

18 液压与液力传动

詹程嵩 主编



中国铁道出版社

液 压 与 液 力 传 动

詹 程 嵩 主 编

中 国 铁 道 出 版 社

1 9 8 2 年 • 北 京

液压与液力传动

詹程嵩 主编

中国铁道出版社出版

新华书店北京发行所发行

各地新华书店经售

中国铁道出版社印刷厂印

开本: 787×1092 1/16 印张: 19.75 插页: 1 字数: 491千

1982年12月第1版 1982年12月第1次印刷

印数: 0001—14,000册 定价: 1.60元

内 容 简 介

本书主要叙述液压传动基础理论知识,常用液压元件的工作原理、结构,液压基本回路和液力传动基本概念等。书中还以典型装卸、养路机械液压系统为例,介绍了一般的设计计算方法,以及使用、维护、故障排除方法。

本书可作为中等专业学校、技工学校教材和有关技术工人自学用。

前 言

液压与液力传动是一门比较新的技术。由于它具有结构紧凑，传动平稳，输出功率大，重量轻和易于实现无级调速等优点，因此在装卸机械和养路机械上应用日益广泛。为了满足教学需要，普及液压、液力传动技术知识，我们编了本书。

本书共分八章。第一、二章介绍液压传动基本概念和水力学基础知识，第三章至第六章介绍液压元件，第七章介绍基本回路和液压系统，第八章介绍液力传动。

本书由株洲铁路机械学校唐程嵩主编，西南交通大学成都中专一部任武刚主审。沈阳铁路机械学校李德友，石家庄铁路运输学校吴辉，济南铁路机械学校李瑛，南昌铁路技术学校高品桢等同志参加了审稿。第三、五、七、八章由唐程嵩编写，第二、四、六章由任武刚编写，第一章由唐、任两人合编。审稿会议后，由任武刚补充了两个养路机械液压系统和一个设计计算实例。在编写过程中曾得到北方交通大学机械系范振武和李元章同志热情帮助，在此表示感谢。

由于我们思想水平和业务水平不高，书中可能有不少缺点和错误，希望予以批评指正。

编 者

一九八一年十月北京

目 录

第一章 液压传动概述	1
第一节 液压传动的工作原理和液压系统的组成	1
第二节 液压系统图及图形符号	3
第三节 液压传动的优缺点	4
第二章 液压流体力学基础知识	6
第一节 油液的主要性质和选用	6
第二节 静止液体的性质	14
第三节 流动液体的性质	18
第四节 液体流动中的压力损失	23
第五节 液体流经小孔、缝隙的流量计算	33
第六节 液压冲击和空穴现象	38
第三章 液压泵和液压马达	43
第一节 概 述	43
第二节 齿轮泵和齿轮马达	47
第三节 叶片泵和叶片马达	59
第四节 轴向柱塞泵和轴向柱塞马达	66
第五节 径向柱塞泵和径向柱塞马达	79
第六节 液压泵和液压马达选型和使用中应注意的问题	87
第四章 油 缸	91
第一节 油缸的种类及其特点	91
第二节 油缸的设计计算	100
第三节 油缸主要零件的材料及技术条件	111
第四节 油缸的常见故障与排除方法	112
第五节 油缸的设计计算举例	113
第五章 控制阀	117
第一节 阀的作用和分类	117
第二节 方向控制阀	117
第三节 压力控制阀	129
第四节 流量控制阀	139
第五节 起重及工程机械常见的几种组合阀	145
第六节 液压助力器和全液压转向器	160
第七节 阀的选择及型号	168
第六章 辅助装置	172

第一节	油管 and 管接头	172
第二节	油箱与冷却器	175
第三节	滤油器	177
第四节	密封装置	181
第五节	蓄能器	185
第六节	压力表及压力表开关	186
第七章	基本回路和液压系统	189
第一节	基本回路	189
第二节	液压系统分析	213
第三节	液压系统的设计和计算	228
第四节	液压系统的安装、使用和维护	253
第八章	液力传动	260
第一节	液力传动中的水力学知识	260
第二节	液力偶合器	270
第三节	液力变矩器	279
第四节	液力变矩器的分类和构造	286
第五节	液力变矩器的选择及其与发动机的匹配	294
附 录		299

第一章 液压传动概述

第一节 液压传动的工作原理和 液压系统的组成

一、液压传动的工作原理

任何一台机器都是由动力机构、传动机构和工作机构等三部分组成的。而传动机构根据其传动形式的不同，可以分为机械传动、电力传动、气体传动和液体传动等四种主要形式。

液体传动又包括液力传动和液压传动。液压传动是应用比较广泛的一种传动形式。为了说明它的工作原理，可用一个油压千斤顶来说明。

图 1—1 是油压千斤顶的工作原理图。从图可以看出，油压千斤顶由两个大小不等而相互连通的油缸（油缸内充满着油液）、油箱、截止阀和两个单向阀组成。工作时，关闭截止阀，提起手柄 4，小柱塞 5 便向上移动，小油缸下腔的容积因而增大。当两个单向阀 8、9 都关闭、小油缸下腔的容积与外界密封良好时，油缸下腔内便形成局部真空，于是油箱中的油液在大气压力的作用下，推开单向阀 8 内的钢球，进入小油缸的下腔，小柱塞 5 在上升过程中油液便被连续吸入，完成吸油动作。当手柄 4 向下扳动时，小柱塞向下移动，此时单向阀 8 自动关闭，小油缸下腔的油液在小柱塞下移的作用下，油液压力便升高。当油压升高到大于单向阀 9 的弹簧作用力时，油液便推开钢球进入大油缸的下腔，推动大柱塞将重物 W 升起，完成作功动作。这样上下反复扳动手柄，就能不断将油液压入大油缸下腔，使大柱塞缓慢上升，顶起重物，达到起重的目的。

当重物升高到所需位置时，停止扳动手柄，单向阀 9 即关闭，大缸中的油液被封死，重物保持在某一位置不动。

如将截止阀 3 旋转 90° 时，大油缸中的油液流回油箱，大柱塞 1 便回到原始位置。

由上述油压千斤顶的工作过程，可以看出，油压千斤顶要能工作，需要两个条件，一是处于密闭容器内的液体由于油缸工作容积的变化而能够流动；二是这些液体具有压力。能流动并具有一定压力的液体能做功，我们说它具有压力能。小油缸的作用是将手动的机械能转变为油液的压力能，大油缸则将油液的压力能转换为顶起重物的机械能。通过对油压千斤顶工作过程的分析，可使我们对液压传动的基本工作原理，有了初步了解，所谓液压传动就是指在密封容积内，以液体为工作介质，借助于运动着的压力油的容积变化来传递动力和进行控制的一种传动形式，这种传动称为容积式液体传动。养路机械和装卸机械的液体传动，大多数属于容积式液体传动。除容积式液体运动外，还有一种动力式液体传动，简称为液力传

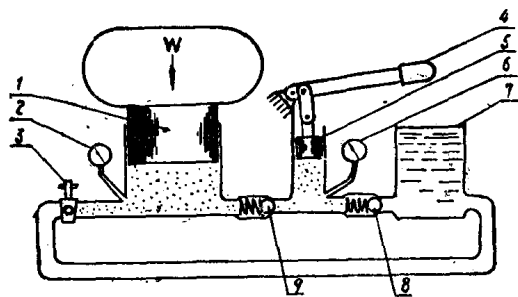


图 1—1 油压千斤顶工作原理图

- 1 —— 大柱塞； 2、6 —— 压力表； 3 —— 截止阀；
4 —— 手柄； 5 —— 小柱塞； 7 —— 油箱；
8、9 —— 单向阀。

动，它是利用运动着的液体的动能来进行能量传递，如液力耦合器和液力变矩器等。有关液力传动的知识在第八章中介绍，前七章仅介绍液压传动。

二、液压系统的组成

图 1—2 是液压捣固机升降油缸的液压系统简图。电动机带动液压泵 3 旋转，将油液从油箱 1 经滤油器 2 和吸油管 12 吸至液压泵的吸油腔，再到液压泵压油腔被压入压油管道 13，压力油又经节流阀 5 到换向阀 6。在图 1—2 (a) 所示位置，换向阀 6 处左端位置（滑阀右移，左腔开通），压力油由换向阀经油管 8 进入油缸 7 的下腔、因活塞杆是固定于机架上，所以，油缸体带动振动架和捣镐（图中未画）向下运动。油缸上腔的回油经油管 9（油管 8、9 均为软管）、换向阀 6、回油管 10 流回油箱。溢流阀 4 用于调定压力油的压力；节流阀 5 用于控制进入油缸的流量，即控制油缸的升降速度；换向阀 6 用于改变油缸运动的方向、如换向阀处图 1—2 (b) 所示位置时，则压力油进入油缸上腔，使油缸向上运动，处图 1—2 (c) 位置时，油缸上、下腔均不能进入压力油、油缸处静止状态。

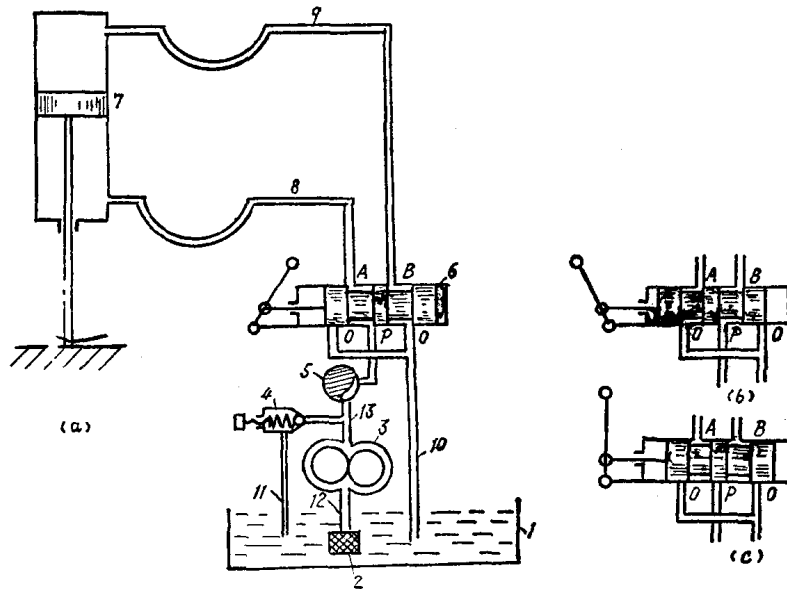


图 1—2 液压捣固机液压系统结构式原理图

1——油箱；2——滤油器；3——液压泵；4——溢流阀；5——节流阀；6——换向阀；7——油缸；8、9、13——压油管；10、11——回油管；12——吸油管。

从上面的实例可以看出，液压传动系统由以下几部分组成：

(一) 动力元件——液压泵，它供给液压系统具有一定压力和流量的油液，将电动机输出的机械能转换为油液的压力能，用这压力油推动整个液压系统工作。

(二) 执行元件——液动机，包括油缸和液压马达，油缸是将液体压力能转变为直线往复运动的机械运动，液压马达是将液体压力能转变为旋转的机械运动。

(三) 控制元件——各种控制阀。包括压力阀、流量阀、方向阀等各种不同阀类。通过这些阀来控制调节液流的压力、流量及方向，以满足对传动的要求。

(四) 辅助元件——包括油箱、油管、管接头、蓄能器、冷却器、滤油器压力表、密封装置以及各种控制仪表。

在设计一个液压系统时首先考虑前三种元件,使其适合系统的需要,然后再根据系统的特殊需要,增添必要的辅助元件,以提高系统的性能。

第二节 液压系统图及图形符号

由子三三 884180

液压系统图有结构式原理图和职能符号式原理图两种。

结构式原理图如图 1—2 所示,各元件的图形基本上表示了它的结构原理。这种原理图直观性强,容易理解,当液压系统发生故障时根据原理图检查也比较方便,但绘图比较麻烦,特别是当液压元件比较多时,更是如此。

职能符号式原理图中,各液压元件都用符号表示,这些符号只表示元件的职能,连接系统的通路,不表示元件的具体结构和参数,也不表示元件在机器中的具体安装位置,现已为世界大多数国家所采用。

为了适应液压技术的迅速发展,我国已制定了液压及气动图形符号 (GB786—76),常见液压及气动图形符号见附录。一般液压及气动系统原理图均应按国家规定的图形符号标准绘制。当无法用职能符号表示,或者有必要特别说明系统中某一重要元件的结构及动作原理时,也允许局部采用结构简图表示。

按照我国制定的图形符号标准和有关规定,将图 1—2 所示的液压系统结构式原理图改用职能符号式表示,则如图 1—3 所示,图中各元件编号和图 1—2 所示相同,以作对照。

为了使初学者能看懂用职能式符号表示的液压系统原理图,现将一些常用元件的职能式符号的读法要点简介如下:

1. 液压泵及液压马达都用内有三角形的圆表示,三角形的角尖表示油流的方向。如果三角形尖端向外,表示油液向外流出,表明这是液压泵;三角形尖端向内,表示油液向内流,表明这是液压马达。一个三角形表示单向定量(定流量),两个三角形表示双向定量,即分别表示单向定量液压泵、双向定量液压泵或单向定量液压马达、双向定量液压马达。如果在圆上加一个指向右上方的箭头符号,则表示该液压泵或液压马达的流量是可以调节的,即称变量液压泵或变量液压马达,如图 1—4 中(a)~(h)所示。

2. 压力阀用一个方框表示,方框一个方向的两端直线表示进出的管路,另一方向两端表示控制其阀芯动作的动力源。压力阀是通过控制油液压力与弹簧力相平衡的原理工作的,即当没有压力(如系统不工作时)或压力较低时,油液压力不足以克服弹簧力时,不能将阀

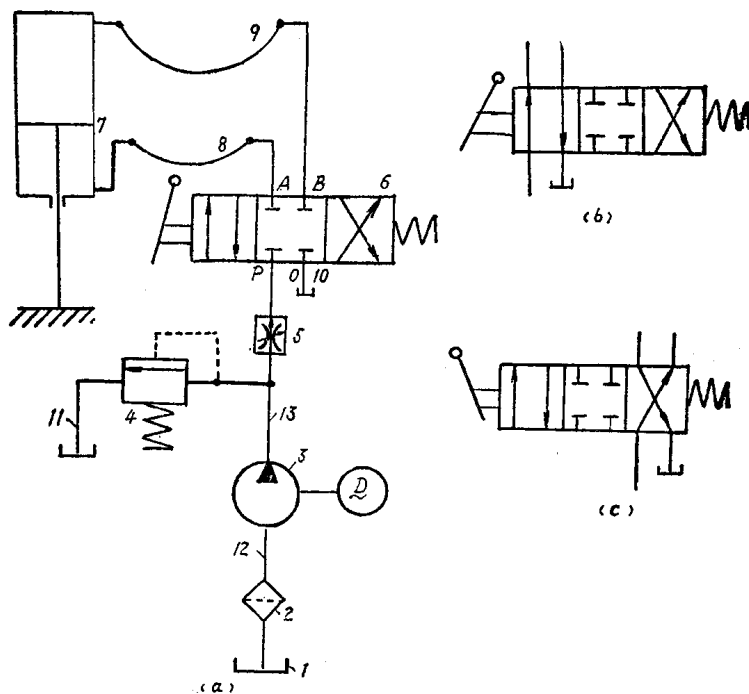


图 1—3 用职能式符号表示的捣固机液压系统原理图
(a) 捣固机液压系统原理图; (b)、(c) 液压系统油路连通情况。

芯推动，因而进出油口不能接通或关闭，当油压力增高超过弹簧力时，才能将油口接通或关闭，这就是所谓常闭或常开式的压力阀。如图 1—4 中 (v) 为常闭式，(w) 为常开式。

3. 方向阀有“位”、“通”、动力源的区分：

(1) 方向阀中每一个方框代表一个工作位置，有几个方框称几位，如图 1—4 中，(j) 为三位阀，(k) 为两位阀。

(2) 方框外的每一条直线表示一条通路，有几条直线称几通，如图 1—4 中 (i) 为两通阀，(j) 为四通阀，(k) 为三通阀。

(3) 方框两端表示动力源形式，也就是控制形式，如图 1—4 中 (n) 为手动控制，(o) 为按钮控制，(p) 为脚踏控制，(q) 为机械控制，(r) 为弹簧控制，(s) 为液压控制等。

4. 方框内的直线表示阀处该位置时的油流连通情况，“↓”表示油流连通方向，“T”表示油流堵死不通。如图 1—4 (l) 所示。

在左端 1 位置时： $P \rightarrow A$ ， $B \rightarrow 0$

在右端 2 位置时： $P \rightarrow B$ ， $A \rightarrow 0$

在中间零位置时： $P \rightarrow 0$ ， A 、 B 均堵死。

方向阀的完整名称要表明“位”、“通”、“动力源”。如图 1—4 (m) 叫做“三位四通电磁换向阀”，图 1—3 中的元件 6 称“三位四通手动换向阀”。

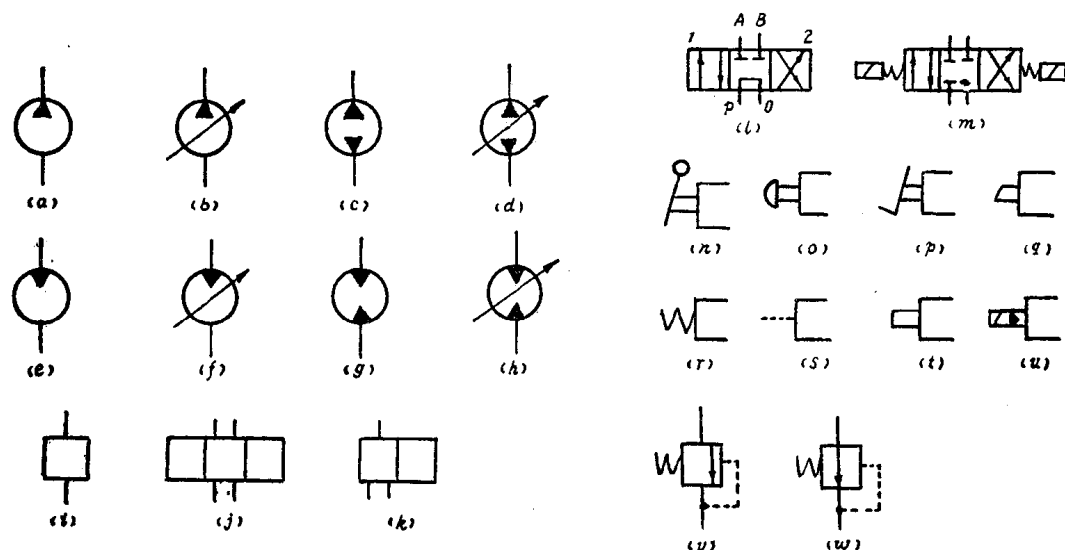


图 1—4 液压系统图图形符号示例

第三节 液压传动的优缺点

液压传动所以能得到广泛应用，这是由于它具有以下主要优点：

一、液压传动与机械、电力等传动方式比较，在输出同样功率的条件下体积小、重量轻、结构紧凑。液压马达的外形尺寸约为同功率电机的 12%，重量约为电机 10~20%。1米³的全液压挖掘机整个机重 25 吨，零件总数为 750 多件，而机械式 1M³的挖掘机的机重是 41 吨，零件总数达 1500 多件。

二、传递运动平稳。由于工作液体弹性大，油液本身有吸振能力，不象机械传动因加工和装配误差会引起振动和撞击。

三、易于获得很大的力或力矩。例如一个内径为30厘米的油缸，油液压力为200公斤力/厘米²，活塞上便可产生140吨推力。液压传动这个突出的优点，使它广泛应用于工程机械，成为实现省力化的最有效的手段。

四、液压传动中运动零件均在油内工作，可以进行自行润滑，故零件工作寿命长。

五、能在很大范围内实现无级调速。如车辆在不同情况下要求不同的行驶速度，我们可以通过调节液体的流量达到改变速度的要求。

六、与机械传动相比易于布局和操纵。操纵简单，便于采用电液联合控制实现自动化。

七、液压元件易于实现系列化、标准化、通用化，便于设计、制造和推广使用。

液压传动也存在着以下缺点：

一、液压传动采用液体为介质。在相对运动表面间有间隙存在，就不可避免的要泄漏，影响工作效率。为了防止漏油，配合件的制造精度要求较高。

二、由于油的粘度随温度而变化，因此油温变化时，会影响传动机构的工作性能。同时在低温和高温条件下采用液压传动有较大的困难。

三、空气渗入液压系统后容易引起系统的工作不良，如发生振动、爬行、噪音等。

四、液压系统发生故障不易检查和排除，这给使用和维修带来不方便。

五、为了防止漏油，以及为了满足某些性能上要求，液压元件制造精度要求较高。

通过以上的比较，总的说来，液压传动的优点是主要的，就其缺点而言，随着生产和科学技术的发展，正在逐步加以解决。因此液压传动在现代化的生产中有着广阔的发展前途。

思 考 题

1. 说明油压千斤顶的工作原理。
2. 液压系统由哪几部分组成？举例说明。
3. 画出常用元件的职能式符号。
4. 说明液压传动的优缺点。

第二章 液压流体力学基础知识

第一节 油液的主要性质和选用

液体质点之间的内聚力较固体的小，容易流动，没有固定的几何形状。油液具有质量、重量、压缩性、膨胀性、粘性与容易燃烧等性质。

一、液体的密度和重度

密度——对于均质液体来说，是指单位体积内含有的质量，用 ρ 表示。如以 M 表示体积为 V 的均质液体的质量，则该液体的密度为：

$$\rho = \frac{M}{V} \quad (2-1)$$

式中 M ——质量（公斤力·秒²/米）；

V ——体积（米³）；

ρ ——密度（公斤力·秒²/米⁴）。

液压传动用油的密度一般为 $\rho = 90.72 \sim 93.78$ 公斤力·秒²/米⁴。

重度——对于均质液体来说，是指单位体积内所具有的重量，用 γ 来表示。如以 G 表示体积为 V 的均质液体的重量，则该液体的重度为：

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

式中 G ——重量（公斤力）；

V ——体积（米³）；

γ ——重度（公斤力/米³）。

液压传动用油的重度一般为 $\gamma = 890 \sim 920$ 公斤力/米³。

密度与重度有一定的关系，由牛顿第二定律可知： $G = M \cdot g$ 。将等式两边同除以体积 V ，则得：

$$\gamma = \rho \cdot g \quad (2-3)$$

即某液体的重度等于该液体的密度与重力加速度的乘积。

二、液体的压缩性与膨胀性

液体的压缩性是指液体受力作用而体积变小的性质。液体压缩性的大小，用体积压缩系数 β 表示。其物理意义是：液体所受压力增加一个大气压时所发生的体积 V 的相对变化值，即：

$$\beta = -\frac{\frac{\Delta V}{V_0}}{\Delta p} \text{厘米}^2/\text{公斤力} \quad (2-4)$$

式中 ΔV 表示体积为 V_0 的液体受压力变化 Δp 时的体积改变量。“-”负号表示液体受压体积减小,即 ΔV 与 Δp 变化方向相反。

液体压缩后的体积为:

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

体积压缩系数 β 的倒数称体积弹性系数, 又称弹性模数, 用 E 表示

$$E = \frac{1}{\beta} \quad (2-5)$$

液压传动用油的体积压缩系数一般为 $\beta = (5 \sim 7) \times 10^{-5}$ 厘米²/公斤力。

液体的压缩性是很微小的, 如: 1 公斤力加在1厘米²面积的水上, 其体积相对减小量只有1/20000。所以在一般的液压系统中, 压力变化不大时, 可以忽略不计, 把液体近似的视为不可压缩的。但在压力变化很大和传动精度要求较高的高压系统中, 因液体的压缩性使液体由高压到低压地突然转换的瞬间, 压缩后的液体会突然膨胀而造成冲击。所以, 这种场合必须考虑液体的压缩性。

液体的膨胀性是指因液体的温度升高而体积增大的性质。液体膨胀性的大小用体积膨胀系数 β_t 表示。其物理意义是: 增加一个单位温度时所发生的体积 V 的相对变化值, 即

$$\beta_t = \frac{\frac{\Delta V}{V_0}}{\Delta t} 1/^\circ\text{C} \quad (2-6)$$

液体的膨胀性也是很微小的, 再加之液压传动系统的温升不能超过允许值, 所以在一般情况下可忽略不计。

三、液体的粘性

当液体在外力作用下流动时, 由于液体与固体(容器)界壁的附着力和液体本身的内聚力而使液体各处的速度产生差异。如管道中的液体流动, 见图 2-1。紧贴管壁的液体流动速度为零, 愈接近轴心的液体流动速度愈大, 轴心处的液体流动速度最大。在管道轴截面上, 各点液体的运动速度按着一定的曲线规律分布。

如果液体的质点都是沿着轴向运动, 我们可以把管道中液体流动看成是许多假想地无限薄的同心圆筒形流体层, 运动较快的流体层可以带动运动较慢的流体层, 反之, 运动较慢的流体层又阻滞运动较快的流体层。这种当快的流体层在慢的流体层上滑过时, 则类似于固体中的摩擦过程。所以在流体层之间产生内摩擦力(或称切应力), 流动液体的这种性质就称液体的粘性, 见图 2-2。

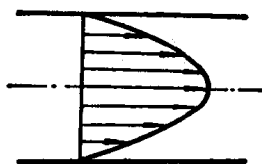


图 2-1 液体管中流动速度分布图

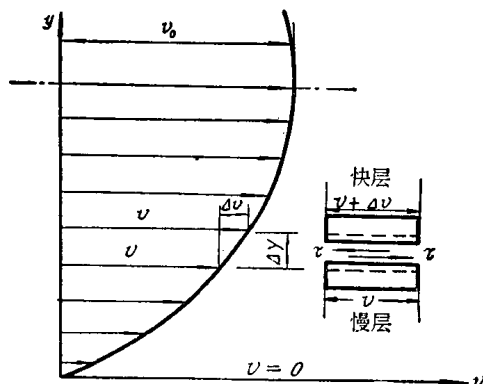


图 2-2 流体的相对运动与粘性示意图

液体只有流动时才显现出粘性，而静止液体不显现出粘性。

表示流体粘性大小程度的物理量称粘度。粘度是运动液体最重要、最基本的物理参数之一。在液压传动中所用液压油主要是根据粘度来选择的。

粘度有三种不同的度量单位：

1. 绝对粘度：又称动力粘度或动力粘度系数，用 μ 表示。

绝对粘度是直接表示液体流动时产生的内摩擦力（切应力）的大小。根据牛顿液体内摩擦定律：

$$\tau = \pm \mu \frac{\Delta v}{\Delta y}$$

舍去“ $\pm$ ”号则得：

$$\mu = \frac{\tau}{\frac{\Delta v}{\Delta y}} \quad (2-7)$$

式中 μ ——动力粘度系数；

τ ——切应力；

Δv ——相邻油膜之间的相对滑动速度；

Δy ——相邻油膜之间的相隔距离。

式中的 $\frac{\Delta v}{\Delta y}$ 表示油膜之间的相对滑动的速度梯度——垂直于流动方向上单位长度内的速度变化。

动力粘度系数 μ 的物理意义是：当速度梯度等于1时，接触液层间单位面积上的内摩擦力。

在工程单位制中，动力粘度系数的单位是公斤力·秒/米²，它表示两层相邻油层相距为一米，相对滑动速度为1米/秒，在一平方米的油层面上所产生的内摩擦力的大小。

在CGS制中，动力粘度系数的单位是达因·秒/厘米²，又称为泊，取泊的百分之一称厘泊，即1泊=100厘泊。

在国际单位制中，动力粘度系数的单位是帕·秒，1帕·秒=1牛·秒/米²。

工程制与CGS制的单位换算关系：

$$1 \text{ 公斤力} \cdot \text{秒} / \text{米}^2 = 98.1 \text{ 泊} \approx 100 \text{ 泊}$$

工程制与国制单位制的换算关系：

$$1 \text{ 公斤力} \cdot \text{秒} / \text{米}^2 = 9.81 \text{ 帕} \cdot \text{秒}$$

2. 运动粘度：运动粘度系数用 ν 表示。

动力粘度系数 μ 与液体密度 ρ 的比值就称运动粘度：

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \quad (2-8)$$

在工程单位制和国际单位制中，运动粘度系数的单位都是米²/秒。

在CGS制中，运动粘度系数的单位是厘米²/秒，又称沱，取沱的百分之一称厘沱，即1沱=100厘沱。

工程制与CGS制的单位换算关系：

$$1 \text{ 米}^2 / \text{秒} = 10000 \text{ 厘米}^2 / \text{秒} = 10000 \text{ 沱}$$

运动粘度系数没有什么物理意义，只因在液压传动的计算中（或水力学中），常常遇到

动力粘度系数与液体密度的比值而采用。又因它只有运动学的量而没有动力学的量，故称运动粘度。

在液压传动计算中和液压油的牌号表示上（润滑油的牌号），一般不用动力粘度，而用运动粘度。机械油的牌号就是以厘沲为单位在温度为 50°C 时运动粘度的平均值。如 10 号机械油是 50°C 时运动粘度系数 $\nu = 7 \sim 13$ 厘沲。

3. 相对粘度：又称条件粘度。

相对粘度是以液体（如油液）的粘度相对于水的粘度的大小程度来表示该液体的粘度。世界各国采用的相对粘度的单位各有不同，有赛氏粘度、雷氏粘度、恩氏粘度等，我国采用的是恩氏粘度，用 °E 表示。

恩氏粘度是用恩格勒粘度计测量的。方法是：在某一标准温度 t 下，将被测油液 200 厘米³，装入恩氏粘度计的容器中，测定这些油液经容器底部小孔（ $\phi 2.8$ 毫米）流尽的时间 t_1 ；又在 20°C 时将 200 厘米³ 的纯水（蒸馏水）装入恩氏粘度计的同一容器中，测定这些水经容器底部小孔流尽的时间 t_2 。 t_1 与 t_2 的比值便称被测油液在该标准温度 t 下的恩氏粘度 °E。即：

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

工业上一般以 20°C、50°C、100°C 作为测定恩氏粘度的标准温度，分别记作 °E₂₀、°E₅₀、°E₁₀₀。在液压传动中常采用 °E₅₀ 表示。

运动粘度与恩氏粘度可用经验公式进行换算，其经验公式为：

$$\begin{aligned} \nu &= 0.0731^{\circ}\text{E} = \frac{0.0631}{^{\circ}\text{E}} \text{厘沲} \\ &= 7.31^{\circ}\text{E} - \frac{6.31}{^{\circ}\text{E}} \text{厘沲} \end{aligned} \quad (2-10)$$

图 2-4 表示三种粘度单位的换算线图。

4. 温度、压力对粘度的影响。

油液的粘度随温度的增高而变小（即油液因温度增高而变稀的现象），又随温度的降低而变大。油液粘度的变化将直接影响到液压传动系统的性能和泄漏量，所以液压用油的粘度随温度变化越小越好。

对于液压传动常用油液，当运动粘度在不超过 76 厘沲、温度在 30~150°C 范围内，可用近似公式计算，温度为 t 时的运动粘度为：

$$\nu_t = \nu_{50} \left(\frac{50}{t} \right)^n \text{厘沲} \quad (2-11)$$

式中 ν_t —— 温度为 t 时的运动粘度（厘沲）；

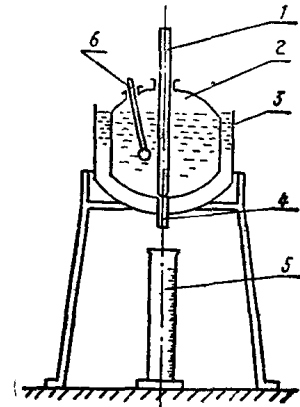


图 2-3 恩格勒粘度计
1 — 塞杆；2 — 贮液器；3 — 保温水槽；4 — 小孔（ $\phi 2.8$ ）；5 — 量杯；6 — 温度计。

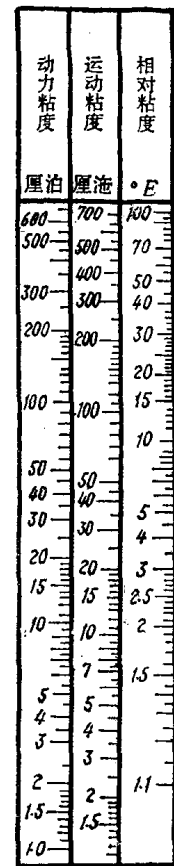


图 2-4 粘度单位线图

ν_{50} ——温度为50°C时的运动粘度（沲）；

n ——指数。

指数 n 随油液的粘度而变化，其变化值见表 2—1。

表 2—1

ν_{50}	2.5	6.5	9.5	12	21	30	38	45	52
°E	1.12	1.48	1.78	2.09	3.16	4.3	5.35	6.3	7
n	1.39	1.59	1.72	1.79	1.99	2.13	2.24	2.32	2.42

由于矿物油的组成、炼制方法等不同，各种矿物油的粘度与温度的关系也不一样。对于这种特性一般用粘度指数 ($V \cdot I$) 表示。粘度指数表示被试油液的粘度随温度变化的程度同标准油液粘度随温度变化程度比较的相对值。粘度指数的代号是 $V \cdot I$ 。粘度指数愈高，粘度随温度变化愈小。粘度指数可由经验公式计算或从图表查出，在此不再详述了。

我国部分国产油的粘温图见图 2—5。

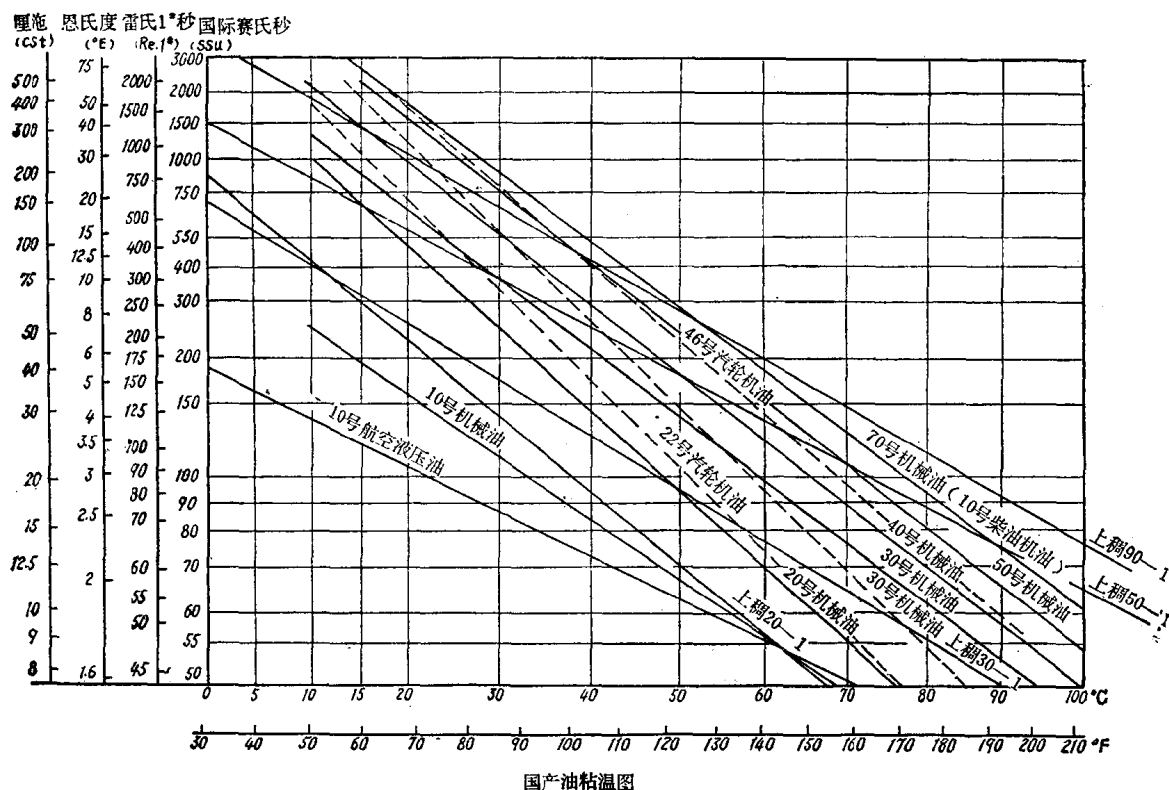


图 2—5 国产油粘温图

粘度随压力的增大而增大（压力使油液分子间距离减小而变稠的现象），但粘度随压力变化程度并不大。在实际应用中，当液压传动系统使用矿物油时，压力在500公斤力/厘米²以下，可用下述经验公式计算：

$$\nu_p = \nu_0 (1 + 0.003p) \text{ 沲} \quad (2-12)$$

式中 ν_p ——在压力为 p 时的运动粘度（沲）；

ν_0 ——一个大气压时的运动粘度（沲）；