

## (2) 转动式

图 1.6 为同步器, 在  $A, B$  两端通入交流电源, 则在线圈上就产生磁通, 如虚线所示。若将转动线圈置于其中, 则在转动线圈上将产生交流电压, 其幅值与转角  $\theta$  成正比, 而相位由转角的正负来决定。

## 2. 速度传感器

速度传感器用来测量机械运动的速度。一般也有机械式与电子式两种, 前者用于机液系统, 后者用于电液系统。电子式速度传感器也可分成直线式与转动式两种。下面将分别加以介绍。

### (1) 机械式速度传感器

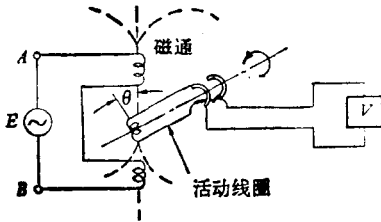


图 1.6 交流同步器

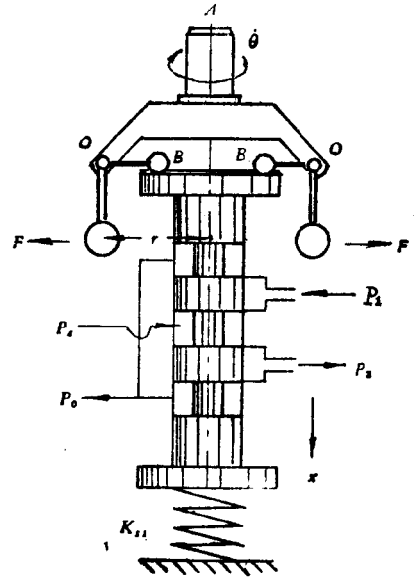


图 1.7 离心块式转速传感器

图 1.7 为离心块式转速传感器, 上端帽式小轴  $A$  与被测转速的物体固连, 因而随之转动, 其下端装有两个对称的“T”形离心块。在离心力作用下两个小球将各自绕  $O$  点摆动, 并分别通过另一小臂的端点  $B$  沿着  $x$  方向推动与其相接触的阀芯。于是在阀芯上主要作用有三个力:

- (i)  $F_1$ ——两个小球折合到阀芯  $x$  方向上的离心力;
- (ii)  $F_2$ ——弹簧力,  $F_2 = K_{s1}x$ ;
- (iii)  $F_3$ ——折合到阀芯上的惯性力,  $F_3 = m\ddot{x}$ 。

式中  $m$  为折合到阀芯上的质量。由此可得出力方程

$$m\ddot{x} = F_1 - K_{s1}x \quad (1.1)$$

上式中的离心力  $F_1 = f(\dot{\theta}, x)$ , 因为离心力既与转速有关也与两个小球的旋转半径  $r$  有关, 而  $r$  又与阀芯位移  $x$  成正比。此方程是非线性的, 如直接引入到系统中去将会给系统的分析和设计带来困难, 因为直到目前为止非线性方程还缺少统一的解法。为此在液压伺服系统的研究中都采用线性化的方法, 即用平衡点处的切线来代替原来的曲线。这种代替之所以允许是基于系统中各个变量大都围绕自己的平衡点作微小的运动 (通称小干

扰),其方法是将原函数在平衡点展成泰勒级数,因此  $F_1$  可写成

$$F_1 = F_{10} + \left. \frac{\partial f}{\partial \theta} \right|_{\theta=\theta_0} (\theta - \theta_0) + \left. \frac{\partial f}{\partial x} \right|_{x=x_0} (x - x_0) + \frac{1}{2!} \left. \frac{\partial^2 f}{\partial \theta^2} \right|_{\theta=\theta_0} (\theta - \theta_0)^2 + \frac{1}{2!} \left. \frac{\partial^2 f}{\partial x^2} \right|_{x=x_0} (x - x_0)^2 + \dots \quad (1.2)$$

式中  $F_{10}$ ,  $\theta_0$ ,  $x_0$  分别代表平衡点的值. 由于是小干扰, 故  $\theta - \theta_0$ ,  $x - x_0$  的数值都很小, 因而  $(\theta - \theta_0)^n$ ,  $(x - x_0)^n$  都可看成是高阶无穷小, 故 (1.2) 式可近似写成

$$\Delta F_1 = \left. \frac{\partial f}{\partial \theta} \right|_{\theta=\theta_0} \Delta \theta + \left. \frac{\partial f}{\partial x} \right|_{x=x_0} \Delta x \quad (1.3)$$

式中  $\Delta F_1 = F_1 - F_{10}$ ,  $\Delta \theta = \theta - \theta_0$ ,  $\Delta x = x - x_0$  称为增量, 因而 (1.3) 式称为增量方程. 实际上液压伺服系统中的方程都是增量方程, 为书写方便通常去掉增量符号“ $\Delta$ ”, 但仍然表示增量方程, 故 (1.3) 式可写成

$$F_1 = \left. \frac{\partial f}{\partial \theta} \right|_{\theta=\theta_0} \theta + \left. \frac{\partial f}{\partial x} \right|_{x=x_0} x \quad (1.4)$$

上式代入 (1.1) 式中得出

$$(T^2 s^2 + 1)x = K_\theta \theta \quad (1.5)$$

式中

$$T = \sqrt{\frac{m}{K_{s1} - \left. \frac{\partial f}{\partial x} \right|_{x=x_0}}}$$

$$K_\theta = \frac{\left. \frac{\partial f}{\partial \theta} \right|_{\theta=\theta_0}}{K_{s1} - \left. \frac{\partial f}{\partial x} \right|_{x=x_0}}$$

显然, (1.5) 式是阻尼系数为零的二阶系统. 由于  $T$  通常很小, 其自振频率  $\frac{1}{2\pi T}$  一般在 25~30Hz, 而机液伺服系统的频宽大都在 5Hz 以下, 因此 (1.5) 式可以简化成

$$x = K_\theta \dot{\theta} \quad (1.6)$$

显然, 此种速度传感器的稳定条件是

$$K_{s1} > \left. \frac{\partial f}{\partial x} \right|_{x=x_0}$$

## (2) 电子式速度传感器

电子式速度传感器可分成直线式与转动式两种.

### 1) 直线运动式

图 1.8 为直线运动式速度传感器, 其铁芯是个永磁体并与被测物体相连接, 当铁芯在线圈中运动时, 由于线圈切割了磁力线, 故在线圈中产生了感应电动势, 其幅值与铁芯的移动速度成正比, 而其相位反应了速度的方向.

### 2) 转动式

图 1.9 为角速度传感器, 转子为磁铁, 其输出为感应的交流电压, 其工作原理与直线运动式相同, 因而输出电压的幅值与转速成正比, 而其相位由转子的旋转方向来决定.

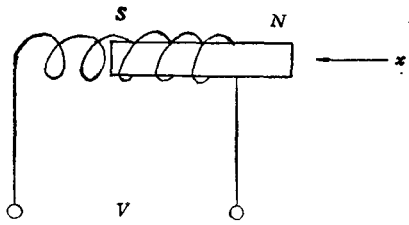


图 1.8 直线运动式速度传感器

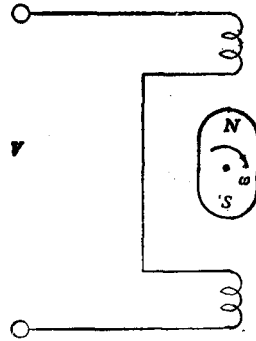


图 1.9 转速传感器

### 3. 力(压力)传感器

如果将一个金属薄壁筒与被测量的力(压力)的机构相连接,则在弹性变形范围内薄壁筒的轴向变形将与其所受的力(压力)成正比。如在薄壁筒内壁上贴有应变片,则电阻丝的电阻变化即表示了力(压力)的大小。如将电阻丝组成桥式电路(全桥或半桥)并通过二次仪表,就可以电量的形式表征了所测量的力(压力),输出输入之间的关系可用比例关系来描述。

## 1.2.2 综合机构

前例中的反馈信号与给定信号相比较的装置即称之为综合机构。综合机构有电子、机械和液压三种类型。

### 1. 电子式综合机构

#### (1) 电桥

图 1.10 为电桥, 因为  $V_A = \frac{V_o}{a}x$ ,  $V_B = \frac{V_o}{a}y$ , 故输出电压  $V = V_A - V_B = \frac{V_o}{a}(x - y)$ 。当  $x = y$  时,  $V = 0$ , 故电桥完成了信号的综合作用。

#### (2) 运算放大器

图 1.11 为直流运算放大器,  $\mu$  为开环增益。若输出最大值为  $V_{yM}$ , 输入最大值为

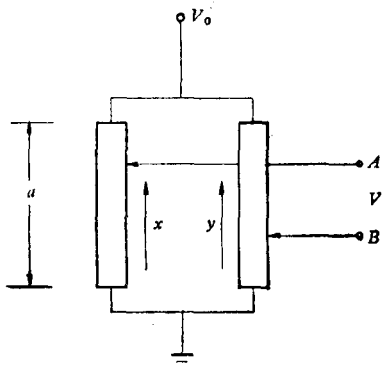


图 1.10 电桥

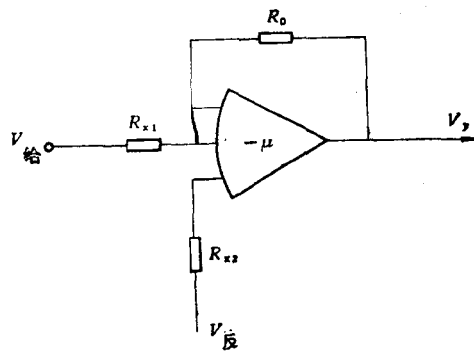


图 1.11 运算放大器

$V_{oM}$ , 则

$$V_{oM} = \frac{V_{yM}}{\mu}$$

若  $\mu = 10^8 \sim 10^{11}$ ,  $V_{yM} = 100V$ , 则  $V_{oM} = 10^{-6} \sim 10^{-9}V$ , 故  $V_{oM} \approx 0$ , 即运算放大器的输入端(称“ $\Sigma$ ”点)对地的电位基本为零, 因此可列出

$$\frac{V_y}{R_0} + \frac{V_{\text{给}}}{R_{x_1}} + \frac{V_{\text{反}}}{R_{x_2}} = 0$$

故

$$V_y = -K_1 V_{\text{给}} - K_2 V_{\text{反}}$$

式中

$$K_1 = R_0/R_{x_1}$$

$$K_2 = R_0/R_{x_2}$$

显然运算放大器起到了对  $V_{\text{给}}$  及对  $V_{\text{反}}$  的综合作用。

## 2. 机械式综合机构

图 1.3 中的杠杆即是综合机构, 因为  $A$  端的高度代表给定量, 而  $B$  端的高度为反馈量。四通阀芯的位置即取决于  $A, B$  两端高度的综合。

图 1.12 为另一机械式综合机构, 其中阀芯的位移  $x_0$  为给定量, 而阀套的位移  $x$  为反馈量。显然, 进入到液压缸中的流量大小与方向取决于  $x_0$  与  $x$  之差。

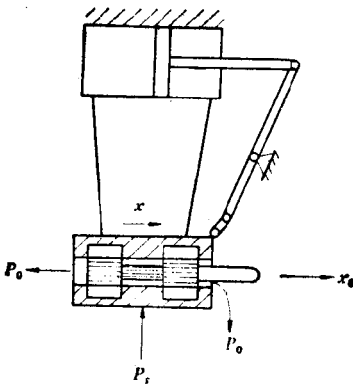


图 1.12 另一种机械式综合机构

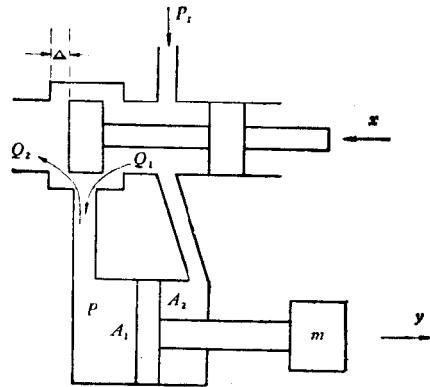


图 1.13 三通阀控液压缸式动力机构

### 1.2.3 液压动力机构

在液压伺服系统中, 由液压放大元件及液压执行元件(包括负载)组成的机构称之为液压动力机构。例如, 由伺服阀, 液压缸和负载组成的部分称之为阀控液压缸式动力机构; 而由伺服阀、液压马达和负载组成的部分则称之为阀控液压马达式动力机构。同理, 由变量泵、液压马达(或液压缸)和负载组成的部分称之为泵控液压马达式(或泵控液压缸式)动力机构。液压动力机构是液压伺服系统中的关键部件, 它直接影响到系统的动、静态品质。因此, 正确的选择或设计液压动力机构是液压伺服系统设计中的最重要问题。本节将以阀控液压缸式动力机构为例作一简单的介绍, 详细的内容将在第二章和第三章中

讨论。

### 1. 三通阀控液压缸式动力机构

图1.13所示为由三通阀组成的阀控液压缸式动力机构。图中阀芯凸肩宽度比阀套窗口的最大开度小 $2\Delta$ ，称为负重叠，负载为惯性负载，则其流量方程为

$$\left. \begin{aligned} Q_1 &= Q_2 + A_1 \dot{y} \\ Q_1 &= C_d w (\Delta + x) \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{P_s - P} \\ Q_2 &= C_d w (\Delta - x) \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{P} \end{aligned} \right\} \quad (1.7)$$

式中

- $\dot{y}$ ——液压缸活塞的运动速度, cm/s;
- $C_d$ ——流量系数;
- $w$ ——窗口面积梯度, cm;
- $\rho$ ——流体密度,  $\text{kg} \cdot \text{s}^2/\text{cm}^4$ ;
- $P_s$ ——能源压力,  $\text{kg}/\text{cm}^2$ ;
- $P$ ——液压缸左腔压力,  $\text{kg}/\text{cm}^2$ ;
- $A_1$ ——液压缸左腔活塞有效面积,  $\text{cm}^2$ ;
- $A_2$ ——液压缸右腔活塞有效面积,  $\text{cm}^2$ ;
- $x$ ——阀芯位移, cm;
- $Q_1$ ——流入左腔的流量,  $\text{cm}^3/\text{s}$ ;
- $Q_2$ ——流出左腔的流量,  $\text{cm}^3/\text{s}$ 。

其力方程为

$$F = m\ddot{y} = A_1 P - A_2 P_s \quad (1.8)$$

式中

- $m$ ——负载质量,  $\text{kg} \cdot \text{s}^2/\text{cm}$ ;
- $\ddot{y}$ ——活塞的加速度,  $\text{cm}/\text{s}^2$ 。

当活塞停止运动时,  $\dot{y} = \ddot{y} = 0$ , 故流量方程变成  $Q_1 = Q_2$ , 或者

$$C_d w (\Delta + x) \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{P_s - P} = C_d w (\Delta - x) \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{P}$$

由此得出

$$P = \frac{(\Delta + x)^2}{2(\Delta^2 + x^2)} P_s \quad (1.9)$$

活塞停止运动即表明作用在其上的合力为零, 此时力方程变成  $A_1 P = A_2 P_s$ , 将(1.9)式代入可得到

$$\frac{A_1}{A_2} = \frac{2(\Delta^2 + x^2)}{(\Delta + x)^2} \quad (1.10)$$

可见活塞停止运动时, 阀芯并不回到中立位置, 这意味着出现了误差。但当令  $A_1 = 2A_2$



时, (1.10) 式变成

$$\Delta^2 + x^2 = (\Delta + x)^2 = \Delta^2 + x^2 + 2\Delta x$$

上式表明  $2\Delta x = 0$ , 由于  $\Delta \neq 0$ , 因而  $x = 0$ . 显然,  $A_1 = 2A_2$  是三通阀控液压缸式动力机构无静差的条件. 若令  $\Delta = 0$ , 即采用零重叠三通阀时, 理论上讲是无静差的. 因为只有阀芯回到中位——液压缸左腔被完全堵死活塞才停止运动, 但由于加工误差或工作中的磨损, 实际上  $\Delta$  是存在的, 因此液压缸两腔活塞的面积比仍要 2:1. 三通阀控缸式动力机构多用在机液伺服系统.

## 2. 四通阀控液压缸式动力机构

图 1.14 是由四通阀组成的阀控液压缸式动力机构. 今设其为零开口, 则当忽略泄漏和液体可压缩性, 并设活塞两腔面积相等及回油压力为零时, 流量方程为

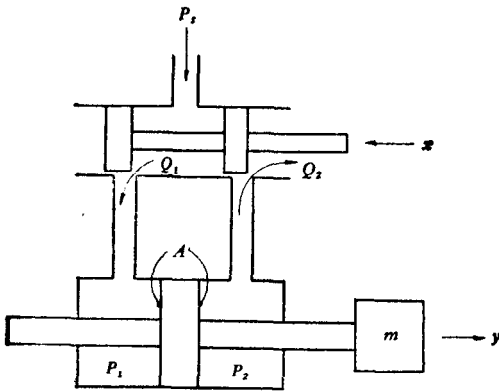


图 1.14 四通阀控液压缸式动力机构

$$\left. \begin{aligned} Q_1 &= C_d w x \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{P_s - P_1} \\ Q_2 &= C_d w x \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{P_2} \\ Q_1 &= Q_2 \end{aligned} \right\} (1.11)$$

由此得出

$$P_s - P_1 = P_2 \quad (1.12)$$

力方程为

$$m y = A(P_1 - P_2) \quad (1.13)$$

式中  $A$  为活塞有效面积.

活塞静止时  $y = \dot{y} = 0$ , 故  $P_1 = P_2$ ,  $Q_1 = Q_2 = 0$ . 因而  $x = 0$ , 考虑到 (1.12) 式得到  $P_1 = P_2 = \frac{1}{2} P_s$ . 可见, 对于零重叠四通阀控液压缸式动力机构来说应该采用活塞两腔面积相等的液压缸.

## 1.2.4 电液伺服阀简介

在液压伺服系统中应用最多的还是电液伺服阀, 因为这种阀灵敏度高、快速性好. 它可以将很小的电信号 (例如 10 mA) 转换成巨大的液压功率 (如几十匹马力以上), 因而可以驱动各样的负载. 缺点是造价高、对油的质量及清洁度要求高. 图 1.15 所示便是二级力反馈电液伺服阀.

### 1. 工作原理

图 1.15 所示的电液伺服阀由力矩马达、喷嘴挡板、反馈杆、阀芯、阀套和控制腔组成. 当输入线圈通入电流时, 衔铁在磁力作用下便绕转轴  $A$  按顺时针方向旋转一个角度, 因而挡板向左靠近, 于是左边的喷嘴节流作用加强、流量减小, 因而左边恒节流孔 1 的节流作用降低,  $P_{1q}$  增高; 右边喷嘴的节流作用减小, 流量增加, 因而通过恒节流孔 2 的流体损失加大,  $P_{2q}$  减小, 故阀芯两端的作用力失去平衡, 阀芯将向右边移动. 于是流向液压缸右