
• 高等职业教育“十一五”规划教材

高职高专机电类教材系列

液 压 与 气 动 技 术

朱怀忠 王恩海 主编
乔秀春 巩桂洽 副主编
孔凡杰 主审

科 学 出 版 社

北 京

内 容 提 要

本书共 16 章,其主要内容为:液压传动与气压传动的基本原理、特点、应用;液压元件、液压辅件、气动元件、气动辅件的工作原理、基本结构、特点、使用和维护方法,常见故障及排除方法;液压及气动系统的基本回路及其在典型设备中的应用,常见故障及排除方法;液压气动系统的基本设计方法。

本书内容以“必须与够用为度”,在进行理论分析时,简化数学推导,重视理论的应用,突出学生应用能力和综合素质的培养。

本书主要适用于高职高专机械类专业和普通工院校非机械类专业,也可供有关的工程技术人员和管理人员参考。

图书在版编目(CIP)数据

液压与气动技术/朱怀忠,王恩海主编.—北京:科学出版社,2007
(高等职业教育“十一五”规划教材·高职高专机电类教材系列)
ISBN 978-7-03-018586-0

I. 液… II. ①朱…②王… III. ①液压传动—高等学校:技术学校—教材②气压传动—高等学校:技术学校—教材 IV. TH137 TH138

中国版本图书馆 CIP 数据核字(2007)第 020816 号

责任编辑:王 彦 何舒民 张雪梅/责任校对:赵 燕
责任印制:吕春珉/封面设计:耕者设计工作室

科学出版社 出版

北京东黄城根北街 16 号

邮政编码:100717

<http://www.sciencep.com>

中国科学院印刷厂 印刷

科学出版社发行 各地新华书店经销

*

2007 年 2 月第 一 版 开本:787×1092 1/16

2007 年 2 月第一次印刷 印张:19

印数:1—4 000 字数:440 000

定价:25.00 元

(如有印装质量问题,我社负责调换〈环伟〉)

销售部电话 010-62136131 编辑部电话 010-62137154(VT03)

前 言

本书为全国高职高专规划教材,是根据国务院《关于大力推进职业教育改革与发展的决定》以及教育部《关于实施职业院校制造业和现代服务业技能型紧缺人才培养培训工程的通知》中对高职高专人才培养目标的要求而编写的。

液压与气动技术是机械设备中发展速度最快的技术之一,特别是近年来,液压与气动技术和微电子、计算机技术相结合,进入了一个新的发展阶段,已广泛应用在各工业领域。目前,随着微电子和计算机技术的发展,液压与气动元件制造技术进一步提高,液压与气动技术不仅在传动方面占有日益重要的地位,而且以其优良的静态、动态性能在机械控制方面也占有重要位置。

基于本门课程在机械类专业知识、能力构筑中的位置及液压与气动技术的特点,按照高等技术应用型人才的培养目标,本书内容突出了适用性、实用性和针对性,并注意与相关课程内容的配合与衔接,努力突出对学生知识应用能力和综合素质的培养。

本书由朱怀忠、王恩海任主编,乔秀春、巩桂洽任副主编。参加编写的人员有巩桂洽(第1、2章),朱怀忠(第3、4章),牛同训(第5章),王秀梅(第6章),乔秀春(第7章),付师星(第8章),孙希禄(第9、10章),陈国华(第11章),韩道刚(第13章),刘畅(第14章),曹莉娜(第15章),王恩海(第12、16章)。山东工业职业学院孔凡杰教授在繁忙工作之余审阅了全书,在此表示感谢。

本书在编写过程中得到了山东工业职业学院、山东铝业职业学院等院校相关部门领导的大力支持和帮助,在此表示衷心感谢。

由于编者水平有限,书中不足之处在所难免,恳请读者提出宝贵意见,以便修正。

目 录

前言

第 1 章 液压传动概述	1
1.1 液压传动的工作原理	1
1.2 液压传动系统的组成及图形符号	2
1.2.1 液压传动系统的组成	4
1.2.2 液压传动系统图及图形符号	4
1.3 液压传动的特点	4
1.4 液压传动的应用和发展	5
习题	6
第 2 章 液压流体力学基础	7
2.1 液压油	7
2.1.1 液压油的主要性质	7
2.1.2 对液压传动工作介质的要求	10
2.1.3 工作介质的选择	10
2.1.4 液压系统的污染及危害	11
2.2 流体静力学	11
2.2.1 液体静压力及其特性	12
2.2.2 液体静压力基本方程	12
2.2.3 压力的表示方法	12
2.2.4 静止液体内部压力的传递——帕斯卡原理	13
2.2.5 液体静压力对固体壁面的作用力	13
2.3 流体动力学	14
2.3.1 基本概念	14
2.3.2 连续性方程	16
2.3.3 伯努利方程	17
2.3.4 动量方程	19
2.4 液体在管路中流动时的压力损失	20

2.4.1	沿程压力损失	20
2.4.2	局部压力损失	23
2.4.3	管路系统的总压力损失	23
2.5	液体流经孔口及缝隙时的压力-流量特性	23
2.5.1	小孔流量	24
2.5.2	缝隙流量	25
2.6	液压冲击及气穴现象	28
2.6.1	液压冲击	28
2.6.2	气穴现象	29
	习题	29
第3章	液压泵和液压马达	32
3.1	液压泵和液压马达概述	32
3.1.1	液压泵的工作原理和分类	32
3.1.2	液压泵的性能参数	33
3.2	齿轮泵	35
3.2.1	外啮合齿轮泵	36
3.2.2	内啮合齿轮泵	38
3.3	叶片泵	40
3.3.1	单作用叶片泵	40
3.3.2	双作用叶片泵	43
3.4	柱塞泵	44
3.5	液压泵常见故障及排除方法	46
3.5.1	常见故障分析及排除方法	46
3.5.2	液压泵的安装	47
3.5.3	液压泵维修后的首次启动	48
3.6	液压泵的选用	48
3.7	液压马达	50
3.7.1	液压马达的主要性能参数	50
3.7.2	液压马达的结构和工作原理	51
	习题	53
第4章	液压缸	54
4.1	液压缸的类型和特点	54
4.1.1	液压缸的分类	54

4.1.2 各种液压缸的工作原理、特点和应用	54
4.2 液压缸的结构	59
4.2.1 缸体组件	60
4.2.2 活塞组件	61
4.2.3 密封装置	62
4.2.4 缓冲装置	65
4.2.5 排气装置	67
4.3 液压缸的设计与计算	67
4.3.1 液压缸主要尺寸的计算	68
4.3.2 液压缸的校核	69
4.4 液压缸常见故障及排除	70
习题	72
第5章 液压控制阀	74
5.1 液压控制阀概述	74
5.2 方向控制阀	75
5.2.1 单向阀	76
5.2.2 换向阀	77
5.2.3 方向控制阀的常见故障、产生原因及排除方法	82
5.3 压力控制阀	83
5.3.1 溢流阀	83
5.3.2 减压阀	85
5.3.3 顺序阀	87
5.3.4 压力继电器	88
5.3.5 压力控制阀的常见故障、产生原因及排除方法	88
5.4 流量控制阀	89
5.4.1 概述	89
5.4.2 节流阀	90
5.4.3 调速阀	90
5.4.4 流量控制阀的常见故障、产生原因及其排除方法	92
5.5 插装阀与叠加阀	93
5.5.1 插装阀	93
5.5.2 叠加阀	95
5.6 电液比例控制阀	96

5.6.1	电液比例阀的特点	97
5.6.2	比例电磁铁的吸力特性	97
5.6.3	电液比例压力阀	98
5.6.4	电液比例方向流量阀	98
5.6.5	电液比例流量阀	99
	习题	99
第6章	液压辅助元件	101
6.1	蓄能器	101
6.1.1	蓄能器的结构与性能	101
6.1.2	蓄能器的功用	103
6.1.3	蓄能器的容量计算	103
6.1.4	蓄能器的安装	105
6.2	过滤器	105
6.2.1	过滤器的功用	105
6.2.2	过滤器的主要性能指标	105
6.2.3	过滤器的主要类型	106
6.2.4	过滤器的安装位置	108
6.3	压力计和压力计开关	109
6.3.1	压力计	109
6.3.2	压力计开关	109
6.4	油箱	110
6.4.1	油箱的功用与分类	110
6.4.2	油箱的设计要点	111
6.5	管件	112
6.5.1	管道	112
6.5.2	管接头	113
6.6	热交换器	116
	习题	117
第7章	液压基本回路	118
7.1	压力控制回路	118
7.1.1	调压回路	118
7.1.2	减压回路	120
7.1.3	卸荷回路	121

7.1.4	增压回路	122
7.1.5	保压回路	123
7.1.6	平衡回路	124
7.2	速度控制回路	125
7.2.1	调速回路	125
7.2.2	快速运动回路	134
7.2.3	速度换接回路	136
7.3	多缸动作回路	137
7.3.1	顺序动作回路	137
7.3.2	同步回路	140
7.3.3	互不干扰回路	141
	习题	142
第 8 章	典型液压传动系统	145
8.1	组合机床动力滑台液压系统	145
8.1.1	概述	145
8.1.2	YT4543 型动力滑台液压系统的工作原理	146
8.1.3	YT4543 型动力滑台液压系统的特点	148
8.2	汽车起重机液压系统	149
8.2.1	概述	149
8.2.2	液压系统的工作原理	149
8.2.3	液压系统的主要特点	152
8.3	机械手液压系统	152
8.3.1	概述	152
8.3.2	机械手实例	153
8.4	液压机液压系统	155
8.4.1	YA 32-200 型四柱万能液压机液压系统	156
8.4.2	YA32-200 型四柱万能液压机液压系统的特点	158
第 9 章	液压传动系统的设计与计算	159
9.1	液压传动系统的设计步骤和内容	159
9.1.1	明确设计要求	159
9.1.2	确定执行元件	160
9.1.3	执行元件工况分析	160
9.1.4	执行元件主要参数的确定	162

9.1.5	液压系统原理图的拟订	165
9.1.6	液压元件的计算和选择	165
9.1.7	液压系统技术性能的验算	169
9.1.8	绘制正式工作图和编制技术文件	171
9.2	液压系统设计计算举例	172
9.2.1	明确液压系统设计要求	172
9.2.2	分析液压系统工况	172
9.2.3	确定液压缸的主要参数	173
9.2.4	拟订液压系统原理图	175
9.2.5	选择液压元件	176
9.2.6	液压系统性能的验算	178
9.3	CAD 在液压系统设计中的应用	178
	习题	179
第 10 章	液压伺服系统	180
10.1	概述	180
10.1.1	液压伺服系统的工作原理	180
10.1.2	液压伺服系统的分类	181
10.1.3	液压伺服系统的优缺点	182
10.2	液压控制阀	182
10.2.1	滑阀	182
10.2.2	喷嘴挡板阀	183
10.2.3	射流管阀	184
10.3	电液伺服阀	185
10.3.1	力矩马达	185
10.3.2	液压放大器	186
10.4	液压伺服系统实例	186
10.4.1	车床液压仿形刀架	186
10.4.2	机械手伸缩运动伺服系统	188
10.5	对液压伺服系统的基本要求	189
	习题	190
第 11 章	液压系统的安装、使用和维修	191
11.1	液压系统的安装	191
11.1.1	油管的安装	191

11.1.2 液压元件的安装	192
11.2 液压系统的使用与维护	192
11.2.1 使用液压设备应具备的基本知识	193
11.2.2 正确使用说明书	193
11.2.3 使用与维护液压系统应注意事项	193
11.3 液压系统的调试	195
11.4 液压传动装置故障分析及排除	196
习题	199
第 12 章 气压传动概述	200
12.1 气压传动的工作原理及组成	200
12.1.1 气压传动的工作原理	200
12.1.2 气压传动系统的组成	201
12.1.3 气动系统的图形符号	202
12.2 气压传动的特点	203
12.2.1 气压传动的优点	203
12.2.2 气压传动的缺点	203
第 13 章 气动元件	204
13.1 气动执行元件	204
13.1.1 气缸	204
13.1.2 气马达	210
13.2 气动控制元件	211
13.2.1 方向控制阀	211
13.2.2 流量控制阀	226
13.2.3 压力控制阀	228
13.3 气源装置和辅助元件	232
13.3.1 气源装置	232
13.3.2 辅助元件	237
13.3.3 气动系统的管道设计	247
习题	249
第 14 章 气动基本回路	250
14.1 换向回路	250
14.1.1 单作用气缸换向回路	250
14.1.2 双作用气缸换向回路	251

14.2	速度控制回路	252
14.2.1	单作用气缸速度控制回路	252
14.2.2	双作用气缸速度控制回路	252
14.2.3	快速往复运动回路	254
14.2.4	速度换接回路	254
14.2.5	缓冲回路	254
14.3	压力控制回路	255
14.3.1	一次压力控制回路	255
14.3.2	二次压力控制回路	255
14.3.3	高低压转换回路	256
14.4	气液联动回路	256
14.4.1	气-液转换速度控制回路	257
14.4.2	气液阻尼缸的速度控制回路	257
14.4.3	气液增压缸增力回路	258
14.4.4	气液缸同步动作回路	258
第 15 章	气动系统设计	259
15.1	行程程序回路设计概述	259
15.1.1	程序控制的分类	259
15.1.2	行程程序回路的设计方法	260
15.1.3	常用的符号规定	261
15.2	多缸单往复行程程序控制回路	261
15.2.1	用 $X-D$ 线图法设计行程程序控制回路的步骤	261
15.2.2	$X-D$ 线图法介绍	262
15.3	气动系统设计的主要内容及步骤	268
15.3.1	明确工作要求	268
15.3.2	设计气控回路	269
15.3.3	选择、设计执行元件	269
15.3.4	选择控制元件	269
15.3.5	选择辅助元件	270
15.4	气动系统实例	271
15.4.1	气液动力滑台	271
15.4.2	气动机械手	272
	习题	274

第 16 章 气动系统的安装调试及故障分析	275
16.1 气动系统的安装、调试、使用及维护	275
16.1.1 气动系统的安装	275
16.1.2 气动系统的调试	276
16.1.3 气动系统的使用	276
16.2 气动系统的常见故障及其排除方法	278
附录 常用液压元件图形与符号	284
参考文献	288

用液体作为工作介质来实现能量传递的传动方式称为液体传动。液体传动按其工作原理的不同可分为两类。主要以液体动能进行工作的称为液力传动（例如离心泵、液力变矩器等）；主要以液体压力能进行工作的称为液压传动。液压传动是本书要讨论的内容，它与单纯的机械传动、电气传动和气压传动相比，具有许多优点，所以在机械设备中，液压传动是被广泛采用的传动之一。特别是近年来，液压与微电子、计算机技术相结合，使液压技术的发展进入了一个新的阶段，成为发展速度最快的技术之一。

本章介绍液压传动的工作原理、组成、优缺点及液压传动的应用和发展等内容。

1.1 液压传动的工作原理

液压传动的工作原理可以用一个液压千斤顶的工作原理来说明。

图 1.1 是液压千斤顶的工作原理图。大油缸 9 和大活塞 8 组成举升液压缸。杠杆手柄 1、小油缸 2、小活塞 3、单向阀 4 和 7 组成手动液压泵。如提起手柄使小活塞向上移动，小活塞下端油腔容积增大，形成局部真空，这时单向阀 4 打开，通过吸油管 5 从油箱 12 中吸油；用力压下手柄，小活塞下移，小活塞下腔压力升高，单向阀 4 关闭，单向阀 7 打开，下腔的油液经管道 6 输入举升油缸 9 的下腔，迫使大活塞 8 向上移动，顶起重物。再次提起手柄吸油时，单向阀 7 自动关闭，使油液不能倒流，从而保证了重物不会自行下落。不断地往复扳动手柄，就能不断地把油液压入举升缸下腔，

使重物逐渐地升起。如果打开截止阀 11，举升缸下腔的油液通过管道 10、截止阀 11 流回油箱，重物就向下移动。这就是液压千斤顶的工作原理。

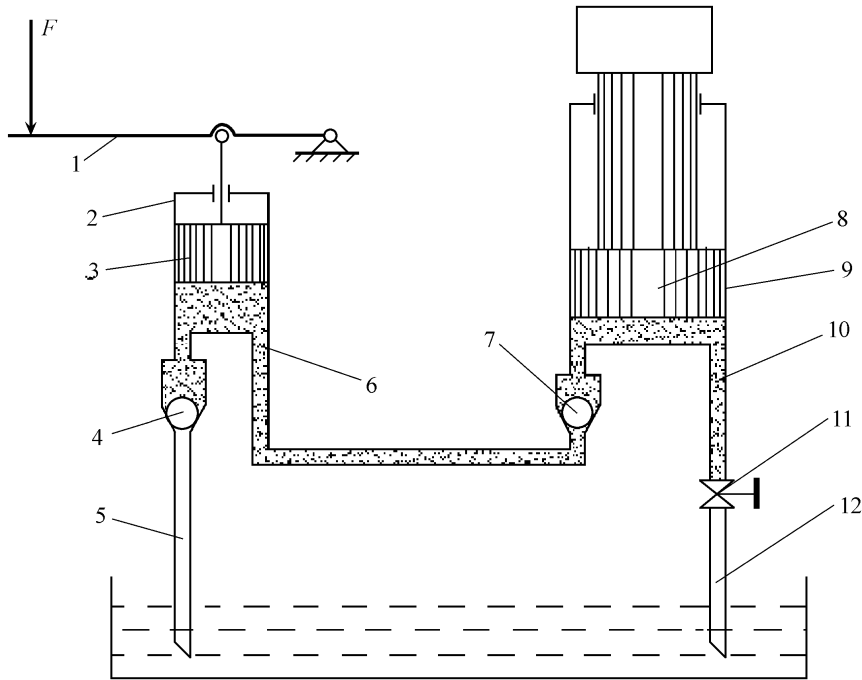


图 1.1 液压千斤顶工作原理图

1—杠杆手柄；2—小油缸；3—小活塞；4，7—单向阀；5—吸油管；
6，10—管道；8—大活塞；9—大油缸；11—截止阀；12—油管

从上述可以看出，液压千斤顶是一个简单的液压传动装置。分析液压千斤顶的工作过程，可知液压传动是依靠液体在密封容积中的压力能实现运动和动力传递的。液压传动装置本质上是一种能量转换装置，它先将机械能转换为便于输送的液压能，后又将液压能转换为机械能做功。液压传动利用液体的压力能进行工作，它与利用液体的动能工作的液力传动有根本的区别。

1.2 液压传动系统的组成及图形符号

图 1.2 (a~c) 为一磨床工作台的液压传动系统工作原理图。液压泵 4 在电动机 (图中未画出) 的带动下旋转，油液由油箱 1 经过滤器 2 被吸入液压泵，由液压泵输入

的压力油通过手动换向阀 11，节流阀 13、换向阀 15 进入液压缸 18 的左腔，推动活塞 17 和工作台 19 向右移动，液压缸 18 右腔的油液经换向阀 15 排回油箱。如果将换向阀 15 转换成如图 1.2 (b) 所示的状态，则压力油进入液压缸 18 的右腔，推动活塞 17 和工作台 19 向左移动，液压缸 18 左腔的油液经换向阀 15 排回油箱。工作台 19 的移动速度由节流阀 13 来调节。当节流阀开大时，进入液压缸 18 的油液增多，工作台的移动速度增大；当节流阀关小时，工作台的移动速度减小。液压泵 4 输出的压力油除了进入节流阀 13 以外，其余的打开溢流阀 6 流回油箱。如果将手动换向阀 9 转换成如图 1.2 (c) 所示的状态，液压泵输出的油液经手动换向阀 9 流回油箱，这时工作台停止运动，液压系统处于卸荷状态。

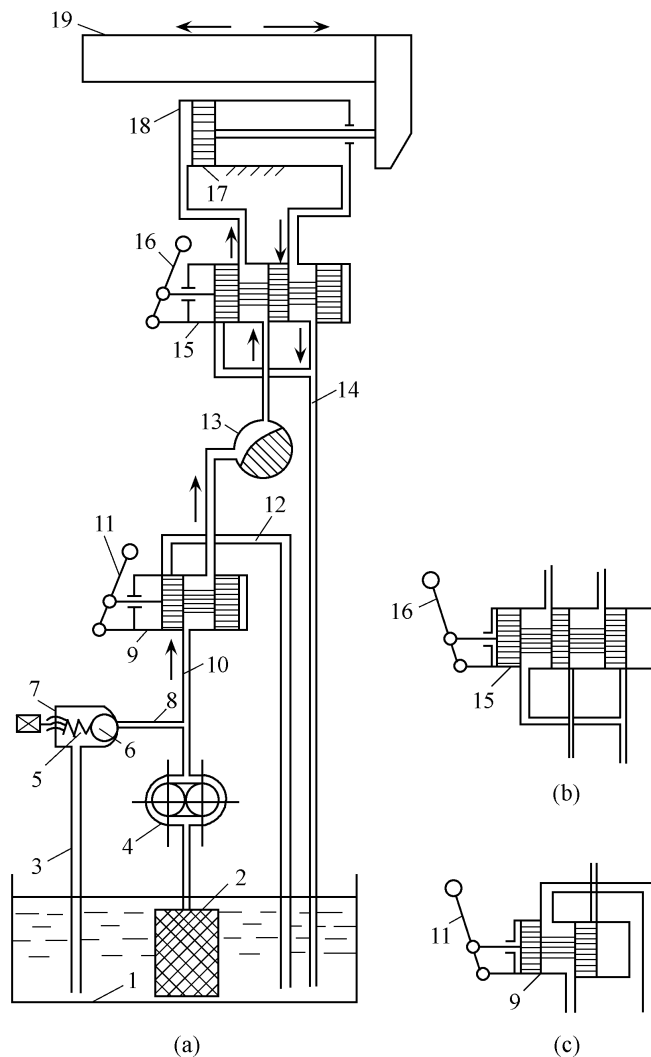


图 1.2 磨床工作台液压传动系统工作原理图

- 1—油箱；2—滤油器；3，8，10，12，14—油管；4—油泵；5—弹簧；6—钢球；
7—阀体；9，15—手动换向阀；11，16—手柄；13—节流阀；17—活塞；18—液压缸；19—工作台

1.2.1 液压传动系统的组成

从图 1.2 中可看出，一个完整的液压系统，有以下五部分组成：

1) 动力装置，是将原动机输出的机械能转换成液体压力能的元件，其作用是向液压系统提供压力油，液压泵是液压系统的核心。

2) 执行装置，把液体压力能转换成机械能，执行元件包括液压缸和液压马达。

3) 控制装置，包括压力、方向、流量控制阀，是对系统中油液压力、流量、方向进行控制和调节的元件，如换向阀 15 即属控制元件。

4) 辅助装置，上述三个组成部分以外的其他元件，如管道、管接头、油箱、滤油器等。

5) 工作介质，即传动液体，通常称为液压油。绝大多数液压油采用矿物油，系统用它来传递能量或信息。

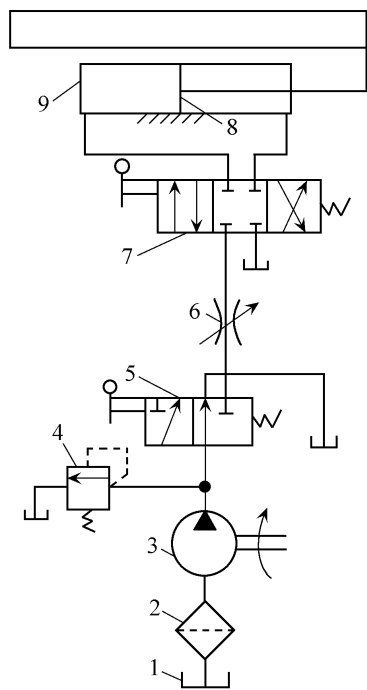


图 1.3 用图形符号表示的磨床工作台液压系统图

- 1—油箱；2—过滤器；
- 3—液压泵；4—溢流阀；
- 5—手动换向阀；6—节流阀；
- 7—换向阀；8—活塞；
- 9—液压缸

1.2.2 液压传动系统图及图形符号

图 1.2 为液压系统原理图，各元件是用半结构式图形画出来的，这种图形直观性强，较易理解，但难以绘制，系统中元件数量多时更是如此。在工程实际中，一般都用简单的图形符号绘制液压系统原理图，如图 1.3 所示，国家标准 GB786.1—93 规定了各元件的图形符号，这些符号只表示元件的功能，不能表示元件的结构和参数。详细的液压元件图形符号在后面的章节及附录中有详细介绍。

1.3 液压传动的特点

液压传动之所以得到如此迅速的发展和广泛的应用是由于它具有许多优点：

1) 单位功率的重量轻，结构尺寸小。据统计，轴向柱塞泵每千瓦功率的重量只有

1.5~2N，而直流电机的重量则高达 15~20N，这说明在同等功率情况下，前者的重量只有后者的 10%~20%；至于尺寸相差更大，前者约为后者的 12%~13%。这就是飞机上的操舵装置、起落架、发动机的自动调节系统、自动驾驶仪、导弹的发射与控制均采用液压的原因。

2) 工作比较平稳，换向冲击小，反应快。由于重量轻、惯性小、反应快，易于实现快速启动、制动和频繁的换向。

3) 能在大范围内实现无级调速（调速范围最大可达 1:2000），而且调速性能好。

4) 操纵、控制调节比较方便、省力，便于实现自动化，尤其和电气控制结合起来，能实现复杂的顺序动作和远程控制。

5) 液压装置易于实现过载保护，而且工作油液能使零件实现自润滑，故使用寿命长。

6) 液压元件已实现标准化、系列化和通用化，便于设计和选用，液压元件的布置更为方便，成本较低。

液压传动的主要缺点：

1) 油的泄漏和液体的可压缩性会影响执行元件运动的准确性，故无法保证严格的传动比。

2) 液压传动对油温变化比较敏感，其工作稳定性很容易受到温度的影响，因此它不宜在很高或很低的温度条件下工作。

3) 能量损失较大（摩擦损失、泄漏损失、节流和溢流损失等），故传动效率不高，不宜做远距离传动。

4) 液压元件在制造精度上的要求较高，因此它的造价较高，使用维护比较严格。

5) 系统的故障原因有时不易查明。

1.4 液压传动的应用和发展

液压传动相对于机械传动来说，是一门新的学科，它的发展历史虽然较短，但发展的速度却非常快。自从 1795 年制成了第一台压力机起，液压技术进入了工程领域，1906 年开始应用于国防战备武器。目前在工业生产的各个部门都应用液压与气压传动技术，例如，工程机械（挖掘机）、矿山机械、压力机械（压力机）和航空工业中采用

了液压传动。我国的液压工业开始于 20 世纪 50 年代，其产品最初应用于机床和锻压设备，后来又用于拖拉机和工程机械。特别是 20 世纪 60 年代以后，随着原子能科学、空间技术、计算机技术的发展，液压技术也得到了很大发展。当前，液压技术正向高压、高速、大功率、高效、低噪声、高性能、高度集成化、模块化、智能化的方向发展，同时，新型液压元件的应用和液压系统的计算机辅助设计（CAD），机电一体化技术，以及污染控制技术等都是当前液压传动及控制技术发展和研究的方向。

习 题

- 1.1 举例说明液压传动的工作原理。
- 1.2 液压系统要正常工作必须由哪几部分组成？各部分的作用是什么？
- 1.3 液压传动系统有哪些优缺点？

在液压传动系统中，通常采用矿物油作为工作介质，一般都将液压传动的工作介质称为液压油；除矿物油外，近年来又出现了以水为主要成分的高水基液压油。由于液压油的性质及其质量将直接影响液压系统的工作，因此了解工作介质的种类、基本性质和主要力学特性，对于正确理解液压传动原理以及合理设计和使用液压系统都是非常必要的。本章主要介绍液压油的主要性质及其选用，阐明液压传动中的两个主要参数（压力与流量）的基本概念、单位及有关物理定律，阐明液体流动中的能量转换。

2.1 液压油

2.1.1 液压油的主要性质

1. 密度 ρ

对均质的液体来说，单位体积所具有的质量称为液体的密度。体积为 V ，质量为 m 的液体的密度为

$$\rho = \frac{m}{V} \quad (2.1)$$

矿物油型液压油的密度随温度的上升而有所减小，随压力的提高而稍有增加，但是在一般的工作条件下，温度和压力引起的密度变化很小，因此可以认为其是常值。常温下一般液压油的密度为 $900\text{kg}/\text{m}^3$ 。

2. 可压缩性

液体受压力的作用而体积减小的性质叫可压缩性。由于液体的压缩性极小，所以在很多场合下可以忽略不计。但是在压力较高或进行动态分析时就需考虑液体的压缩性。如压力为 p_0 体积为 V_0 的液体，如压力增大 Δp ，体积减小 ΔV ，则此液体的可压缩性可用体积压缩系数 K ，即单位压力变化下的体积相对变化量来表示，即

$$K = -\frac{1}{V_0} \frac{\Delta V}{\Delta p} \quad (2.2)$$

由于压力增大时液体的体积减小，因此上式右边须加一负号，以使 K 成为正值。

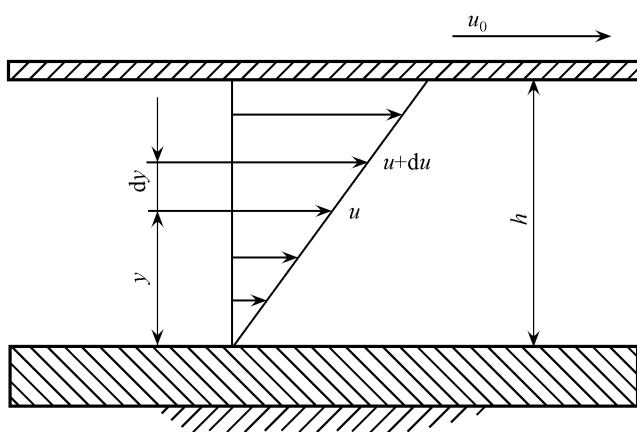


图 2.1 液体黏性示意图

液体体积压缩系数的倒数，称为体积弹性模量 k ，简称体积模量，即 $k=1/K$ 。

3. 黏性

(1) 黏性的定义

液体在外力作用下流动（或有流动趋势）时，分子间的内聚力要阻止分子之间的相对运动而产生一种内摩擦力，这种性质叫做液体的黏性。液体只有在流动（或有流动趋势）时才会呈现出黏性，静止液体是不呈现黏性的。

黏性使流动液体内部各处的速度不相等，以图 2.1 为例，若两平行平板间充满液体，下平板不动，而上平板以速度 u_0 向右平动。由于液体的黏性作用，紧靠下平板和上平板的液体层速度分别为零和 u_0 。通过实验测定得出，液体流动时相邻液层间的内摩擦力 F ，与液层接触面积 A 、液层间的速度梯度 du/dy 成正比，即

$$F = \mu A du/dy \quad (2.3)$$

式中， μ ——比例常数，称为黏性系数或黏度。

如以 τ 表示切应力，即单位面积上的内摩擦力，则

$$\tau = \frac{F}{A} = \mu \frac{du}{dy} \quad (2.4)$$

这就是牛顿液体的内摩擦定律。

(2) 黏性的度量

1) 动力黏度 μ ，又称绝对黏度，国际单位为 $\text{Pa} \cdot \text{s}$ （帕·秒）。

2) 运动黏度 ν ，液体的动力黏度与其密度的比值，称为液体的运动黏度 ν ，即

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \quad (2.5)$$

在国际单位 (SI) 制中, ν 的单位为 m^2/s 。在 CGS 单位制中 ν 的单位为 St (斯), 二者关系为

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

运动黏度没有什么特殊的物理意义, 它之所以称为运动黏度, 是因为在它的单位中只有长度与时间的量。国际标准化组织 ISO 规定统一采用运动黏度来表示油的黏度等级。我国液压油一般都采用运动黏度来表示黏度等级。例如国际标准下黏度等级为 ISOVG22, 相当于我国国标下牌号为 22 号液压油, 即表示该液压油在 40°C 时的运动黏度平均值为 $22\text{mm}^2/\text{s}$ 。表 2.1 为常用液压油新、旧黏度等级牌号的对照表。

表 2.1 常用液压油的牌号和黏度

ISO 3448—92 黏度等级	GB/T3141—94 黏度等级 (现牌号)	40℃的运动黏度 / (mm^2/s)	1983~1990 年的 过渡牌号	1982 年以前 相近的旧牌号
ISO VG15	15	13.5~16.5	N15	10
ISO VG22	22	19.8~24.2	N22	15
ISO VG32	32	28.8~35.2	N32	20
ISO VG46	46	41.4~50.6	N46	30
ISO VG68	68	61.2~74.8	N68	40
ISO VG100	100	90~110	N100	60

3) 相对黏度, 又叫恩氏黏度 ($^\circ E$)。由于动力黏度的测量很困难, 所以工程上用测定方法比较简单的相对黏度来表示。各国采用的相对黏度单位有所不同, 我国采用恩氏黏度来表示。

恩氏黏度的测量方法如下: 测定 200cm^3 温度为 $t^\circ\text{C}$ 的被测液体在自重作用下流过直径为 2.8mm 小孔所需的时间为 t_1 , 然后测出同体积的蒸馏水在 20°C 时流过同一小孔所需的时间 t_2 , t_1 和 t_2 的比值称为被测液体在 $t^\circ\text{C}$ 的恩氏黏度值, 表示为

$$^\circ E_t = \frac{t_1}{t_2} \quad (2.6)$$

工业上一般以 20°C 、 50°C 和 100°C 作为测定恩氏黏度的标准温度, 并相应地以符号 $^\circ E_{20}$ 、 $^\circ E_{50}$ 、 $^\circ E_{100}$ 来表示之。

4) 调和油黏度。有时为了使油具有所需的黏度, 可把两种不同黏度的油混合起来, 称调和油, 其黏度的计算可用下面的经验公式, 即

$$^\circ E = \frac{a^\circ E_1 + b^\circ E_2 - c(^\circ E_1 - ^\circ E_2)}{100} \quad (2.7)$$

式中, $^\circ E_1$ 、 $^\circ E_2$ ——混合前两种油的黏度, $^\circ E_1 > ^\circ E_2$;

$^\circ E$ ——混合后调和油的黏度;

a 、 b ——参与调和的两种油液各占的百分数;

c ——实验系数;

(3) 影响黏度的因素——温度和压力

液体的黏度随液体的温度和压力的改变而改变。工作介质的黏度对温度的变化十分敏感，温度升高，黏度下降。这种油的黏度随温度变化的性质称为黏温特性。这个变化率的大小直接影响液压传动工作介质的使用，其重要性不亚于黏度本身。

对液压传动工作介质来说，压力增大时，黏度增大。在一般液压系统使用的压力范围内，增大的数值很小，可以忽略不计。

4. 其他性质

液压传动工作介质还有其他性质，如稳定性（热稳定性、氧化稳定性、水解稳定性、剪切稳定性等）、抗泡沫性、抗乳化性、防锈性、润滑性以及相容性（对所接触的金属、密封材料、涂料等作用程度）等，它们对工作介质的选择和使用有重要影响。这些性质需要在精炼的矿物油中加入各种添加剂来获得，其含义较为明显，不多作解释，可参阅有关资料。

2.1.2 对液压传动工作介质的要求

不同的工作机械、不同的使用情况对液压传动工作介质的要求有很大的不同。为了很好地传递运动和动力，液压传动工作介质应具备如下性能：

- 1) 适宜的黏度，良好的黏温特性。
- 2) 润滑性能好。
- 3) 质地纯净，杂质少。
- 4) 与金属和密封件有良好的相容性。
- 5) 良好的稳定性，即对热、氧化、水解和剪切都有良好的稳定性，使用寿命较长。
- 6) 抗泡沫性好，抗乳化性好，腐蚀性小，防锈性好。
- 7) 凝固点低，流动性好，闪点高。
- 8) 对人体无害，成本低。

2.1.3 工作介质的选择

1. 工作介质的选用即液压油的选择

首先是油液品种的选择，接着是选择油液的黏度等级。黏度等级的选择十分重要，因为黏度对液压系统工作的稳定性、可靠性、效率、温升以及磨损都有显著的影响。在选择液压油时应注意以下几方面的情况：

- 1) 工作压力。工作压力较高的系统宜选用黏度较大的液压油，以减少泄漏。
- 2) 运动速度。当液压系统的工作部件运动速度较高时，宜选用黏度较小的液压油以减轻液流的摩擦损失。
- 3) 环境温度。环境温度较高时宜选用黏度较大的液压油。

在液压系统所有的元件中，以液压泵对油的性能最为敏感。因为泵内零件的运动速度最高，工作压力也最高，且承压时间长，温升高，因此，常根据液压泵的类型及其要求来选择液压油的黏度。

2.1.4 液压系统的污染及危害

1. 污染的危害

液压系统的故障 75%以上是由工作介质污染物造成的。液压油污染严重时，直接影响液压系统的工作性能，使液压系统经常发生故障，使液压元件寿命缩短。造成这些危害的原因主要是污垢中的固体颗粒。对于液压元件来说，由于这些固体颗粒进入到元件里，会使元件的相对滑动部分磨损加剧，并可能堵塞元件里的节流孔、阻尼孔、或使阀芯卡死，从而造成液压系统的事故。其次，进入液压油中的水分会腐蚀金属，使液压油变质、乳化等。

2. 工作介质的污染控制

工作介质污染的原因很复杂，工作介质自身又在不断产生污染物，因此要彻底解决工作介质的污染问题是很困难的。为了延长液压元件的寿命，保证液压系统可靠地工作，将工作介质的污染度控制在某一限度内是较为切实可行的办法。为了减少工作介质的污染，应采取如下一些措施：

1) 严格清洗元件和系统。

2) 防止污染物从外界侵入。

3) 在液压系统合适部位设置高性能的过滤器。

4) 控制工作介质的温度，工作介质温度过高会加速其氧化变质，产生各种生成物，缩短它的使用期限。

5) 定期检查和更换工作介质，定期对液压系统的工作介质进行抽样检查，分析其污染度，如已不合要求，必须立即更换。更换新的工作介质前，必须对整个液压系统彻底清洗一遍。

2.2 流体静力学

流体静力学所研究的是静止液体的力学性质，这里所说的静止指的是液体内部质

点间没有相对运动。

2.2.1 液体静压力及其特性

作用在液体上的力有两种，即体积力和表面力。体积力作用在液体的所有质点上，大小与质量成正比。例如：重力、惯性力等。表面力是由与流体相接触的其他物体（如容器或其他液体）作用在液体上的力，这是外力；液体间的作用力属于内力。必须知道，静止液体不能抵抗拉力或切向力，即使是微小的拉力或切向力都会使液体发生流动，所以静止液体只能承受压缩力。

静止液体单位面积上受到的法向力称为液体静压力，在液压传动中简称压力，在物理学中称为压强，用 p 表示

$$p = \frac{F}{A} \quad (2.8)$$

在 SI 单位制中，压力的单位为 Pa（帕）。由于 Pa 单位太小，工程上使用不便，常采用 kPa（千帕）或 MPa（兆帕），即

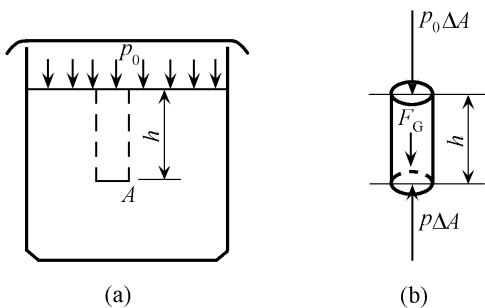
$$1 \text{ MPa} = 10^3 \text{ kPa} = 10^6 \text{ Pa}$$

液体的静压力具有两个重要特性：

- 1) 液体静压力的方向总是沿作用面的内法线方向。
- 2) 静止液体内任一点的静压力在各个方向上都相等。

2.2.2 液体静压力基本方程

在重力作用下的静止液体，其受力情况如图 2.2 (a, b) 所示，则 A 点所受的壓力为



$$p = p_0 + \rho g h \quad (2.9)$$

此表达式即为液体静压力的基本方程。由式 (2.9) 可知：

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 ρg 与该点离液面深度 h 的乘积。

2) 同一容器中同一液体内的静压力随液体深度 h 的增加而线性地增加。

3) 离液面深度相同处各点压力都相等。压力相等的点组成的面称为等压面。重力作用下静止液体中的等压面是一个水平面。

2.2.3 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；另一种是以大气压力作为基准所表示的压力，称为相对压力。由于大多数测压仪表所测得的压力都是相对压力，故相对压力也称表压力。

由此可见，绝对压力与相对压力的关系为

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

绝对压力小于大气压时，负相对压力数值部分叫做真空度，即

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

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。绝对压力、相对压力和真空度的相互关系如图 2.3 所示。

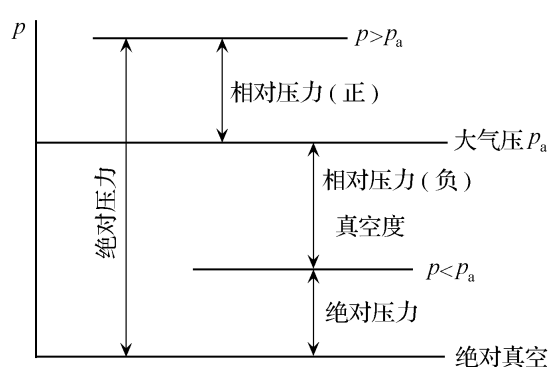


图 2.3 绝对压力、相对压力和真空度

2.2.4 静止液体内压力的传递——帕斯卡原理

帕斯卡原理表明了静止液体中压力的传递规律。

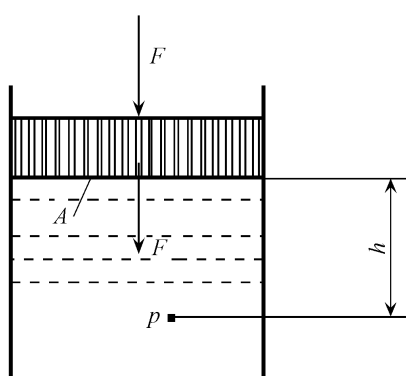


图 2.4 静止液体内的压力

密闭容器中的静止液体，当外加压力发生变化时，液体中任一点的压力将发生同样大小的变化。即施加于静止液体上的压力可以等值传递到液体中各点。这就是帕斯卡原理。

在图 2.4 中， F 是外加负载， A 是活塞面积。根据帕斯卡原理，缸筒内的压力将随外加负载的变化而变化，并且各点的压力变化值相等。如果不考虑活塞和液体重力引起的压力，则液体中的压力为

$$p = \frac{F}{A} \quad (2.10)$$

由此可见，缸筒内的液体压力是由外界负载决定的，这是液压传动中的一个基本概念。

2.2.5 液体静压力对固体壁面的作用力

液体与容器的固体表面相接触时产生相互作用力。当固体表面是平面时，若不计液体重力的作用，则作用在该平面上的力 F 等于静压力 p 与承压面积 A 的乘积，作用力的方向垂直指向该平面，即

$$F = pA \quad (2.11)$$

当固体表面为如图 2.5 所示的曲面时，如果要求液压油对液压缸右半部缸筒内壁在 x 方向上的作用力 F_x ，可以计算如下：取微小面积 $dA = dF \cos \theta = l ds = l r d\theta$ ，则作用

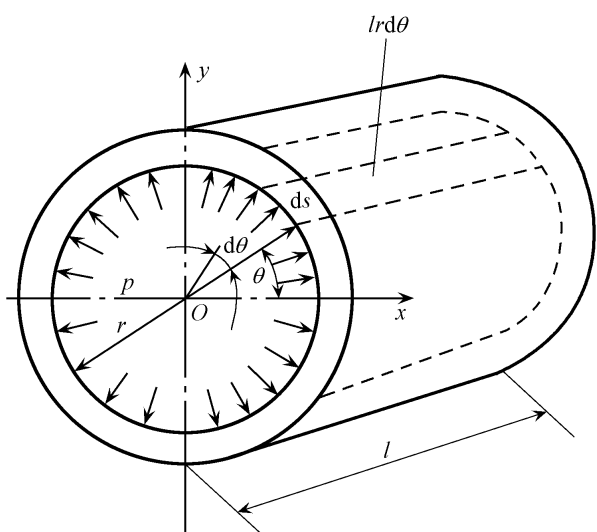


图 2.5 压力油作用在缸筒内壁上的力

在该面积上的力 dF 的水平分量 dF_x 为 $dF_x = dF \cos \theta = p dA \cos \theta = plr \cos \theta d\theta$ ，所以液压油对缸筒内壁在 x 方向上的作用力为

$$F_x = \int_{-\frac{\pi}{2}}^{\frac{\pi}{2}} dF_x = \int_{-\frac{\pi}{2}}^{\frac{\pi}{2}} plr \cos \theta d\theta = 2plr = pA_x \quad (2.12)$$

式中， A_x ——液压缸右半部内壁在 x 方向上的投影面积， $A_x = 2rl$ 。

可见，液体对曲面在某方向上的作用力等于液体压力和曲面在该方向上投影面积的乘积。当固体壁面是曲面时，作用在曲面各点的液体静压力是不平行的，曲面上液压作用力在某一方向上的分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。

2.3 流体动力学

本节主要讲授三个基本方程：液流连续性方程、伯努利方程和动量方程。

2.3.1 基本概念

1. 理想液体、稳定流动、通流截面

理想液体：既无黏性又不可压缩的液体。把事实上既有黏性又有压缩性的液体称为实际液体。

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而变化，则这种流动就称为稳定流动（恒定流动或非时变流动）。

非稳定流动：只要压力、速度和密度中有一个随时间而变化，液体就是作非定常流动（非恒定流动或时变流动）。

通流截面：液体在管道内流动时，通常将垂直于液体流动方向的截面称为通流截面或过流断面。

2. 流量 q 和平均流速 v

流量：单位时间内通过某通流截面的液体的体积称为流量。在国际单位制中，流

量的单位为 m^3/s (米³/秒), 常用单位还有 L/min (升/分) 或 mL/s (毫升/秒)。对于微小流速, 由于通流截面积很小, 可近似认为通流截面上各点的流速 u 是相等的, 所以通过该截面积 dA 的流量为 $dq=udA$, 对此进行积分, 可得到整个通流截面面积 A 上的流量为

$$q = \int_A u dA \quad (2.13)$$

在工程实际中, 通流截面上的流速分布规律很难真正了解, 故直接从式 (2.13) 来求流量是困难的。为了便于计算, 引入平均流速的概念, 假想在通流截面上流速是均匀分布的, 则流量等于平均流速乘以通流截面面积, 即

$$q = \int_A u dA = vA \quad (2.14)$$

故平均流速

$$v = \frac{q}{A} \quad (2.15)$$

3. 层流和紊流

液体在流动时, 通过雷诺实验可以看到图 2.6 所示的几种流动状态, 一般将其定义为层流和紊流。在低速流动时, 液体质点互不干扰, 液体的流动呈线性或层状, 且平行于管道轴线, 如图 2.6 (a) 所示, 此种流动状态称为层流。当流速大时, 液体质点的运动杂乱无章, 除了平行于管道轴线的运动外, 还存在着剧烈的横向运动, 此种流动状态称为紊流, 如图 2.6 (d) 所示。图 2.6 (b) 中红色线开始折断, 表明层流开始破坏, 图 2.6 (c) 红中色线上下波动, 并出现断裂, 表现液体流动已趋于紊流, 此两种状态称为变流, 一般也将其看成紊流。

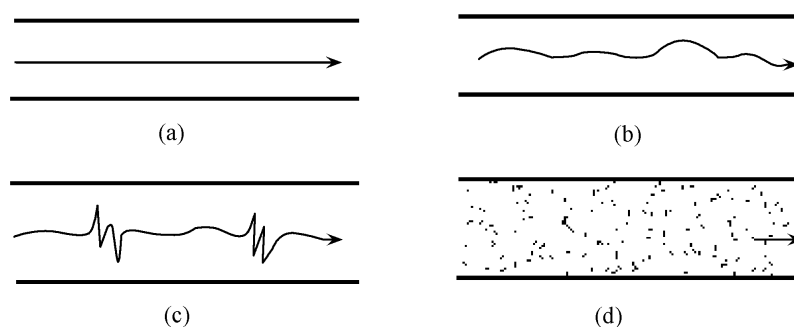


图 2.6 液流状态

层流和紊流是两种不同性质的流态。层流时, 液体流速较低, 质点受黏性制约, 不能随意运动, 黏性力起主导作用; 紊流时, 因液体流速较高, 黏性的制约作用减弱, 因而惯性力起主导作用。液体流动时究竟是层流还是紊流, 须用雷诺数来判别。

4. 雷诺数 Re

根据实验，液体的流态是层流还是紊流不仅与管内平均流速 v 有关，而且与管子直径 d 及液体的运动黏度 ν 有关，可用雷诺数 Re 作为判别流动状态的准则。雷诺数定义为

$$Re = \frac{v d}{\nu} \quad (2.16)$$

式中， d ——管路的直径；

v ——液体的平均流速；

ν ——液体的运动黏度。

雷诺数的物理意义是：液流的惯性作用和黏性作用之比。

管路中液流的流态不同，雷诺数不同。液流由层流转变为紊流时和由紊流转变为层流时的雷诺数不相同的，后者的数值小，所以一般将后者（液体由紊流变成层流时对应的雷诺数）称为临界雷诺数 Re_c 。当液流的实际雷诺数小于临界雷诺数时，液流为层流；反之，为紊流。

常见液流管道的临界雷诺数由实验求得，如表 2.2 所示。

表 2.2 常见液流管道的临界雷诺数

管道	Re_c	管道	Re_c
光滑金属管	2320	带环槽的同心环状缝隙	700
橡胶软管	1600~2000	带环槽的偏心环状缝隙	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	1100	锥阀阀口	20~100

2.3.2 连续性方程

流量连续性方程是质量守恒定律在流体力学中的一种表现形式。如图 2.7 所示的液体在任意形状的管道中作定常流动，任取 1、2 两个不同的通流截面。根据质量守恒定律，单位时间内流过这两个截面的液体质量是相等的。即

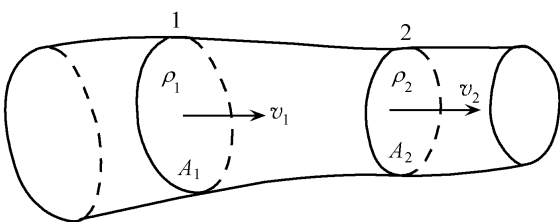


图 2.7 液流连续性原理

即

$$\rho_1 v_1 A_1 = \rho_2 v_2 A_2$$

若忽略液体的可压缩性，即 $\rho_1 = \rho_2$ ，则

$$v_1 A_1 = v_2 A_2 \quad (2.17)$$

或

$$q = vA = \text{常数} \quad (2.18)$$

这就是不可压缩液体作定常流动时的流量连续性方程，它说明流过各截面的体积流量是相等的。因此当流量一定时，流速和通流截面面积成反比。这是液压系统中一个重要基本概念。

2.3.3 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式。

1. 理想液体的伯努利方程

如图 2.8 所示, 设理想液体作稳定流动, 任取一段液流 ab 作为研究对象, 设 a 、 b 两端面到中心基准面 $O—O$ 的高度分别为 h_1 和 h_2 , 过流断面面积分别为 A_1 和 A_2 , 压力分别为 p_1 和 p_2 , 由于是理想液体, 断面上的流速可以认为是均匀分布的, 故设 a 、 b 断面的流速分别为 v_1 和 v_2 。假设经过很短的时间 Δt 以后, ab 段液体移动到 $a'b'$, 现分析该段液体的功能变化。

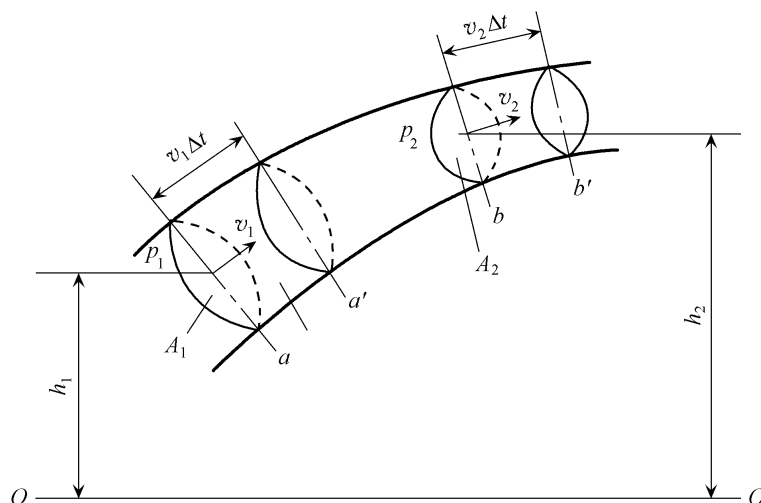


图 2.8 理想液体伯努利方程的推导

(1) 外力所做的功

作用在该段液体上的外力有侧面和两端面的压力, 因理想液体无黏性, 侧面压力不能产生摩擦力做功, 故外力的功仅是两端面压力所做功的代数和

$$W = p_1 A_1 v_1 \Delta t - p_2 A_2 v_2 \Delta t$$

由连续性方程

$$A_1 v_1 = A_2 v_2 = q$$

故有

$$W = (p_1 - p_2) \Delta V$$

(2) 液体机械能的变化

因是理想液体作稳定流动, 经过时间 Δt 后, 中间 $a'b'$ 段液体的所有力学参数均未发生变化, 故这段液体的能量没有增减。液体机械能的变化仅表现在 bb' 和 aa' 两小段液体的能量差别上。由于前后两段液体有相同的质量, 即

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

所以两段液体的位能差 ΔE_p 和动能差 ΔE_k 分别为

$$\Delta E_p = \rho g q \Delta t (h_2 - h_1) = \rho g \Delta V (h_2 - h_1)$$

$$\Delta E_k = \frac{1}{2} \rho q \Delta t (v_2^2 - v_1^2) = \frac{1}{2} \rho \Delta V (v_2^2 - v_1^2)$$

根据能量守恒定律，外力对液体所做的功等于该液体能量的变化量 $W = \Delta E_p + \Delta E_k$ ，即

$$(p_1 - p_2) \Delta V = \rho g \Delta V (h_1 - h_2) + \frac{1}{2} \rho \Delta V (v_2^2 - v_1^2)$$

将上式分别除以微小段液体的体积 ΔV ，整理后的理想液体伯努利方程为

$$p_1 + \rho g h_1 + \frac{1}{2} \rho v_1^2 = p_2 + \rho g h_2 + \frac{1}{2} \rho v_2^2$$

或写成

$$\rho + \rho g h + \frac{1}{2} \rho v^2 = \text{常数} \quad (2.19)$$

式 (2.19) 各项分别为单位体积液体的压力能、位能和动能。因此，上述伯努利方程的物理意义是：在密闭管道内作恒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。在流动过程中，三种能量可以相互转化但各个过流断面上三种能量之和恒为定值。

2. 实际液体伯努利方程

实际液体是有黏性的，因此流动中黏性摩擦力会消耗一部分能量。同时，管道形状的变化会使液体产生扰动，也要消耗能量。这些能量最终变成热量损失掉了。因此，实际液体有能量损失存在，设单位体积液体在两端面间流动的能量损失为 Δp_w 。

另外由于实际液体在管道过流断面上的流速分布是不均匀的，在用平均流速代替实际流速计算动能时，必然产生误差，需引入动能修正系数 α 。因此实际液体伯努利方程为

$$p_1 + \rho g h_1 + \frac{1}{2} \rho \alpha_1 v_1^2 = p_2 + \rho g h_2 + \frac{1}{2} \rho \alpha_2 v_2^2 + \Delta p_w$$

式中， α_1 、 α_2 ——动能修正系数，紊流时取 $\alpha=1$ ，层流时取 $\alpha=2$ 。

伯努利方程揭示了液体流动过程中的能量变化规律，因此它是流体力学中的一个特别重要的基本方程。伯努利方程不仅是液压系统分析的理论基础，而且还可以对多种液压问题进行研究和计算。

应用伯努利方程，应注意两点：

- 1) 断面 1、2 需顺流向选取（否则 Δp_w 为负值），且应选在缓变的过流断面上。
- 2) 断面中心在基准面以上时， h 为正；反之为负。通常选取特殊位置的水平面作