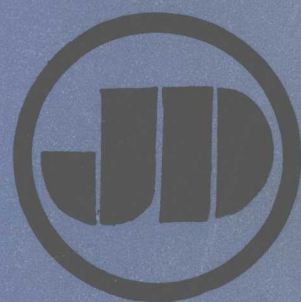


中等专业学校试用教材

液 压 传 动

南京机械专科学校 俞启荣 主编

ZHONGDENG
ZHUANYE
XUEXIAO
JIAOCAI



机械工业出版社

中等专业学校试用教材

液 压 传 动

南京机械专科学校 俞启荣 主编



机械工业出版社

本书是根据机械电子工业部1986年制订的中等专业学校机械制造专业“液压传动”教学大纲编写的。本书内容丰富，体系完整，应用性强，理论与实际联系紧密，是本课程教学经验的总结。全书共十二章：液压传动概论；液压流体力学基础；液压泵与液压马达；液压缸；液压控制阀；液压基本回路；液压传动典型系统；液压系统设计与计算；液压伺服系统等。本书为中专机制专业教材，也可作为职工大学、成人高校教学用书，工厂有关工程技术人员也可参考。

液 压 传 动

南京机械专科学校 俞启荣 主编

责任编辑：孙祥根 责任校对：刘志文
封面设计：郭景云 版式设计：罗文莉
责任印制：尹德伦

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）

北京市房山区印刷厂印刷

新华书店北京发行所发行·新华书店经售

开本 $787 \times 1092^{1/16}$ ·印张 $15^{1/2}$ ·字数378千字

1990年5月北京第一版·1991年4月北京第二次印刷

印数 32,001—67,600·定价：3.75元

ISBN 7-111-01989-X/TH·333(课)

前 言

本教材是根据机械电子工业部中等专业学校机械制造专业教材编审委员会“液压传动”课程组于1987年制定的教学大纲编写的。

本书在内容的选材和处理上，力求理论联系实际，学以致用。在编写过程中，注意了液压系统共性问题的概括，尽力讲清基本概念、基本理论，着眼于提高读者选用液压元件和分析、设计液压系统的能力。为了便于读者加深理解和巩固所学内容，每章后面附有一定数量的习题。

全书共分十二章，主要内容是：一至六章介绍液压传动系统的工作原理、组成，有关流体力学的基本规律，液压泵、液压缸及各种控制阀的结构、类型和性能参数。七至九章介绍基本回路、典型液压系统及液压系统的设计与计算。十至十二章介绍了液压伺服系统、静压技术和液压系统的使用与维护等方面的基本知识。

本书由俞启荣主编。参加编写的同志有南京机械专科学校俞启荣（编写第一、二、三、五、七、八章）；山东省机械工业学校李芝（编写第四、六、十二章）；咸阳机器制造学校李善术（编写第九、十、十一章），张一雄同志负责有关章节图稿的绘制工作。

湘潭机电专科学校丁树模副教授为本书主审。本书于1988年8月在青岛审稿会议上进行了集体审阅和修改，参加审稿会的有丁树模、宋永祥、刘荫青、牛火石、林钧仪、徐永生、叶家农、陈晓英、于兴华等十七位同志。

本书在编写过程中，曾得到有关工厂、兄弟学校等单位的大力支持和帮助，有些同志曾对本书提出了不少宝贵意见，编者在此一并表示感谢。

由于编者水平有限，书中难免存在错误和不妥之处，希广大读者批评指正。

编者
1989年3月

目 录

第一章 概论	1
§ 1-1 液压传动的工作原理及组成	1
一、液压传动系统实例	1
二、液压传动系统的图形符号	2
三、液压传动系统的组成	5
§ 1-2 液压传动的优缺点	5
一、液压传动的优点	5
二、液压传动的缺点	5
§ 1-3 液压传动的应用和发展	6
习题	7
第二章 液压传动流体力学基础	8
§ 2-1 液体的主要物理性质	8
一、液体的粘性	8
二、液体的可压缩性	11
三、液压油的选用	12
四、高水基液液压	13
五、液压油的污染与控制	14
§ 2-2 液体静力学基础	14
一、液体的静压力及其特性	14
二、液体静力学的基本方程式及其 物理意义	15
三、压力的传递	17
四、绝对压力、相对压力、真空度	18
五、液体作用于容器壁面上的力	19
§ 2-3 液体动力学方程	20
一、基本概念	20
二、连续性方程	21
三、伯努利方程	21
四、动量方程	23
§ 2-4 管路内压力损失计算	24
一、层流、紊流、雷诺数	24
二、沿程压力损失	25
三、局部压力损失	27
四、管路系统的总压力损失	28
§ 2-5 液体流经小孔及间隙的流量	28
一、液体流经小孔的流量	29
二、液体流经间隙的流量	30

§ 2-6 液压冲击及空穴现象	33
一、液压冲击	33
二、空穴(气穴)现象	35
习题	35
第三章 液压泵和液压马达	38
§ 3-1 液压泵概述	38
一、液压泵的工作原理	38
二、液压泵的压力和流量	38
三、液压泵的功率和效率	39
§ 3-2 齿轮泵	40
一、齿轮泵的工作原理和结构	40
二、齿轮泵的困油问题	42
三、齿轮泵的径向力	43
四、齿轮泵的输油量计算	43
五、高压齿轮泵的特点	44
六、内啮合齿轮泵	45
§ 3-3 叶片泵	46
一、定量叶片泵	46
二、双联叶片泵和双级叶片泵	50
三、高压叶片泵的特点	50
四、变量叶片泵	52
§ 3-4 柱塞泵	54
一、径向柱塞泵	54
二、轴向柱塞泵	55
§ 3-5 液压泵的选用	60
§ 3-6 液压马达	61
一、液压马达的主要性能参数	61
二、轴向柱塞式液压马达	61
三、叶片式液压马达	63
习题	63
第四章 液压缸	65
§ 4-1 液压缸的类型及其特点	65
一、活塞式液压缸	65
二、柱塞式液压缸	69
三、摆动式液压缸	70
四、其它液压缸	71
§ 4-2 液压缸主要尺寸的确定	74

一、液压缸工作压力的确定	74	§ 6-4 压力表及压力表开关	120
二、液压缸尺寸的确定	75	一、压力表	120
§ 4-3 液压缸的结构设计	77	二、压力表开关	121
一、液压缸的密封	77	§ 6-5 油箱	122
二、活塞与活塞杆的连接	79	一、油箱容量的确定	122
三、液压缸端部与端盖的连接	80	二、油箱的结构设计	122
四、液压缸的缓冲	80	三、冷却器和加热器	123
五、液压缸的排气	81	习题	124
习题	82	第七章 液压基本回路	125
第五章 液压控制阀	83	§ 7-1 压力控制回路	125
§ 5-1 方向控制阀	83	一、调压回路	125
一、单向阀	83	二、减压回路	126
二、换向阀	84	三、卸荷回路	127
§ 5-2 压力控制阀	91	四、增压回路	128
一、溢流阀	91	五、平衡回路	129
二、减压阀	96	§ 7-2 速度控制回路	130
三、顺序阀	97	一、调速回路	130
四、压力继电器	99	二、快速运动回路	140
§ 5-3 流量控制阀	100	三、速度切换回路	141
一、流量控制阀的特性	100	§ 7-3 方向控制回路	144
二、节流阀和调速阀	103	一、换向回路	144
§ 5-4 电液比例控制阀	106	二、锁紧回路	146
一、电液比例溢流阀	106	§ 7-4 多缸动作回路	146
二、电液比例调速阀	107	一、顺序动作回路	146
§ 5-5 插装式锥阀	109	二、同步回路	148
一、插装式锥阀的基本结构和工作原理	109	三、互锁回路	151
二、插装式方向控制阀	109	四、多缸快慢速互不干涉回路	151
三、插装式压力控制阀	111	习题	153
四、插装式流量控制阀	111	第八章 典型液压传动系统	155
习题	112	§ 8-1 组合机床动力滑台的液压系统	155
第六章 辅助装置	113	一、概述	155
§ 6-1 油管及管接头	113	二、YT4543型动力滑台液压系统	155
一、油管	113	三、YT4543型动力滑台液压系统的 特点	158
二、管接头	114	§ 8-2 外圆磨床液压系统	159
§ 6-2 滤油器	115	一、概述	159
一、滤油器的功用	115	二、M1432B型万能外圆磨床液压系统	160
二、滤油器的性能	115	三、M1432B型万能外圆磨床液压系统 的特点	166
三、滤油器的类型及其选用	116	§ 8-3 YA32—200型四柱万能液压机 液压系统	167
四、滤油器的安装位置	118	一、概述	167
§ 6-3 蓄能器	119	二、YA32—200型四柱万能液压机液压	
一、蓄能器的结构类型	119		
二、蓄能器的功用	120		
三、蓄能器的安装及使用	120		

系统	168	加工精度的影响	204
三、液压机液压系统的特点	170	二、液压伺服系统的稳定性	205
§ 8-4 SZ—250A型塑料注射成型机液压系统	170	§ 10-4 液压伺服系统实例	207
一、概述	170	一、汽车转向液压助力器	207
二、SZ—250A型塑料注射成型机液压系统	170	二、电液脉冲马达	208
三、注塑机液压系统的特点	174	§ 10-5 电液伺服阀及其应用	209
习题	174	一、电液伺服阀的工作原理	209
第九章 液压系统的设计与计算	175	二、机械手液压伺服系统	210
§ 9-1 明确设计要求, 进行工况分析	175	习题	211
一、明确设计要求	175	第十一章 静压支承原理	212
二、工况分析	175	§ 11-1 概述	212
§ 9-2 拟定液压系统原理图	179	§ 11-2 液体静压轴承	212
§ 9-3 计算和选择液压元件	179	一、静压轴承的承载原理	212
一、液压泵的工作压力及流量计算	179	二、静压轴承的分类及节流器结构	214
二、液压控制阀的选择	180	三、静压轴承的刚度分析	218
三、辅助元件的选择	180	§ 11-3 液体静压导轨	220
§ 9-4 液压系统主要性能的验算	181	一、静压导轨的工作原理	220
一、压力损失计算	181	二、静压导轨的节流器形式	221
二、液压泵的工作压力计算	182	§ 11-4 液体静压丝杠螺母机构	222
三、液压系统的效率	183	§ 11-5 静压支承供油系统	223
四、液压系统发热温升校核	184	习题	224
§ 9-5 绘制工作图和编写技术文件	185	第十二章 液压系统的使用与维护	225
一、绘制工作图	185	§ 12-1 液压系统的安装与清洗	225
二、液压装置的总体结构	186	一、液压系统的安装	225
三、编写技术文件	187	二、液压系统的清洗	226
§ 9-6 液压系统设计计算举例	187	§ 12-2 液压系统的调试	226
一、工况分析	188	一、空载试车	227
二、拟定液压系统原理图	190	二、负载试车	228
三、液压元件的选择	191	§ 12-3 液压系统的保养	228
四、验算液压系统主要技术性能	193	一、液压系统使用注意事项	228
五、集成块式液压系统图绘制要点	196	二、液压设备的维护保养	228
习题	198	§ 12-4 液压系统的故障分析和排除方法	229
第十章 液压伺服系统	199	一、油液污染造成的故障及其排除方法	229
§ 10-1 液压仿形刀架的工作原理	199	二、液压系统常见故障产生原因及排除方法	230
§ 10-2 液压伺服系统的基本类型	201	附录	233
一、滑阀式液压伺服系统	201	一、常用单位换算表	233
二、转阀式液压伺服系统	202	二、液压系统常用图形符号(GB786—76摘录)	234
三、喷管式液压伺服系统	203	三、控制阀型号说明	240
四、喷嘴挡板式液压伺服系统	204	参考文献	242
§ 10-3 液压伺服系统的工作特性	204		
一、液压伺服系统的静态误差及其对			

第一章 概 论

液压传动和机械传动相比具有许多优点，所以在机械工程中，液压传动是被广泛采用的传动方式之一。

液压传动是以液体作为工作介质，利用液体的压力能来进行能量传递的。它通过能量转换装置(液压泵)，将原动机(如电动机)输入的机械能转换为液体的压力能，通过密封管道、控制元件等，经另一个能量转换装置(液压缸或液压马达)，将液体的压力能又转换为机械能输出，通过执行机构以驱动负载和实现执行机构所需要的运动——直线运动或回转运动。

下面通过具体实例来叙述液压传动的工作原理和系统的组成，并简要介绍液压传动的优缺点及其应用。

§1-1 液压传动的工作原理及组成

一、液压传动系统实例

(一) 液压千斤顶

图1-1为液压千斤顶的工作原理图，图中缸体1、活塞2、单向阀3、4和杠杆机构等组成手动液压泵；缸体5、活塞6组成升举液压缸；7为截止阀，8为油箱。上述液压缸和活塞的配合，假设活塞能在缸体内滑动，但液体不会通过配合处产生泄漏。当杠杆上提时，活塞2上移，活塞2和缸体1之间形成的密封腔A的容积增大，腔内压力下降，形成局部真空，这时单向阀4关闭，单向阀3被打开，于是缸1 A腔从油箱8中吸油。当杠杆下压时，活塞2下降，缸1和活塞2形成的密封腔A的容积减小，压力升高，这时由于单向阀3关闭，防止了油液向油箱倒流，而单向阀4则被打开，A腔的油液即被压向液压缸5和活塞6形成的密封腔B，于是驱动活塞6使重物W的位置升高。当再次向上提升活塞2时，缸1 A腔又经单向阀3从油箱中吸油；活塞2下降时，油腔A的油液再次经单向阀4向液压缸5下端的密封腔B供油，活塞6又升高一段距离。如此反复使小活塞2作上、下运动，大活塞6便作间断的上升运动，将重物W的位置不断升高。截止阀7在千斤顶工作时是关闭的，如果打开阀7，则B腔油液即和油箱连通，活塞6可以在外力和自重的作用下实现回程，所以阀7实际上是一个控制活塞6运动方向的控制阀。以上是液压千斤顶的工作过程。

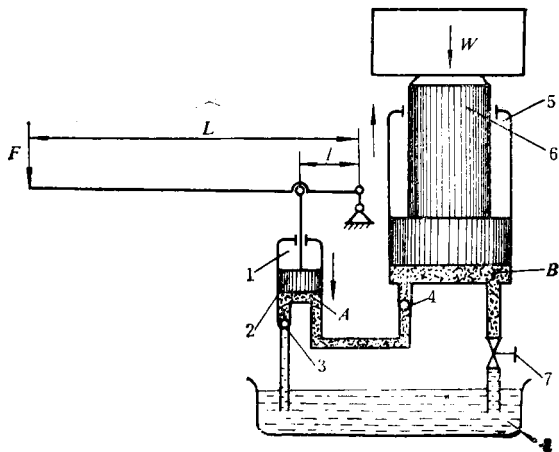


图1-1 液压千斤顶工作原理图

反复使小活塞2作上、下运动，大活塞6便作间断的上升运动，将重物W的位置不断升高。截止阀7在千斤顶工作时是关闭的，如果打开阀7，则B腔油液即和油箱连通，活塞6可以在外力和自重的作用下实现回程，所以阀7实际上是一个控制活塞6运动方向的控制阀。以上是液压千斤顶的工作过程。

(二) 简单机床的液压传动系统

机械设备中的液压传动比较复杂,图 1-2 为一个简化了的机床液压传动系统的工作原理图。液压缸 8 固定不动,活塞 9 连同活塞杆带动工作台 10 作向右或向左的往复运动。当电动机(图中未示出)驱动液压泵 3 作图示箭头方向的旋转运动时,液压泵从油箱 1 吸油,并把具有压力能的油液不断地输入管路,油液通过节流阀 6 至换向阀 7 时,由于换向阀两端电磁铁均不通电而处于中间位置(图 1-2a),管路 P 、 A 、 B 、 T 均不相通,即液压缸左、右腔不通压力油,工作台停止运动。若换向阀 7 左端电磁铁的线圈通电,衔铁被吸合,将阀芯推至右侧,使阀芯处于图 1-2b 位置,这时管路 P 和 A 通, B 和 T 通,压力油经管路 P 流入换向阀 7,再经管路 A 流入液压缸 8 的左腔;液压缸 8 右腔的油液经管路 B 进入换向阀 7,再经回油管路 T 流回油箱 1。由于缸体 8 固定,活塞 9 在液压力的推动下,通过活塞杆带动工作台 10 向右运动。当工作台上挡铁 11 和行程开关 12 相碰时,阀 7 右侧线圈通电,衔铁被吸合,于是换向阀阀芯被推至左侧,如图 1-2c 所示。这时压力油经管路 P 流入换向阀 7,然后经管路 B 流入液压缸 8 的右腔;液压缸左腔的油液经管路 A 和回油管路 T 流回油箱,于是工作台向左运动。由于工作台挡铁在每个行程终了时和行程开关的相碰,通过电磁铁,使换向阀 7 的阀芯左、右移动,也就不断改变了压力油的通路,使活塞运动方向不断改变,实现了工作台所需要的自动往复运动。

同时根据生产的需要,工作台的运动速度应该可以调节,图中的节流阀 6 就是为了满足这一要求而设置的。在工作时,利用改变节流阀的开口量的大小,来调节通过节流阀的流量,从而控制工作台的运动速度。工作台在运动时,还要克服阻力,如切削力和摩擦阻力等。这些阻力由液压泵输出油液的压力能来克服。根据系统所承受的负载不同,液压泵输出油液的压力应该能够调节;另外由于工作台速度要改变,通常使泵排出的油液要多于液压缸所需要的油液,因此,必须使泵排出的多余的油液能排回油箱。这些功能,由图 1-2 中所设置的溢流阀 5 来完成。图中 2 为滤油器,起防止污物进入液压系统的作用;4 为压力表,用于测定系统的压力。

通过上面对液压系统实例的分析,对液压传动的基本工作原理可以有一个初步的了解。

二、液压传动系统的图形符号

上述实例所示的液压系统图,其中各个元件的图形,基本上表示了它的结构原理,故称为结构原理图,这种原理图直观性强,易于理解,但图形比较复杂,特别当系统元件较多时,绘制比较麻烦,为了简化原理图的绘制,系统图中的元件可采用图形符号来表示,这些图形符号只表示元件的职能,不表示元件的结构和参数。我国于 1976 年制订的液压元件图形符号(GB786—76)就是属于职能符号。一般液压系统原理图都应按照上述标准中规定的图形符号来绘制,当无法用图形符号表示,或者有必要特别说明某一元件的结构及动作原理时,也允许局部采用结构原理图来表示。主要液压元件的图形符号见附录。

下面将图 1-2 中出现的液压元件的图形符号作一简单介绍:

(一) 液压泵的图形符号

液压泵的种类较多,结构也较复杂,绘制液压系统图时,若用结构原理图来表示比较困难,而且也没有必要。在标准中的定量液压泵的图形符号采用内接实心三角形—尖顶的圆来表示,如图 1-3a 所示。图中实心三角形的尖顶向外(尖顶向内的表示液压马达),它表示液流的方向。

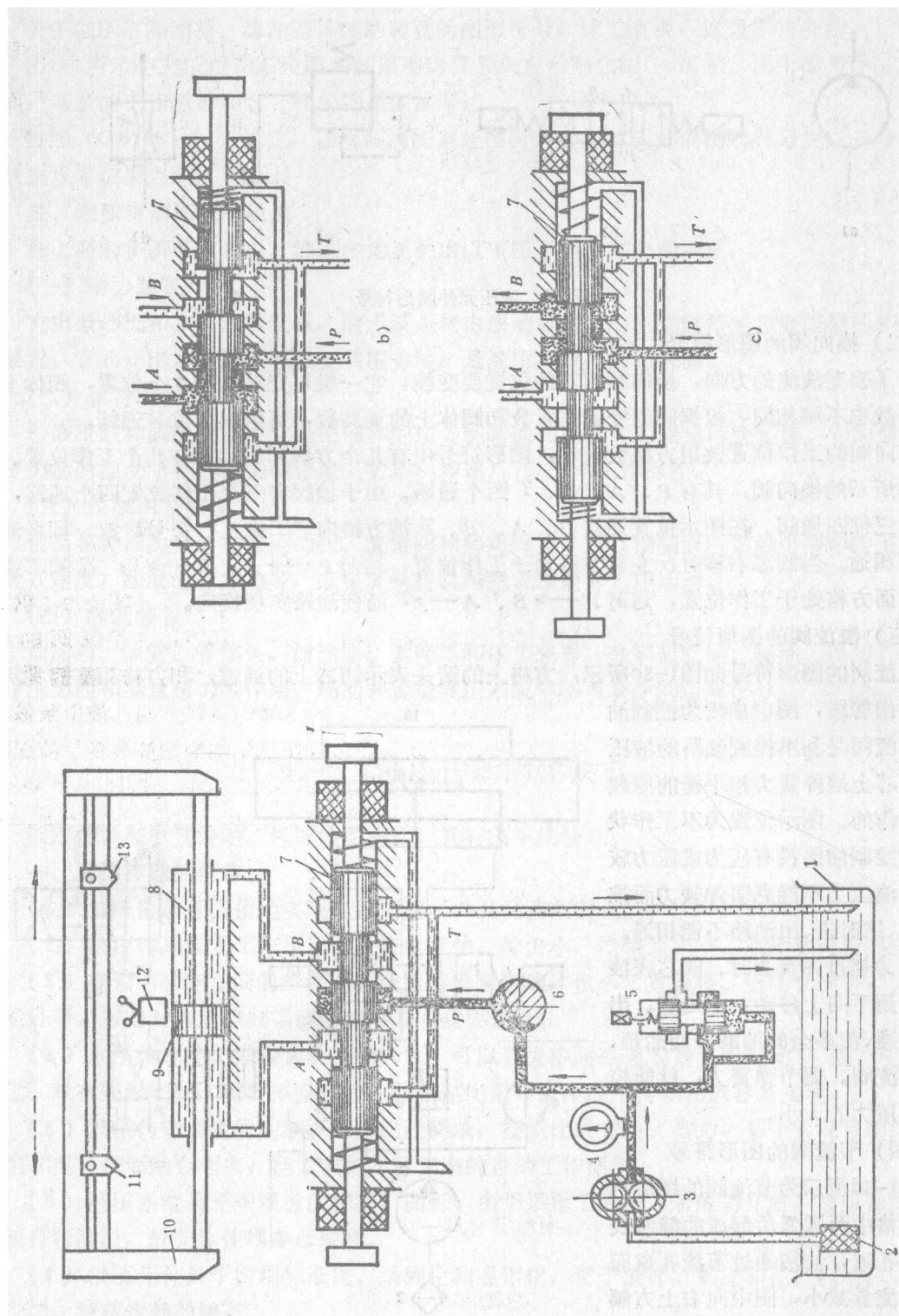


图 1-2 简单机床的液压传动系统图

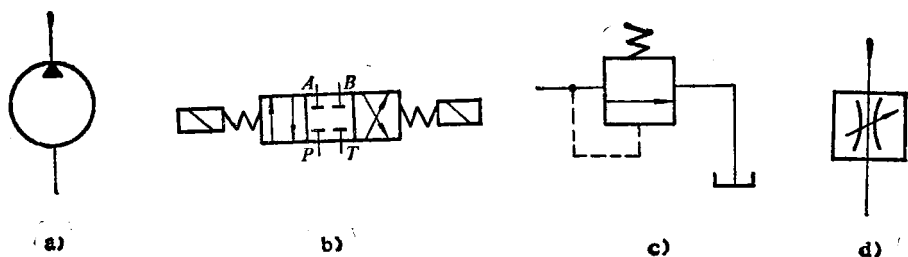


图1-3 液压元件图形符号

(二) 换向阀的图形符号

为了改变液流的方向，换向阀阀芯的位置要变换，它一般可变动 2~3 个位置，阀体上的通路数也不尽相同，根据阀的变动位置数和阀体上的通路数，可组成 $\times$ 位 $\times$ 通阀。

换向阀的工作位置数用方格数表示，图形符号中有几个方格即表示阀有几个工作位置。图1-3b所示的换向阀，具有 P、A、B、T 四个通路。由于该阀有三个工作位置四个通路，故称为三位四通阀。在图示位置通路 P、A、B、T 被方格内“T或⊥”符号堵截，即各油路互不相通。当阀芯右移时，左面方格处于工作位置，这时 $P \rightarrow A$ ， $B \rightarrow T$ ；若阀芯左移，右面方格处于工作位置，这时 $P \rightarrow B$ ， $A \rightarrow T$ 而使油路实现换向。

(三) 溢流阀的图形符号

溢流阀的图形符号如图1-3c所示，方格上的箭头表示阀芯上的通道，和方格相连的实线为进、出管路，图中虚线为控制油路，溢流阀是利用控制油路的液压力与阀芯上端弹簧力相平衡的原理进行工作的。图示位置为不工作状态，即控制油路没有压力或压力较低时，液压力不能克服弹簧力而推动阀芯，这时进、出油路不能相通。当液压力超过弹簧力时，阀芯在液压力作用下向上移动，于是进、出管路接通，使多余的油液溢回油箱，故称溢流阀。调节弹簧力，就能控制系统压力的大小。

(四) 节流阀的图形符号

图1-3d所示为节流阀的图形符号。方格中两圆弧所形成的缝隙表示节流孔道，油液通过节流孔道而使通过流量减小，图中向右上方倾斜的箭头表示节流孔大、小可以改变，即表示通过该阀的流量是可以调节的。

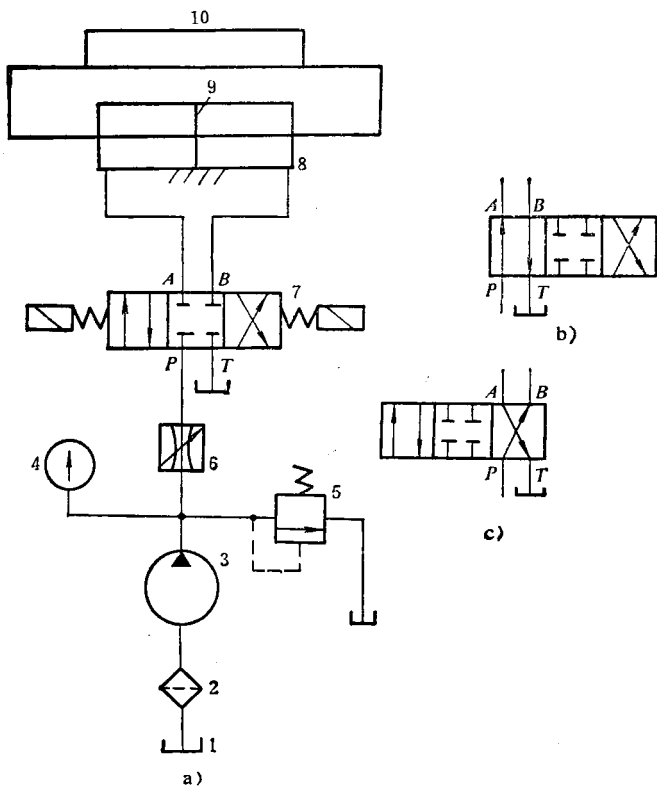


图1-4 液压传动系统图（用图形符号绘制）

关于液压缸和油箱、滤油器等辅助装置的图形符号，比较直观，这里不再介绍。

图1-2所示的液压传动系统图，如用图形符号来表示则如图1-4所示，图中编号和图1-2相同，系统的工作原理和各元件的作用同前所述。

按照（GB786—76）规定，在绘制液压系统图时，各液压元件的图形符号应以元件的静止状态或零位来表示。

三、液压传动系统的组成

从上面的实例可以看出，液压传动系统由以下四个主要部分所组成：

（一）动力装置

它由原动机和液压泵等组成，液压泵是将由原动机输入的机械能转变为液压能的能量转换装置，它的作用是向液压系统提供压力油，是液压系统的动力来源。

（二）执行机构

即液压缸和液压马达。它是把液体的压力能转换为机械能的能量转换装置。它的作用是在压力油的推动下，输出力和速度（力矩和转速），以驱动工作部件。

（三）控制调节装置

包括各种阀类元件，如压力阀、流量阀和换向阀等，用以控制液压系统中液体的压力、流量（速度）和液流的方向等，以保证执行机构完成预期的工作运动。

（四）辅助装置

如油箱、油管、管接头、滤油器、蓄能器和压力表等，分别起贮油、输油、连接、过滤、贮存压力能和测量压力等作用。辅助装置是液压系统中不可缺少的组成部分。

§1-2 液压传动的优缺点

液压传动与电气传动、机械传动相比，具有以下优缺点。

一、液压传动的优点

- （1）液压传动能方便地实现无级调速，并且调速范围大。
- （2）液压传动装置工作平稳，反应速度快，冲击小，能快速启动、制动和频繁换向。
- （3）在输出功率相同的条件下，液压传动装置的体积小、重量轻、运动惯性小、动态性能好等，这些对液压控制系统的发展具有重要意义。
- （4）液压传动能传递较大的力和转矩，可以省去中间减速装置直接带动负载，使传动简化。对有些压制件，需要很高压力才能压制出来，采用液压传动比较容易实现。
- （5）液压传动装置的控制、调节比较简单，操纵比较方便、省力，易于实现自动化。尤其当和电气控制结合起来，能方便地实现复杂的自动工作循环。
- （6）液压系统易于实现过载保护。同时，由于采用了油液作为传动介质，液压传动装置能自行润滑，故元件使用寿命较长。

（7）液压元件易于实现标准化、系列化和通用化，便于设计、制造和推广应用。

二、液压传动的缺点

（1）由于液体具有一定的可压缩性，管道会产生弹性变形，在元件的配合面处也不可避免地存在泄漏，因此液压传动无法保证严格的传动比。

（2）在液压传动中能量需要经过两次转换，总效率较低。油液在管路中流动会产生液

压损失，当管路长和流速大时，液压损失也增大，故液压传动不适宜于远距离传动。

(3) 当油温(对油的粘度有影响)和负载变化时，会影响液压系统中的泄漏量和液体的可压缩性，这将引起运动速度的不稳定。在低温和高温条件下，采用液压传动也存在一定困难。

(4) 液压传动系统出现故障时，由于检测困难，故障原因不易查找。

总的说来，液压传动的优点是主要的。某些缺点随着生产技术的发展，是可以逐步加以克服的，如果和其它传动方式相结合，采用电液、气液等联合传动时，更能充分发挥其优点，因此液压传动在现代化生产中有着广阔的发展前途。

§1-3 液压传动的应用和发展

液压传动相对机械传动来说，是一门新兴技术。虽然它的基本原理早就为人们所熟悉并应用于生产，但这样广泛地应用于工业、农业和国防等各个部门，还是近半个世纪的事。

在第二次世界大战期间，由于军事工业需要反应快、精度高的自动控制系统，如飞机、坦克、舰艇、雷达等各种战备武器的控制系统。于是，促使液压技术在自动控制方面得到了发展，因而出现了液压伺服系统。从60年代起，由于原子能、空间技术、大型船舰及电子技术的发展，不断对液压技术提出新的要求，使液压技术得到了进一步的发展。当前，液压技术不仅应用于国防工业，也广泛的应用于下列工业部门。

1. 机床工业 在机床传动中采用液压传动与控制的有：磨床、铣床、刨床、拉床、压力机等。当前，在高效率的自动和半自动车床、组合机床、数控机床等设备上，液压传动与控制已成为不可缺少的组成部分；

2. 工程机械 液压传动广泛应用于推土机、挖掘机、联合采煤机、隧道掘进机以及叉车等搬运机械；

3. 汽车工业 采用液压传动的有全液压越野车、液压自卸式汽车、消防用液压高空作业车等；

4. 农业方面 采用液压传动的有联合收割机的控制系统、拖拉机的悬挂装置等；

5. 轻纺工业 采用液压传动的有塑料注射机、橡胶硫化机、造纸机、印刷机等；

6. 冶金工业 采用液压传动的有电炉控制系统、轧钢机控制系统、带材跑偏机及恒张力装置等。

其它采用液压传动的设备还有：全液压挖泥船、船舶辅机(起货机、锚机、舵机)以及采油平台等。另外，近年来出现的海浪模拟装置、地震再现和高层建筑的防震装置、火箭助飞发射装置、以及各种驾驶模拟器(飞机、坦克、船舶)等也都采用液压传动。

随着工业生产的不断发展，各种新型机械设备的不断出现，将对液压技术提出新的要求。目前液压技术正向着高压、大功率、高效率、集成化、低能耗和低噪声的方向发展。减小元件重量和体积，提高元件寿命，研制新的传动介质，节省能源以及计算机在液压技术中的应用等，这些都是当前液压技术发展的重要动向。

解放前，我国经济落后，液压工业完全是空白。解放后，我国经济获得了迅速的发展，液压工业也和其它工业一样，发展很快。50年代就开始生产通用液压元件。当前，我国液压

工业已生产出许多新型的和自行设计的系列产品，如插装式锥阀、电液比例阀、电液伺服阀、电液脉冲马达以及其它新型液压元件等。但由于过去基础薄弱，所生产的液压元件，在品种和质量等方面和国外先进水平相比，还存在一定的差距。我国液压技术的现状，还满足不了国民经济发展的需要。但是随着我国四化建设的发展，可以预见，液压技术也将获得进一步的发展，它在各个工业部门中的应用，也将会越来越广泛。

习 题

- 1-1 何谓液压传动？试述液压千斤顶的工作原理。
- 1-2 液压传动由哪几部分组成？试说明各组成部分的作用。
- 1-3 绘制液压系统图时，为何要采用图形符号法？试画出几种主要液压元件的图形符号。
- 1-4 液压传动和机械传动、电气传动相比有哪些优、缺点？

第二章 液压传动流体力学基础

液体是液压传动的工作介质。因此,了解液体的某些物理、化学性质,研究静止液体的力学规律和作用在液体上的力与液体运动的关系,这对正确理解液压传动的基本原理是十分重要的。同时,这些内容也是液压系统的设计、计算和合理使用的理论基础。

本章除了简要地叙述液体的一般物理性质、液压油的选择和使用等内容外,将着重阐明液体的静压力特性、静力学基本方程式和动力学的几个重要方程式。

§2-1 液体的主要物理性质

一、液体的粘性

(一) 粘性的意义

液体在外力作用下流动时,液体分子间的内聚力会阻碍其分子产生相对运动,即分子间存在有摩擦力。这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。粘性是液体的重要物理特性,也是选择液压用油的依据。

液体流动时,由于液体和固体壁面间的附着力以及液体的粘性会使液体各液层间的速度大小不等。设在两个平行平板之间充满液体,两平行平板间的距离为 h ,如图2-1所示。当上平板以速度 u_0 相对于静止的下平板向右移动时,紧贴于上平板的极薄一层液体,在附着力的作用下随着上平板一起以 u_0 的速度向右移动;紧挨着下平板的极薄一层液体和下平板一起保持不动;而中间各层液体则从上到下按递减的速度向右移动,这是因为在相邻两薄层液体间存在有内摩擦力的缘故,该力对上层液体起阻滞作用,而对下层液体起拖曳作用。当两平板间的距离较小时,各液层间的速度按线性规律分布。

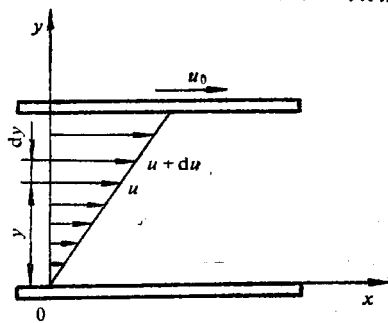


图2-1 液体粘性示意图

实验测定指出,液体流动时相邻液层间的内摩擦力 F 为液层间的接触面积 A 和液层间相对运动的速度 du 成正比,而与液层间的距离 dy 成反比。即

$$F = \mu A \frac{du}{dy} \quad (2-1)$$

若用单位面积上的摩擦力 τ (切应力) 来表示,则上式可以改写成

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

式中 μ ——比例系数。又称为粘性系数或粘度;

du/dy ——速度梯度。即相对运动速度对液层间距离的变化率,或称剪切率。

在静止液体中,由于速度梯度 $du/dy = 0$,故内摩擦力为零。因此液体在静止状态时不呈现粘性。上式称为牛顿液体内摩擦定律。

(二) 液体的粘度

液体粘性的大小用粘度来表示。液压传动中常用的粘度有动力粘度、运动粘度和相对粘度等。

1. 动力粘度 μ 式(2-2)中 μ 为由液体种类和温度决定的比例常数,它是表征液体粘性的内摩擦系数。如果用它来表示粘度的大小,就称为动力粘度,或称绝对粘度。它可由下式表示

$$\mu = \frac{\tau}{\frac{du}{dy}} \quad (2-3)$$

由此可知动力粘度 μ 的物理意义是:当速度梯度等于1时,接触液体液层间单位面积上的内摩擦力 τ ,即为动力粘度。

在SI制中,动力粘度 μ 的单位是 $\text{N} \cdot \text{s}/\text{m}^2$ (牛顿·秒/米²) 或用 $\text{Pa} \cdot \text{s}$ (帕·秒) 表示。

在CGS制中, μ 的单位为 $\text{dyn} \cdot \text{s}/\text{cm}^2$ (达因·秒/厘米²),又称为P(泊)。P的百分之一称为cP(厘泊)。其换算关系如下

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

2. 运动粘度 ν 动力粘度 μ 和液体密度 ρ 之比值 ν 称为运动粘度。即

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \quad (2-4)$$

运动粘度 ν 没有明确的物理意义。因为在其单位中只有长度和时间的量纲,所以称为运动粘度。它是液体压力的分析和计算中经常遇到的一个物理量。

在SI制中,运动粘度 ν 的单位是 m^2/s (米²/秒)。

在CGS制中,运动粘度 ν 的单位是 cm^2/s (厘米²/秒),通常称为St(沱或斯)。工程中常用cSt(厘沱)来表示, $1 \text{St}(\text{沱}) = 100 \text{cSt}(\text{厘沱})$, $1 \text{cSt}(\text{厘沱}) = 1 \text{mm}^2/\text{s}$ (毫米²/秒)。两种单位制的换算关系见下式

$$1 \text{m}^2/\text{s} = 10^4 \text{St} = 10^6 \text{cSt}$$

运动粘度 ν 并不是一个粘度的量,但工程中液体的粘度却常用它来标志。例如,液压油的牌号,就是这种油液在40℃时的运动粘度 ν (mm^2/s) 的平均值。如N32号液压油就是指这种液压油在40℃时的运动粘度 ν 的平均值为32 mm^2/s 。

3. 相对粘度 相对粘度又称条件粘度。它是采用特定的粘度计在规定的条件下测出来的液体粘度。根据测量条件的不同,各国采用的相对粘度的单位是不同的。如美国采用国际赛氏秒(SSU),英国采用商用雷氏秒(°R),我国和欧洲国家采用恩氏粘度(°E)。

恩氏粘度由恩氏粘度计测定,即将200 cm^3 的被测液体装入底部有 $\phi 2.8 \text{mm}$ 小孔的恩氏粘度计的容器中,在某一特定温度 $t^\circ\text{C}$ 时,测定液体在自重作用下流过小孔所需的时间 t_1 ,和同体积的蒸馏水在20℃时流过同一小孔所需的时间 t_2 ($t_2 = 50 \sim 52 \text{s}$) 之比值,便是该液体在 $t^\circ\text{C}$ 时的恩氏粘度。恩氏粘度用符号 $^\circ\text{E}_t$ 表示

$$^\circ\text{E}_t = \frac{t_1}{t_2} \quad (2-5)$$

工业上常用20℃、50℃、100℃作为测定恩氏粘度的标准温度,并分别以相应的符号 $^\circ\text{E}_{20}$ 、 $^\circ\text{E}_{50}$ 和 $^\circ\text{E}_{100}$ 表示之。

恩氏粘度和运动粘度的换算关系式为

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

4. 调合油的粘度 选择合适粘度的液压油，对液压系统的工作性能有着重要的作用。但有时产品的油液粘度不合乎要求，这时可把两种不同粘度的油液混合起来使用，称调合油。

调合油的粘度可用下面经验公式计算

$$^\circ\text{E} = \frac{a^\circ\text{E}_1 + b^\circ\text{E}_2 - c(^\circ\text{E}_1 - ^\circ\text{E}_2)}{100} \quad (2-7)$$

式中 $^\circ\text{E}_1$ 、 $^\circ\text{E}_2$ ——混合前两种油液的粘度，取 $^\circ\text{E}_1 > ^\circ\text{E}_2$ ；

$^\circ\text{E}$ ——混合后的调合油粘度；

a 、 b ——参与调合的两种油液各占的百分数（ $a + b = 100$ ）；

c ——实验系数（见表2-1）。

表2-1 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

（三）粘度与压力的关系

当液体所受的壓力增加时，其分子间的距离将减小，于是内聚力增大，粘度也随之增大。压力和粘度的关系为

$$\mu_p = \mu_0 e^{\alpha p} \approx \mu_0 (1 + \alpha p) \quad (2-8)$$

式中 p ——液体所受的壓力， $[p]$ 为Pa；

e ——自然对数的底；

μ_p ——壓力为 p 时液体的动力粘度， $[\mu_p]$ 为Pa·s；

μ_0 ——壓力为1大气压时液体的动力粘度， $[\mu_0]$ 为Pa·s；

α ——粘压系数。一般液压系统用的矿物油在低于 $50 \times 10^6 \text{Pa}$ 的壓力范围内时，可取
 $\alpha = (0.02 \sim 0.03) \times 10^{-6} \text{m}^2/\text{N}$ 。

在液压系统中，若使用的壓力不高，壓力对粘度的影响较小，一般可忽略不计。当壓力大于 $10 \times 10^6 \text{Pa}$ 或壓力变动较大时，则需要考虑壓力对粘度的影响。

（四）粘度和温度的关系

液压油的粘度对温度的变化很敏感。温度升高液体的粘度将显著降低，而液压油的粘度变化又直接影响液压系统的工作性能。因此希望油液的粘度随温度的变化越小越好。液压油粘度与温度之间的关系称为油液的粘温特性，液压油粘度与温度间的关系式可用下列经验公式来表示

$$\mu_t = \mu_0 e^{-\lambda(t-t_0)} \approx \mu_0 (1 - \lambda \Delta t) \quad (2-9)$$

式中 μ_t ——油液在温度 $t^\circ\text{C}$ 时的动力粘度， $[\mu_t]$ 为Pa·s；

μ_0 ——油液在温度 $t_0^\circ\text{C}$ 时的动力粘度， $[\mu_0]$ 为Pa·s；

λ ——油液的粘温系数。对一般液压油可取 $\lambda = (1.8 \sim 3.6) \times 10^{-2}$ ， $[\lambda]$ 为 $1/^\circ\text{C}$ 。

温度为 $t^\circ\text{C}$ 时的粘度，除用上述公式求得外，还可从图表中直接查出，图2-2为常用的国产液压油的粘温图。从图中可以看出，液压油的粘度受温度变化的影响是较大的。例如N32号液压油，温度在 40°C 时的运动粘度为32cSt；在 20°C 时粘度增大为100cSt；而在 70°C 时粘度