

高等工科学学校用书

液压技术

。基本理论。

孙正培 主编

重庆大学出版社

液 压 技 术

· 基本理论 ·

孙 正 培 主 编

重庆大学出版社
1993·10·重庆

内 容 简 介

本书包括流体力学基础、液压泵、马达、缸、阀、辅件等基本元件,液压基本回路,液压系统分析与设计计算,液压伺服系统等九章基本内容。并在有关章节后面增添了国外液压技术参考资料。

本书强调基础理论、加强了基本概念,论述深入浅出,使读者易学易懂。参考内容拓宽了专业知识的深广度,如:滑阀突发阻力分析,工作极限和相似定理,全数字式液压伺服系统,液压系统原理图的计算机设计,压力传感器的制作等内容。有助于读者了解当今液压技术的发展动态。

此书可作为大专院校机械类专业,近机类专业的本、专科《液压传动》课多学时教材,也可供有关专业教师、科技人员及自学者参考。

液压传动·基本理论·

陈正培、王亚斌、王

责任编委:王亚斌、王

重庆大学出版社出版发行

新华书店经销

重庆建筑工程学院印刷厂印刷

*

开本:787×1092 1/16 印张:15.25 字数:381千

1993年9月第1版 1993年9月第1次印刷

印数:1—2500

ISBN 7-5624-0814-9/TH·36 定价:12.00元

(川)新登字020号

前 言

本书是高等院校大学本、专科《液压传动》课程的教学用书。

为了体现当代国际液压技术的新动向,为了适应我国的科技发展水平,按国家教委大学本科机类、近机类专业《液压传动》课程教学大纲的要求,我们编写了这本《液压技术》。

编者集多年从事液压技术课程和液压科研工作的经验和成果,在91年11月编著的《液压技术基础》教材的基础上,完成了现今这本《液压技术》的编著工作。本书共九章,包括概论、流体力学基础、液压泵和马达、液压缸、液压阀、液压辅件、液压基本回路、液压系统分析及设计、液压伺服系统。并在有些章节后面增添了国外液压技术参考资料。

本书用较大篇幅进行液压流体和液压伺服的论述,对基础元件(泵、马达、缸、阀、辅件)也给予了一定的重视,并对比例、逻辑、计算机辅助设计等内容进行了介绍。本书基本内容部分着重强调基本理论、基本概念,论述深入浅出,使读者易学易懂。

本书在流体、泵、阀、系统伺服等章后面及附录中增添了国外液压技术参考资料,如:滑阀突发阻力分析、工作极限和相似定理、全数字式液压伺服系统、液压系统原理图的计算机设计、压力传感器的制作等内容。目的在于拓宽知识面,扩大眼界,提高读者学习兴趣,内容丰富。

本书由重庆建筑工程学院孙正培副教授主编(主要编著1、2、3、4、8、9章内容),徐克林副教授主要完成2、3、4、5、7、8章内容,张大可讲师(硕士)、博士生孙晓松参加了6、8等章的部分编写工作。本书有关章节后的国外参考资料及附录由孙正培翻译。

由于编者水平所限,不妥之处,敬请读者批评指正。

编 者

1993·7

目 录

1. 概论	(1)
1.1 液压传动的基本原理及特点	(1)
1.1.1 液压传动的的基本工作原理	(1)
1.1.2 液压传动系统的组成	(3)
1.1.3 液压传动的优缺点	(3)
1.1.4 液压传动的应用和发展	(4)
1.2 液压油	(4)
1.2.1 液压油的物理性质	(6)
1.2.2 液压油的选用	(7)
1.2.3 液压油的污染与控制	(10)
2. 液压流体力学基础	(10)
2.1 作用在液体上的力	(10)
2.1.1 液压油的力学模型	(10)
2.1.2 作用于液体上的力	(10)
2.2 静止液体的力学性质	(11)
2.2.1 静压强及其特点	(11)
2.2.2 静止液体的基本方程	(12)
2.2.3 压力的计量及单位	(14)
2.2.4 巴斯加原理	(15)
2.2.5 油液作用在固体壁面上的总压力	(16)
2.3 流动液体的力学基本规律	(18)
2.3.1 流动液体的基本概念	(18)
2.3.2 连续性方程	(20)
2.3.3 伯努利方程	(20)
2.3.4 流动液体的动量方程式	(22)
2.4 液体的流态和压力损失	(26)
2.4.1 两种流态和雷诺数	(26)
2.4.2 液体流动的压力损失	(27)
2.5 液体流经小孔和缝隙的流量	(31)
2.5.1 液体流经薄壁小孔的流量	(31)
2.5.2 液体流经细长小孔的流量	(32)
2.5.3 液体流经平面平行缝隙的流量	(33)
2.5.4 液体流经环形缝隙的流量	(35)
2.5.5 液体流经两倾斜壁面缝隙的流量	(37)
2.5.6 液体流经平行圆盘放射状流动的流量	(38)
2.6 液压冲击与空穴现象	(40)
2.6.1 液压冲击	(40)

2.6.2 空穴与气蚀现象	(42)
国外流体技术参考资料	(44)
3. 液压泵和液压马达	(51)
3.1 液压泵和液压马达的工作原理及基本参量	(51)
3.1.1 液压泵和液压马达的作用、分类及符号	(51)
3.1.2 液压泵和液压马达的工作原理	(52)
3.1.3 液压泵和液压马达的基本参量	(52)
3.1.4 液压泵和液压马达各参量的特点与相互关系	(55)
3.2 齿轮泵和齿轮马达	(57)
3.2.1 齿轮泵的工作原理	(57)
3.2.2 齿轮泵排量计算	(57)
3.2.3 齿轮泵结构性能分析	(57)
3.2.4 内啮合齿轮泵的工作原理	(60)
3.2.5 齿轮马达的工作原理	(61)
3.3 叶片泵和叶片马达	(62)
3.3.1 叶片泵的工作原理	(62)
3.3.2 叶片泵的排量计算	(63)
3.3.3 单、双作用叶片泵	(64)
3.3.4 双作用叶片马达的工作原理	(66)
3.3.5 叶片泵和叶片马达结构对照	(67)
3.3.6 凸轮转子式叶片泵	(67)
3.4 柱塞泵和柱塞马达	(68)
3.4.1 柱塞泵的工作原理	(68)
3.4.2 斜盘式轴向柱塞泵排量计算	(69)
3.4.3 斜盘式变量轴向柱塞泵排量计算	(69)
3.4.4 径向柱塞式低速大扭矩马达	(69)
国外液压泵与马达参考资料	(78)
4. 液压缸	(87)
4.1 液压缸的结构和分类	(87)
4.1.1 液压缸的结构	(87)
4.1.2 液压缸的分类	(87)
4.2 液压缸的工作原理及基本计算	(88)
4.2.1 柱塞式液压缸	(88)
4.2.2 活塞式液压缸	(89)
4.2.3 摆动式液压缸	(89)
4.3 特殊液压缸	(89)
4.3.1 增压液压缸	(89)
4.3.2 增力液压缸	(90)
4.3.3 伸缩套筒式液压缸	(90)
4.4 液压缸设计计算	(90)
4.4.1 选定液压缸类型	(90)
4.4.2 液压缸基本参数的确定	(91)

4.4.3 液压缸细部结构的初步选择	(93)
4.4.4 液压缸稳定性验算	(94)
4.4.5 活塞杆强度验算	(94)
4.4.6 液压缸细部结构的确定	(96)
4.4.7 液压缸局部结构验算	(97)
4.4.8 绘制装配图和零件图,整理设计计算书	(98)
5. 液压控制阀	(98)
5.1 阀类元件的作用和分类	(101)
5.1.1 控制阀的作用	(101)
5.1.2 控制阀的分类	(101)
5.1.3 控制阀的特点	(101)
5.2 压力控制阀	(102)
5.2.1 溢流阀	(102)
5.2.2 减压阀	(102)
5.2.3 顺序阀	(104)
5.2.4 溢流阀、减压阀、顺序阀的比较	(105)
5.3 方向控制阀	(107)
5.3.1 单向阀	(107)
5.3.2 换向阀	(108)
5.3.3 电液换向阀	(110)
5.3.4 多路换向阀	(110)
5.4 流量控制阀	(112)
5.4.1 节流口的流量特性分析	(112)
5.4.2 节流阀	(114)
5.4.3 调速阀	(114)
5.4.4 溢流节流阀	(114)
5.4.5 同步阀	(115)
5.5 液压比例阀	(116)
5.5.1 电液比例阀的工作原理	(116)
5.5.2 电液比例阀的性能指标	(116)
5.5.3 电液比例阀	(118)
5.6 液压逻辑阀	(120)
5.6.1 逻辑阀的结构及工作原理	(120)
5.6.2 逻辑阀的集成	(122)
国外液压阀参考资料	(126)
6. 液压辅助装置	(137)
6.1 蓄能器	(137)
6.1.1 蓄能器的作用、分类及特点	(137)
6.1.2 蓄能器的参数选择及计算	(137)
6.2 滤油器	(140)
6.2.1 滤油器的作用和分类	(140)
6.2.2 滤油器的典型结构	(140)

6.3	油箱与热交换器	(142)
6.3.1	油箱	(142)
6.3.2	热交换器	(143)
6.4	密封件、油管	(144)
6.4.1	密封件	(144)
6.4.2	油管	(145)
7.	液压基本回路	(147)
7.1	压力控制回路	(147)
7.1.1	调压回路	(147)
7.1.2	减压回路	(148)
7.1.3	增压回路	(148)
7.1.4	卸荷回路	(149)
7.1.5	平衡回路	(150)
7.2	速度控制回路	(152)
7.2.1	节流调速回路	(152)
7.2.2	容积调速回路	(154)
7.2.3	快速回路	(156)
7.2.4	速度换接回路	(157)
7.2.5	同步回路	(158)
7.3	方向控制回路	(161)
7.3.1	换向回路	(161)
7.3.2	锁紧回路	(162)
7.3.3	顺序回路	(163)
7.3.4	浮动回路	(164)
8.	液压系统分析与设计计算	(166)
8.1	液压系统图的阅读和分析	(166)
8.1.1	液压系统图阅读步骤和系统分类	(166)
8.1.2	2YT4543 组合机床动力滑台液压系统分析	(167)
8.1.3	3QY ₁ 型汽车液压起重机系统分析	(169)
8.1.4	4ZL50 型装载机液压系统分析	(171)
8.2	液压系统设计计算	(175)
8.2.1	液压系统的设计步骤	(175)
8.2.2	液压系统的设计计算举例	(176)
	国外液压系统参考资料	(179)
9.	液压伺服系统	(188)
9.1	液压伺服系统的工作原理、分类及特点	(188)
9.1.1	液压伺服系统的工作原理	(188)
9.1.2	液压伺服系统的类型	(189)
9.1.3	液压伺服系统的特点	(189)
9.2	液压伺服阀	(190)
9.2.1	滑阀式液压伺服阀	(190)

9.2.2 射流管式液压伺服阀	(192)
9.2.3 喷嘴-挡板式液压伺服阀	(192)
9.2.4 转阀式液压伺服阀	(193)
9.2.5 电液伺服阀的工作原理	(193)
9.2.6 伺服滑阀的压力-流量特性	(195)
9.2.7 滑阀和阀系数	(199)
9.3 液压伺服系统的应用	(200)
9.3.1 大型机床工作台移动的伺服机构	(200)
9.3.2 液压转向装置	(200)
9.3.3 车床液压仿形刀架	(202)
9.4 液压伺服系统的特性	(202)
9.4.1 液压伺服系统的静特性	(202)
9.4.2 液压伺服系统的稳定性	(204)
国外流体伺服控制参考资料	(208)
附录 国外液压技术发展动态	
主要参考文献	

1. 概 论

1.1 液压传动的基本原理及特点

1.1.1 液压传动的基本工作原理

液压传动是利用密封工作容积内液体的压力能来完成由原动机向工作装置的能量或动力的传递、转换与控制。

在图 1-1(a)中大小两个液压缸用油管连接,根据液体中压强向各方向作等值传递的特性,两个液压缸中的压强相同,故当小活塞上作用较小的主动力时,就可以平衡作用于大活塞上很大的负载力。当小活塞受力并向下移动时,小液压缸排出的液体进入大液缸,假定液体不可压缩,则小液压缸排出的液体体积以不可压缩状态流入大液缸,迫使大活塞上升推动负载作功。

从能量转换角度来看,小液压缸是把小活塞作用的机械能转变成液压能(压力、流量),大液缸则把这个液压能又重新转换成推动负载的机械能。在液压传动中,凡是把机械能转变成液压能的装置都称为动力元件(液压泵),而把液压能转换成机械能的装置称为执行元件(液压缸、液压马达)。以液体作为介质,将动力元件和执行元件再配以各种用途的控制元件及油箱、油管等辅助元件即可组成各种液压传动装置。如果在图 1-1(a)的原理上增加油箱 3、两个单向阀 4、5,截止阀 6 和连接油管等,就构成了液压千斤顶的工作原理图(图 1-1b)。当关闭截止阀 6 后,它能在小活塞上下连续动作时把大活塞不断提升,从而起到举升重物的作用。

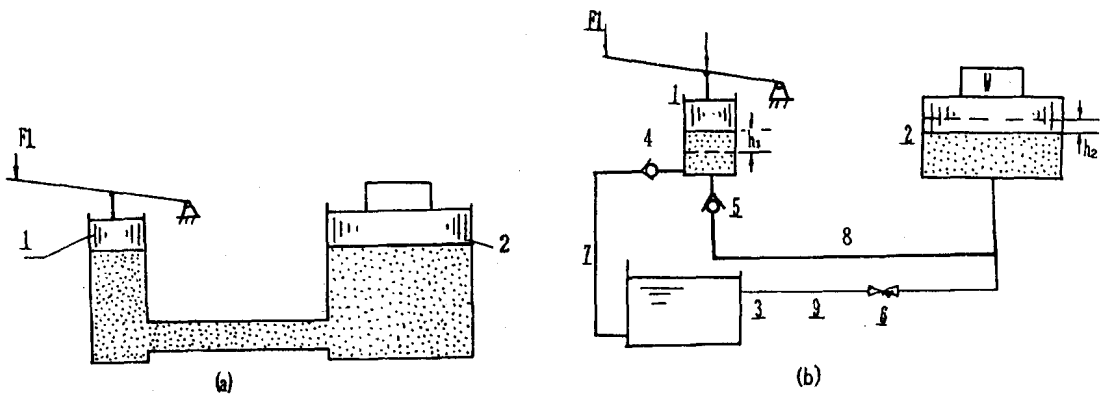


图 1-1 液压传动工作原理

上述液压千斤顶的工作原理具有两个主要工作特征。

(1) 第一个工作特征。力(或力矩)的传递靠液体压力来实现。

如图 1-1(b)所示,当操作杠杆使液压缸 1 的活塞向上运动时,缸体内的容积增大,压力降低形成真空,于是单向阀 5 关闭,单向阀 4 开启,油液便在大气压力作用下从油箱 3 经管道 7

进入泵内；而当液压缸 1 的活塞向下运动时，缸体内的容积减小，于是被挤压的油液将单向阀 4 关闭，把单向阀 5 开启，压力油液经管道 8 进入液压缸 2 内，克服外部负载，将放有重物 W 的活塞抬起。液压缸 1 的活塞不断上下往复运动，负载 W 就不断被抬高。当外部负载上升到所需要高度时，停止缸 1 活塞的运动，单向阀 5 关闭，液压缸 2 缸体内的液体被封死，其活塞也就停止不动。这一过程中，截止阀 6 始终处于关闭状态。开启截止阀 6，液压缸 2 内的油液便经管道 9 流回油箱 3，于是活塞下降到原始位置。

从上述液压千斤顶工作过程中，可以看到力从液压缸 1 的活塞传到液压缸 2 的活塞是通过液体进行的。因此，活塞对液体有力的作用，单位面积上所受的力称为液体的工作压力（压强）。如果以 p_1 、 A_1 、 F_1 分别表示液压缸的工作压力、活塞面积和活塞上所受的力，以 p_2 、 A_2 、 F_2 表示液压缸的工作压力、活塞面积和活塞上所受的力。在液压缸 1 活塞推动下，从缸 1 中被压送出来的液体经过管道进入液压缸 2，则有 $p_1 = p_2 = p$ 。当忽略液压缸 1、液压缸 2 以及整个液压系统中的损失，则有

$$F_1 = p_1 A_1 = p A_1 \quad (1-1)$$

$$F_2 = p_2 A_2 = p A_2 = \frac{F_1}{A_1} A_2 \quad (1-2)$$

该式即为忽略系统损失时力传递的基本方程式。液压缸 1 所产生的液体压力的高低是随液压缸 2 的外负载而变化的，即 p 值由 F_2 所决定。反之，额定负载 F_2 已知，当选定合适的工作压力 p 后就能计算出液压缸所需要的活塞面积 A_2 。

(2) 第二个工作特征。运动速度的传递按照液体容积变化相等的原则进行。

在图 1-1 中假设液体是不可压缩的，从液压缸 1 至液压缸 2 的泄漏忽略不计，液压缸 1 排出的液体容积等于流进液压缸 2 的液体容积，则

$$h_1 A_1 = h_2 A_2 = V \quad (1-3)$$

式中 h_1 、 h_2 ——分别为液压缸 1、液压缸 2 活塞行程

V ——液体容积

等式两边都除以时间 t ，得

$$\frac{h_1}{t} A_1 = \frac{h_2}{t} A_2 \quad (1-4)$$

$$\text{则} \quad v_1 A_1 = v_2 A_2 = Q \quad (1-5)$$

式中 t ——时间

v_1 、 v_2 ——分别为液压缸 1、液压缸 2 活塞移动速度

Q ——流量

该式即为忽略系统泄漏时运动速度传递的基本方程式。可见，当不断调节液压缸 1 的运动速度得到连续变化的流量 Q 输出，就可获得连续变化的液压缸速度 v_2 ，因而液压传动能够实现无级调速。

根据上述两个工作特征可以看出，液压传动所传递的力与速度可以是无关的。因此，理论上液压传动可以用来实现与负载无关的任意运动规律。

在液压系统中，易于实现对液体压力、流量和流动方向的控制，从而实现对输出力、速度和

运动方向的控制。所以,液压传动这门技术不仅在传动上,而且在控制上获得了广泛的应用。

1.1.2 液压传动系统的组成

液压传动系统(见图 1-2)由五个部分组成:

(1) 动力元件——完成机械能至压力能的转换。如液压泵。

(2) 执行元件——将压力能转换成工作装置的直线往复式,摆动或旋转式的机械能。如液压缸、液压马达。

(3) 控制元件——对系统压力,对执行机构的运动速度和方向实行控制。如溢流阀、单向节流阀、电磁换向阀等。

(4) 辅助元件——起辅助作用。如油箱、滤油器、油管、密封装置等分别起贮油、过滤、输送和防漏保压等作用。辅助元件在液压系统中必不可少。

(5) 工作介质(油液、水基液体)——存在于上述四种元件之中,起传递动力和能量的作用。

它们相互之间的关系用方框表示如下:

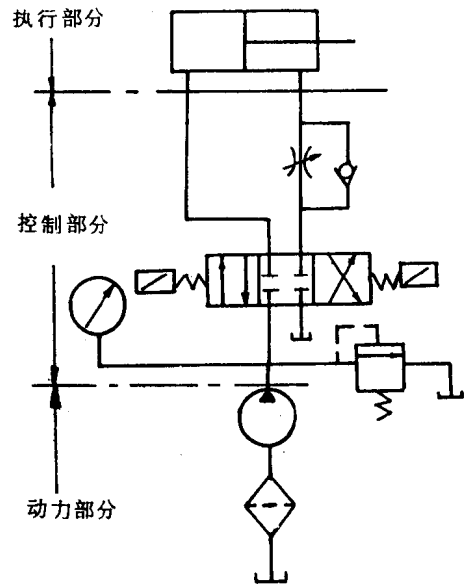


图 1-2 液压系统的组成

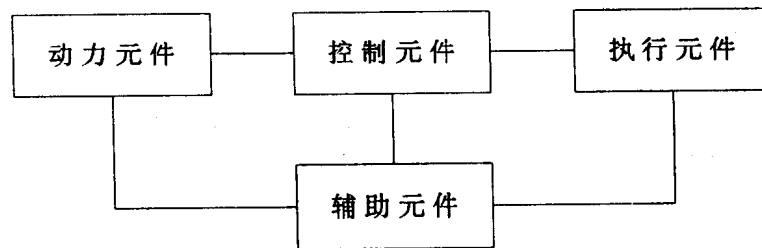


图 1-3 液压系统组成方框图

1.1.3 液压传动的优缺点

(1)能实现“力的放大”,达到万吨级力的输出。(2)可大范围内实现无级调速,调速范围可达 $200:1$ 。(3)自重轻,结构尺寸小。(4)易于实现直线往复运动和获得低速大扭矩,可达到 $1r/min$ 以下的低速。(5)反应速度快、操纵方便、省力、易于自动化。(6)能实现过载保护,并能自行润滑。但也存在元件制造精度要求较高和漏油、不易实现定比传动等不足。

1.1.4 液压传动的应用和发展

液压传动虽是一门新学科,但发展迅猛,应用范围也很广。从国防工业的坦克、飞机、舰艇、导弹、火箭到民用工业的各种机床、油压机、连铸机、装载机、挖掘机、混凝土泵车、大型材料试验机、大型舵机、采油平台、太阳跟踪系统、地震模拟系统等。总之,一切有机械设备存在的工程领域中都可能采用液压传动。

从 1795 年第一台水压机问世,到 19 世纪已制造出了液压传动的龙门刨床和磨床。二次大战中,因军事上的需要又出现了液压伺服系统。近 20 年来,液压传动又在比例控制、二通插装阀、球式逻辑阀、交流液压技术及液压计算机辅助设计方面出现了大量新技术。使液压传动从

一般传动推进到了高精度、全自动、智能化的高技术领域,出现了大量的机、电、液、计算机一体化的现代化设备。

例 1-1 请查阅液压手册中的液压传动职能符号(GB786—76),将图 1-4 中的 1-7 号元件分类并填入括号中。

- 解:动力元件(1)
 控制元件(2,3,4,5)
 执行元件(6)
 辅助元件(7)

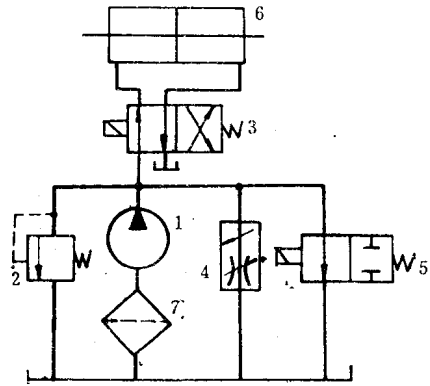


图 1-4 液压系统职能符号图

1.2 液压油

液压传动的工作介质是液体,一般用矿物油作为工作介质。为使工作可靠,要求液压油有适当的粘度,良好的润滑性能和化学稳定性。

1.2.1 液压油的物理性质

(1) 液体的密度与重度

密度:液体中某点处微小质量 ΔM 与其体积 ΔV 之比的极限值,即

$$\rho = \lim_{\Delta V \rightarrow 0} \frac{\Delta M}{\Delta V} \quad (1-6)$$

对均质液压油 $\rho = M/V$

式中 M ——液体质量;

V ——液体体积;

ρ ——液体的密度,矿物油取 $\rho = 900 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$ 。

重度:液体中某点处微小重量 ΔG 与其体积 ΔV 之比的极值,即

$$\gamma = \lim_{\Delta V \rightarrow 0} \frac{\Delta G}{\Delta V} \quad (1-7)$$

对均质液压油 $\gamma = G/V$

式中 G ——液体重量;

γ ——液体的重度,矿物油取 $\gamma = 8.8 \times 10 \text{ N} \cdot \text{m}^{-3}$

因为 $G = mg$,所以液体的重度和密度的关系为

$$\gamma = \rho g \quad (1-8)$$

油液的密度和重度随温度和压力而变化。但由于两者变化数值都很小,故在工程实用中,可视为是恒定不变的。

(2) 液体的可压缩性和膨胀性

①液体的压缩性。液体受压力作用后其体积缩小的性质叫压缩性。压缩性的大小用体积压缩系数 β 表示。其定义为:单位压力变化时液体体积的相对变化值。

$$\beta = - \frac{1}{\Delta p} \frac{\Delta V}{V_0} \quad (1-9)$$

液体在受压后体积 V 为

$$V = V_0 - \Delta V = V_0(1 - \beta \Delta p) \quad (1-10)$$

式中 β ——压缩系数。矿物油的 $\beta = (5-7) \times 10^{-10} (\text{Pa}^{-1})$;

Δp ——压力的变化值;

$V_0, \Delta V$ ——分别表示液体的初始体积和受 Δp 作用后的体积变化值。

液体体积压缩系数的倒数称为液体的体积弹性模量 K , 即

$$K = \frac{1}{\beta} = - \frac{V_0 \Delta P}{\Delta V} \quad (1-11)$$

液压用矿物油的 $K = (1.4 \sim 2.0) \times 10^9 (\text{Pa})$, 在压力变化不大时, 可忽略不计。油中混有空气时, K 值将显著降低。

②液体膨胀性。液体压力不变, 每单位温度变化所发生的体积相对变化量, 其大小用体积膨胀系数 β_t 表示, 即

$$\beta_t = \frac{1}{\Delta T} \frac{\Delta V}{V} \quad (1-12)$$

式中 ΔT ——液体温度变化量。

矿物油中 $\beta_t = (80-90) \times 10^{-5} \text{C}^{-1}$, 一般情况下, 可忽略不计。

③粘性

液体在外力作用下流动时, 液体分子间的内聚力要阻滞分子间的相对运动, 而产生内摩擦力的现象称液体的粘性。液体只在流动时才会出现粘性, 静止液体不呈现粘性。

如图 1-5 所示, 在平行平板间充满了油液, 设下平板固定, 而上平板以速度 u 相对于下平板运动。紧贴在上平板上的油液, 由于附着力, 粘附在上平板上, 其速度也为 u ; 紧贴在下平板上的油液粘附于下平板上, 其速度为零; 中间的油液由于液体间的内聚力, 其速度按线性分布。

在图中垂直于速度方向的 y 轴上, 任取一边长为 dy 的液体小方块 $abcd$, 则小方块下表面的速度 u 小于上表面的速度 $u + du$, 经过时间 dt 后, 下表面所移动的距离小于上表面所移动的距离, 因而小方块 $abcd$ 变形为 $a'b'c'd'$ 。这样, 各无限薄的流层间因相对运动而产生切应力以反抗剪切变形, 这种反抗剪切变形的特性就是粘滞性。切应力是成对出现的, 运动速度快的油层上的切应力的方向与速度方向相同, 如 $a'b'$ 上 τ 所示; 反之速度慢的一层对快的一层有阻滞的作用, 故作用在快的一层上的切应力的方向与速度方向相反, 如图 $c'd'$ 上 τ' 所示。

根据牛顿液体内摩擦定律: 流体层间的内摩擦力 F_r 与层间接触面积 A 及层间相对流速 du 成正比, 而与二层间的距离 dy 成反比, 则

$$F_r = - \mu A \frac{du}{dy} \quad (1-13)$$

$$\tau = \frac{F_r}{A} = - \mu \frac{du}{dy} \quad (1-14)$$

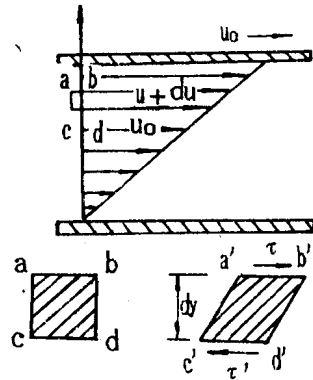


图 1-5 油液流动的速度分布

式中 du/dy ——速度梯度；

μ ——动力粘度。

动力粘度的物理意义为：液体在单位速度梯度下流动时，单位面积上的内摩擦力。动力粘度的法定计量单位是帕·秒(Pa·s)；常用单位是泊(P)和厘泊(cP)(1P=10⁻¹pa·s)。液体动力粘度 μ 与密度 ρ 的比值称为运动粘度 ν

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \quad (1-15)$$

运动粘度的计量单位是 m²·s⁻¹，常用斯托克斯(cm²·s⁻¹)表示。

恩氏粘度是以该液体相对于水的粘性大小表示的一种相对粘度值。用 200cm³ 油液在 t℃ 时，通过特定容器上 $\Phi 2.8\text{mm}$ 小孔所需时间与同体积 20℃ 蒸馏水通过同一小孔所需时间之比为该种油在 t℃ 时的恩氏粘度值

$${}^{\circ}E_t = \frac{T_{\text{油}t^{\circ}\text{C}}}{T_{\text{水}20^{\circ}\text{C}}} \quad (1-16)$$

恩氏粘度与运动粘度的经验换算关系式为

$$\nu_t = (7.31{}^{\circ}E_t - \frac{6.31}{{}^{\circ}E_t}) \times 10^{-6} (\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}) \quad (1-17)$$

在液压系统中，油的粘度还将受到系统压力和温度的影响。

粘压关系：当压力增大时，液体分子间距缩小，内聚力增加，其粘度也增加，其计算式为

$$\nu_p = \nu_0 e^{bp} \quad (1-18)$$

式中 ν_0 ——大气压下(10⁵Pa)液体的运动粘度；

ν_p ——压力为 $p \times 10^5\text{Pa}$ 时，液体的运动粘度；

b ——系数，对液压油 $b=0.002-0.003$ ；

e ——自然对数之底 $e=2.7183\dots$ ；

p ——压力。

粘温关系：液体的粘度对温度很敏感，温度升高，粘度将显著降低。其近似关系为

$$\nu_t = \nu_{50} (50/t)^n \quad (1-19)$$

式中 ν_t ——温度 t℃ 时液体的运动粘度；

ν_{50} ——温度 20℃ 时液体的运动粘度；

n ——指数。

n 与 ν_{50} 的对应关系为：

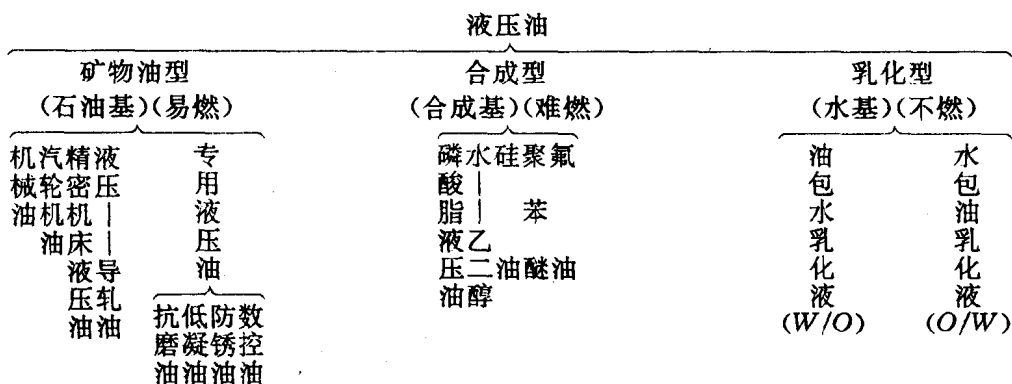
ν_{50} mm ² ·s ⁻¹	2.5	6.5	9.5	12	21	30	38	45	52	60	68	76
n	1.39	1.59	1.72	1.79	1.99	2.13	2.24	2.32	2.42	2.49	2.52	2.56

另外，粘温关系还可用粘温图或粘度指数 $V \cdot I$ 值表示，可从有关液压手册中直接查出。

1.2.2 液压油的选用

(1) 液压油的分类

液压传动的工作介质有石油基液压油、合成基液压油和水基液液三大类。常用油的品种见下。



(2) 液压油的选用

在液压系统中，液压油除用作能量传递介质外，还兼起润滑和冷却作用。正确合理的选用液压油，是保证液压系统高效正常运转的前提。

由于液压系统的压力、流量和温度等参量经常在很大范围内变化，为保证系统工作稳定，对液压油有如下的要求：

- ①适当的粘度和良好的粘温性能。粘度的选择，应使系统中漏损和摩擦功率损失的总和为最小；粘温性能应满足系统工作温度范围内，粘度变化不超过允许值；
- ②具有良好的润滑性能和足够的油膜强度，使系统中各摩擦副表面不致磨损；
- ③对热、氧化、水解有良好稳定性，在贮存和使用过程中不变质；
- ④不含杂质，无沉淀物，无气泡；
- ⑤满足防火要求，闪点和燃点高；
- ⑥对液压系统中所用各种材料有良好的相容性。

以上为一般要求，在对具体的液压系统选油时，可按照系统中泵、阀等元件出厂规定的要求选油，同时还应考虑：系统工作压力的高低；系统使用环境温度的高低及变化；运动速度的高低等。通常环境温度高时，采用粘度高的油；运动速度高的系统，采用粘度低的油；系统工作压力高时宜用粘度高的油。

1.2.3 液压油的污染与控制

液压系统中液压油是否清洁，影响到元件及系统工作性能和使用寿命。据统计，液压系统中70%的故障是由于油液选择不当或油液被污染引起的，因此，控制液压油的污染是十分重要的。

(1) 液压油污染的途径及其危害

液压油被污染的主要污染物质有固态颗粒、异种油品、水分、空气和油液自身氧化生成物等。其主要的污染途径为：

- ①油液炼制、储运过程中尘土、锈垢、水分或其它液体的渗入；
- ②元件或系统制造和装配过程中受到污染，如切屑、型砂、锈垢、涂料、棉纱等；
- ③系统工作运行中的生成物造成的污染，如元件磨损剥落的金属末、橡胶末、油液老化生成物以及因油箱密封不严，元件密封损坏由系统外部侵入的污染物如尘土、切屑、水分、空气吸入等。

液压油污染严重时，会使系统经常发生故障甚至造成液压系统的损毁，以致系统完全不能工作。上述各种污染物中，尤以固体颗粒的危害最大，固体颗粒会使元件滑动部分磨损加剧、堵

塞节流孔、阻尼孔或使阀芯卡死,从而造成液压系统的损毁事故。侵入油液中的水分会引起元件表面腐蚀和产生锈斑,使某些添加剂形成酸,加剧元件表面的腐蚀和油液的变质、乳化等。空气的侵入使油液的可压缩性剧增,造成执行机构运动失稳,引起气蚀、噪音、振动等。

(2) 油液污染的控制及管理

为了减轻油液污染对液压系统造成的危害,可采用下述净化措施。

①用过滤的方法滤除油中颗粒污染物。其过滤精度要求,可以从两方面考虑:首先根据液压元件对污染的敏感度来选择过滤精度,滤除油中较大的污染颗粒,以保证元件不致被卡住或堵塞;其次,对于微小颗粒的滤除,应在保证液压元件使用寿命的前提下,使油中含有的细微颗粒的浓度保持在允许范围之内。例如,系统中在泵吸油口设粗滤器而在个别元件前按需要设精滤器就是基于上述考虑。各种液压元件对污染颗粒尺寸的最大允许值见表 1-1

表 1-1 国产液压元件的过滤要求

液压元件名称	过滤精度要求
柱塞泵与柱塞马达	20 μ
叶片泵与叶片马达	30 μ
普通液压控制阀	30 μ
齿轮泵和齿轮马达	50 μ
液 压 缸	50 μ

②为避免或减少系统运行中油液被再污染,运行中要注意油温和油箱油位。油温过高将加速油液老化变质,油位过低会使吸油困难引起噪声和气蚀,加剧油液污染。

③液压系统(含油箱)的密封性良好。在油箱的通气及液压缸活塞杆处加防尘装置;外漏油不得直接流回油箱。

④液压系统投入运行前应按有关规定严格冲洗,运行中要按规定及时更换新油,换油时新油必须经过滤后才能加入系统中使用。

例 1-2 图 1-6 为压力表校正仪原理图,图中 1 号压力表为被校表,2 号为标准表,都与下方密封油液相通。转动手轮 4 通过丝杆 3 带动活塞 5 前进,压迫油液构成油压,这时标准表将能准确显示油液压力,被校表按标准表数值进行调整。

已知活塞直径 $d=1.2\text{cm}$, 螺距 $t=0.2\text{cm}$, 当压力为 $1 \times 10^5\text{N/m}^2$ 时, 仪器内油液总体积为 200cm^3 。问当需要校验压力达 $200 \times 10^5\text{N/m}^2$ 时, 手轮应转多少圈?

(油液压缩率 $\beta_v=4.7 \times 10^{-10}\text{m}^2/\text{N}$)

解:由体积压缩系数定义

$$\beta_v = - \frac{1}{\Delta P} \cdot \frac{\Delta V}{V}$$

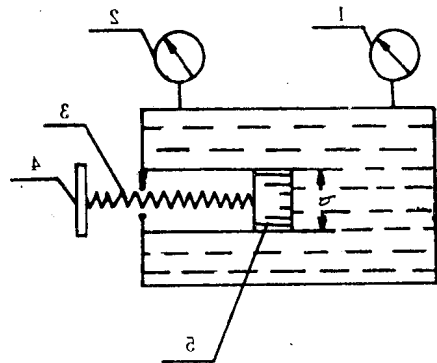


图 1-6 压力表校正仪原理图