

职业教育规划教材

液压与气动

宋连龙 主编 李允志 主审



化学工业出版社

职业教育规划教材

液 压 与 气 动

宋连龙 主编

李允志 主审

封面设计：目録页查神图

本书可作为职业院校机械类、
电气类、自动化类等专业的教材，
也可供从事相关工作的工程技术人员参考。

本书由宋连龙主编，李允志主审。
全书共分10章，主要内容包括：液压与气动的基本概念、
流体力学基础、液压传动、气动传动、液压与气动回路设计、
液压与气动系统的安装、调试、维护与故障排除等。



化学工业出版社

· 北 京 ·

本教材是根据教育部面向二十一世纪职业教育国家规划教材《液压与气动技术》教学大纲编写的。

全书共五章，主要包括：液压传动基础知识；常用液压元件的结构、原理、特点和应用；液压基本回路作用、组成、原理分析及特点应用；典型液压系统实例分析、液压系统的使用和维修、液压系统设计和液压伺服系统简介；气压传动元件、常用回路和典型系统分析；并附有液压实验指导书。

本教材以应用为目的，以够用为度，突出职业教育特色。本着强调基础、突出应用、力求创新的思路，适当删减一些理论推导、增加了实验指导，重视实践技能培养。每章后有小结、思考题与习题，有利于学生巩固所学的知识，培养学生分析解决问题的能力。

本书适合于高职和中职机电技术应用等工科类专业使用，技工学校、职业技术学校和各类成人学校工科类专业也可选用。

图书在版编目 (CIP) 数据

液压与气动/宋连龙主编. —北京：化学工业出版社，2009.5

职业教育规划教材

ISBN 978-7-122-05112-7

I. 液… II. 宋… III. ①液压传动②气压传动
IV. TH137 TH138

中国版本图书馆 CIP 数据核字 (2009) 第 039257 号

责任编辑：高 钰

文字编辑：徐卿华

责任校对：战河红

装帧设计：关 飞

出版发行：化学工业出版社（北京市东城区青年湖南街 13 号 邮政编码 100011）

印 刷：北京永鑫印刷有限责任公司

装 订：三河市万龙印装有限公司

787mm×1092mm 1/16 印张 10¼ 字数 266 千字 2009 年 6 月北京第 1 版第 1 次印刷

购书咨询：010-64518888（传真：010-64519686） 售后服务：010-64518899

网 址：<http://www.cip.com.cn>

凡购买本书，如有缺损质量问题，本社销售中心负责调换。

定 价：19.00 元

版权所有 违者必究

前 言

本教材是根据教育部面向二十一世纪职业教育国家规划教材《液压与气动技术》教学大纲编写的。适用于高职和中职机电技术应用等工科类专业使用,技工学校、职业技术学校和各类成人学校工科类专业也可选用。

全书共五章。第一章基础知识,主要内容有液压与气动概述和流体力学基础知识。第二章液压元件,主要内容有常用液压元件的结构、原理、特点和应用。第三章液压回路,主要内容有常用液压回路的作用、组成和原理分析。第四章液压系统,主要内容有典型液压系统分析、液压系统的使用和维修、液压系统设计和液压伺服系统简介。第五章气压传动,主要内容有常用气动元件、常用回路和典型气动系统分析。书后附有实验指导书。

本教材从职业教育培养目标出发,编写力求少而精,在适当删减理论推导和合并部分章节内容的同时,着重于实际应用,力求提高学生分析问题和解决问题的能力。本教材采用了最新国家标准,并对液压与气动技术的现状和发展方向以及部分新产品和新技术作了适当介绍。为便于学生学习,各章均附有小结、思考题与习题。考虑到专业不同和学时差异等因素,安排部分内容作为选学(标题前有符号*),也可根据具体情况选讲选学。

由于编者水平有限,书中若有疏漏和不妥之处,敬请读者批评指正。

编 者

2009 年 4 月

目 录

第一章 基础知识	1
第一节 液压与气动概论	1
第二节 流体力学基础	5
小结	13
思考题与习题	14
第二章 液压元件	15
第一节 液压泵	15
第二节 液压马达和液压缸	27
第三节 液压控制阀	36
*第四节 辅助元件	56
*第五节 工作介质	65
小结	68
思考题与习题	70
第三章 液压回路	72
第一节 压力控制回路	72
第二节 速度控制回路	74
第三节 方向控制回路	78
第四节 多缸配合工作回路	78
小结	80
思考题与习题	81
第四章 液压系统	83
第一节 典型液压系统	83
*第二节 液压系统的使用与维修	93
*第三节 液压系统设计	103
*第四节 液压伺服系统	118
小结	122
思考题与习题	123
第五章 气压传动	124
第一节 气动元件	124
第二节 气动回路	129
第三节 典型气动系统	133

小结	134
思考题与习题	134
附录一 实验指导书	135
实验一 液压系统工作压力形成原理	135
实验二 液压泵主要性能测量分析	139
实验三 液压泵结构拆装分析	141
实验四 溢流阀静态特性测量分析	145
实验五 控制阀结构拆装分析	148
实验六 节流调速回路性能测量分析	151
实验七 气动元件结构拆装分析	154
附录二 液压实验台原理图	156
附录三 常用液压与气动图形符号 (GB/T 786.1—93 摘录)	159
参考文献	164

基础知识

第一节 液压与气动概论

一部完整的机器都由原动、传动和工作三部分组成。工作机构为了完成工作任务，一般都对力、速度或位置等参数有一定要求，若用原动机直接驱动工作机构，则难以实现这些要求。因此，需要传动机构在将原动机输出的能量传递给工作机构的同时，进行转换调节和控制，以满足在各种工况下工作机构对上述参数的要求。常见的传动形式有机械传动、流体传动、电气传动、磁力传动以及由上述任意两种传动形式组合起来的复合传动。

流体传动是利用流体（包括液体和气体）作为工作介质来传递能量的传动形式。它包括液压传动、液力传动、静液压调速驱动、液体黏性传动和气压传动。

液压传动是以油液作为工作介质，利用液体的压力能来传递能量的传动形式（又称为容积式的液体传动）。其能量传递过程是：动力元件将由原动机输入的机械能转换为液压能输给系统，通过控制元件调节和控制后传递给执行元件，执行元件再将液压能转换为机械能（能满足工作要求）输出。

气压传动是以压缩空气为工作介质，利用其压力能来传递能量的传动方式。其工作原理同液压传动相似。由于液压传动和气压传动（简称液压与气动）具有许多独特的优点，因此被广泛地应用于各行各业及各种设备中。

一、液压与气动的工作原理及系统组成

（一）液压传动的工作原理及系统组成

1. 工作原理

液压传动的基本原理基于工程流体力学的帕斯卡原理，主要是以液体的压力能来传递能量。液压千斤顶是液压传动技术的典型应用实例。

图 1-1 是液压千斤顶工作原理图。当用手向上提起手柄 1 时，小活塞 2 上移，小缸 3 下腔的密封容积增大，形成部分真空。这时，油箱 10 中的油液在大气压的作用下，推开钢球 4 进入小缸下腔，实现吸油。当压下手柄 1 时，小活塞 2 下移，小缸 3 下腔的密封容积减小，压力升高，这时钢球 4 自动关闭了与油箱的通路，小缸下腔的压力油便推开钢球 5 挤入大缸 6 的下腔，推动大活塞 7 将重物 8 向上顶出一段距离。如此反复地提压手柄 1，就可不断将重物升至所需的位置。若将放油阀 9 旋转 90°，则在重物 8 的自重作用下，大缸中的油液流回油箱，大活塞下降到原位。

图 1-2 是一个能驱动工作部件实现往复运动

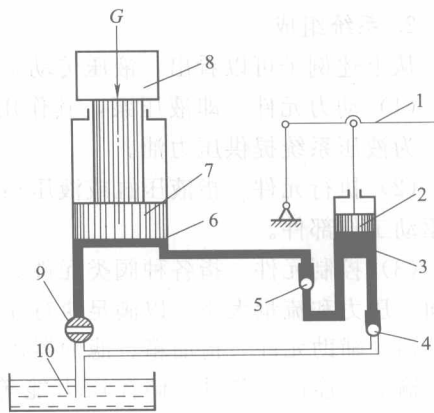


图 1-1 液压千斤顶的工作原理

- 1—手柄；2—小活塞；3—小液缸；4,5—钢球；
6—大液缸；7—大活塞；8—重物；
9—放油阀；10—油箱

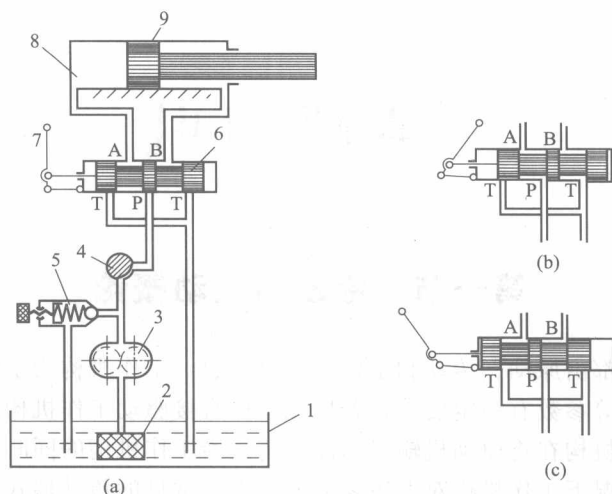


图 1-2 液压传动系统的工作原理及组成

1—油箱；2—滤油器；3—液压泵；4—节流阀；5—溢流阀；6—换向阀；
7—手柄；8—液压缸；9—活塞

的液压系统。液压泵 3 由原动机（图中未画出）驱动从油箱 1 中吸油，并将油液送往系统，经节流阀 4 至换向阀 6 的 P 口，当换向阀处于图 1-2(a) 位置时，P、T、A、B 口互不相通，液压缸左右两腔均无压力油进入，活塞停止不动。当操纵手柄使换向阀处于图 1-2(b) 位置时，压力油经换向阀 P 口、A 口进入液压缸左腔，推动活塞 9 带动工作部件向右运动，液压缸右腔的油液经换向阀 B 口、T 口流回油箱。当换向阀处于图 1-2(c) 位置时，压力油经换向阀 P 口、B 口进入液压缸右腔，推动活塞带动工作部件向左运动，液压缸左腔的油液经换向阀 A 口、T 口流回油箱。

工作部件的速度由节流阀 4 来调节。当节流阀口开大时，进入液压缸的油液增多，活塞运动速度增大；当节流阀口关小时，活塞速度减小。液压泵 3 出口多余油液打开溢流阀 5 流回油箱。此外，活塞运动时所克服的负载（工作阻力和摩擦力等）不同，所需的工作压力也不同。因此，液压泵输出的油液压力应能调节，这个功能也是由溢流阀 5 来完成的。

2. 系统组成

从上述例子可以看出，液压传动系统由以下五个部分组成。

(1) 动力元件 即液压泵，其作用是将原动机输入的机械能转换成为液体的压力能输出，为液压系统提供压力油。

(2) 执行元件 指液压缸或液压马达，其作用是将液体的压力能转换成为机械能输出，以驱动工作部件。

(3) 控制元件 指各种阀类元件，如方向阀、压力阀和流量阀等，其作用是控制液流的方向、压力和流量大小，以满足执行元件的各种要求。

(4) 辅助元件 指油箱、滤油器、油管、管接头、压力表、蓄能器等，起储油散热、过滤、输油、连接、测量、储存压力能等作用，它们是保证系统正常工作不可缺少的组成部分。

(5) 工作介质 指液压油，其作用是实现能量的传递。

(二) 气压传动的工作原理及系统组成

1. 气压传动的工作原理

气压传动的工作原理是利用空气压缩机把电动机或其他原动机输出的机械能转化为空气的压力能,然后在控制元件和辅助元件的配合下,通过执行元件把空气的压力能转换成为直线运动或回转运动机械能,从而完成各种动作并对外做功。

2. 气动系统组成

典型的气压传动系统,如图 1-3 所示。气压传动系统与液压传动系统相似,也由五部分组成。

(1) 动力元件(气源装置) 是获得压缩空气的能源装置,主体部分是空气压缩机(简称空压机),其作用是将原动机供给的机械能转变为气体的压力能。

(2) 执行元件 包括气缸和气马达,其作用是将气体的压力能转换为机械能输出。

(3) 控制元件 包括各种控制阀,其作用是控制气流的压力、方向和流量。

(4) 辅助元件 包括消声器及管件等,其作用是消声及元件连接等。

(5) 工作介质 压缩空气,其作用是实现运动和动力的传递。

(三) 液压与气动的图形符号

图 1-2 所示的液压系统图,其中的元件基本上是用半结构式图形画出来的,故称为结构

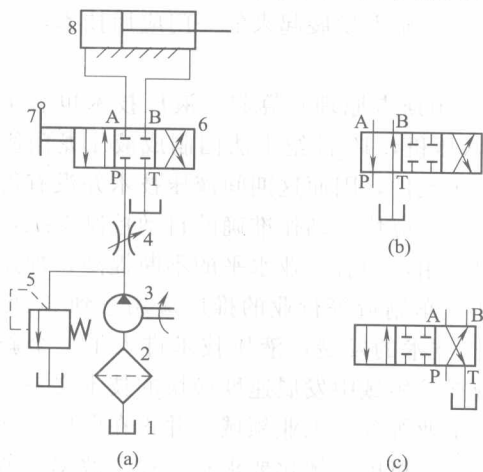


图 1-4 液压传动系统工作原理图(用图形符号)

1—油箱; 2—滤油器; 3—液压泵; 4—节流阀;
5—溢流阀; 6—换向阀; 7—手柄; 8—液压缸

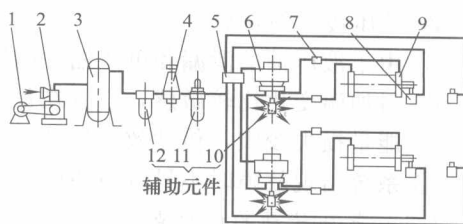


图 1-3 气动系统的工作原理及组成

1—电动机; 2—空气压缩机; 3—储气罐; 4—压力控制阀; 5—逻辑元件; 6—方向控制阀; 7—流量控制阀; 8—机控阀; 9—气缸; 10—消声器; 11—油雾器; 12—空气过滤器

式原理图。这种图形较直观,易为初学者接受,但图形较复杂。为此,在实际工作中,除少数特殊情况外,一般都采用国标所规定的液压与气动图形符号(称为职能符号,参见附录三)来绘制,如图 1-4 所示。图形符号只表示元件的功能,而不表示元件的具体结构和参数。用图形符号绘制液压系统图,可使系统原理简单明了,既便于绘制,又便于读图和分析。

二、液压传动与气压传动的优缺点

(一) 液压传动的优缺点

1. 液压传动的优点

① 液压传动输出的推力和转矩可以很大,这是其他传动方式所不能比的突出优点。

② 液压传动能方便地实现无级调速,且调速范围大。

③ 在相同功率情况下,液压传动装置的体积小、重量轻、结构紧凑。

④ 工作平稳,换向冲击小,便于实现频繁换向。

⑤ 便于实现过载保护,而且工作油液能实现自润滑,故液压元件的使用寿命长。

⑥ 操作简单,调整控制方便,易于实现自动化。特别是与机、电联合使用时,能方便地实现复杂的自动工作循环。

⑦ 液压元件易于实现系列化、标准化和通用化,便于设计、制造和推广应用。

2. 液压传动的缺点

- ① 由于液压油的泄漏和可压缩性的影响, 液压传动无法保证严格的传动比。
- ② 对油温变化比较敏感, 不宜在很高或很低的温度下工作。
- ③ 能量损失较大, 传动效率较低, 不宜作远距离传动。
- ④ 系统出现故障时不易查找原因。

(二) 气压传动的优缺点

1. 气压传动的优点

- ① 以空气为工作介质, 不仅来源方便, 而且用后可直接排入大气而不污染环境。
- ② 因空气的黏性很小 (约为油的万分之一), 其损失也很小, 所以节能、高效, 适于远距离输送。

- ③ 动作迅速, 反应快, 维护简单, 管路不易堵塞, 且不存在介质变质, 补充和更换等问题。
- ④ 工作环境适应性好, 可安全可靠地应用于易爆场合。
- ⑤ 成本低, 过载时能自动保护。

2. 气压传动的缺点

- ① 由于空气具有明显的可压缩性, 工作速度稳定性稍差。
- ② 因工作压力较低 (一般为 $0.4 \sim 0.8 \text{ MPa}$), 不易获得较大的推力或转矩。
- ③ 有较大的排气噪声。
- ④ 因空气无润滑性能, 需在气路中设置给油润滑装置。

* 三、液压与气动的发展和应用

液压技术是在水力学、工程力学和机械制造技术基础上发展起来的一门应用技术, 在机械领域是一门新技术。

如果从 17 世纪中叶帕斯卡提出静压传递原理 (帕斯卡原理) 算起, 液压技术也有了三百多年的历史, 尽管 18 世纪末英国制成了第一台水压机, 19 世纪末法国制成液压龙门刨床及美国制成转塔车床和磨床, 但由于缺乏成熟的液压元件, 因而这期间液压技术并没有得到普遍应用。直到第二次世界大战, 由于军事工业需要反应快、动作准确的自动控制系统, 才促进了液压技术的发展。战后, 液压技术迅速转向民用, 随着工业水平的不断提高, 加速了液压技术迅速在机械制造、工程机械、农业机械和汽车制造等行业的推广应用。到 20 世纪 60 年代, 随着原子能、空间技术、微电子和计算机技术的发展, 液压技术进入了一个新的发展阶段, 其发展速度仅次于电子技术, 成为机械技术领域发展速度最快的技术之一。目前, 液压技术已渗透到民用工业、国防工业和航天工业等各个工业领域, 并正在向以下几个方面发展: ① 提高控制性能, 适应液压与微机相结合的机电一体化要求; ② 提高效率, 节省能源; ③ 发展集成、复合、小型化和轻量化元件; ④ 降低噪声、防止泄漏、提高安全性和可靠性, 保护环境; ⑤ 开发高压、高速、大功率元件, 进一步统一标准, 使产品多样化、标准化; ⑥ 加快计算机辅助设计 (CAD—Computer Aided Design)、计算机控制和计算机辅助测试 (即 CAT—Computer Aided Test) 技术的推广应用以及数字控制元件的研制开发。另外, 减小元件的体积和重量、提高元件寿命、研制新介质以及提高污染控制技术, 也是当前液压技术发展和研究的方向。

我国液压工业开始于 20 世纪 50 年代初, 是从仿制原苏联产品起步, 附属于机床制造业、农机制造业和工程机械制造业等主机行业而逐渐发展起来的, 直到 1965 年我国才从日本引进液压元件制造技术, 建立了我国第一家液压元件专业生产厂, 由此促进了我国液压技术的迅速发展。经过四十多年的发展, 我国液压工业已初步形成具有一定独立开发能力、产

品门类比较齐全、具有一定技术水平和相当规模的工业体系。目前,我国在消化推广从国外引进的先进液压技术的同时,正在大力开展国产液压新产品的研究和开发工作,部分新产品已达到或超过世界先进水平。

气动技术自 20 世纪 60 年代以来也发展很快,作为一种廉价而有效的自动化手段,也越来越多地应用到各行各业。但总体上看,我国的液压与气动技术水平与国外先进技术相比还有一定差距。随着我国加入 WTO,与世界各国技术合作机会越来越多,液压与气动技术必将获得更快的发展。

第二节 流体力学基础

一、液压油的主要物理性质

(一) 黏性

1. 黏性的意义

在外力作用下,液体内某一部分与其相邻部分之间发生相对运动时,沿其界面产生内摩擦力的性质称为黏性。它是油液的重要物理性质,是选择油液的重要依据。液体只有在流动时才呈现黏性,静止液体不呈现黏性。

2. 黏度及其影响因素

黏度是油液对流动的阻力的度量,即表示黏性大小的物理量。黏度一般分为下列三种。

(1) 动力黏度 动力黏度又称为绝对黏度或黏性动力系数。它的物理意义是:面积各为 1cm^2 并相距 1cm 的两层液体,当其中一层液体以 1cm/s 的速度与另一层液体作相对运动时所产生的内摩擦力。

动力黏度是各种黏度表示法的基础,用字母 μ 表示。动力黏度的单位是:SI 制中为 $\text{N} \cdot \text{s}/\text{m}^2$,称为帕·秒,用 $\text{Pa} \cdot \text{s}$ 表示;CGS 制中为 $\text{dyn} \cdot \text{s}/\text{cm}^2$,称为泊 (P),通常用厘泊 (cP)。

各单位间的换算关系为

$$1\text{Pa} \cdot \text{s} = 10\text{P} = 10^3\text{cP}$$

(2) 运动黏度 运动黏度又称为黏性运动系数。它是液体在同一温度下的动力黏度与该液体的密度之比值。运动黏度用字母 ν 表示,即 $\nu = \frac{\mu}{\rho}$ 。

运动黏度的单位是:SI 制中为 m^2/s ;CGS 制中为 cm^2/s 称为“沱”或“斯”,用 St 表示,工程中常用厘沱 (cSt) 表示。

各单位间的换算关系为

$$1\text{m}^2/\text{s} = 10^4\text{St} = 10^6\text{cSt}$$

运动黏度没有明确的物理意义,它是一个在液压分析和计算中经常遇到的物理量。因为在其单位中只有长度和时间的量纲,所以称为运动黏度。

(3) 条件黏度 条件黏度又称为相对黏度。它是用各种黏度计测得的黏度。根据测量仪器和条件的不同,它可分为很多种类,如恩氏黏度 ($^{\circ}\text{E}$)、赛氏秒 (SUS 或 SFS)、雷氏秒 (R_1S 或 R_2S)、巴氏度 ($^{\circ}\text{B}$) 等。我国采用的恩氏黏度是相对于蒸馏水的黏度大小来表示该液体黏度的,用恩氏黏度计测量。

恩氏黏度与运动黏度之间的换算关系为

$$\nu = \left(7.31^{\circ}\text{E} - \frac{6.3}{^{\circ}\text{E}} \right) \times 10^{-6} \quad (\text{cm}^2/\text{s})$$

目前,我国主要采用 ISO 规定统一使用的运动黏度。

通过实验看出,当外界条件变化时,油液的黏度也随着发生变化。影响黏度的主要因素有以下几个。

① 温度 油液的温度升高时,黏度明显下降,这一性质称为黏温特性。

② 压力 油液所受压力增大时,黏度会随着增大。但在中、低压时,压力对黏度的影响很小,可以忽略不计。只有在压力大于 50MPa 时,其影响趋向显著,压力高到 70MPa 以上时,其黏度将比常压下增大 4~10 倍。

(二) 可压缩性

液体受压力作用而发生体积变化的性质称为液体的可压缩性。可压缩性的大小用压缩率 β 表示, $\beta = -\frac{dV}{Vdp}$ 。式中, V 为增压前的液体体积, dp 为压力增量, dV 为体积减少量 (为负值)。而油液的体积弹性模量 K 为 β 的倒数,即 $K = \frac{1}{\beta}$ 。压力升高,体积缩小。但是在液压系统正常使用压力范围内,液体的可压缩性很小。所以,一般认为液体是不可压缩的。但在有动态特性要求或压力变化很大的高压系统以及需要精密控制的系统中,则必须考虑液体的可压缩性对系统工作的影响。

二、液体静力学基础

液体静力学是研究液体处于相对平衡状态下的力学规律和这些规律的实际应用。这里所说的液体相对平衡是指液体内部质点与质点之间没有相对位移,至于液体整体完全可以如同刚体似的作各种运动。由于液体在相对平衡状态下不呈现黏性,因此液体内部无切应力,而只有法向力。

(一) 液体静压力及其特性

1. 液体静压力

作用于液体上的力有质量力和表面力。质量力作用于液体的所有质点上,且与受作用的液体质量成正比,如重力和惯性力等;表面力作用于液体的表面上,并与液体表面积成正比,如法向力和切向力等。表面力可以是物体 (如容器等) 作用在液体上的力,也可以是一部分液体作用于另一部分液体上的力。

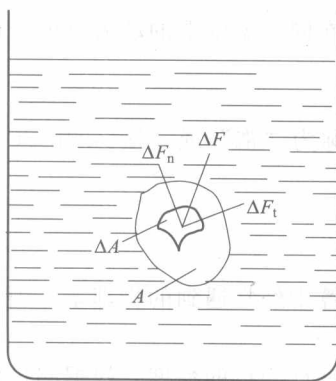


图 1-5 液体所受作用力

如图 1-5 所示,容器内液体处于相对平衡状态。在液体中取任意形状的一团液体 A ,再取其表面上某一微小面积 ΔA ,在 ΔA 上所受的作用力为 ΔF , ΔF 可以分解为法向力 ΔF_n 和切向力 ΔF_t 。由于液体处于相对静止状态,液体质点间无相对滑动,故切向力 ΔF_t 为零。这样在面积 ΔA 上只受到法向力 ΔF_n 作用,即 $\Delta F = \Delta F_n$ 。当 ΔA 无限缩小而趋向一点时,比值 $\Delta F / \Delta A$ 的极限就称为液体静压力,并用 p 表示,即

$$p = \lim_{\Delta A \rightarrow 0} \frac{\Delta F}{\Delta A}$$

若在液体的面积 A 上,所受的为均匀分布的作用力 F 时,则静压力可表示为

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

液体静压力就是液体单位面积上所受的作用力。在物理学上称为压强,而在工程技术中称为压力。

在 SI 制中压力的单位为 N/m^2 ，称为帕斯卡，简称帕，用 Pa 表示。由于 Pa 单位太小，工程上使用不便，因此常采用千帕 (kPa) 和兆帕 (MPa)。它们之间的换算关系是： $1\text{MPa}=10^3\text{kPa}=10^6\text{Pa}$ 。

2. 液体静压力的特性

① 静止液体内部任一点的压力方向总是垂直于该点的受力面。

② 静止液体内部任一点处的所有方位受力面上的压力都相等。

以上两个特性是由液体处于相对静止这一条件决定的。如果液体内部任一点受到切向力作用或者各个方向所受的法向力不等，则都会使液体质点产生相对运动，从而也就破坏了液体相对静止的条件。

(二) 液体静压力基本方程式

如图 1-6 所示，容器内的液体处于相对静止状态，作用于液面上的压力为 p_0 。下面来分析距离液面深度 h 处 A 点的压力 p ，取高度为 h ，底面积为 ΔA （包含 A 点）的一段小液柱为研究体。液柱在重力 G 及周围液体压力作用下处于平衡状态。设液体密度为 ρ ，重度为 r ，液面压力为 p_0 ，则液柱在垂直方向上的受力平衡方程式为

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

整理得

$$p = p_0 + \rho gh = p_0 + rh$$

此式即为液体静压力基本方程式，它说明了以下几个方面。

① 静止液体内部任一点处的静压力等于作用在液面上的压力 p_0 和液体重力所产生的压力 ρgh 之和。当液面与大气压接触时， p_0 为大气压力 p_a 。

② 同一容器内，液体静压力随着距离液面深度的增加按线性规律增加。

③ 同一容器内，离液面深度相同的所有各点压力都相等。由这些压力相等的点组成的面称为等压面，显然，在重力场中的等压面为水平面。

(三) 压力的表示

压力通常用两种方法表示：一是以绝对零压为基准测出的压力，称为绝对压力；二是以大气压力为基准测出的压力，称为相对压力。两者的关系是

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

绝对压力均为正值，而相对压力可正可负。

当绝对压力大于大气压力时，相对压力为正值，此时可用表压力表示，即

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

当绝对压力小于大气压力时，相对压力为负值，此时，把绝对压力小于大气压力的部分，称为真空度，即

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

绝对压力和相对压力（即表压力和真空度）之间的关系如图 1-7 所示。

(四) 静压传递原理

施加在静止液体边界上的压力，将以同等大小向液体所有方向传递，这就是静压传递原理，或称为帕斯卡原理。

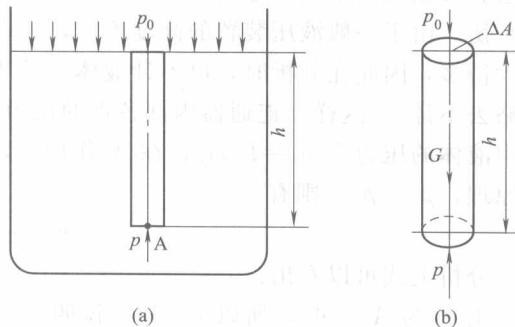


图 1-6 静止液体受力分析图

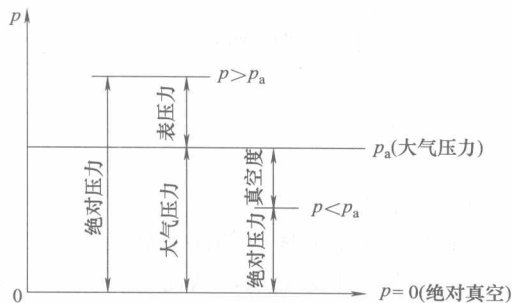


图 1-7 压力的表示

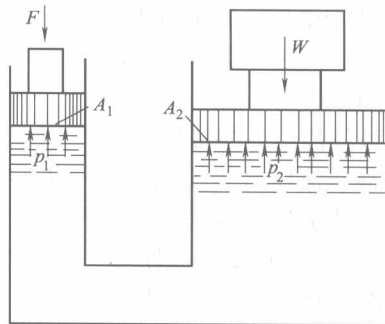


图 1-8 压力的传递原理

图 1-8 所示为两个面积分别为 A_1 和 A_2 的液压缸，缸内充满液体，并用连通管使两缸连通。设在大活塞放一重物 W （包括活塞重），在小活塞上加一作用力 F （包括活塞重）与之平衡。由于一般液压装置的高度不大，通常由外力作用产生的压力要比液体重力产生的压力大得多，因此在分析时，可不计液体自重产生的压力（即可将静压力基本方程式中的 ρgh 项略去不计）。这样，连通器内部各点的压力可看作是相等的。由此可知，在 F 作用下，小缸中液体的压力为 $p_1 = F/A_1$ ；在 W 作用下，大缸中液体的压力为 $p_2 = W/A_2$ 。根据静压传递原理， $p_1 = p_2$ ，则有

$$F/A_1 = W/A_2$$

分析上式可以看出：

① 因为 $A_1 < A_2$ ，所以 $F < W$ ，说明在小活塞上加较小的力，就可使大活塞顶起较大的重物；

② 若 $W = 0$ ，则 $p_2 = p_1 = 0$ ，即负载为零时，系统压力建立不起来，这说明液压系统中的工作压力决定于负载，这是液压传动的一个重要特性。

三、液体动力学方程

（一）基本概念

1. 理想液体

由于实际液体具有黏性和可压缩性，液体在外力作用下流动时，就必然产生内摩擦阻力。压力变化时又会使液体体积发生变化，这样对分析问题就增加了难度。因此，为了分析和计算问题方便，首先假定液体没有黏性且不可压缩，然后再通过实验等方法对结果进行补充或修正。把这种既无黏性又不可压缩的假想液体称为理想液体。

2. 稳定流动

液体流动时，若其中任一点处的压力、速度和密度都不随时间而变化，则称为稳定流动（或定常流动）。反之，若压力、速度和密度中有一个参数随时间变化，则称为非稳定流动（或非定常流动）。

3. 流量

单位时间内流过某过流断面（垂直于液体流动方向的截面）的液体体积称为流量。用 q 表示，即

$$q = V/t$$

流量的单位在 SI 制中为 m^3/s ，而在工程中常用 L/min ，它们的关系是

$$1\text{m}^3/\text{s} = 6 \times 10^4 \text{L}/\text{min}$$

4. 平均流速

流速是指液流质点在单位时间内流过的距离。液体在管道内流动时,由于黏性作用,同一截面上各点的实际流速 u 是不相同的,且呈抛物线状规律分布,如图1-9所示。这样对分析和计算很不方便,因而就假设过流断面上各点流速均匀分布。把这一假想的在过流断面上均匀分布的流速称为平均流速,通常用 v 表示,即

$$v = s/t$$

平均流速的单位在 SI 制中为 m/s,而工程上常用 m/min。

若把上式的分子和分母同乘以过流面积 A ,则得

$$v = \frac{sA}{tA} = \frac{V}{tA} = \frac{q}{A}$$

在实际工程中,平均流速才具有应用价值。如液压缸工作时,活塞的运动速度就等于缸内液体的平均流速。可通过上式确定液压缸活塞运动速度与液压缸有效工作面积和流量之间的关系。当液压缸有效面积一定时,活塞运动速度的大小是由输入液压缸流量决定的。这说明液压系统中执行元件的运动速度决定于流量。这是液压传动的又一个重要特性。

5. 层流和湍流

液体在管道内流动时,有两种不同的流动状态,即层流和湍流。流体质点间无宏观的互相掺混,流线有条不紊、层次分明的流动称为层流;流体质点间互相掺混作无层次流动,而且流体中任一质点的速度、压力等运动参数的大小或方向随时间作不规则变化的流动,称为湍流(又称紊流)。

雷诺数是液流状态的判别参数。通过实验发现,液流状态不仅与管内平均流速有关,而且与管道内径和液体黏度等有关。雷诺数就是由以上三个因数组成的参数,用 Re 表示。

对于圆管流动:

$$Re = \frac{vd}{\nu}$$

式中 v ——平均流速;

d ——管道内径;

ν ——运动黏度。

对于非圆管流动:

$$Re = \frac{vd_H}{\nu}$$

$$d_H = \frac{4A}{x}$$

式中, v 、 ν 含义同上; d_H 为水力直径; A 为过流断面面积; x 为湿周长度(过流断面上液体与固体相湿润的长度)。如边长为 a 的正方形管道 $x = 4a$; 外径为 D 、内径为 d 的环形管道 $x = \pi(D + d)$ 。

雷诺数是流体惯性力与黏性力之比的无量纲数。当液体的惯性力与黏性力之比不同时,流动的状态会互相转变,判别流动状态转变的雷诺数称为临界雷诺数,用 Re_c 表示。液流从层流变为湍流时的雷诺数,称为上临界雷诺数;而液流从湍流变为层流时的雷诺数,称为下临界雷诺数。由于在数值上前者大于后者,所以工程上用下临界雷诺数作为液流状态的判

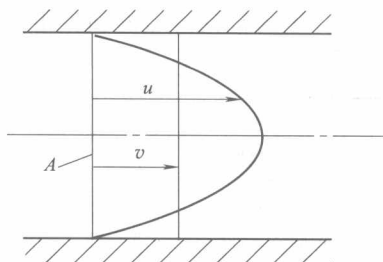


图 1-9 实际流速和平均流速

据。表 1-1 为常见管道的临界雷诺数。

表 1-1 常见管道的临界雷诺数

管道形状	Re_c	管道形状	Re_c
光滑的金属圆管	2300	带沉割槽的同心环状缝隙	700
橡胶软管	1600~2000	带沉割槽的偏心环状缝隙	400
光滑的同心环状缝隙	1100	圆柱形滑阀阀口	260
光滑的偏心环状缝隙	1000	锥阀阀口	20~100

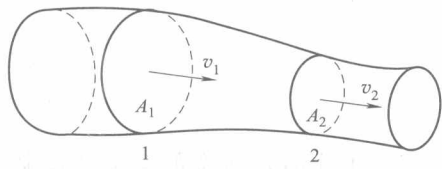


图 1-10 液流连续原理分析图

液流状态的判别方法是： $Re < Re_c$ 时，流动是层流； $Re > Re_c$ 时，流动是湍流。

(二) 连续性方程式

连续性方程式是液体流动过程中质量守恒定律的一种数学表达式。如图 1-10 所示，液体在管道内作稳定流动。任选管道内截面积分别为 A_1 和 A_2 两个截面，设液体流过两截面的平均流速分别 v_1 和 v_2 ，液体密度为 ρ 。根据质量守恒定律，单位时间内流过每一截面的液体质量相等，则有

$$\rho v_1 A_1 = \rho v_2 A_2 = \text{常数}$$

整理得

$$v_1 A_1 = v_2 A_2 = \text{常数}$$

因为 $q = vA$ ，所以此式还可以写成：

$$q_1 = q_2 = \text{常数} \quad \text{或} \quad q = vA = \text{常数}$$

上式即为连续性方程式，它说明液体在管道内作稳定流动时：①流过各个过流断面的流量相等；②流速与过流面积成反比，即管粗处流速低，管细处流速高。

(三) 伯努利方程式

伯努利方程式是液体流动过程中以其特有的参数来表示能量守恒定律的一种数学表达式。

1. 理想液体的伯努利方程式

图 1-11 所示为理想液体在管内作稳定流动。任选 A_1 和 A_2 两个截面，设两截面处的流速分别为 u_1 和 u_2 ，液体密度为 ρ 。根据能量守恒定律，同一管道内各个截面处的总能量都相等。由静压基本方程式可知，静止液体内任一点处单位质量液体的压力能和位能之和为一常数，即

$$\frac{p}{\rho} + gh = \text{常数}$$

对于流动液体，除具有以上两种能量之外，还有单位质量液体的动能，即

$$\frac{mu^2}{2m} = \frac{u^2}{2}$$

因此有

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

或

$$\frac{p_1}{\rho} + gh_1 + \frac{u_1^2}{2} = \frac{p_2}{\rho} + gh_2 + \frac{u_2^2}{2}$$

上式即为理想液体的伯努利方程式。它的物理意义是：在密闭管道内作稳定流动的理想液体，具有压力能、位能和动能，三种能量之间可以相互转换，但总和为一常数。

2. 实际液体的伯努利方程式

实际液体在管道内流动时, 由于黏性作用, 会产生内摩擦阻力, 又由于管道形状和尺寸的变化, 局部会使液体产生扰动, 因而会造成能量损失。另外, 由于实际流速在管道过流断面上是变量, 用平均流速 v 计算动能时, 必然会产生偏差。这样, 实际液体的伯努利方程式为

$$\frac{p_1}{\rho} + gh_1 + \frac{\alpha_1 v_1^2}{2} = \frac{p_2}{\rho} + gh_2 + \frac{\alpha_2 v_2^2}{2} + gh_w$$

式中, α_1 、 α_2 为动能修正系数, 层流时取 2, 湍流时取 1; gh_w 为单位质量液体的能量损失。

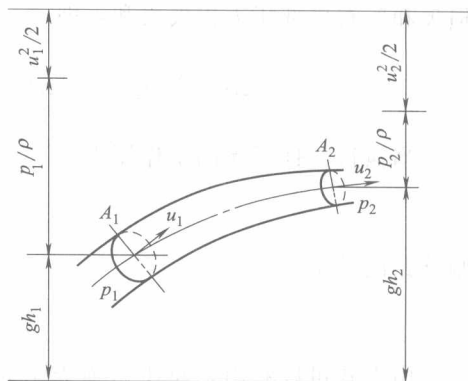


图 1-11 伯努利方程示意图

四、管路内的压力损失

1. 沿程压力损失

液体在管道中流动时, 由于克服黏性力而产生的压力损失, 称为沿程压力损失, 用 Δp_f 表示。

$$\Delta p_f = \lambda \frac{L}{d} \times \frac{\rho v^2}{2}$$

式中, λ 为沿程阻力系数; d 为管道内径; L 为管道长度; ρ 为液体密度; v 为平均流速。

沿程阻力系数 λ 是雷诺数 Re 和相对粗糙度 Δ/d 的函数。其中 Δ 为绝对粗糙度 (各种材料管道的 Δ 可从有关手册中查到), d 为管道内径。对于光滑圆管, 液流为层流时, λ 的理论值为 $\lambda = 64/Re$ 。实际计算时, 金属管取 $\lambda = 75/Re$, 橡胶管取 $\lambda = 80/Re$ 。液流为湍流时, 若 $2.3 \times 10^3 < Re \leq 10^5$ ($\Delta/d \leq 0.0001$), 则取 $\lambda = 0.3164 Re^{-0.25}$ 。若 $10^5 < Re < 10^7$ ($\Delta/d \leq 0.00001$) 则取 $\lambda = 0.0032 + 0.221 Re^{-0.237}$ 。

2. 局部压力损失

当液体流经局部的管件 (如弯头等) 而使流速的大小或方向或二者均发生变化, 致使局部液体发生动量交换和旋涡而消耗能量时, 所产生的局部压力降, 称为局部压力损失, 用 Δp_r 表示:

$$\Delta p_r = \xi \frac{\rho v^2}{2}$$

式中 ξ ——局部阻力系数 (可从有关手册中查得);

ρ ——液体密度;

v ——平均流速。

当液体流经各种阀件时, 局部压力损失可按下列式计算:

$$\Delta p_r = \Delta p_n \left(\frac{q}{q_n} \right)^2$$

式中 q ——流经阀的实际流量;

q_n ——阀的额定流量;

Δp_n ——阀的额定压力损失。

3. 管路系统中的总压力损失

液压系统由多种液压件和管件组合而成, 因此, 系统中的总压力损失就是所有沿程压力