

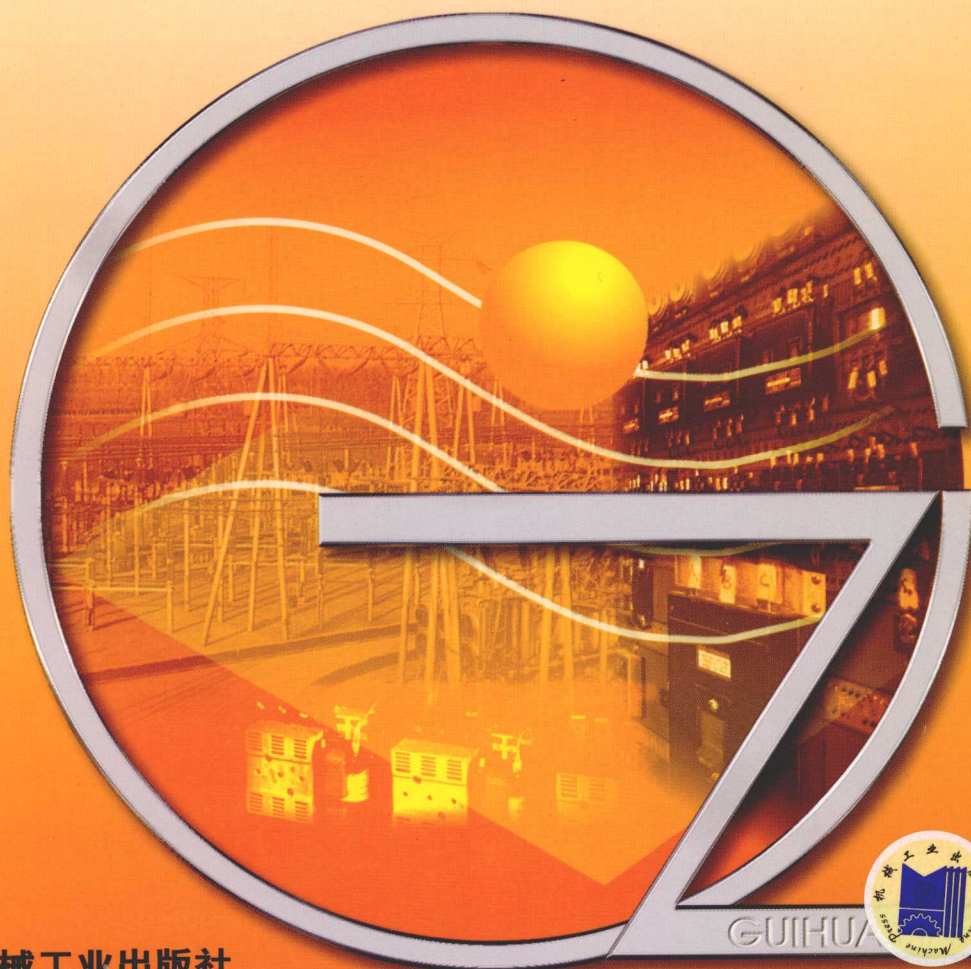


教育部职业教育与成人教育司推荐教材
五年制高等职业教育机电技术应用专业教学用书

机电设备控制基础

教育部机械职业教育教学指导委员会 组编
中国机械工业教育协会

王本轶 主编



机械工业出版社
CHINA MACHINE PRESS



GUIHUA CAI

gz

教育部职业教育与成人教育司推荐教材
五年制高等职业教育机电技术应用专业教学用书

机电设备控制基础

主 编 王本轶
副主编 原菊梅
参 编 唐建生 吕 品 马宏赛
主 审 鲍风雨



机械工业出版社

本书共分三大部分,第一部分介绍液动和气动的基本知识;第二部分介绍对电、气、液系统进行控制的继电—接触控制电路的常用器件、基本环节并介绍常用机电设备的电气控制电路;第三部分介绍可编程控制器的原理及应用。

本书适用于三、五(侧重)年制高职高专机电技术应用及相关电气类专业,并可供相关工程技术人员参考。

本书配有免费电子教案,凡选用本书作为授课教材的学校,均可来电索取,咨询电话:010-88379195。

图书在版编目(CIP)数据

机电设备控制基础/王本轶主编. —北京:机械工业出版社,2007.9
教育部职业教育与成人教育司推荐教材. 五年制高等职业教育机电技术应用专业教学用书

ISBN 978-7-111-21944-6

I. 机… II. 王… III. 机电设备—控制系统—高等学校:技术学校—教材 IV. TP271

中国版本图书馆CIP数据核字(2007)第111054号

机械工业出版社(北京市百万庄大街22号 邮政编码100037)

责任编辑:高倩 责任校对:陈延翔

封面设计:姚毅 责任印制:李妍

北京中兴印刷有限公司印刷

2007年9月第1版第1次印刷

184mm×260mm·16.25印张·398千字

0 001—3 000册

标准书号:ISBN 978-7-111-21944-6

定价:25.00元

凡购本书,如有缺页、倒页、脱页,由本社发行部调换
销售服务热线电话:(010)68326294

购书热线电话:(010)88379639 88379641 88379643

编辑热线电话:(010)88379195

封面无防伪标均为盗版

机电类高等职业技术教育教材建设 领导小组人员名单

顾问：郝广发

组长：杨黎明

成员：刘亚琴 李超群 惠新才 王世刚

姜立增 李向东 刘大康 鲍风雨

储克森 薛 涛

机电技术应用专业教材编审委员会

陈 昊 鲍风雨 王本轶 赵双全 吴先文

陈云明 张朝英 王世桥 邱 敏 夏奇兵

李怀甫 柴鹏飞 田 鸣 赵国增 夏 暎

前言

本书是机械工业教育发展中心与机械工业出版社共同组织编写的系列规划教材之一,适用于五年制或三年制高职高专机电技术应用专业,也可供电气自动化等相近的高职专业使用,并可供有关工程技术人员参考。

本书在编写时力求适合五年制高职的特点,做到由浅入深、通俗易懂、理论联系实际、注重应用,把问题分析得详尽透彻。本书全面贯彻国家各项最新标准。

全书共分八章,包括液压传动系统、气压传动系统、常用低压电器、继电—接触控制电路的基本环节、常用机电设备的电气控制、可编程序控制器概述、F1系列 PLC 的指令系统与编程方法、可编程序控制器的应用。书后附有电气图常用图形与文字符号新旧标准对照表,为读者阅图和制图提供方便;同时附有三菱 F1—20P—E 编程器的使用说明,供读者练习与上机实践。

本书由浙江工贸职业技术学院王本轶任主编(第八章、附录),中北大学分校原菊梅任副主编(第四章、第五章)。参加编写的还有河南工业职业技术学院唐建生(第一章、第二章),烟台市技术学院吕品(第三章),辽宁机电职业技术学院马宏骞(第六章、第七章)。

本书由辽宁铁路机械工业学校鲍风雨主审。他对本书的编审工作提出了许多宝贵的意见和建议,在此表示衷心的感谢!

由于编者水平有限,书中难免有不足和错误之处,恳请读者批评指正。

编者

目 录

前 言

绪 论 1

第一章 液压传动系统 3

第一节 流体力学基本概念 3

第二节 液压泵 8

第三节 液压缸与液压马达 16

第四节 液压控制元件 21

第五节 液压辅助元件 34

第六节 液压基本回路 37

第七节 液压传动系统 52

习 题 56

第二章 气压传动系统 59

第一节 气压传动基础知识 59

第二节 气源装置及气动辅助元件 60

第三节 气压传动执行元件 66

第四节 气压传动控制元件 69

第五节 气压传动基本回路 71

第六节 气压传动系统 76

小 结 79

习 题 80

第三章 常用低压电器 81

第一节 低压电器的基本知识 81

第二节 电磁式接触器 86

第三节 电磁式继电器 93

第四节 热继电器 100

第五节 熔断器 105

第六节 速度继电器 109

第七节 低压断路器 110

第八节 手控电器及主令电器 114

小 结 121

习 题 121

第四章 继电—接触控制电路的

基本环节 123

第一节 电气制图与电路分析 123

第二节 三相笼型异步电动机的直接 起动控制电路 127

第三节 三相笼型异步电动机的减压

起动控制电路 133

第四节 三相绕线转子异步电动机起 动控制电路 138

第五节 三相异步电动机电气制动控 制电路 142

第六节 三相异步电动机调速控制电路 ... 146

第七节 直流电动机的控制电路 148

小 结 151

习 题 151

第五章 常用机电设备的电气控制 电路 154

第一节 车床的电气控制电路 154

第二节 铣床的电气控制电路 157

第三节 磨床的电气控制电路 163

第四节 摇臂钻床的电气控制电路 167

第五节 镗床的电气控制电路 171

第六节 组合机床的电气控制电路 176

小 结 188

习 题 188

第六章 可编程序控制器概述 190

第一节 可编程序控制器的产生和 发展 190

第二节 可编程序控制器的组成与 工作原理 193

小 结 197

习 题 198

第七章 F1 系列 PLC 的指令系统与 编程方法 199

第一节 F1 系列 PLC 内部各编程元 器件及功能 199

第二节 F1 系列 PLC 的基本指令及 编程方法 203

第三节 PLC 的程序设计 211

第四节 PLC 控制系统的设计 217

第五节 PLC 应用中应注意的问题 221

小 结 226

习 题 226

绪 论

机电设备各式各样,大多集机、电、液、气于一体,即除必要的机械部分外,其运动常靠电力拖动(采用电动机驱动)、液压驱动以及气压驱动来实现。

本书共分三大部分,第一部分(第一章、第二章)介绍液动和气动的基本知识;第二部分(第三章、第四章、第五章)介绍构成对电、液、气系统进行控制的继电—接触控制系统的常用器件和基本环节,并介绍了常用机电设备的电气控制;第三部分(第六章、第七章、第八章)以 F1 系列 PLC 为例,介绍了可编程序控制器的硬件组成、工作原理、指令系统及程序设计的方法和技巧等。

一、液压与气压传动

液压与气压传动是以压力油或压缩空气为工作介质,来实现各种机械传动和控制的。液压传动与气压传动实现传动和控制的方法基本相同,它们都是利用各种元件组成所需要的各种控制回路,再由若干回路有机地组合成能完成一定控制功能的传动系统,从而进行能量的传递、转换与控制。液压传动的控制调节简单,操作方便、省力,易实现自动化。当其与电气控制结合时,更易实现各种复杂的自动工作循环。气动技术的应用领域广泛,已发展成包含传动、控制与检测在内的自动化技术。液压与气压传动是实现电气与机械传动之间的重要媒介手段,因此,掌握机电设备控制技术就必须了解和掌握一定的液压与气压传动知识。

二、继电—接触控制系统

继电—接触控制系统是由继电器和接触器构成的控制系统的简称。随着电力拖动技术的发展,对电动机的控制要求也越来越高,如对电动机实施正反转、调速、制动等,这就出现了最初的自动控制系统,即由数量不多的继电器、接触器及保护器件组成的控制系统。在这种控制系统中,接触器的作用是自动远距离、频繁地接通和断开交、直流电动机或其他负载的主电路;继电器的作用是根据某种输入信号接通或断开小电流控制电路,实现远距离自动控制 and 保护。这种控制系统具有使用的单一性,即一台控制装置只能针对某一种固定程序的设备,一旦程序有所变动,就得重新配线,有逐渐被先进的可编程序控制器取代的趋势。但就目前中国的国情而言,大量的机电设备仍使用这种控制系统,所以十分有必要讲述这部分内容,同时它也是学习可编程序控制技术的基础。

三、可编程序控制器

随着微电子技术的发展,20 世纪 70 年代出现了一种以微处理器为核心的用软件来实现各种控制功能的新型工业控制装置——可编程序控制器。它不仅能根据生产需要方便地改变控制程序,充分利用微处理器的优点来满足各种工业领域的实时控制要求,同时也符合现场电气操作维修人员的技能和习惯,摒弃了微机常用的计算机编程语言的表达形式,独具风格地形成了一套以继电器梯形图为基础的、形象的编程语言和模块化的软件结构,使用户程序

编制清晰直观、方便易学,且调试和查错容易。它不仅可以取代继电—接触控制系统,而且广泛应用于大规模的生产过程控制,具有通用性强、可靠性高、使用维护方便等优点。它已被世界各国作为一种标准化通用设备普遍应用于工业控制,并被誉为现代工业生产自动化的三大支柱之一。

四、课程的性质与任务

本课程是一门实践性很强的专业课,要在学习了相关的基础理论课,并进行了电工劳动实践之后开设。

本课程的基本任务是:

1. 熟悉常用液压与气压元件的结构和工作原理、职能符号,掌握一般液压和气压传动基本回路的工作原理,具有阅读机电设备中的液压和气压系统原理图的能力。
2. 熟悉常用控制电器的基本结构、工作原理、用途及型号意义,达到正确使用和选用的目的。
3. 熟练掌握电气控制电路的基本环节,具有对一般控制电路的分析能力。
4. 熟悉常用机电设备的电气控制系统,初步培养学生从事机电设备安装、调试、运行、维修的能力。
5. 掌握可编程序控制器的基本原理,能根据工艺过程和控制要求正确选用可编程序控制器并完成电路设计和程序设计,经调试用于生产过程。

第一章 液压传动系统

第一节 流体力学基本概念

液压传动是以液体为工作介质进行能量传递的。了解液体的基本性质，掌握液体在静止和运动时的主要力学规律，有利于更好地理解和掌握液压传动原理、液压元件的结构及性能，正确使用和维护液压系统。

一、液体的粘性

液体在外力作用下流动时，液体内部产生内摩擦力，这一特性称为液体的粘性。因为内摩擦力是液体流动时表现出来的一种力学特性，液体流动时才会呈现粘性，而静止液体不呈现粘性。

粘性的大小可以用粘度表示，粘度是液体最重要的特性之一，是选择液压油的主要依据。

液体的常用粘度有动力粘度、运动粘度等。

1. 动力粘度

动力粘度（又称粘度）用 μ 来表示，法定计量单位为 $\text{Pa} \cdot \text{s}$ （帕·秒）。

液体的动力粘度 μ 越大，流动的液体内部摩擦阻力也越大。液体的动力粘度 μ 越小，流动的液体内部摩擦阻力也越小。

2. 运动粘度

动力粘度 μ 与该液体密度 ρ 的比值称为运动粘度，即

$$\nu = \frac{\mu}{\rho}$$

运动粘度用 ν 表示，法定计量单位为 m^2/s 。常用单位有 cm^2/s （即 St，读作“斯”）和 mm^2/s （即 cSt，读作“厘斯”）。

运动粘度是工程实际中经常用到的物理量，因为其单位是由长度和时间量纲组成，类似于运动学的量，故称为运动粘度。

液压油的粘度等级就是以其 40°C 时运动粘度的平均 cSt 值来表示的，如 N32 液压油的粘度等级为 32，则 40°C 时其运动粘度的平均值为 32cSt。

3. 粘度与温度的关系

液压油的粘度对温度变化十分敏感，温度升高，粘度将显著降低。液压油的粘度随温度变化的性质称为粘温特性。不同种类的液压油具有不同的粘温特性。粘度随温度的变化越小，粘温特性越好。

液压系统在工作时，油液温度的升高比较显著，因此，油液的粘度将显著降低，这将带来泄漏量的增加等问题。

二、压力的概念

1. 压力及其特性

压力 p 是指液体在单位面积上所受的力，即

$$p = \frac{F}{A}$$

压力的法定计量单位为 Pa (即 N/m^2)，常用单位有 MPa (10^6Pa)、kPa (10^3Pa)。

压力的重要特性：静止液体内任一点处的压力在各个方向上都相等。

2. 压力的基本方程

如图 1-1a 所示，密度为 ρ 的液体在容器内处于静止状态。为求任意深度 h 处的压力，可从内部取出如图 1-1b 所示的垂直小液柱作为研究体，其顶面与液面重合，截面面积为 ΔA ，高为 h 。液柱顶面压力为 p_0 ，液柱自重 $G = \rho gh \Delta A$ ，设底面上所受压力为 p ，液柱侧面受力相互抵消。由于液柱处于静止状态，相应液柱也处于平衡状态，于是有

$$p \Delta A = p_0 \Delta A + \rho gh \Delta A$$

$$p = p_0 + \rho gh \quad (1-1)$$

式 (1-1) 即为液体压力的基本方程。由此基本方程可知，重力作用下的静止液体，其压力分布有如下特征：

1) 静止液体内任一点处的压力由两部分组成：一部分是液面上的压力 p_0 ；另一部分是该点以上液体自重形成的压力 ρgh 。

2) 当 $p_0 \gg \rho gh$ 时，可以认为静止液体内部各点“压力相等”；当 $p_0 \ll \rho gh$ 时，液体越深处的压力越大，静止液体内的压力随液体深度呈线性规律分布。

3) 离液面深度相同处各点的压力相等。压力相等的所有点组成的面称为等压面。

3. 压力的传递

由压力基本方程可知，静止液体内任一点处的压力都包含了液面上的压力 p_0 。这说明在密封容器内，施加于静止液体上的压力，能等值地传递到液体中的各点，这就是液体压力传递原理（又称帕斯卡原理）。

在液压传动系统中，通常由外力产生的压力要比液体自重形成的压力大得多，为此可将式 (1-1) 中的 ρgh 项略去不计；而认为静止液体中的压力处处相等。以后在分析液压传动系统的压力时常采用这一结论。

图 1-2 为应用帕斯卡原理的液压千斤顶工作原理图。在两个相互连通的液压缸密封腔中充满油液，小活塞和大活塞的面积分别为 A_1 和 A_2 ，在大活塞上放一重物 G ，小活塞上施加一平衡重力 G 的力 F 时，则小液压缸中液体的压力 p_1 为 F/A_1 ，大液压缸中液体

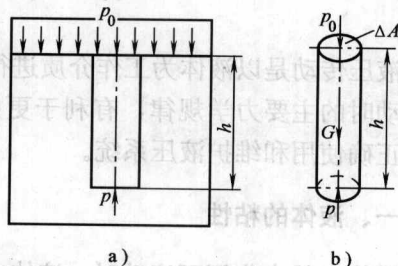


图 1-1 静止液体内压力分布规律

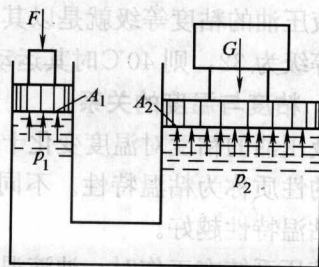


图 1-2 帕斯卡原理应用

的压力 p_2 为 G/A_2 。由于两缸互通而构成一个密封容器，根据帕斯卡原理则有 $p_1 = p_2$ ，相应

$$G = \frac{A_2}{A_1} F \quad (1-2)$$

如果大活塞上没有负载，即 $G=0$ ，当略去活塞重力及其他阻力时，则 p 必然为零，也就不可能在液体中形成压力。因此，在液压传动中，系统的压力取决于负载。

由式 (1-2) 可知，当两活塞的面积比 A_2/A_1 较大时，在小活塞上施加较小的力，就可以通过大活塞抬起较大重量。液压千斤顶就是利用这一原理进行起重的。如图 1-3 所示是液压千斤顶的工作原理图，大缸体 3 和大活塞 4 组成举升缸。杠杆手柄 6、小缸体 8、小活塞 7、单向阀 5 和 9 组成手动液压泵。活塞和缸体之间保持良好的配合关系，又能实现可靠的密封。当抬起手柄 6，使小活塞 7 向上移动，活塞下腔密封容积增大形成局部真空时，单向阀 9 打开，油箱中的油在大气压力的作用下通过吸油管进入活塞下腔，完成一次吸油动作。当用力压下手柄时，小活塞 7 下移，其下腔密封容积减小，油压升高，单向阀 9 关闭，单向阀 5 打开，油液进入举升缸下腔，驱动活塞 4 使重物 G 上升一段距离，完成一次回油动作。反复地抬、压手柄，就能使油液不断地被压入举升缸，使重物不断升高，达到起重的目的。如将放油阀 2 旋转 90° ，活塞 4 可以在自重和外力的作用下实现回程。

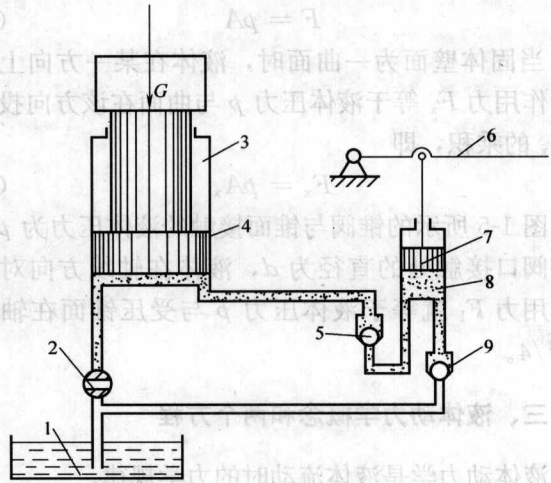


图 1-3 液压千斤顶的工作原理

- 1—油箱 2—放油阀 3—大缸体 4—大活塞
5—单向阀 6—杠杆手柄 7—小活塞
8—小缸体 9—单向阀

4. 压力的表示方法

液体压力的表示方法有两种，一种是以绝对真空为基准表示的绝对压力；另一种是以大气压力为基准表示的相对压力。绝大多数压力仪表所测得的压力是相对压力，所以也称为表压力。在液压与气压传动系统中，如无特别说明，压力均指相对压力。绝对压力和表压力的关系为：绝对压力 = 大气压力 + 表压力。

当液体中某处绝对压力低于大气压力（即相对压力为负值）时，习惯上称该处具有真空，绝对压力小于大气压力的那部分数值用普通压力表无法测量，而要用真空计来测量，所以称为真空度。它们的关系为

$$\text{真空度} = \text{大气压力} - \text{绝对压力}$$

绝对压力、相对压力和真空度的相互关系如图 1-4 所示。

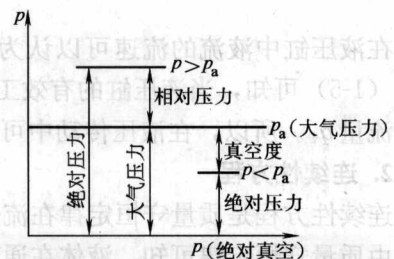


图 1-4 绝对压力、相对压力和真空度

5. 液体对固体壁面的作用力

静止液体和固体壁面接触时, 固体壁面上各点在某一方向所受液体静压作用力的总和, 便是液体在该方向对固体壁面的作用力。

当固体壁面为平面时, 液体对该平面的作用力 F 等于液体压力 p 与该平面面积 A 的乘积 (作用力方向与平面垂直), 即

$$F = pA \quad (1-3)$$

当固体壁面为一曲面时, 液体在某一方向上对曲面的作用力 F_x 等于液体压力 p 与曲面在该方向投影面积 A_x 的乘积, 即

$$F_x = pA_x \quad (1-4)$$

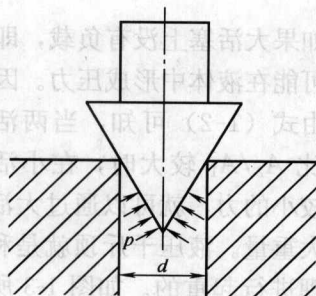


图 1-5 液体对锥面的作用力

图 1-5 所示的锥阀与锥面接触的液体压力为 p , 锥面与阀口接触处的直径为 d , 液体在轴线方向对锥面的作用力 F_1 就等于液体压力 p 与受压锥面在轴线方向投影面积 $\pi d^2/4$ 的乘积, 即 $F_1 = p\pi d^2/4$ 。

三、液体动力学概念和两个方程

液体动力学是液体流动时的力学规律。

1. 基本概念

将“既无粘性, 又不可压缩”的液体称为理想液体。由于液体流动时会呈现粘性, 因此在研究流动液体时必须考虑粘性的影响。为了分析问题简便, 通常先假设液体是理想液体, 推导出一些理想的简单结论, 而粘性的影响则通过实验对理想的结论加以修正。

(1) 流量 液体在通道中流动时, 垂直于液体流动方向的通道截面称为通流截面。单位时间内流过某通流截面的液体体积称为流量。一般用符号 q 表示, 常用法定计量单位有 m^3/s 、 L/min 等。

(2) 流速 假设液流在通流截面 A 上各点的流速均匀分布, 且液体以流速 v 流过通流截面 A 的流量等于液体流过该截面的流量, 即

$$q = vA$$

式中, A 为通流截面的面积。

由上式可得出通流截面 A 上的流速为

$$v = \frac{q}{A} \quad (1-5)$$

在液压缸中液流的流速可以认为是均匀分布的 (液体流动速度与活塞运动速度相同)。由式 (1-5) 可知, 当液压缸的有效工作面积 A 一定时, 活塞运动速度 v 便取决于输入液压缸的流量 q_v 。所以, 在液压传动中可以认为: 液压缸的速度由流量来决定。

2. 连续性方程

连续性方程是质量守恒定律在流体力学中的一种表达形式。

由质量守恒定律可知, 液体在通道内流动时, 液体的质量既不会增多, 也不会减少, 因此在单位时间内流过通道任一通流截面的液体质量一定是相等的。这就是液流的连续性原

理,也称为液流的质量守恒定律。

设液体在图 1-6 所示的通道内流动。任取两通流截面 1-1 和 2-2,其截面面积分别为 A_1 和 A_2 ,并且在两截面处平均流速分别为 v_1 和 v_2 。根据液流的连续性原理可知,在单位时间内流经截面 1-1 和 2-2 的液体质量应相等, $\rho v_1 A_1 = \rho v_2 A_2$, 即

$$v_1 A_1 = v_2 A_2$$

$$\text{或} \quad q_v = vA = \text{常数} \quad (1-6)$$

3. 伯努利方程

伯努利方程是能量守恒定律在流体力学中的一种表达形式。

密度为 ρ 的液体在图 1-7 所示通道内流动。现任取两通流截面 1-1 和 2-2 为研究对象,两截面至水平参考面的距离分别为 h_1 和 h_2 ,两截面处液体的流速分别为 v_1 和 v_2 ,压力分别为 p_1 和 p_2 。根据能量守恒定律可推导出,液体在通道内稳定流动时的伯努利方程为

$$p_1 + \rho gh_1 + \frac{1}{2} \rho v_1^2 = p_2 + \rho gh_2 + \frac{1}{2} \rho v_2^2 \quad (1-7)$$

或

$$p + \rho gh + \frac{1}{2} \rho v^2 = \text{常数}$$

式中, p 为单位体积液体的压力能; ρgh 为单位体积液体相对于水平参考面的位能; $\rho v^2/2$ 为单位体积液体的动能。

由式 (1-7) 可知,在通道内作流动的液体具有三种形式的能量,即压力能、位能和动能。这三种形式的能量在液体流动过程中可以相互转化,但其总和在各个截面处均为定值。

实际液体在通道内流动时因液体内部摩擦力作用会造成能量损失;通道局部形状和尺寸的骤然变化会引起液流扰动,相应也会造成能量损失。设流过两通流截面的单位体积液体的能量损失为 Δp_w ,则实际液体的伯努利方程为

$$p_1 + \rho gh_1 + \frac{1}{2} \rho v_1^2 = p_2 + \rho gh_2 + \frac{1}{2} \rho v_2^2 + \Delta p_w \quad (1-8)$$

由此可知,对于实际液体流动时,当 $\Delta p_w > 0$ 时,液流是从 1-1 面流向 2-2 面;相反,当 $\Delta p_w < 0$ 时,液流是从 2-2 面流向 1-1 面。

四、液体流动时的压力损失

由于实际液体都具有粘性,所以在流动时必然要损耗一部分能量,这种能量损耗表现为液体的压力损失。压力损失可分为两类,即沿程压力损失和局部压力损失。

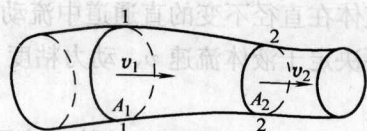


图 1-6 液流的连续性

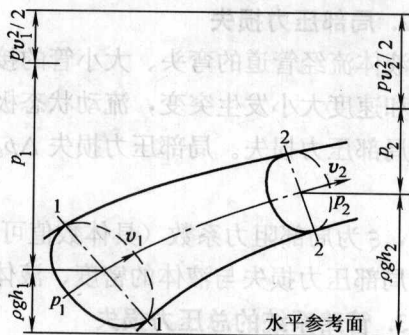


图 1-7 理想液体伯努利方程示意

1. 沿程压力损失

液体在直径不变的直通道中流动时因其内摩擦而产生的能量损失,称为沿程压力损失。它主要决定于液体流速 v 、动力粘度 μ 、通道的长度 L 和内径 d 等,其计算公式为

$$\Delta p_\lambda = 32\mu L v / d^2 \quad (1-9)$$

由式(1-9)可发现,液体在直圆通道中流动时,其沿程压力损失与液体动力粘度、通道长度和液流速度成正比,与通道内径的平方成反比。可见通道内径是沿程压力损失最重要的影响因素(d 增大可使 Δp_λ 减小;同时 d 增大还会使 v 减小,而进一步使 Δp_λ 减小)。

2. 局部压力损失

液体流经管道的弯头、大小管的接头、突变截面、阀门和网孔等局部障碍处时,因液流方向和速度大小发生突变,流动状态极为复杂,使液体质点间相互撞击而造成的能量损失,称为局部压力损失。局部压力损失 Δp_ξ 其计算公式为

$$\Delta p_\xi = \xi \rho v^2 / 2 \quad (1-10)$$

式中, ξ 为局部阻力系数(具体数值可查有关手册); v 为液体流速。

局部压力损失与液体的密度、液体的平均流速的平方成正比。

3. 管路系统的总压力损失

管路系统的总压力损失应为所有沿程压力损失和局部压力损失之和,即

$$\Sigma \Delta p = \Sigma \Delta p_\lambda + \Sigma \Delta p_\xi \quad (1-11)$$

液压系统中的压力损失绝大部分将转换为热能,造成系统油温升高、泄漏增大,以致影响系统的工作性能。因此可采取减小流速,缩短管道长度,减少管道截面突变和管道弯曲,提高管道内壁加工质量及适当增大管道内径,合理选用阀类元件等措施,以使管路系统压力损失减小,保证系统正常工作。

五、液体流经小孔的流量

液压传动系统中常利用液体流经阀的小孔来控制流量和压力,以达到调速和调压目的。小孔可分为三种,在工程上常以通道长度和内径之比 l/d 来划分:

$l/d \leq 0.5$ 时,称为薄壁孔;

$l/d > 4$ 时,称为细长孔;

$0.5 < l/d \leq 4$ 时,称为短孔(厚壁孔)。

三种小孔的流量公式,可以综合地用如下通式来表达,即

$$q = KA \Delta p^m \quad (1-12)$$

式中, K 为由节流孔形状、尺寸和液体性质决定的系数, A 、 Δp 分别为小孔通流截面积和两端压力差; m 为由小孔长径比决定的指数(薄壁孔 $m=0.5$, 短孔 $0.5 < m < 1$, 细长孔 $m=1$)。

第二节 液 压 泵

液压泵是液压传动系统的能量转换装置,它将电动机输入的机械能转换成液体压力能,是液压传动系统的重要组成部分。

一、液压泵的工作原理及参数

1. 液压泵的工作原理

图 1-8 所示为液压泵的工作原理图。柱塞 2 依靠弹簧 3 压在偏心轮 1 上，偏心轮转动时，柱塞便作往复运动。柱塞向右移动时，密封腔 4 因容积增大而形成一定真空，在大气压力作用下通过单向阀 5 从油箱吸进油液，这时单向阀 6 封闭压油口防止系统油液回流；柱塞向左移动时，密封腔 4 容积减小，将已吸入的油液通过单向阀 6 压出，这时单向阀 5 封闭吸油口防止油液流回油箱。偏心轮不停地转动，泵就不断地吸油和压油。由此可见液压泵是靠密封容积变化进行工作的，故常称其为容积式泵。单向阀 5 和 6 是保证液压泵正常吸油和压油所必需的配油装置。

由此可见，任何一种具体结构的液压泵，都必须满足以下两个工作条件：必须有密闭且可以变化的容积；必须有配油装置。

液压泵的种类很多，工程上常用的液压泵有齿轮式、叶片式、柱塞式等类型；按泵的排量能否改变，可分为定量泵和变量泵；按泵的输油液方向能否改变，可分为单向泵和双向泵。

图 1-9a 所示为单向定量泵，图 1-9b 所示为单向变量泵。注意图形符号只表示元件的职能，而不表示元件的具体结构和参数规格。

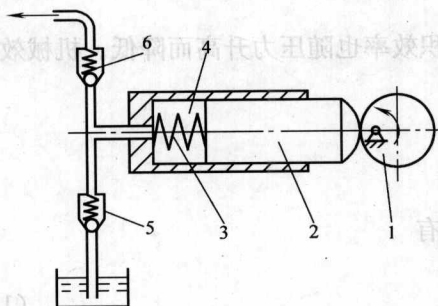


图 1-8 液压泵的工作原理图

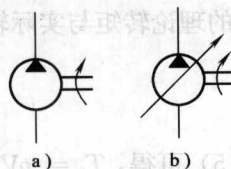


图 1-9 液压泵的图形符号

2. 液压泵的性能参数

(1) 液压泵的压力 液压泵的压力参数主要指工作压力和公称压力。液压泵的工作压力是指泵工作时输出液体的实际压力，其大小决定于负载。液压泵的公称压力是指泵在试验标准规定的能连续运转的最高工作压力。正常工作时不允许超过此值，超过此值即为过载。

(2) 液压泵的排量和流量 液压泵的排量是指按泵的密封腔几何尺寸变化计算而得的泵每转排出液体的体积。排量用 V 表示，其单位为 mL/r 。

液压泵的流量有理论流量、实际流量和公称流量。

液压泵的理论流量是指按泵的密封腔几何尺寸变化计算而得的泵在单位时间内输出液体的体积。理论流量用 q_v 表示，它等于泵的排量 V 与其转速 n 的乘积，即

$$q_v = Vn \quad (1-13)$$

液压泵的实际流量是指泵工作时的输出流量。由于泵存在泄漏，所以其实际流量总是小

于理论流量, 若泄漏量为 Δq , 则有

$$q = q_v - \Delta q \quad (1-14)$$

液压泵的公称流量是指泵在正常工作条件下, 试验标准规定必须保证的输出流量。

(3) 液压泵的功率 液压泵的输入为机械能, 表现为转矩和转速; 其输出为压力能, 表现为压力和流量。当用液压泵输出的压力能驱动液压缸克服负载 F 以速度 v 运动时 (若不考虑能量损失), 液压泵和液压缸的理论功率为

$$P_t = 2\pi n T_t = Fv = pAv = pq_v = pVn \quad (1-15)$$

式中, n 为液压泵的转速; T_t 为驱动液压泵的理论转矩; p 为液压泵的工作压力; A 为液压缸的有效工作面积。

如果用驱动液压泵的实际转矩 T 代替式 (1-15) 中理论转矩 T_t , 则可得到液压泵的实际输入功率 P_i ; 用液压泵的实际流量 q 代替式 (1-15) 中理论流量 q_v 可得到液压泵的实际输出功率 P_o 。

(4) 液压泵的效率 液压泵的输出功率总是小于输入功率, 两者之差即为功率损失, 功率损失又可分为容积损失 (泄漏造成的流量损失) 和机械损失 (摩擦造成的转矩损失)。通常容积损失用容积效率 η_v 来表示, 机械损失用机械效率 η_m 来表示。

容积效率是指液压泵的实际流量与理论流量比值, 即

$$\eta_v = \frac{q}{q_v} \quad (1-16)$$

液压泵的泄漏量随压力升高而增大, 相应其容积效率也随压力升高而降低。机械效率是指驱动液压泵的理论转矩与实际转矩的比值, 即

$$\eta_m = \frac{T_t}{T}$$

由式 (1-15) 可得, $T_t = pV/2\pi$, 代入上式则有

$$\eta_m = \frac{pV}{2\pi T} \quad (1-17)$$

液压泵的总效率 η 为其实际输出功率和实际输入功率的比值, 即

$$\eta = \frac{P_o}{P_i} = \frac{pq}{2\pi n T} = \frac{q}{q_v} \cdot \frac{pV}{2\pi T} = \eta_v \eta_m \quad (1-18)$$

二、齿轮泵

齿轮泵在液压系统中应用广泛。按其结构形式, 可分为外啮合式和内啮合式两种。外啮合式齿轮泵, 由于结构简单、制造方便、价格低廉、工作可靠、维修方便, 因此已广泛应用于低压系统。内啮合式齿轮泵齿形复杂、加工困难、成本较高, 工程中较少使用。因此这里主要介绍工程上常用的外啮合齿轮泵的工作原理和结构。

图 1-10 为齿轮泵的工作原理图。在泵体内有一

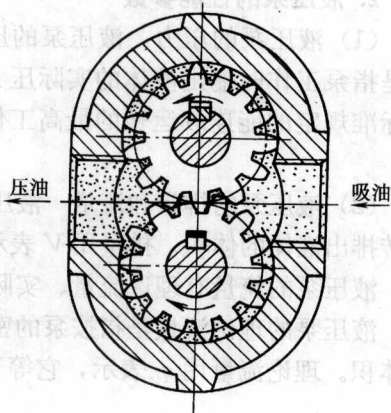


图 1-10 齿轮泵的工作原理