



基于“校企合作”人才培养模式
数控技术应用示范专业教改规划新教材

设备控制基础

SHEBEI KONGZHI JICHU

冯锦春 胡雪原◎主编



机械工业出版社
CHINA MACHINE PRESS

本书的编写始终以《数控加工岗位职业标准》规定的该门课程所承担的典型工作任务为依托,基于工厂“典型设备”的控制过程为导向,结合企业生产实际中设备控制的工作流程,分析完成每个流程所必需的知识 and 能力结构,归纳了“设备控制基础”课程的主要工作任务;选择了合适的载体,构建主体学习单元;按照任务驱动、项目导向,以职业能力培养为重点,将真实生产过程和产品融入教学全过程。

通过与企业长期合作共建的桥梁,本书与行业、企业合作编写,在2年前开发出了工学结合的《设备控制基础》活页教材,并在此基础上,经过专业教学指导委员会的多次论证和修改,最终编写了本书。

本书共分为液压传动特性与液压元件、液压基本回路及典型设备液压系统、气压传动及典型气动系统、数控设备常用电器元件、电气控制基本环节及典型设备控制电路、可编程序控制器等6部分。

本书可作为高等职业院校数控技术应用专业教学用书,也可供相关工程技术人员参考。

图书在版编目(CIP)数据

设备控制基础/冯锦春,胡雪原主编. —北京:机械工业出版社,2010.6
基于“校企合作”人才培养模式. 数控技术应用示范专业教改规划新教材

ISBN 978 - 7 - 111 - 28766 - 7

I. ①设… II. ①冯…②胡… III. ①机械设备-控制系统-高等学校:技术学校-教材 IV. ①TP273

中国版本图书馆 CIP 数据核字 (2010) 第 069932 号

机械工业出版社(北京市百万庄大街 22 号 邮政编码 100037)
策划编辑:汪光灿 责任编辑:张云鹏 责任校对:刘志文
封面设计:王伟光 责任印制:杨 曦
北京蓝海印刷有限公司印刷
2010 年 8 月第 1 版第 1 次印刷
184mm×260mm·18.5 印张·444 千字
0001—3000 册
标准书号:ISBN 978 - 7 - 111 - 28766 - 7
定价:29.00 元

凡购本书,如有缺页、倒页、脱页,由本社发行部调换

电话服务

网络服务

社服务中心:(010)88361066

门户网:<http://www.cmpbook.com>

销售一部:(010)68326294

教材网:<http://www.cmpedu.com>

销售二部:(010)88379649

封面无防伪标均为盗版

读者服务部:(010)68993821

前 言

“设备控制基础”课程是数控技术应用专业的一门主干课程。为做好本课程的建设，我们组建了由机械专业学科带头人、课程带头人、骨干教师及知名企业人员组成的“校企合作”课程开发团队。本书的编写实行双主编制，由四川工程职业技术学院冯锦春副教授和东方汽轮机装备技术有限公司胡雪原高级工程师联合担任教材主编，由四川工程职业技术学院吴先文副教授和东方日立电控设备有限公司夏宇教授级高工联合担任主审。

为了使“设备控制基础”课程符合中、高级技能人才培养目标和专业相关技术领域职业岗位的任职要求，本书编写组按照“行业引领、企业主导、学校参与”的思路，与行业企业有关专家一同制定了《数控加工岗位职业标准》，该标准已通过由中国机械工业联合会组织的，有关行业、企业专家组成的鉴定组的评审鉴定。依据《数控加工岗位职业标准》，本书的编写明确了课程内容，并基于“校企合作”的人才培养模式对课程内容进行了组织和调整。

本书的编写始终以《数控加工岗位职业标准》规定的该门课程所承担的典型工作任务为依托，基于工厂典型设备的控制过程为导向，结合企业生产实际中设备控制的工作流程，分析完成每个流程所必需的知识和能力结构，归纳了“设备控制基础”课程的主要工作任务；选择了合适的载体，构建主体学习单元；按照任务驱动、项目导向，以职业能力培养为重点，将真实生产过程和产品融入教学全过程。

通过与企业长期合作共建的桥梁，本书与行业、企业合作编写，在2年前开发出了工学结合的《设备控制基础》活页教材，并在此基础上，经过专业教学指导委员会的多次论证和修改，最终编写了本书。

本书共分为液压传动特性与液压元件、液压基本回路及典型设备液压系统、气压传动及典型气动系统、数控设备常用电器元件、电气控制基本环节及典型设备控制电路、可编程序控制器等6部分。

本书由四川工程职业技术学院冯锦春副教授、谭红川老师合作编写课题一，东方汽轮机装备技术有限公司胡雪原高级工程师提供相关资料，并协助编写；四川工程职业技术学院冯锦春副教授、赵仕元副教授合作编写课题二，胡雪原高级工程师提供相关资料，并协助编写；四川工程职业技术学院赵仕元副教授、谭红川老师合作编写课题三，中国二重万信工程设备有限公司马荣平高级工程师提供相关资料，并协助编写；四川工程职业技术学院杨林建副教授编写课题四，东方电气集团东方电机有限公司罗祝林高级工程师提供相关资料，并协助编写；四川工程职业技术学院朱超副教授编写课题五，中国二重集团有限公司重机分厂李雷提供相关资料，并协助编写；冯锦春、朱超合作编写课题六，中国二重集团有限公司设计院张顺宁高级工程师提供相关资料，并协助编写。

本书由四川工程职业技术学院吴先文副教授和中国二重集团有限公司设计院葛鲜玉高级工程师联合担任主审。

由于编者水平有限，书中难免存在错误和疏漏之处，敬请广大读者批评指正。

编 者

目 录

前言

课题一 液压传动特性与液压元件 1

1-1 液压传动特性 1

1-2 液压元件 14

课题二 液压基本回路及典型设备液

压系统 76

2-1 液压基本回路 76

2-2 典型设备液压系统 95

课题三 气压传动及典型气动系统 113

3-1 气压传动 113

3-2 气动基本回路及典型气压

传动系统 136

课题四 数控设备常用电器元件 145

4-1 开关电器和主令电器 145

4-2 保护电器和控制电器 151

课题五 电气控制基本环节及典型设

备控制电路 166

5-1 电气控制基本环节 166

5-2 普通机床电气控制电路 179

5-3 数控机床电气控制电路 197

课题六 可编程序控制器 208

6-1 PLC 的组成和工作原理 208

6-2 PLC 的指令系统与编程方法 ... 222

6-3 PLC 应用 262

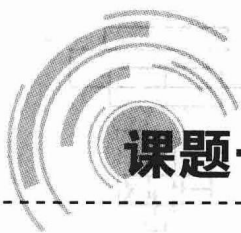
附录 277

附录 A 液压及气压传动元件图形符号

(摘自 GB/T 786.1—1993) 277

附录 B 电气图常用文字、图形符号 282

参考文献 290



课题一 液压传动特性与液压元件



1-1 液压传动特性

学习目标

1. 了解液压系统传动的工作原理。
2. 掌握液压传动的特点和特性。
3. 掌握压力、流量、功率等重要参数和概念。
4. 掌握液体流动时压力损失的计算方法。
5. 了解液体流经小孔及其他缝隙的流量计算公式。
6. 了解液压冲击和空穴现象。

以液体为工作介质进行能量传递和控制的传动方式称为液体传动，它包括液压传动和液力传动。液压传动主要以液体压力能来传递能量；液力传动主要以液体动能来传递能量（如离心泵、液力变矩器等）。

一、液压传动的工作原理及系统组成

【引导问题】

图 1-1 所示是一台机床工作台的液压传动系统，请同学们通过查阅相关资料，分析以下问题：

- 1) 液压传动的工作原理是什么？
- 2) 液压传动系统的组成有哪些？
- 3) 液压传动系统的图形符号在国家标准中是如何规定的？
- 4) 液压传动的优缺点各有什么？

1. 液压传动的工作原理

如图 1-1a 所示状态，电动机（图中未示出）带动液压泵 3 旋转，经过滤器 2 从油箱 1 中吸油，然后油液经节流阀 5 和换向阀 6 压入工作台液压缸（缸筒固定在床身上，活塞杆与工作台连接）左腔，推动活塞及工作台向右移动，这时工作台液压缸右腔的油液经换向阀排回油箱。

如果将换向阀的手柄向左扳，使其处于图 1-1b 所示状态，油液则经换向阀压入工作台液压缸右腔，推动活塞及工作台向左移动，这时工作台液压缸左腔的油液亦经换向阀排

回油箱。

通过换向阀改变油液的通路,便能实现工作台液压缸运动换向。通过节流阀调节单位时间进入液压缸的油液体积,便能调节工作台移动速度。通过溢流阀4调定液压泵输出油液的压力,便能克服阻力推动工作台液压缸活塞运动,并让液压泵输出的多余油液溢回油箱。

液压传动的特点是先通过动力元件(如液压泵)将原动机(如电动机)输入的机械能转换为液体压力能,再经密封管道和控制元件等输送至执行元件(如液压缸),将液体压力能又转换为机械能以驱动工作部件。

2. 液压传动系统的组成

液压传动系统除工作介质外,由以下四个主要部分组成:

(1) 动力元件 它是将原动机输入的机械能转换为液体压力能的装置,其作用是向液压系统提供压力油,是系统的动力源,如各类液压泵。

(2) 执行元件 它是将液体压力能转换为机械能的装置,其作用是在压力油的推动下输出力和速度(或转矩和转速),以驱动工作部件,如各类液压缸和液压马达。

(3) 控制调节元件 它是用来控制液压传动系统中油液的压力、流量和流动方向的装置,如溢流阀、节流阀和换向阀等。

(4) 辅助元件 上述几部分以外的其他装置,分别起储油、输油、过滤和测压力等作用,如油箱、油管、过滤器和压力计等。

3. 液压传动系统的图形符号

如图1-1所示的液压传动系统,图1-1a中各元件的图形基本上表示了它的结构原理,故称为结构原理图。这种原理图直观性强,容易理解,但图形比较复杂,特别是当系统中元件较多时,绘制很不方便。为了简化原理图的绘制,图中各元件可采用图形符号表示。一般液压传动系统图都应按照GB/T 786.1—1993所规定的液压图形符号来绘制。用图形符号绘制的系统图如图1-1c所示。使用图形符号可使液压传动系统图简单明了,便于绘制。

液压传动系统中的图形符号只表示元件的功能、操作(控制)方法和外部连接口,不表示元件的具体结构和参数;液压传动系统图只表示各元件的连接关系,而不表示系统管道布置的具体位置或元件在机器中的实际安装位置;液压传动系统中的图形符号通常以元件的静止位置或零位置来表示。当无法用图形符号表示或者有必要特别说明系统中某一重要元件的结构及动作原理时,也允许局部采用结构原理图表示。

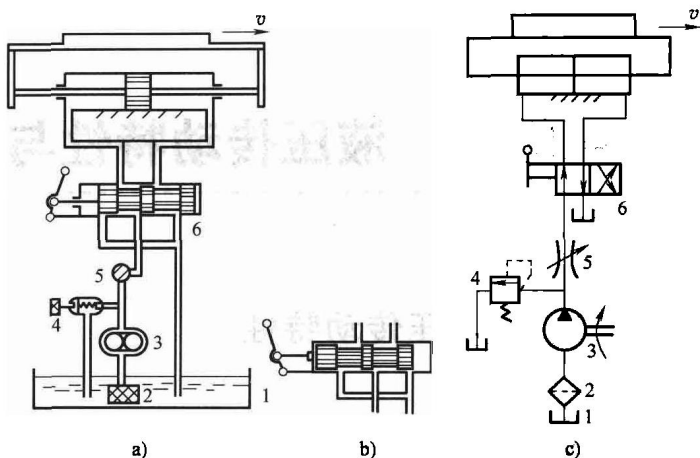


图 1-1 机床工作台液压传动系统

a) 结构原理图 b) 换向阀 c) 符号图

1—油箱 2—过滤器 3—液压泵 4—溢流阀

5—节流阀 6—换向阀

4. 液压传动的优缺点

(1) 液压传动的优点

- 1) 液压传动可在运行过程中进行无级调速，调速方便且调速范围大。
- 2) 在相同功率的情况下，液压传动装置的体积小、重量轻、结构紧凑。
- 3) 液压传动工作比较平稳、反应快、换向冲击小，能快速起动、制动和频繁换向。
- 4) 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，更易实现各种复杂的自动工作循环。
- 5) 液压传动易实现过载保护，液压元件能够自行润滑，故使用寿命较长。
- 6) 由于液压元件已实现了系列化、标准化和通用化，故制造、使用和维修都比较方便。

(2) 液压传动的缺点

- 1) 液体的泄漏和可压缩性使液压传动难以保证严格的传动比。
- 2) 液压传动在工作过程中能量损失较大，不宜作远距离传动。
- 3) 液压传动对油温变化比较敏感，不宜在很高和很低的温度下工作。
- 4) 液压传动出现故障时，不易查找出原因。

总的说来，液压传动的优点是十分突出的，其缺点将随着科学技术的发展而逐渐得到克服。

5. 液压传动的应用及发展概况

液压传动相对于机械传动来说，是一门新技术。自 1795 年制成第一台水压机起，液压技术就进入了工程领域，1906 年开始应用于国防战备武器。第二次世界大战期间，由于军事工业迫切需要反应快和精度高的自动控制系统，因而出现了液压伺服系统。20 世纪 60 年代以后，由于原子能、空间技术、大型船舶及计算机技术的发展，不断地对液压技术提出新的要求，液压技术相应也得到了很大发展，已渗透到国民经济的各个领域。在工程机械、冶金、军工、农机、汽车、轻纺、船舶、石油、航空和机床工业中，液压技术得到普遍应用。近年来，液压技术已广泛应用于智能机器人、海洋开发、宇宙航行、地震预测及各种电液伺服系统，使液压技术应用提高到一个崭新的高度。目前，液压技术正向高压、高速、大功率、高效率、低噪声和高度集成化等方向发展；同时，减小元件的质量和体积，提高元件寿命，研制新的传动介质以及液压传动系统的计算机辅助设计、计算机仿真和优化设计、微机控制等工作，也日益取得显著成果。表 1-1 为液压传动在各类机械行业中的应用实例。

表 1-1 液压传动在各类机械行业中的应用

行业名称	应用场所举例
工程机械	挖掘机、装载机、推土机、压路机、铲运机等
起重运输机械	汽车吊、港口龙门吊、叉车、装卸机械、皮带运输机等
矿山机械	凿岩机、开掘机、开采机、破碎机、提升机、液压支架等
建筑机械	打桩机、液压千斤顶、平地机等
农业机械	联合收割机、拖拉机、农具悬挂系统等
冶金机械	电炉炉顶及电极升降器、轧钢机、压力机等
轻工机械	打包机、注塑机、校直机、橡胶硫化机、造纸机等
汽车工业	自卸式汽车、平板车、高空作业车、汽车中的转向器、减振器等
智能机械	折臂式小汽车装卸器、数字式体育锻炼机、模拟驾驶舱、机器人等

二、液压油（液）的主要物理性质及选用

【引导问题】

- 1) 液压油（液）的主要物理性质有哪些？
- 2) 液体粘性的概念和意义是什么？
- 3) 粘度的分类有哪些，各有什么用处？
- 4) 如何选用液压油？

1. 液体的粘性与粘度

液体在外力作用下流动时，液体分子间的内聚力会阻碍分子间的相对运动，而产生内摩擦力，这一特性称为液体的粘性。液体流动时会呈现粘性，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（液）的主要依据。

常用的粘度有动力粘度、运动粘度和条件粘度三种。

(1) 动力粘度 表征流体粘性的内摩擦因数或绝对粘度，用 μ 表示。

以图 1-2 为例，若两平行平板间充满液体，下平板固定，而上平板以 u_0 向右平动，由于液体的粘性作用，紧靠着下平板的液体层速度为零，紧靠上平板的液体层速度为 u_0 ，而中间各层液体速度则从上到下按递减规律，呈线性分布。

由实验得出，液层间的内摩擦力 F 与液层间的接触面积 A 、液层间相对速度 du 成正比，而与液层间的距离 dy 成反比，即

$$F = \mu A \frac{du}{dy} \quad (1-1)$$

若用单位面积上的内摩擦力，即切应力 τ 来表示液体粘性，则上式可改写成

$$\tau = \frac{F}{A} = \mu \frac{du}{dy} \quad (1-2)$$

式中， μ 为比例系数，又称为粘性系数或动力粘度；

$\frac{du}{dy}$ 为速度梯度，即液层间相对运动速度对液层间距离的变化率，或称剪切率。

式 (1-2) 称为牛顿液体内摩擦定律。

由式 (1-2) 可得动力粘度 μ 的表达式

$$\mu = \frac{\tau}{\frac{du}{dy}} \quad (1-3)$$

由此可知动力粘度 μ 的物理意义，即当速度梯度等于 1 时，接触液层间单位面积上的内摩擦力即动力粘度。

动力粘度的法定计量单位为 $\text{Pa} \cdot \text{s}$ 和 $\text{MPa} \cdot \text{s}$ 。

(2) 运动粘度 ν 动力粘度 μ 与该液体密度 ρ 的比值称为运动粘度，即

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \quad (1-4)$$

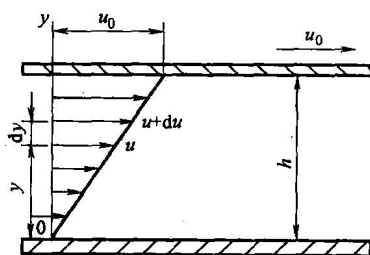


图 1-2 液体的粘性示意图

运动粘度 ν 没有明确的物理意义,但它却是工程实际中经常用到的物理量,因为其单位只有长度和时间量纲,类似于运动学的量,故称为运动粘度。

运动粘度的法定计量单位为 m^2/s 和 mm^2/s 。

液压油(液)的粘度等级就是以其 40°C 时运动粘度的某一中心值来表示。例如, L-HM32 液压油的粘度等级为 32, 则 40°C 时其运动粘度的中心值为 $32\text{mm}^2/\text{s}$ 。

(3) 条件粘度 它是用特定粘度计在规定的条件下测出的粘度。由于测量条件不同,各国采用的条件粘度也不同。我国采用恩氏粘度 $^\circ\text{E}$ 。

恩氏粘度用恩氏粘度计测定,即将 200mL 的被测液体装入底部有 $\phi 2.8\text{mm}$ 小孔的恩氏粘度计容器内,在某一特定温度下测定该液体在自重作用下流尽所需时间 t_1 ,与 20°C 的 200mL 蒸馏水在同一粘度计中流尽所需时间 t_2 之比值,便是该液体在这一特定温度时的恩氏粘度,即

$$^\circ\text{E} = \frac{t_1}{t_2} \quad (1-5)$$

工业上常用 20°C 、 50°C 、 100°C 作为测定恩氏粘度的标准温度,其恩氏粘度分别以相应符号 $^\circ\text{E}_{20}$ 、 $^\circ\text{E}_{50}$ 、 $^\circ\text{E}_{100}$ 表示。

(4) 粘度与压力、温度的关系 液体的粘度会随压力和温度的变化而变化。当液体所受压力增大时,其分子间距离减小,内聚力增大,粘度也随之增大。但在机床液压系统所使用的压力范围内,液压油(液)的粘度受压力变化的影响甚微,可以忽略不计;若压力高于 10MPa 或压力变化较大时,则应考虑压力对粘度的影响。

液压油(液)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(液)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(液)具有不同的粘温特性。液压油(液)的粘温特性常用其粘温变化程度与标准油相比较的相对数值(即粘度指数 VI)来表示,VI 值越大,表示其粘度随温度的变化越小,粘温特性越好。

2. 液体的可压缩性

液体受压力作用而发生体积减小的性质称为液体的可压缩性。液体可压缩性的大小一般用体积压缩率 k (单位压力变化下的体积相对变化量) 或体积弹性模量 K ($K = \frac{1}{k}$) 表示。

三、液压流体力学特性

【引导问题】

- 1) 液体静力学特性有哪些?
- 2) 压力是如何表示的,仪表的示值压力是什么压力?
- 3) 液体对固体壁面的作用力大小如何计算?
- 4) 液体动力学特性有哪些?
- 5) 连续性方程和伯努利方程有何物理意义? 如何应用?

1. 液体静力学

液体静力学所研究的是液体处于静止状态下的力学规律和这些规律的实际应用。所谓

静止状态,是指液体内部质点之间没有相对运动,至于盛装液体的容器,不论它是静止的还是运动的都没有关系。

(1) 液体静压力及其特性 作用于液体上的力有两种类型,即质量力和表面力。质量力作用于液体质点上,如重力和惯性力等;表面力作用于液体表面上。表面力可以是其他物体(如容器壁面)作用于液体表面上的力,也可以是一部分液体作用于另一部分液体表面上的力。表面力有法向力和切向力之分。由于液体质点间的内聚力很小,因此静止液体可能受的表面力只有内法线方向的法向力。

习惯上把液体在单位面积上所受的内法线方向上的法向力称为压力。压力的法定计量单位为 Pa(N/m²),工程实际中常用 kPa 或 MPa。

液体静压力有一重要特性,即静止液体任一点处的压力在各个方向上都相等。

(2) 液体静力学基本方程 如图 1-3a 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,可从液体内部取出如图 1-3b 所示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 。液柱顶面受外加压力 p_0 作用,液柱所受重力 $G = \rho gh\Delta A$,并作用于液柱的重心上。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

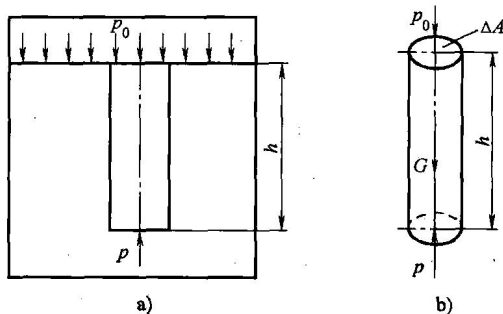


图 1-3 静止液体内压力分布规律

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

$$p = p_0 + \rho gh \quad (1-6)$$

式(1-6)为液体静力学基本方程。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) 静止液体内的压力随液体深度呈线性规律分布。

3) 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(等压面为一水平面)。

(3) 液体静压力的传递 由静力学基本方程可知,静止液体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,这就是静压传递原理(又称帕斯卡原理)。

在液压传动系统中,外力产生的压力通常要比液体自重形成的压力大得多,因此,认为静止液体中的压力处处相等。在分析液压传动系统的压力时,常用这一结论。

图 1-4 为帕斯卡原理的应用。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 W ,小活塞上施加一平衡重力 W 的力 F 时,则小液压缸中液体的压力 p_1 为 F/A_1 ,大液压缸中液体的压力 p_2 为 W/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 $p_1 = p_2$ ，相应地有

$$W = \frac{A_2}{A_1} F \quad (1-7)$$

如果大活塞上没有负载（即 $W = 0$ ），且略去活塞重力及其他阻力时， F 也为零，因此，无论怎样也对小活塞施加不上作用力，也就不可能在液体中形成压力。由此得出一个重要概念，即液压传动系统的压力决定于负载。

从式（1-7）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质量。液压千斤顶就是利用这一原理进行起重的。

（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。绝大多数仪表所测得的压力是相对压力。在液压技术中，如未特别说明，压力均指相对压力。绝对压力和相对压力的关系为

$$\text{绝对压力} = \text{大气压力} + \text{相对压力}$$

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，称为真空度。它们的关系为

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

（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

$$F = pA \quad (1-8)$$

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

$$F_x = pA_x \quad (1-9)$$

如图 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 $F_{\text{轴}}$ 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 $F_{\text{轴}} = p\pi d^2/4$ 。

2. 液体动力学

液体动力学所研究的是液体流动时的力学规律，主要是流动液体的三个基本方程，即连续性方程、伯努利方程和动量方程。

由于液体流动时会呈现出粘性，因此，在研究流动液体时必须考虑粘性的影响。为便于分析问题，通常假设液体没有粘性，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。对于液体的可压缩性问题，也可用同样方法处理。

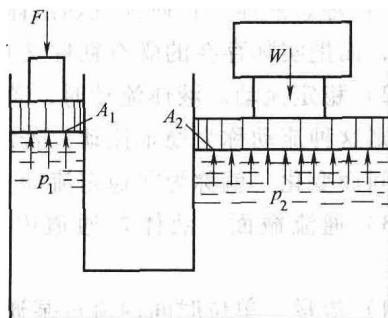


图 1-4 帕斯卡原理的应用

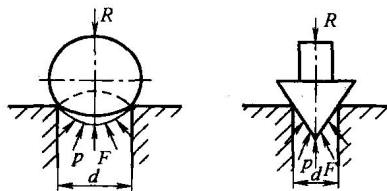


图 1-5 液体对锥面的作用力

1) 理想液体。在研究流动液体时, 将假设的既无粘性又无可压缩性的液体称为理想液体, 而把实际存在的既有粘性又有可压缩性的液体称为实际液体。

2) 稳定流动。液体流动时, 若液体中任一点处的压力、速度和密度都不随时间而变化, 则这种流动称为稳定流动; 若液体中任一点处的压力、速度和密度中只要有一个参数随时间而变化, 就称为非稳定流动。

3) 通流截面。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。

4) 流量。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。

5) 平均流速。假设液流在通流截面 A 上各点的流速均匀分布, 且液体以平均流速 v 流过通流截面 A 的流量等于液体以实际流速 u 流过该截面的流量, 即

$$q = vA \quad (1-10)$$

由式 (1-10) 可得出通流截面 A 上的平均流速为

$$v = \frac{q}{A} \quad (1-11)$$

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 (1-11) 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 。

(1) 连续性方程 连续性方程是质量守恒定律在流体力学中的表达形式。

由质量守恒定律可知, 理想液体在通道内作稳定流动时, 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。

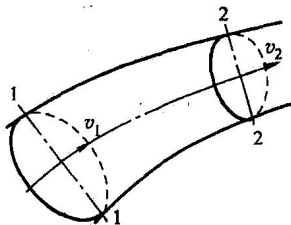


图 1-6 液体连续性流动示意图

设理想液体在图 1-6 所示的通道内作稳定流动。

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 Δt 内流经截面 1—1 和 2—2 的液体质量应相等, 即

$$\rho v_1 \Delta t A_1 = \rho v_2 \Delta t A_2$$

将上式化简, 则有

$$v_1 A_1 = v_2 A_2$$

或

$$q = vA = \text{常数} \quad (1-12)$$

式 (1-12) 就是液流的连续性方程。它说明不可压缩液体在通道中稳定流动时, 流过各截面的流量相等, 而流速和通流截面面积成反比。

(2) 伯努利方程 伯努利方程是能量守恒定律在流体力学中的表达形式。

1) 理想液体的伯努利方程。设密度为 ρ 的理想液体在图 1-7 所示通道内作稳定流动。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 , 两截面处液体的平均流速分别为 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, 重力作用下的理想液体在通道内稳定流动时的伯努利方程为

$$p_1 + \rho gh_1 + \frac{1}{2} \rho v_1^2 = p_2 + \rho gh_2 + \frac{1}{2} \rho v_2^2$$

或
$$p + \rho gh + \frac{1}{2} \rho v^2 = \text{常数} \quad (1-13)$$

式中 p ——单位体积液体的压力能;

ρgh ——单位体积液体相对于水平参考面的位能;

$\rho v^2/2$ ——单位体积液体的动能。

由式 (1-13) 可知, 重力作用下, 在通道内作稳定流动的理想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。

2) 实际液体的伯努利方程。设流过两通流截面的单位体积液体的能量损失为 Δp_w 。另外, 由于实际液体在通流截面上的流速分布是不均匀的, 用平均流速代替实际流速进行动能计算必然会产生误差。为了修正误差, 需引入动能修正系数 α 。因此, 实际液体的伯努利方程为

$$p_1 + \rho gh_1 + \frac{1}{2} \rho \alpha_1 v_1^2 = p_2 + \rho gh_2 + \frac{1}{2} \rho \alpha_2 v_2^2 + \Delta p_w \quad (1-14)$$

式中 α ——动能修正系数 (一般在紊流时取 1, 层流时取 2)。

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, 这种能量的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。

(3) 动量方程 动量方程是动量定理在流体力学中的具体应用。主要用来计算流动液体作用在固体壁面上作用力的大小。

由动量定理可知, 作用在物体上的外力等于物体在受力方向上的动量变化率, 即对于在通道内作稳定流动的液体, 若忽略其可压缩性, 可将 $m = \rho q \Delta t$ 代入该式。考虑到以平均流速代替实际流速会产生误差, 因而引入动量修正系数 β , 则上式变为

$$\Sigma \vec{F} = \rho q (\beta_2 \vec{v}_2 - \beta_1 \vec{v}_1) \quad (1-15)$$

上式为流动液体的动量方程。当液流为紊流时取 $\beta = 1$, 为层流时取 $\beta = 1.33$, 为简化计算, 也常取 $\beta = 1$ 。

式 (1-15) 是个矢量方程, 在运算中要按指定方向列动量方程。如在 x 方向的动量方程可写成

$$\Sigma F_x = \rho q (\beta_2 v_{2x} - \beta_1 v_{1x}) \quad (1-16)$$

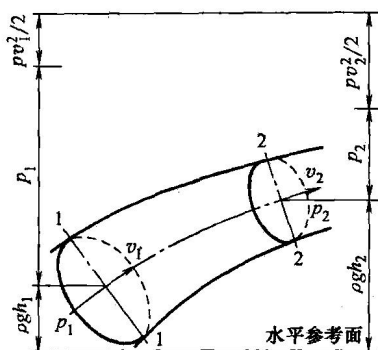


图 1-7 液流能量方程关系转换图

必须注意式(1-16)中的 ΣF_x 是液流所受到的作用力,但在工程上计算的固体壁面所受到的液流作用力是 ΣF_x 的反作用力 $\Sigma F'_x$ (称为稳态液动力)。研究发现,滑阀阀芯所受稳态液动力总是使阀口趋于关闭(也有阀芯所受稳态液动力是使阀口趋于打开的,如锥阀就有这种情况);同时还发现,流量越大,速度越高,其稳态液动力也越大,所以,大流量的换向阀需要的控制作用力大。

四、液体流动时的压力损失

【引导问题】

- 1) 什么是沿程压力损失,其大小由哪些因素决定?
- 2) 如何降低沿程压力损失?
- 3) 什么是局部压力损失,其大小由哪些因素决定?
- 4) 如何降低局部压力损失?
- 5) 系统总压力损失的大小由哪些因素决定?

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(Δp_λ),它主要取决于液体平均流速 v 、动力粘度 $\mu(\rho\nu)$ 、通道的长度 l 和内径 d 等,其计算公式为

$$\Delta p_\lambda = \frac{32\mu lv}{d^2} = \frac{64\nu l \rho v^2}{dv d 2} = \frac{64 l \rho v^2}{Re d 2} = \lambda \frac{l}{d} \frac{\rho v^2}{2} \quad (1-17)$$

式(1-17)既适用于层流又适用于紊流,只是沿程阻力系数 λ 选取的数值不同。对于在直圆管内层流,取理论值 $\lambda = 64/Re$ 。考虑到实际圆管截面可能有变形,以及靠近管壁处的液层可能因冷却而引起粘度增大,阻力系数增加,在实际计算时,对金属管常取 $\lambda = 75/Re$,橡胶管常取 $\lambda = 80/Re$ 。对于直圆管紊流, λ 值可根据雷诺数、管道内径和内壁表面粗糙度,从相关手册中查出。

由式(1-17)可见,液体在直圆通道内层流时,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,因此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、阀口和网孔等局部障碍处时,因液流方向和速度大小发生突变,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。液体流过这些局部障碍处时,流动状态极为复杂,影响因素较多,除少数情况能在理论上作一定分析外,一般都依靠实验求得各种类型局部障碍的局部阻力系数,然后再计算局部压力损失 Δp_ξ ,其计算公式为

$$\Delta p_\xi = \xi \frac{\rho v^2}{2} \quad (1-18)$$

式中 ξ ——局部阻力系数(具体数值可查有关手册);

v ——液体平均流速。

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

$$\Sigma \Delta p = \Sigma \Delta p_{\lambda} + \Sigma \Delta p_{\xi} \quad (1-19)$$

利用式 (1-19) 进行计算时, 只有在各局部障碍之间有足够距离时才正确。因为当液体流过一个局部障碍后, 要在直管中流过一段距离, 液流才能稳定, 否则其局部阻力系数可能比正常情况时大 2~3 倍。一般希望在两个局部障碍间直管的长度 $l > (10 \sim 20)d$ (d 为管道内径)。

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、泄漏量增大, 以致影响系统的工作性能。因此常采取减小流速, 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、液体流经小孔及间隙的流量

【引导问题】

- 1) 液体流动时经过的小孔是如何分类的?
- 2) 液体流经小孔的流量大小如何计算?
- 3) 液体流经间隙的流量大小如何计算?

1. 液体流经小孔的流量

小孔可分为三种: ①当通道长度和内径之比 $l/d \leq 0.5$ 时, 称为薄壁孔; ②当 $l/d > 4$ 时, 称为细长孔; ③ $0.5 < l/d \leq 4$ 时, 称为短孔 (厚壁孔)。这三种小孔的流量公式, 可以综合地用下面通式来表达, 即

$$q = KA\Delta p^m \quad (1-20)$$

式中 K ——由节流孔形状、尺寸和液体性质决定的系数 (细长孔 $K = d^2/(32\mu l)$, 薄壁孔和短孔 $K = C_q \sqrt{2/\rho}$);

A 、 Δp ——小孔通流截面面积和两端压力差;

m ——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 $m = 1$)。

2. 液体流经间隙的流量

在液压元件中常见的间隙形式有两种, 即平行平板间隙和环状间隙。

(1) 液体流经平行平板间隙的流量 平行平板间隙分为固定平行平板间隙和相对运动平行平板间隙两种。

1) 液体流经固定平行平板间隙的流量。在这种间隙中液体的流动属于压差流动, 其流量计算公式为

$$q = \frac{bh^3}{12\mu l} \Delta p \quad (1-21)$$

式中 Δp ——间隙两端的压力差;

l 、 b 、 h ——间隙的长、宽、高 ($b \gg h$ 、 $l \gg h$);

μ ——液体的动力粘度。

从式 (1-21) 可以看出, 流经固定平行平板间隙的流量与间隙高度 h 的三次方成正比, 可见液压元件间隙大小对泄漏的影响很大。

2) 液体流经相对运动平行平板间隙的流量。当一平板固定, 另一平板以速度 u_0 运动时, 紧贴动平板的液体同样以速度 u_0 运动, 紧贴固定平板的液体则保持静止, 中间各层液体的流速近似呈线性规律分布, 这时液体的流动称为剪切流动, 液体的平均流速 $v = u_0/2$ 。由于平板 (宽度为 b) 运动而使液体作剪切流动流过间隙 (间隙高度为 h) 的流量为

$$q = vA = \frac{u_0}{2}bh \quad (1-22)$$

(2) 液体流经环状间隙的流量 环状间隙分为同心环状间隙和偏心环状间隙两种。

1) 液体流经同心环状间隙的流量。圆柱体直径为 d , 间隙为 h , 长度为 l 。如果将环状间隙沿圆周方向展开, 就相当于平行平板间隙。因此, 只要用 πd 替代式 (1-22) 中的 b , 就可得到同心环状间隙的流量计算公式, 即

$$q = \frac{\pi dh^3}{12\mu l} \Delta p \pm \frac{u_0}{2} \pi dh \quad (1-23)$$

2) 液体流经偏心环状间隙的流量。环状间隙若内外两圆柱面不同心, 便形成偏心环状间隙, 其流量计算公式为

$$q = \frac{\pi dh^3}{12\mu l} \Delta p (1 + 1.5\varepsilon) \pm \frac{u_0}{2} \pi dh \quad (1-24)$$

式中 h ——内外圆同心时的间隙;

ε ——相对偏心率, 即两圆偏心距与同心时的间隙的比值 ($\varepsilon = e/h$)。

由式 (1-24) 可知, 当 $\varepsilon = 0$ 时, 通过的流量即为同心环状间隙的流量; 随着偏心量 e 的增大, 通过的流量也逐渐增加, 当 $\varepsilon = h$ 时, 即最大偏心情况下, 其压差流动流量为同心环状间隙压差流动流量的 2.5 倍。因此, 在液压元件的设计制造中, 应保证较高的配合同轴度以减小环状间隙泄漏量。

六、液压冲击与空穴现象

【引导问题】

- 1) 什么是液压冲击现象?
- 2) 液压冲击的产生原因及其危害有哪些?
- 3) 什么是空穴现象?
- 4) 空穴现象的产生原因及其危害有哪些?

1. 液压冲击

在液压系统中, 由于某种原因引起液体压力在某一瞬间突然急剧上升, 而形成很高的

压力峰值,这种现象称为液压冲击。

(1) 产生液压冲击的原因

- 1) 阀门突然关闭引起液压冲击。
- 2) 运动部件突然制动引起液压冲击。
- 3) 液压系统中某些元件反应不灵敏造成液压冲击。

(2) 液压冲击的危害 在液压系统中产生液压冲击时,瞬时压力峰值有时比正常压力大好几倍,会引起振动和噪声,导致密封装置、管路和液压元件的损坏,有时还会使某些液压元件(如压力继电器、顺序阀等)产生误动作,而影响系统正常工作。

(3) 减小液压冲击的措施

- 1) 延长阀门关闭和运动部件换向制动时间。当阀门关闭和运动部件换向制动时间大于 0.3s 时,液压冲击就大大减小。为控制液压冲击,可采用换向时间可调的换向阀。
- 2) 限制管道内液体的流速和运动部件速度。如机床液压系统,常将管道内液体的流速限制在 5.0m/s 以下,运动部件速度一般小于 10.0m/min 等。
- 3) 适当加大管道内径或采用橡胶软管。这样可减小压力冲击波在管道中的传播速度,同时加大管道内径也可降低液体的流速,相应瞬时压力峰值也会减小。
- 4) 在液压冲击源附近设置蓄能器。这样可使压力冲击波往复一次的时间短于阀门关闭时间,而减小液压冲击。

2. 空穴现象

在液压系统中,如果某处压力低于油液工作温度下的空气分离压时,油液中的空气就会分离出来而形成大量气泡。当压力进一步降低到油液工作温度下的饱和蒸气压力时,油液会迅速汽化而产生大量气泡。这些气泡混杂在油液中,产生空穴,使原来充满管道或液压元件中的油液成为不连续状态,这种现象称为空穴现象。

空穴现象一般发生在阀口和液压泵的进油口处。油液流过阀口的狭窄通道时,液流速度增大,压力大幅度下降,就可能出现空穴现象。液压泵的安装高度过高,吸油管道内径过小,吸油阻力太大,或液压泵转速过高,吸油不充足等,均可能产生空穴现象。

液压系统中出现空穴现象后,气泡随油液流到高压区时,在高压作用下气泡会迅速破裂,周围液体质点将高速来填补这一空穴,液体质点间高速碰撞而形成局部液压冲击,使局部的压力和温度均急剧升高,产生强烈的振动和噪声。

在气泡凝聚处附近的管壁和元件表面,因长期承受液压冲击及高温作用,以及油液中逸出气体的较强腐蚀作用,使管壁和元件表面金属颗粒被剥落,这种因空穴现象而产生的表面腐蚀称为气蚀。

为了防止产生空穴现象和气蚀,一般可采取下列措施:

- 1) 减小流经小孔和间隙处的压力降,一般希望小孔和间隙前后的压力比 $p_1/p_2 < 3.5$ 。
- 2) 正确确定液压泵吸油管内径,对管内液体的流速加以限制,降低液压泵的吸油高度,尽量减小吸油管路中的压力损失,管接头良好密封,对于高压泵可采用辅助泵供油。
- 3) 整个系统管路应尽可能直,避免急弯和局部窄缝等。