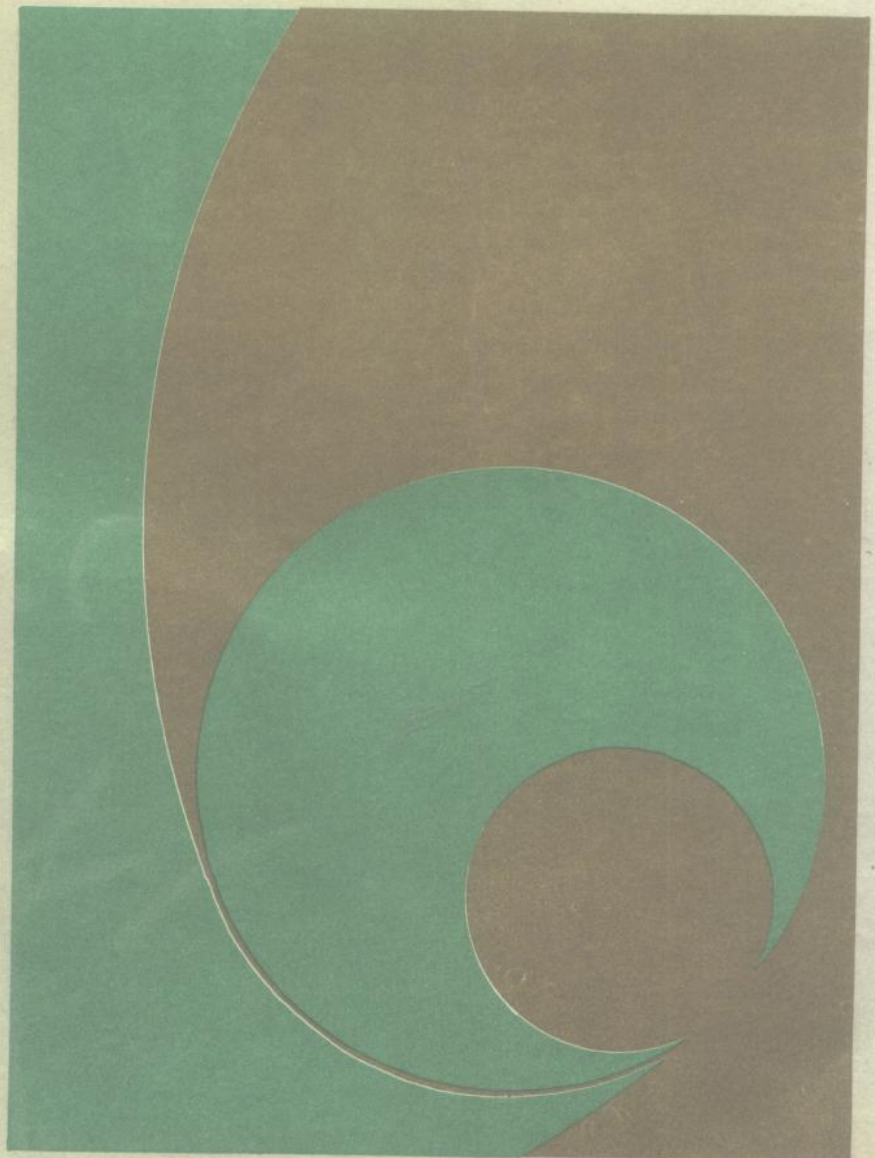


高等工科院校系列教材

# 液压传动与控制

骆简文 雷宝荪 张卫 主编



重庆大学出版社

# 液压传动与控制

骆简文  
雷宝荪 主编  
张 卫

重庆大学出版社

## 内 容 简 介

本书主要包括液压传动基础理论知识、液压元件的结构原理与性能、常用液压回路、典型液压系统分析、伺服控制系统及液压传动系统的设计与计算等。全书贯彻少而精和理论联系实际的原则,强调应用性和分析问题、解决问题能力的培养,在较大程度上反映了我国液压技术新的发展与进步。

本书可作为高等专科学校机械制造类专业的教材,也可供学时较少的本科机械制造类专业、各类成人高校有关专业及工程技术人员参考。

## 液 压 传 动 与 控 制

骆简文 雷宝荪 张卫 主编

责任编辑 梁涛

\*

重庆大学出版社出版发行

新华书店经销

重庆花溪印制厂印刷

\*

开本:787×1092 1/16 印张:12 字数:300千

1994年6月第1版 1994年6月第1次印刷

印数:1-8000

ISBN 7-5624-0856-4/TH·44 定价:7.00元

(川)新登字 020号

## 序

近年来我国高等专科教育发展很快,各校招收专科生的人数呈逐年上升趋势,但是专科教材颇为匮乏,专科教材建设工作进展迟缓,在一定程度上制约了专科教育的发展。在重庆大学出版社的倡议下,中国西部地区14所院校(云南工学院、贵州工学院、宁夏工学院、新疆工学院、陕西工学院、广西大学、广西工学院、兰州工业高等专科学校、昆明工学院、攀枝花大学、四川工业学院、四川轻化工学院、渝州大学、重庆大学)联合起来,编号、出版机类和电类专科教材,开创了一条出版系列教材的新路。这是一项有远见的战略决策,得到国家教委的肯定与支持。

质量是这套教材的生命。围绕提高系列教材质量,采取了一系列重要举措:

第一、组织数十名教学专家反复研究机类、电类三年制专科的培养目标和教学计划,根据高等工程专科教育的培养目标——培养技术应用型人才,确定了专科学生应该具备的知识和能力结构,据此制订了教学计划,提出了50门课程的编写书目。

第二、通过主编会议审定了50门课程的编写大纲,不过分强调每门课程自身的系统性和完整性,从系列教材的整体优化原则出发,理顺了各门课程之间的关系,既保证了各门课程的基本内容,又避免了重复和交叉。

第三、规定了编写系列专科教材应该遵循的原则:

1. 教材应与专科学生的知识、能力结构相适应,不要不切实际地拔高;
2. 基础理论课的教学应以“必须、够用”为度,所谓“必须”是指专科人才培养规格之所需,所谓“够用”是指满足后续课程之需要。

3. 根据专科的人才培养规格和人才的主要去向,确定专业课教材的内容,加强针对性和实用性;

4. 减少不必要的教理论证和数学推导;

5. 注意培养学生解决实际问题的能力,强化学生的工程意识;

6. 教材中应配备习题、复习思考题、实验指示书等,以方便组织教学;

7. 教材应做到概念准确,数据正确,方字叙述简明扼要,文、图配合适当。

第四、由出版社聘请学术水平高、教学经验丰富、责任心强的专家担任主审,严格把住每门教材的学术质量关。

出版系列专科教材堪称一项浩大的工程。经过一年多的艰苦努力,系列专

科教材陆续面市了。它汇集了中国西部地区 14 所院校专科教育的办学经验,是西部地区广大教师长期教学经验的结晶。

纵观这套教材,具有如下的特色:它符合我国国情,符合专科教育的教学基本要求和教学规律;正确处理了与本科教材、中专教材的分工,具有很强的实用性;与出版单科教材不同,有计划地成套推出,实现了整体优化。

这套教材立足于我国西部地区,面向全国市场,它的出版必将对繁荣我国的专科教育发挥积极的作用。这套教材可以作为大学专科及成人高校的教材,也可作为大学本科非机类或非电类专业的教材,亦可供有关工程技术人员参考。因此我不揣冒昧向广大读者推荐这套系列教材,并希望通过教学实践后逐版修订,使之日臻完善。

吴云鹏

1993年  
仲夏

# 前 言

本书是根据高等专科学校机械制造专业教材编审委员会审定的指导性教学计划和《液压传动》教学大纲编写而成的,是西部地区工科院校专科系列教材之一。

本书根据教学大纲的要求,为突出高等专科学校的特点,编写时力求贯彻少而精和理论联系实际的原则,强调应用性和分析问题、解决问题能力的培养。本书在较大程度上反映了我国液压技术新的发展与进步。全书共分十章,主要内容包括液压传动基础理论知识、液压元件的结构原理与性能、常用液压回路、典型液压系统分析、伺服控制系统及液压传动系统的设计与计算等。在讲授本课程时如学生尚未学习《控制工程基础》课程,则在“液压伺服控制系统”一章中,可适当删去与自动控制有关的内容。

本教材除适用于高等专科学校机械制造类专业外,也可用于学时较少的本科机械制造类专业及各类成人高校有关专业,并可供工程技术人员参考。

本书由兰州工业高等专科学校骆简文教授、云南工学院雷宝荪副教授及新疆工学院张卫副教授主编,西安交通大学葛思华教授主审。参加编写的人员有兰州工业高等专科学校朱琪(第一、五章及附录)、云南工学院雷宝荪(第二、四章)、兰州工业高等专科学校骆简文(第三、八章)、陕西工学院杨明亮(第六、七章)、新疆工学院张卫(第九、十章)。

本书于1993年7月在兰州进行终审,得到兰州工业高等专科学校的大力支持,在此表示衷心感谢。

由于水平所限,书中难免有疏漏和错误之处,敬请读者批评指正。

编者

1993年10月

# 目 录

<b>第一章 绪论</b> .....	1
§ 1-1 液压传动的发展概况 .....	1
§ 1-2 基本概念 .....	1
§ 1-3 液压传动的优缺点和液压新技术 .....	3
思考题与习题.....	4
<b>第二章 工作介质及液压流体力学基础</b> .....	5
§ 2-1 工作介质 .....	5
§ 2-2 静止液体的力学规律 .....	13
§ 2-3 流动液体的基本力学特性 .....	17
§ 2-4 管路内压力损失计算 .....	24
§ 2-5 液流流过小孔及间隙的流量 .....	28
§ 2-6 液压冲击和气穴现象 .....	32
思考题与习题 .....	34
<b>第三章 液压泵和液压马达</b> .....	36
§ 3-1 概述 .....	36
§ 3-2 齿轮泵 .....	39
§ 3-3 叶片泵 .....	45
§ 3-4 柱塞泵 .....	51
§ 3-5 轴向柱塞式液压马达 .....	56
§ 3-6 低速大转矩液压马达 .....	57
思考题与习题 .....	59
<b>第四章 液压缸</b> .....	61
§ 4-1 液压缸的基本类型和特点 .....	61
§ 4-2 液压缸的典型结构和组成 .....	64
§ 4-3 液压缸的设计 .....	68
思考题与习题 .....	70
<b>第五章 控制阀</b> .....	71
§ 5-1 阀的基本类型和要求 .....	71
§ 5-2 方向控制阀 .....	71
§ 5-3 压力控制阀 .....	80
§ 5-4 流量控制阀 .....	92
§ 5-5 比例阀和二通插装阀 .....	96

思考题与习题	100
<b>第六章 辅助装置</b>	102
§ 6-1 蓄能器	102
§ 6-2 滤油器	104
§ 6-3 管道元件	107
§ 6-4 油箱和热交换器	108
思考题与习题	111
<b>第七章 液压基本回路</b>	112
§ 7-1 调速回路	112
§ 7-2 其它基本回路	120
思考题与习题	130
<b>第八章 典型液压系统分析</b>	133
§ 8-1 以速度变换为主的液压系统	133
§ 8-2 以换向精度为主的液压系统	138
§ 8-3 以压力变换为主的液压系统	143
§ 8-4 多个执行元件配合工作的液压系统	147
思考题与习题	150
<b>第九章 液压传动系统的设计与计算</b>	152
§ 9-1 液压传动系统的设计内容与步骤	152
§ 9-2 液压传动系统设计与计算举例	159
习题	165
<b>第十章 液压伺服控制系统</b>	166
§ 10-1 液压伺服系统的工作原理、组成及分类	166
§ 10-2 典型的液压放大与控制元件	168
§ 10-3 液压动力机构	172
§ 10-4 机液伺服系统	175
§ 10-5 电液伺服系统	177
思考题与习题	179
<b>附录 本书常用计量单位及其换算</b>	180
<b>主要参考文献</b>	181



# 第一章 绪 论

## § 1-1 液压传动的发展概况

液压传动相对于机械传动来说,是一门新的学科,它具有结构紧凑、传动平稳、输出功率大、易于实现无级调速及自动控制等特点,因此发展很快。几十年来,随着我国工业水平的不断提高,液压传动技术被广泛应用在机械制造、工程建设、石油化工、交通运输、军事器械、矿山冶金、航空航海、轻工、农机、渔业、林业等各个方面,也被应用在宇宙航行、海洋开发、核能建设、地震预测等新的技术领域中。

从 1795 年英国制造出世界上第一台水压机至今,液压传动已有二三百年的历史了,但广泛的应用和推广仅有五六十年。19 世纪末,德国制造出液压龙门刨床,美国制成液压六角车床和磨床,但因当时没有成熟的液压元件以及机械制造工艺水平的限制,液压传动技术的应用仍不普遍。二次大战期间,某些兵器采用了反应快、精度高、功率大的液压传动装置,推动了液压技术的发展。战后,其迅速转向民用,在机床、工程机械、农业机械、汽车、船舶等行业中逐步推广。60 年代后,随着原子能、空间技术、计算机技术的发展,液压技术的应用更加广泛。目前,正在向高压、高速、高效、大流量、大功率、低噪声、长寿命、高度集成化等方向发展。同时,液压元件和液压系统的计算机辅助设计、计算机仿真和优化、微机控制等工作,又使液压技术的发展进入了一个新的阶段。

## § 1-2 基本概念

### 一、液压传动的工作原理

#### 1. 液压传动的工作原理

液压传动是以液体作为工作介质以压力能的方式进行能量传递和控制的一种传动形式。图 1-1 所示为经过简化了的液压传动工作原理图。

图 1-1 所示为经过简化了的液压传动工作原理图。图中 5、1 为大小活塞,4、2 为大小液压缸,两缸间通过油管 3 互相连通。假设活塞在缸内可自由滑动又不使液体渗漏,液压缸的工作腔与油管 3 都充满油液至与大气隔绝——即液体在密封容积内。若活塞 5 上有一重物  $W$ ,则当活塞 1 上施加的  $F$  力达到一定大小时,就能阻止重物  $W$  下降。当活塞 1 在  $F$  力作用下向下移动时,缸 2 中的液体被挤压

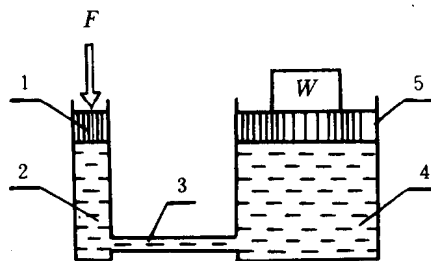


图 1-1 液压传动工作原理

1—小活塞;2—小液压缸;3—油管;  
4—大液压缸;5—大活塞

到缸 4 中的同时,推动活塞 5 向上运动。由此得出这样的结论:密封容积中的液体既可以传递力,又可以传递运动。因此液压传动又称容积式液压传动。

## 2. 液压传动系统实例

液压传动的应用范围非常广,但就其工作原理来讲是相同的。下面以简化了的外圆磨床

实现工作台往复运动的液压系统为例进行分析。如图 1-2 所示,电动机(图中未示出)带动液压泵 3 旋转,泵 3 从油箱 1 吸油,然后将具有压力能的油液输入管路,油液经节流阀 4 流至换向阀 6,当手动换向阀 6 处于图 1-2(a)所示的中间位置时,阀孔  $P$  与  $A$ 、 $B$  均不相通,液压缸未通入压力油,因此工作台停止不动;若将手动换向阀 6 的阀芯向右推,使阀芯处于图 1-2(b)所示位置时,阀孔  $P$  与  $A$  相通, $B$  与  $T$  相通,油液经压力油孔  $P$ 、阀孔  $A$  流入液压缸 8 的左腔,液压缸 8 右腔的油液经阀孔  $B$ 、回油孔  $T$  流入油箱 1,此时液压缸 8 的缸体固定不动,活塞 9 便在油液压力的推动下,带动与活塞杆固定在一起的工作台 10 向右运动;如果扳动手柄 7,使换向阀的阀芯处于左端,即图 1-2(c)所示位置,压力油经压力油孔  $P$ 、阀孔  $B$  进入液压缸 8 的右腔,液压缸左腔的油液经阀孔  $A$ 、回油孔  $T$  流回油箱,工作台向左运动。

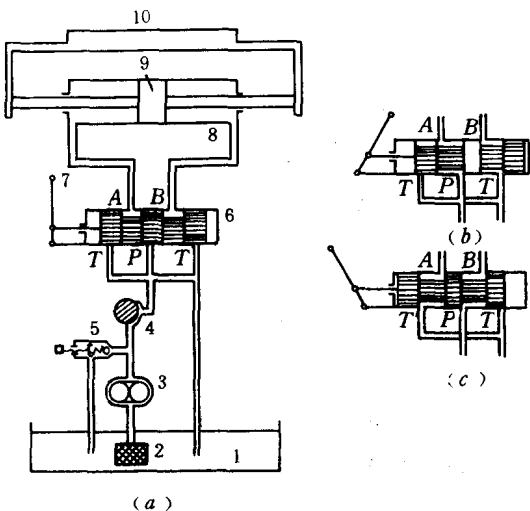


图 1-2 磨床工作台液压传动系统工作原理图

由此可以看出:有换向阀 6 的存在,就能不断变换压力油流入液压缸 8 的方向,使活塞 9 带动工作台 10 不断换向,以实现工作台的往复运动。而工作台的运动速度是利用改变节流阀 4 的开口量来进行调节的。当节流阀开口大时,单位时间进入液压缸的油液增多,工作台的运动速度快;反之开口小时,运动速度慢。

为了克服工作台的运动摩擦力、切削力等各种阻力,液压缸活塞必须受到足够大的推力,这由液压泵输出的压力能来提供,根据工作情况的不同,液压泵输出的油液压力应该可以调整,此功能由溢流阀 5 来完成。另外,通常电动机的转速是一定的,则液压泵 3 单位时间内输出的油液体积也为定值,而输入液压缸油液的多少由节流阀 4 调节,因此液压泵输出的多余油液也必须经溢流阀 5 流回油箱 1。网式滤油器 2 起滤清油液的作用,可提高元件的寿命及系统工作的可靠性。

二、液压系统的组成

## 二、液压系统的组成

从以上实例可看出,液压系统由以下五部分组成:

- (1)动力元件——液压泵 是将机械能转换为液压能的装置,给整个系统提供压力油。
- (2)执行元件——液压缸或液压马达 是将液压能转换为机械能的装置,可克服负载做功。
- (3)控制元件——各种阀类 可控制和调节液压系统的压力、流量及液流方向,以改变执行元件输出的力(或转矩)、速度(或转速)及运动方向。
- (4)辅助元件——油管、管接头、油箱、滤油器、蓄能器和压力表等 起连接、贮油、过滤、

贮存压力能和测量油压力等作用的辅助元件。

(5)工作介质——通常为液压油 传递压力的工作介质,同时还可起润滑、冷却和防锈的作用。

### 三、液压系统图的职能符号

图 1-2 所示的液压传动系统图为结构原理图,它比较直观,易于理解,在系统发生故障时按此类图来检查和判断故障原因比较方便。但其图形复杂,特别是在系统元件较多时不便绘制。为了简化液压原理图的绘制,我国国家标准(GB786-76)规定了“液压及气动图形符号”。这些符号只表示元件的职能,不表示元件的结构和参数。一般液压传动系统图均应按标准规定的职能符号绘制。如果有些元件无法用职能符号表示,或需着重说明系统中某一重要元件的结构和动作原理时,允许采用结构原理图表示。

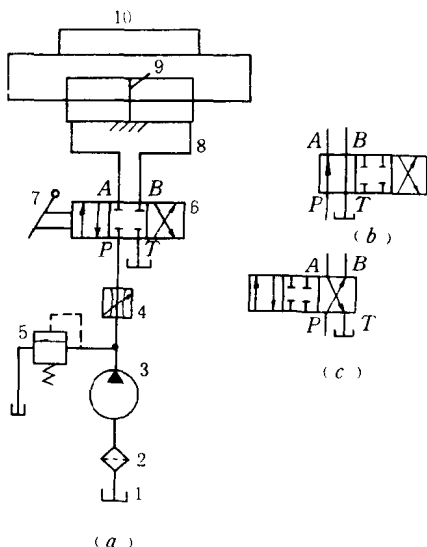


图 1-3 磨床工作台液压原理图  
(职能符号图)

图 1-3 所示即为用职能符号绘制的图 1-2 所示的磨床工作台液压系统工作原理图。

## § 1-3 液压传动的优缺点和液压新技术

### 一、液压传动的优缺点

液压传动与机械传动、电气传动、气压传动相比较有以下优点:

- (1)在相同功率的情况下,体积小、重量轻、结构紧凑,从而惯性小,可快速启动和频繁换向,且能传递较大的力和转矩。
- (2)能方便地实现无级调速,且调速范围大,可达 100 : 1 至 2000 : 1。而最低稳定转速可低至每分钟几转,即可实现低速强力或低速大扭矩传动,不需减速器。
- (3)传递运动均匀平衡、方便可靠,负载变化时速度较稳定。
- (4)控制调节比较方便、省力,易于实现自动化,当与电气控制或气动控制配合使用时,能实现各种复杂的自动工作循环,还可远程控制。
- (5)易于实现过载保护。同时液压元件可自行润滑,使用寿命较长。
- (6)液压元件易于实现标准化、通用化、系列化。便于设计制造和推广使用。元件之间用管路连接时,在系统中的排列布置有较大的机动性。
- (7)用液压传动实现直线运动一般比机械传动简单。

液压传动同时存在缺点:

- (1)由于采用液体传递压力,系统不可避免地存在泄漏,因而传动效率较低,不宜于作远距离传动。
- (2)液压装置对油温变化比较敏感,运动件的速度不易保持稳定,同时对油液的清洁程

度要求也很高。

(3) 液压元件制造精度高, 加工工艺复杂, 因而成本较高。

(4) 系统发生故障时, 不易查找原因和维修。

(5) 系统或元件的噪音较大。

总的来说, 液压传动的优点是主要的, 随着科学技术和设计、制造工艺水平的发展, 其缺点正逐步得到改善, 因此, 液压传动有着广阔的发展前途。

## 二、液压新技术

液压新技术主要是指微电子技术和计算机技术在液压系统中的应用。

微电子技术与液压技术相结合, 形成机-电-液一体化, 一体化元件如电液数字控制阀、数字液压缸等, 由于具有结构简单, 工艺性好, 价格低廉, 抗污染性强, 功耗小, 工作稳定可靠等优点, 且可直接与计算机接口, 不需 D/A 数-模转换器, 是今后液压技术发展的重要趋向之一。

计算机与液压技术的结合包括三个方面: 计算机控制系统、计算机辅助设计(液压元件 CAD 和液压系统 CAD) 和液压产品的计算机辅助试验(CAT)。利用计算机进行控制具有模拟量系统无法比拟的优越性, 其方式有逻辑控制、开环比例控制、计算机闭环控制、最优控制和自适应控制以及灵活的多余度控制等。计算机辅助设计的基本特点是利用计算机的图形功能, 由设计者通过人机对话控制设计过程以得到最优设计结果, 并能通过动态仿真对设计结果进行检测。计算机辅助试验则可运用计算机技术对液压元件及液压系统的静、动态性能进行测试, 对液压设备故障进行诊断和对液压元件和系统的数学模型辨识等。

此外, 高压大流量小型化与液压集成技术、液压节能与能量回收技术也成为近年研究的重要课题。

总之, 随着科学技术的进步, 液压新技术也随之发展, 拓宽范围, 以适应各行各业新技术的发展需求。

## 思考题与习题

- 1-1 何谓液压传动? 其基本工作原理是怎样的?
- 1-2 结合图 1-2 所示的液压系统图, 说明液压系统由哪几部分组成? 各起什么作用?
- 1-3 液压元件在系统图中是怎样表示的?
- 1-4 液压传动与机械传动、电气传动和气压传动相比较, 有哪些优缺点?

## 第二章 工作介质及液压流体力学基础

液压传动是以液体作为工作介质的,为此,必须了解液体的性质,研究它的运动规律。本章将着重介绍液压流体力学的一些基础知识。

从微观来看,液体是由一个一个的、不断作不规则地运动的分子组成的。分子间存在着间隙,它们是不连续的。但是,由于分子之间的间隙是极其微小的,在研究宏观的机械运动时,可以认为它是一种连续介质,这样就可以把液体的运动参数看作是时间和空间的连续函数,也就有可能利用解析数学来描述它的运动规律。

本章讨论的工作介质是均质的。涉及到的物理量采用国际单位制(SI)及允许和国际单位并用的单位。

### § 2-1 工作介质

#### 一、工作介质的主要物理性质

##### 1. 密度

密度是液体单位体积的质量,即

$$\rho = \frac{m}{V} \quad (2-1)$$

式中  $m$ ——液体的质量;

$V$ ——液体的体积。

##### 2. 重度

重度是液体单位体积的重量,即

$$\gamma = \frac{W}{V} \quad (2-2)$$

式中  $W$ ——液体的重量。

由于  $W=mg$ ,

故  $\gamma=\rho g$

工作介质的密度和重度随温度和压力而变化,一般是随温度升高而减小,随压力增高而加大,但变化很小,所以在一般使用条件下,可近似地把液体的密度和重度当作常量。液压系统中常用的工作介质为石油型液压油,计算时可取油液的密度 $\rho=900\text{kg}/\text{m}^3$ ,油液的重度 $\gamma=\rho\times g=900\times 9.81\approx 8.8\times 10^3\text{N}/\text{m}^3$ 。

##### 3. 液体的可压缩性

###### (1) 液体的可压缩性

液体所受压力增加时体积变小的性质叫液体的可压缩性。可压缩大小是用体积压缩系

数  $\kappa$  表示。其定义为单位压力变化时液体体积的相对变化量,即

$$\kappa = - \frac{1}{\Delta p} \frac{\Delta V}{V_0}$$

式中  $\kappa$  —— 压缩系数;

$\Delta p$  —— 压力的变化值;

$V_0, \Delta V$  —— 分别表示液体的初始体积和受  $\Delta p$  作用后的体积变化值。

由于  $\Delta p$  增加时  $\Delta V$  为负增长量,为使  $\kappa$  为正值所以上式右项前有一负号,而液体在受压后的体积为:

$$V = V_0 - \Delta V = V_0(1 - \kappa \Delta p)$$

在实际使用时,常用  $\kappa$  的倒数  $K$  来衡量液体的可压缩性, $K$  称为液体的体积弹性模量。

$$K = \frac{1}{\kappa} = - \frac{V_0 \cdot \Delta p}{\Delta V} \quad (2-3)$$

石油型液压油的  $K = (1.4 \sim 2.0) \times 10^9 \text{Pa}$ 。当液体中混入有未溶解的气体时,液体的体积弹性模量  $K$  会大大降低。考虑到一般液压系统中很难避免混入气体,所以在计算时常常取  $K = (0.7 \sim 1.4) \times 10^3 \text{MPa}$ 。

如果压力变化不大,则液体的体积变化很小,因此在讨论液压系统的静态特性时,通常是不考虑油的可压缩性的,而在研究液压系统的动态特性时,油的可压缩性就成为很重要的因素了。

## (2) 液压弹簧的刚性系数

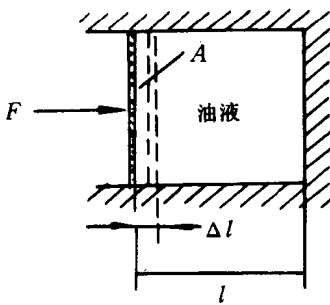


图 2-1 “液压弹簧”的  
刚度计算简图

在变动压力下,液压油的可压缩性的作用极象一个弹簧,即压力升高,油液体积减小;压力降低,油液体积增大。这个弹簧的刚度可用如下方法求出(见图 2-1)。当作用在封闭液体上的外力发生  $\Delta F$  的变化时,如果液体的承压面积  $A$  不变,则液柱的长度必有  $\Delta l$  的变化。在这里,体积变化为  $\Delta V = A \cdot \Delta l$ ,压力变化为  $\Delta p = \Delta F / A$ ,把这些关系代入式(2-3)中可得

$$K = - \frac{V_0 \cdot \Delta F}{A^2 \Delta l} \quad (2-4)$$

故

$$K_h = - \frac{\Delta F}{\Delta l} = \frac{KA^2}{V_0} \quad (2-5)$$

式中  $K_h$  —— 液压弹簧的刚度系数,单位是用  $\text{N/m}$ ;

其它符号意义同前。

由公式可知:液压弹簧的刚性系数与液体体积弹性系数、活塞的受压面积和液体的初始体积有关。

## 4. 粘性

### (1) 粘性的意义

液体在外力作用下流动时,液体分子间的内聚力阻碍其分子间的相对运动而产生一种内摩擦力,这种现象叫做液体的粘性。液体只有在流动时才会呈现粘性。粘性的大小可用粘度来衡量。粘度是选择液压油的主要依据。

以图 2-2 所示的两平行平板中液体的流动情况为例,观察粘性的作用。当上平板以速度

$u_0$  相对于下平板向右移动时,紧贴在上平板上极薄的一层液体,在附着力的作用下,以相同的速度  $u_0$  随上平板一起向右运动。紧贴在下平板上极薄的一层液体粘附在下平板上而保持静止。中间各层液体则从上到下按递减的速度向右移动,可将这种流动看成是许多微薄液体层的运动。由于各层的运动速度不同,流动快的流层会拖曳流动慢的流层,而流动慢的流层又阻滞流动快的流层,层与层之间就是因为存在粘性而产生了阻止相对运动的内摩擦力。

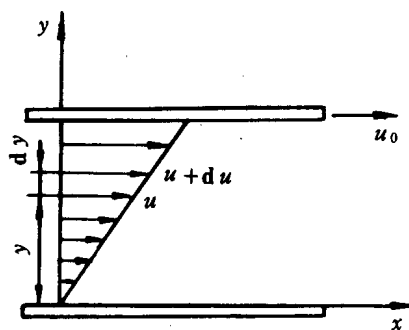


图 2-2 液体粘性示意图

实验测定指出,液体流动时,相邻层间的内摩擦力  $F_f$  与液层接触面积  $A$ 、液层间相对速度  $du$  成正比,而与液层间的距离  $dy$  成反比,即

$$F_f = \mu A \frac{du}{dy} \quad (2-6)$$

如以  $\tau$  表示剪切应力,即单位面积上的内摩擦力,则有

$$\tau = \frac{F_f}{A} = \mu \frac{du}{dy} \quad (2-7)$$

上式中  $du/dy$  称为速度梯度,即液体层相对速度对液体层距离的变化率。 $\mu$  是衡量液体粘性的比例系数称粘度。

## (2) 液体的粘度

液体粘性的大小用粘度来表示。常用的粘度单位有动力粘度、运动粘度和相对粘度等。

### 1) 动力粘度 $\mu$

动力粘度又称绝对粘度,可由式(2-7)得

$$\mu = \frac{\tau}{du/dy} \quad (2-8)$$

由式(2-8)可知,动力粘度  $\mu$  的物理意义是:当速度梯度等于 1 时,接触液体层间单位面积上的内摩擦力即为动力粘度。其单位是  $\text{Pa} \cdot \text{s}$ (帕·秒),在 CGS 制中采用 cP(厘泊),它们的换算关系为

$$1\text{Pas} = 10\text{P(泊)} = 10^3\text{cP}$$

### 2) 运动粘度 $\nu$

运动粘度是动力粘度与密度之比,即

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \quad (2-9)$$

运动粘度没有明确的物理意义,只是在理论分析和计算时,常常遇到  $\mu/\rho$  这个量,为此引入了  $\nu$  这一概念。在  $\nu$  的量纲中只有运动学要素,故称为运动粘度。它的单位是  $\text{m}^2/\text{s}$ ,在 CGS 制中用 cSt(厘沱  $1\text{cSt} = 10^{-2}\text{cm}^2/\text{s}$ ),它们的换算关系为

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

过去,我国机械油的牌号,就是该油液在  $50^\circ\text{C}$  时的运动粘度  $\nu(\text{cSt})$  的平均值。譬如,10号机械油就是指这种机械油在  $50^\circ\text{C}$  时的运动粘度平均值为 10cSt。现在已改用  $40^\circ\text{C}$  时的平均运动粘度表示油的牌号,但目前仍有部分液压油产品采用原牌号。表 2-1 为液压油新旧牌号对照表,旧牌号级前无“N”字符。

表 2-1 液压油新牌号(40°C 运动粘度等级)与原牌号(50°C 运动粘度等级)对照表

牌 号	N7	N10	N15	N22	N32	N46	N68	N100	N150
原牌号	5	7	10	15	20	30	40	60	80

3) 相对粘度

液体的动力粘度与运动粘度都难以直接测量,一般仅用于理论分析和计算。工程上常用一些简便方法去测定液体的相对粘度。相对粘度根据测量条件的不同,各国采用的单位是不相同的,我国采用恩氏粘度计来测定油的相对粘度。恩氏粘度是在某一特定温度 $t$ (例如 20°C、50°C、100°C)时,将 200cm<sup>3</sup> 被测油液在自重作用下流过  $\phi 2.8\text{mm}$  的小孔,记下所需的时间 $t_1$ ,与 20°C 时同体积蒸馏水流过该小孔所需时间 $t_2$  相比,即为被测油液的恩氏粘度。即

$$^{\circ}E_t = \frac{t_1}{t_2} \quad (2-10)$$

表 2-2 为各个国家采用的粘度单位及其换算近似公式。

(3) 粘度与压力的关系

当压力增加时,液体分子之间距离缩小,内聚力增大,粘度也增大。在一般情况下,压力对粘度的影响较小,可不加考虑。当压力变化超过 20MPa 时才需考虑压力对粘度的影响。

(4) 粘度与温度的关系

各种液体的粘度随着温度升高而降低。每种液体有自身的粘度随温度变化的特性,即是粘-温特性。工作介质的粘度变化直接影响液压系统的工作性能,因此粘度随温度的变化越小越好。我国常用的液压系统工作介质(包括典型液压油及液)的粘-温特性可参阅图 2-3。

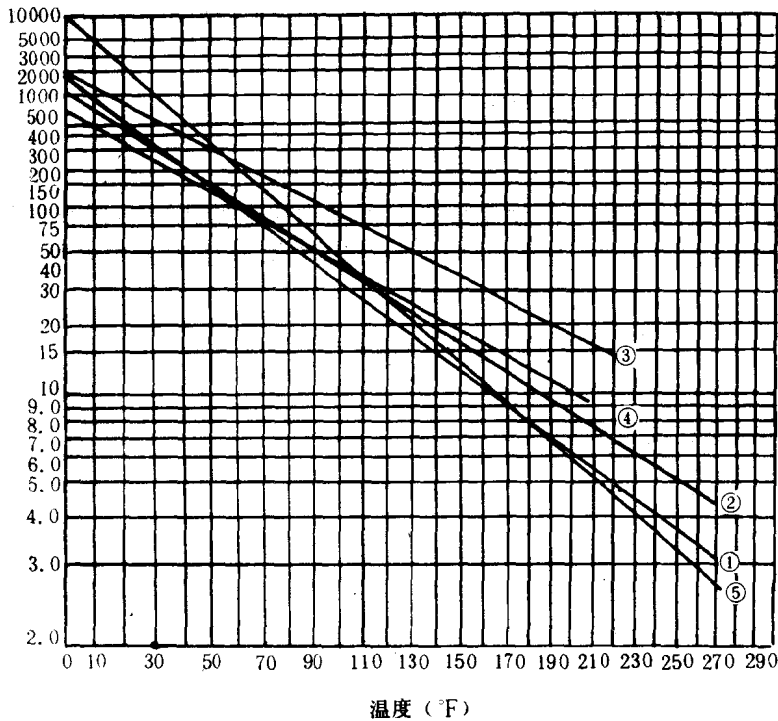


图 2-3 典型液压油、液的粘度-温度曲线

- ①石油型普通液压油    ②石油型高粘度指数液压油    ③抗燃性水包油乳化液
- ④抗燃性水-乙二醇液    ⑤抗燃性磷酸酯液



表 2-2 各个国家采用的粘度单位及其换算近似公式

粘度名称	符号	单位	采用国家	测定范围 (cSt)		使用温度范围 (°C)		与运动粘度 (cSt) 的换算公式
				常用	最大	常用	最大	
动力粘度 (绝对粘度)	$\mu$	厘泊 (cP)	原苏联					$\nu = \frac{\mu}{\rho}$
运动粘度	$\nu$	厘沲 (cSt)	国际通用	1.2~15000	~25000	20~100	100~250	
恩氏度	$^{\circ}E$	度	原苏联、欧洲	6.0~300	1.5~3000	20~100	0~150	$\nu = 8.0^{\circ}E - 8.64/^{\circ}E (1.35 < ^{\circ}E < 3.2)$ $\nu = 7.6^{\circ}E - 4.0/^{\circ}E (^{\circ}E > 3.2)$
通用赛氏秒	SUS (SSU)	秒 (s)	美国、英国	2.0~350	1.5~500	37.8~98.9	0~100	$\nu = 0.226SUS - 195/SUS (SUS < 100)$ $\nu = 0.220SUS - 135/SUS (SUS > 100)$
重油赛氏秒	SFS	秒 (s)	美国、英国	50~1200	50~5000	37.8~98.9	25~100	$\nu = 2.24SFS - 184/SFS (SFS < 40)$ $\nu = 2.16SFS - 60/SFS (SFS > 40)$
商用雷氏秒	$R_1S$	秒 (s)	英、美等国	9.1~1400	1.5~6000	25~120	25~120	$\nu = 0.26R_1S - 179/R_1S (R_1S < 100)$ $\nu = 0.247R_1S - 50/R_1S (R_1S > 100)$
军雷氏秒	$R_2S$	秒 (s)	英、美等国	25~500	50~2800	0~100	0~100	$\nu = 2.46R_2S - 100/R_2S (R_2S < 90)$ $\nu = 2.45R_2S (R_2S > 90)$
巴氏度 (巴尔别度)	$^{\circ}B$	度 (s)	法国					$\nu = 4850/^{\circ}B$