

高等学校规划教材

液压传动与控制技术

王裕清 韩成石 主编

煤炭工业出版社

ND33/34
高等学校规划教材

液压传动与控制技术

主 编 王裕清 韩成石
编写人 王裕清 韩成石 徐 平 郝迎吉
邓 乐 王希斌(以章次为序)

煤炭工业出版社

内 容 提 要

本书主要介绍了液压传动与控制系统中各元部件和回路的结构、工作原理,以及液压传动系统的设计方法、控制技术及故障诊断技术等。全书共分十三章,主要内容包括:液压流体力学基础、液压泵及液压马达、液压缸、各种控制阀及控制回路、蓄能器及蓄能器回路、典型液压传动系统分析、液压系统设计、液压元件和系统的动态特性分析、液压伺服控制与电液比例控制技术、液压系统故障诊断技术等。

本书主要作为机械制造工艺与设备、机械设计及制造、机械电子工程等机械类专业的教材,亦可供从事生产、科研工作的技术人员参考。

图书在版编目(CIP)数据

液压传动与控制技术/王裕清等编. -北京:煤炭工业出版社, 1996

ISBN 7-5020-1400-4

I. 液… II. 王… III. ①液压传动②液压控制 IV. TH137

中国版本图书馆CIP数据核字(96)第21527号

高等学校规划教材 液压传动与控制技术

王裕清 韩成石 主编
责任编辑:姜庆乐 向云霞

煤炭工业出版社 出版

(北京安定门外和平里北街31号)

北京房山宏伟印刷厂 印刷

新华书店北京发行所 发行

开本787×1092mm¹/₃₂ 印张16

字数377千字 印数1—5,105

1997年7月第1版 1997年7月第1次印刷

书号4169 定价23.50元

前 言

液压传动与控制技术是高等院校机械类专业学生必修的一门重要的技术基础课。近几年来国内陆续出版了不少有关液压传动的教材,如机械制造工艺与设备专业使用的《机床液压传动》,矿业机械专业使用的《采掘机械液压传动》等。但是随着教学改革的不深入,专业面也在不断地拓宽,显然,原有教材已经不适用了。因此,液压传动课程的教材必须及时地得到更新。本书就是在煤炭部教材规划室的领导下组织编写的九·五高等学校规划统编教材。

本教材内容包括:液压流体力学基础、液压泵及液压马达、液压缸、方向控制阀及方向控制回路、压力控制阀及压力控制回路、流量控制阀及速度控制回路、蓄能器及蓄能器回路、典型液压传动系统分析、液压系统设计、液压元件和系统的动态特性分析、液压伺服控制与电液比例控制技术以及液压系统故障诊断技术等共十三章。

本教材是作者多年教学经验与科研成果的结晶。其主要特点在于:①体系新颖,一改以往教材先讲元件后讲回路的老路子,根据元件与回路的从属关系,把元件与回路紧密结合起来叙述,克服了内容脱节与重复的现象,使之更符合认识规律,便于组织教学。②内容新颖,尽可能地反映国际国内的新理论、新技术、新方法,如新型液压元件、微机电液控制、计算机仿真、油液污染检测与控制,以及故障诊断技术等。③在不影响理论传授的前提下,适当增加了应用技术的成份,注重培养学生分析问题解决问题的实际工作能力,对提高教学质量有积极作用。

本书主要作为机械制造工艺与设备、机械设计及制造、机械电子工程专业的必修课教材,也可作为机械类其它专业的必修课或选修课教材,同时也可供从事生产、科研工作的技术人员参考。本教材的教学时数可按50~60学时左右安排。

本教材由焦作工学院王裕清(编写第一、六、八、十一章)、山西矿业学院韩成石(编写第二、五章)、辽宁工程技术大学徐平(编写第三、四章)、西安矿业学院郝迎吉(编写第七、十三章)、焦作工学院邓乐(编写第九章、习题、附录)、焦作工学院王希斌(编写第十、十二章)合作编写,由王裕清、韩成石对全书进行统稿。

全书由国务院学位委员会委员、西安交通大学博士生导师史维祥教授主审,参加审稿工作的有煤炭部科教司乔石教授和西安矿业学院毛开友教授。

本书在编写过程中得到煤炭部教材规划室和煤炭工业出版社的大力支持,在此表示衷心的感谢。

编 者

一九九七年二月

目 录

第一章 概述	1
第一节 液压传动的工作原理	1
第二节 液压传动系统的组成和图形符号	2
第三节 液压传动的优缺点	4
思考题与习题	5
第二章 液压流体力学基础	6
第一节 液体与液压油	6
第二节 静止液体的力学基本规律	12
第三节 流动液体的力学基本规律	14
第四节 液体在管道中的流动及压力损失	20
第五节 液体在小孔及缝隙中的流动及其流量计算	24
第六节 液压冲击及气穴现象	29
思考题与习题	32
第三章 液压泵及液压马达	34
第一节 基本概念	34
第二节 齿轮泵与齿轮马达	36
第三节 叶片泵与叶片马达	40
第四节 柱塞泵与柱塞马达	49
第五节 液压泵和液压马达的选择	53
思考题与习题	53
第四章 液压缸	55
第一节 液压缸的类型及特点	55
第二节 液压缸的结构	58
第三节 液压缸设计	62
思考题与习题	65
第五章 方向控制阀及方向控制回路	67
第一节 单向阀	67
第二节 换向阀	68
第三节 方向控制回路	78
思考题与习题	80
第六章 压力控制阀及压力控制回路	81
第一节 溢流阀	81
第二节 减压阀	89
第三节 顺序阀	93
第四节 压力继电器	94
第五节 压力控制回路	95
思考题与习题	98
第七章 流量控制阀及速度控制回路	100
第一节 流量控制阀	100
第二节 节流调速回路	106

第三节	容积调速回路	115
第四节	容积-节流联合调速回路	118
第五节	其它速度变换回路	121
	思考题与习题	126
第八章	蓄能器及蓄能器回路	128
第一节	蓄能器的功用及类型	128
第二节	蓄能器的选型计算	130
第三节	蓄能器应用回路	132
	思考题与习题	133
第九章	典型液压传动系统分析	135
第一节	YT4543动力滑台液压系统	135
第二节	M1432A型万能外圆磨床液压系统	137
第三节	YB32-300型四柱万能液压机液压系统	143
第四节	注塑机液压系统	146
第五节	MLS ₃ -170型采煤机牵引部液压系统	149
	思考题与习题	153
第十章	液压传动系统设计	155
第一节	明确液压系统的设计要求	155
第二节	工况分析与初定液压系统的主要参数	155
第三节	拟定液压系统原理图	159
第四节	液压元件的计算和选择	160
第五节	液压系统性能的验算	169
第六节	绘制正式工作图和编写技术文件	171
第七节	液压传动系统设计计算举例	171
	思考题与习题	178
第十一章	液压元件及系统的动态特性	180
第一节	液阻、液容及液感的概念	180
第二节	溢流阀的动态特性分析	181
第三节	液压调速回路的动态特性分析	195
	思考题与习题	202
第十二章	液压伺服控制与电液比例控制技术	203
第一节	液压伺服控制系统	203
第二节	电液比例控制技术	223
第三节	微机电液控制技术的应用与发展	226
	思考题与习题	228
第十三章	液压系统的故障诊断技术	229
第一节	液压系统的故障诊断方法	229
第二节	液压系统的故障诊断手段	232
	思考题与习题	236
附录一	常用计量单位换算表	237
附录二	中、低压液压元件型号说明	238
附录三	常用的液压系统图形职能符号	239
附录四	部分思考题与习题参考答案	247

第一章 概 述

第一节 液压传动的工作原理

用流体作为工作介质进行能量传递的一种传动方式称为液体传动。液体传动按其工作原理的不同分为两类，主要以液体动能传递能量的传动方式称为液力传动（如离心泵、液力变矩器等）；主要以液体压力传递能量的传动方式称为液压传动，即是本课程所要讨论的传动方式。

液压传动早在19世纪末就已开始应用于一些机械和机床中。到本世纪30年代，随着机械制造业的发展，液压传动技术已开始用来实现车、铣、刨、磨、镗、拉等机床的机械运动。目前，液压技术在我国已愈来愈广泛地应用于航空、航海、轻工、化工、食品、矿山、机械、冶金等各个工业部门。

下面以一个简单的例子来说明液压传动的工作原理。图1-1为一常见的手动液压千斤顶原理图。液压缸9为起重缸，手动杠杆1操纵的液压缸2为动力缸（即液压泵），两缸通过管道6连接构成通路（形成密闭连通器）。当操纵杠杆1上下运动时，小活塞3在缸体2内随之运动，缸体2的容积是密闭的，当小活塞3上行时，缸体2下腔的容积扩大而形成局部真空，油箱12中液体在大气压力作用下，通过管道5推开吸油阀4，流入小活塞的下腔；当小活塞下行时，缸体2下腔容积缩小，在小活塞作用下，受到挤压的液体通过管道6打开排油阀7，进入液压缸9的下腔（此时吸油阀4关闭），迫使大活塞8向上移动。如果反复搬动手把1，液体就会不断地送入大活塞下腔，推动大活塞及负载 $\overline{W}$ 上升。用节流阀11，可以控制液压缸9下腔通过管道10流回油箱的液体量的大小。

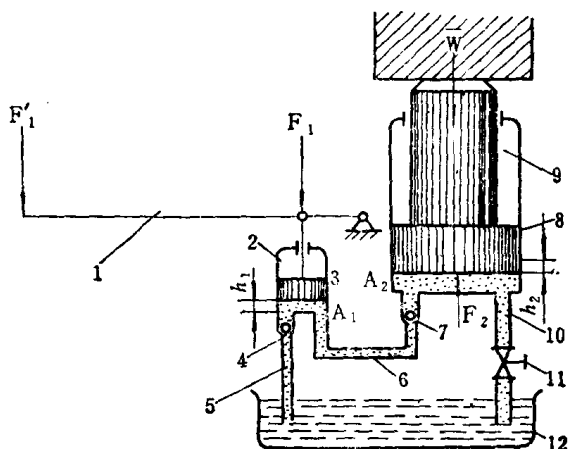


图 1-1 液压千斤顶原理图

1—操纵杠杆；2—缸体；3—小活塞；4—吸油阀；
5—管道；6—管道；7—油阀；8—大活塞；9—液
压缸；10—管道；11—节流阀；12—油箱

假如不计液压缸中液体的漏损以及各种摩擦阻力和惯性力，并且在不考虑缸体、管道等零件弹性变形的情况下，来分析液压千斤顶系统的运动参数和动力参数的关系，那么，当小活塞下行位移为 h_1 ，端面积为 A_1 ，大活塞上行位移为 h_2 ，端面积为 A_2 ，当节流阀11有一定的开口量时，大小缸体内液体容积的变化 V 是相等的，即：

$$V = A_1 h_1 = A_2 h_2 + V_1 \quad (1-1)$$

式中 V_1 ——通过节流阀流入油箱的液体容积。若两活塞移动的时间为 t ，且两活塞的位移在同一时间内进行，因此两活塞运动速度分别为：

$$v_1 = \frac{h_1}{t}; \quad v_2 = \frac{h_2}{t}$$

将 $h_1 = v_1 t$ 和 $h_2 = v_2 t$ 代入式 (1-1), 则有:

$$V = A_1 v_1 t = A_2 v_2 t + V_t$$

$$\frac{V}{t} = A_1 v_1 = A_2 v_2 + \frac{V_t}{t} = A_2 v_2 + Q_t = Q \quad (1-2)$$

式中 Q 为单位时间内流过某截面的液体容积, 简称为流量。此例中 Q 即为小活塞动力缸排出的流量, 而 Q_t 为通过节流阀口的流量。由式 (1-2) 可知, 在大活塞端面面积一定的条件下, 大活塞运动的速度 v_2 决定于输给它的流量 $Q - Q_t$ 的大小。若 Q 为定值, 则 v_2 由 Q_t 决定, 亦即操纵节流阀 11 可起到控制 v_2 的作用。

图 1-1 所示 F_1 为加在小活塞上的力, 称为输入力。 $\bar{W}$ 为外界加在大活塞上的阻力 (包括活塞自重), 称为负载。 F_1 力使小活塞下移, 将动力缸 2 下腔液体通过管道 6 排入起重缸 9 下腔, 迫使大活塞克服负载 $\bar{W}$ 上升。动力缸 2 中液体的压力为:

$$p = \frac{F_1}{A_1} \quad (1-3)$$

式中 p ——液体的压力。

若不计各种阻力和液体自重, 根据帕斯卡原理, 这一压力将等值地传递到起重缸的下腔中。此时, 作用在起重缸大活塞上的推力 F_2 应为:

$$F_2 = p A_2 \quad (1-4)$$

如果推力 F_2 是以克服负载 $\bar{W}$ 所产生的作用力, 就可以把负载升起。可见, 负载愈大, 所需液体压力愈大; 负载小, 所需液体压力亦小。由此说明, 液体压力是由负载决定的。

综上所述, 液压传动装置实质上是一种能量转换装置, 是按密闭连通器原理工作的。密闭容器的压力按帕斯卡原理传递, 其值决定于负载的大小; 而活塞运动速度按“容积变化相等”的原则传递, 其值决定于流量的大小。

第二节 液压传动系统的组成和图形符号

一、液压传动系统的组成

图 1-2 为某专用机床液压系统的结构原理图。液压缸 4 固定在床身上, 活塞杆 7 和工作台 6 刚性连接。图示位置电磁铁 2 通电, 将换向阀 3 的阀芯 10 推向右边。液压泵 12 把油箱 14 中的油液经滤油器 13 吸入液压泵内, 然后通过管道经换向阀进入液压缸左腔, 推动活塞 5 和工作台 6 向右运动, 液压缸右腔油液经节流阀 8 和换向阀流回油箱。在此情况下, 如果调节节流阀 8 的开口大小, 即可改变工作台向右运动的速度。当电磁铁 2 断电 11 通电时, 换向阀的阀芯 10 被推向左边, 使进入液压缸的油液换向, 液压泵排出的油液, 经换向阀和单向阀 9 进入液压缸右腔, 推动活塞和工作台向左运动, 液压缸左腔油液经换向阀流回油箱。当两电磁铁都断电时, 阀芯 10 位于中位将进回油口堵死, 工作台停止运动。此时, 液压泵排出油液压力将高于溢流阀 1 所调定的压力, 于是, 油液便经溢流阀和回油管流回油箱。溢流阀起调压或限压作用。

从上述专用机床工作台的工作可以看出, 一个液压系统通常由以下几部分组成:

(1) 动力元件, 即图 1-2 中的液压泵 12, 它使动力部分 (电机或其它原动机) 所输出

的机械能转换成液压能，给液压系统提供压力油。

(2) 执行元件，即图1-2中的液压缸4 (或是作回转运动的液压马达)，它使液压能转换成机械能。

(3) 控制元件，即图1-2中所示的换向阀3、节流阀8、溢流阀1等。通过这些阀可以控制和调节液流的方向、流量和压力，从而改变执行元件的运动方向、运动速度和作用力 (或转矩)。

(4) 辅助元件，即图1-2中的油管、油箱和滤油器等。辅助元件是组成液压系统必不可少的元件，对保证液压系统可靠地工作起有重要作用。

(5) 工作介质，即液压油。机床液压系统多数采用矿物油作为工作介质。

二、液压系统图的图形符号

图1-2为专用机床液压系统结构原理图，该图虽然比较直观、易理解，但绘制起来十分不便，尤其是在负载动作要求多而复杂的情况下，绘制系统原理图比较困难。为了简化液压原理图的绘制，通常采用一种职能符号式液压系统原理图。在这种液压系统原理图中，各液压元件都用符号表示。这些符号只表示元件的职能和连接通路，并不表示各元件的具体结构和参数，不表示系统管路具体位置和元件安装位置。我国制定的液压系统图图形符号 (GB786.1-93)，就是属于职能符号。常用的液压系统图图形符号见附录三。

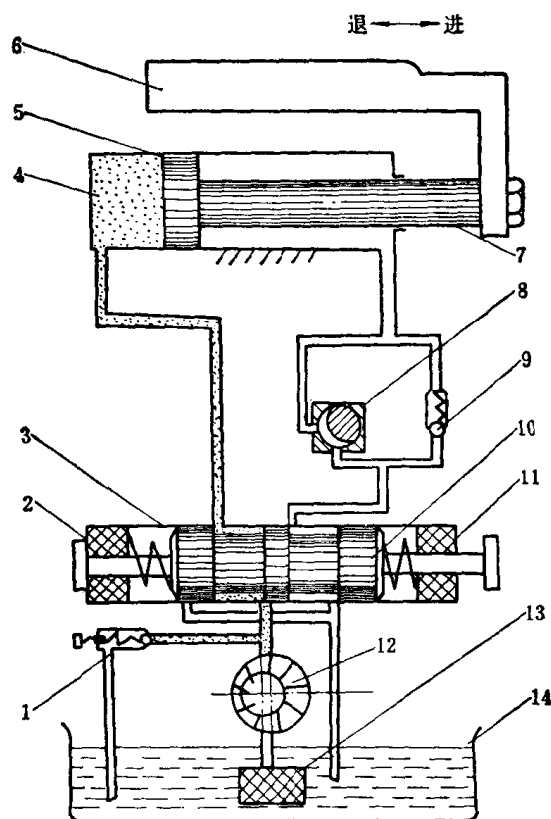


图 1-2 专用机床液压系统结构原理图

1—溢流阀，2、11—电磁铁，3—换向阀，4—液压缸
活塞腔，5—活塞，6—工作台，7—活塞杆，8—节流
阀，9—单向阀，10—换向阀阀芯，12—液压泵，
13—过滤器，14—油箱

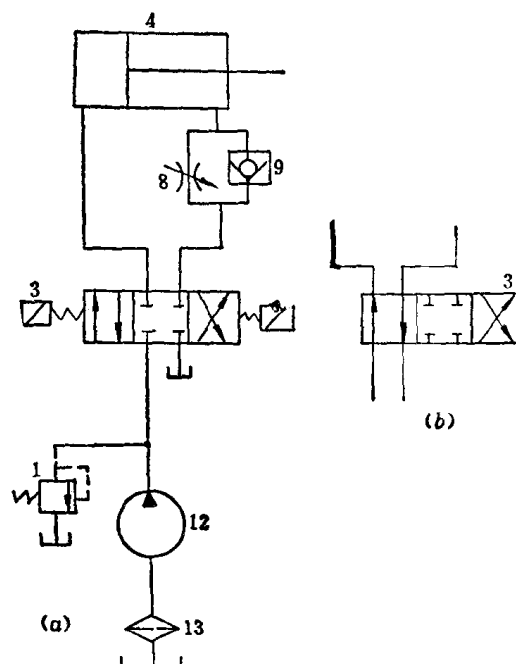


图 1-3 专用机床液压系统职能符号

用职能符号绘制的上述专用机床液压系统原理图如图1-3所示,图中编号与图1-2一致。因我国制订的液压系统图图形符号中规定,符号都以元件静止位置或零位置表示(另有说明除外),所以图1-3a中换向阀3是处于中间位置,这时工作台是不动的。若控制换向阀两端电磁铁分别通、断电时,则换向阀油路连通情况之一如图1-3b所示,它与图1-2中换向阀的位置一致。

第三节 液压传动的优缺点

液压传动与机械传动、电气传动相比,有以下几点优点:

(1)能在较大的范围内比较方便地实现无级调速。调速范围一般可达100:1至2000:1。

(2)单位重量输出功率大、结构紧凑、体积小、重量轻、惯性小。在同等功率的情况下,液压马达的重量为电动机的10%~20%,外形尺寸为电动机的15%左右。

(3)易实现各种复杂的机械动作。如仿形车床的仿形刀架、数控铣床的液压工作台以及自动线中的液压系统。

(4)易实现过载保护。只要设置一安全阀便能可靠地实现过载保护,并且当动力源发生故障时,可借助蓄能器产生应急动作,避免事故扩大。

(5)操纵简单省力。如果与电器相配合,易于实现远距离操作和自动控制。

(6)液压元件中相对运动表面有油液,能自行润滑,因此,液压元件使用寿命较长。

(7)液压元件易于实现通用化、标准化、系列化,便于设计、制造和推广使用。

液压传动的主要缺点是:

(1)液压传动是以液体作为传递能量的介质,液压元件在运动面间存在泄漏以及液体流动时的压力损失,因此,传动效率较低。考虑到液体的泄漏和液体的可压缩性及元件的弹性变形,液压传动不适宜用在传动比要求特别严格的场合。

(2)工作油液的粘度随温度变化而变化时,会引起执行元件运动不稳定,而且,在低温和高温场合,不适于采用液压传动。

(3)液压元件的加工精度要求高,对其系统的维护及检修也有较高的技术要求。

(4)对工作介质的过滤要求严格。这是因为工作介质中的污染物会直接影响液压元件的寿命和液压系统工作的可靠性。

总的来看,液压传动的优点很多,随着科学技术的不断发展,有些缺点会逐步被克服。由于液压传动具有上述一系列长处,因此,在国民经济各个部门中获得了广泛的应用。如在航海机械、航空机械、工程机械、矿业机械、农业机械、轻工机械等多方面都广泛地使用了液压传动。在机床上的应用主要有以下几个方面:

(1)进给运动。如车床、自动车床刀架的进给,组合机床动力头、动力滑台的进给等,液压传动能满足所要求的调速范围,并能实现无级调速。

(2)主体运动。如牛头刨床或插床的滑枕,采用液压传动实现滑枕的往复运动;也可用于自动车床、数控机床等的主轴旋转运动。

(3)仿形装置。如车床、铣床上的仿形加工,可以采用液压伺服系统来实现。

(4)数控机床。该机床上工作台的直线或回转步进运动,可以用电液脉冲马达及电

液伺服阀等电液伺服装置实现。

(5) 静压支承。静压支承已应用于重型机床和高速机床的轴承、导轨和丝杠上,以获得平稳工作和较高的运动精度。

液压传动与电气控制相结合,是目前实现各种机械自动化的主要手段,也是机、电、液一体化技术发展的方向,因而具有更加广阔的应用前景。

思考题与习题

- 1—1 什么是液压传动?简述液压传动的工作原理。
- 1—2 简述“压力决定于负载”和“速度决定于流量”的概念。
- 1—3 液压传动系统是由哪些部分组成的?
- 1—4 画出常用的液压图形职能符号。
- 1—5 简述液压传动的主要优缺点及应用范围。
- 1—6 千斤顶的小活塞直径为10mm,行程20mm,大活塞直径为40mm,重物 W 为50000N,杠杆短臂 L_1 为25mm,长臂 L_2 为500mm(见图1-1)。求:(a)杠杆长臂端施加多少力才能顶起重物 W ;(b)此时密封容积中的压力;(c)杠杆上下动作1次,重物 W 的上升位移量。

第二章 液压流体力学基础

流体力学是研究流体平衡、运动及与固体相互作用规律的力学分支。流体包括液体和气体。液压流体力学研究的对象是以油液为代表的液体力学。

液压传动中,传递动力和运动的液体介质被封闭在管路或容器中,受到固体壁面的约束。研究在这种制约条件下液体运动的基本规律,是了解和分析液压元件、系统的工作原理和性能,以及进行动力计算的理论基础。

第一节 液体与液压油

一、液体和作用在液体上的力

从力学观点来看,液体是由极其微小的在空间仅占有点的位置却又具有确定质量的质点组成。并且,质点与质点之间没有空隙,质点是连续均质地分布在液体之中的。

实际上液体是由分子组成,分子之间是不连续的,分子本身进行着无止境的不规则运动。流体力学研究的是由外部原因引起的液体宏观机械运动,而不涉及液体内部微观结构和分子的运动规律。

液体分子之间存在着互相吸引的内聚力,因而在液体流动时会呈现出内摩擦力。液体分子与其相接触的固体分子之间作用着附着力,一般液体都会被固体壁面所吸附,吸附在壁面上的液体层可以认为具有与壁面相同的速度。

在液体中取出一分离体,作用在该分离体上的力有质量力和表面力。

质量力是作用在所考虑分离体中所有质点上的力,它的大小与分离体质量成正比。作用在液体上的质量力有惯性力、离心力、重力等,由于加速度存在而产生的力。作用在单位质量质点上的质量力称为单位质量力,它数值上就等于加速度。

表面力是作用在所考虑分离体表面上的力,它的大小与表面面积成正比,而与质量无关。表面力分为切向力和法向力。周围液体或固体壁面对分离体的摩擦力是切向力,其方向与作用表面相切。周围液体或壁面对分离体的压力则是法向力,其方向与作用表面法线方向相一致,由于液体不能承受拉力,所以指向作用表面内法线方向的压力是唯一的法向力。单位面积上的表面力通常称为应力,它表征了表面力的强度。在工程技术上习惯地把应力称为压力。

在国际单位制(SI)中,压力的计量单位为Pa(帕斯卡,简称帕)。

$1\text{Pa}=1\text{N/m}^2$,它与工程上曾采用的工程大气压(at)、巴(bar)、毫米水柱(mmH_2O)、毫米汞柱(mmHg)之间的关系是:

$$\begin{aligned} 1\text{Pa} &= 1.02 \times 10^{-5} \text{at} (\text{kgf/cm}^2) \\ &= 10^{-5} \text{bar} = 0.102 \text{mmH}_2\text{O} = 0.0075 \text{mmHg} \end{aligned}$$

二、液体的力学性质

1. 易流动性

液体抵抗切应力的能力极弱,任何微小的切应力都会使液体质点发生相对位移而使液

体产生连续变形。这就是液体的易流动性。

由于液体的易流动性，液体才可以作为液压传动的介质，并借助它的流动来迅速传递动力和运动。易流动性又会造成液压系统中的泄漏，这不但会影响系统的工作性能，而且会造成环境的污染。因此，密封便成为液压元件和装置设计以及使用中的重要问题。

2. 惯性

液体与固体一样，也具有保持原来运动状态的特性，即惯性。在牛顿运动定律中，惯性大小的量度被称为质量。单位体积内的质量称为密度，用 ρ 表示。液压油的密度 $\rho = 880 \sim 920 \text{ (kg/m}^3\text{)}$ 。

液体具有质量，也必然具有重量，单位体积的重量称为重度，用 γ 表示。液压油的重量 $\gamma = 8600 \sim 9000 \text{ (N/m}^3\text{)}$ 。

重度与密度有如下关系

$$\gamma = \rho g \quad (2-1)$$

式中 g ——重力加速度，一般取 $g = 9.81 \text{ m/s}^2$ 。

液体的密度和重度都随压力和温度的变化而变化，压力增高时液体体积缩小，密度和重度增大。温度升高时液体体积膨胀，密度和重度减小。在一般工作条件下，这种变化很小，经常可忽略不计，但在研究液压冲击和动态过程时，需考虑压力对密度和重度的影响，即要考虑液体的压缩性。

3. 压缩性

液体分子间有一定间隙，液体受压后体积会缩小，这种性质称为压缩性。表征压缩性的是压缩系数 k ，压缩系数的数学表达式是

$$k = - \frac{\frac{\Delta V}{V}}{\frac{\Delta P}{P}} = - \frac{1}{V} \frac{\Delta V}{\Delta P} \quad (2-2)$$

式中 ΔP ——液体压力的变化值；

V ——液体的初始体积；

ΔV ——液体在压力增加 ΔP 后体积减小量。

k 的物理意义是，增加一个单位压力，液体体积的相对变化值。由于 ΔP 和 ΔV 的变化方向相反，即 ΔP 为正时（压力增大）， ΔV 为负（体积减小），为使 k 为正值，故在（2-2）式的右边冠以负号。

压缩系数的倒数，称为液体的体积弹性模数或体积模量，用 K 表示，即

$$K = \frac{1}{k} = - V \frac{\Delta P}{\Delta V} \quad (2-3)$$

K 的物理意义是，单位体积相对变化量所需压力的增量。进行工程计算时经常要用到 K 值。

在正常的温度、压力条件下，液体的压缩性很小，纯液压用油的平均体积模量值 $K = 1.4 \times 10^9 \sim 2.0 \times 10^9 \text{ (Pa)}$ ，这意味着压力变化 $7 \times 10^7 \sim 10 \times 10^7 \text{ (Pa)}$ ，才能使液体体积缩小5%。由此可知：如果压力变化不大，则液体体积的变化很小。因此通常允许把液体看成是不可压缩的“柔软刚体”。但在研究液压装置的动态特性（包括计算液压冲击、振动等）时，液体的压缩性将成为影响系统刚性的重要因素，必须予以考虑。

当液体中混入空气时, 空气的压缩性和液压装置中封闭液体的管道和容器膨胀等因素与液体压缩性一样都会影响系统的刚性。因此, 用一个等效体积弹性系数 (或称等效体积模量), 来综合反映液体和混入的空气以及容器的变形对系统刚性的影响。等效体积模量用 K' 表示, 其表达式为

$$\frac{1}{K'} = \frac{1}{K_0} + \frac{1}{K} + \frac{V_g}{V} \frac{1}{K_g} \quad (2-3')$$

式中 V_g ——空气所占体积;

K_g ——空气体积模量;

K_0 ——容器体积模量;

V ——容器中纯液体体积和空气所占体积之和。

由上可知, 考虑了液体及混入液体的空气压缩性和容器变形时的等效体积模量, 比纯液体的体积模量要小得多。例如, 液压油中混入 1% 的空气, 在压力为 $35 \times 10^5 \text{ Pa}$ 时 (温度不变), 其等效体积模量只有纯油液体体积模量的 25%, 因此, 在实际计算中常用 $K = 7 \times 10^5 \text{ Pa}$ 作为油的体积模量。

4. 粘性

液体在外力作用下流动时, 由于液体分子间的内聚力而产生一种阻碍液体分子间相对运动的内摩擦力, 这种性质称为液体的粘性。粘性是液体抵抗剪切变形的固有特性, 但它只在液体流动时, 即液体在外力作用下发生变形时才显示出来。液体静止时, 由于不存在变形, 因此液体对于变形的阻抗也就随之消失。

粘性的大小用粘度来量度。粘度是选择液压用液体的主要指标之一, 是影响液体流动力学性能的重要参数。

1) 粘度的表示方法

粘度通常可用下面几种不同的单位表示:

(1) 动力粘度 (绝对粘度) μ

(2) 运动粘度 ν

(3) 相对粘度 (恩氏粘度) $^\circ\text{E}$

由图 2-1 可以说明液体在运动时内摩擦力的存在及其大小。在两平行板间充满着液体, 下平板固定不动, 上平板以速度 u_0 向右移动。紧贴上平板的液体层附着在上平板上, 也以速度 u_0 滑移,

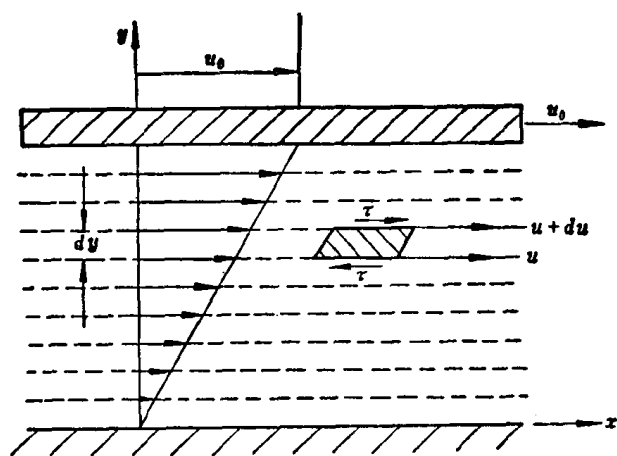


图 2-1 液体的粘性

而紧贴下平板的液体层附着在下平板上静止不动。若两平板间距离很小, 中间各液体层的运动速度从上到下按线性递减。同一断面不同层液体的速度分布如图中所示。相邻两层中运动速度较快的液体层对运动速度较慢的液体层有拖曳作用, 而速度较慢的液体层对运动速度较快的液体层有阻滞作用, 好像固体平面间的摩擦一样, 各液体层之间产生阻止相对运动的摩擦力。由于这种摩擦力存在于液体内部, 故称内摩擦力。

牛顿通过实验测定指出, 液体层间的内摩擦力 F_f 与液体层接触面积 A 及液体层的相对速度 du 成正比, 而与液体层间的距离 dy 成反比, 即

$$F_t = \mu A \frac{du}{dy} \quad (2-4)$$

以单位接触面积上的内摩擦力 τ 表示内摩擦应力,即切应力,因此可得:

$$\tau = \frac{F_t}{A} = \mu \frac{du}{dy} \quad (2-5)$$

式中 μ ——液体粘性的比例系数,称为动力粘度或绝对粘度;

du/dy ——液体层间速度差异的程度,称为速度梯度。

上式是液体内摩擦定律的数学表达式。当速度梯度变化时, μ 为不变常数的液体称为牛顿液体; μ 为变数的液体称为非牛顿液体。液体内摩擦定律对牛顿液体和非牛顿液体都适用。

由式(2-5)可知,液体的动力粘度 μ ,是指液体在单位速度梯度下流动时,单位面积上所产生的内摩擦力。它的单位是 $\text{Pa} \cdot \text{s}$ ($\text{N} \cdot \text{s}/\text{m}^2$),在CGS制中的单位是 P (泊), cP (厘泊), $1\text{P} = 100\text{cP}$ 。其间的换算关系是

$$1\text{Pa} \cdot \text{s} = 1\text{N} \cdot \text{s}/\text{m}^2 = 10\text{P} = 10^3\text{cP}; 1\text{cP} = 10^{-2}\text{dyn} \cdot \text{s}/\text{cm}^2$$

在工程计算中常遇到动力粘度 μ 与液体密度 ρ 的比值,为运算方便起见,特称这个比值为运动粘度 ν

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \quad (2-6)$$

运动粘度的单位是 m^2/s ,在CGS制中是 St (斯), cSt (厘斯), $1\text{St} = 100\text{cSt}$ 。其间的换算关系是

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

运动粘度没有明确的物理意义,只是用它来代替计算中常出现的 μ/ρ 。因为它的单位只有长度和时间的因次,所以称为运动粘度。

动力粘度和运动粘度很难测定。因此,在工程上常采用一种比较简便的方法去测定液体的“相对粘度”,然后再根据关系式换算出运动粘度或动力粘度来。

相对粘度又称条件粘度。根据测定条件的不同,相对粘度有多种。我国、前苏联、德国采用的是恩氏相对粘度,用 $^\circ\text{E}$ 表示。美国用赛氏粘度SSU,英国用雷氏粘度R。我国测定方法是:在某一温度 $t^\circ\text{C}$ 下,将 200cm^3 体积的被测液体装入恩氏粘度计的容器中,测定这些液体在重力作用下流过容器底部直径为 2.8mm 小孔所需时间 T_1 。又将同体积的 20°C 的蒸馏水装入恩氏粘度计,测定这些水流过小孔的时间 T_2 。时间 T_1 和 T_2 的比值就是被测液体在温度 $t^\circ\text{C}$ 时的恩氏粘度,用 $^\circ\text{E}_t$ 表示。

$$^\circ\text{E}_t = \frac{T_1}{T_2} \quad (2-7)$$

式中 T_2 ——仪器水值常数,通常 $T_2 = 50 \sim 52\text{s}$ 。

工业上通常以 50°C 作为被测液体的标准温度,相应的恩氏粘度用 $^\circ\text{E}_{50}$ 表示。

恩氏粘度与运动粘度的换算,可用以下经验公式

$$\nu = \left(7.31^\circ\text{E} - \frac{6.31}{^\circ\text{E}} \right) \times 10^{-6} (\text{m}^2/\text{s}) \quad (2-8)$$

为了使液体介质得到所需要的粘度,可以采用两种不同粘度的液体按一定比例混合,混合后的粘度可按下列经验公式计算

$$^{\circ}\text{E} = \frac{a^{\circ}\text{E}_1 + b^{\circ}\text{E}_2 - c(^{\circ}\text{E}_1 - ^{\circ}\text{E}_2)}{100} \quad (2-9)$$

式中 $^{\circ}\text{E}$ ——混合液体的恩氏粘度；

$^{\circ}\text{E}_1, ^{\circ}\text{E}_2$ ——用于混合的两种油液的恩氏粘度， $^{\circ}\text{E}_1 > ^{\circ}\text{E}_2$ ；

a, b ——用于混合的两种液体 $^{\circ}\text{E}_1, ^{\circ}\text{E}_2$ 各占的百分数， $a + b = 100$ ；

c ——与 a, b 有关的实验系数，见表2-1。

表 2-1 系 数 c 的 值

$a (\%)$	10	20	30	40	50	60	70	80	90
$b (\%)$	90	80	70	60	50	40	30	20	10
c	6.7	13.1	17.9	22.1	25.5	27.9	28.2	25	17

2) 粘度与温度的关系

液体的内摩擦力主要取决于液体分子之间的内聚力，当温度升高时液体的内聚力减小，所以粘度随温度的升高而降低。液压介质粘度的变化会直接影响液压系统和液压元件的性能，所以对液压用油要求其粘度随温度的变化尽量小些。温度对粘度影响的数学表达式很多，但都有一定的局限性。当运动粘度小于 $11 \times 10^{-6} (\text{m}^2/\text{s})$ ，温度变化在 $30 \sim 150^{\circ}\text{C}$ 范围内，可以采用下列经验公式

$$\nu_t = \nu_{50} \left[\frac{50}{t} \right]^n \quad (2-10)$$

式中 ν_t ——油温在 $t^{\circ}\text{C}$ 时的运动粘度；

ν_{50} ——油温在 50°C 时的运动粘度；

n ——随油液粘度 ν_{50} 变化的指数。

液压用油的粘度与温度间的关系也可利用粘温图查找，有关手册中均载有这种线图。

3) 粘度与压力的关系

一般来说，当液体所受压力加大时，分子之间的距离减小，内聚力增大，其粘度也会发生变化。当压力低于 5 MPa 时，粘度值的变化很小，可以不予考虑。当压力很高时，粘度将急剧增大，粘度值的变化就不容忽视。

液压用矿物油，压力在 $(5 \sim 50) \text{ MPa}$ 范围内变化时，可用下式计算粘度

$$\nu_p = \nu_0 (1 + \alpha p) \quad (2-11)$$

式中 ν_p ——压力为 $p (\text{Pa})$ 时的运动粘度；

ν_0 ——绝对压力为1个大气压时的运动粘度；

p ——压力 (Pa) ；

α ——决定于油的粘度及油温的系数，一般取 $\alpha = (0.002 \sim 0.004) \times 10^{-5} (1/\text{Pa})$ 。

三、液压油

1. 液压油的特性

机床液压系统中采用的由纯矿物油加上各种添加剂而制成的工作介质，称为液压油。液压油除具有上述一般液体所具有的各种力学性质外，还有一些物理、化学性质直接影响着液压系统的性能和使用。这些性质常指的是：流动点、凝固点；闪点、燃点；空气含有

量、空气分离压；饱和蒸气压；比热、热传导率、热膨胀系数等。对不同品种液压油这些性质指标也不同。详见油类产品手册。

2. 对液压油的要求

对于作为液压传动传递动力的介质，并有润滑作用的液压油，一般提出以下一些要求：

- (1) 油液应具有适当的粘度，而且温度和压力变化时，粘度的变化要小。
- (2) 对液压元件相对运动部分具有良好的润滑性。
- (3) 高温下不易蒸发，低温下不易凝固。
- (4) 对金属材料具有防锈性和防腐性。对于填料和涂料的材质无有害影响。
- (5) 比热、热传导率大，热膨胀系数小。
- (6) 对氧化作用具有较高的稳定性，使用寿命长。
- (7) 混入水后不易乳化，不易产生泡沫。
- (8) 油液纯净，含杂质少。

另外，对不易燃性、无毒性、价格便宜等，也应根据不同用途和种类的油液有所要求。

3. 液压油的种类及选择

目前我国液压油部分系列品种见表2-2。

表 2-2 液 压 油

种 类	牌 号		原 名	用 途
	油 名	代 号		
普通液压油	N32号液压油	YA-N32	20号精密机床液压油	用于环境温度 0 至 40℃ 工作的各类液压系的中、低压液压系统
	N68G号液压油	YA-N68G	40号液压—导轨油	
抗磨液压油	N32号抗磨液压油	YB-N32	20抗磨液压油	用于环境温度 -10℃ 至 40℃ 工作的高压柱塞泵或其它系的中、高压系统
	N150号抗磨液压油	YB-N150	80抗磨液压油	
	N168K号抗磨液压油	YB-N68K	40抗磨液压油	
低温液压油	N15号低温液压油	YC-N15	低凝液压油	用于环境温度 -20℃ 至高于 40℃ 工作的各类高压油泵系统
	N46D低温液压油	YC-N46D	工程液压油 如上稠—40等	
高粘度指数 液压油	N32H号高粘度指数液压油	YD-N32D		用于温度变化不大且对粘温性能要求更高的液压系统

过去标准中液压油的牌号（即数字）是以 50℃ 时的平均运动粘度表示的，而现行牌号中的数字是表示液压油在 40℃ 下运动粘度的平均值（单位为 cSt）。数字前加缀 N 以示区别。

除表中所列液压油外，还有专用液压油及难燃的水包油和油包水乳化液。另外，也可用水-乙二醇、磷酸酯等化工产品作为液压工作介质。这些在机床液压系统中几乎不采用。

在机床液压系统中，高压系统（ $p > 140 \times 10^5 \text{ Pa}$ ）采用抗磨液压油；在伺服液压系统中，采用清洁的高粘度指数液压油；而一般液压系统则使用普通液压油。只有在要求不