



机械类

高级技工学校、技师学院教材
高级工培训教材

液压技术

(第三版)



中国劳动保障出版社

机械类 高级技工学校、技师学院教材
高级工培训教材

液 压 技 术

(第 三 版)

劳动和社会保障部教材办公室组织编写

中国劳动社会保障出版社

图书在版编目(CIP)数据

液压技术/毛祖格主编. —3版. —北京:中国劳动社会保障出版社, 2007

机械类 高级技工学校、技师学院教材 高级工培训教材

ISBN 978-7-5045-6236-4

I. 液… II. 毛… III. 液压传动-技工学校-教材 IV. TH137

中国版本图书馆 CIP 数据核字(2007)第096304号

中国劳动社会保障出版社出版发行

(北京市惠新东街1号 邮政编码:100029)

出版人:张梦欣

*

中国印刷总公司北京新华印刷厂印刷装订 新华书店经销

787毫米×1092毫米 16开本 9.75印张 228千字

2007年7月第3版 2007年7月第1次印刷

定价:14.00元

读者服务部电话:010-64929211

发行部电话:010-64927085

出版社网址: <http://www.class.com.cn>

版权专有 侵权必究

举报电话:010-64954652

前言

进入 21 世纪以来,我国现代制造业迅速发展,随着技术创新和市场需要,对产品的加工工艺要求越来越高,但劳动者素质偏低,技能人才,尤其是高级技能人才匮乏已成为制约我国制造业发展的突出问题。为了解决这一矛盾,2005 年国务院颁发了《国务院关于大力发展职业教育的决定》,确立了“力争用 5 年时间,在全国新培养 190 万名技师和高级技师,新培养 700 万名高级技工,并带动中级和初级技能劳动者队伍梯次发展”的目标。

正是在这样的形势下,为推进我国职业教育建设,加强各类高素质高技能专门人才的培养,我们组织修订了 1999 年以来出版的高级技工学校教学及高级工培训的机械类教材,并在此基础上开发了一些新教材。本套教材包括《专业数学(第二版)》《机械制图(第二版)》《计算机应用技术》《极限配合与技术测量(第三版)》《机构与零件(第三版)》《液压技术(第三版)》《金属切削原理与刀具(第三版)》《机械制造工艺与装备(第二版)》《机床夹具(第三版)》《机床电气控制》《数控技术》《高级车工工艺与技能训练》《高级钳工工艺与技能训练》《高级铣工工艺与技能训练》《高级焊工工艺与技能训练》《模具制造工艺与技能训练》《高级机修钳工工艺与技能训练》《高级磨工工艺与技能训练》《高级冷作工工艺与技能训练》,以后我们还将陆续开发其他教材。

在这套教材的编写过程中,我们始终坚持了以下基本原则:

一是从生产实际出发,合理安排教材的知识和技能结构,突出技能性培养,摒弃“繁难偏旧”的理论知识。二是以国家相关职业标准为依据,确保在知识内容和技能水平上符合国家职业鉴定标准。三是引入新技术、新工艺的内容,反映行业的新标准、新趋势,淘汰陈旧过时的技术,拓宽专业技术人员的知识眼界。四是在结构安排和表达方式上,强调由浅入深,循序渐进,力求做到图文并茂。

本套教材的编写工作得到了湖南、江苏、广东、河北、黑龙江等省劳动和社会保障厅及有关学校的大力支持,在此表示衷心的感谢。

《液压技术(第三版)》的主要内容包括:液压传动基本知识,油压泵,液压缸,液压控制阀,液压辅助元件,基本回路,典型液压系统,液压系统的安装、维护和故障排除等。

本书由毛祖格主编,邓振娟参加编写。

劳动和社会保障部教材办公室

2007 年 6 月

目 录

第一章 液压传动基本知识	(1)
§ 1—1 液压系统的组成和图形符号	(1)
§ 1—2 液压油	(2)
§ 1—3 液体的力学基础	(6)
§ 1—4 液压系统的流量和压力	(14)
第二章 油泵	(16)
§ 2—1 液压泵概述	(16)
§ 2—2 齿轮泵	(17)
§ 2—3 叶片泵	(19)
§ 2—4 柱塞泵	(22)
§ 2—5 液压马达	(25)
§ 2—6 液压泵、液压马达的选择	(27)
第三章 液压缸	(30)
§ 3—1 液压缸的类型及其特点	(30)
§ 3—2 液压缸的组成和典型结构	(34)
第四章 液压控制阀	(42)
§ 4—1 概述	(42)
§ 4—2 方向控制阀	(43)
§ 4—3 压力控制阀	(51)
§ 4—4 流量控制阀	(57)
§ 4—5 新型液压阀	(61)
第五章 液压辅助元件	(71)
§ 5—1 油箱	(71)

§ 5—2 热交换器	(73)
§ 5—3 油管和管接头	(74)
§ 5—4 蓄能器	(75)
§ 5—5 过滤器	(77)
第六章 基本回路	(81)
§ 6—1 方向控制回路	(81)
§ 6—2 压力控制回路	(83)
§ 6—3 速度控制回路	(89)
§ 6—4 多缸控制回路	(97)
第七章 典型液压系统	(101)
§ 7—1 动力滑台液压系统	(101)
§ 7—2 组合机床液压系统	(104)
§ 7—3 MJ—50 型数控车床液压系统	(107)
§ 7—4 外圆磨床液压系统	(109)
§ 7—5 B228Y 型龙门刨床液压系统	(113)
§ 7—6 YA32—200 型万能液压机的液压系统	(116)
§ 7—7 CB3463—1 型半自动转塔车床的液压系统	(119)
§ 7—8 汽车起重机液压系统	(125)
§ 7—9 数控车床液压系统	(128)
§ 7—10 加工中心液压系统	(129)
§ 7—11 机械手液压系统	(131)
第八章 液压系统的安装、维护和故障排除	(133)
§ 8—1 液压系统的安装与调试	(133)
§ 8—2 液压设备的维护和保养	(137)
§ 8—3 液压设备常见故障分析	(139)

第一章

液压传动基本知识

§ 1—1 液压系统的组成和图形符号

图 1—1 所示为机床工作台液压传动系统，通过它可以了解液压系统的组成情况，以及一般液压系统应具备的基本性能。

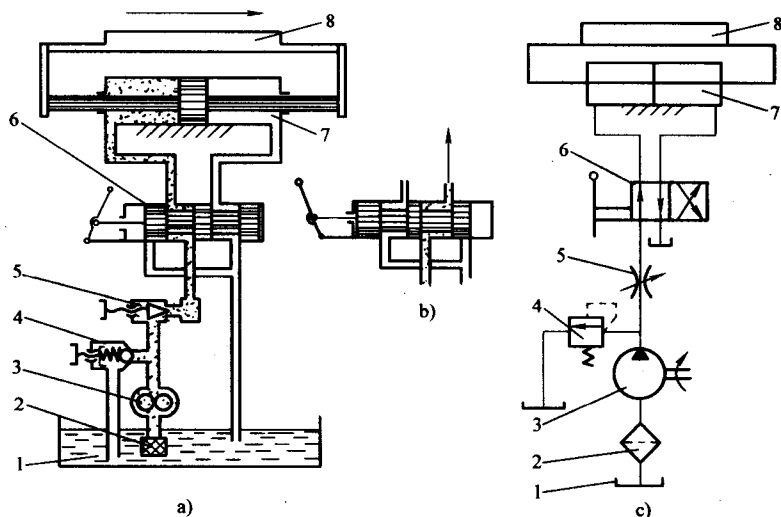


图 1—1 机床工作台液压传动系统

1—油箱 2—过滤器 3—液压泵 4—溢流阀 5—节流阀 6—换向阀 7—液压缸 8—工作台

在图 1—1a 中，液压泵 3 由电动机带动旋转，油液经过滤器 2 后被吸入液压泵，经泵的出油口向系统输油，具有压力的油液经节流阀 5 和换向阀 6 进入液压缸 7 的左腔，推动活塞连同工作台向右运动，此时，液压缸的右腔油液经换向阀通过油管流回油箱。如果将换向阀手柄扳到左边位置，如图 1—1b 所示的状态，则压力油经换向阀进入液压缸的右腔，推动工作台向左运动，液压缸左腔的油液经换向阀通过油管流回油箱。工作台的速度可以通过节流阀 5 调节。工作台移动时必须克服各种阻力，为适应克服不同大小阻力的需要，泵的输出压力应能调整；在工作台速度发生变化时，所需的流量也不相同，因此要求泵输出的流量也能调整。完成这些任务的是溢流阀 4。这就是液压传动的工作原理。

由此可以看出，一个正常工作的液压传动系统由下面五部分组成：

1. 动力元件：动力元件是液压泵，它将原动机（电动机）输入的机械能转换成液体的压力能，为液压系统提供具有一定压力的压力油，是系统的动力源。

2. 执行元件：它指油缸或液压马达，是将油液具有的压力能转换成机械能的装置。在压力油的推动下，输出力或转矩，使工作部件具有一定的速度和转速，完成预定的工作。

3. 控制元件：它包括各类阀，这些阀控制液压系统中油液的压力、油流的方向和油液的流量，以保证执行元件按预定的要求工作。

4. 辅助元件：它包括油管、油箱、过滤器及各种指示器、仪表等，它们起连接、储油、过滤和测量油液压力等辅助作用。

5. 工作介质：指系统中的传动液体，通常用油，称为液压油，液压系统就是通过介质实现运动和动力传递的。

在图 1—1a 中，组成液压系统的各个元件是用结构式图形画出的，这种图形直观性强，容易理解，但难于绘制。当系统中元件数量较多时，更难绘制。

在实际工程中，为简化图形，我国已制定了液压元（辅）件图形符号标准。

图 1—1c 就是按 GB/T 786.1—1993 绘制的图 1—1a 所示的液压传动系统图。

§ 1—2 液 压 油

在液压传动系统中，一般以矿物油作为工作介质，通常把液压传动介质称为液压油，如图 1—2 所示。液压系统能否正常工作，很大程度上取决于系统所用的液压油，为此必须了解液压油的物理性质，以便选用合适的液压油。

一、液压油的物理性质

1. 密度

液体单位体积的质量，称为该液体的密度。体积为 V ，质量为 m 的液体的密度 ρ 为：

$$\rho = \frac{m}{V} \quad (1-1)$$

式中 ρ ——液体的密度， kg/m^3 ；

m ——液体的质量， kg ；

V ——液体的体积， m^3 。

液压油的密度随压力的变化很小，一般认为它是一个常数，计算时可近似地取 $850 \sim 900 \text{ kg/m}^3$ 。

2. 可压缩性

液体受压力作用而发生体积减小的性质称为压缩性。液体压缩性的大小用液体的压缩系数 k 表示，即单位压力变化时引起液体体积的相对变化量。

对于一般的液压系统，可不考虑油的压缩性，认为油液是不可压缩的。



图 1—2 液压油

3. 黏性

液体在外力作用下流动（或有流动趋势）时，分子间的内聚力阻止分子相对运动而产生的一种内摩擦力。这种阻碍液体分子间相对运动的性质称为液体的黏性。液体只有在流动或有流动趋势时，才会呈现出黏性。静止的液体是不会呈现黏性的。

黏性使流动的液体内部各处的速度均不相等，如图 1—3 所示。两平行平板间充满液体，下平板不动，上平板以速度 u 向右平动，由于液体的黏性，紧靠下平板的液体层速度为零，紧靠上平板的液体层速度为 u ，而中间各层液体的速度则视其距下平板的距离按曲线规律或线性规律变化。这样液层之间产生了相互作用的摩擦力。

液压油的黏性是用黏度来度量的，它分为动力黏度 μ 、运动黏度 γ 和相对黏度三种。动力黏度和其密度的比值称为该液压油的运动黏度。

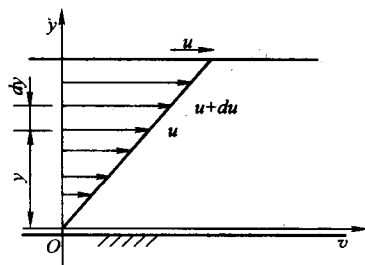


图 1—3 液体的黏性

液体的黏度随压力的增大而增大，但增大的数值不大。故在一般液压系统使用的压力范围内，其变化值一般忽略不计。液体的黏度随温度的影响较大，随着温度的升高，液压油的黏度下降，这种关系称为液压油的黏—温特性。这种黏—温特性直接决定了液压油的使用场合。

二、液压油的污染、控制和选用

1. 对液压油的要求

液压油是液压传动系统的重要组成部分，是用来传递能量的工作介质，同时还起着润滑运动零件的工作表面和保护金属不被锈蚀的作用。对液压油的基本要求是：

- (1) 合适的黏度。在使用的温度范围内，黏度变化应小，即黏—温性能要好。
- (2) 润滑性能好，即在起润滑作用时，生成的油膜强度高，这样，承载能力就强，不易形成干摩擦。
- (3) 质地纯净，不含有杂质。
- (4) 良好的稳定性，长期在高温、高压及高速下使用，仍能保持原有的化学成分不变，不易老化。
- (5) 在工作温度范围内，闪点、燃点要高，以满足防火的要求，凝固点和流动点要低，以保证油液在较低温度下正常使用。
- (6) 没有腐蚀性，有良好的相容性。

2. 液压油的选用

液压传动系统中，液压泵和各类控制阀对油液的性能十分敏感，正确合理地选用液压油，对液压系统适应各种工作环境，延长系统中元件的寿命，提高系统工作的可靠性有重要的影响。

(1) 选用规则

一般液压设备制造商在设备说明书或使用手册中规定了该设备系统使用的液压油品种、牌号和黏度级别，用户首先应根据设备制造商的推荐选用液压油。但在一些场合，用户所用系统的工况和使用环境与设备制造商的规定有一定的出入，需要用户自行选用液压油。一般可根据下列原则来选用：

- 1) 确定系统应选用液压油的类型。这要根据系统的工况和工作环境来确定。
- 2) 确定系统应选用什么黏度级别的液压油。
- 3) 了解所选用液压油的性能。
- 4) 了解产品的价格。

(2) 液压油品种的选择

- 1) 根据液压系统的工作压力和温度选择液压油品种。
- 2) 根据液压系统的工作环境选择液压油品种。
- 3) 根据特殊性能要求选择液压油品种。

资料卡片

液压油的分类和代号

根据其应用场合分为流体静压系统用油和流体动力系统用油，流体静压系统用油包括四部分：矿油型和合成烃型液压油（HH、HL、HM、HR、HV、HS），环境可接受的液压油（HETG、HEPC、HEES、HEPR），液压导轨系统用油（HG），难燃液压油（HFAE、HFAS、HFB、HFC、HFDR、HFDU）共 17 个品种。流体动力系统用油包括自动传动油（HA）和联轴节和转换器油（HN）两部分共 2 个品种。

依据工作环境、系统的工况条件以及技术经济性等，液压油的使用见表 1—1。

表 1—1 依据环境和工况条件选择液压油的品种

环境 \ 工况	压力 < 7 MPa	压力 7 ~ 14 MPa	压力 7 ~ 14 MPa	压力 > 14 MPa
	温度 < 50℃	温度 < 50℃	温度 50 ~ 80℃	温度 80 ~ 100℃
室内固定设备	HL	HL 或 HM	HM	HM
严寒区	HR	HV 抗寒或 HS 低温	HV 或 HS	HV 或 HS
地下水下	HL	HL 或 HM	HM	HM

(3) 液压油黏度的选择

液压油的品种确定后，就要确定油的黏度。黏度影响系统的泄漏，也影响系统的功率损失。黏度大时，油液流动时阻力大，克服阻力消耗的功率也大，这部分损失的功率转变成热量使油液温度升高，产生不利影响；黏度小时，运动表面的泄漏量增大，系统的容积效率下降。因此，在选择液压油的黏度时，要综合考虑，一般从以下几方面着手：

1) 按液压泵的类型选用

在液压系统中，液压泵的工作条件要求最高，故按泵的要求确定液压油的黏度最合理。表 1—2 列出了各类泵对液压油黏度的要求。

2) 按液压系统的工作压力选用

一般情况下，当系统的工作压力较高时，应选择黏度较大的液压油，以减少系统的泄漏；当系统的工作压力较低时，宜选用黏度小些的液压油，以减少流动损失。

表 1—2

液压泵用油液的黏度

名 称		黏度范围 ($10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$)	
		允许	最佳
叶片泵	1 200 r/min	16 ~ 220	26 ~ 54
	1 800 r/min	20 ~ 220	26 ~ 54
齿轮泵		4 ~ 220	25 ~ 54
柱塞泵	轴向	4 ~ 76	16 ~ 47
	径向	10 ~ 65	16 ~ 48
螺杆泵		19 ~ 49	

3) 按液压系统工作元件的运动速度选用

液压系统的工作元件速度高时,宜选用黏度较小的液压油,以减少油液流动时的摩擦损失;当执行元件的速度较低时,宜选用黏度较大的液压油。

4) 根据环境温度选择液压油的黏度

因为温度对油液黏度的影响极大,故环境温度高时,宜选黏度大的液压油,环境温度低时,宜选黏度小些的液压油。

3. 液压油的污染

在使用中,液压系统油箱中的液压油出现变色、变臭或油液中有悬浮物等,表明液压油已被污染,它严重地影响液压系统的可靠性及液压元件的寿命。

(1) 液压油污染的原因

1) 残留物污染,主要是液压元件在制造、运输、安装、维修过程中带入的砂粒、铁屑、磨料等。

2) 侵入物的污染,系统周围环境中的尘埃、水滴等,侵入系统而造成油液的污染。

3) 生成物污染,液压系统在工作过程中,相互摩擦的表面产生金属微粒,密封材料由于磨损脱落的颗粒,油箱壁上涂料的脱落,油老化后的胶状生成物和水分等,造成液压油的污染。

(2) 液压油污染的控制

液压油被污染的原因很多,且自身又在不停地产生污染物,要彻底解决液压油的污染问题是很困难的,只能将液压油的污染控制在一定的限度。常采用以下方法:

1) 清除系统各元件在加工和装配过程中残留的污染物,主要采用清洗的方法。

2) 防止污染物从外界侵入。液压油在使用过程中会受到环境的污染,其通道之一便是油箱的通气孔,因此可在油箱通气孔上装滤清器,防止灰尘、磨料的侵入。

3) 采用过滤精度较高的过滤器。

4) 控制系统的工作温度。工作温度高,液压油会加重氧化变质,产生各种有害的生成物,缩短其使用寿命,一般液压系统的工作温度最好在 65°C 以下。

5) 定期检查和更换液压系统中的液压油。在液压系统工作一段时间后,对油液要抽样检查,一旦不符合要求马上更换新油。

§ 1—3 液体的力学基础

液压传动是以液体作为工作介质进行能量转换的。了解液体的平衡以及运动的力学性能和规律,对于分析和设计液压传动系统是有帮助的。本节主要介绍流体力学的一些基本知识。

一、液体的静力学基础

液体静力学主要讨论液体静止时的平衡规律及这些规律的应用。所谓“液体静止”是指液体内部的质点间无相对运动,即不呈现黏性。

提示: 盛液体的容器,不论它是静止的、匀速或匀加速运动,都没有关系。

1. 静压力及其性质

液体的静压力是指静止液体单位面积上所受的法向力。静止液体的质点间没有相对运动,不存在摩擦力,故静止液体表面只有法向力。如果在静止液体内某点处微小面积 ΔA 上作用着法向力 ΔF ,则液体内部该点处的静压力 p 为

$$p = \frac{\Delta F}{\Delta A} \quad (1-2)$$

若在液体的面积 A 上,作用着均匀分布的法向力 F ,则静压力可表示为

$$p = \frac{F}{A} \quad (1-3)$$

液体的静压力在物理学中称为压强,在液压传动中则称为压力,其单位为帕,用字母 Pa 表示。

液体的静压力有下面两个特性:

- (1) 液体的静压力垂直于其作用平面,其方向与该平面的内法线方向一致。
- (2) 静止液体内部任一点所受到的各个方向的压力都相等。如果在液体中某点受到的各个方向的压力不相等,那么液体就会产生运动,也就破坏了液体静止的条件。

2. 静力学基本方程

在重力作用下的静止液体,其受力情况如图 1—4a 所示,除了液体本身的重力以及液面上的压力 p_0 以外,还有容器壁面对液体的压力。因此,液体内部距液面深度为 h 的 A 点处的压力,如图 1—4b 所示。

A 点的压力用公式 1—4 计算:

$$p = p_0 + \rho gh \quad (1-4)$$

上式为液体静力学基本方程, g 为重力加速度。该式表明:

- (1) 静止液体内部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 ,另一部分为 ρg 与该点距液面深度 h 的乘积,当液面上只受大气压 p_a 作用时,点 A 处的静压力则为 $p = p_a + \rho gh$ 。

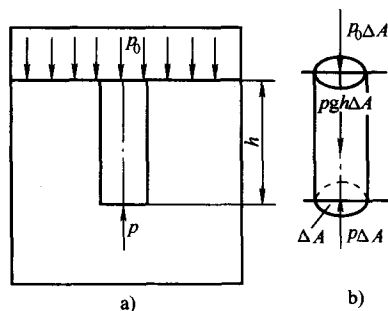


图 1—4 液体内部压力分布规律

- (2) 同一容器内同种液体内的静压力随液体深度 h 的增加呈线性增加。
- (3) 同一容器中同一液体深度的各点压力都相等，由压力相等的点组成的面称为等压面，在重力作用下，静止液体中的等压面是一个水平面。

3. 压力的表示方法

压力的表示方法有两种，一种是以绝对真空作为基准所表示的压力，称为绝对压力，如公式 $p = p_0 + \rho gh$ 表示的压力。另一种是以大气压力 p 作为基准所表示的压力，称为相对压力，如公式 $p - p_a = \rho gh$ 中的 ρgh 便是相对压力。这是大多数测压表测压时反映的压力，故也称表压力。

绝对压力和相对压力的关系为：

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

如果液体中某点处的绝对压力小于大气压力，这时在这个点上的绝对压力比大气压小的那部分数值称为真空度，即

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

由此可知，当以大气压为基准计算压力时，基准以上的正值是表压力。基准以下的负值就是真空度，三者的关系如图 1—5 所示。

提示：我国法定的压力单位是帕斯卡，简称帕，符号为 Pa， $1 \text{ Pa} = 1 \text{ N/m}^2$ 。

例 1—1 如图 1—6 所示，容器内充满油，活塞上作用着 $F = 1\,200 \text{ N}$ 的力，活塞面积为 $A = 10^{-3} \text{ m}^2$ ，求活塞下方深度为 0.6 m 处的压力等于多少？油的密度为 900 kg/m^3 。

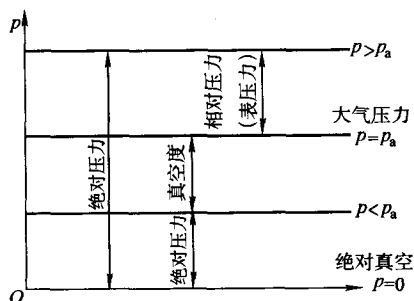


图 1—5 绝对压力、相对压力真空度的关系

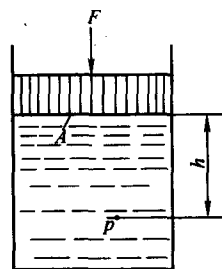


图 1—6 液体内压力计算图

解：根据 $p = p_0 + \rho gh$

$$p_0 = \frac{F}{A} = \frac{1\,200}{10^{-3}} = 1.2 \times 10^6 \text{ Pa}$$

因此深度为 $h = 0.6 \text{ m}$ 处的液体压力为：

$$\begin{aligned} p &= 1.2 \times 10^6 + 9.8 \times 900 \times 0.6 \\ &= 1.2 \times 10^6 + 5\,292 \\ &\approx 1.2 \times 10^6 + 0.005\,3 \times 10^6 \\ &= 1.205\,3 \times 10^6 \text{ Pa} \end{aligned}$$

由上式可见，在液体受外压力作用的情况下，液体内部各点处的静压力中，由液柱高度所引起的那部分压力 ρgh 是相当小的，可以忽略不计。因而可假定整个静止液体内部的压力是相等的。故对液压传动来说，在分析系统的压力时，一般不考虑液体位置的高度对压力的

影响。

4. 静压传递原理

置于密闭容器中的液体，其外加压力 p_0 发生变化时，只要液体仍然保持原来的静止状态不变，液体中任一点的压力都将发生同样大小的变化。也就是说在密闭容器内，施加于静止液体上的压力将以等值同时传到液体各点，这就是静压传递原理，俗称帕斯卡原理。图 1—7 所示为运用静压传递原理的实例。

图中两液压缸的面积分别为 A_1 、 A_2 ，活塞上作用着负载 F_1 和 F_2 ，由于两缸相连通，构成了一个密闭的容器，按帕斯卡原理，密闭容器内液体各点的压力相同，即 $p_1 = p_2$ ，而 $p_1 = F_1/A_1$ ， $p_2 = F_2/A_2$ ，故有

$$\frac{F_1}{A_1} = \frac{F_2}{A_2}, \text{ 即 } F_2 = \frac{A_2}{A_1} F_1$$

即用小的主动力 F_1 ，可以举起大的负载 F_2 。液压千斤顶就是利用这一原理进行起重工作的。如果 F_2 取消，即 $F_2 = 0$ ，

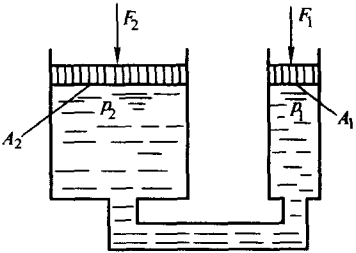


图 1—7 帕斯卡原理应用实例

活塞的重量也忽略不计，则不论怎样推动活塞 1 也不能在密闭的液体中形成压力，这说明了液压系统中的压力是由外界负载决定，并随负载的变化而变化，这是液压传动中的一个基本概念。

5. 静止液体对固体表面的作用力

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静压作用力 F 的总和，便是液体在该方向上作用于固体壁面上的力。

当固体壁面是一个平面时，液体静压力在平面上的总作用力 F 等于液体静压力 p 和该平面面积 A 的乘积，如图 1—8 所示。

$$\text{即 } F = pA = p \frac{\pi D^2}{4} \quad (1-5)$$

当固体壁面是一个曲面时，作用在曲面上各点的液体静压力是不平行的。因而作用在曲面上的总作用力在不同的方向上也是不一样的。实践证明，曲面上液体静压力在某一个方向上的总作用力等于液体静压力和曲面在该方向的垂直面内投影面积的乘积，如图 1—9 所示。

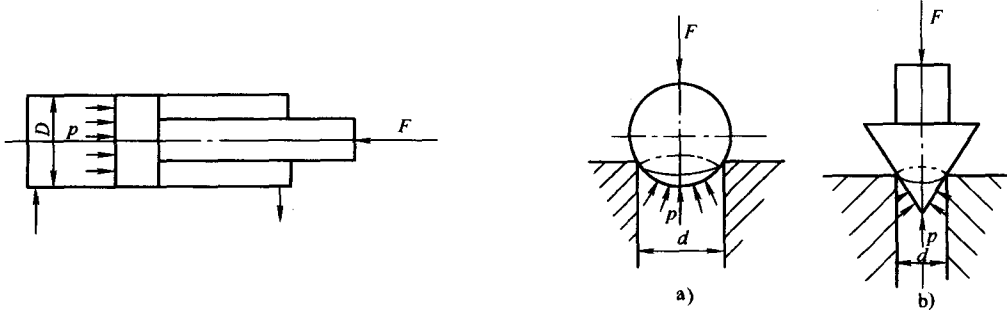


图 1—8 液体静压力作用在固体壁面上的作用力

图 1—9 液体静压力对固体壁面（曲面）上的作用力

图 1—9a 所示的球面，要求液体静压力 p 沿垂直方向作用在球面上的力 F 就等于压力作用于该部分曲面在垂直方向的投影面积 A 与压力 p 的乘积，其力的作用点通过投影圆的圆

心。即

$$F = pA = p \frac{\pi d^2}{4}$$

同理, 图 1—9b 液体静压力在垂直方向上作用在锥阀上的总作用力

$$F = pA = p \frac{\pi d^2}{4}$$

式中 d ——为承压部分曲面投影面积的直径。

二、液体的动力学基础

在液压传动中, 液压油总是在不断地流动着的。讨论液体流动时的运动规律、能量转换和流动液体对固体壁面的作用力等问题, 我们需要掌握流量连续性方程、伯努利方程和动量方程三个方程。前两个用来解决压力、流速和流量间的关系, 后一个则用来解决流动液体对固体壁面作用力的问题。

1. 基本概念

(1) 理想液体、实际液体与稳定流动

1) 理想液体 既无黏性又不可压缩的液体称为理想液体。它是在实际中并不存在的一种假想液体。

2) 实际液体 既有黏性又可压缩的液体称为实际液体。

3) 稳定流动 液体流动时, 若液体中任何一点的压力、速度和密度都不随时间的变化而变化, 则这种流动称为稳定流动。(或称恒定流动)

(2) 通流截面、流量和平均流速

1) 通流截面 液体在管道中流动时, 垂直于液体流动方向的截面 (或称过流截面)。

2) 流量 单位时间内流过某一通流截面的液体体积, 称为流量, 用符号 q 表示, 单位为 m^3/s 或 L/min 。

3) 平均流速 由于流动液体黏性的作用, 通流截面上液体各点的流速不相等, 因此, 计算流量比较困难。为方便起见, 引入平均流速的概念。即假设通流截面上各点的流速均匀分布, 液体以此流速流过通流截面的流量等于以实际流速流过通流截面的流量。即:

$$V = \frac{q_{\text{实}}}{A} \quad (1-6)$$

2. 连续性方程

液体在不等截面的管道中作稳定流动, 如图 1—10 所示。管道内两个通流截面的面积分别为 A_1 和 A_2 , 液体的平均流速分别是 v_1 和 v_2 , 如果忽略液体的可压缩性, 则在单位时间内流入 A_1 面的液体体积, 应等于流出 A_2 面的液体体积。

$$v_1 A_1 = v_2 A_2 = q \quad (1-7)$$

这就是不可压缩液体作稳定流动时的连续性方程。它是质量守恒定律在流体力学中的表现形式。它的物理意义是: 在稳定流动的情况下, 当不考虑液体的可压缩性时, 流过管道各个截面的流量相等。平均流速与通流截面的面积成反比。

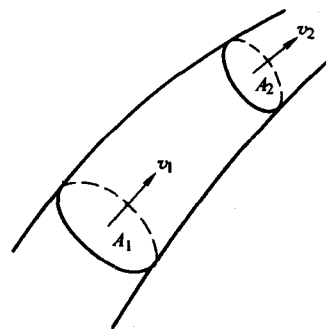


图 1—10 连续性方程简图

提示: 当流量一定时, 管子细的地方流速大。当通流截面的面积一定时, 流量越大,

流速也越大。

连续方程式的应用条件：

- (1) 液体必须是不可压缩的液体。
- (2) 液体必须作稳定流动。
- (3) 由于方程式中未出现力，故不存在力的关系，因而适用于任何液体，与黏度无关。

3. 伯努利方程

(1) 理想液体的伯努利方程

如图 1—11 所示，理想液体在管道内作稳定流动，管道截面积各处不同，任取两个截面 A_1 和 A_2 ，它们距基准轴 x 的距离分别为 z_1 和 z_2 ，截面上的平均流速为 v_1 和 v_2 ，压力分别为 p_1 和 p_2 ，由能量守恒定律得到：

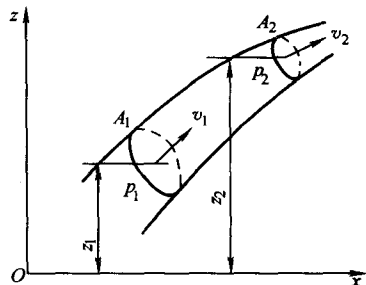


图 1—11 伯努利方程推导简图

$$\frac{p_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} + z_1 = \frac{p_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g} + z_2 \quad (1-8)$$

$$\frac{p}{\rho g} + \frac{v^2}{2g} + z = \text{常数} \quad (1-9)$$

上面两式为理想液体的伯努利方程。其物理意义为：在管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、动能和势能。这三种能量可以互相转换。但各截面上这三种能量的总和却是一个常数，即能量守恒。假设管道水平放置，则 $z_1 = z_2$ ，即各截面上的势能都相等，则公式变为：

$$\frac{p_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} = \frac{p_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g} \quad (1-10)$$

它表明，液体的流速越高，压力就越低。在管道细处，其截面积小，流速较高，压力较低。管道粗的地方，其截面积大，流速小，压力较大。

(2) 实际液体的伯努利方程

液压油是有黏性的，在管道内流动时，由于黏性产生的摩擦力会造成能量损失，同时，各截面处是按平均流速计算出的动能与按实际流速计算的动能也是有差别的。在实际应用伯努利方程时，应对其进行修正，若以 h_w 表示图 1—11 中实际液体从截面 A_1 流到截面 A_2 的能量损失，用 α_1 和 α_2 表示两截面处的动能修正系数，则实际的伯努利方程则为

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{\alpha_1 v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g} + h_w \quad (1-11)$$

对于层流，取 $\alpha = 2$ ；对于紊流，取 $\alpha = 1$ 。

提示：伯努利方程推导的前提是液体在管道中作稳定流动。流道上各截面处的总能量相等。应用该方程时，应满足这个前提。

4. 动量方程

动量方程是动量定理在流体力学中的具体应用，在液压传动中，计算流动液体作用在固体壁面上的力时，应用动量方程比较方便。

由刚体力学中的动量定理知：作用在物体上的外力等于物体在单位时间内的动量变化量，即

$$\sum F = \frac{mw_2 - mw_1}{\Delta t} \quad (1-12)$$

对于作稳定流动的液体，若同时忽略其可压缩性，其质量表示为 $m = \rho q \Delta t$ 代入上式

$$\sum F = \rho q (v_2 - v_1) \quad (1-13)$$

考虑到用平均流速代替实际流速产生的误差，引入动量修正系数 β 后，于是动量方程的形式为：

$$\sum F = \rho q (\beta_2 v_2 - \beta_1 v_1) \quad (1-14)$$

式中 $\sum F$ —— 作用在液体上所有外力的矢量和；

v_2, v_1 —— 液体在前后两个通流截面上的平均流速；

β_1, β_2 —— 动量修正系数，紊流时 $\beta = 1$ ，层流时 $\beta = 1.33$ ，通常为简化计算，取 $\beta = 1$ ；

ρ —— 液体的密度；

q —— 液体的流量。

具体应用时应根据给定的条件将方程中各矢量分解为指定方向的投影值，再列出该方向上的动量方程。

提示：流动液体对固体壁面的作用力与液体所受外力大小相等，方向相反。

三、管道中的压力损失和流量损失

实际液体具有黏性，所以在流动时，油液的分子间、液体和管壁之间的摩擦及碰撞会产生阻力，这种阻碍液体流动的阻力称为液阻。为了克服流动中的阻力，就必然要消耗能量，即产生能量损失。在液压传动中，能量损失主要表现为压力损失。这就是实际液体流动的伯努利方程中的 h_w 项的含义。由于液压元件连接处密封的原因和配合表面之间存在间隙，所以不同程度地会存在着泄漏，泄漏造成流量损失。这两种损失对液压系统工作均产生不利影响。

1. 压力损失

液体在密封的管道中流动时，存在着两种不同的压力损失，一种是因液体黏性产生的沿程损失；另一种是由于管道截面突然变化，液体速度的大小和方向突然改变等引起的局部损失。无论哪一种压力损失，它们的大小都与液体在管道中的流动状态相关。

(1) 液体的流动状态

19 世纪末，雷诺首先通过实验发现液体有两种流动状态，即层流和紊流。实验结果表明，在层流时，液体质点间互不干扰，液体的流动呈线性或层状，且平行于管道轴线；而在紊流时，液体质点间的运动杂乱无章。除了平行于管道轴线的运动外，还存在着剧烈的横向运动。

层流和紊流是两种不同性质的流态。液体在作层流时，流速一般都较低，液体质点受黏性约束，不能随意运动，黏性力起主导作用；紊流时，液体流速较高，黏性的制约作用减弱，惯性力起主导作用。

液体在管道中作层流还是作紊流，通常用雷诺数来判断。实验证明，液体在管道中的流动状态不仅与液体的平均流速 v 有关，还与管道直径 d 和液体的运动黏度 ν 有关，但是真正决定液体流态的，是这三个参数所组成的被称为雷诺数的无量纲纯数有关， $R_e = \frac{vd}{\nu}$ 。

(2) 沿程压力损失