

中等专业学校教材

液压与液力传动

郑州铁路机械学校 张清劭 主编

中国铁道出版社

37

NC0336 ZHUANYE XUEXIAO JIAOCAI

内 容 简 介

本书共分八章，其中绪论和第一章主要叙述液压传动基本概念及基础理论知识；第二、三、四、五章介绍常用液压元件的工作原理、结构；第六章介绍液压基本回路和液压系统；第七章介绍液压随动系统的基本知识；第八章介绍液力传动基础知识。书中还以典型装卸、养路机械液压系统为例，介绍了一般的設計计算方法，以及使用、维护、故障排除方法。

本书除作为中等专业学校用书外，尚可供技工学校教材和有关人员参考。

中等专业学校教材

液 压 与 液 力 传 动

郑州铁路机械学校张清劭主编

中国铁道出版社出版、发行

责任编辑 吴桂萍 封面设计 翟达

各地新华书店经售

中国铁道出版社印刷厂印

开本：787×1092毫米 1/32 印张：15.5 字数：382千

1988年11月 第1版 第1次印刷

印数：0001—7,000册 定价：2.80元

前 言

本书是根据1984年9月铁道部教育局批准的铁路中等专业学校《液压与液力传动》教学计划和大纲的要求，教材编委会的决定重新编写的。

1982年出版的詹程嵩同志主编的《液压与液力传动》试用教材在本课程的教学 中曾起了积极的作用，在当时为解决教学急需做出了应有的贡献。随着教学改革 的深入，教学计划的变动，原书在许多方面已经不能满足现实教学的要求，但是经过 几年教学实践，原书在试用中积累的宝贵经验，乃是编写本书的前提条件。

为了适应中专教学的要求，在编写过程中我们力求做到文字通顺，叙述清楚。

本书对液压传动的基础理论、基本概念阐述力求准确、严谨。对液压和液力元 件，基本油路和典型液压系统的选材，努力贯彻理论联系实际的原则，尽量做到结 合专业，重点突出，以利于中专生的学习和运用。考虑到液压随动系统的重要性， 本书对液压随动系统的原理，随动阀的构造作用和应用实例作专章介绍。遵照国家 规定，全书统一采用国际（法定）单位制。

本书可作为中等专业学校起重与工程机械类 96~108 学时的教学用书，也可供 铁路机械类中专有关专业选用。

本书由郑州铁路机械学校张清劭主编，铁道部洛阳机车工厂工程师王恒祥主 审。全书共分八章，其中第二、三章由济南铁路机械学校李瑛编写，第四、六章由 沈阳铁路机械学校陈淑兰编写，绪论、第一、五、七、八章及附录由张清劭编写。

在本书编写过程中，得到洛阳机车工厂、铁道部郑州装卸机械厂领导的大力支 持，武昌铁路司机学校李忠国、徐颖同志为本书绘制了部分插图，南昌铁路机械学 校陈瑞河同志多次参加本书的讨论，提了许多宝贵意见，在此对本书编写过程中给 予支持和帮助的有关同志表示由衷的谢意。

编 者

一九八六年十二月

目 录

绪 论	1
一、液体传动的概念及其分类	1
二、液压传动系统的组成及优缺点	1
三、液压传动的基本参数	3
四、液压传动系统的工作特性	4
五、液压系统图图形符号	5
第一章 液压流体力学基础	9
第一节 液 压 油	9
第二节 静止液体的性质	19
第三节 运动液体的性质	27
第四节 液体运动的能量方程	32
第五节 液体流动中的能量损失	37
第六节 油液流经缝隙及小孔的流量计算	44
第七节 液体流动的动量方程和动量矩方程	50
第八节 液压冲击和空穴现象	51
第二章 液 压 泵	56
第一节 液压泵概述	56
第二节 齿 轮 泵	58
第三节 叶 片 泵	64
第四节 轴向柱塞泵	68
第五节 径向柱塞泵	75
第六节 液压泵的选择与故障排除	78
第三章 液 动 机	81
第一节 液压马达概述	81
第二节 高速小扭矩马达	83
第三节 低速大扭矩马达	85
第四节 液压缸概述	91
第五节 常见液压缸的种类及其特点	95
第六节 液压缸的结构分析	98
第七节 液压缸的设计计算	101
第八节 液压缸的维修	106
第四章 液压控制阀	108
第一节 阀的作用和分类	108
第二节 方向控制阀	109

第三节	压力控制阀	124
第四节	流量控制阀	137
第五章	液压辅助装置	145
第一节	密封装置	145
第二节	油管及管接头	149
第三节	滤油器	151
第四节	蓄能器	153
第五节	油 箱	154
第六节	其它辅助元件	157
第六章	液压基本回路和液压系统	160
第一节	液压基本回路	160
第二节	液压系统的型式	174
第三节	典型液压回路	178
第四节	液压系统设计计算简介	185
第七章	液压随动系统的基本知识	192
第一节	液压随动系统的工作原理和分类	192
第二节	液压随动系统控制阀	193
第三节	液压随动系统的应用	197
第八章	液力传动	200
第一节	液力传动的基础知识	200
第二节	液力变扭器	208
第三节	液力偶合器	224
附录一	局部阻力系数 ξ	231
附录二	液压图形符号 (摘自GB786-76)	236

绪 论

一、液体传动的概念及其分类

凡是以液体为工作介质传递机械能的传动方式称为液体传动，与机械传动相比这是一门新兴的科学技术，特别是自从本世纪五十年代以来，随着现代科学技术的飞速发展，液体传动在机械制造业、起重与工程机械、矿山机械、化工机械以及船舰、航空、航天等工业领域内都得到了广泛的应用。

液体传动中液体传递的能量有位能、静压能和动能，但位能在总能量中所占比例甚小，实用中常忽略不计。受压液体流动时，既具有静压能、又具有动能，于是在工程上采用的液体传动便分为两种类型。

1. 凡是利用液体静压能为主来实现传动功能的称为液压传动又称为静液传动或容积式传动，它是基于工程流体力学的“帕斯卡”原理。

2. 凡是利用液体动能为主来实现传动功能的称为液力传动又称为动液传动或涡轮式传动，它是基于工程流体力学的动量矩原理。

由于液压传动与液力传动在原理上有根本的区别，所以其应用范围也不同：液压传动，广泛地应用于机械行业的各个领域；液力传动，多用于运动机械的动力传动中。在铁道起重与线路机械上，液压传动与液力传动均有应用，故本课程内容以液压传动为主，兼顾液力传动的应用。

二、液压传动系统的组成及优缺点

（一）液压千斤顶的工作原理

液压千斤顶是一种最简单的液压传动机构，其基本工作原理如图 0—1 所示。在小液压缸的活塞上加以很小的力，可以在大液压缸的活塞上产生一很大的力将重物抬起，这时大液

压缸对小液压缸的直径比 $\left(\frac{D}{d}\right)$ 很大，因此要将大活塞抬高一小距离，小活塞的行程就要很大，所以在构造上将小液压缸改为一个往复式液压泵。当用手向上搬动手柄 1 时，小活塞 2 向上移动，油液从贮油室经油管 5 推开单向阀 3 吸入小液压缸下腔，然后压下手柄，小活塞下移，将吸入小液压缸下腔的液压油经油管 6 及单向阀 7 压入大液压缸下腔，使大活塞将重物顶起。单向阀 7 的作用是防止小活塞上不加力时液压油从大液压缸倒流出来。单向阀 3 的

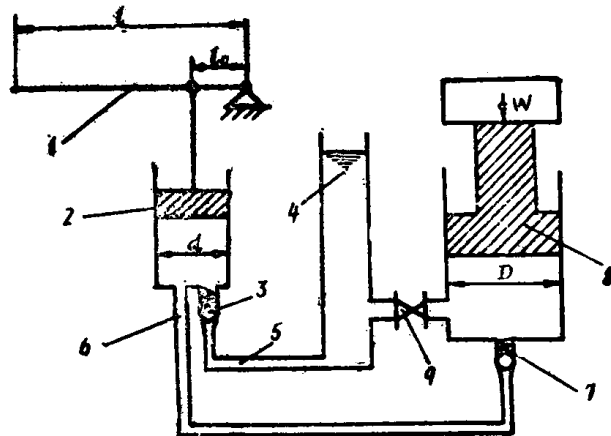


图 0—1 液压千斤顶的工作原理示意图

1 —— 手柄； 2 —— 小活塞； 3 —— 单向阀； 4 —— 贮油室； 5、6 —— 油管； 7 —— 单向阀； 8 —— 大活塞； 9 —— 放油阀。

作用是当小活塞受力下移时不让小液压缸中的液压油倒流回贮油室。这样上下往复搬动手柄,就能使重物缓慢上升。当不用千斤顶时,为了使大活塞下降,可拧开放油阀9,使大液压缸中的液压油流回贮油室。

(二) 液压传动系统的组成

液压千斤顶是液压传动系统的雏形。它说明液压传动系统应有下列几个部分组成才能正常的工作。

1. 动力元件——液压泵。动力元件的作用是将原动机的机械能转变成液压能,给液压系统提供压力油液(液压千斤顶的小液压缸就相当于一个手动柱塞泵);

2. 执行元件——液动机(液压缸或液压马达)。执行元件的作用是通过液动机将液压油的压力能转变成机械能对外做功;

3. 控制元件——包括各种阀。如压力阀、流量阀和方向阀等,通过它们控制和调节液流的压力、流速和方向,从而改变执行元件的力(或转矩)、速度和方向;

4. 辅助元件——如油箱、滤油器、蓄能器、冷却器、油管 and 管接头等;

5. 工作介质——液压油。绝大多数是采用矿物油。

(三) 液压传动的优缺点

液压传动与机械传动、电气传动和气压传动相比具有下列的优缺点:

1. 优点

(1) 液压传动容易获得很大的机械力或扭矩。液动机与同功率的电机相比,其外形尺寸较小(前者只有后者的13~21%)、重量较轻(前者只有后者的10~20%)、单位重量传递的功率(即能容量)大,因而运动部件的惯性小,快速响应的灵敏度较高(例如液压缸的换向次数每分钟可达400~1000次,液压马达每分钟可达500次)。

(2) 液压传动可以利用改变供油量来调整执行机构的工作速度,其变速装置的结构简单,传动比大(可达1000:1),低速性能好(液压马达最低稳定转速可达1r/min,容易实现无级调速。

(3) 液压传动系统是由许多单个元件组合而成的,它们之间没有刚性的联系,所以它和电气传动一样布置方便,有利于实现标准化、系列化和通用化。

(4) 液压元件的品种较多,组合应用的灵活性大,易于实现各种复杂工艺过程的动作要求和性能要求(如调速和过载保护等),操作控制简便。它与专用电子计算机配合使用,可以实现数字随动控制和生产过程的综合自动化。

(5) 液压传动利用油液作为工作介质,它具有自润滑能力和吸振性能,因而元件的使用寿命较长,工作平稳,冲击振动小。同时,液压油的压缩系数较小,它和气压传动相比又具有较好的锁紧特性。

2. 缺点

(1) 容易漏油(漏油可分为内泄漏和外泄漏两种,外泄漏一般是不允许的)。漏油不仅影响系统的传动效率,而且还影响液动机的位移和锁紧精度,所以液压传动不宜用于要求实现定比传动的传动链中。

(2) 对零件的加工质量和滤油精度要求较高,否则容易产生磨损和卡死现象,因而制造和维修较难。

(3) 受工作环境的影响较大。当油中渗入空气时,容易产生泡沫、噪声、振动和爬行现象。当油温变化时,由于间隙泄漏的改变,将使执行机构的工作速度不稳定,甚至影响控

制系统的正常工作。

(4) 液压传动系统的总效率较低。在我国当前的情况下,一般为0.5~0.7左右。

三、液压传动的基本参数

(一) 压力

压力是液压传动中最基本的重要参数之一,从物理意义分析,压力一词并不确切,在液压传动中,通常所说的压力是指液体表面单位面积上所承受的载荷,其实质是一个压力强度,习惯上人们都把这个压强叫做压力,而把承压面积上的载荷叫做总压力。如图0-2所示,活塞上作用有总压力 F ,活塞的面积为 A ,则活塞与油液接触面积上的压强为:

$$p = \frac{F}{A} \quad (0-1)$$

按照习惯,以后也称 p 为压力。

由压力的定义可知, p 是单位面积上所受的力,其单位是Pa。

(二) 流量

液流在单位时间内流过多流断面的液体体积,称为该液流的流量。流量是液压技术中的重要参数之一。

如图0-3所示,设液体是不可压缩的,单位时间内流入液压缸的液体体积为 Q ,经过时间 t 后,流入液压缸的液体总体积为 Qt ,活塞在液体压力的作用下移动的距离为 l ,活塞的承压面积为 A ,根据流入液压缸的液体与活塞排开的空间体积相等的原则可知

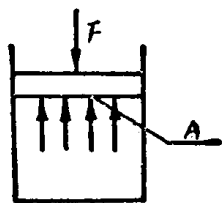


图 0-2

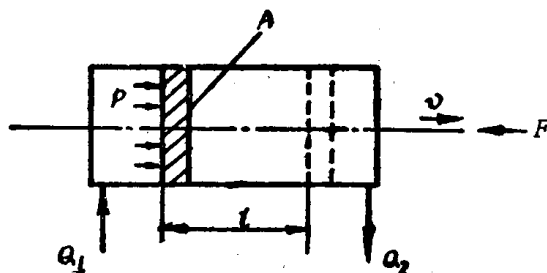


图 0-3

$$Qt = Al$$

$$\text{故 } Q = A \frac{l}{t} = Av \quad (0-2)$$

式中 v —— 活塞移动的速度 (即液体在液压缸中的流速)。

由式0-2可知流量等于过流面积乘流速。在液压系统中,流量的单位一般是升每分钟(L/min),这个单位又往往简称为多少升。例如10L的泵,就是指该泵的输油量(即流量)是10L/min。对于小流量的情况,流量的单位常采用mL/min。流量的法定单位是 m^3/s 。

由 $Q = Av$ 得

$$v = \frac{Q}{A}$$

可以看出流量与过流面积和移动速度之间的关系,即:在流量一定的条件下,过流面积大则速度就小,反之过流面积小则速度就大,这是一个极为重要的概念。

(三) 液压功率

液压力所做的功及功率的计算公式可由图 0—3 所示的液压缸的情况来导出：作用在活塞上的总压力 $F = pA$ ，当活塞移动距离为 l 时， F 力所做的功 $W = Fl = pAl = pQt$ ，故液压力的功率为：

$$N = \frac{W}{t} = \frac{pQt}{t} = pQ \quad (0-3)$$

式中 p —— 液体的压力 (Pa) ;
 Q —— 液体的流量 (m^3/s) ;
 N —— 液压功率 (W) 。

由式 0—3 可以看出，在液压传动系统中，压力和流量的乘积就是功率，公式 0—3 可用来计算各种情况下的液压功率。在工程计算上有时嫌瓦太小而常用千瓦 (kW) 作为功率的单位。

(四) 效率

液压传动系统和其它机械设备一样，输出功率必小于输入功率，这是由于在液压系统中不可避免的存在着摩擦阻力、压力油液泄漏等所引起的功率损失，因此不论是对整个液压系统或个别液压元件，都存在一个效率问题。

在液压系统中，一般有三种损失，即机械损失、液压损失和容积损失，相应的有机械效率、液压效率和容积效率三种。液压损失主要发生在管路和各种阀中，机械损失和容积损失多发生在液压泵、液压马达和液压缸中。液压油在管道中流动或通过某个控制阀时所形成的液压损失有专门的计算方法，在其它液压元件中液压效率常和机械效率合并考虑。

液压系统中各元件输出功率与输入功率之比称为效率

$$\eta = \frac{N_o}{N_i} \quad (0-4)$$

式中 N_o —— 元件的输出功率 (kW) ;
 N_i —— 元件的输入功率 (kW) 。

若用 η_m 表示机械效率， η_v 表示容积效率。

则 $\eta = \eta_m \eta_v \quad (0-5)$

四、液压传动系统的工作特性

由图 0—1 的分析，可得出液压传动的两个重要特性：

1. 力（或力矩）是靠密闭容积内的液压力来传递的，若已知大活塞上载荷为 F_2 ，要平衡这个载荷，则小活塞上应加以力 F_1 。根据《帕斯卡》原理，可得出：

$$\frac{F_1}{A_1} = p = \frac{F_2}{A_2} \quad (0-6)$$

式中 A_1 —— 小活塞承压面积；
 A_2 —— 大活塞承压面积；
 p —— 液体的压力（压强）。

由式 0—6 可以看出，克服载荷 F_2 的力 F_1 是由液压力 p 传递的，液体的压力 p 是因为有了负载 F_2 才能够建立，因此负载的大小决定了压力的大小，若没有负载就不能建立起液压力，即当 $F_2 = 0$ 时， $p = 0$ 。

2. 负载的运动速度只与输入的流量有关, 而与压力无关。

由图 0—1 还可以看出, 由小液压缸流出的液体体积 Q_1 应等于流进大液压缸的液体体积 Q_2 , 即 $Q_1 = Q_2$, 即 $A_1 v_1 = A_2 v_2$ 。

故

$$v_2 = \frac{A_1}{A_2} v_1 \quad (0-7)$$

在两液压缸的面积 A_1 、 A_2 确定之后, 负载运动速度 v_2 只取决于 v_1 的大小, 而与压力 p 无关。如果 v_1 连续变化, 则 v_2 亦可连续变化, 就能实现液压传动的无级调速。所以说, 在液压传动中, 可用改变液体的流量 Q 、压力 p 来满足工作机构各种运动速度和力 (或力矩) 的需要, 即满足各种工况的需要。因此, 流量 Q 、压力 p 是液压传动中的两个基本参数。

液压传动还具有自锁性特点。理论上讲, 不管输出端的负载如何变化, 当输入端停止运动后, 输出端就会立即停止运动。但实际上由于液压系统存在着内泄漏, 自锁性就不可能长时间的保持。

五、液压系统图图形符号

(一) 液压元件的图示方法

要表示一个完整的液压系统, 需要绘制液压传动系统图, 要看清一个液压传动系统, 要知道液压系统图的各种表示方法。液压系统图的表示方法有以下几种。

1. 方框图

这种图是用一些方框表示系统中有哪些元件组成, 方框既不表明元件的结构, 也不表明元件的职能, 它是一个示意图, 可以简略说明系统中元件的数量、种类及布置, 如图 0—4 所示。

2. 结构原理图

这种图中各液压元件都是用其结构简图画出, 如图 0—5 所示。它近似于实物的剖面, 直观性强, 容易理解。但图形比较复杂, 特别是系统中元件较多时, 绘制更不方便。另外结构图反映不出元件的职能作用, 要根据其结构进行分析, 才能了解其作用情况。

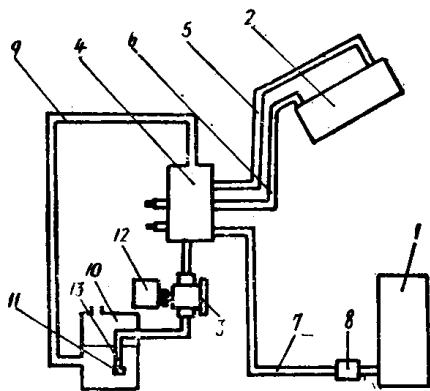


图 0—4

1 — 起升液压缸; 2 — 倾斜液压缸; 3 — 液压泵; 4 — 分配阀; 5、6、7 — 油管; 8 — 节流阀; 9 — 回油管; 10 — 油箱; 11 — 滤油器; 12 — 电动机; 13 — 吸油管。

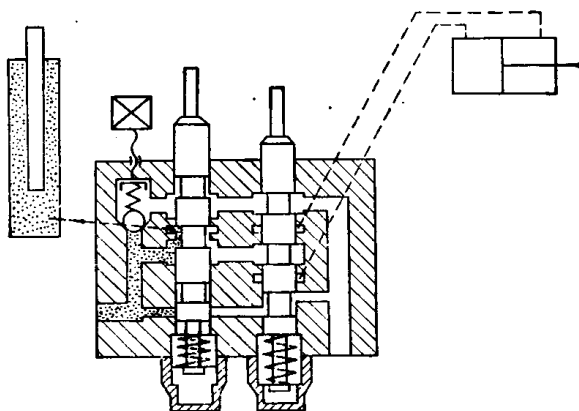


图 0—5 分配阀结构简图

3. 职能符号原理图

为了简化液压原理图的绘制, 目前世界上多数国家都在液压系统图中用元件的职能符号

代替其结构简图，称为职能符号式液压原理图，如图 0—6 所示。图 0—6(b)就是将图 0—6(a)中的元件结构示意图改成用我国制定的元件职能符号式液压原理图。

(二) 职能符号图的读法

按照国家标准规定，液压原理图中元件一律用职能符号表示（职能符号标准中没有规定，或者需要特别说明结构原理的元件除外）。职能符号只能表示元件的职能，连接系统的通路，但不能表示元件的具体结构。世界各国用的元件职能符号不同，我国制定的液压系统图图形符号标准是 GB786-76（见附录 1）。按照国标 GB786-76 中规定，符号均以静止位置或零位表示。现对照图 0—6，介绍其读法要点如下：

1. 管路及连接（见图 0—7）

- ① 用粗实线表示工作管路；
- ② 用虚线表示控制管路（利用油压控制元件动作）；
- ③ 连接管路在接点处绘粗实圆点；
- ④ 交错管路（不连通）；
- ⑤ 通油箱管路（油管端部在油面之下）。

2. 液压泵及液压马达（见图 0—8）

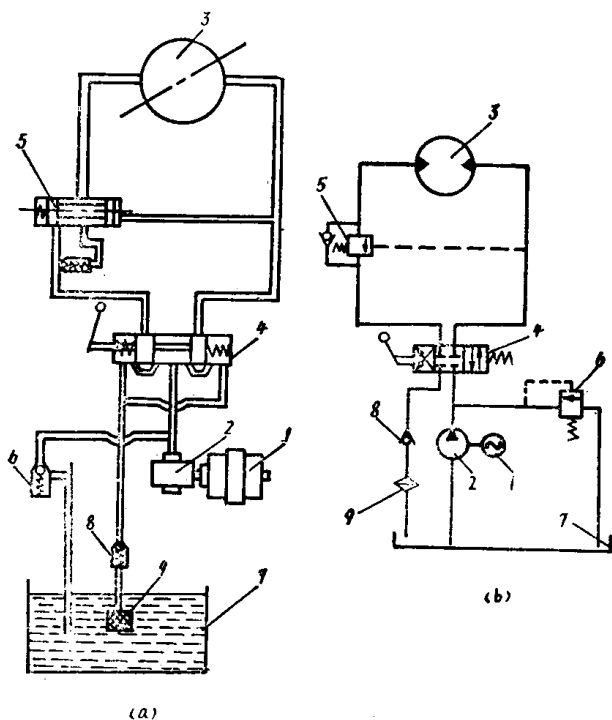


图 0—6 起升机构液压系统图

1 —— 原动机；2 —— 液压泵；3 —— 液压马达；
4 —— 换向阀；5 —— 平衡阀；6 —— 溢流阀；7 —— 油箱；8 —— 背压阀；9 —— 滤油器。

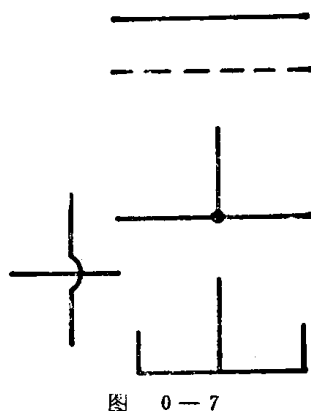


图 0—7

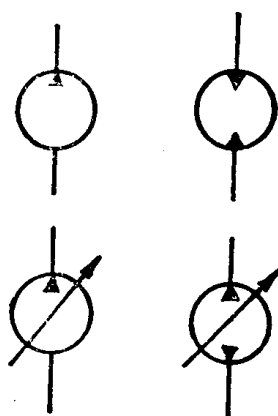


图 0—8

用圆圈表示液压泵和液压马达，其中三角形表示油流方向（三角形必须画实）。

- ① 三角形尖端向外表示液压泵；
- ② 三角形尖端向内表示液压马达；
- ③ 有两个三角形表示液压泵（或液压马达）的旋转方向可以变换（进油口相应的变为出油口）；

④ 在圆圈上加斜向箭头，表示液压泵或液压马达的流量可以调节。

3. 液压缸（见图 0—9）

① 单作用柱塞液压缸；

② 双作用单活塞杆液压缸。

4. 方向阀

① 阀的基本记号是用一个方框表示阀杆的一个工作位置，两个方框表示阀杆有两个工作位置，余类推（见图 0—10）。

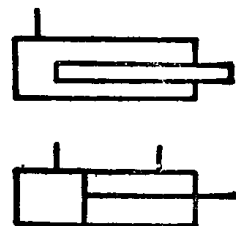


图 0—9

② 阀杆的每一个工作位置用一个方框表示，方框外的每一条直线表示阀的一条通路，方框内的直线表示阀杆在该位置时油流的连通情况。“↑”表示连通方向，“T”表示堵住不通。图 0—11所示为三位四通换向阀，在中立位置时，压力腔 P 通回油腔 O ，工作腔 A 及 B 堵住。在右端位置时， P 通 B ， A 通 O ；在左端位置时， P 通 A ， B 通 O 。



图 0—10

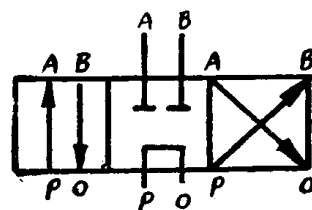


图 0—11

③ 阀的控制方式

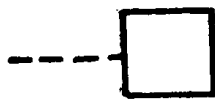
方框两端的符号表示该阀的控制方式，图 0—12表示常见的几种控制方式。



手动控制



弹簧控制



液压控制



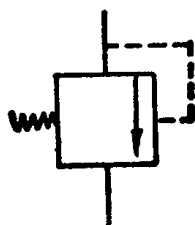
定位机构（缺口数根据定位数而定）

图 0—12

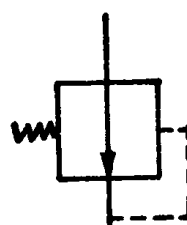
5. 压力调节阀

① 常闭式：当压力超过调定的弹簧压力时，阀内通道才接通，称为常闭式压力调节阀（如安全阀），其符号见图 0—13(a)。

② 常开式：当压力超过调定的弹簧压力时，阀内油道关闭，称为常开式压力调节阀（如限压阀），其符号见图 0—13(b)。



(a)



(b)

图 0—13

6. 电动机及其它原动机，其符号如图 0—14所示，(a) 为直流电动机，(b) 为交

流电动机，（c）为其它原动机（※表示原动机的种类名称）。

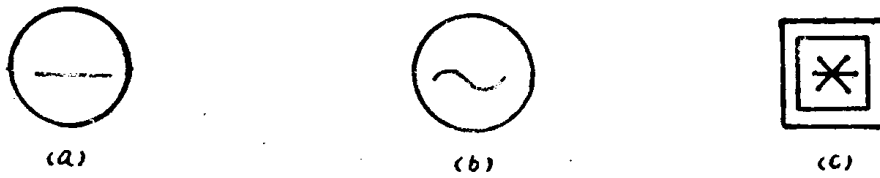


图 0—14

其它液压元件符号还有很多，需要时可参阅GB786-76。在以后的有关章节中对一些重要的元件符号陆续再作介绍。

第一章 液压流体力学基础

第一节 液 压 油

一、液体的概念

液压传动中以液压用油为工作介质，显然研究的主要对象是液体，液体不可能和固体一样自己保持一定的形状，只要在微小的力作用下便很容易流动而变形。因此从力学观点上说，在平衡状态下液体不能抵抗任何剪切变形，不管作用的剪切力是怎样的微小，液体总会发生连续的变形，这就是液体的流动性。同样液体也不能抵抗拉力，而只能抵抗对它的压力。液体的抗压缩能力很大，在很大的压力作用下，液体的体积变化却极微小，例如增加180个大气压，油液的体积仅缩小1%，也就是说把油液封闭在长100cm，断面积为1cm²的厚壁管中，在一端用活塞封闭，要油柱缩短1cm，需要加上1764N的力，除去这个力，它也能恢复到原来长度，这说明液体具有微小的压缩性，也具有很小的体积弹性。在液压传动中绝大多数情况下，我们常忽略液体体积的变化，认为液体是不可压缩的，同时也不再考虑液体的体积弹性。但是在某些特殊情况下，例如高压领域、液压冲击等方面，液体的可压缩性和体积弹性才显示出它的影响，这时就必须予以重视。

易流性是液体和气体区别于固体的基本宏观现象，而不可压缩性（严格地讲应为少压缩性）则是液体区别于气体的基本宏观现象。液体在流动时呈现出内摩擦力，这个力的大小一方面取决于液体的种类，另一方面也与运动状态有关，但在液体中不存在起始运动前的静摩擦力，在相对静止的液体中也不存在内摩擦力。

由于液体的易流性和不可压缩性或少压缩性，它才可以作为液压传动的介质，迅速和正确地传递力和运动。但是任何事物总是具有两面性，液体有了易流性，也就不可避免地带来了渗漏和泄漏问题，在液压系统中必须采取各种密封装置，以防止油液的漏损。但是密封装置又带来了摩擦阻力，造成能量损失。由于液体的少压缩性，在运动状态变换时，往往产生很大的液压冲击，影响液压元件的使用寿命和液压系统的可靠性。这就迫使我们采取适当的措施以减少冲击并且使液压元件和液压系统有较高的效率和良好的工作条件。

液体分子之间存在着相互吸引的内聚力，液体分子与固体分子间又作用着附着力，如果液体与固体的接触附着力大于内聚力，则液体将为固体壁面吸附而湿润固体，水和油液都能被绝大多数固体所吸附。吸附于固体壁面的液体层原则上将具有与固体壁面相同的速度。如果附着力小于内聚力，则液体不会吸附于固体，例如汞和玻璃。

液体与周围气体交界的自由面上，液体处于均等的表面张力的状态中，这种表面张力的产生是由于表面液层分子相互吸引作用的结果。当液体表面有较大的曲率时，表面张力的存在产生作用在液面上的附加压力，造成毛细管现象。

液体的表面张力在某些测量仪器的使用中应加以估计，但在液压传动系统中，可以略而不计。

二、质量、重力、密度、容重和比重

(一) 质量和重力

质量是一定物体所含物质的数量，物体不论是在地球上的任何地方，其质量的大小是不变的标量。在国际单位制中质量是一基本单位，常用的质量单位是kg。重力是地球对物体的引力，是一矢量，由于在地球上不同的地方地心引力不同，所以物体的重力不是常量。在国际单位制中，重力是一导出单位，其单位名称为N。

(二) 油液的密度、容重和比重

1. 密度 ρ

对于均质液体，单位容积中所含有的液体质量叫密度，用 ρ 表示，即

$$\rho = \frac{m}{V} (\text{kg/m}^3) \quad (1-1)$$

式中 m —— 液体的质量 (kg) ;

V —— 液体的容积 (m^3) ;

2. 容重 γ

对于均质液体，单位体积内物质的作用产生的重力叫容重，用 γ 表示，即

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

式中 G —— 液体的重量 (N) ;

V —— 液体的容积 (m^3) ;

$$\therefore G = mg$$

$$\therefore \gamma = \frac{G}{V} = \frac{mg}{V} = \rho g \quad (1-3)$$

式中 γ —— 液体的容重 (N/m^3) ;

ρ —— 液体的密度 (kg/m^3) ;

g —— 重力加速度 (m/s^2) , $g = 9.81 \text{m/s}^2$ 。

当温度和压力变化时，液体的体积是有变化的，因而密度和容重也随之发生变化。在起重机械液压系统的工作温度和工作压力范围内，这个变化很微小，故可视液压油的密度和容重为常数。在工程计算中，通常以温度为 20°C 、处于大气压力下的液体密度和容重为计算标准，计算时可取密度 $\rho = 900 (\text{kg/m}^3)$ ，重度 $\gamma = 8.829 \times 10^3 (\text{N/m}^3)$ 。

3. 比重 S

油液的比重是油液在 20°C 时的容重和 4°C 时蒸馏水的容重之比，用 S 表示，即

$$S = \frac{\gamma_{\text{液}}}{\gamma_{\text{水}}} = \frac{\rho_{\text{液}}}{\rho_{\text{水}}} \quad (1-4)$$

比重是一个没有因次的量。

三、液体的压缩性和膨胀性

(一) 液体的压缩性

液体受压力作用而发生体积减小的性质称为压缩性，压缩性的大小常用体积压缩系数 β 来表示，即

$$\beta = -\frac{dv}{V} \frac{1}{dp} (\text{m}^2/\text{N}) \quad (1-5)$$

式中 dp ——压力变化量;
 dV ——压力增加后液体体积变化量;
 V ——压力增加前的液体体积。

压缩系数的物理意义为:当温度不变时,压力每增加1Pa时,液体体积的相对变化量。因为压力增大时,液体体积减小,即 dV 与 dp 的变化方向相反,故式中加一负号,使 β 为正值。

体积压缩系数的倒数称为体积弹性系数或体积弹性模数,用 K 表示之。

$$K = -\frac{1}{\beta} = -V \frac{dp}{dV} (\text{N}/\text{m}^2) \quad (1-6)$$

一般的液体,包括各种液压油在内,压缩系数很小,即体积弹性模量很大,例如压力为 $10^5 \sim 5 \times 10^7 \text{Pa}$ 时,纯液压用油的平均 K 值在 $(1.4 \sim 2) \times 10^8 \text{MPa}$ 范围内,也就是说如果压力增加 $1 \times 10^5 \text{Pa}$ 时,则液体体积减小量只有原来体积的 $1/20000 \sim 1/14000$ 。起重机液压系统中压力的变化范围不超过 $20 \sim 30 \text{MPa}$,液体体积压缩量极小,在一般情况下可以忽略这个影响,把液体看成是不可压缩的。但是在研究液压传动中的动态特性,包括计算液压冲击、抗振稳定性、液压随动系统及远距离操纵的液压机构时,往往必须考虑油液的可压缩性。当油中混入不溶解的气体时,其压缩性将显著增加。例如油中混入1%空气时,弹性模量降为纯油的35.6%;若油中混入4%气体时弹性模量仅为纯油液的12.2%。由此可见在液压系统的设计和使用中,必须严格排除油液中加带的气体,否则将引起管路振动、噪声、气蚀等一系列恶劣影响。在液压传动计算中常取 $K = 7 \times 10^8 \text{MPa}$ 。

(二) 液体的热膨胀性

当温度变化时,液体体积变化的特性称为热膨胀性。常用膨胀系数 α 表示,即

$$\alpha = \frac{dV}{V} \frac{1}{dt} (^\circ\text{C}^{-1}) \quad (1-7)$$

式中 dV ——温度变化引起的体积变化量;
 V ——温度变化前的液体体积;
 dt ——温度变化量。

热膨胀系数 α 的物理意义是:当压力不变时,温度每升高 1°C ,液体体积的相对变化量。

在温度为 $0^\circ \sim 20^\circ\text{C}$ 时,水的膨胀系数 $\alpha \approx (1.4 \sim 1.5) \times 10^{-4} ^\circ\text{C}^{-1}$;当温度为 $90^\circ \sim 100^\circ\text{C}$ 时, $\alpha \approx (5.6 \sim 7.2) \times 10^{-4} ^\circ\text{C}^{-1}$,油的热膨胀系数与此相近。液体的热膨胀系数虽然比压缩系数大的多,但其绝对值仍然很小,在起重机液压系统中,油温的变化范围最多不过几十度,因此在计算中可以不考虑温度变化的影响。

四、液体的粘性

液体在外力作用下流动时,由于液体与固体壁面的附着力和液体分子之间的内聚力,使液体各处的速度产生差异。以液体沿管道流动为例,紧贴管壁的液体流速为零,愈近轴心流速愈大,轴心处为最大。所以在垂直于管子轴线的截面上,与轴心不同的各点液体流速不同,呈如图1—1所示的曲线规律分布。

如果液体的质点都沿管子轴线方向运动，则可以把管中液体的流动看成是许多无限薄的同心圆筒形液体层的运动。由于液体分子间内聚力的作用，速度较快的液体层将带动速度较慢的液体层；反之速度较慢的液体层又阻滞速度较快的液体层运动。这样，当速度较快的液体层在速度较慢的液体层上滑过时，有相对运

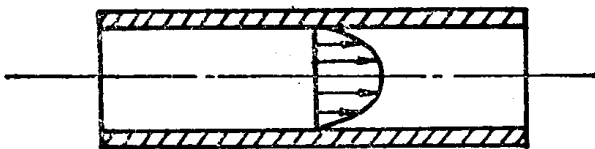


图 1—1 液体在管道中流动时的速度分布

动的两接触液层间的相互制约，产生类似于固体摩擦过程的力称为液体的内摩擦力。

液体流动时，有相对运动的两接触液层间产生摩擦力的这种性质叫做液体的粘性。

实验证明：液体流动时产生的内摩擦力的大小与液体运动时的速度梯度成正比，与接触面积成正比，与液体的种类及温度有关，与液体内的压强无关。它的数学表达式为：

$$F = \pm \mu A \frac{du}{dy} \quad (1-8)$$

式中 A —— 液层间的接触面积；
 F —— 内摩擦力；
 μ —— 粘性动力系数或动力粘度；
 $\frac{du}{dy}$ —— 速度梯度。

“ $\pm$ ”号是为了保持 F 永远为正值。如果 $\frac{du}{dy}$ 为正，取“+”号， $\frac{du}{dy}$ 为负则取“-”号。

式 1—8 称为牛顿内摩擦定律，需要特别注意的是：有相对运动的液层之间的内摩擦力与速度的变化率成正比，而不能看成与变化量 du 成正比。因此速度梯度的概念就显得特别重要，我们进一步讨论如下：在运动液体中取一微小矩形 $abcd$ ，如图 1—2 所示， ab 层的速度为 u ， cd 层的速度为 $u+du$ ，两层间的垂直距离为 dy ，经过时间 dt 后， a 、 b 、 c 、 d 各点分别运动至 a' 、 b' 、 c' 、 d' 点。由图 1—2 (b) 可知：

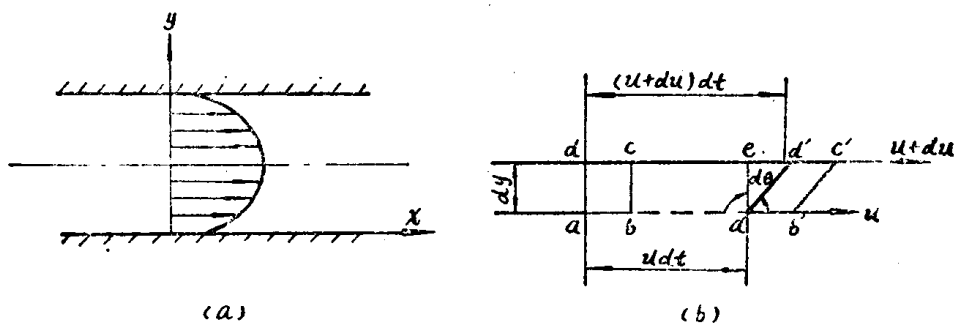


图 1—2 流速梯度与角变位的关系

$$ed' = dd' - aa' = (u + du)dt - udt = du dt$$

$$\therefore du = \frac{ed'}{dt}$$

由此得速度梯度

$$\frac{du}{dy} = \frac{ed'}{dy dt} = \frac{\tan(d\theta)}{dt} \approx \frac{d\theta}{dt} \quad (1-9)$$