

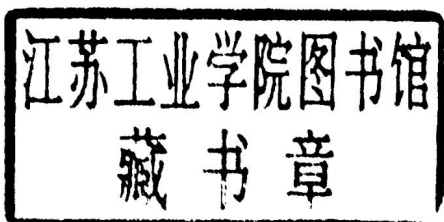
液压传动与控制

万景才 杨世绵 主编

辽宁科学技术出版社

液 压 传 动 与 控 制

万景才 杨世绵 主编
赵铁钧 张德恩 李文波 副主编



辽宁科学技术出版社

内容简介

本书除绪论外,共分十章。绪论介绍液压传动与控制的入门知识;第一章介绍液压传动工作介质及其选用、污染及控制;第二章讲述液压流体力学基本理论;第三至五章讲述液压元件(包括液压泵、液压马达、液压缸、液压控制阀等);第六至八章讲述液压基本回路、液压系统及其设计(包括速度控制回路、压力控制回路、换向回路和多缸控制回路、典型系统,液压系统设计与计算);第九章讲述液压伺服控制和电液比例控制;第十章介绍液压系统测试及故障诊断、液压设备的使用和维护。

本教材供高等院校机械制造专业使用,也可供其它相近专业或有关工程技术人员学习参考之用。

液 压 传 动 与 控 制

Yeya Chuandong yu Kongzhi

万景才 杨世绵 主编

辽宁科学技术出版社出版发行

(沈阳市和平区北-马路108号 邮政编码110001)

吉林工学院印刷厂印刷

开本: 787×1092 1/16

印张: 15.5 字数: 361 000

1992年6月第一版

1992年6月第1次印刷

责任编辑: 刘绍山

印数: 1-2000

ISBN 7-5381-1501-3/TH·13

定价: 8.90元

(辽)新登字4号

前 言

为适应教学改革的需要,培养机械制造方面的应用型人才,而编写本教材。

本书的特点是将培养学生的实际能力放在首位。教材在讲清基本内容即基本概念、基本理论和基本方法的前提下,注重培养学生分析问题和解决问题的能力、液压系统设计能力及液压设备的调试使用与维护能力。

本书编写时注重理论联系实际,力求做到学以致用。既注意从当前设计制造的实际水平出发,又注意到长远发展的需要,使教材具有启发性、可用性和适用性。在编写方法上,既注意吸取同类教材传统编法及内容选裁上的成功经验,又根据以往毕业生实际工作中的信息反馈,而有所增删和改进。本教材没有局限于机床液压系统,目的是为了使具有较广泛的求职适应性。

本书除绪论外,共分十章。第一章讲述液压传动的工作介质,第二章讲述液压流体力学基础,第三章至第五章讲述主要液压元件(泵和马达、缸、阀),第六章至第八章讲述基本回路、系统及设计,第九章讲述液压伺服控制与电液比例控制,第十章介绍液压系统测试、液压设备的使用与维修。辅助元件中的滤油器放在工作介质中讲述,密封元件放在液压缸中讲述,其它常用辅助元件结合液压系统设计讲述。动态特性不单独设章,元件的动特性也只作定性分析。工作介质一章增加液压油的污染、元件对污染的耐受度等内容。本书编入液压系统的测试、液压设备的使用与维护、液压系统的故障诊断与排除等内容,目的是培养学生在实际工作中的动手能力。本书增多了液压伺服控制和电液比例控制方面的内容,以满足液压技术不断发展的需要。

本书由王焕德教授主审。由万景才、杨世绵主编,赵铁钧、张德恩、李文波为副主编。参加编写工作的有万景才、王凤鸣、刘薇娜、杨世绵、杨成顺、张祝新、张德恩、陈继谦、李文波、李雅茹、郝云鹏、赵铁钧、盛伯羽等同志。

本书在编写过程中曾得到兄弟院校的大力支持,以及许多同行的热情帮助,这里一并表示衷心感谢。

限于编者水平,书中难免有错误及不妥之处,恳请广大读者批评指正。

编者

一九九一年十一月

目 录

绪论	(1)	二、圆管层流特性及其沿程压力损失	(24)
0-1 液压传动的工作原理	(1)	三、圆管紊流特点及其压力损失	(26)
0-2 液压系统的组成及图形符号	(2)	四、局部压力损失	(27)
一、液压系统的组成部分	(2)	五、管路系统的总压力损失	(29)
二、液压系统图的图形符号	(3)	2-4 液体在小孔及缝隙中流动	(31)
0-3 液压传动技术的特点	(3)	一、液体流经小孔的流量压力特性	(31)
一、优点	(3)	二、液体流经缝隙的流量压力特性	(32)
二、缺点	(4)	2-5 液压冲击与空穴现象	(34)
第一章 液压传动的工作介质	(5)	一、液压冲击	(34)
1-1 工作介质的主要性质及选用	(5)	二、空穴现象	(36)
一、工作介质的主要性质	(5)	习题	(36)
二、液压系统对工作介质的一般要求	(8)	第三章 液压泵和液压马达	(39)
三、工作介质的种类	(9)	3-1 概述	(39)
四、工作介质的选用	(10)	一、液压泵和液压马达的分类	(39)
1-2 工作介质的污染及控制	(11)	二、液压泵和液压马达的工作原理	(39)
一、工作介质的污染	(11)	三、液压泵和液压马达的主要参数	(40)
二、污染度的测定及其等级标准	(11)	3-2 齿轮泵和齿轮马达	(41)
三、液压系统的污染耐受度	(12)	一、外啮合齿轮泵	(41)
四、污染的控制措施	(12)	二、内啮合齿轮泵	(45)
五、油液的过滤与净化	(12)	三、齿轮马达	(46)
习题	(15)	四、螺杆泵	(47)
第二章 液压流体力学基础	(16)	3-3 叶片泵和叶片马达	(48)
2-1 静止液体力学基本理论	(16)	一、单作用叶片泵	(48)
一、液体静压力	(16)	二、双作用叶片泵	(50)
二、液体静压力基本方程	(16)	三、限压式变量叶片泵	(53)
三、压力的表示方法及单位	(17)	四、叶片式液压马达	(56)
四、帕斯卡原理	(17)	3-4 柱塞泵和柱塞马达	(56)
五、液体静压力对固体壁面的作用力	(18)	一、径向柱塞泵	(56)
2-2 流动液体力学基本理论	(18)	二、轴向柱塞泵	(57)
一、基本概念	(18)	三、柱塞式液压马达	(58)
二、流动液体的质量守恒定律——连续性方程	(19)	3-5 液压泵和液压马达的选用	(60)
三、流动液体的能量守恒定律——伯努利方程	(20)	习题	(61)
四、动量方程	(22)	第四章 液压缸	(63)
2-3 液体在管道中流动	(23)	4-1 常用液压缸及其主要参数的计算	(63)
一、液体的流动状态和雷诺数	(23)	一、活塞式液压缸	(63)
		二、柱塞式液压缸	(66)
		三、伸缩式液压缸	(66)

四、 摆动式液压缸	(66)	五、 平衡回路	(123)
4-2 液压缸的结构	(68)	六、 卸压回路	(124)
一、 缸筒和缸盖	(68)	七、 卸载回路	(124)
二、 活塞和活塞杆	(69)	6-3 换向回路	(125)
三、 密封装置	(71)	一、 换向阀的换向回路	(125)
四、 缓冲装置	(74)	二、 双向泵换向回路	(125)
五、 排气装置	(75)	三、 时间控制制动和行程控制制动换向回路	(125)
4-3 液压缸的安装	(76)	6-4 多缸控制回路	(126)
4-4 液压缸的设计与计算	(76)	一、 多缸同步回路	(126)
一、 液压缸主要尺寸的确定	(76)	二、 多缸顺序动作回路	(128)
二、 活塞杆稳定性计算	(78)	三、 多缸互不干扰回路	(130)
习题	(79)	习题	(131)
第五章 液压控制阀	(81)	第七章 典型液压传动系统	(134)
5-1 概述	(81)	7-1 组合机床动力滑台液压系统	(134)
一、 液压控制阀的分类	(81)	一、 概述	(134)
二、 对液压控制阀的基本要求	(81)	二、 动力滑台液压系统工作原理	(134)
三、 滑阀上的液动力	(82)	三、 动力滑台液压系统的特点	(136)
四、 液压卡紧现象	(83)	7-2 液压机液压系统	(137)
5-2 方向控制阀	(84)	一、 概述	(137)
一、 单向阀	(84)	二、 Y432-200 型四柱万能液压机液压系统工	
二、 换向阀	(85)	作原理	(137)
5-3 压力控制阀	(90)	三、 Y432-200 型四柱万能液压机液压系统特	
一、 溢流阀	(90)	点	(140)
二、 减压阀	(94)	7-3 机械手液压系统	(141)
三、 顺序阀	(95)	一、 概述	(141)
四、 压力继电器	(95)	二、 机械手液压系统的工作原理	(141)
5-4 流量控制阀	(97)	三、 液压系统特点	(143)
一、 普通节流阀	(97)	习题	(144)
二、 调速阀	(99)	第八章 液压系统的设计与计算	(146)
三、 溢流节流阀	(99)	8-1 液压系统设计步骤及内容	(146)
5-5 二通插装阀	(100)	一、 液压系统的设计要求	(146)
一、 二通插装阀的组成部分	(100)	二、 工况分析, 确定执行元件及其主要参数	(146)
二、 二通插装阀的工作原理	(101)	三、 选择基本回路, 拟定液压系统图	(150)
习题	(103)	四、 油源装置设计及其它液压元件的选择	(152)
第六章 液压基本回路	(107)	五、 液压系统性能验算	(158)
6-1 速度控制回路	(107)	六、 液压装置的结构设计	(159)
一、 调速回路	(107)	七、 绘制工作图, 编制技术文件	(160)
二、 增速回路	(116)	8-2 液压系统设计举例	(160)
三、 换速回路	(118)	一、 负载分析	(161)
6-2 压力控制回路	(121)	二、 负载图和速度图	(161)
一、 调压回路	(121)		
二、 减压回路	(121)		
三、 增压回路	(122)		
四、 保压回路	(123)		

三、 液压缸主要参数的确定	(161)	三、 液压扭矩放大器	(202)
四、 液压系统图的拟定	(163)	9-5 电液伺服系统	(204)
五、 液压泵及其它液压元件的选择 ...	(165)	一、 电液伺服阀	(204)
8-3 CAD 在液压系统设计中的应用	(166)	二、 电液位置伺服系统	(209)
习题	(169)	三、 电液伺服系统设计	(211)
第九章 液压伺服控制与电液比例控制	(172)	9-6 电液比例控制	(216)
9-1 液压伺服控制概述	(172)	一、 概述	(216)
一、 液压伺服控制的原理和特点	(172)	二、 电液比例压力阀	(219)
二、 液压伺服系统的组成及分类	(174)	三、 电液比例流量阀	(220)
三、 对液压伺服系统工作性能的要求	(175)	四、 电液比例换向阀	(221)
9-2 液压伺服阀	(176)	习题	(222)
一、 滑阀	(176)	第十章 液压系统测试与维修	(224)
二、 喷嘴挡板阀	(182)	10-1 液压测试技术	(224)
三、 射流管阀	(183)	一、 测试技术	(224)
9-3 液压动力机构	(183)	二、 CAT 辅助测试	(229)
一、 阀控液压缸	(183)	10-2 液压系统的故障诊断与排除	(235)
二、 阀控液压马达	(188)	10-3 液压设备的使用、维护与修理 ...	(242)
三、 液压动力机构与负载的匹配	(190)	一、 液压设备的合理使用	(242)
9-4 机液伺服系统	(193)	二、 备件管理	(243)
一、 液压仿形刀架	(193)	三、 修理	(243)
二、 液压仿形系统的设计	(198)		

绪 论

液压传动是以液体为工作介质，通过控制及能量转换，使被驱动部件获得相应运动的一种传动方式。与机械传动相比，它是一门新兴技术。由于它具有明显的优点，是机械设备中发展最快的技术之一。

近三、四十年来，液压传动广泛地应用于机械制造、交通运输、工程建设、石油化工、轻纺工业、农牧渔业、探矿采矿、航空航海、军事器械、地震预报等国民经济各个部门。目前，液压技术正向高压、高速、大流量、高效率、低噪声、集成化发展，新的液压元件不断出现。特别是近年来液压技术与微电子、计算机技术的结合，在计算机辅助设计、数字仿真和优化技术、微机控制等方面，都取得了显著成果，使液压技术的发展进入了一个新阶段。

0—1 液压传动的工作原理

图 0—1 为一液压传动系统的工作原理图。该系统可使被驱动部件作直线往复运动。如图 c 所示，当电动机带动液压泵 3 旋转后，油箱 1 中的油液（工作介质）便经滤油器 2 进入液压泵。泵输出的油液沿油管 g 、经节流阀 4 进入油管 P 。若将换向阀 5 的手柄 9 顺时针转动至如图 a 所示位置，则油管 P 中的油液便经换向阀左边环槽、再经油管 A 进入液压缸 6 的左腔，推动活塞 7 右移。这时，液压缸右腔的油液经油管 B 、换向阀右边环槽、回油管 O 流回油箱。被驱动部件 8 在活塞的带动下向右运动。

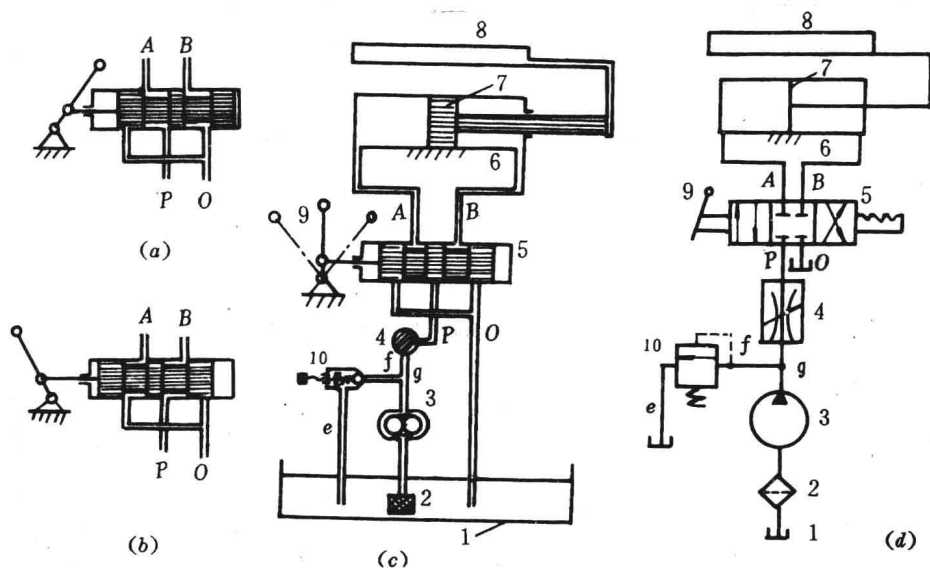


图 0—1 往复直线运动液压系统工作原理图

若将换向阀手柄逆时针转至如图 *b* 所示位置, 油管 *P* 中的油液便经换向阀右边环槽、油管 *B* 进入液压缸的右腔, 推动活塞左移。液压缸左腔的油液经油管 *A*、换向阀左边环槽、油管 *O* 流回油箱。被驱动部件在活塞的带动下向左运动, 实现了换向。

如果将换向阀手柄转至如图 *C* 中所示的中间位置, 油管 *P* 中的油液被换向阀阻断, 液压缸两腔均无油液进入或流出, 活塞连同被驱动部件停止运动。

液压缸中的活塞必须具有足够的推力, 才能克服阻力而移动。这个推力是液压缸里油液的压力作用在活塞上产生的。要克服的阻力越大, 缸中油液的压力就越高。活塞连同被驱动部件的速度是由节流阀调节控制的。当节流阀阀口开大时, 进入液压缸的油液增多, 活塞移动速度加快; 反之, 速度减慢。泵输出的油液不能全部进入液压缸时, 多余部分经油管 *f*、溢流阀 10 和油管 *e* 流回油箱。泵出口处的分支油管 *f* 和溢流阀相连, 当该管中油液压力较小, 对溢流阀中钢球作用力小于弹簧力时, 钢球将阀口堵死, 油液不能通过溢流阀流回油箱, 只有当油管 *f* 中油液压力提高到一定程度, 即油液压力对钢球的作用力略大于弹簧力时, 便将钢球顶开, 多余的油液才能经溢流阀流回油箱。当溢流阀有油液流过时, 泵出口处的压力就不再继续升高。因此, 调节溢流阀中弹簧的预紧力, 即可调节顶开钢球时油液压力的大小, 这样便控制了泵出口处的最高压力。可见, 图示系统中液压泵出口处油液压力是由溢流阀调定的, 而液压缸中油液的压力是由活塞所克服的阻力决定的。故溢流阀的调定压力, 即泵的供油压力应满足活塞克服阻力所需要的压力。

液压传动中的工作介质是在控制和调节状态下工作的, 从而控制了活塞所能克服阻力的大小、移动速度的快慢等输出的机械量。输出机械量的连续程度、稳定程度和精确程度等, 则是由控制方式决定的。上例中的控制方式是开关控制, 此外还有伺服控制和电液比例控制。开关控制输出的机械量是有级的、间断的、而且控制精度低; 伺服控制是一种自动控制系统, 输出的机械量是无级的、连续的, 控制精度高; 电液比例控制介于两者之间。

综上所述, 液压传动是用液压油作为工作介质, 通过液压泵将机械能转换为油液的压力能, 然后再通过管道、控制阀, 进入液压缸或液压马达将油液压力能转换为机械能, 驱动负载实现直线或回转运动。若使执行机构能够连续地准确动作, 则必须对液压系统的压力、流量和方向进行精确的控制。所以, 液压传动与控制是不可截然分开的。

0—2 液压系统的组成及图形符号

一、液压系统的组成部分

(1) 能源部分 其作用是将电动机的机械能转换成油液的压力能。如各种液压泵, 它向液压系统提供压力油。

(2) 执行部分 其作用是将油液的压力能转换成机械能。如作直线运动的液压缸、作回转运动的液压马达。

(3) 控制部分 其作用是控制与调节液压系统中油液的压力、流量及流动方向, 以满足执行部件所需要的力(力矩)、速度(转速)和运动方向等方面的要求。如溢流阀、节流阀、换向阀等。

(4) 辅助元件 上述三部分之外的其它元件, 统称为辅助元件。如油箱、滤油器、油管、

蓄能器等。

此外，还有工作介质。

二、液压系统图的图形符号

图 0—1c 所示的液压系统图是一种半结构式工作原理图。这种图直观性强，便于理解，但绘制麻烦。为简化液压系统图的绘制，世界各国大都采用图形符号式，并制订了相应的标准。图 0—1d 是采用我国液压与气动图形符号 (GB786—76) 绘制的图 0—1c 所示液压系统的工作原理图，可见其图面清晰、简单明了，绘制方便。目前无法用图形符号表达的液压元件，也允许局部采用半结构式简图表示。

0—3 液压传动技术的特点

一、优点

液压传动之所以应用广泛、发展迅速，是因为它与机械等传动相比具有以下优点。

(1) 单位功率重量轻，体积小 由于液压传动中的压力可比电枢磁场中的磁力大 30~40 倍，因此在同等功率下，液压装置的重量轻，体积小。如液压马达的重量只有同等功率电动机重量的 10~20%。

(2) 反应速度快，工作平稳 液压装置由于体积小，重量轻，因而惯性小，反应快，可快速起动、制动和频繁换向。往复直线运动换向频率可达每分钟 1000 次，往复回转运动换向频率可达每分钟 500 次。工作稳定，低速下运动平稳。

(3) 传递的力或力矩大 这是液压传动的突出优点。液压传动采用高压时，可以获得很大的力或力矩。如万吨液压机、采油平台、地震再现模拟装置、原子能反应堆的防护控制系统等，所需的力或力矩都很大，采用液压传动及控制就容易实现。

(4) 可在大范围内实现无级调速 液压传动在运行过程中便于进行无级调速，其调速比可达 2000:1。机械和电力传动虽可实现无级调整速，但其调速范围远比液压传动小，如中小型直流电机的调速比只有 4:1 左右。

(5) 易于实现功率放大 这在自动控制系统中是一个非常重要的特点，可以用微小的信号输入，获得较大的功率输出。如在数控机床上，采用极微弱的脉冲信号，经过液压扭矩放大器，便可驱动执行部件。对于电液伺服控制系统来说，其放大倍数可达 3×10^5 倍。

(6) 操纵控制方便，便于实现自动化 液压系统是对液体的压力、流量及流动方向进行控制，操纵控制简单、省力；与电气联合控制，很容易实现复杂工作循环和远程自动控制。

(7) 液压系统的设计、制造和使用方便 由于液压元件已经标准化、系列化和通用化，系统的设计与制造周期短，元件的排列布置有较大的灵活性。

此外，液压传动的工作介质是液压油，它对元件有润滑作用，可延长其使用寿命。液压装置易于实现过载保护。

二、缺点

液压传动目前还存在以下缺点。

(1) 不易实现严格的定比传动 由于液压油具有可压缩性,相对运动表面之间存在泄漏,故不易保证严格的传动比。

(2) 效率还不太高 液压油在管路中流动,以及流经一些液压元件时,都会产生阻力损失,泄漏会产生容积损失。因而使液压系统的总效率降低。

(3) 液压传动对油温变化比较敏感 油温的变化会引起油液粘度的变化、影响系统的工作稳定性。在环境温度过高、过低或温差过大的情况下,尚不宜采用。

此外,液压元件制造精度要求较高,因此造价较贵,而且对油液污染比较敏感,要求有良好的防污及过滤设施;液压系统出现故障不易查找原因等。

总的看来,液压传动的优点是主要的,其缺点随着科学技术的发展会不断地得到克服。

第一章 液压传动的工作介质

1-1 工作介质的主要性质及选用

一、工作介质的主要性质

1. 密度和重度

单位体积中液体的质量称为该液体的密度，用 ρ 表示：

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

式中 m ——液体的质量；

V ——液体的体积。

单位体积中液体的重量称为该液体的重度，用 γ 表示：

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

式中 F_G ——液体的重量。

由于 $F_G = mg$ ，所以重度和密度有以下关系：

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

液体的密度和重度随温度和压力而变化。计算时一般可取 $\rho = 900 \text{Kg/m}^3$ ，或取 $\gamma = 8.8 \times 10^3 \text{N/m}^3$ 。

2. 可压缩性

液体的可压缩性，就是液体受压后体积变小的性质。液体的可压缩性很小，小到连很多场合可以忽略不计的程度。但在高压下以及在研究系统的动态特性时，则不可忽略。液体可压缩性的大小用体积压缩系数 k 来表示：

$$k = \frac{1}{\Delta p} \left| \frac{\Delta V}{V} \right| \quad (1-4)$$

式中 Δp ——压力变化值；

ΔV ——受压液体受压后的体积变化值；

V ——受压液体的初始体积。

受压液体在压力增大时，体积减小；压力减小时，体积增大。

工程上，常用液体体积弹性模量 K 表示液体的可压缩程度，它是液体体积压缩系数 k 的倒数：

$$K = \frac{1}{k} \quad (1-5)$$

纯油液的体积弹性模量为 $(1.4 \sim 2.0) \times 10^9 \text{N/m}^2$ ，而钢的体积弹性模量为 $(2 \sim 2.1) \times 10^{11} \text{N/m}^2$ 。可见油的可压缩性比钢约大 100~150 倍。而在实际计算中又常用 $K = 7 \times 10^8 \text{N/m}^2$ ，其体积弹性模量更小，这是因为油液中不可避免混有空气之故。油液中所含气体越多，其体积弹性模量越小。例如，取纯油液体积弹性模量为 $1.4 \times 10^9 \text{N/m}^2$ ，当压力为 $100 \times 10^5 \text{Pa}$ 、含气量为 1% 时，混合体的当量体积弹性模量约为纯油液的一半。而当含气量为 5% 时，其当量体积弹性模量则减少到纯油液的 17%，可见其影响之大。

3. 粘性

液体流动时，由于分子间的内聚力使流动液体内部产生内摩擦力，阻碍了液层间的相对滑动，液体的这种性质称为粘性。

如图 1-1 所示，设两平行平板间充满液体，当上平板以速度 v 相对于下平板向右移动时，紧贴上平板的一薄层液体在附着力的作用下，紧贴上平板一起以 v 的速度右移；紧贴下平板的一薄层液体和下平板一起保持不动；而中间各层液体则由上而下按递减的速度向右移动。这是因为相邻两层液体之间互相牵制的结果，即移动速度快的上层前拉速度慢的下层，而下层则后拖上层。当平板间的距离较小时，各液层的速度按线性规律分布。

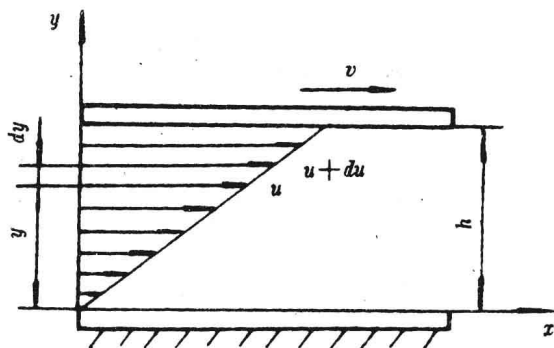


图 1-1 液体粘性示意图

液体只有在流动时才表现出粘性，静止液体不呈现粘性。液体粘性的大小用粘度来表示。

粘度一般有以下几种表示方法。

(1) 动力粘度 实验指出，液体流动时相邻层间的内摩擦力 F_f 与液层接触面积 A 、液层间的相对速度 du 成正比，而与液层间的距离 dy 成反比，即

$$F_f = \mu A \frac{du}{dy} \quad (1-6)$$

式中 μ ——表征液体粘性的比例系数；

du/dy ——速度梯度，即液层相对速度对层间距离的变化率。

单位面积上的内摩擦力即剪切应力 τ 可从上式得出：

$$\tau = \frac{F_f}{A} = \mu \frac{du}{dy} \quad (1-7)$$

该式就是牛顿的液体内摩擦定律。可见比例系数

$$\mu = \frac{F_f}{A du/dy} = \frac{\tau}{du/dy} \quad (1-8)$$

由于 μ 具有动力学量纲，故称为动力粘度，它是指在单位速度梯度下，流动液体液层间单位面积上产生的内摩擦力。其物理意义明确。动力粘度的法定计量单位是帕·秒 ($\text{Pa} \cdot \text{s}$)，即 $\text{N} \cdot \text{s/m}^2$ ；过去常用的单位是泊 (P)，即 $\text{dyn} \cdot \text{s/cm}^2$ ，和厘泊 (CP)，即 $\text{dyn} \cdot \text{s/mm}^2$ ，换算关系为 $1 \text{Pa} \cdot \text{s} = 10 \text{P} = 10^3 \text{CP}$ 。

(2) 运动粘度 液体的动力粘度 μ 和它密度 ρ 的比值称为运动粘度，用 ν 表示，即

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \quad (1-9)$$

运动粘度具有运动学的量纲，其法定计量单位是米²/秒 (m²/s)，目前还在使用的单位是斯 (St)，即 cm²/s；以及厘斯 (cSt)，即 mm²/s。三者之间的关系为

$$1\text{m}^2/\text{s} = 10^4\text{st} = 10^6\text{cst}$$

厘斯是实用的粘度单位，油液的牌号即是用厘斯的平均值来命名的。例如，32号机械油，即是在 40℃ 时其平均运动粘度为 32 厘斯。

以前长期使用的旧标准是以 50℃ 时的运动粘度为中心值的。而新的标准 GB 31 41—82 则是以 40℃ 时的运动粘度为中心值进行粘度分类的。例如某种普通液压油，在旧牌号为 20 号，在新牌号则为 32 号。在新标准中又特别规定，为避免新牌号与旧牌号的混淆，特别在新牌号之前加前缀“N”，例如 N32。

运动粘度没有明确的物理意义。

(3) 相对粘度 它是采用特定粘度计，在规定条件下测定的。我国采用的相对粘度为恩氏粘度。它是将 200cm³ 的被测油液装入底部有 Ø2.8mm 小孔的恩氏粘度计容器中，在某一温度 $t^\circ\text{C}$ 时，测定其在自重作用下流尽所需的时间 t_1 ，与同体积的蒸馏水在 20℃ 时流过同一小孔所需的时间 t_2 ($t_2=50\sim52$ 秒) 的比值，便是该油液在 $t^\circ\text{C}$ 时的恩氏粘度。恩氏粘度用符号 $^\circ E$ 表示，则

$$^\circ E_t = \frac{t_1}{t_2} \tag{1-10}$$

恩氏粘度是一个无量纲的纯数，没有明确的物理意义。它与运动粘度之间的换算关系

$$\nu = (7.31^\circ E - \frac{6.31}{^\circ E}) \times 10^{-6} (\text{m}^2/\text{s}) \tag{1-11}$$

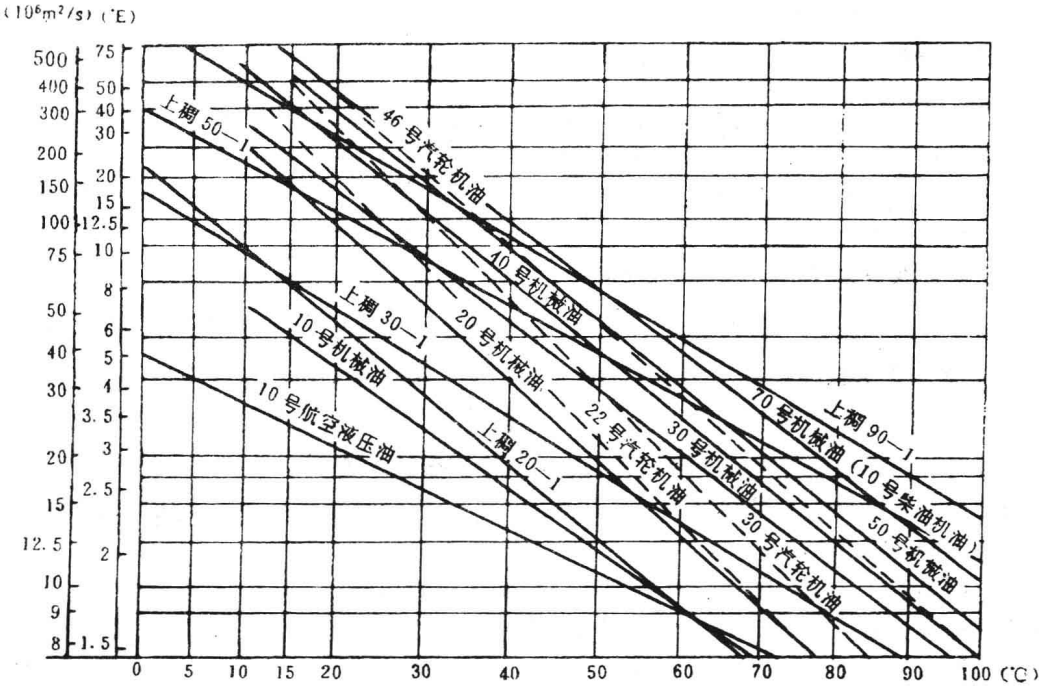


图 1-2 部分国产油的粘温图

国际上有些国家还常用国际赛氏秒 (SSU) 和商用雷氏秒 (°R) 等作为相对粘度单位，以

专用粘度计测量。

(4) 粘度与温度的关系 温度的变化对粘度的影响很大,当温度升高时油液的粘度显著地降低。这是由于温度的增加使液体分子的内聚力减小之故。温度对粘度影响的表达式,在一定温度范围(20~80℃)内可使用下列经验公式

$$\mu_t = \mu_0 e^{-\lambda(t-t_0)} \quad (1-12)$$

式中 μ_t ——油液在温度 $t^\circ\text{C}$ 时的动力粘度;

μ_0 ——油液在温度 $t_0^\circ\text{C}$ 时的动力粘度;

λ ——油液的粘温系数,对一般液压油可取 $\lambda=0.018\sim0.036$ (1/℃)。

温度为 $t^\circ\text{C}$ 时的粘度,也可直接从有关图表中查取。如图 1-2 所示,为部分国产油的粘温图。

如果油液粘度随温度变化较大,系统的性能随温度变化产生很大波动,则说明这种油液的粘温特性较差。

(5) 粘度与压力的关系 当压力增大时,液体分子间距离变小,内聚力增大,粘度增大,但压力在 $50\times10^5\text{Pa}$ 以下时,粘度所增甚微。

(6) 调合油的粘度 当两种不同粘度的油液调合后,其粘度可按下面经验公式计算。

$$^{\circ}E = \frac{a^{\circ}E_1 + b^{\circ}E_2 - c(^{\circ}E_1 - ^{\circ}E_2)}{100} \quad (1-13)$$

式中 $^{\circ}E$ ——调合油的恩氏粘度;

$^{\circ}E_1, ^{\circ}E_2$ ——参加调合的两种油的恩氏粘度 ($^{\circ}E_1 > ^{\circ}E_2$);

a, b ——分别为粘度 $^{\circ}E_1$ 和 $^{\circ}E_2$ 两种油液的体积百分数 ($a+b=100$);

C ——经验系数,见表 1-1。

可根据此式配制所需粘度的油液。

表 1-1 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

二、液压系统对工作介质的一般要求

在液压传动设备中,液压油既是传动介质,又兼作润滑油,因此对它有较高的要求。

(1) 粘度合适且随温度变化小 如果粘度过高,液体流动时的摩擦损失就大,流过管路的压力损失也大。对于吸油管路来说,压力损失过大会造成泵吸油困难,所以选用的油液粘度不能过高,但也不能过低。如果粘度过低,会导致泵的内泄漏增加,使泵的容积效率降低,还可能造成执行元件的运动速度达不到规定要求;也可能使液压系统的最高压力下降,从而使承载能力降低。

合适的粘度,应使由液体内摩擦力和内泄漏造成的功率损失之和尽可能的小,从而使系统获得较高的效率。但实际上,由于粘度随实际温度的变化而变化,所以合适的粘度也只能是使总的功率损失相对较小。粘度是否合适,还应考虑系统中对粘度最敏感元件的要求。在液压系统中,对粘度最敏感的元件一般是液压泵。

由于液压设备所处的地域不同、季节不同、场合不同,环境温度有着较大的差异。所以,油液的粘度随温度变化要小,即粘温特性好。

(2) 良好的润滑性 液压油在系统中不仅用于传递能量,而且还对摩擦表面起润滑作用。

因此,液压油在工作温度、工作压力变化范围内,应具有较高的油膜强度,即耐磨性好,以免发生干摩擦。

(3) 化学稳定性 液压设备在工作中,油液与空气接触是不可避免的,而空气中的氧气会令油液氧化变质,特别是在高温 高压下氧化速度更快。氧化使油液的酸值增加,并生成沉淀物。酸值增加不利于防腐;生成沉淀物容易堵塞滤油器、加快泵与马达的磨损、影响阀的正常工作。

另一方面,当油液在经过泵、马达、阀等元件的缝隙或小孔时,要经受到剧烈的剪切作用。如果油液的化学稳定性差,这种剪切作用会引起粘度降低。而当粘度下降到一定限度后,就不能再继续使用,油液的使用时间变短。所以要求油液化学稳定性要好,抗热、抗水解、抗氧化、抗剪切,长期使用而不变质。

(4) 抗乳化性 混入油中的水在泵、阀等元件的剧烈搅动下,易形成油水乳化液,含有脏物的乳化液会降低油液的润滑性,增加油液的酸值,使防腐性能下降。所以希望油液有较好地与油中水份分离的能力,这种能力称为抗乳化性。

(5) 抗泡沫性 存在于油液中的游离气体是有害的。它使油液的刚度降低影响运动的平稳性,还会产生空穴现象导致噪声和振动。所以希望油液释放游离气体的性能要好,即称之为抗泡沫性好。

(6) 清洁性 油液中所含的杂质危害很大。轻者使元件寿命降低,重者使系统出现故障。故要求油液的清洁度要符合系统对清洁度的要求,即污染度在系统的允许范围以内。

(7) 良好的低温和高温性能 在低温场合,希望流动性好,故要求凝固点要低;高温场合,为了安全防火,要求燃点和闪点要高。

此外,还希望工作介质体弹模量大、介电性好、相容性好、防腐、防锈、无毒、廉价。

三、工作介质的种类

1. 工作介质的分类

液压系统用的工作介质(包括液压油、液压液及代用液压油)。目前分为以下三类。

(1) 石油型 包括普通液压油(YA)、液压导轨油、抗磨液压油(YB)、低温液压油(YC)、高粘度指数液压油(YD)、机械油(代用)、汽轮机油(代用)及其它专用液压油。

(2) 乳化型 包括水包油乳化液(YRA)和油包水乳化液(YRB)两种液压液。

(3) 合成型 包括水—乙二醇液(YRC)、磷酸脂液(YRD)等合成液压液。

2. 常用工作介质的主要性能

(1) 机械油(代用) 机械油由浅度精制的润滑油馏分,添加适量的抗凝剂(有的还添加抗氧化剂和抗泡剂)制成。可作液压系统的代用油。但在使用中表现出稳定性差、起泡和寿命短等缺点。可用于环境温度为 $0\sim 40^{\circ}\text{C}$,工作压力低于 7MPa 的条件下。其牌号有N15、N22、N32、N46、N68、N100和N150七个牌号。

(2) 普通液压油(YA) 普通液压油是采用深度精制的润滑油馏分作基础油,加入抗氧、防腐、抗磨、抗泡、防锈等多种添加剂调合而成。使用性能好、寿命长,适用于中低压液压系统。其牌号有:YA—N32、YA—N46、YA—N68、YA—N32G、YA—N68G等。

(3) 抗磨液压油(YB) 抗磨液压油是在普通液压油的基础上加入抗磨性能很好的添加剂而制得的。该油液要通过抗磨试验,所以抗磨性能好。适用于中高压系统。其牌号有YB—N32、YB—N46、YB—N68、YB—N100、YB—N150、YB—N46K等。

(4) 其它石油型液压油 低温液压油 (YC) 是有良好的低温性能和良好的粘温特性的深度精制矿物油, 是液压油中性能较高的产品。可在 $-20\sim 40^{\circ}\text{C}$ 的高压条件下稳定工作。

高粘度指数油 (YD) 是粘温性能比低温液压油还好的矿物油。

专用液压油是专项用途使用的油。例如, 舵机液压油、航空液压油、减振液压油、汽车制动油等。专用液压油的特点粘温性能好, 凝点低, 更加适用于特定的专门场合。

(5) 乳化型液压油 乳化型液压油有两种。一种是水包油液压油 (YRA) 其含有 $90\sim 95\%$ 的水, 其它成份为矿物油、乳化剂和多种添加剂, 共同配制而成。其中的油以极微小液滴悬浮分散在水中, 由于乳化剂的作用, 油和水呈稳定分散的两相混合状, 使液体的外观呈乳状。具有冷却、不燃和一定的润滑防腐能力。用于用量大、低压、要求不燃的场合。

另一种是油包水液压油 (YRB)。约含 60% 的油, 其它为水、乳化剂和多种添加剂。是一种外相是油, 内相是水的白色乳化液。具有抗燃、防腐、冷却和润滑作用。其防腐性和润滑性均优于水包油类型。但其价格亦高于水包油类型。用于要求润滑性较好的低压、难燃场合。以上两种类型均因含水, 所以使用温度不能过高。

(6) 合成型液压油 合成型液压油是一种合成液体。其类型较多。常用的有, 水—乙二醇液压油 (YRC) 和磷酸酯液压油 (YRD)。水—乙二醇液压油中约含 $35\sim 55\%$ 的水, 其余为乙二醇和各种添加剂。具有抗燃、耐低温、粘温特性好的特点, 可用于高压要求不燃的场合。但其价格高, 一般油漆在其作用下会变软脱落。

磷酸酯是一种具有很多优良性能的合成液体。具有燃点、挥发性低、抗氧化、润滑性好、对大多数金属不腐蚀等优点。使用范围宽, 低温可至 -54°C , 高温可达 135°C 。可用于临近高温热源的高压系统中。但磷酸酯能溶解许多非金属材料, 因而在选择密封材料及涂料方面便受到限制, 且成本高。

四、工作介质的选用

正确选用工作介质, 对液压系统适应环境、保证工作性能、延长系统和元件的寿命、提高设备运行可靠性、防止事故发生等方面都有重要影响。对各类液压系统来说, 可根据以下三方面来选用工作介质。

(1) 液压系统的工作环境 环境温度的高低、是否要求工作介质具有抗燃性, 噪声要求及粉尘情况等。

(2) 液压系统的工作条件 系统使用的压力范围、执行机构的运动速度, 工作温度的界线等。

(3) 重要元件对工作介质的要求 系统中的重要元件, 如液压泵、伺服阀和比例阀等对工作介质的要求。

选用工作介质, 就是选择工作介质的品种和粘度。品种的选择原则是选性能尽可能满足系统要求的工作介质。如当环境温度低于 -15°C 时, 可选用低温液压油; 当系统附近有明火时, 可选用具有抗燃性的乳化型或合成型液压油。粘度既影响系统的泄漏, 又影响功率损失, 因此当系统的压力较高、环境温度较高、工作部件的运动速度较慢时, 宜选用粘度较高的工作介质; 反之, 宜选用粘度较低的工作介质。当几个品种的工作介质都能满足系统要求时, 应选用价格便宜的。