



中国机械工程学会  
李壮云 主编

YEYA QIDONG  
YU YELI

液压 GONGCHENG  
SHOUCE

气动与液力

工程手册

上册

<http://www.phei.com.cn>



电子工业出版社  
PUBLISHING HOUSE OF ELECTRONICS INDUSTRY

TH137-62/11

:1

2008

# 液压、气动与液力工程手册

## 上册

中国机械工程学会

李壮云 主编

电子工业出版社

Publishing House of Electronics Industry

北京·BEIJING

## 内 容 简 介

本手册着眼于流体传动(液压、气动与液力)设计和应用的全局,并将常用的流体传动与控制设计和应用作为重点。全书(上、下册)共3篇,内容包括:液压传动与控制、气压传动与控制、液力传动与液黏传动。此外,本手册不仅简要地介绍了一些水液压传动的基础知识,还将流体传动与控制的一些常用技术资料归拢于附录中,以便查阅。

手册各篇的主编,均有数十年流体传动教学、研究和设计的实践经验,他们的努力保证了各篇的内容实用、数据可靠、资料齐全、标准新、编排合理、查阅方便。

本手册适用于流体常规设计,是流体传动设计师的案头常用工具书;也可供高等院校机械工程专业学生在学习流体传动设计课程和进行毕业设计、课程设计时查阅和参考。

未经许可,不得以任何方式复制或抄袭本书之部分或全部内容。

版权所有,侵权必究。

### 图书在版编目(CIP)数据

液压、气动与液力工程手册:上册/李壮云主编. —北京:电子工业出版社, 2008.2

ISBN 978-7-121-05707-6

I. 液… II. 李… III. ①液压传动-手册 ②气压传动-手册 ③液力传动-手册 IV. TH137-62 TH138-62

中国版本图书馆CIP数据核字(2008)第006770号

责任编辑:范子瑜 李骏带

印 刷:北京蓝海印刷有限公司

装 订:北京蓝海印刷有限公司

出版发行:电子工业出版社

北京市海淀区万寿路173信箱 邮编 100036

开 本:700×1000 1/16 印张:72.75 字数:1796千字

印 次:2008年2月第1次印刷

定 价:138.00元

凡所购买电子工业出版社图书有缺损问题,请向购买书店调换。若书店售缺,请与本社发行部联系,联系及邮购电话:(010) 88254888。

质量投诉请发邮件至 zts@phei.com.cn, 盗版侵权举报请发邮件至 dbqq@phei.com.cn。

服务热线:(010) 88258888。

# 前 言

流体传动与控制包括液压传动与控制、气压传动与控制以及液力传动等三个技术领域，它是<sub>以</sub>流体（包括液体或气体）作为工作介质实现力能、运动和<sub>信息</sub>传递与控制的。由于本身具有独特的技术优势和特点，使它成为很多机器（械）原动机与工作机构之间不可缺少的重要组成部分，同时也是现代控制工程中的基本技术要素。

流体传动与控制技术的应用领域十分广阔，而且仍然在不断扩大。从机械加工设备、注塑成形设备、机械手、自动加工及装配线到金属及非金属压延设备；从材料及构件强度试验机到电液仿真试验平台；从建筑机械、工程机械、起吊设备到环卫、环保设备；从农业机械、园林机械到森林机械；从民用及军用飞机到航天器的发射及控制；从民用船舶到军用舰艇；从水下作业工具到海底工作机械；从高速列车到家用汽车；从采煤机械到石油钻探及采收设备；从能源机械调速控制到热力与化工设备过程控制；从橡胶、皮革、造纸机械到建筑材料生产自动线；从家用电器、电子信息产品自动生产线到印刷、包装及办公自动化设备；从食品加工、医疗监护系统到体育训练器械等众多领域，流体传动与控制技术已获得十分广泛的应用，它已成为工业、农业、国防和科学技术现代化进程中不可替代的一项重要的基础技术，也是当代工程技术人员迫切希望掌握的重要基础技术之一。

流体传动与控制技术在发展过程中，一直受到不断发展的电气及机械传动与控制技术的竞争与挑战，但在社会及工程需求的强力推动下，它一方面不断吸收相关学科的成果与营养，同时不断完善和发挥自身的独特优势，以满足工程实践不断增长的需求，从而将自己不断推进到新的水平。现已发展成为集流体传动与控制技术、微电子技术、传感检测技术、计算机及现代控制理论等众多学科于一体的高交叉性、高综合性的技术学科，具有显著的机电液一体化特征。其应用和发展水平被普遍认为是衡量一个国家的工业水平和现代工业发展水平的重要标志。

由于人类社会对生态环境保护的认识和重视程度不断提高与深化，所以从20世纪80年代开始，流体传动与控制技术的发展也从主要关注其功能与效率，转变为同时关注其对生态环境的影响，不仅致力于控制泄漏、减少污染及降低噪声，而且致力于发展与环境友善的新型工作介质及与其相适应的元件和系统。特别是以天然水（淡水或海水）代替矿物油作为工作介质的水液压传动技术和水介质液力偶合器技术已取得突破性进展，并已在众多的民用和军用领域得到推广应用，在防止污染、保证防火安全、节约能源等诸多方面显示了十分突出的优越性。

基于上述分析，我们将本手册定位于尽可能为各类读者提供液压传动与控制、气压传动与控制以及液力传动和液黏传动等三个技术领域比较系统和全面的基本知识与新进展。除了比较全面地介绍了工程流体力学、噪声与振动控制及污染控制等方面的基础理论和基本知识以外，还全面地介绍了各类元件、工作介质、辅件和系统的基本原理、结构特点、选型或设计方法、特性分析、合理使用及维护要点等。其次，本手

#### IV

册力求全面贯彻最新的国家标准和行业标准，注意介绍国内外的最新研究成果及发展概况。另外，在编写过程中，特别注意理论联系实际，注意工程应用，在介绍基本理论和方法的基础上，列举了许多应用实例，以便读者能够学以致用。总之，本手册尽可能地体现了基础性、系统性、先进性与工程应用性的特点，希望能够较好地满足从事流体传动与控制技术工程应用、设计、制造、实验、维护的工程技术人员需要。

本手册在编写过程中，前后共有二十多位同志参与了编写、审核和修改工作，他们付出了艰辛的劳动。另外，李骏带同志在本手册的编写和出版过程中，给予了大力的支持、关心和帮助，提出了许多宝贵意见。在此，谨向他们表示衷心的感谢。

由于编者水平有限，加之流体传动与控制技术发展迅速，本手册中难免存在错误、疏漏和不足之处，诚望读者批评指正。

主编 李壮云

2007年12月

# 目 录

## 第 1 篇 液压传动与控制

### 第 1 章 液压流体力学及噪声控制

基础 .....	3	5.2 几种物体的阻力系数 .....	48
1 流体的主要物理性质 .....	3	6 缝隙流 .....	52
1.1 流体的密度、比体积及重度 .....	3	6.1 两平行平板之间的缝隙流 .....	53
1.2 流体的压缩性和膨胀性 .....	5	6.2 环形缝隙中的轴向流动 .....	53
1.3 流体的黏性 .....	8	6.3 同心圆柱间的周向缝隙流动 .....	54
1.4 表面张力和毛细现象 .....	14	6.4 两平行圆盘间的径向缝隙流 .....	54
1.5 国际单位制 .....	16	6.5 同心环形缝隙沿流动方向变化的 轴向流动 .....	55
2 流体力学中的一些基本概念 .....	18	6.6 挤压效应与挤压流动 .....	56
2.1 作用在流体上的力 .....	18	6.7 有限长度的同心环形缝隙 及槽形缝隙内的轴向流动 .....	59
2.2 帕斯卡原理 .....	18	7 阻尼器及静压支承 .....	60
2.3 研究流体流动的两种方法 .....	18	7.1 阻尼器 .....	60
2.4 流体运动的分类 .....	19	7.2 静压支承 .....	63
2.5 迹线、流线、流谱、流管、 流量和平均流速 .....	19	8 动压支承 .....	66
2.6 有旋流动和无旋流动 .....	20	8.1 斜面滑块的动压支承 .....	66
2.7 层流和湍流(紊流) .....	21	8.2 阶梯形滑块的动压支承 .....	67
2.8 雷诺数和临界雷诺数 .....	23	8.3 向心滑动轴承 .....	67
2.9 湿周和水力直径 .....	23	8.4 有限宽轴承的修正 .....	68
2.10 声速和马赫数 .....	23	9 空化及气蚀 .....	68
3 流体流动的基本方程和气体状态 方程 .....	24	9.1 气体气蚀和蒸汽气蚀 .....	68
3.1 连续性方程 .....	24	9.2 节流气蚀 .....	69
3.2 运动方程 .....	24	9.3 以水作工作介质的节流气蚀 .....	72
3.3 伯努利方程 .....	27	9.4 液压泵气蚀 .....	74
3.4 动量方程 .....	27	9.5 执行元件中的空化和气蚀 .....	77
3.5 状态方程和过流方程 .....	30	10 液压冲击 .....	80
4 管流阻力及管路计算 .....	31	10.1 管内液流速度突变引起的 液压冲击(水击现象) .....	80
4.1 能量损失的两种形式 .....	31	10.2 运动部件制动引起的液压 冲击 .....	81
4.2 沿程阻力系数和莫迪(Moody) 图 .....	31	10.3 减小液压冲击压力的措施 .....	82
4.3 局部阻力系数 .....	35	11 液压系统的噪声 .....	82
4.4 管路计算 .....	47	11.1 振动机理 .....	82
5 绕流阻力 .....	48	11.2 声波的产生和传播 .....	83
5.1 绕流阻力产生的原因 .....	48	11.3 噪声的物理量度和主观评价 .....	83

11.4 噪声测量 .....	86	要点 .....	171
11.5 液压系统的噪声源 .....	91	8.6 水液压传动系统的监测和维护 .....	172
11.6 液压元件的噪声及其控制 .....	93	8.7 水液压系统中微生物膜的 产生及其防治 .....	172
11.7 液压系统噪声控制 .....	100	9 工作介质污染及其对液压系统的 影响 .....	173
<b>第2章 液压系统工作介质及其污染 控制</b> .....	112	10 油液污染度等级及其测定 .....	175
1 液压系统对工作介质的主要性能要求 .....	112	10.1 污染度等级 .....	175
2 工作介质的分类 .....	114	10.2 污染度测定方法 .....	180
2.1 矿物油型及合成烃型液压油的分 类与代号 .....	114	10.3 油液中含水量的测定 .....	184
2.2 难燃液压液的分类及代号 .....	118	11 污染磨损、污染敏感度及失效 形式 .....	185
2.3 作为液压系统工作介质的“水” 的分类 .....	119	12 油液的净化方法及油液中水的 排除 .....	191
2.4 可快速生物分解的液压液 .....	119	13 油液中固体颗粒的过滤原理、 过滤器结构及性能参数 .....	193
3 矿物油型及合成烃型液压油的 品种与技术性能 .....	120	14 过滤系统的污染控制分析 .....	200
4 难燃液压液的主要品种及技术 性能 .....	132	15 过滤系统的设计 .....	202
5 我国专用的液压油(液) .....	137	15.1 过滤器的设置位置 .....	202
6 液压油、液的选用 .....	143	15.2 过滤器精度的选择 .....	205
6.1 正确选用需要考虑的主要 因素 .....	143	15.3 过滤器尺寸的确定 .....	207
6.2 液压油的选用 .....	144	15.4 检测并确认能否达到目标 清洁度 .....	208
6.3 难燃液压液的选用 .....	151	15.5 过滤系统实例 .....	209
6.4 引进设备选用国产液(压)油 (液) .....	152	16 过滤器的安装、维护及故障排除 .....	210
7 液压油、液的合理使用和维护 .....	158	17 液压元件和系统的清洗与净化 要求 .....	212
7.1 液压设备的故障与液(压)油的 关系 .....	158	17.1 污染控制平衡图 .....	212
7.2 合理使用的要点 .....	160	17.2 污染源及控制措施 .....	212
7.3 矿物油型液(压)油的更换 .....	160	17.3 液压元件的净化及清洁度 .....	214
7.4 难燃液(压)油的合理使用和维护 .....	162	17.4 液压系统的清洗 .....	216
8 水液压传动技术的优越性及其 合理应用 .....	166	<b>第3章 液压泵</b> .....	219
8.1 水压传动的突出优越性及关键技 术问题 .....	166	1 液压泵的分类 .....	219
8.2 水压传动的发展和应用 .....	167	2 液压泵的主要性能参数及计算方法 .....	219
8.3 设计水液压传动系统的技术 要点 .....	169	2.1 液压泵的主要性能参数及计算 公式 .....	219
8.4 安装水液压传动系统的技术 要点 .....	170	2.2 常用液(压)泵的技术性能参数 .....	221
8.5 起动水液压传动系统的技术 要点 .....	171	3 液压泵的典型结构、工作原理 及代表性产品 .....	222
		3.1 齿轮泵 .....	222
		3.2 叶片泵 .....	234
		3.3 柱塞泵 .....	253
		3.4 螺杆泵 .....	281

4 液压泵的选用方法 .....	289	2.5 水液压控制阀 .....	528
5 纯水液压泵 .....	290	2.6 液压阀的连接方式 .....	531
5.1 现代纯水液压传动技术重新崛起的背景及其特点 .....	290	3 液压控制阀产品 .....	533
5.2 水液压泵的典型结构及特点 .....	291	3.1 压力控制阀 .....	535
<b>第4章 液压执行元件</b> .....	<b>296</b>	3.2 流量控制阀 .....	551
1 液压马达 .....	296	3.3 方向控制阀 .....	557
1.1 液压马达的分类 .....	296	3.4 叠加阀 .....	567
1.2 液压马达与液压泵的差异 .....	296	3.5 插装阀 .....	577
1.3 液压马达的性能参数及计算公式 .....	297	3.6 多路换向阀 .....	584
1.4 常用液压马达的技术性能参数 .....	298	3.7 水压控制阀 .....	589
1.5 高速小扭矩液压马达的典型结构、工作原理及代表性产品 .....	299	<b>第6章 液压辅件</b> .....	<b>599</b>
1.6 低速大扭矩液压马达的典型结构、工作原理及代表性产品 .....	307	1 液压密封装置 .....	599
1.7 液压马达的选用、安装及使用中须注意的问题 .....	344	1.1 密封件分类 .....	599
1.8 纯水液压马达 .....	345	1.2 常用密封材料及其性能 .....	600
2 液压缸 .....	346	1.3 O形密封圈 .....	605
2.1 液压缸的分类 .....	346	1.4 往复运动用唇形密封圈 .....	619
2.2 液压缸的主要性能参数 .....	348	1.5 同轴密封圈(橡塑组合滑环密封圈) .....	647
2.3 液压缸的主要结构尺寸参数 .....	350	1.6 支承环 .....	657
2.4 液压缸的安装连接方式 .....	351	1.7 油封(旋转轴唇形密封圈) .....	667
2.5 液压缸的典型结构 .....	353	1.8 橡塑组合旋转密封圈 .....	673
2.6 液压缸主要零部件结构、材料与技术要求 .....	356	1.9 防尘圈 .....	673
2.7 液压缸的设计 .....	374	1.10 密封垫圈 .....	679
2.8 液压缸的安装、使用与维修 .....	382	1.11 密封胶与密封带 .....	683
2.9 液压缸典型产品 .....	384	1.12 机械密封 .....	687
2.10 摆动液压缸 .....	459	2 蓄能器 .....	691
<b>第5章 液压控制阀</b> .....	<b>480</b>	2.1 蓄能器的用途 .....	691
1 液压控制阀概述 .....	480	2.2 蓄能器的种类及特点 .....	693
1.1 液压控制阀的分类 .....	480	2.3 蓄能器参数的选择及计算 .....	695
1.2 液压阀上的作用力 .....	480	2.4 蓄能器有效工作容积的验算 .....	697
1.3 阀口压力流量特性 .....	484	2.5 蓄能器的选择、安装及使用 .....	697
1.4 液压控制阀的噪声 .....	485	2.6 蓄能器产品介绍 .....	698
1.5 液压控制阀的材料及工艺要求 .....	487	3 冷却器及加热器 .....	702
2 液压控制阀的工作原理 .....	488	3.1 冷却器 .....	702
2.1 压力控制阀 .....	488	3.2 加热器 .....	722
2.2 流量控制阀 .....	503	4 液压管路及接头 .....	723
2.3 方向控制阀 .....	510	4.1 液压管路 .....	723
2.4 逻辑阀 .....	521	4.2 管接头 .....	739
		4.3 扩口式管接头 .....	777
		4.4 橡胶软管接头 .....	792
		4.5 快换接头 .....	798
		4.6 活动铰接式管接头 .....	799
		4.7 回转接头 .....	799



4.8 法兰 .....	800	4.1 多路复合的挖掘机液压系统 .....	933
4.9 管道辅件 .....	809	4.2 组合机床液压系统 .....	939
5 油箱及附件 .....	825	4.3 矿用提升机液压系统 .....	941
5.1 油箱的功用及类型 .....	825	4.4 多缸顺序自动转换的 注塑机液压系统 .....	943
5.2 油箱容量的确定 .....	827	4.5 旧石油管矫直机液压系统 .....	947
5.3 油箱结构 .....	828	4.6 炼钢炉前操作机械手液压系统 .....	949
5.4 油箱的安装和清洗 .....	830	4.7 棒材快锻机液压系统 .....	952
5.5 油箱附件 .....	831	4.8 中、小功率汽轮发电机组液压 控制系统 .....	954
6 过滤器及过滤系统的设计 .....	832	4.9 汽车制动液压系统 .....	955
<b>第7章 液压传动系统 .....</b>	<b>833</b>	4.10 典型水液压传动系统的应用 实例 .....	959
1 液压系统的基本回路 .....	833	<b>第8章 液压控制系统 .....</b>	<b>962</b>
1.1 压力控制回路 .....	833	1 电液伺服控制系统 .....	962
1.2 速度控制回路 .....	839	1.1 电液伺服阀 .....	962
1.3 方向控制回路 .....	842	1.2 电液伺服控制系统 .....	1022
1.4 多缸控制回路 .....	846	2 电液比例控制系统 .....	1061
1.5 液压马达控制回路 .....	852	2.1 电液比例阀 .....	1061
1.6 其他回路 .....	854	2.2 电液比例控制系统 .....	1112
2 液压传动系统设计计算 .....	858	3 电液数字阀控制系统 .....	1133
2.1 液压系统的类型和评价指标 .....	858	3.1 电液数字阀 .....	1133
2.2 设计计算的内容与方法 .....	878	3.2 电液数字阀控制系统 .....	1147
2.3 液压系统设计计算举例 .....	923	<b>参考文献 .....</b>	<b>1152</b>
3 液压系统的安装、使用与维护 .....	927		
3.1 液压系统的安装与调试 .....	927		
3.2 液压系统的验收 .....	928		
3.3 液压系统的使用与维护 .....	931		
4 典型液压系统及特点 .....	933		

第



篇

# 液压传动与控制

主 编 李壮云 易孟林  
编 写 李壮云 易孟林 唐群国 刘银水  
陈 彬 贺小峰 万会雄 罗晓玉  
审 稿 廖义德 聂松林 朱碧海



中国机械工程学会



# 第 1 章 液压流体力学及噪声控制基础

流体力学是以流体为研究对象，主要研究流体和流体之间，以及流体与固体之间的相互作用和反作用，简言之，即研究流体机械运动的规律，并把这些规律应用到有关的工程技术中去的力学分支。而液压传动与控制是以液体作为工作介质，实现功率或信号传递、转换、分配与控制的一门技术学科。

本章除了主要介绍液体机械运动的普遍规律以外，还将针对液压技术领域中某些特殊的问题作概要介绍。正确地理解这些基础技术问题，将为我们正确地使用和设计液压系统与液压元件奠定必要的技术基础，从而减少盲目性，增加合理性。

## 1 流体的主要物理性质

### 1.1 流体的密度、比体积及重度

#### (1) 流体的密度

单位体积流体的质量称为流体的密度，用符号  $\rho$  表示，其表达式为

$$\rho = \lim_{\Delta V \rightarrow 0} \frac{\Delta m}{\Delta V} = \frac{dm}{dV}$$

对于空间各点处密度相同的均质流体，其密度为

$$\rho = \frac{M}{V} \quad (1.1-1)$$

式中  $\rho$  ——流体的密度 ( $\text{kg}/\text{m}^3$ )；

$M$  ——流体的质量 ( $\text{kg}$ )；

$V$  ——流体的体积 ( $\text{m}^3$ )。

#### (2) 流体的比体积

通常将单位质量流体所占的空间体积称为比体积，以符号  $v$  表示。显然，流体的密度与比体积互为倒数，即

$$v = \frac{1}{\rho} \quad (1.1-2)$$

式中  $v$  ——流体的比体积 ( $\text{m}^3/\text{kg}$ )。

流体的密度  $\rho$  和比体积  $v$  均随压力  $p$  和热力学温度  $T$  而变化，即  $\rho = \rho(p, T)$ ,  $v = v(p, T)$ 。相对气体而言，液体的密度和比体积随压力与温度的变化较小。在压力不大时，如 1 MPa，液体的密度和比体积可以认为与压力无关。

压力为一个标准大气压、温度为 20℃ 时，几种常用液压介质的密度见表 1.1-1。

#### (3) 流体的重度

地球对单位体积内流体质量的吸引而产生的重力称为重度，用  $r$  表示，即

$$r = \frac{\Delta mg}{\Delta v} = \rho g$$

在重力制中，重度的单位是  $\text{kgf}/\text{m}^3$ ，在 SI 单位制中的质量为基本物理量，所以不推荐使用重度这一名词，所以只用密度  $\rho$  作有关的计算。

压力为一个标准大气压、温度为 20℃ 时，几种液体的密度见表 1.1-2。

表 1.1-1 液压工作介质的密度 (大气压, 20℃)

介质种类	矿物型 液压油	水包油 乳化液	油包水 浮化液	水-乙二醇 液压液	磷酸酯 液压液	高水基 液压液	水	海水
密度 $\rho/\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$	850 ~ 960	990 ~ 1 000	910 ~ 960	1 030 ~ 1 080	1 120 ~ 1 200	1 000	997.6	1 020

表 1.1-2 几种液体的密度 (大气压, 20℃)

液体	密度/ $\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$	液体	密度/ $\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$
水	997.6	石油 (15℃)	880 ~ 890
海水	1 020	煤油	810 ~ 840
水银 Hg	13 537	轻柴油	830 ~ 860

续表 1.1-2

液体	密度/kg·m <sup>-3</sup>	液体	密度/kg·m <sup>-3</sup>
酒精 CH <sub>3</sub> CH <sub>2</sub> OH	791	柴油	910
四氯化碳	1 593	重油	900 ~ 950
普通汽油	680 ~ 790	矿物类润滑油 (15℃)	890 ~ 920

压力为一个标准大气压、温度为 0℃ 时，几种气体的密度见表 1.1-3。

表 1.1-3 几种气体的密度 (大气压, 0℃)

气体	密度/kg·m <sup>-3</sup>	气体	密度/kg·m <sup>-3</sup>
空气	1.292	二氧化碳 CO <sub>2</sub>	1.975
氧 O <sub>2</sub>	1.43	氨 NH <sub>3</sub>	0.77
氮 N <sub>2</sub>	1.25	烟气	1.30 ~ 1.34
氢 H <sub>2</sub>	0.089 8	水蒸汽	0.804
氯 Cl <sub>2</sub>	3.21		

压力不变时，液体在不同温度下的密度值可按下式计算

$$\rho_t = \frac{\rho_{t_1}}{1 + \alpha(t - t_1)} \quad (1.1-3)$$

式中  $\rho_t$  —— 温度为  $t$ ℃ 时，液体的密度 (kg/m<sup>3</sup>)；  
 $\rho_{t_1}$  —— 温度为  $t_1$ ℃ 时，液体的密度 (kg/m<sup>3</sup>)；  
 $\alpha$  —— 液体的热膨胀系数 (详见 1.2 节)。  
 当压力不变时，气体的密度随温度的变化关系，可按下式计算

$$\rho_t = \frac{\rho_0}{1 + 0.00367t} \quad (1.1-4)$$

式中  $\rho_t$  —— 温度为  $t$ ℃ 时的气体密度 (kg/m<sup>3</sup>)；  
 $\rho_0$  —— 温度为 0℃ 时的气体密度 (kg/m<sup>3</sup>)。

表 1.1-4 给出了水和空气在一个标准大气压下，不同温度时的密度。

表 1.1-4 压力为一个标准气压，不同温度下水和空气的密度

温度/℃	密度/kg·m <sup>-3</sup>		温度/℃	密度/kg·m <sup>-3</sup>	
	水	空气		水	空气
-20		1.39	50	987.4	1.10
-10		1.34	55	985.1	
0		1.29	60	982.6	1.06
5	999.3		65	979.9	
10	999.1	1.25	70	977.1	1.03
15	998.5		75	974.2	
20	997.6	1.20	80	971.2	0.999
25	996.4		85	968	
30	995	1.17	90	964.7	0.97
35	993.4		95	961.3	
40	991.6	1.13	100	957.7	0.95
45	989.6				

图 1.1-1 给出了不同类型液压介质的密度随温度的变化关系。

当温度不变时，气体在不同压力下的密度可

按下式计算

$$\rho_t = \frac{\rho_{p_0} B}{760} \quad (1.1-5)$$

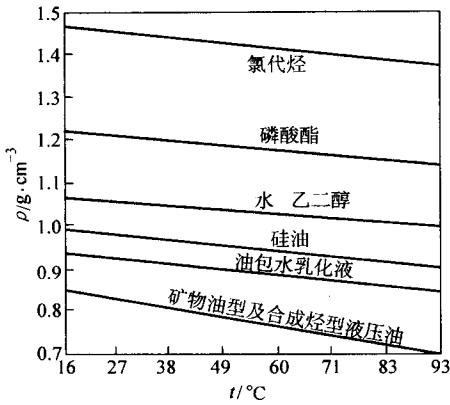


图 1.1-1 不同液压介质的密度随温度的变化

式中  $\rho_{p_0}$ ——压力为一个标准大气压时的气体密度 ( $\text{kg/m}^3$ );

$B$ ——气体压力 ( $\text{mmHg}$ )。

如果压力、温度一定，则可按下式计算气体密度的变化

$$\rho = \rho_0 \left( \frac{p}{p_0} \right) \left( \frac{T_0}{T} \right) \quad (1.1-6)$$

式中  $\rho$ ——压力为  $p$  (MPa)、热力学温度为  $T$  时气体的密度 ( $\text{kg/m}^3$ );

$p_0$ ——标准大气压力 (0.1013 MPa);

$\rho_0$ ——在压力为一个标准大气压、热力学温度  $T_0 = 273 \text{ K}$  ( $0^\circ\text{C}$ ) 时的气体密度 ( $\text{kg/m}^3$ )。

混合气体的密度可按各组分气体所占容积百分比计算，即

$$\rho = \rho_1 \alpha_1 + \rho_2 \alpha_2 + \dots + \rho_n \alpha_n = \sum_{i=1}^n \rho_i \cdot \alpha_i \quad (1.1-7)$$

式中  $\rho$ ——混合气体的密度 ( $\text{kg/m}^3$ );

$\rho_1, \rho_2, \dots, \rho_n$ ——混合气体中各组分气体的密度 ( $\text{kg/m}^3$ );

$\alpha_1, \alpha_2, \dots, \alpha_n$ ——混合气体中各组分气体的容积百分数。

## 1.2 流体的压缩性和膨胀性

### (1) 热膨胀性和体积膨胀系数

在一定压力下，流体的体积随温度升高而增大的性质，称为流体的热膨胀性。

流体的体积膨胀系数是指压力不变时，温度

每升高 1 K 时所引起的体积相对增大量，即

$$\alpha = \frac{1}{V} \frac{dV}{dT} \quad (1.1-8)$$

式中  $\alpha$ ——流体的体积膨胀系数 ( $1/\text{K}$ );

$dT$ ——流体温度的变化值 ( $\text{K}$ )。

水的体积膨胀系数见表 1.1-5。

表 1.1-5 水的体积膨胀系数  $\alpha$   
( $10^{-6} \text{K}^{-1}$ )

压力 $p/\text{MPa}$	温度/ $\text{K}$				
	273 ~ 283	283 ~ 293	313 ~ 323	333 ~ 343	363 ~ 373
0.098 1	14	150	422	556	719
9.81	43	165	422	548	704
19.62	72	183	426	539	
49.05	149	236	429	523	661
88.29	229	289	437	514	621

对于液压用油，其  $\alpha$  只决定于油液本身，而与压力和温度无关，其数值可参看表 1.1-6。

表 1.1-6 不同密度油液的  $\alpha$  值

$\rho_{15^\circ}/\text{g}\cdot\text{cm}^{-3}$	0.70	0.80	0.85	0.90	0.92
$\alpha/10^{-4} \text{K}^{-1}$	8.2	7.7	7.2	6.4	6.0

对于气体，则由状态方程  $p v = RT$  可得

$$\left( \frac{\partial v}{\partial T} \right)_p = \frac{R}{p}$$

$$\alpha = \frac{1}{v} \left( \frac{\partial v}{\partial T} \right)_p = \frac{R}{p v} = \frac{R}{RT} = \frac{1}{T} \quad (1.1-9)$$

### (2) 压缩率和体积弹性模量

在一定温度下，流体的体积随压力增加而减小的性质，称为流体的压缩性。通常以压缩率或体积弹性模量来表示，分别以符号  $\beta$ 、 $E$  来标记。

压缩率  $\beta$  是指流体温度不变时，每增加一个单位压力所引起流体体积的相对变化量，即

$$\beta = - \frac{1}{V} \frac{dV}{dp} \quad (1.1-10)$$

式中  $\beta$ ——压缩率 [ $\text{m}^2/\text{N}$  ( $1/\text{Pa}$ )];

$V$ ——压力为  $p$  时流体的体积 ( $\text{m}^3$ );

$dp$ ——流体压力的增量 ( $\text{Pa}$ );

$dV$ ——压力增加  $dp$  时，流体体积的变化量 ( $\text{m}^3$ )。

因为  $dp$  为正值时， $dV$  总是负值，反之亦然。我们在计算中总希望  $\beta$  为一正值，故引入一个负号。

压缩率的倒数称为体积弹性模量  $E$ ，即

$$E = \frac{1}{\beta} = -\frac{V}{dV}dP \quad (1.1-11)$$

式中  $E$ ——体积弹性模量 (Pa)。

流体的体积弹性模量也随压力和温度的变化而变化。表 1.1-7 给出了在不同状态下水的弹性模量。

表 1.1-7 水的体积弹性模量  $E$   
(GPa)

压力/MPa \ 温度/°C	0.49	0.98	1.96	3.92	7.85
0	1.85	1.86	1.88	1.91	1.94
5	1.89	1.91	1.93	1.97	2.03
10	1.91	1.93	1.97	2.01	2.08
15	1.93	1.96	1.99	2.05	2.13
20	1.94	1.98	2.02	2.08	2.17

各种液压系统工作介质在一个大气压及 20°C 时的体积弹性模量见表 1.1-8。

表 1.1-8 多种液压介质的体积弹性模量  
(大气压, 20°C)

介质种类	体积模量 $E$ /MPa	介质种类	体积模量 $E$ /MPa
石油基液压油	$(1.4 \sim 2) \times 10^3$	水-乙二醇液	$3.45 \times 10^3$
水包油乳化液	$1.95 \times 10^3$	磷酸酯液	$2.65 \times 10^3$
油包水乳化液	$2.3 \times 10^3$	水	$2.4 \times 10^3$

矿物油在等温压缩过程中的体积弹性模量  $E_t$  随压力的变化曲线见图 1.1-2。

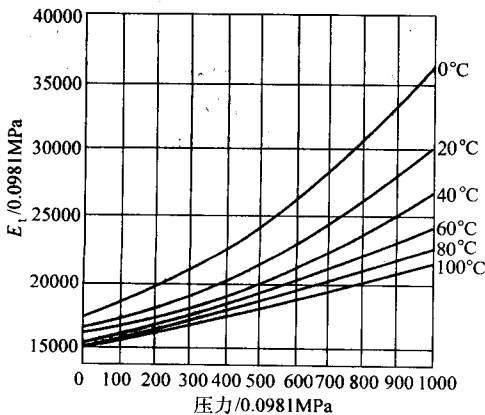


图 1.1-2 矿物油在等温压缩过程中的体积弹性模量

由于压力增大时体积必然减小，所以在式

1.1-11 加上负号后就可获得正的  $\beta$  或  $E$  值。由于气体压力变化的同时，可能产生温度的变化，因此必需知道变化过程，才能确定  $\beta$  或  $E$  值，在工程上常遇到的是等温和等熵过程，如果用下角标  $T$  表示等温过程， $s$  表示等熵过程，则

$$\beta_T = -\frac{1}{v} \left( \frac{\partial v}{\partial p} \right)_T \text{ 或 } E_T = -v \left( \frac{\partial p}{\partial v} \right)_T$$

$$\beta_s = -\frac{1}{v} \left( \frac{\partial v}{\partial p} \right)_s \text{ 或 } E_s = -v \left( \frac{\partial p}{\partial v} \right)_s$$

因为在等温过程时  $pv = C$ ，所以  $\left( \frac{\partial p}{\partial v} \right)_T = -\frac{p}{v}$ ，而等熵过程时  $pv^k = C$ ，则  $\left( \frac{\partial p}{\partial v} \right)_s = -\frac{kp}{v}$ ，代入上式得气体的体积弹性模量为

$$\left. \begin{aligned} E_T &= p \\ E_s &= kp \end{aligned} \right\} \quad (1.1-12)$$

式中  $k$ ——等熵 (绝热) 指数，对空气， $k=1.4$ 。

对于液体来说，即使在绝热条件下，压力改变而引起温度的变化是极为微小的，因此可以不考虑温度的变化。不含气泡的纯液体的压缩系数很小，即体积弹性模量很大，例如压力为 1~50 MPa 时，纯水的平均  $E \approx 2.1 \times 10^3$  MPa，纯液压用油的平均  $E$  值则在  $1.4 \times 10^3 \sim 2 \times 10^3$  MPa 范围内，但如果液体中混有不溶解的气体，则体积弹性模量就有很大的降低。

实际计算中常近似取液压油的  $E = 700$  MPa 是比较符合实际情况的。

### (3) 油中混气与有效体积弹性模量

液压系统在大气环境下工作，其工作介质中不可避免地要混入气体。油液中的气体可能有两种形式存在：或是溶解在液体中；或是以微小气泡的形式悬浮在液体中。

液体中气体的溶解量服从亨利定律，即在一定温度下溶解到液体中的气体体积和压力成正比。不同液压介质中空气的溶解量如图 1.1-3 所示。

一般而言，溶解于油液中的空气对油液的物理性能无直接影响，但是，当油液受到扰动，或当压力降低 (如泵的入口) 或温度升高时，溶解气体会很快分析出来，形成大量微小气泡悬浮于油液中。这是导致液压系统中产生气体气蚀的重要原因，同时将极大地增加液体的压缩性，降低其体积弹性模量。特别是在低压范围 (压力  $< 5$  MPa)，这种影响更为突出。

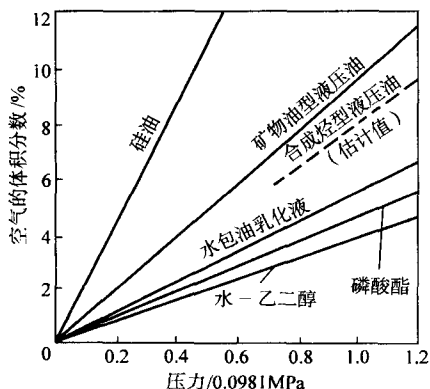


图 1.1-3 液压介质中空气的溶解量

体积为  $V_m$  的混气油液中，如果气体的体积为  $V_G$ ，则纯油液的体积  $V_l = V_m - V_G$ ，当压力增加  $\Delta p$  时，混气油液的体积减小  $\Delta V_m$ ，应为气体体积减小  $\Delta V_G$  和纯油液体积减小  $\Delta V_l$  的总和，即

$$\Delta V_m = \Delta V_G + \Delta V_l$$

因为体积弹性模量为： $E_m = -\frac{V_m \Delta p}{\Delta V_m}$ ， $E_G = -\frac{V_G \Delta p}{\Delta V_G}$  及  $E_l = -\frac{V_l \Delta p}{\Delta V_l}$ ，代入上式得

$$\frac{V_m \Delta p}{E_m} = \frac{V_G \Delta p}{E_G} + \frac{V_l \Delta p}{E_l}$$

或 
$$\frac{1}{E_m} = \frac{V_G}{V_m} \left( \frac{1}{E_G} \right) + \frac{V_l}{V_m} \left( \frac{1}{E_l} \right)$$

$$= \frac{V_G}{V_m} \left( \frac{1}{E_G} \right) + \left( 1 - \frac{V_G}{V_m} \right) \left( \frac{1}{E_l} \right) \quad (1.1-13)$$

例如某油液 ( $E_l = 1.8 \times 10^3$  MPa)，混有一定的气体，作用 10 MPa 压力后油液的温度不变，则  $E_G = 10$  MPa，这样，混气油液的体积弹性模量  $E_m$  为

$$\frac{1}{E_m} = \frac{V_G/V_m}{10} + \frac{1 - V_G/V_m}{1.8 \times 10^3}$$

由此可以计算出不同混入气体量时的体积弹性模量见表 1.1-9。

表 1.1-9 混入气体对  $E$  的影响

$V_G/V_m$	$E_m/\text{MPa}$	$V_G/V_m$	$E_m/\text{MPa}$
0	$1.8 \times 10^3$	0.04	$2.70 \times 10^2$
0.005	$9.50 \times 10^2$	0.06	$1.53 \times 10^2$
0.01	$6.42 \times 10^2$	0.08	$1.17 \times 10^2$
0.02	$3.91 \times 10^2$	0.10	$9.50 \times 10$

上例说明，在一定压力下油液夹带 1% 气体时，弹性模量降为纯油的 35.6%，夹带 4% 气体时则仅为纯油液的 15%。由此可见，在需要大体积弹性模量的场合下必需严格排除油液中夹带的气体。实际计算中近似取  $E = 700$  MPa 是有一定根据的。如果要求得油液准确的弹性模量值，只能是通实测的方法得出。

上面我们说明了在一定压力下油液中夹带气体对体积弹性模量的影响。如果在大气压力下混入油液的气体体积为  $V_a$ ，纯油液的体积为  $V_l$ ，则在  $p$  压力下的混气油液的体积弹性模量  $E_m$  值可按下式计算

$$E_m = \left[ \frac{V_l/V_a + p_a/p}{V_l/V_a + E_l p_a/p^2} \right] E_l \quad (1.1-14)$$

式中  $p_a$ ——大气压力；

$E_l$ ——纯油液体积弹性模量。

(4) 可压缩流体和不可压缩流体

由表 1.1-7 和表 1.1-8 可以看出，液体的压缩性是很小的，所以在一般工程计算中，往往忽略其压缩性的影响，将液体视为不可压缩流体，这将显著地简化理论分析和计算工作，而且在大多数问题的研究中，具有足够的精确度。但是在某些特殊场合，例如，对高压系统或研究系统的动态性能，以及计算远距离操纵的液压机构时，必须考虑液压液的可压缩性；另外，当研究水击现象或水下爆炸时，也需要考虑其压缩性，否则就得出不正确的结论。

气体的可压缩性与液体相比要大很多。因此，在研究气体的时候，无论温度还是压力对其体积和密度的影响都必须考虑。对于完全气体，其间的关系可以用状态方程表示，即

$$pv = RT \quad (1.1-15)$$

或

$$\frac{p}{\rho} = RT$$

式中  $p$ ——气体的绝对压力 (Pa)；

$v$ ——气体的比体积 ( $\text{m}^3/\text{kg}$ )；

$R$ ——气体状态常数 ( $\text{m} \cdot \text{N}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ )；

$T$ ——热力学温度 (K)。

因此，气体的比容与绝对压力成反比，而与热力学温度成正比。除了高压和低温状态外（压力不超过 20 MPa，热力学温度不低于 253 K），常用气体（如空气、氮、氧、二氧化碳等）基本上



都遵循状态方程。

最后应指出,在低速(通常取小于 50 m/s)气流中,当压力变化不大时,通常可以忽略可压缩性的影响,按不可压缩流体来处理,其结果也是足够精确的。例如,在一个标准大气压下,当空气流速为 68 m/s 时,不考虑可压缩性所引起的相对误差只有 1% 左右。按不可压缩流体来处理低速气体流动问题,可使研究工作大为简化。

### 1.3 流体的黏性

流体流动时,其内部出现内摩擦力的性质称为流体的黏性。流体黏性的大小,用黏度来度量。同一种流体的黏度随流体的温度和压力而变化。

#### 1.3.1 牛顿内摩擦定律和黏度的表示方法

牛顿内摩擦定律是指沿直线运动着的两层流体之间的内摩擦应力(切应力),它的大小与流体的性质有关,同时与流体层接触面法线方向的速度梯度成正比,即

$$\tau = \mu \frac{dv}{dn} \quad (1.1-16)$$

式中  $\tau$  ——切应力 ( $\text{N}/\text{m}^2$ );

$\frac{dv}{dn}$  ——沿接触面法线方向的速度梯度 ( $1/\text{s}$ );

$\mu$  ——表示流体的物理性质的比例系数称为动力黏度(或称动力黏性系数) ( $\text{Pa}\cdot\text{s}$ )。

式(1.1-16)所表示的关系称为牛顿内摩擦定律。其物理意义为:流体内部摩擦力的大小与流体的速度梯度和接触面积大小成正比,并且与流体的性质,即黏性有关。

由式(1.1-16)可以看出,当  $dv/dn = 0$  时,显然  $\tau = 0$ ,亦即当流体薄层之间或流体微团之间没有速度差时,以及处于静止状态的流体之中不存在内摩擦力。

由牛顿内摩擦定律可以看出,流体与固体在摩擦规律上是截然不同的。流体中的摩擦力取决于流体间的相对运动,即其大小与速度梯度成正比;固体间的摩擦力与速度无关,与两固体之间所承受的正压力成正比。

流体的黏性通常以黏度来度量,黏度常用以下三种方法表示。

#### (1) 动力黏度 $\mu$

动力黏度也称为绝对黏度,以符号  $\mu$  表示,它直接来自牛顿内摩擦定律。由式(1.1-16)得

$$\mu = \frac{\tau}{dv/dn}$$

显然, $\mu$  表示单位速度梯度时内摩擦切应力的大小。 $\mu$  之所以称为动力黏度,是因为在其量纲中存在动力学因素。

在 SI 制中, $\mu$  的单位为  $\text{Pa}\cdot\text{s}$ ,称为帕·秒。在 CGS 制中, $\mu$  的单位为  $\text{dyn}\cdot\text{s}/\text{cm}^2$ ,称为泊( $\rho$ )。计算中常用泊的百分之一作为度量单位,称为厘泊( $\text{cp}$ )。在公制工程制中,其单位为  $\text{kgf}\cdot\text{s}/\text{m}^2$ 。它们之间的换算关系为:

$$1 \text{ 泊} = 100 \text{ 厘泊} = 10^{-1} \text{ N}\cdot\text{s}/\text{m}^2 (\text{Pa}\cdot\text{s}) = 0.010 2 \text{ kgf}\cdot\text{s}/\text{m}^2$$

#### (2) 运动黏度 $\nu$

在理论分析和工程计算中,常用动力黏度  $\mu$  和流体密度  $\rho$  的比值来度量流体的黏度,称为运动黏度,以符号  $\nu$  标记

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \quad (1.1-17)$$

在 SI 制中  $\nu$  的单位为  $\text{m}^2/\text{s}$ 。在 CGS 制中为  $\text{cm}^2/\text{s}$ ,称为斯,记为 St。常用斯的百分之一作为计量单位,称为厘斯(cSt)。它们之间的换算关系为:

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

运动黏度没有明确的物理意义,不能象  $\mu$  那样直接表示黏性切应力的大小。它的引入只是因为理论分析和工程计算中常常出现  $\mu$  与  $\rho$  的比值,引入  $\nu$  以后可使其分析、计算简便很多。所以称为运动黏度,是因为在量纲中仅有运动学因素。

在工程实际中,运动粘度也可以给出比较形象的黏度概念,例如,国际标准 ISO 关于液压及润滑油液的黏度分类,是采用 40°C 时油液运动黏度 ( $\text{mm}^2/\text{s}$ ,即 cSt) 中心值的近似值表示油液的黏度牌号,如 22 号液压油表示该种油液在 40°C 时的运动黏度为 22  $\text{mm}^2/\text{s}$

#### (3) 相对黏度

相对黏度又称为条件黏度。

尽管在工程实际中广泛使用动力黏度和运动黏度,但它们是难以直接测量的。由于流体的黏度是必须掌握的重要属性,因此,经过多年的实践,人们找出了多种直接测量的途径。其中之一