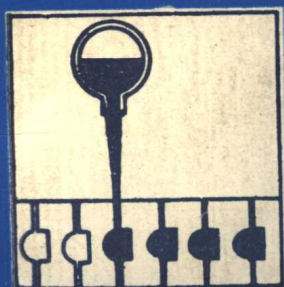


高等学校试用教材



锻压机械液压传动

华南工学院杨宝光 主编



机械工业出版社

高等学校试用教材

锻压机械液压传动

华南工学院杨宝光 主编



机械工业出版社

锻压机械液压传动

华南工学院杨宝光 主编

*

机械工业出版社出版(北京阜成门外百万庄南街一号)

(北京市书刊出版业营业许可证出字第 117 号)

重庆印制一厂印刷

新华书店北京发行所发行·新华书店经售

*

开本 $787 \times 1092 \frac{1}{16}$ · 印张 $23\frac{1}{2}$ · 字数 573 千字

1981年8月重庆第一版·1981年8月重庆第一次印刷

印数 0.001—8,500 · 定价 2.40 元

*

统一书号: 15033·5077

前 言

本教材是根据一九七八年四月高等学校一机部对口专业座谈会的精神，以及同年十二月锻压专业教材编审计划会议所制订的《锻压机械液压传动》教材编写大纲编写的。全书共九章，主要内容包括液压传动基础理论知识，液压元件的工作原理和结构，液压传动基本回路，液压伺服系统，锻压机械典型液压系统和液压传动系统的设计与安装、调试等。

本书为高等院校锻压专业液压传动课程教材。同时也可供本专业有关生产、科研单位的技术人员参考。

在编写中注重加强基础理论，贯彻少而精和理论联系实际的原则并适当引进一些国内外的先进科技成就，力求本教材能体现先进性、科学性和系统性，便于读者掌握现代液压技术，有利于培养学生分析问题和解决问题的能力。

本书第一、五、六章由华南工学院杨宝光编写；概述，第四、七、八章和第三章中的锥阀及其集成化由山东工学院陈幼曾编写；第二、三、九章由天津大学裨有雄编写。主编是杨宝光，主审是重庆大学何大钧，责任编辑一机部教编室周衍康。

在编写过程中一机部铸造锻压机械研究所唐英干等同志参加了审阅，并得到有关兄弟院校的热情支持和协助，谨此表示衷心感谢。由于编者水平所限，书中存在缺点和错误，恳请读者批评指正。

1980年6月

目 录

前言

概述	1
----------	---

第一章 液压传动水力学基础

§ 1-1 液体的主要物理性质	5
一、密度及重度	5
二、压缩性	6
三、粘性	6
§ 1-2 液压油的性能和选用	10
一、液压油的性能	11
二、液压油的选用	11
三、液压油的合理使用	13
四、液压油的定期检查与更换	13
§ 1-3 作用在液体上的力	14
一、质量力	14
二、表面力	14
§ 1-4 水静力学	14
一、水静压力及其特性	14
二、水静力学基本方程式	16
三、水静力学基本方程式的应用	19
四、液体作用在曲面上的总压力计算	20
§ 1-5 水动力学	22
一、几个基本概念	22
二、液体流动的连续方程式	25
三、液体流动的伯努利方程式	25
四、实际液体总流的伯努利方程式	30
五、液流的能量损失	33
§ 1-6 动量方程式	47
§ 1-7 小孔及缝隙的流量计算	51
一、小孔的流量计算	51
二、缝隙的流量计算	53
§ 1-8 液压系统做功和功率的计算	62
一、功和功率的计算	62
二、总效率的计算	63
§ 1-9 液压冲击与空穴现象	64
一、液压冲击	64
二、空穴现象	67
第二章 油泵和油马达	68

§ 2-1 油泵和油马达的基本概念	68
一、油泵的工作原理和油泵、油马达的种类	68
二、油泵的压力、流量和容积效率	68
三、油泵和油马达的功率及效率	71
四、油马达的输出扭矩	72
§ 2-2 齿轮油泵和油马达	73
一、齿轮油泵的工作原理	73
二、齿轮油泵的流量	73
三、低压齿轮泵的结构	74
四、齿轮泵的径向力不平衡问题	75
五、困油现象及其消除	75
六、齿轮模数、齿数和齿宽对油泵性能的影响	77
七、中高压齿轮油泵	77
八、齿轮泵的优缺点和使用	79
九、齿轮式油马达	79
十、其它型式的齿轮油泵	80
§ 2-3 叶片式油泵和油马达	82
一、双作用式叶片泵的工作原理	82
二、双作用式叶片泵的流量计算	82
三、双作用单级式叶片泵的结构	83
四、双联及双级叶片泵	84
五、中系列中高压叶片泵	87
六、叶片式油泵的使用要点	89
七、叶片式油马达	89
八、凸轮转子式叶片油泵	90
§ 2-4 柱塞式油泵和油马达	91
一、斜盘轴向柱塞式油泵和油马达	92
二、斜轴轴向柱塞式油泵和油马达	104
三、径向柱塞式油泵和油马达	107
§ 2-5 各类油泵的性能特点与比较	109
第三章 阀	110
§ 3-1 压力控制阀	110
一、溢流阀	110
二、顺序阀	115
三、减压阀	122

四、压力继电器和电接点压力表	125	二、油箱的典型结构与容量计算	226
§ 3-2 方向控制阀	127	三、充液箱	229
一、滑阀式换向阀	128	四、热交换器(加热器与冷却器)	229
二、单向阀和可控单向阀	146	§ 5-2 滤油器	231
三、充液阀	148	一、滤油器的作用及过滤精度的概念	231
§ 3-3 流量控制阀	152	二、常用滤油器的种类及其性能	231
一、节流阀	152	三、对滤油器的基本要求	233
二、调速阀	156	四、滤油器的选择	234
三、溢流节流阀	158	五、滤油器的安装与使用	234
四、分流阀	160	§ 5-3 蓄能器	236
§ 3-4 电液比例控制阀	162	一、蓄能器的用途	236
一、比例电磁铁	163	二、蓄能器的种类及结构	238
二、电液比例压力阀	163	三、气液作用式蓄能器的容量计算	239
三、电液比例流量阀	164	四、蓄能器的安装	242
四、电液比例方向阀	165	§ 5-4 管道及管接头	242
五、电液比例复合阀	168	一、管道	243
§ 3-5 锥阀及其集成化	169	二、管接头	244
一、锥阀式控制阀的工作原理	169	第六章 液压传动基本回路	247
二、锥阀集成化和回路组成	172	§ 6-1 液压系统与基本回路	247
第四章 油缸	176	§ 6-2 压力控制基本回路	249
§ 4-1 高压油缸	176	一、安全、调压回路	249
一、高压油缸的类型、压力及速度的 计算	176	二、分级调压回路	250
二、高压油缸的安装方式	182	三、卸荷回路	250
三、高压油缸各部分的结构形式	183	四、保压回路	251
四、高压油缸主要尺寸的确定及材料 选用	188	五、平衡与支承回路	253
§ 4-2 中、低压油缸	196	§ 6-3 方向控制回路	254
一、中、低压油缸的结构与工作原理	197	一、换向回路	254
二、缓冲装置的设计	207	二、锁紧回路	256
三、中、低压油缸主要尺寸的确定与 材料的选用	209	三、缓冲回路	257
§ 4-3 油缸的技术条件及设计注意事项	213	四、限程回路	258
一、油缸的技术条件	213	五、卸压换向回路	259
二、油缸设计注意事项	214	六、电液动换向阀的先导控制回路	261
§ 4-4 密封装置	214	§ 6-4 速度控制基本回路	263
一、间隙密封	215	一、调速的方法	263
二、活塞环密封	215	二、节流调速	264
三、密封圈密封	216	三、容积式调速	270
四、密封装置的设计要点及选用原则	223	§ 6-5 多缸控制基本回路	277
第五章 辅助装置	225	一、多缸顺序动作回路	277
§ 5-1 油箱和热交换器	225	二、多缸同步控制回路	279
一、油箱的作用和对油箱的要求	225	三、串联和并联控制回路	282
		四、多缸互锁控制回路	283
		五、多缸快、慢速运动互不影响的控 制回路	284

六、多缸卸荷控制回路	285
§ 6-6 闭式控制基本回路	285
第七章 液压伺服系统	287
§ 7-1 液压伺服系统的分类及其工作 原理	287
一、液压伺服系统的分类	287
二、液压伺服系统的工作原理	287
三、液压伺服系统的特点	294
§ 7-2 液压伺服系统的应用	294
一、锻锤操纵系统的伺服机构	294
二、旋压机床的伺服系统	295
三、折板机双缸同步伺服系统	297
四、伺服泵控制系统	299
§ 7-3 伺服阀的结构形式及伺服系统 的性能分析	300
一、伺服阀的结构形式	300
二、伺服滑阀的性能分析	303
三、液压伺服系统的静特性和稳定性	305
四、伺服滑阀的设计和计算	306
五、电液伺服阀的特性	307
第八章 锻压机械液压系统实例	310
§ 8-1 Y28-450 型 450 吨双动薄板冲 压液压机	310
一、机器结构、性能特点及工艺过程 简介	310
二、液压系统工作原理	312
§ 8-2 500 吨伺服泵传动液压机	313
一、机器结构及性能简介	313
二、液压系统工作原理	314
§ 8-3 YA27-500 型单动薄板冲压液 压机	316
§ 8-4 DYH-0.2 型锻造操作机	319

一、机器结构及性能简介	319
二、液压系统工作原理	320
§ 8-5 Q11Y-16×2500 液压剪板机	321
一、机器结构及性能简介	321
二、液压系统工作原理	323
§ 8-6 YA79-250 型 250 吨粉末制品 液压机	324
一、机器性能及工艺简介	324
二、液压系统工作原理	325
§ 8-7 10 吨米液压模锻锤	328
一、液压模锻锤的结构及性能简介	328
二、液压系统工作原理	328
§ 8-8 旋压工艺及旋压机床的液压系统	330
一、旋压工艺的发展及旋压机的运动 分析	330
二、XC-450 旋压机液压系统工作原理	332
第九章 液压传动系统的设计与安装、 调试	334
§ 9-1 液压传动系统的设计步骤	334
§ 9-2 液压系统的设计计算示例	344
§ 9-3 液压系统的安装、调试及使用 注意事项	358
一、液压系统的安装	358
二、液压系统的调试	360
三、液压系统使用注意事项	360
§ 9-4 液压元件主要性能、参数的测试	361
一、油缸的试验	361
二、油马达的试验	363
三、油泵的试验	363
四、溢流阀的试验	364
五、换向阀的试验	365

概 述

一、简单的液压传动装置的工作原理及其各基本组成部分

液压传动是以液体作为工作介质进行能量传递的一种传动形式。

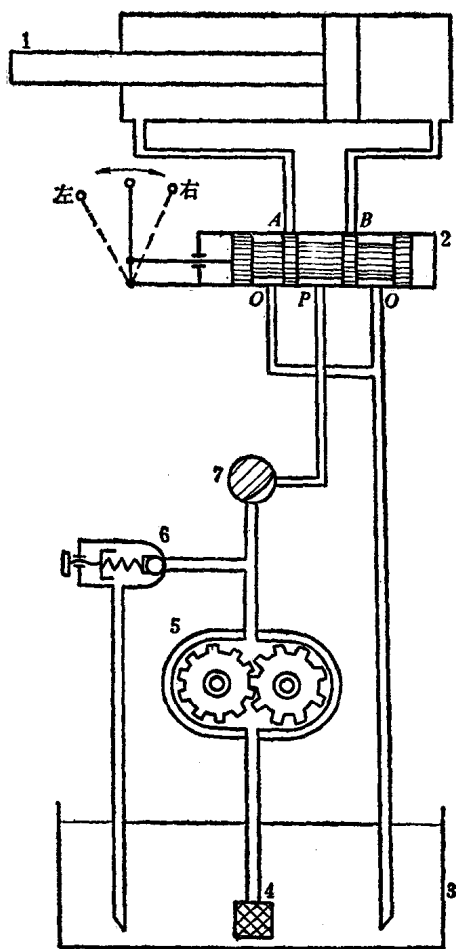
右图所示是一个简单的液压传动装置。油缸 1 为执行部件，油泵 5 从油箱 3 吸油后输出压力油使油缸活塞往复工作。换向阀 2 的作用是控制油液的流动方向，它有三个工作位置，在图示位置时，油口 P 、 O 、 A 、 B 均被封闭，油泵所排出的压力油不能进入油缸，油缸左右两腔的油也不能排出，因而活塞停止在某一位置上。这时，油泵排油的压力升高，当该压力超过溢流阀 6 所调定（通过弹簧来调整）的压力时，压力油便推开溢流阀中的钢球流回油箱。溢流阀的弹簧可以根据系统所需的最高工作压力来调整，起调压和安全的作用。当换向阀 2 的手柄被推到右侧工作位置时，油泵排出的油从换向阀 P 口进入，而经 B 口流出，然后进入油缸的活塞腔，推动活塞杆 1 伸出，活塞杆腔中的油经 A 、 O 口而排回油箱。当换向阀 2 的手柄被推到左侧工作位置时，油泵排出的油经换向阀的 P 、 A 口进入活塞杆腔，使活塞杆退回，同时活塞腔内的油经 B 、 O 口排入油箱。

节流阀 7 的作用是控制活塞的移动速度。它的阀芯可以旋转，从而改变其过流面积的大小，相应改变了它对油流的阻力。当它被调整到较小的过流面积时，油泵排出的油便受到较大的阻力而增压，当其压力超过溢流阀所调定的压力时，便推开溢流阀而流回油箱。改变节流阀过流面积的大小，可改变油泵排出的油经溢流阀流回油箱的流量，即调节了通过节流阀而进入油缸的油的流量，因而控制了活塞的运动速度。

滤油器 4 的作用是阻止油中污物进入液压系统。

上述图中是液压传动装置的一个简单的例子，但是它包括了液压传动装置中所应有的各个基本组成部分，即

1. 油泵-电动机 它是把机械能转变为液体压力能的转换装置，用以供给系统一定压力和流量的油。



简单的液压传动装置示意图

2. 执行部件(液动机) 它是把液体压力能转变为机械能的转换装置,包括各种类型油缸和油马达。往复式油缸可输出往复直线运动和推(拉)力,油马达可输出旋转运动和扭矩。

3. 控制调节装置 即系统中所用的各种阀。根据系统的动作要求,设置各种阀来实现不同的控制。根据其用途可分为三类。

1) 压力控制阀 用以控制系统的压力,如溢流阀等。

2) 方向控制阀 用以控制液流的通、断和流动方向,从而实现执行部件的起动、停止和换向等动作,如各种换向阀等。

3) 流量控制阀 用以控制液体的流量,从而调节执行部件的运动速度等,如节流阀等。

4. 辅助装置 它是系统中附属的组成部分,如油箱、滤油器、管子、管接头,此外还有蓄能器、冷却器以及其它附件等。

二、液压传动的发展概况

液压传动比机械传动的历史短,但是从1795年英国制成第一台水压机起,至今也有将近二百年的历史了。如果根据目前一般的看法——液压传动仅是指油压传动,则其应用是开始在第一次世界大战之后,到了本世纪三十年代,许多机床都开始采用了液压传动。

在第二次世界大战期间,各帝国主义国家之间的战争促使液压技术在自动控制方面进一步发展,以便用于飞机、坦克、高射炮等武器方面的控制系统,在这种情况下出现了电液伺服阀和液压伺服系统。战后,这些用于军事工业的液压技术又普及到了民用工业上来。由于液压技术便于提高效率和精度,所以许多普通机床、仿形机床、自动机床、数字程序控制机床和其它动作复杂的机器都采用了液压技术。又因为液压传动具有易于传递运动和实现自动控制的性能,所以它还被广泛地用于工程机械、农业机械、汽车、飞机、冶金和矿山机械、塑料加工机械和锻压机械等方面。

随着液压技术在各工业部门的广泛应用,泵、阀等液压元件也逐步形成了完整的系列,并逐渐走向专业化生产,促使液压技术更进一步向前发展。

我国在解放前,机械制造工业极端落后,液压技术更是空白。解放后,液压技术和其它工业技术一样得到了迅速的发展。50年代末开始按系列生产通用的液压元件,经过多次革新,质量不断提高。到70年代已开始生产许多新的品种和自行设计的系列产品,如各种集成式阀和电液比例阀以及电液伺服阀等。

三、液压传动的优缺点及其在锻压机械上的应用

液压传动具有以下几方面的优点:

1. 工作平稳,冲击较小,易于传递较大的力和扭矩 液压机在工作时比锤和机械压力机平稳,而且在全行程任意位置上都能得到最大的力量(机械压力机的压力随滑块行程位置而改变),且行程大小可以调节,便于模具设计。只要增加油缸或油马达的承压面积,即能得到较大的力或扭矩。因此,利用液压传动制成大型的液压机,比用机械传动制造大型压力机要有利得多。目前,万吨以上的压力机几乎都是采用液压传动的,并在中小型液压机上也都显示了液压传动的这一优越性。重型液压机的活动工作台是用油马达传动的,它比机械传动的更紧凑和更平稳。

2. 在相同功率的条件下,液压传动装置体积小,重量轻 油马达的体积和重量比相同功率的电动机小一半以上。液压传动这一优点,对飞机和行走机械来说显得特别重要。在锻压设备方面,全液压的操作机和装出料机也比机械传动的要轻巧得多。

3. 易于实现过载保护 系统超负荷时,油液可以经溢流阀排回油箱,限制系统压力不超过溢流阀所调定的安全压力值。

4. 调速性能好 许多油泵和油马达都具有改变流量的机构,可以在停车或开车时进行无级调速。具有自动控制系统的油泵,还可以根据执行部件的行程位置来改变流量,从而使执行部件的运动速度按行程位置不同而自动变化。油马达可在极低的转速下输出很大的扭矩(转速可低到1转/分),这是直流电机所不能实现的,如用机械传动减速则齿轮箱的结构非常庞大,而且运动也不平稳。液压传动这一突出的优点对制造某些行走机械的卷扬或旋转装置是非常有利的。例如起重汽车的卷扬机构以及锻造操作机的旋转机构等。矿山机械上也常常利用油马达这一优点实现某种低速大扭矩的传动。

5. 易于实现功率放大,减少执行部件所需的操作力 采用伺服阀的操纵系统可以操纵很沉重的负载,例如操纵飞机的翼和船舶的舵等。在锻压机械方面,如锻锤的操纵系统和水压机分配阀的操纵系统都可以采用伺服阀操纵而达到省力的目的。在数控机械中,也可利用极微弱的脉冲信号来带动小功率的步进电机,然后再经过液压扭矩放大器来驱动执行部件。

6. 易于设计、制造,并能实现各种复杂动作的自动控制 液压元件是标准化、系列化、通用化的,在设计和制造液压装置时,可合理选择所需的液压元件,进行系统设计即可。在设计具有复杂动作的机械时,液压传动更显示了它的优越性。液压传动和电气控制配合使用之后,更易于实现各种机械动作的自动控制。

然而,液压传动也存在着以下几方面的缺点:

1. 不可避免地会发生泄漏,使容积效率降低,不能作定比传动,并会污染环境。
2. 油液在流动中产生阻力损失,在高压和高速的情况下,会使系统的油温过高,影响液压油和元件的寿命。
3. 液压元件的制造精度高,使用和维护保养方面的要求也比较严格。为了保持液压元件的精度,在环境保护、使用、操作和管理上都要有严格的制度。
4. 液压系统的故障不易发现。
5. 与机械传动的锻压设备相比较,液压传动的装置功率较大,速度较慢,生产率低,耗油量较大。

由于液压传动具有一系列的优点,它在锻压机械方面的应用日益广泛,大致可归纳为以下几方面:

1. 用于主传动 这是液压传动在锻压机械上最早和最普遍的应用,它包括各种用途的液压机以及随后发展起来的液压剪板机、液压弯管机和其它非标准的液压设备等。
2. 用于辅助传动或辅助动作 例如高速锤,它是利用高压气体快速膨胀使锤头打击工件,而它的回程动作是采用液压传动的。又如旋压机,它是利用机械传动使工件旋转,而旋轮的进给运动也是采用液压传动的。近年来,国外有些热模锻压力机、冷锻自动机或热锻机以及多工位压力机等都采用了液压夹紧装置,可以实现机外预装模具和自动更换模具。此外,为了实现主机送料和下料的自动化,还广泛应用了液压传动的机械手。

3. 锤类设备的革新 近年来出现了液压螺旋锤和液压锤,这是把液压传动用于冲击加压设备上的一项新的尝试。国外在六十年代已开始这方面的研制,我国在七十年代也在进行这方面的研究。目前国内一些工厂和研究单位已制成许多台这类产品。

4. 液压伺服系统的应用 用以操纵沉重的机构,如水压机和锻锤的操纵机构等;用于

仿形机构，如旋压机中的仿形机构等；用于同步控制，如剪板机、折板机的同步控制系统等。

5. 实现程序控制 目前国外采用数控系统的锻压机械有冲模回转压力机、锻造与冲压液压机、弯管机、剪板机、折板机、旋压机和棒料剪断机等，这些都是属于单机自动控制的情况；另一种情况是在自动线上采用数控系统，例如主机（热模锻压力机或辊锻机等设备）和送料机械手之间的配合采用数控系统；第三种情况是利用数控系统自动换模、自动换料以及自动调节各项工艺参数（这种系统又常称为“冲压中心”）等。然而数控系统往往需要采用液压传动来实现功率放大的，在数控系统中液压传动占有相当重要的地位。

综合以上所述，我们可以看到液压传动在锻压机械上的应用是广泛的，在实现四个现代化的进程中，我们应该对液压技术予以足够的重视。

第一章 液压传动水力学基础

流体包括液体及气体两大部分。它们的共同特点是质点间的凝聚力很小，没有一定的形状，容易流动，因而可以通过管道系统作为传递能量的工作介质；它们的主要区别在于气体是可压缩的，而液体是几乎不可压缩的。

研究流体平衡及运动规律的力学叫做流体力学。按其研究对象的不同可分为液体力学及气体力学两大部分。液体力学的任务就是研究液体平衡及运动的规律。在液体力学中通常以水来作为液体的代表，故液体力学通称之为水力学。但是必须指出：水力学中的原理不仅适用于水，而且普遍适用于各种液体，甚至亦适用于低速运动的气体。

液压传动是以液体作为工作介质进行能量传递的一种传动形式，而水力学所研究的正是液体平衡与运动的规律，因此水力学原理就成了液压传动技术的主要的基础理论。

在本章里，除了简要地叙述液体的主要物理性质以及液压油的选择和使用等内容之外，将着重阐明水静压力的特性、水静力学基本方程式以及水动力学的几个重要方程式等。

§ 1-1 液体的主要物理性质

一、密度及重度

液体所具有的质量，用密度表示。对于均质液体来说，单位体积内所含有的质量叫做密度。

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

式中 ρ ——密度；

V ——均质液体的体积；

m ——均质液体的质量。

在国际单位制（SI）中质量 m 的单位为千克（公斤），代号为 kg。体积 V 的单位为立方米，代号为米³（m³）。因而密度 ρ 的单位是千克/米³（kg/m³）。

液体所具有的重量，用重度表示。对于均质液体来说，单位体积内所含有的重量叫做重度。

$$\gamma = \frac{G}{V} \quad (1-2)$$

式中 γ ——重度；

V ——均质液体的体积；

G ——均质液体的重量。

在国际单位制（SI）中，力的单位是‘牛顿’，代号为牛（千克米/秒²）或 N（kg·m/s²），因而重度 γ 的单位是‘牛顿每立方米’，代号为牛/米³（N/m³）。

在工程单位制（MKfS）中，力的单位为公斤力（kgf），1 公斤力（kgf）= 10 牛顿（N）。

因为重量 G 等于质量 m 与重力加速度 g 的乘积, 即

$$G = mg$$

上式两边同除以体积 V , 则得

$$\gamma = \rho g \quad (1-3)$$

该式表示了重度 γ 和密度 ρ 的关系, 式中重力加速度 $g = 9.81$ 米/秒²。

二、压缩性

液体受压力作用而使体积减少的性质, 称为压缩性。压缩性的大小可用体积压缩系数 β 表示。所谓体积压缩系数 β 就是指液体所受的压力每增加一个单位压力时, 其体积 V 的相对变化值, 即

$$\beta = -\frac{\frac{\Delta V}{V}}{\Delta p} = -\frac{1}{V} \frac{\Delta V}{\Delta p} \quad (\text{米}^2/\text{牛}) \quad (1-4)$$

式中 的体积 V 、 ΔV 的单位为米³, 压力 Δp 的单位为帕 (牛/米²)。

因为 ΔV 与 Δp 的变化方向相反, 压力增加时体积减少, 所以在式中加一负号, 使 β 以正数来表示。体积压缩系数 β 的倒数称为体积弹性系数, 以 E_0 表示之, 即

$$E_0 = \frac{1}{\beta}$$

水的体积压缩系数 (当 $p = 10^5 \sim 500 \times 10^5$ 帕时)

$$\beta = (4.75 \sim 5.25) \times 10^{-10} \text{ 米}^2/\text{牛}$$

常用液压油的体积压缩系数 (当 $p < 150 \times 10^5$ 帕, $t = 20^\circ\text{C}$ 时)

$$\beta = (5 \sim 7) \times 10^{-10} \text{ 米}^2/\text{牛}$$

液体的压缩性不大, 当 $p \leq 350 \times 10^5$ 帕时, 压力每升高 70×10^5 帕, 液体的容积仅减少 0.5%。因此, 在一般情况下可以认为液体是不可压缩的。但是, 在压力变化很大的高压系统中, 特别是对超高压系统来说, 就需要考虑液体压缩性的影响了。例如, 在液压机工作过程中, 由于油有压缩性, 在加压行程时, 工作油缸内的油被压缩, 吸收了能量, 工作压力越高, 吸收的能量就越多, 当液压机卸荷时, 这部分能量将很快地释放出来, 产生液压冲击, 造成管路的剧烈振动和噪音。因此, 在设计液压系统时, 应注意对液压机回程时卸压过程的合理控制。

三、粘性

图 1-1 所示是液体顺着水平的底面流动, 由于液体质点间有内聚力以及液体与底面间有

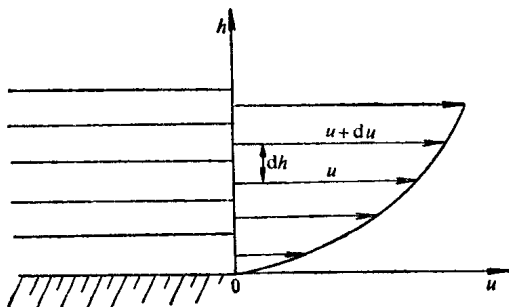


图 1-1 液流速度分布

附着力的作用, 所以各层液体的速度不同, 其分布情况如图所示。紧贴着底面的液体由于受到附着力的作用, 附着在壁面上, 速度为零, 离底面愈远则速度愈大。显然, 由于液体质点间内聚力作用的结果, 流动快的液体层可以带动流动慢的液体层; 流动慢的液体层却又阻滞着流动快的液体层。这样, 在相邻两液体层间便有相对运动, 并在它们的接触面上产生了摩擦力。而这种摩擦力是发生在液体内部的, 因此

称之为内摩擦力。液体流动时，在其内部产生摩擦力的性质就称为液体的粘性(或粘滞性)。表示粘性大小的物理量叫做粘度。

下面研究图 1-1 中相邻的很薄的两液体层。假定它们之间的距离为 dh ，接触面积为 F ，该两液体层的速度分别为 u 和 $u+du$ 。通常把 du 与 dh 的比值 $\frac{du}{dh}$ 叫做这两液体层的速度梯度。根据牛顿的理论，相邻运动液体层间所产生的内摩擦力 T 与该两液体层接触面积 F 和速度梯度 $\frac{du}{dh}$ 成正比，与液体种类及其温度有关，而与压力无关。可写成

$$T = \pm \mu F \frac{du}{dh} \quad (\text{牛}) \quad (1-5)$$

式中 T ——内摩擦力(牛)；

F ——接触面积(米²)；

$\frac{du}{dh}$ ——速度梯度 (1/秒)；

μ ——决定于液体种类及其温度的一个比例常数，称为动力粘度。

式(1-5)中取±号是为了保持内摩擦力 T 永为正值。如果速度梯度 $\frac{du}{dh}$ 为正值时，取+号；如果速度梯度 $\frac{du}{dh}$ 为负时，取-号。如果 $\frac{du}{dh} = 0$ 时，也就是液体处于静止或相对静止状态时(即液体质点间没有相对运动)，内摩擦力 T 为零，因此，在静止状态的液体中是不呈现粘性的。

如果从式(1-5)中舍去‘±’号，可得

$$\mu = \frac{\frac{T}{F}}{\frac{du}{dh}} = \frac{\tau}{\frac{du}{dh}} \quad (\text{帕} \cdot \text{秒}) \quad (1-6)$$

式中 τ ——接触液层间单位面积上的内摩擦力，称为切应力(牛/米²)。

由此可知 μ 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。

在国际单位制(SI)中，动力粘度 μ 的单位是帕斯卡秒(牛顿·秒/米²)，代号为帕·秒(Pa·s)

在 C、G、S 单位制中， μ 的单位为达因·秒/厘米² (dyn·s/cm²)，

1 达因·秒/厘米² (dyn·s/cm²) = 1 泊(P) = 100 厘泊

因为 1 牛(N) = 10⁵ 达因 (dyn)

所以 1 帕·秒 (Pa·s) = 10 泊(P)

动力粘度 μ 与液体密度 ρ 之比值叫做运动粘度 ν ，即

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \quad (1-7)$$

在国际单位制(SI)中，运动粘度 ν 的单位是平方米每秒，代号为米²/秒(m²/s)。

在 CGS 制中 ν 的单位为厘米²/秒(cm²/s)，通常称之为‘沱’(St)，1 沱(St) = 100 厘沱(cSt)。

$$1 \text{ 米}^2/\text{秒} = 10^4 \text{ 厘米}^2/\text{秒} = 10^4 \text{ 沱}$$

运动粘度 ν 没有什么特殊的物理意义, 只是因为动力粘度 μ 与密度 ρ 的比值常常在计算中出现, 故而才采用 ν 这一符号来代替 $\frac{\mu}{\rho}$, 它之所以被称为运动粘度, 乃是因为在其单位中只有运动学的量。

我国一般都采用运动粘度, 机械油的运动粘度通常直接表示在它的牌号上, 每一种机械油的牌号, 就是表示这种油在 50°C 时以厘沲为单位的运动粘度 ν 的平均值。如 10 号机械油, 就是指这种机械油在 50°C 时的运动粘度 ν 的平均值为 10 厘沲。

此外, 也有用相对粘度 (条件粘度) 来表示液体粘性的大小。各国采用的相对粘度单位有所不同, 有的用国际赛氏秒或商用雷氏秒来表示, 我国采用恩氏粘度 $^{\circ}\text{Et}$ 来表示。工业上一般以 20°C 、 50°C 、 100°C 作为测定恩氏粘度的标准温度, 并相应以 $^{\circ}\text{E}_{20}$ 、 $^{\circ}\text{E}_{50}$ 、 $^{\circ}\text{E}_{100}$ 表示之。以 50°C 作为标准的测定温度时, 液压油的恩氏粘度 $^{\circ}\text{E}_{50}$ 在 2.5~5 的范围内。

各种粘度单位名称、符号、采用国家与换算公式见表 1-1, 各种粘度值之换算见图 1-2。

表 1-1 各种粘度单位名称、符号、采用国家与换算公式

粘度单位名称	又 名	符 号	单 位	采用国家	与运动粘度 (厘沲) 之换算公式
动力粘度	粘性动力系数 (绝对粘度)	μ	厘 泊	苏	$\nu = \frac{\mu}{\rho}$
运动粘度	粘性运动系数 (绝对粘度)	ν	厘 沲 cct(苏) cSt(英)	中苏英美日	
恩氏粘度	相对粘度	$^{\circ}\text{E}$ $^{\circ}\text{BY}(\text{苏})$	度	中、欧洲	$\nu = 7.31^{\circ}\text{E} - \frac{6.31}{^{\circ}\text{E}}$ (乌别洛德近似公式)
国际赛氏秒	通用赛波尔特秒	SSU (SUS)	秒	美	$\nu = 0.22\text{SSU} - \frac{180}{\text{SSU}}$
商用雷氏秒	雷氏 ¹ 秒	$^{\circ}\text{R}$ (RSS) (Re·l ¹)	秒	英	$\nu = 0.26^{\circ}\text{R} - \frac{172}{^{\circ}\text{R}}$

有时为了使油具有所需的粘度特性, 可把两种不同的油混合起来使用, 称调合油。调合油的粘度计算公式如下:

$$^{\circ}\text{E} = \frac{a^{\circ}\text{E}_1 + b^{\circ}\text{E}_2 - C(^{\circ}\text{E}_1 - ^{\circ}\text{E}_2)}{100} \quad (1-8)$$

式中 $^{\circ}\text{E}_1$ 、 $^{\circ}\text{E}_2$ ——混合前的两种油的粘度;

$^{\circ}\text{E}$ ——混合后的调合油粘度;

a 、 b ——两种油各占的百分比;

C ——系数 (见表 1-2)。

液压油对温度的变化很敏感。当温度升高时, 油的粘度即显著降低。不同种类的油, 它的粘度随温度变化的规律也不同。我国常用粘温图来表示油液粘度随温度变化的关系。部分国产油的粘温图见图 1-3。

在国外有用粘度指数 ($V. I.$) 表示油液粘温性能的, 它表示被试油的粘度随温度变化的程度同标准油粘度随温度变化程度比较的相对值。其方法是选用两种标准液体, 一种是粘度随温度变化最小的, 另一种是粘度随温度变化最大的, 它们在 210°F 时的粘度和被试油的相同, 并分别命其粘度指数为 100 和零, 具体可以图 1-4 说明之。图中横座标为温度 ($^{\circ}\text{F}$

表 1-2 系数C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

或℃)，纵座标为粘度。如果被试油（在图中用虚线表示）在 210°F 和 100°F 时的粘度为已知，取两种标准油液（在图中用两条实线表示），一种粘度指数为 100，另一种粘度指数为零，它们在 210°F 时的粘度和被试油的相同，而在 100°F 时的粘度分别为 H 和 L 。这样，其它被试油液的粘度指数可用下式求得：

$$V. I. = \frac{L - U}{L - H} \times 100$$

式中 U ——是被试油在 100°F (37.8℃) 时的粘度；

L ——是 $V. I.$ 值为零的油在 100°F 时的粘度，而这种油在 210°F (98.9℃) 时的粘度与被试油粘度相同；

H ——是 $V. I.$ 值为 100 的油在 100°F 时的粘度，而这种油在 210°F 时的粘度与被试油粘度相同。

L 和 H 的数值随被试油在 210°F 时粘度的不同而改变，可在一般液压手册中查得。

粘度指数高，表示粘温曲线平缓，也就是粘温性能好。液压油的粘度指数值一般要求在 90 以上，目前精制油液及附加有添加剂的油液，粘度指数可大于 100。

油液的粘度也受压力的影响。液压系统工作压力增加时，油分子之间的距离就缩小，因此，它的粘度是随着压力的升高而增大的（在高压时特别显著）。图 1-5 是矿物油在不同压力下实验时所得到的压力-粘度关系曲线。从图中看出，在小于 320×10^5 帕的常用压力范围内，粘度随压力的变化不大，故可不考虑。但是在超高压的情况下就不容忽视了。

液压油粘度的大小，直接影响液压系统的效率、灵敏性和可靠性。具体说明如下：

粘度过大时 液体流动的摩擦力增大，压力损失增多，发热严重；易引起液压元件的动作迟缓或失灵；机械效率降低，总功率损失加大。

粘度过小时 液压元件的泄漏增多，使油泵的容积效率和系统的效率降低；各相对运动部件间的润滑性能降低，磨损加剧；系统中压力稳定性较差，影响机器动作的精确性。

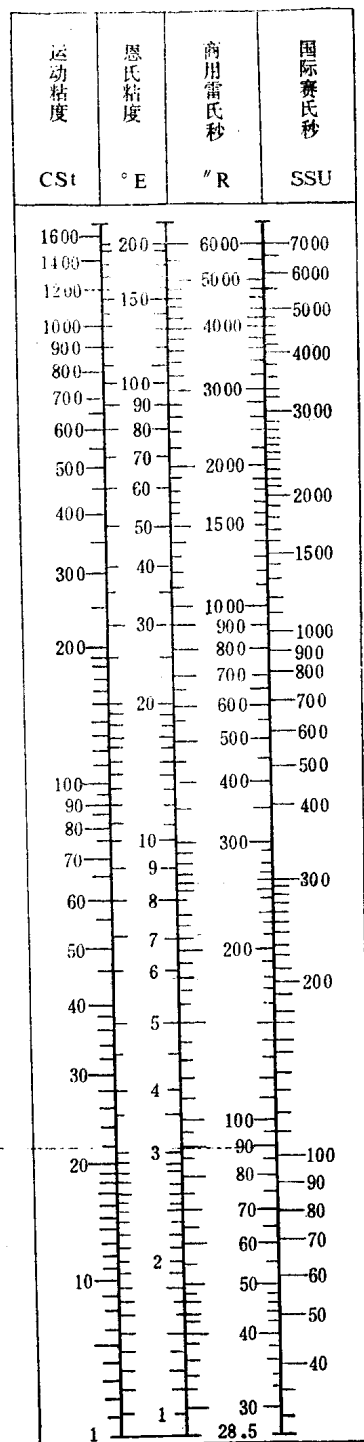


图 1-2 各种粘度值换算图

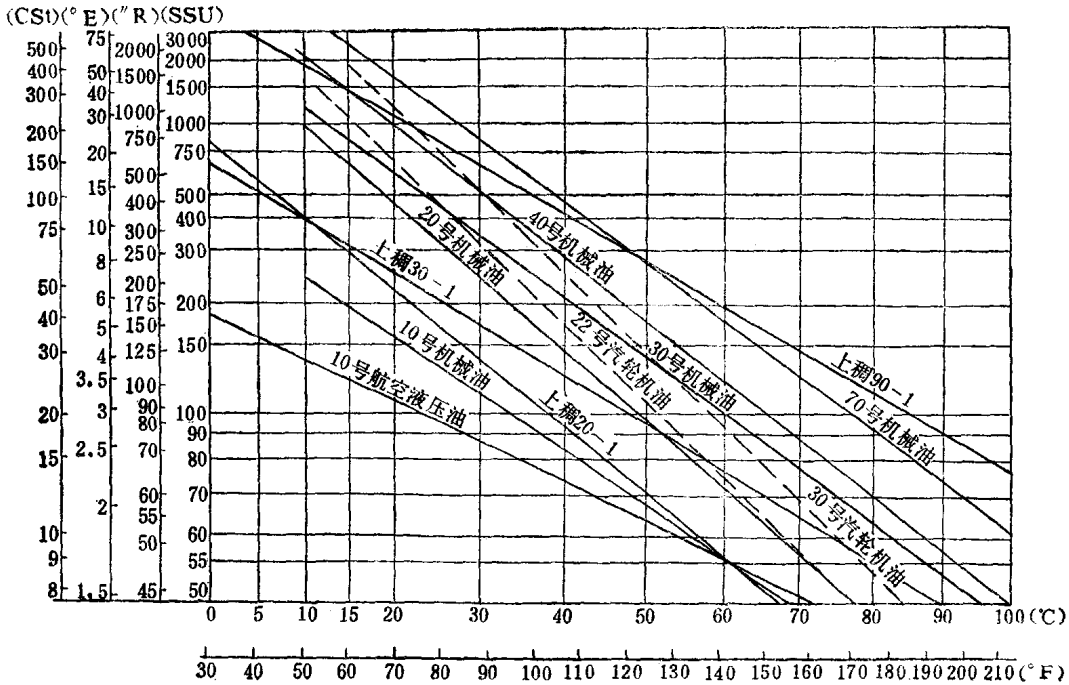


图 1-3 部分国产油的粘温图

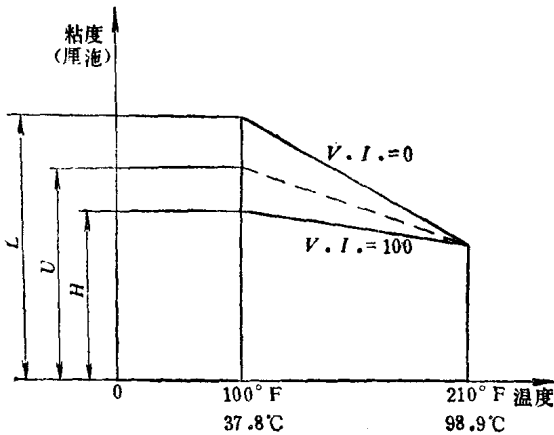


图 1-4 用粘度指数表示油液的粘温性能

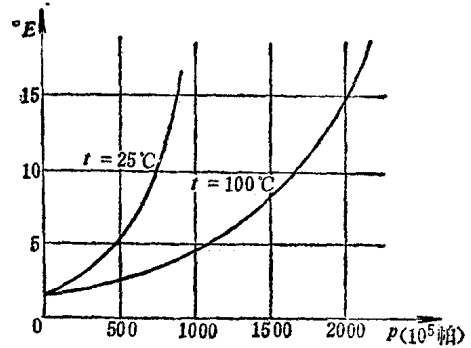


图 1-5 压力-粘度关系

因此，液压系统所采用的液压油，其粘度要合适。

§ 1-2 液压油的性能和选用

液压油是液压系统中用来传递能量的液体工作介质。除了传递能量外，它还起着润滑运动部件和保护金属不被锈蚀的作用。液压油的质量对液压系统工作的影响是很大的，即使一个设计优良的液压系统，如果液压油选用不当或质量低劣也会使其传动效率降低，甚至不能正常工作。故此必须合理选用液压油，并在使用时采取严格的防污染措施。为此，除了在上节中讨论了液压油的粘性外，我们还将对评定液压油质量的其余几项主要性能分析如下：