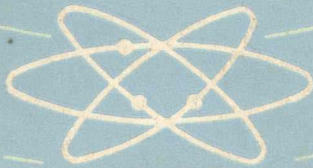


中等专业学校教材

液 压 传 动

吴 丛 主 编



西北电讯工程学院出版社

中等专业学校教材

液 压 传 动

吴 丛 主 编

西北电讯工程学院出版社

内 容 简 介

本书以国内现有的液压元件和液压系统为基础,用通俗简明的语言介绍了液压传动的基础理论知识,着重分析了常用液压元件的工作原理、性能特点和典型结构。通过对液压基本回路和典型液压系统的剖析,阐明了液压系统的分析和设计方法,并对液压伺服系统作了简要的概述。具体内容有:概述、液压传动的基础知识、液压泵和液压马达、液压缸、液压控制阀、液压辅件、液压基本回路、液压传动系统、液压系统设计计算、液压伺服系统共十章。

本书是中专电子机械类专业教材,也可作有关科技人员的参考书。

中等专业学校教材

液 压 传 动

吴 丛 主编

西北电讯工程学院出版社出版

中国人民解放军七二二六厂印刷

陕西省新华书店发行 * 各地新华书店经售

开本 787×1092 1/16 印张 11 7/16 字数269千字

1984年10月第一版 1984年10月第一次印刷 印数12000

书号: 15322·11 定价: 1.60元

出版说明

根据国务院关于高等学校教材工作分工的规定，我部承担了全国高等学校工科电子类专业课教材的编审、出版的组织工作。从一九七七年底到一九八二年初，由于各有关院校，特别是参与编审工作的广大教师的努力和有关出版社的紧密配合，共编审出版了教材 159 种。

为了使工科电子类专业教材能更好地适应社会主义现代化建设培养人才的需要，反映国内外电子科学技术水平，达到“打好基础、精选内容、逐步更新、利于教学”的要求，在总结第一轮教材编审出版工作经验的基础上，电子工业部于一九八二年先后成立了高等学校《无线电技术与信息系统》、《电磁场与微波技术》、《电子材料与固体器件》、《电子物理与器件》、《电子机械》、《计算机与自动控制》，中等专业学校《电子类专业》、《电子机械类专业》共八个教材编审委员会，作为教材工作方面的一个经常性的业务指导机构，并制定了一九八二~一九八五年教材编审出版规划，列入规划的教材、教学参考书、实验指导书等共 217 种选题。在努力提高教材质量，适当增加教材品种的思想指导下，这一批教材的编审工作由编审委员会直接组织进行。

这一批教材的书稿，主要是通过教学实践，从师生反映较好的讲义中评选择优和从第一轮较好的教材中修编产生出来的。广大编审者，各编审委员会和有关出版社都为保证和提高教材质量作出了努力。

这一批教材，分别由电子工业出版社、国防工业出版社、上海科学技术出版社、西北电讯工程学院出版社、湖南科学技术出版社、江苏科学技术出版社、黑龙江科学技术出版社和天津科学技术出版社承担出版工作。

限于水平和经验，这一批教材的编审出版工作肯定还会有许多缺点和不足之处，希望使用教材的单位、广大教师和同学积极提出批评建议，共同为提高工科电子类专业教材的质量而努力。

电子工业部教材办公室

目 录

前 言

第一章 概论	(1)
第一节 液压传动的工作原理及组成.....	(1)
一、液压传动的工作原理.....	(1)
二、液压系统的组成.....	(1)
三、液压系统图图形符号.....	(2)
第二节 液压传动的优缺点.....	(2)
第三节 液压传动的发展和应用.....	(3)
第二章 液压传动的基础知识	(4)
第一节 液压油.....	(4)
一、液压油的物理性质.....	(4)
二、对液压油的要求和选用.....	(8)
第二节 静止液体的性质.....	(9)
一、液体静压力.....	(9)
二、静止液体的基本方程.....	(10)
三、压力的表示方法.....	(10)
四、液体静压力的传递.....	(11)
五、液体静压力作用在固体壁面上的力.....	(12)
第三节 流动液体的性质.....	(12)
一、流动液体的一些基本概念.....	(12)
二、液流的连续性方程.....	(13)
三、液体的伯努利方程.....	(14)
四、动量方程及其应用.....	(17)
第四节 管路系统压力损失计算.....	(18)
一、层流、紊流和雷诺数.....	(18)
二、液体在圆管中流动的压力损失.....	(19)
三、局部压力损失.....	(20)
四、管路系统中的总压力损失.....	(21)
第五节 间隙流动.....	(21)
一、平行平板间的间隙流动.....	(21)
二、环形间隙流动.....	(23)
第六节 液压冲击和汽穴现象.....	(24)
一、液压冲击.....	(24)
二、汽穴现象.....	(24)
第三章 液压泵和液压马达	(27)

第一节 概述	(27)
一、液压泵和液压马达的工作原理	(27)
二、液压泵和液压马达的分类	(27)
三、液压泵和液压马达的基本参数	(28)
四、液压泵和液压马达的功率和效率	(28)
第二节 齿轮泵	(29)
一、齿轮泵的工作原理	(30)
二、齿轮泵的结构	(30)
三、齿轮泵的排量 and 流量计算	(31)
四、齿轮泵存在的几个问题	(31)
五、高压齿轮泵的特点	(33)
第三节 叶片泵	(34)
一、定量叶片泵	(34)
二、变量叶片泵	(38)
三、高压叶片泵的特点	(40)
第四节 柱塞泵	(41)
一、径向柱塞泵	(41)
二、轴向柱塞泵	(42)
第五节 液压泵的选用	(44)
第六节 液压马达	(45)
一、轴向柱塞液压马达	(45)
二、叶片液压马达	(46)
第四章 液压缸	(48)
第一节 液压缸的结构形式	(48)
一、双作用液压缸	(48)
二、单作用液压缸	(51)
三、齿条活塞液压缸	(52)
四、摆动液压缸	(52)
第二节 液压缸的计算	(53)
一、液压缸缸筒内径的计算	(53)
二、活塞杆直径的计算	(54)
三、缸筒长度的确定	(55)
四、强度计算和校核	(55)
第三节 液压缸的密封	(56)
一、间隙密封	(56)
二、O形密封圈密封	(57)
三、Y形密封圈密封	(57)
四、V形密封圈密封	(58)
五、回转轴密封	(58)

第四节 液压缸的缓冲和排气	(59)
一、液压缸的缓冲	(59)
二、液压缸的排气	(59)
第五节 液压缸主要零件的结构和技术要求	(60)
一、液压缸主要零件的结构	(60)
二、液压缸主要零件的材料和技术要求	(61)
第五章 液压控制阀	(62)
第一节 方向控制阀	(62)
一、单向阀	(62)
二、换向阀	(63)
三、三位换向阀的滑阀机能	(67)
第二节 压力控制阀	(69)
一、溢流阀	(69)
二、减压阀	(74)
三、顺序阀	(76)
四、压力继电器	(77)
第三节 流量控制阀	(78)
一、节流口的流量特性	(78)
二、节流阀	(80)
三、调速阀	(81)
第四节 比例控制阀	(84)
一、BYF型电磁式比例溢流阀	(84)
二、BQF型电磁式比例调速阀	(85)
第六章 液压辅件	(86)
第一节 滤油器	(86)
一、液压油的污染和过滤精度	(86)
二、滤油器的类型及特性	(87)
三、滤油器的安装位置	(88)
第二节 油箱	(88)
一、油箱的功用及其容量的确定	(88)
二、油箱的类型和结构	(89)
第三节 蓄能器	(90)
一、蓄能器的类型	(90)
二、蓄能器的应用	(90)
三、蓄能器的安装	(91)
第四节 油管 and 管接头	(91)
一、油管的种类	(91)
二、油管尺寸的确定	(92)
三、管接头	(92)

第七章 液压基本回路	(94)
第一节 方向控制回路	(94)
一、时间控制制动的换向回路	(94)
二、行程控制制动的换向回路	(95)
第二节 压力控制回路	(95)
一、调压回路	(95)
二、保压回路	(96)
三、卸荷回路	(98)
四、减压回路	(99)
五、增压与增力回路	(99)
六、平衡和闭锁回路	(101)
第三节 速度控制回路	(102)
一、节流调速回路	(102)
二、容积调速回路	(107)
三、容积节流调速回路	(110)
四、快速运动回路	(111)
五、速度换接回路	(112)
第四节 顺序动作回路和同步回路	(114)
一、顺序动作回路	(114)
二、同步回路	(117)
第八章 液压传动系统	(119)
第一节 组合机床液压系统	(119)
一、概述	(119)
二、YT4543 型动力滑台液压系统	(120)
三、液压系统的特点	(121)
第二节 液压机液压系统	(122)
一、概述	(122)
二、YA71-250 型塑料液压机液压系统	(122)
三、液压系统的特点	(124)
第三节 塑料注射成型机液压系统	(124)
一、概述	(124)
二、XS-ZY-250 型注射成型机液压系统	(125)
三、液压系统的特点	(129)
第四节 M1432 型万能外圆磨床液压系统	(129)
一、概述	(129)
二、液压系统工作原理	(130)
三、液压系统的特点	(133)
第九章 液压系统设计计算	(134)
第一节 明确设计依据进行工作情况分析	(134)

一、设计依据	(134)
二、工作情况分析	(134)
第二节 确定液压系统的主要参数	(136)
一、初选液压缸的工作压力	(136)
二、液压缸主要尺寸的确定	(137)
三、液压缸最大流量的确定	(137)
四、编制液压缸的工作情况图	(138)
第三节 拟定液压系统图	(138)
一、液压回路的选择	(138)
二、液压系统的合成	(139)
第四节 液压元件的计算和选择	(140)
一、选择液压泵和确定驱动泵的电动机功率	(140)
二、控制阀的选择	(141)
三、液压辅件的选择	(142)
第五节 液压系统性能验算和技术文件的编制	(142)
一、液压系统的效率计算	(142)
二、液压系统发热温升的验算	(143)
三、绘制正式工作图和编制技术文件	(144)
第六节 液压系统设计计算举例	(145)
一、工作情况分析	(145)
二、确定液压系统主要参数	(145)
三、拟定液压系统图	(147)
四、计算和选择液压元件	(149)
五、液压系统性能验算	(150)
第十章 液压伺服系统	(155)
第一节 概述	(155)
一、液压伺服系统的工作原理	(155)
二、液压伺服系统的特点	(156)
三、液压伺服系统的组成	(156)
第二节 液压伺服系统的基本类型	(157)
一、滑阀式液压伺服系统	(157)
二、喷管式液压伺服系统	(159)
三、喷嘴-挡板液压伺服系统	(159)
四、转阀式液压伺服系统	(159)
第三节 液压伺服系统的特性	(160)
一、液压伺服系统的稳态特性	(160)
二、液压伺服系统的动特性	(161)
第四节 电液伺服阀	(163)
一、概述	(163)

二、电液伺服阀的工作原理	(163)
第五节 液压伺服系统实例	(164)
一、变量泵手动液压伺服机构	(164)
二、电液脉冲马达	(165)
三、机械手液压伺服系统	(166)
附录	(168)
一、液压图形符号(摘自 GB786—76)	(168)
二、中、低压液压元件型号说明	(172)
三、常用物理量的单位换算	(173)

第一章 概 论

第一节 液压传动的工作原理及组成

一、液压传动的工作原理

一个完善的液压系统往往是比较复杂的，为了对液压传动有一个初步的了解，先分析如图 1-1(a) 所示的简单液压系统。电动机 4 带动齿轮泵 3 旋转，从油箱 1 经滤油器 2 吸油，并把有压力的油液送入管路。压力油经节流阀 6、换向阀 8 进入液压缸 9 的右腔，由于液压缸缸筒是固定的，因此在压力油的推动下，活塞带动工作台 10 向左运动。与此同时，液压缸 9 左腔的油液被排出，经换向阀 8 流回油箱。

搬动手柄将换向阀 8 的阀芯移到右端位置，如图 1-1(b) 所示，工作台的运动换向。此时，压力油经节流阀 6、换向阀 8 进入液压缸 9 的左腔，工作台向右运动。液压缸 9 右腔的油液经换向阀 8 流回油箱。

工作台的运动速度由节流阀 6 调节。节流阀的作用和自来水龙头相似，改变节流阀开口的大小，就能调节通过节流阀进入液压缸的流量，以此控制工作台的运动速度。

溢流阀 5 是通过溢流起定压作用的。因为齿轮泵的输油量是一定值，而节流阀只允许部分压力油进入液压缸，多余的油液则通过溢流阀流回油箱，同时油液必须克服弹簧阻力才能顶开钢球使溢流阀打开。因此，溢流阀可使齿轮泵输出的油液保持一定的压力。调节溢流阀中的弹簧压紧力，可以控制齿轮泵输出油液的压力。显然，溢流阀对液压系统还有过载保护作用。

通过上例可知，液压传动是在密闭的回路(或系统)中，以液压油作为工作介质来进行能量的转换、传递、控制和分配的。电动机带动液压泵输出压力油，是将电动机供给的机械能转换成油液的液压能。压力油经过密封管道及一些控制元件等进入液压缸，推动工作台运动，又将油液的液压能转换成机械能。工作台运动时所能克服的阻力大小与油液的压力和活塞的有效作用面积有关。工作台的运动速度决定于通过节流阀进入液压缸油液的多少。

二、液压系统的组成

从上面的例子可以看出，液压传动系统由以下四个主要部分组成：

(1) 动力元件——液压泵，它供给液压系统压力油，是将电动机输出的机械能转换为油

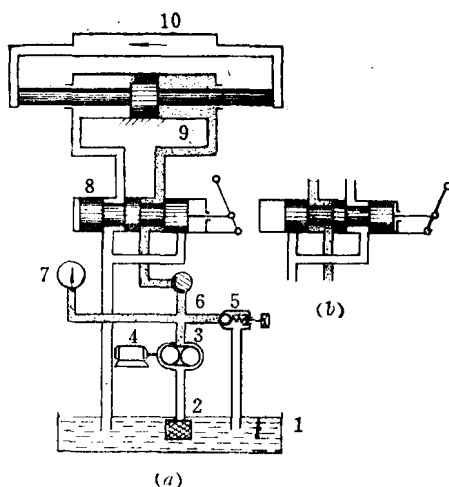


图 1-1 简单液压系统原理图

液的液压能的装置。

(2) 执行元件——液压缸或液压马达,是将油液的液压能转换为驱动工作部件的机械能的装置。实现直线运动的执行元件叫做液压缸;实现旋转运动的执行元件叫做液压马达。

(3) 控制元件——各种控制阀,如方向控制阀、压力控制阀、流量控制阀等,用以控制调节液压系统中油液的流动方向、压力和流量以满足执行元件运动的要求。

(4) 辅助元件——包括油箱、滤油器、蓄能器、热交换器、压力表、管件和密封装置等。

三、液压系统图图形符号

图 1-1(a) 所示的液压系统原理图,其中各元件的图形基本上表示了它的结构原理,称为结构式原理图。这种原理图直观性强,容易理解,但绘图比较麻烦,特别是当液压元件比较多时,更是如此。为了简化液压原理图的绘制,另有一种职能符号式原理图。各液压元件都用符号表示,这些符号只表示元件的职能,连接系统的通路。既不表示元件的具体结构和参数,也不表示系统管路的具体位置和元件的安装位置。我国制订的液压系统图形符号(GB786-76)就是属于职能符号。一般液压系统原理图都应按照国家标准规定的图形符号绘制,但当无法用职能符号表示时,或者有必要特别说明系统中某一重要元件的结构及动作原理时,也允许采用结构式原理图表示。

图 1-1 所示的液压原理图如用职能符号表示则如图 1-2 所示,图中的元件编号与图 1-1(a) 相同。

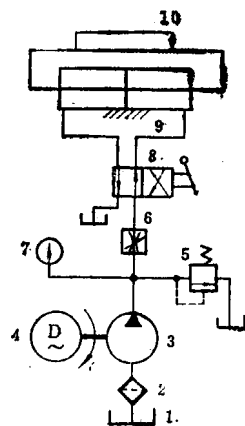


图 1-2 用职能符号表示的液压系统原理图

第二节 液压传动的优缺点

液压传动与机械传动、电力传动和气压传动相比较,有下列优点:

(1) 液压传动装置体积小、重量轻、惯性小。例如:输出相同功率液压马达的体积为电动机的 12~13%;液压马达的转动惯量仅为电动机的 10% 左右。液压泵单位功率重量为 1.5~2 N/kW,而一般发电机则为 15~20 N/kW。

(2) 能方便地进行无级调速,调速范围大,一般可达 100:1,甚至达到 2000:1。

(3) 传递运动平稳,换向时冲击小,能实现频繁的换向。液压传动的换向频率,对直线往复运动可达每分钟 400~1000 次;对回转运动可达每分钟 500 次。

(4) 操纵方便、省力、易于实现自动化。当采用电-液联合传动时,能实现较复杂的自动工作循环。

(5) 具有自润滑能力,磨损小,寿命长,易于实现过载保护。

(6) 液压元件易于实现系列化、标准化、通用化,便于设计制造和推广使用。

液压传动的缺点是:

(1) 由于液压系统有泄漏,而且液体有压缩性,管壁有弹性变形,所以液压传动不宜用于定比传动。

(2) 液压传动中除机械摩擦损失外，还有泄漏损失和压力损失，传动效率低，因此不宜用于远距离传动。

(3) 温度变化会影响液压系统运动速度的稳定性，在低温和高温条件下，采用液压传动有一定困难。

(4) 液压元件制造精度要求较高。

(5) 液压系统发生故障不易查找。

总的说来，液压传动有许多优点，它的缺点则随着生产技术的发展，正在逐步加以解决。因此，液压传动在现代化的生产中有着广阔的发展前途。

第三节 液压传动的发展和应用

液压传动技术是劳动人民在长期生产斗争中创造的一门比较年轻的科学。从1795年英国制成第一台水压机到现在，只有约一百九十年的历史。十九世纪末德国制成液压龙门刨床，美国制成液压车床和磨床，由于当时没有成熟的液压元件，因而未能得到普遍采用。第一次世界大战后，出现了双作用叶片泵以及改进后的齿轮泵和柱塞泵，并生产了合成橡胶密封圈。到本世纪三十年代，在车、钻、镗、铣、刨、磨、拉等机床上都开始采用液压传动，但数量不多。第二次世界大战中，由于战争需要，要求提供反应迅速、精度高的液压传动和控制机构来装备军舰、飞机、大炮以及雷达，出现了电液伺服阀及伺服系统，液压技术得到飞速发展。其后随着生产技术的进步，成批大量生产不断出现，要求各种机械提高效率、精度和自动化程度，因而广泛地采用了液压技术。液压元件经过不断改进，逐步形成了完整的系列，并走向专业化生产，从而使液压技术得到进一步发展。近二、三十年来，在原子反应堆、空间技术、超音速飞机、大型舰船、电子技术等方面大量采用液压技术；在机床制造、汽车、拖拉机、工程机械、矿山冶金、轻纺工业等行业普遍采用了液压技术，以实现自动化控制，减轻体力劳动。液压技术水平，压力从10~20年前的70 bar提高到350~400 bar，液压泵的流量也从过去的220~260 l/min增至660~880 l/min。由于液压技术在国防和各工业部门中的应用日益广泛，因此对液压元件的性能提出更高的要求，总的发展趋势是高压、高速、微型化、集成化。

解放前，我国液压技术基本上是一个空白点，解放后，液压技术得到了迅速发展。从1952年开始生产与磨床配套的液压元件，1958年生产通用液压元件，但品种和数量比较少。在1966年成立了液压元件联合设计组，进行我国新系列液压元件的设计，经过几年的生产和使用，逐步建立了我国自己的液压元件产品系列。我国还建立了许多液压技术研究单位，从事液压技术的研究。在上海、天津、榆次等地还建立了一批专门生产液压元件的专业工厂，并逐步使液压元件形成标准化、系列化、通用化。我国的液压技术已具有一定的规模 and 水平，液压元件的品种日益增多，质量不断提高，现已能生产200多个品种，1500多个规格的液压元件。产量的增长也很快，1976年的产量为1965年的二十一倍，可见其发展速度是相当迅速的。但在液压元件品种、质量和数量方面与国外先进水平相比，还存在着一定差距，也还不能满足国防和各工业部门迅速发展的需要。因此，我们必须刻苦学习，努力工作，为振兴中华，为使我国的液压技术尽快赶上和超过世界先进水平作出贡献。

第二章 液压传动的基础知识

液压传动是以液体作为工作介质的。通常都采用矿物油作为工作介质，它对液压系统工作性能影响很大。因此，了解液压油的性质、研究液体平衡及其运动规律，对于深入理解液压传动基本原理，正确使用和设计液压系统都是十分重要的基础。

第一节 液 压 油

一、液压油的物理性质

1. 液体的密度和重度

液体单位体积的质量称为密度，用符号 ρ 表示。

$$\rho = \frac{m}{V} \text{ (kg/m}^3\text{)} \quad (2-1)$$

式中 m ——液体的质量(kg)；

V ——液体的体积(m^3)。

矿物油在 15°C 时的密度 $\rho = 900 \text{ kg/m}^3$ 。

液体单位体积的重量称为重度，用符号 γ 表示。

$$\gamma = \frac{G}{V} \text{ (N/m}^3\text{)} \quad (2-2)$$

式中 G ——液体的重量(N)；

V ——液体的体积(m^3)。

因为

$$G = mg$$

所以

$$\gamma = \frac{mg}{V} = \rho g \quad (2-3)$$

上式表明了液体的密度与重度的关系。重力加速度 $g = 9.81 \text{ m/s}^2$ 。

在国际单位制(SI 制)中，因为是以质量为基本物理量，所以不使用重度的概念，当遇到 γ 时，通常均直接以 ρg 表示之。

因为液体的体积随压力和温度的变化而变化，所以液体的密度也随压力和温度而变化。在一般情况下随压力的增加而增大，随温度的升高而减小。在实用中，由于压力和温度引起的密度变化很小，可近似地认为液体的密度是不变的。

2. 液体的压缩性

液体受压后体积减小的性质称为液体的压缩性。压缩性的大小用体积压缩系数 κ 表示，它相当于每增加一个单位压力变化时，液体体积的相对减小量，即

$$\kappa = -\frac{\Delta V}{V} \frac{1}{\Delta p} \text{ (m}^2/\text{N)} \quad (2-4)$$

式中 ΔV ——液体受压后体积相对减小值(m^3)；

V ——液体受压前的体积(m^3)；

Δp ——液体压力的变化值(N/m^2)。

上式右端负号表示当压力增加时, 液体体积是减小的。

常用液压油的压缩系数 $\kappa = (5 \sim 7) \times 10^{-10} \text{ m}^2/\text{N}$ 。

压缩系数 κ 的倒数称为体积弹性模量, 其值为

$$E = \frac{1}{\kappa} = (1.4 \sim 1.9) \times 10^9 \text{ (N/m}^2\text{)} \quad (2-5)$$

从上式可知, 液压油的弹性模量约比钢的弹性模量小 100~150 倍。当液压油中混有不溶解的气体时, 其 E 值将会有很大降低, 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, 则仅为纯油的 12.2%。因此在使用和设计液压系统时, 要尽力设法不使油中混入空气。

在一般液压系统中, 由于工作压力不高, 压力变化不大, 因此往往可以将油液看作是**不可压缩的**。但在研究液压系统的动特性或在高压情况下, 则必须考虑液压油的压缩性。

3. 液体的粘性

液体在流动时, 由于液体分子之间的内聚力所呈现出来的内摩擦力, 阻碍液体分子间相对运动, 液体的这种特性称为粘性。粘性的大小可用粘度表示。

1) 粘度的定义及其单位

图 2-1 所示为平行平板间液体的流动, 设上平板以速度 u_0 相对于下平板运动, 由于液体分子与固体壁面之间附着力的作用, 紧贴于上平板的油液粘附于上平板上, 其速度为 u_0 , 紧贴于下平板的油液粘附于下平板上, 其速度为零。而中间油液的速度, 则由于液体分子间的内聚力的作用, 使各液体层的流动速度各不相同, 但按一定规律分布。当平板间的距离较小时, 各液体层的速度按线性规律分布; 当距离较大时, 则按曲线规律分布。可以把液体的这种流动看成是许多薄的液体层的运动, 流动快的液体层带动流动慢的液体层, 而流动慢的液体层却又阻滞流动快的液体层, 任意两层间都将产生内摩擦力。

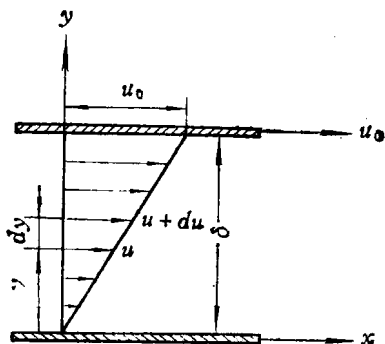


图 2-1 平行平板间
液体的流动

由实验测出, 液体层间单位面积上的内摩擦力 (即切应力) 与液体层间相对运动速度 du 成正比, 而与液体层间的距离 dy 成反比, 即

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

上式称为牛顿内摩擦定律。速度梯度 du/dy 为液流在垂直于速度方向上的速度变化率, 它表征了液体层间速度差异的程度。比例系数 μ 称为动力粘度, 它表示在一定剪切应力下流动时液体内部阻力的大小。

在国际单位制中, 动力粘度的单位是帕·秒 ($\text{Pa} \cdot \text{s}$)。在 CGS 制中, 动力粘度的单位是泊 (P), 泊的百分之一为厘泊 (cP), 其换算关系如下:

$$1 \text{ cP} = 10^{-2} \text{ P} = 10^{-3} \text{ Pa} \cdot \text{s}$$

液体的动力粘度与它的密度之比值称为运动粘度, 即

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \text{ (m}^2/\text{s)} \quad (2-7)$$

式中 μ ——液体的动力粘度(Pa·s);

ρ ——液体的密度(kg/m³)。

在国际单位制中, 运动粘度的单位是米²/秒(m²/s)。在CGS制中则以厘米²/秒(cm²/s)为单位, 称为斯或沩(St), 斯的百分之一为厘沩(cSt), 其换算关系为

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

运动粘度不是一个粘度的量, 只是在理论计算和分析时, 常遇到 μ/ρ 比值, 为了便于计算, 因而才引入 ν 这一概念, 在它的单位中只有运动学的量(长度和时间), 故称为运动粘度。但习惯上它却用来标志液体的粘度。例如, 机械油的牌号就是这种油在50℃(323K)时运动粘度的平均值, 20号机械油就是这种油在50℃时运动粘度的平均值为20 cSt[⊖]。

液体的动力粘度和运动粘度又称为绝对粘度, 是理论分析和推导中经常使用的粘度单位, 它们实际难以直接测量, 因此工程上经常采用一种可以用仪器直接测量的相对粘度。

相对粘度又称为条件粘度, 它是以相对于水的粘度的大小来表示液体粘度的。各国采用的相对粘度单位是不同的, 有的采用赛氏粘度(SSU), 有的采用雷氏粘度(Re·l), 我国采用恩氏粘度(°E)。

恩氏粘度是用恩氏粘度计测定的, 其测定方法如下: 测定200 cm³某一温度的被测液体在自重作用下, 流过2.8 mm小孔所需的时间 t_1 , 然后测出同体积的蒸馏水在20℃时流过同一孔所需的时间 t_2 ($t_2 = 50 \sim 52$ s), t_1 与 t_2 的比值即为被测液体的恩氏粘度。恩氏粘度用符号°E表示。被测液体温度为 t ℃时的恩氏粘度为

$$^{\circ}\text{E}_t \cdot \text{c} = \frac{t_1}{t_2} \quad (2-8)$$

工业上一般以20℃、50℃、100℃作为测定恩氏粘度的标准温度, 并相应地以符号°E₂₀、°E₅₀和°E₁₀₀来表示。

恩氏粘度与运动粘度可用下式进行换算

$$\nu = \left(7.31 - \frac{6.31}{^{\circ}\text{E}} \right) \times 10^{-6} \text{ (m}^2/\text{s)} \quad (2-9)$$

2) 粘度与压力和温度的关系

当液体所受的压力升高时, 其分子间的距离就缩小, 液体的粘度随之增大, 但若压力变化值小于200大气压时, 所增之数甚微, 实用上可以忽略不计。

液体的粘度随温度的升高而下降。粘度随温度而变化的特性, 称为粘温特性。因油液粘度的变化将直接影响液压系统的泄漏、速度稳定性、效率等性能, 因此要求液压油的粘度随温度的变化越小越好。

不同的油液, 其粘度随温度的变化规律也不一样。当运动粘度小于76 cSt, 在30~150℃范围以内, 粘度和温度的关系可用下面近似公式表示:

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

式中 ν_t ——温度为 t ℃时的运动粘度(cSt);

ν_{50} ——温度为50℃时的运动粘度(cSt);

⊖ GB2512-81 规定液压油按40℃时运动粘度厘斯数平均值表示。原牌号粘度等级20相当于N32。

n ——指数，见表 2-1。

图 2-2 所示为部分国产液压油的粘度-温度曲线，可供使用时参考。

表 2-1 指数 n 随运动粘度变化的数值

$\nu(\text{cSt})$	2.5	6.5	12	21	30	38	45	52	60	68	76
n	1.39	1.59	1.72	1.99	2.13	2.24	2.32	2.42	2.49	2.52	2.56

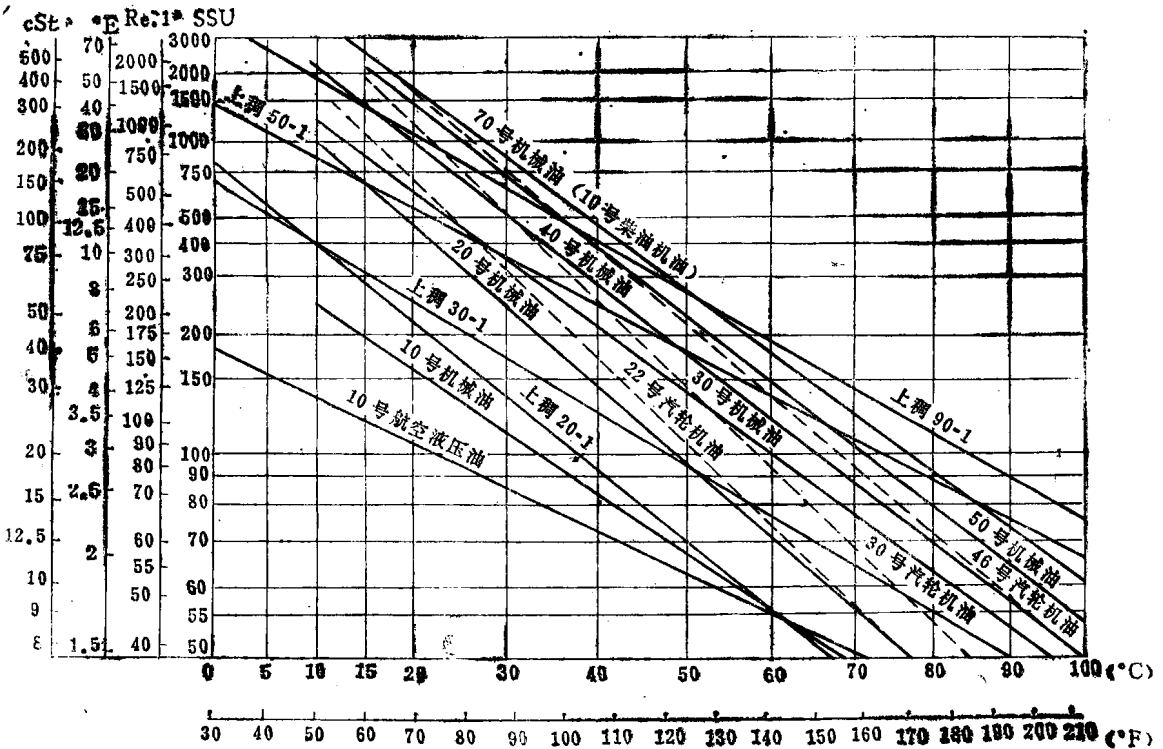


图 2-2 国产油的粘度-温度曲线

3) 粘度指数

油液的粘温特性也可用粘度指数表示，它表示油液的粘度随温度变化的粘温关系的一个约定量值。如图 2-3 所示，如果被试油液(图中虚线所示)在 98.9℃ 和 37.8℃ 时的粘度已知，取两种标准油液(图中实线所示)在 37.8℃ 时，一种油的粘度指数为 100，另一种油的粘度指数为零，它们在 98.9℃ 时的粘度与被试油液的粘度指数相同。当这种被试油液的粘度指数 $VI \leq 100$ 时，便可按下式求出：

$$VI = \frac{L - U}{L - H} \times 100 \quad (2-11)$$

式中 U ——被试油液在 37.8℃ 时的运动粘度；

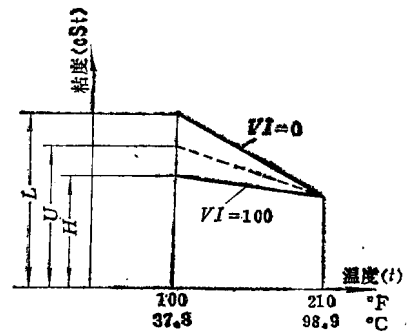


图 2-3 粘度指数计算简图