

液压传动

(探矿工程类适用)

张亦诚 陈慕筠 买俊祥 陈 逸 编



地质出版社

液 压 传 动

(探矿工程类适用)

张 赤 诚 陈 慕 筠
买 俊 祥 陈 逸 编

江苏工业学院图书馆
藏书章

地 质 出 版 社

内 容 简 介

全书共十章，内容包括：液压流体力学基本知识，液压元件的工作原理、结构、性能分析和选用，液压基本回路，典型探矿机械液压系统分析和液压系统的设计计算，并对液压伺服系统作了扼要介绍。

液 压 传 动

(探矿工程类适用)

张赤诚 陈慕筠 编
买俊祥 陈逸
责任编辑：李源明

地 质 出 版 社 出 版

(北 京 西 四)

地 质 出 版 社 印 刷 厂 印 刷

(北京海淀区学院路29号)

新华书店北京发行所发行·各地新华书店经售

开本：787×1092^{1/16}印张：19 字数：441,000
1985年6月北京第一版·1985年6月北京第一次印刷
印数：1—6,955册 定价：3.90元
统一书号：13038·新73

前 言

液压传动真正被人们普遍重视,并广泛地应用于各种工业部门来实现各种机械的复杂运动和控制,那还是近几十年的事情。目前,随着科学技术发展的突飞猛进,液压行业已成为机械工业的一个重要组成部分,液压传动也已成为基础技术之一。

毫无疑问,地质部门广大野外队探矿工程技术人员以及未来的探矿工程人员,亟需系统地掌握这一日益普及的技术。为此,着手编写出一本既适合于地质部门探矿工程技术人员阅读参考、又符合于高等学校探矿工程类各专业——钻探专业、坑探专业和勘机专业师生教学用的《液压传动》读本,就是本书编写的目的。

全书共十章。第一、二章介绍液压传动的基本概念和液压流体力学基础知识;第三章至第六章介绍液压元件的工作原理、结构、性能分析和选用;第七章至第九章介绍液压基本回路、典型液压系统和液压系统的设计计算及维护知识;第十章扼要介绍液压伺服系统。上述各章在内容选取上结合探矿机械实际,每章后(除第一章外)附有习题供思考和计算用。

本书由张赤诚(长春地质学院)担任统编,并编写第一、八、九章和第三章的第五节;陈慕筠(中南矿冶学院)编写第四、六、十章和第三章的第一、四、六节;买俊祥(武汉地质学院)编写第五、七章;陈逸(成都地质学院)编写第二章和第三章的第二、三节。

本书的编写始终得到李世忠教授的关心与指导,承蒙他委托武汉地质学院北京研究生部杨惠民副教授担任本书的阅审工作,并推荐公开出版,以应生产与教学的需要。

编者在编写过程中亦曾得到有关兄弟单位的热忱帮助和大力支持,并参考和引用了有关教材和书刊上的资料及图表;全书脱稿后,还蒙地质出版社高级工程师李顺昌审订了全部图表。在此一并向他们表示衷心的感谢。

由于编者水平所限,加之编写时间仓促,虽经多次讨论、修改,书中肯定还会有不少缺点和错误,诚恳地希望使用本书的读者批评指正。

编 者

一九八三年六月

目 录

第一章 绪 论	1
§ 1—1 液压传动的工作原理	1
§ 1—2 液压系统的组成及图形符号	2
一、液压系统的组成	2
二、液压系统图及图形符号	3
§ 1—3 液压传动的优缺点及其应用	3
一、液压传动的优缺点	3
二、液压传动的应用	4
第二章 液压流体力学基础	5
§ 2—1 液压油的性质和选用	5
一、液压油的物理性质	5
二、液压油的化学性质	10
三、液压传动系统对液压油的性能要求	11
四、液压油的选择	11
§ 2—2 液体静力学	12
一、液体的静压力	12
二、帕斯卡原理	14
§ 2—3 液体动力学	14
一、理想液体和稳定流动	14
二、流动液体的连续性方程	14
三、流动液体的能量守恒方程	15
四、流动液体的动量方程	18
§ 2—4 管路系统的压力损失计算	20
一、液体流动的两种状态	20
二、直管中的压力损失计算	21
三、局部压力损失	24
§ 2—5 液体流经小孔及缝隙时的流量计算	24
一、液体流经小孔时的流量计算	24
二、液体流经缝隙时的流量计算	27
§ 2—6 液压冲击和空穴现象	31
一、液压冲击	31
二、空穴与气蚀	33
习题	34
第三章 液压泵和液压马达	36
§ 3—1 概述	36
一、液压泵和液压马达的工作原理与分类	36
二、液压泵的基本性能参数	37
三、液压马达的基本性能参数	40
四、对液压泵和液压马达的要求	41

§ 3—2 齿轮泵和齿轮马达	41
一、齿轮泵的工作原理	42
二、齿轮泵的流量计算	42
三、低压齿轮泵	45
四、高压齿轮泵	48
五、内啮合齿轮泵	52
六、齿轮马达	53
七、摆线转子马达	54
§ 3—3 叶片泵和叶片马达	61
一、叶片泵的工作原理	61
二、叶片泵的流量计算	62
三、叶片泵的结构	63
四、限压式变量叶片泵	68
五、叶片马达	71
§ 3—4 轴向柱塞泵和轴向柱塞马达	72
一、轴向柱塞泵的工作原理	72
二、轴向柱塞泵的流量计算 (斜盘式)	73
三、轴向柱塞泵的结构	75
四、轴向柱塞液压马达	82
§ 3—5 径向柱塞泵和径向柱塞马达	84
一、径向柱塞泵的原理与结构	84
二、径向柱塞马达的原理与结构	87
§ 3—6 液压泵与液压马达的选择	98
一、液压泵的选择	98
二、液压马达的选择	99
习题	101
第四章 液压缸	102
§ 4—1 液压缸的分类和结构	102
一、双作用单活塞杆液压缸	103
二、双作用双活塞杆液压缸	105
三、柱塞式液压缸	105
四、摆动液压缸	106
§ 4—2 液压缸的设计和计算	108
一、液压缸的基本计算	108
二、液压缸的细部结构	112
习题	117
第五章 控制阀	118
§ 5—1 概述	118
§ 5—2 压力控制阀	119
一、溢流阀	119
二、减压阀	124
三、顺序阀	128
四、平衡阀	130
五、压力继电器	131
§ 5—3 流量控制阀	132

一、节流阀	132
二、调速阀	137
三、同步阀	140
§ 5—4 方向控制阀	142
一、单向阀	142
二、转阀	144
三、换向滑阀	145
四、多路换向阀	154
§ 5—5 电-液比例阀和逻辑阀	156
一、电-液比例阀	156
二、逻辑阀	158
习题	161
第六章 液压辅件	163
§ 6—1 油箱	163
一、油箱容积的计算	163
二、油箱结构	164
§ 6—2 油管和管接头	165
一、油管种类	165
二、油管内径和壁厚的确定	165
三、管接头	166
§ 6—3 滤油器	168
一、滤油器的类型	169
二、滤油器的安装位置	171
§ 6—4 蓄能器	172
一、蓄能器的用途	172
二、蓄能器的类型	174
三、蓄能器的容量计算	175
§ 6—5 冷却器和加热器	176
一、冷却器	176
二、加热器	177
§ 6—6 密封装置	178
一、O形密封圈	178
二、Y形密封圈	179
三、V形密封圈	180
四、回转轴的密封装置	180
习题	181
第七章 液压基本回路	182
§ 7—1 压力控制回路	182
一、调压回路	182
二、减压回路	183
三、增压回路	184
四、卸荷回路	185
五、平衡回路	187
六、缓冲制动回路	187
§ 7—2 速度控制回路	190

一、节流调速回路	190
二、容积调速回路	199
三、速度变换回路 (有级调速)	204
§ 7-3 方向控制回路	207
一、换向回路	208
二、锁紧回路	209
三、浮动回路	210
§ 7-4 多液动机配合动作回路	211
一、顺序动作回路	211
二、同步动作回路	213
习题	215
第八章 典型液压系统	217
§ 8-1 液压系统的型式	217
一、开式系统和闭式系统	217
二、串联系统和并联系统	219
三、单泵系统和多泵系统	220
§ 8-2 钻机的液压系统	220
一、机械传动钻机液压系统	220
二、全液压钻机液压系统	223
三、钻机给进回路分析	225
§ 8-3 凿岩机、凿岩台车的液压系统	227
一、凿岩机液压系统	227
二、液压凿岩台车液压系统	230
§ 8-4 装运机的液压系统	232
§ 8-5 汽车起重机的液压系统	235
习题	239
第九章 液压系统的设计计算	240
§ 9-1 明确设计依据, 分析负载特性	240
一、设计依据	240
二、分析负载特性	240
§ 9-2 确定系统方案, 拟定液压系统图	242
一、确定系统方案	242
二、拟定液压系统图	243
§ 9-3 液压元件的计算和选择	244
一、计算液动机的主要参数	244
二、选择液压泵	244
三、选择控制阀	246
四、选择辅助元件	247
§ 9-4 液压系统验算及技术文件的编制	247
一、压力损失验算和确定系统的调整压力	247
二、油箱温升的验算	248
三、绘制工作图, 编制技术文件	249
§ 9-5 液压系统计算举例	249
一、主机的结构, 工作性能和对液压系统的要求	250

二、拟定液压系统图	250
三、主泵系统液压元件的计算与选择	251
四、辅助泵系统液压元件的计算与选择	253
五、编制明细表	255
§ 9—6 液压系统的正确使用和维护	255
一、防止液压油的污染	255
二、防止空气进入系统	256
三、防止油温过高	257
四、振动与噪声	257
五、低速爬行问题	258
六、系统中压力不足	259
习题	259
第十章 液压伺服系统概述	262
§ 10—1 液压伺服系统的基本概念	262
一、液压伺服系统的常用名词和术语	262
二、液压伺服系统的工作原理	264
三、液压伺服系统的特点	265
四、转阀式液压伺服系统	266
五、液压伺服系统的分类	267
§ 10—2 电液伺服阀	267
一、电液伺服阀的结构和工作原理	268
二、电液伺服阀的特性	269
三、负载特性及伺服阀的选择	273
§ 10—3 液压伺服系统应用实例	274
一、液压伺服系统在转向机构上的应用	274
二、转速自动调节系统	275
三、ZJS—1机械手电液伺服系统	276
习题	277
附 录	278
附录一 单位换算表	278
附录二 液压及气动图形符号 (GB 786-76)摘要	281
附录三 液压元件型号说明	292

第一章 绪 论

§ 1—1 液压传动的工作原理

一台完整的机器主要由三部分组成，即原动机、传动装置和工作机构。原动机是机器的动力源；工作机构则完成要求的动作；传动装置设于原动机与工作机构之间，起传递能量和进行控制的作用。

传动装置的形式有多种，按照传动所采用的机件或工作介质的不同可分为：机械传动、电力传动、气压传动和液体传动。上述几种传动方式可以单独应用，也可以联合使用。

液体传动是以液体作为工作介质来传递能量和进行控制的一种传动方式，按其工作原理的不同又可分为液力传动和液压传动。液压力传动主要是利用液体动能来传递能量的一种液体传动，如液力偶合器和液力变矩器。液压传动主要是利用液体的压力能来传递能量和进行控制的一种液体传动，也称为静压传动或容积式液压传动。本书所讨论的内容均属液压传动。

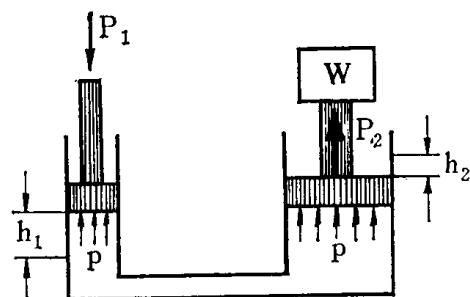


图 1—1 连通器

液压传动是按密闭连通器的原理进行工作的。

图1—1是把大、小液压缸连接起来的连通器，大、小液压缸均配以密封的活塞。当作用有较小主动力的小活塞向下移动时，小液压缸排出的液体通过导管进入大液压缸，使大活塞升起并推动很大负载 W 。

设大、小活塞面积分别为 A_2 、 A_1 ，在大活塞上有负载 W 。如果小活塞上加力 P_1 ，在小液压缸中液体的压力为：

$$p = \frac{P_1}{A_1} \quad (1-1)$$

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大液压缸中去。这时，作用在大活塞上的推力为：

$$P_2 = p A_2 \quad (1-2)$$

如果推力 P_2 足以克服负载所产生的作用力，就可把负载升起。很明显，负载愈大，所需液体压力愈大；负载小，所需液体压力亦小。这说明液体压力是由负载决定的。

另外，设忽略液体的压缩性，并认为活塞与液压缸之间无泄漏。若小活塞在 t 时间内向下移动的距离为 h_1 ，则小液压缸中排出的液体容积为 $A_1 h_1$ 。根据“容积变化相等”原则，则大活塞对应地上升距离为 h_2 ，且 $A_2 h_2 = A_1 h_1$ 。将此式两端同除以时间 t ，整理后得：

$$v_2 = v_1 \frac{A_1}{A_2} \quad (1-3)$$

式中 v_1 ——小活塞的移动速度;

v_2 ——大活塞的移动速度。

若以 Q 表示进出液压缸的流量, 因 $v_1 A_1 = v_2 A_2 = Q$, 则

$$v_2 = \frac{Q}{A_2} \quad (1-4)$$

上式表明, 当活塞面积一定时, 活塞移动的速度决定于流量, 而与负载无关。

由连通器的工作原理可知, 小液压缸是把小活塞作用的机械能转变成液体的液压能(压力、流量), 大液压缸则把这个液压能又重新转换成推动负载的机械能。

综上所述, 所谓液压传动系统是一种能量转换装置, 它是按密闭连通器原理工作的。液压传动有两个基本特征, 即压力按帕斯卡原理传递, 其值决定于负载; 速度按“容积变化相等”原则传递, 其值决定于流量。

§ 1—2 液压系统的组成及图形符号

一、液压系统的组成

图1—2是钻机立轴给进液压系统图。液压泵 1 通过滤油器 8 从油箱 7 内吸油, 经过换向阀 3 将油压入液压缸 5。换向阀是用来控制进入液压缸 5 或流回油箱的液流方向, 它有四个工作位置, 分别使立轴处于上升、中立(停止)、下降、称重四种状态。流量阀 4 控制液压缸 5 排出的流量, 以调节立轴的移动速度。溢流阀 2 起调压和超载安全保护作用。

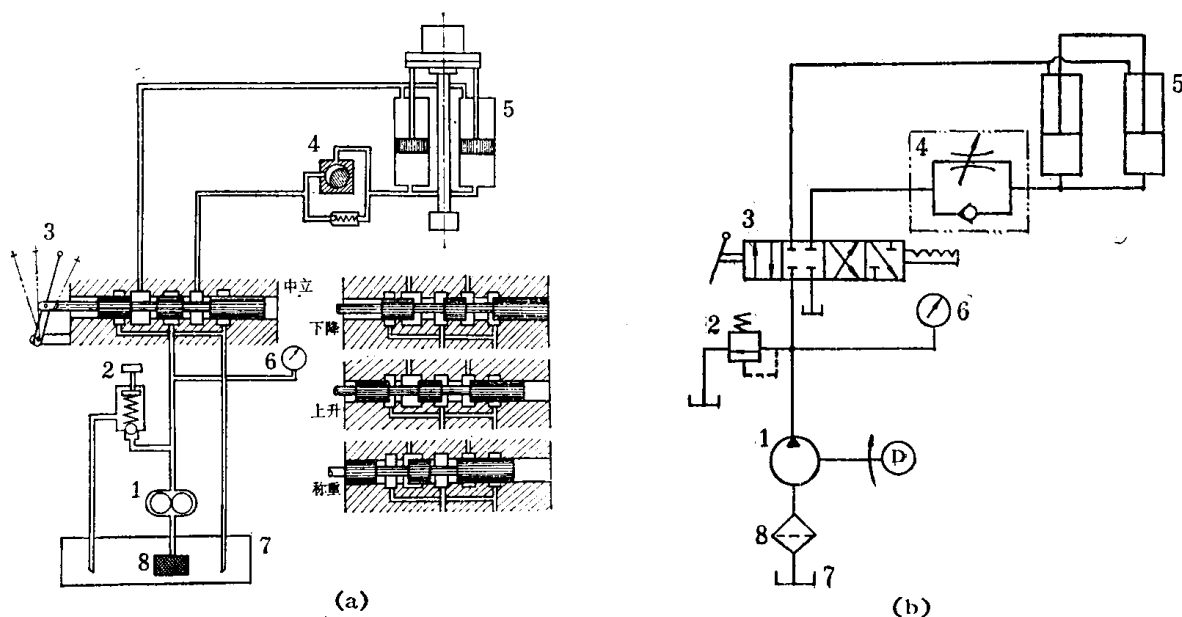


图 1—2

从立轴给进液压系统的工作原理可知, 一个完整的能完成能量传递的液压系统由下列四部分组成:

(1) 动力元件 指液压泵, 其作用是将原动机输出的机械能转换成液压能, 并向液

压系统提供压力油。

(2) 控制元件 包括压力控制阀、流量控制阀和方向控制阀等,其作用是控制液压系统的压力、流量和液流方向,以保证执行元件得到所要求的力、速度和运动方向。

(3) 执行元件 包括液压缸和液压马达(统称液动机),其作用是将液压能转换为机械能,输出到工作机构上去。

(4) 辅助元件 包括油箱、管路、管接头、蓄能器、滤油器以及各种仪表等。

二、液压系统图及图形符号

图1—2(a)是液压系统的结构原理图。这种图直观性强,容易理解,但图形比较复杂当液压系统较复杂液压元件较多时,绘制很不方便。图1—2(b)所示是职能符号原理图,这种用各种符号表示液压元件的职能,并用通路连接起来,以表示液压系统的工作原理的图,称为液压系统图。

我国制订的液压系统图的图形符号,详见附录所列。图形符号只表示元件的职能,不表示元件的具体结构和参数;采用这种职能符号的液压系统图只表示各元件的连接关系,而不表示各元件和管路的具体位置。系统图中均以元件的静止或零位状态表示。

§ 1—3 液压传动的优缺点及其应用

一、液压传动的优缺点

液压传动与电力、机械等传动方式相比较,具有以下优点:

- (1) 能在大范围内方便地实现无级调速,其调速范围(速比)可达1000。
- (2) 单位重量的输出功率大,容易获得很大的力和力矩。由于重量轻,因而惯性小,动作快速性好。
- (3) 简化机器结构,易于实现各种复杂的运动,尤其容易实现直线运动;液压元件排列布置具有很大的灵活性等。
- (4) 操纵简便,与机械、电力、气压相配合易于实现远距离操纵和自动控制。
- (5) 易于实现自动过载保护。
- (6) 用油液作为工作介质,具有自润滑性能及吸振能力。
- (7) 易于实现标准化和系列化,便于设计和制造。

液压传动的缺点是:

- (1) 液压系统中的泄漏,影响传动的精确性(如液动机速比、位移和锁紧精度等);加上阻力损失,其传动效率较低。
- (2) 油液中渗入空气,易产生振动,噪音和爬行现象。
- (3) 温度变化时,因油液粘性变化而引起运动特性的变化。
- (4) 对油液的污染比较敏感,要求有良好的过滤设备。液压元件的制造精度要求较高,使用维护的技术水平要求也较高。

各种传动方式,各有其特点。目前发展的趋势是采用几种传动方式的组合,即复合传动。如大多数钻机的回转和提升机构采用机械传动,而给进和各种操纵采用液压传动。坑

探装运机的行走部分采用机械传动（或液力—机械传动），工作机构和转向机构则采用液压传动。

二、液压传动的应用

液压传动是一门比较新的技术，发展的历史不太长，但十分迅速。自从1795年制成了第一台水压机起，液压传动开始进入了工程领域。到1935年前后，一些国家生产了液压元件，开始应用在机床上。在第二次世界大战期间，由于军事工业迫切需要提供反应迅速，动作精确的液压传动装置和控制机构，因而出现了电液伺服系统以及一些高压元件，促使液压技术得到了迅速的发展。从战后到五十年代，液压技术很快转入民用工业，在机床，工程机械、矿山机械、农业机械、汽车、船舶等行业中都获得了较大幅度的应用与发展。六十年代以后，随着原子能、空间技术、电子技术等方面的迅速发展，液压技术正向更深、更广泛的领域中发展。

探矿机械与其它机械一样，随着机械化和自动化水平的提高，广泛采用液压传动。早在四十年代中期，产生了液压给进钻机。其后，钻机的各种辅助动作相继采用液压操纵。六十年代，出现了各种用途的全液压钻机。在坑探和井下采掘工作中，七十年代也出现了由液压凿岩机和液压凿岩台车组成的凿岩设备；在装岩运输、液压支架等方面，也广泛采用了液压技术。

从发展趋势看，液压传动的应用领域愈来愈广泛，正向着高压化、小型化、高效率，低噪音等方向发展。

第二章 液压流体力学基础

§ 2—1 液压油的性质和选用

液压传动装置中，通常都采用矿物油作为工作液体。液体不但能传递能量，而且能起润滑作用。由于液压系统工作时，液体的压力、流速和温度往往变化较大，油液的质量优劣也直接影响着液压系统的工作性能。因而对工作油液性质的研究和选择是不容忽视的。

一、液压油的物理性质

(一) 重度和密度

1. 重度 液体单位体积的重量称为重度，用 γ 表示：

$$\gamma = \frac{G}{V} \quad \text{N/m}^3 \text{ (牛顿/米}^3\text{)} \quad (2-1)$$

式中 G —— 液体的重量，N (牛顿)*；

V —— 液体的体积， m^3 (米³)。

矿物油的重度 $\gamma = 8400 \sim 9500 \text{ (N/m}^3\text{)}。$

2. 密度 液体单位体积的质量称为密度，用 ρ 表示：

$$\rho = \frac{m}{V} \quad \text{kg/m}^3 \text{ (千克/米}^3\text{)} \quad (2-2)$$

式中 m —— 液体的质量，(kg)；

V —— 液体的体积，(m^3)。

矿物油的密度 $\rho = 850 \sim 960 \text{ (kg/m}^3\text{)}。$

由于重量等于质量乘重力加速度 g ，即： $G = mg$ ，所以：

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

上式表明了重度与密度的关系。重力加速度 g 的数值为 9.81 m/s^2 (米/秒²)

液压油的密度和重度都随压力和温度的变化而变化。在一般的工作情况下，温度和压力引起的密度变化甚微，所以在通常使用条件下，油液的重度和密度可视为常数。

(二) 压缩性

液体受压力的作用发生体积变化的性质称为压缩性。液体压缩性的大小用压缩系数 β 来表示。 β 的意义是：液体的压力增加为单位增量时，体积的相对变化率，即：

$$\beta = -\frac{\frac{\Delta V}{V}}{\Delta p} = -\frac{1}{V} \left(\frac{dV}{dp} \right) \quad \text{m}^2/\text{N} \text{ (米}^2\text{/牛顿)} \quad (2-4)$$

* 国际单位制与工程单位制的换算，见附录一。

式中 V ——增压前液体的体积, (m^3);

ΔV ——压力增加 Δp 时, 因压缩而减小的体积 (m^3);

Δp ——压力增量, (N/m^2)。

由于式 (2-4) 中 β 为正值, 而当压力增加 Δp 为正值时的体积总是减少, dV 为负值, 所以在上式的右边要加一负号。常用液压油的压缩系数 $\beta = (5 \sim 7) \times 10^{-10} \text{m}^2/\text{N}$ 。

压缩系数 β 的倒数称为体积弹性模数 (或称体积弹性系数), 以 E_0 表示之, 其值为:

$$E_0 = \frac{1}{\beta} = (1.4 \sim 1.9) \times 10^9 \quad (\text{N}/\text{m}^2) \quad (2-5)$$

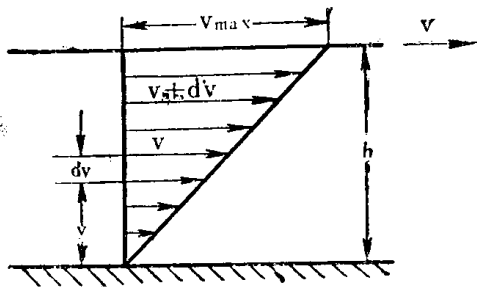
液压油的体积弹性模数是很小的, 约比钢的弹性模数小 100~150 倍。当液压油中混有空气时, 可压缩性将显著增加。例如油中混有 1% 的空气时, 则体积弹性模数降低到纯油的 5% 左右; 当油中混有 5% 的空气时, 体积弹性模数降低到纯油的 1% 左右, 故在使用和设计液压系统时, 应努力设法不使液压油中混入空气。

(三) 粘性

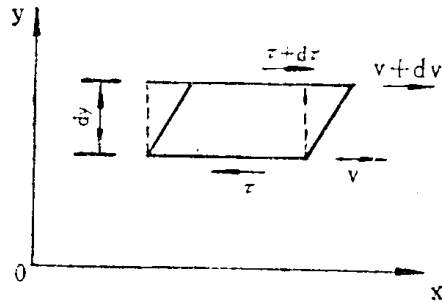
粘性是指液体在外力作用下流动时, 液体分子间所呈现的内部摩擦力。粘性是油液的各种物理性质中最重要的特性, 也是选择液压油的一个非常重要的依据, 粘性的大小用粘度来表示。

粘度一般可用以下几种不同的单位来表示:

1. 动力粘度 (又称绝对粘度) μ 图 2-1(a) 所示是液体在平行平板间的流动。设上平行板以速度 v 相对于下平行板运动, 紧贴于上平板的油液粘附于上平板上, 其速度为 v ; 紧贴于下平板上的油液粘附于下平板上, 其速度为零; 中间油液的速度按线性分布。我们把这种流动看成是许多无限薄的油层在运动, 如图 2-1(b) 所示。当运动较快的油层在运



(a) 平行平板间液体的流动



(b) 粘性液体两无限薄层间滑移变形

图 2-1

动较慢的油层上滑过时, 两层间由于粘性就产生内摩擦力的作用。根据实际测定数据可知, 油层间的内摩擦力 F_r 与油层的接触面积 A 及油层的相对速度 dv 成正比, 而与此两油层间的距离 dy 成反比, 即:

$$F_r = \mu A \frac{dv}{dy} \quad (2-6)$$

以 $\tau = \frac{F_r}{A}$ 表示切应力, 则有:

$$\tau = \mu \frac{dv}{dy} \quad (2-7)$$

$\frac{dv}{dy}$ 称为速度梯度，或称剪切率； μ 在此是一比例系数，称为动力粘度，又称绝对粘度系数。当速度梯度变化时， μ 为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。一般的液压油均可视为牛顿液体。

动力粘度 μ 的物理意义是：当速度梯度为1时，液层间单位接触面积上的摩擦力的大小。

动力粘度的物理单位为达因·秒/厘米²（记作dyn·s/cm²），又称“泊”（记作P）。百分之一“泊”称为“厘泊”（记作cP）。在国际单位制中，动力粘度的单位为帕·秒，即牛顿·秒/米²记作Pa·s（N·s/m²）。

国际单位制和物理单位制间的换算关系如下：

$$1\text{P (泊)} = 0.1\text{Pa}\cdot\text{s (帕}\cdot\text{秒)}; \quad 1\text{cP (厘泊)} = 0.1 \times 10^{-2}\text{Pa}\cdot\text{s (帕}\cdot\text{秒)}$$

在工程制中动力粘度的单位为公斤力·秒/米²，换算关系如下：

$$\begin{aligned} 1\text{kgf}\cdot\text{s/m}^2 \text{ (公斤力}\cdot\text{秒/米}^2\text{)} &= 98.1\text{P (泊)} \text{ (达因}\cdot\text{秒/厘米}^2\text{)} \\ &\approx 100\text{P (泊)} = 10^4\text{cP (厘泊)} \end{aligned}$$

2. 运动粘度 ν 液体的动力粘度和它的密度比值称为运动粘度，用 ν 表示，即：

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \quad \text{m}^2/\text{s (米}^2/\text{秒)} \quad (2-8)$$

式中 μ ——液体的动力粘度，(Pa·s)；

ρ ——液体的密度，(kg/m³)。

运动粘度在物理单位制中为厘米²/秒（记作st），这个单位习惯上称为沱（或斯）。沱的单位太大，应用不甚方便，故常用1%沱即1厘沱（记作cst）来表示，因而：

$$1\text{cst (厘沱)} = 10^{-2}\text{st (沱)} = 10^{-6}\text{m}^2/\text{s (米}^2/\text{秒)}$$

运动粘度 ν 没有什么特殊的物理意义，只是在液压系统的理论分析和计算中，常常碰到动力粘度 μ 和密度 ρ 的比值，因而才采用运动粘度这个单位来代替 μ/ρ 。它之所以称为运动粘度，是因为在它的单位中只有长度与时间因次的缘故。

液压油的牌号一般用运动粘度来表示，如20号机械油指这种油在50℃时的运动粘度为17—23厘沱，其平均值为20厘沱。

3. 相对粘度 动力粘度和运动粘度是理论分析和推导中经常使用的单位，实际上它们难以直接测量。因此，工程上常用另一种可以用仪器直接测量的粘度表示法，即所谓相对粘度。

相对粘度是以液体的粘度相对于水的粘度的大小程度来表示该液体的粘度，故又称条件粘度。根据测量条件的不同，各国采用的相对粘度单位也有所不同，有的用赛氏粘度（用SSU或“S表示）；有的用雷氏粘度（用“R或Re·1°表示）；我国采用的是恩氏（°E）粘度。

恩氏粘度是用恩氏粘度计测量，其值的测定法如下：将200厘米³被测试液体在某温度下从恩氏粘度计的小孔（孔径为2.8毫米）流完的时间 t_1 与同体积的蒸馏水在20℃时从同一小孔流完所需时间 t_2 的比值，叫该液体的恩氏粘度，常用符号°E_t来表示，即：

$$^{\circ}E_t = \frac{t_1}{t_2} \quad (2-9)$$

式中 t_1 ——200厘米³被测试液体流过恩氏粘度计小孔所需时间, (s);

t_2 ——200厘米³蒸馏水在 20℃ 时流过恩氏粘度计小孔所需的时间, (s)。

温度 t ℃ 时的恩氏粘度用符号 $^{\circ}E_t$ 表示, 一般以 50℃ 作为测定恩氏粘度的标准温度, 用 $^{\circ}E_{50}$ 表示。

几种相对粘度和运动粘度之间可采用下列经验公式进行换算:

$$\text{运动粘度 } \nu \text{ (cst)} = 7.31^{\circ}E - \frac{6.31}{^{\circ}E} \quad (2-10)$$

$$\text{运动粘度 } \nu \text{ (cst)} = 0.22 \text{ SSU} - \frac{180}{\text{SSU}} \quad (2-11)$$

$$\text{运动粘度 } \nu \text{ (cst)} = 0.26 \text{ "R} - \frac{172}{\text{"R}} \quad (2-12)$$

4. 粘度与温度的关系 液压系统中使用的矿物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。油液粘度的变化直接影响到液压系统的性能和泄漏量, 因此要求使用的油液粘度随温度的变化越小越好。

不同种类的油液, 其粘度随温度变化的规律也不同, 对于液压系统常用的矿物油, 当运动粘度不超过 76 厘沱, 温度在 30~150℃ 范围内时, 可用式 (2-13) 来计算粘度随温度的变化关系:

$$\nu_t = \nu_{50} \cdot \left(\frac{50}{t} \right)^n \quad (2-13)$$

式中 ν_t ——温度为 t ℃ 时油液的运动粘度, cst (厘沱);

ν_{50} ——温度为 50℃ 时油液的运动粘度, cst (厘沱);

n ——指数。

指数 n 随油液的粘度而变化, 其值可参考表 2-1。

指数 n 随粘度变化的数值

表 2-1

$\nu_{50} \text{ (cst)}$	2.5	6.5	9.5	12	21	30	38	45	52	60	68	76
n	1.39	1.59	1.72	1.79	1.99	2.13	2.24	2.32	2.42	2.49	2.52	2.56

液压油的粘度随温度变化的程度可用粘度指数来衡量。粘度指数的代号为 $V.I.$ 。它表示被测试油的粘度随温度变化的程度同标准油粘度变化程度比较的相对值, 如图 2-2 所示。

图中横坐标为温度 (°F 或 °C), 纵坐标为粘度。如果被测试油 (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), 一种标准油液的粘度随温度变化最小, 其粘度指数为 100; 另一种标准油液的粘度随温度变化最大, 其粘度指数为零。它们在 210°F 时的粘度和被测试油的相同, 这种被测试油的粘度指数 $V.I.$ 就可以用下式求得:

$$V.I. = \frac{L-U}{L-H} \times 100 \quad (2-14)$$