

教育部 21 世纪初高等教育教学改革项目资助教材

矿山机械液压传动

主 编 程居山

副主编 宋志安 张 鑫

中国矿业大学出版社

教育部 21 世纪初高等教育教学改革项目资助教材

矿山机械液压传动

主 编 程居山

副主编 宋志安 张 鑫

江苏工业学院图书馆
藏书章

中国矿业大学出版社

内 容 提 要

本书介绍了矿山机械液压传动中,常用液压元件的用途、工作原理、结构特点、主要性能、选择方法和应用,以及液压系统的应用和设计计算方法,同时介绍了液压流体力学基础知识。充分反映了近年来矿山机械液压传动中的技术进步和科学研究成果。

本书为高等学校采矿专业和机电专业的技术基础课教材,也可作为函授大学、职工大学的教学用书。本书也可供从事矿山、工程、冶金机械液压传动的工程技术人员参考。

图书在版编目(CIP)数据

矿山机械液压传动/程居山主编. —徐州:中国矿业大学出版社,2003.8

ISBN 7-81070-732-9

I. 矿... II. 程... III. 矿山机械—液压传动—高等学校—教材 IV. TD403

中国版本图书馆 CIP 数据核字(2003)第 044328 号

书 名 矿山机械液压传动

主 编 程居山

责任编辑 刘永清

出版发行 中国矿业大学出版社

(江苏省徐州市中国矿业大学内 邮编 221008)

网 址 <http://www.cumtp.com> E-mail: cumtpvip@cumtp.com

印 刷 北京京科印刷有限公司

经 销 新华书店

开 本 787×1092 1/16 印张 12.5 字数 301 千字

版次印次 2003 年 8 月第 1 版 2003 年 8 月第 1 次印刷

印 数 1500 册

定 价 19.80 元

(图书若有印装质量问题,本社负责调换)

前 言

本书是教育部 21 世纪初高等教育教学改革项目资助教材(项目编号: 1282B050123)。

近年来,我国的采矿技术得到迅速发展,新型的矿山机械设备在矿山中得到越来越多的应用,围绕这一新的情况,按照教育部教改项目的要求,编写了这本教材。

本书在编写过程中,贯彻少而精、理论联系实际的原则,力求反映近年来矿山机械液压传动中的新技术、新成果,着重介绍了液压流体力学基础知识和矿山机械液压传动中常用液压元件的用途、工作原理、结构特点、主要性能、选择方法和应用,以及液压系统的应用和设计计算方法。

本书为高等学校采矿专业和机电专业的技术基础课教材,也可作为函授大学、职工大学的教学用书。本书也可供从事矿山、工程和冶金机械液压传动的工程技术人员参考。

参加本书编写的有:程居山(第一、二、五章),宋志安(第七、八章),张鑫(第三、四章),曹连民(第六章)。全书由程居山统稿并担任主编。

在本书编写过程中得到中国矿业大学、西安科技大学、煤炭科学研究总院上海分院、兖州矿业集团有限责任公司和北京煤矿机械厂等单位的大力支持,在此一并表示衷心感谢。

由于编者水平有限,书中难免存在缺点和错误,欢迎广大读者批评指正。

编 者

2003 年 6 月

目 录

第一章 绪论	(1)
第一节 液压传动的发展概况及其在矿山机械中的应用	(1)
第二节 液压传动的工作原理及组成	(2)
第三节 液压传动的优缺点	(6)
第二章 液压流体力学基础	(8)
第一节 工作液体	(8)
第二节 液体静力学基础	(17)
第三节 液体动力学基础	(20)
第四节 管道流动	(25)
第五节 孔口流动	(31)
第六节 缝隙流动	(32)
第七节 液压冲击和气穴现象	(35)
习题	(39)
第三章 液压泵	(43)
第一节 概述	(43)
第二节 齿轮泵	(45)
第三节 叶片泵	(50)
第四节 柱塞泵	(53)
第五节 各类液压泵的性能比较和应用	(60)
习题	(61)
第四章 液压执行元件	(63)
第一节 液压马达	(63)
第二节 液压缸	(69)
习题	(81)
第五章 液压控制元件	(84)
第一节 概述	(84)
第二节 方向控制阀	(85)
第三节 压力控制阀	(94)

第四节 流量控制阀	(102)
第五节 电液伺服控制阀	(105)
第六节 电液比例控制阀	(109)
第七节 叠加阀和插装阀	(110)
第八节 电液数字控制阀	(113)
习题	(115)
第六章 液压辅助元件	(120)
第一节 油箱	(120)
第二节 过滤器	(121)
第三节 蓄能器	(124)
第四节 热交换器	(126)
第五节 油管和管接头	(128)
第六节 密封装置	(131)
习题	(135)
第七章 基本回路	(136)
第一节 主回路及液压系统分类	(136)
第二节 压力控制回路	(138)
第三节 方向控制回路	(143)
第四节 速度控制回路	(145)
第五节 多缸动作回路	(153)
习题	(156)
第八章 液压系统的应用及设计计算	(158)
第一节 液压系统的应用	(158)
第二节 液压系统的设计计算	(173)
习题	(184)
附录 常用液压件图形符号	(187)
主要参考文献	(193)

第一章 绪 论

第一节 液压传动的发展概况及其在矿山机械中的应用

一、液压传动的发展概况

液压传动是以液体为工作介质,对能量进行传递和控制的一种传动形式。相对于机械传动来说,它是一门新技术。从 17 世纪末帕斯卡提出静压传动原理、18 世纪末英国制成世界上第一台水压机算起,液压传动已有二三百年的历史了。近代液压传动是由 19 世纪崛起并蓬勃发展的石油工业推动起来的,最早实践成功的液压传动装置是舰艇上的炮塔转位器。第二次世界大战期间,在一些兵器上使用了功率大、反应快、动作准的液压传动和控制装置,大大提高了兵器的性能,也大大促进了液压技术的发展。战后,液压技术迅速转向民用,并随着各种标准的不断制订和完善,各种元件的标准化、系列化、通用化在机械制造、工程机械、矿山机械、农业机械、汽车制造等行业中推广。20 世纪 60 年代后,原子能技术、空间技术、计算机技术(微电子技术)等的发展再次将液压技术推向前进,使它在国民经济的各方面都得到了应用。现在液压传动技术已成为衡量一个国家工业水平的重要标志之一。

我国的液压工业开始于 20 世纪 50 年代,其产品最初只能用于机床和锻压设备,后来才用到农业机械、矿山机械和工程机械上。自 1964 年从国外引进部分液压元件生产技术,同时自行设计液压产品以来,我国的液压元件生产已从低压到高压形成系列,并在各种机械设备上得到了广泛使用。

当前,液压技术在实现高压、高速、大功率、高效率、低噪声、经久耐用、高度集成化等各项要求都得到了重大发展,在完善比例控制、伺服控制、数字控制等技术上也有许多新成就。此外,在液压元件和液压系统的计算机辅助设计、计算机仿真和优化以及微机控制等开发性工作方面,日益显示出显著的成绩。

二、液压传动在矿山机械中的应用

从 20 世纪 40 年代起,液压传动技术就用于矿山机械。1945 年,德国制造了第一台液压传动的截煤机,实现了牵引速度的无级调速和过载保护;接着美国、英国、前苏联等国家都在采煤机中应用了液压传动。1954 年,英国研制成功了自移式液压支架,出现了综合机械化采煤技术,从而扩大了液压传动在矿山机械中的应用。到 20 世纪 60 年代初,多数采煤机都采用了液压传动。

由于液压传动容易实现往复运动,并且可保持恒定的输出力和力矩,因此,采煤机的滚筒调高,液压支架升降、推移、防滑、防倒和调架,单体液压支柱的升降都惟一地采用了液压传动。

此外,在掘进机、钻机、挖掘机、输送机、提升机以及其他矿山机械中,也正日益广泛地采用液压传动,并且出现了一些全液压传动的矿山机械设备。

我国矿山机械中应用液压技术起步较晚,但发展十分迅速。1964 年开始制造具有液压牵引的采煤机,同时还开始了液压支架的研制工作。自 1968 年开始,我国已能批量生产液压调高和液压牵引的采煤机。1974 年以来,我国开始成套生产液压支架。随着液压技术在我国快速发展,我国自行设计制造的矿山机械,都普遍采用了液压传动。

随着液压技术和微电子技术的结合,液压技术已走向智能化阶段,在微型计算机或微处理器的控制下,进一步拓宽了它的应用领域。无人采煤工作面的出现,喷浆机器人的研制成功,都是液压技术和微电子技术相结合的结果。可以预见,在今后的矿山机械设备中,液压技术会得到更加广泛的应用。

第二节 液压传动的工作原理及组成

一、液压传动的工作原理

液压传动是依据帕斯卡原理进行工作的,在密封的液压传动系统中,施加于液体上的压力将等值地传递到液体中的各点。

现以常见的液压千斤顶为例,说明液压传动的工作原理。图 1-1 为液压千斤顶示意图。当向上扳动手柄 1 时,小缸 2 内的小活塞 3 向上移动,小活塞下端的密封容积因增大而产生真空。在大气压的作用下,油液经管道 5 和吸油单向阀 4 被吸入小缸下腔并充满小缸容积。当按压手柄使小活塞下移时,刚被吸入的油液经管道 6 和排油单向阀 7 输入到大缸 9 的下腔(此时吸油单向阀 4 关闭,与油箱的油隔断),油液被压缩,压力升高,当油液的压力升高到能克服作用在大活塞 8 上的重物(负载)所需的压力时,重物就随手柄的下移而同时上升。不停地摇动手柄,随着小活塞的往复运动,可使油液不断地压入大缸 9 的下腔,使重物上升到必要的高度。工作完毕后,将放油阀 11(放油螺塞)旋转到大缸的下腔和油箱 12 接通的位置,在重物的作用下,大活塞下降,大缸下腔的密封容积缩小,油液经管道 10 和放油阀 11 排回油箱,重物下降复位。

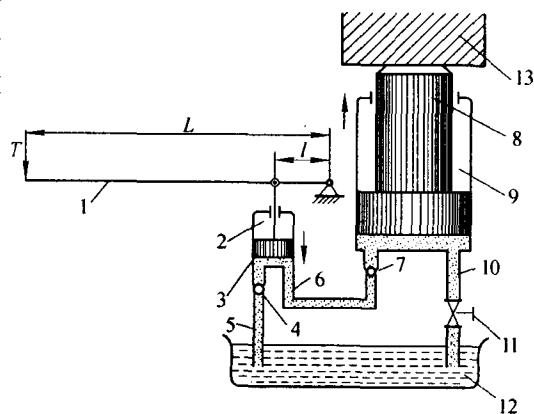


图 1-1 液压千斤顶原理图

- 1—手柄;2—小液压缸;3—小活塞;4、7—单向阀;
5、6、10—管道;8—大活塞;9—大液压缸;
11—放油螺塞;12—油箱;13—重物

在液压千斤顶起重过程中,小缸的下腔和大缸的下腔相当于一个被小活塞 1 和大活塞 2 密封的连通器,如图 1-2 所示。

设大、小活塞面积分别为 A_2 、 A_1 ,当作用在大活塞上的负载和作用在小活塞上的作用力分别为 G 和 F_1 时,根据帕斯卡原理,大、小缸下腔以及连接管道构成的密封容积内的油液具有相等的压力值 p ,如忽略活塞运动时的摩擦阻力,则有

$$p = \frac{G}{A_2} = \frac{F_2}{A_2} = \frac{F_1}{A_1} \quad (1-1)$$

或

$$F_2 = F_1 \frac{A_2}{A_1} \quad (1-2)$$

式(1-1)说明,系统的压力取决于作用负载的大小,这是第一个重要概念。式(1-2)表明,当 $\frac{A_2}{A_1} \gg 1$ 时,作用在小活塞上一个很小的力 F_1 ,便可以在大活塞上产生一个很大的力 F_2 以举起负载(重物),这就是液压千斤顶的原理。

另外,设大、小活塞移动的速度分别为 v_2 、 v_1 ,则在不考虑泄漏情况下稳定工作时,有

$$v_1 A_1 = v_2 A_2 = q \quad (1-3)$$

或

$$v_2 = v_1 \frac{A_1}{A_2} = \frac{q}{A_2} \quad (1-4)$$

式中 q ——流量, m^3/s 。

流量是单位时间输出(或输入)的液体体积。式(1-4)表明,大缸活塞运动的速度,在缸的结构尺寸一定时,取决于输入的流量,这是第二个重要概念。

在大活塞上使重物上升所需的功率为

$$P = F_2 v_2 = p A_2 \frac{q}{A_2} = pq \quad (1-5)$$

或

$$P = F_2 v_2 = F_1 \frac{A_2}{A_1} v_1 \frac{A_1}{A_2} = v_1 F_1 \quad (1-6)$$

式中 p ——压力, Pa;

P ——功率, W。

式(1-5)说明,液压系统的压力和流量之积就是功率,称液压功率。式(1-6)表明,在大活塞上使负载上升所需的功率等于使小活塞下移所需的功率。这是符合能量守恒定律的。

二、液压传动系统的组成

图 1-3 为采煤机滚筒调高装置液压系统的结构原理图。为了适应煤层厚度变化,采煤机应随煤层厚度变化调整滚筒的高度,调高装置由液压缸推动滚筒摇臂上、下摆动完成调高作用。由图可知,单柱塞泵 4 由驱动装置 3 驱动作往复运动,当柱塞右移时,柱塞缸容积增大而产生负压,油箱 1 内的油液经过滤器 2 和吸油阀进入缸体,当柱塞左移时,吸油阀关闭,压力油打开排油阀经油管进入换向阀 6 的进油口 P。当手柄处于图 1-3(a)所示位置时, P 与 T 通,与 A、B 不通,液压泵排出的油经换向阀 6 的 T 孔流回油箱 1,单柱塞泵 4 处于卸荷

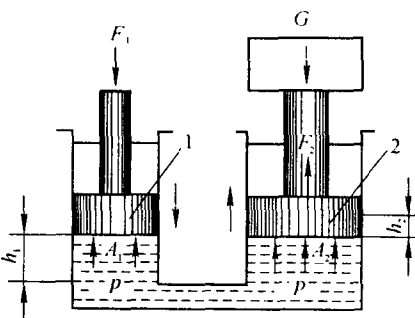


图 1-2 连通器
1—小活塞;2—大活塞

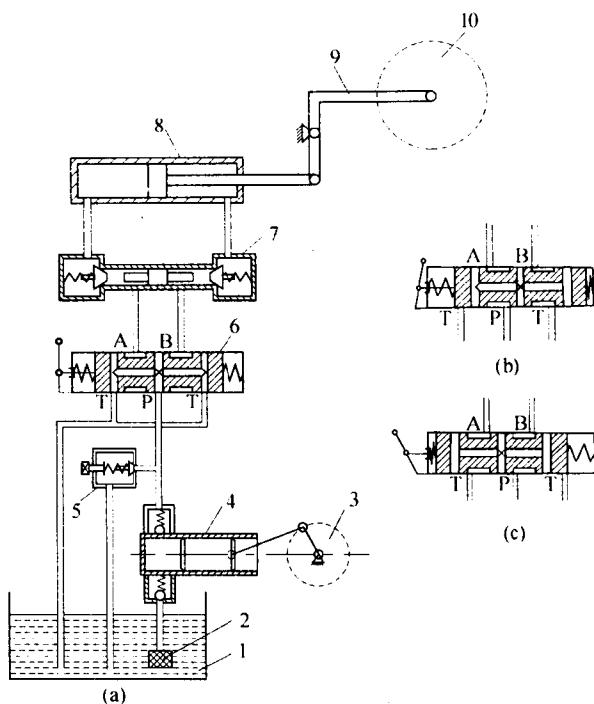


图 1-3 采煤机滚筒调高装置液压系统结构原理图

1—油箱；2—过滤器；3—驱动装置；4—单柱泵；5—溢流阀；

6—换向阀；7—双向液压锁；8—液压缸；9—摇臂；10—滚筒

状态，液压缸 8 不通油，滚筒静止不动。

若将换向阀 6 的手柄向右推至图 1-3(b)所示位置，P 口和 A 口相通，压力油由 P 口经 A 口和油管进入双向液压锁 7 的左端，并打开左侧单向阀进入液压缸 8 的左腔，同时压力油推动双向液压锁 7 内滑块右移，顶开右侧单向阀，液压缸 8 右腔的油液经液控双向液压锁 7 的右侧及换向阀 6 的 B 口和 T 口流回油箱。此时，液压缸的活塞杆伸出并推动摇臂逆时针转动，滚筒上升。滚筒调至所需位置后，松开换向阀 6 的手柄，换向阀在弹簧的作用下复位，回到中位，液压泵排出的油液直接由 P 口经 T 口回到油箱，双向液压锁 7 中的两个单向阀借弹簧力作用自动关闭，从而将液压缸中的油液封住，以达到固定滚筒位置的目的。将换向阀 6 的手柄左移至图 1-3(c)位置时，滚筒将下降。在滚筒调高过程中，如滚筒受阻过大而使系统压力过高时，为保护系统元件不致损坏装有溢流阀 5，限制系统压力。在此，溢流阀起到安全保护作用，故又称安全阀。

通常一个液压系统主要由以下四部分组成：

(1) 能源装置——将原动机所提供的机械能转换成工作液体的液压能的装置，通常称为液压泵。

(2) 执行元件——将液压泵所提供的工作液体的液压能转换成机械能的元件，作直线往复运动的执行元件称为液压缸；作回转运动的执行元件称为液压马达。

(3) 控制元件——对液压系统工作液体的压力、流量和流动方向进行控制调节的元件，

称为液压阀。

(4) 辅助元件——上述三部分以外的元件,如油箱、过滤器、蓄能器、管道、管接头、密封件等。它们对保证系统的正常工作起重要作用。

上述四个主要组成部分之间的关系可由图 1-4 所示。

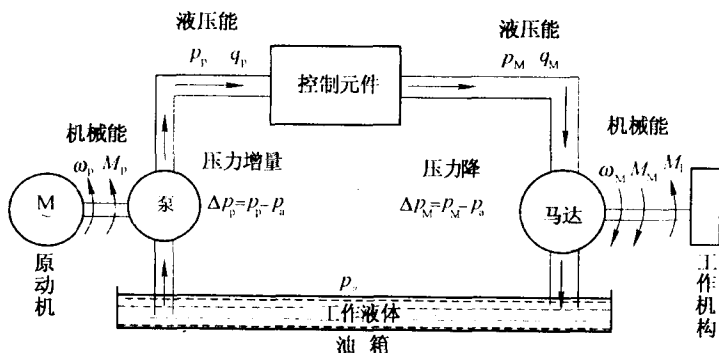


图 1-4 液压传动系统的基本组成

三、液压传动系统的图形表示方法

液压系统及其组成元件可用装配图、结构原理图和职能符号三种图形表示。

(一) 装配图

装配图是依据工程制图的标准绘制的,它能准确地表示系统和元件的结构形状、几何尺寸和装配关系,但绘制复杂且不能直观地表达各元件在系统中的功能。装配图主要用于施工设计、制造、安装和维修等场合。

(二) 结构原理图

结构原理图是一种简化了的装配图,可较直观地表示出各元件的工作原理及在系统中的功能,容易理解,如图 1-3(a)所示。但图形仍较复杂又难于标准化,系统中元件数量多时更是如此。由于对元件的结构、几何尺寸和装配关系表示不准确,不能用于施工设计。

(三) 职能符号图

在液压系统中,凡功能相同,尽管结构和工作原理不同,均可用相同的符号表示,这种符号称为液压元件的职能符号或图形符号。图 1-5 就是用职能符号表示的滚筒调高装置的液压系统图。这种图示方法的图形标准,绘制和阅读方便,功能明确,常用于分析系统性能和元件功能。由于职能符号只表示系统和元件的功能,不表示元件的具体结构和参数,因而不能代替装配图。

我国制定的液压图形符号(GB/T 786—93)可参见附录。

在绘制和阅读职能符号表示的液压系统时,应注意以下几点:

- (1) 元件的名称、型号和参数,应标注在系统图的明细表中。
- (2) 系统中元件职能符号,如元件在工作中可能处于不同的状态时,均以元件处于静止状态或零位表示。
- (3) 液压系统中的职能符号应按水平或垂直方向绘制,不得倾斜。
- (4) 凡标准中未规定的图形符号,可根据绘制标准元件的原则和图例进行派生。在需

要说明某种元件在液压系统中的结构或动作原理时,允许局部采用结构原理图。

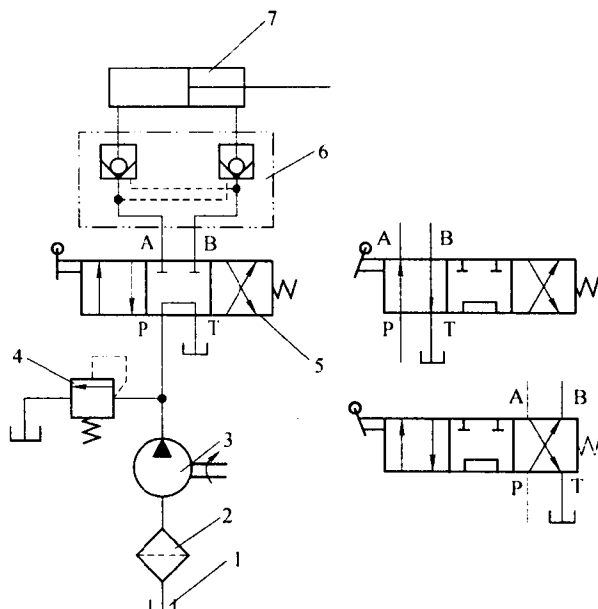


图 1-5 采煤机滚筒调高装置液压系统职能符号图

1—油箱;2—过滤器;3—液压泵;4—溢流阀;

5—换向阀;6—双向液压锁;7—液压缸

第三节 液压传动的优缺点

液压传动与电力传动和机械传动比较,具有以下优点:

- (1) 易于实现直线往复和旋转运动,在高压下可以获得很大的力和力矩。
- (2) 调速性能好,易于实现无级调速,调速范围大,速比高达 1:2000,且可在运行过程中进行调速。
- (3) 液压装置的体积小、质量轻、结构紧凑、操作方便、易于控制。在同等功率下,液压马达的体积和质量只有同等功率电动机的 12% 左右。
- (4) 液压装置工作比较平稳。由于质量轻、惯性小、反应快,液压装置可以实现快速启动、制动和频繁换向。例如,加速一台中等功率的电动机需要 1 秒至几秒,而加速同等功率的液压马达只需 0.1 s 左右。在实现回转运动时,换向频率可达 500 次/min;实现往复直线运动时,换向频率可达 1000 次/min。
- (5) 低速稳定性好。例如,内曲线径向柱塞式液压马达的最低稳定转速可小于 1 r/min,这是任何电动机都达不到的。
- (6) 易于实现自动化。由于液压传动可以方便地对液体的压力、流量和流动的方向进行控制,所以当将液压控制与电气控制、电子控制相结合时,整个传动装置能实现集中控制、遥控和程序控制,而且运动平稳、操作省力。
- (7) 易于实现过载保护。液压马达和液压缸都能长期在失速状态下保证工作而不会过

热。这是电气传动装置和机械传动装置无法比拟的。液压件能自行润滑,使用寿命较长。

(8) 由于液压元件已实现了标准化、系列化和通用化,液压系统设计、制造和使用都比较方便,液压元件的布置也具有较大的灵活性。

液压传动的缺点:

(1) 液压传动在工作过程中有较多的能量损失(摩擦损失、泄漏损失等),长距离传送时更是如此。

(2) 液压传动对油温变化比较敏感,它的工作稳定性很易受到温度的影响,因此它不宜在温度很高或很低的条件下工作。

(3) 为了减少泄漏,液压元件在制造精度上要求较高,因此它的造价较高,而且对工作介质的污染比较敏感。

(4) 液压传动系统出现故障时不易查出原因。

随着科学技术的进步、设计水平和制造工艺的提高,这些缺点会逐渐克服,液压传动的应用范围将越来越广。

第二章 液压流体力学基础

液压流体力学是研究液体平衡和运动的一门学科,本章主要阐述与液压技术有关的流体力学基本内容,为液压传动系统的设计和使用打下必要的理论基础。

第一节 工作液体

液压系统的工作液体除了传递能量之外,还起着润滑、防止锈蚀、冲洗系统内污染物并带走热量等许多重要的作用。液压系统的可靠性、准确性和灵活性,均与工作液体的选择、使用有关。因此,在掌握液压技术之前,必须对工作液体有一个较全面的了解。

一、工作液体的物理性质

(一) 密度

单位体积液体所具有的质量称为液体的密度,即

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

式中 V ——液体的体积;

m ——液体的质量。

液体的密度随着温度上升而略有减小,随着压力的增加而略有增加,由于变化量较小,一般可以忽略不计。

(二) 粘性

1. 粘性的表现

液体在外力作用下流动时,液体分子间的内聚力会阻碍其分子的相对运动,即具有一定的内摩擦力,这种性质称为液体的粘性。粘性是液体的重要物理性质,也是选择液压油的主要依据。

液体流动时,由于液体和固体壁面间的附着力以及液体本身的粘性会使液体各层面间的速度大小不等,如图 2-1 所示。设两平板间充满液体,下平板固定不动,上平板以 u_0 速度向右平移。由于液体粘性的作用,粘附在下平板表面上的液层速度为零,粘附在上平板表面上的液层速度为 u_0 ,而中间各流层的速度则随着其与平板间的距离大小近似呈线性规律变化。

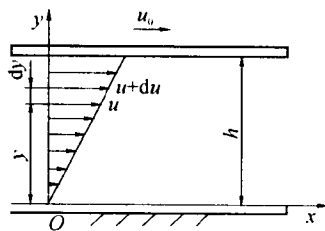


图 2-1 液体粘性示意图

实验证明,液体流动时相邻液层间的内摩擦力 F_f 与液层接触面积 A 成正比,与液层间的速度梯度 $\frac{du}{dy}$ 成正比,即

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

式中 μ ——比例系数,称为动力粘度。

若以 τ 表示液层间单位面积上的内摩擦力,则

$$\tau = \mu \frac{du}{dy} \quad (2-3)$$

式(2-3)称为牛顿液体内摩擦定律。

由上式可知,在静止的液体中,速度梯度 $\frac{du}{dy} = 0$,故其内摩擦力为零。因此,静止液体不呈现粘性,液体只有在流动时才显示其粘性。

2. 粘度

粘性的大小用粘度表示,常用的粘度有三种,即动力粘度、运动粘度和相对粘度。

1) 动力粘度 μ

动力粘度又称绝对粘度。根据牛顿液体内摩擦定律

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

动力粘度的物理意义是:液体在单位速度梯度下流动时,流动液层间单位面积上的内摩擦力,单位为 $\text{N}\cdot\text{s}/\text{m}^2$ 或 $\text{Pa}\cdot\text{s}$ 。

2) 运动粘度 ν

动力粘度与该液体密度的比值叫做运动粘度。计算式为

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \quad (2-5)$$

运动粘度的单位换算: $1 \text{ m}^2/\text{s} = 10^4 \text{ cm}^2/\text{s} = 10^4 \text{ St(斯)} = 10^6 \text{ mm}^2/\text{s} = 10^6 \text{ cSt(厘斯)}$ 。

常用某一温度下的运动粘度的平均值来表示液压油牌号,如 32 号液压油,就是指这种工作液体在 40°C 时运动粘度平均值为 $32 \text{ mm}^2/\text{s}(\text{cSt})$ 。旧牌号 20 号液压油是指这种工作液体在 50°C 时的运动粘度平均值为 $20 \text{ mm}^2/\text{s}(\text{cSt})$ 。

3) 相对粘度

相对粘度又称为条件粘度,它是采用特定的粘度计在规定的条件下测量出来的粘度。由于测量条件不同,各国所用的相对粘度也不同。中国、德国和俄罗斯等一些国家采用恩氏粘度,美国用赛氏粘度,英国用雷氏粘度。

恩氏粘度用恩氏粘度计测定,即将 200 mL 被测液体装入恩氏粘度计中,在某一温度下,测出液体经容器底部直径为 $\phi 2.8 \text{ mm}$ 小孔流尽所需的时间 t_1 ,与同体积的蒸馏水在 20°C 时流过同一小孔所需的时间 t_2 (通常 $t_2 = 51 \text{ s}$) 的比值,便是被测液体在这一温度时的恩氏粘度。

$$^\circ\text{E} = \frac{t_1}{t_2} \quad (2-6)$$

恩氏粘度与运动粘度 $\nu(\text{m}^2/\text{s})$ 之间的换算关系式为

$$\nu = (7.31^\circ\text{E} - \frac{631}{^\circ\text{E}}) \times 10^{-6} \quad (2-7)$$

4) 调合液体的粘度

选择合适粘度的工作液体,对液压系统的工作性能起着重要的作用。当工作液体的粘度不符合要求时,可把两种不同的工作液体按适当的比例混合起来使用,这就是调合液体。调合液体的粘度可用经验公式计算,即

$$^{\circ}E = \frac{a^{\circ}E_1 + b^{\circ}E_2 - c(^{\circ}E_1 - ^{\circ}E_2)}{100} \quad (2-8)$$

式中 $^{\circ}E_1, ^{\circ}E_2$ ——混合前两种液体的粘度,取 $^{\circ}E_1 > ^{\circ}E_2$;

$^{\circ}E$ ——混合后的调合液体粘度;

a, b ——参与调合的两种液体所占的百分数($a + b = 100$);

c ——实验系数,见表 2-1。

表 2-1 系数 c 的数值

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

3. 粘度与压力的关系

液体所受的压力增大时,其分子间的距离将减小,内摩擦力增大,粘度亦随之增大。对于一般的液压系统,当压力在 20 MPa 以下时,压力对粘度的影响不大,可以忽略不计。当压力较高或压力变化较大时,粘度的变化则不容忽视。石油型工作液体的粘度与压力的关系可用公式表示

$$\nu_p = \nu_0(1 + 0.003p) \quad (2-9)$$

式中 ν_p, ν_0 ——工作液体在压力 p 时和相对压力为 0 时的运动粘度。

4. 粘度与温度的关系

液体的粘度对温度的变化极为敏感,温度升高,液体的粘度即显著降低(见图 2-2)。液体的粘度随温度变化的性质称粘-温特性。不同种类的液体有不同的粘-温特性,粘-温特性较好的液体,粘度随温度的变化较小,因而温度变化对液压系统性能的影响较小。液体粘度与温度的关系可以表示为

$$\mu_t = \mu_{t_0} e^{-\lambda(t-t_0)} \approx \mu_0(1 - \lambda\Delta t) \quad (2-10)$$

式中 μ_{t_0}, μ_t ——温度为 t_0, t 时的动力粘度;

λ ——系数。

液体的粘-温特性可以用粘度指数 VI 来表示,VI 值越大,表示液体粘度随温度的变化率越小,即粘-温特性越好。一般工作液体要求 VI 值在 90 以上,精制的工作液体及加有添加剂的工作液体,其 VI 值可大于 100。

5. 气泡对粘度的影响

液体中混入直径为 0.25 mm~0.5 mm 悬浮状态气泡时,对液体的粘度有一定影响,其值为

$$\nu_b = \nu_0(1 + 0.015b) \quad (2-11)$$

式中 b ——混入空气的体积百分数;

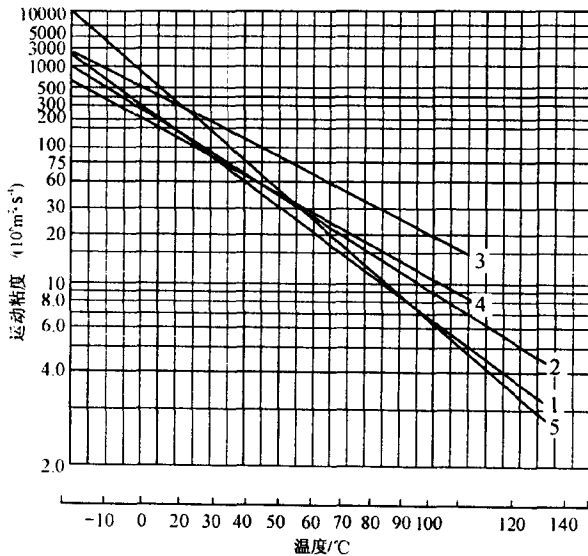


图 2-2 粘度和温度间的关系

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

ν_b ——混入 $b\%$ 空气的粘度;

ν_0 ——不含空气时液体的运动粘度。

(三) 可压缩性

液体受压力作用而使体积减小的性质称为液体的可压缩性。体积为 V 的液体,当压力增大 Δp 时,体积减小 ΔV ,则液体在单位压力变化下的体积相对变化量为

$$k = -\frac{1}{\Delta p} \frac{\Delta V}{V} \quad (2-12)$$

式中 k ——液体的体积压缩系数。

由于压力增大时,液体的体积减小,即 Δp 与 ΔV 的符号始终相反,为保证 k 为正值,在式(2-12)的右边加一负号。 k 的倒数称为液体的体积弹性模量,以 K 表示

$$K = \frac{1}{k} = -\frac{V \Delta p}{\Delta V} \quad (2-13)$$

K 表示液体产生单位体积相对变化量所需要的压力增量。在常温下,纯净工作液体的体积弹性模量 $K = (1.4 \sim 2.0) \times 10^9 \text{ Pa}$,数值很大,故一般可认为液体是不可压缩的。若工作液体中混入空气,其抗压缩能力会显著下降,并将严重影响液压系统的工作性能。因此,在考虑工作液体的可压缩性时,必须综合考虑工作液体本身的可压缩性、混在工作液体中空气的可压缩性,以及盛放工作液体的封闭容器(包括管道)的容积变形等因素的影响。例如,在设计液压支架立柱和单体液压支柱时,由于柱内的压力很高(一般在 30 MPa 以上),就要考虑以上诸因素对立柱和煤层顶板的影响。表 2-2 为各种工作液体的体积模量。