

液压与液力传动

南京建筑工程学校 编
广州市建筑工程学校



中等专业学校试用教材

中国建筑工业出版社

中等专业学校试用教材

液压与液力传动

南京建筑工程学校
广州市建筑工程学校 编

中国建筑工业出版社

本书分为两篇，共九章。第一篇为液压传动，其中第一至二章介绍液压传动的概念和水力学基础。第三至六章介绍常用液压元件（包括液压泵、液压马达、液压缸、控制阀和辅助装置）。第七章介绍建筑机械液压系统、液压系统的设计计算以及液压系统的安装、使用和维护。第二篇为液力传动，其中第八章介绍液力传动的水力学基础，第九章介绍液力偶合器和液力变矩器等。

本书为建工类中等专业学校建筑机械专业教材，也可供建筑机械专业的技术工人和工程技术人员参考。

中等专业学校试用教材
液 压 与 液 力 传 动

* * *

南京建筑工程学校 编
广州市建筑工程学校

*

中国建筑工业出版社出版(北京西郊百万庄)
新华书店北京发行所发行 各地新华书店经售
中国建筑工业出版社印刷厂印刷(北京阜外南礼士路)

*

开本：787×1092毫米1/16 印张：18³/₄ 字数：456千字

1979年12月第一版 1979年12月第一次印刷

印数：1—17,100册 定价：1.40元

统一书号：15040·3792

前 言

液压与液力传动是一项比较新的技术，由于它具有输出功率大、重量轻、易于实现无级调速等优点，所以在建筑机械上得到了广泛的应用。为了满足教学需要和普及液压与液力技术，根据中等专业学校建筑机械专业教材编审座谈会所拟定的《液压与液力传动》教材编写提纲编写了本书。

本书分为两篇，共九章。第一篇讲液压传动，内容包括液压传动的水力学基础、常用液压元件、建筑机械液压系统及液压系统的安装、使用和维护。第三章至第六章介绍了常用液压元件，其中以建筑机械中常用的中高压和高压元件为主，也适当介绍了某些低压液压元件。对于泵阀类液压元件，一般已纳入标准化，故以叙述工作原理和典型结构为主，虽然也介绍了部分元件的设计计算要点，但主要是为了使读者加深对元件结构的理解，同时在设计专用元件时作为参考。第二篇讲液力传动，内容包括液力传动的水力学基础，液力偶合器与液力变矩器的工作原理、特性和结构类型，对于液力变矩器与发动机的共同工作问题也作了初步探讨。

参加本书编写工作的同志，有南京建筑工程学校蔡绍琚（第一、二、四、五、六、七章及本书附录）、陈颐和（第三章），广州市建筑工程学校朱民心（第八章）、周锦珍（第九章）；由南京建筑工程学校负责主编。

书稿由陕西省建筑工程学校鲍约赉同志主持审阅，特邀广州市建筑工程局、中国建筑科学研究院机械化研究所、长沙建筑机械研究所、武汉水运工程学院、上海铁道学院、北京工程兵机械学校、广东省建筑工程学校等有关同志参加会审，提供不少宝贵意见。在这里谨向上述单位的同志们表示衷心的感谢。由于我们思想水平和业务水平不高，书中可能有不少的缺点和错误，希望广大读者批评指正。

南京建筑工程学校

广州市建筑工程学校

1979年6月

目 录

第一篇 液 压 传 动

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 液压系统图图形符号	3
第三节 液压传动的优缺点	4
第二章 液压传动的水力学基础	6
第一节 油液的性质和选用	6
第二节 静止液体的性质	15
第三节 流动液体的性质	20
第四节 液体流动中的压力损失	24
第五节 油液在缝隙和小孔中的流动	37
第六节 液流作用在滑阀与锥阀上的轴向力	43
第七节 液压冲击和空穴现象	47
第三章 液压泵和液压马达	51
第一节 液压泵和液压马达的基本概念	51
第二节 齿轮泵和齿轮马达	55
第三节 叶片泵和叶片马达	68
第四节 轴向柱塞泵和轴向柱塞马达	74
第五节 径向柱塞泵	84
第六节 径向柱塞马达	87
第七节 液压泵、液压马达的主要性能和选用	93
第四章 液压缸	101
第一节 液压缸的结构形式	101
第二节 液压缸的密封装置	106
第三节 液压缸的设计计算	109
第四节 摆动液压缸	125
第五节 液压缸性能及使用时应注意的事项	127
第五章 控制阀	130
第一节 方向控制阀	130
第二节 压力控制阀	149
第三节 流量控制阀	164
第四节 多路阀	174
第六章 辅助装置	185
第一节 滤油器	185
第二节 油箱和冷却器	191
第三节 油管 and 管接头	196
第四节 蓄能器	202

第七章 建筑机械液压系统	204
第一节 液压系统的型式	204
第二节 液压系统的速度调节	209
第三节 建筑机械液压系统实例	220
第四节 液压系统的设计程序	225
第五节 液压元件的初步计算和选择	227
第六节 液压系统性能的验算	230
第七节 起重机液压系统设计计算举例	232
第八节 液压系统的安装、使用和维护	244

第二篇 液 力 传 动

概 论	248
第八章 液力传动的基本概念	250
第一节 液流在工作轮中的运动	250
第二节 欧拉方程式	251
第三节 相似理论	254
第九章 液力耦合器及液力变矩器	258
第一节 液力耦合器的工作原理	258
第二节 液力变矩器的工作原理	264
第三节 液力变矩器的特性曲线与评价参数	274
第四节 液力变矩器与发动机的共同工作	278
第五节 液力变矩器结构类型	282
附 录	288
一、液压传动中常用单位换算表	288
二、常用基础标准	289
三、常用液压系统图图形符号 (GB786-76)	290
四、几种常用液压泵与液压马达的型号说明	293
五、中、高压系列液压阀型号说明	295

第一篇 液 压 传 动

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

液压传动的工作原理，可以用一个油压千斤顶的工作原理来说明。

图1-1是油压千斤顶的工作原理图。工作时利用杠杆将缸2中的柱塞1向下压，促使缸2下腔的密封容积减小，油液压力升高，压力油通过单向阀3流入缸7内，推动柱塞8将重物 W 举起。管道中的单向阀3阻止了油液从缸7倒流回缸2。在柱塞1行程终了后，又可以利用杠杆将柱塞1向上提起，这时缸2下腔密封容积增加，形成部分真空，于是油箱5中的油液在外界大气压力的作用下，经过吸油管及单向阀4进入缸2的下腔，并充满柱塞缸。再压下柱塞1，又将油液压入缸7内。这样反复地拉压柱塞1，就可以使重物 W 不断上升，从而达到起重目的。将阀门6旋转90°，在重物 W 的重力作用下，缸7内的油液排回油箱5。

以上介绍的是油压千斤顶的工作过程。通过对油压千斤顶工作过程的分析，可以初步了解到液压传动的基本工作原理。液压传动是利用有压力的油液作为传递动力的工作介质。压下杠杆时缸2输出压力油，是将机械能转换成油液的压力能。压力油经过管道及单向阀流入缸7，推动柱塞8举起重物，是将油液的压力能又转换成机械能。柱塞8举升的速度取决于单位时间内流入缸7中油液容积的多少。因此，这种借助于运动着的压力油的容积变化来传递动力的液压传动称为容积式液压传动。建筑机械的液压传动大多数属于容积式液压传动。除容积式液压传动

外，还有一种动力式液压传动，它是利用运动着的液体的动能来传递能量的，如液力偶合器和液力变矩器等，这种传动方式在推土机和装载机的行走机构中有所应用。有关动力式液压传动(简称液力传动)的基本知识将在第二篇中介绍，第一篇仅介绍容积式液压传动。

二、液压系统的组成

油压千斤顶是一种简单的液压传动装置，这里再分析一个推土机的液压传动系统。

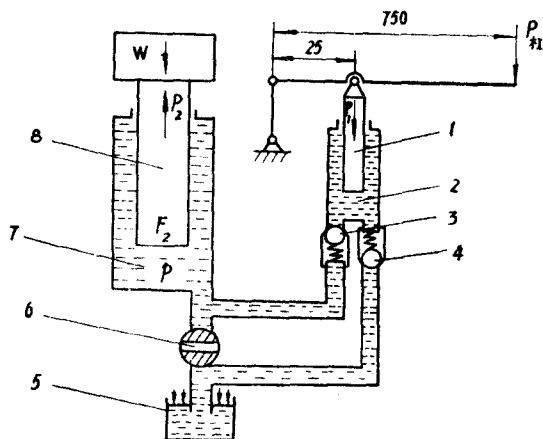


图 1-1 油压千斤顶工作原理图

1、8—柱塞；2、7—柱塞缸；3、4—单向阀；5—油箱；6—阀门

它的工作原理见图1-2。

发动机带动液压泵1从油箱5内吸油，并将有压力的油液送入管路。从液压泵输送来的压力油就是推动铲刀升降液压缸2动作的能量来源。

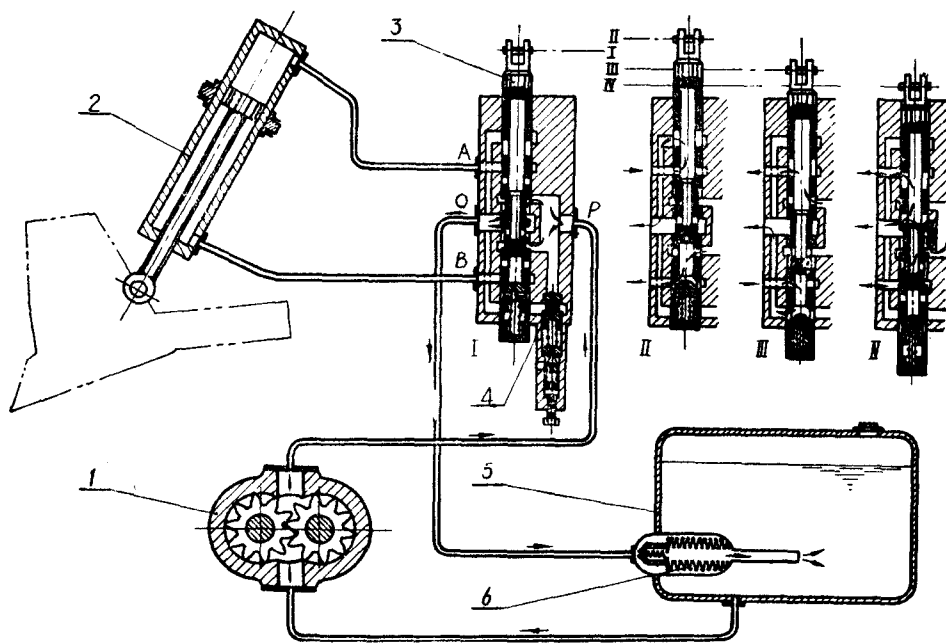


图 1-2 推土机液压系统结构式原理图

1—液压泵；2—液压缸；3—换向阀；4—溢流阀；5—油箱；6—滤油器

压力油首先经过油管进入换向阀3。换向阀3共有P、A、B、O四个油口，分别与液压泵、液压缸的上、下腔和油箱相通。换向阀的阀芯有四个操作位置，对应于推土机的四种工作状态。当阀芯处于中间位置I时，进油口P与回油口O接通，A、B油口被阀芯封闭，此时液压泵输出的油液经过换向阀直接流回油箱，液压泵处于卸荷状态，液压缸2的活塞杆保持在一定位置（中间位置）；提升阀芯，使其处于位置II时，进油口P与工作油口B接通，A与回油口O接通，液压泵输出的压力油经过P、B油口进入液压缸2的下腔，在压力油的作用下，活塞杆带动铲刀上升，与此同时，液压缸上腔的油液被排出，经过换向阀A、O油口、油管和滤油器6流回油箱；当把阀芯推到位置III时，进油口P与工作油口A接通，B与回油口O接通，液压泵输出的油经P、A油口进入液压缸上腔，使铲刀下降，液压缸下腔的油流回油箱；若把阀芯推到底，使它处于位置IV时，换向阀的P、A、B、O四个油口互相连通，铲刀处于浮动状态，推土机进行推土作业。由此可见，换向阀3在液压系统中的作用就是控制油液的流动方向，从而使铲刀处于不同的工作状态。

在换向阀的阀芯处于II、III位置时，如果液压缸活塞已上升或下降到行程终点，液压泵仍继续供给压力油，这时系统内油压力将急剧升高，可能造成液压缸、油管及其它液压元件的破坏。为了使液压系统安全地工作，在换向阀的阀体内安装了溢流阀4，当系统压力超过溢流阀的调整压力时，溢流阀开启，液压泵输出的压力油经溢流阀和换向阀内的回

油通道流回油箱，以限制系统压力的继续升高。

此外，在系统的回油路上安装了滤油器 6，它的作用是滤去油液中的杂质，以减少液压元件相对运动表面间的磨损，同时也可避免液压系统某些故障的发生。

以上是对推土机液压系统的初步分析。从推土机液压系统的工作过程中可以看出，一个完整的、能够正常工作的液压系统，应该由以下四个主要部分来组成。

1) 液压泵。它供给液压系统压力油，将电动机或发动机输出的机械能转换为油液的压力能，用以推动整个液压系统工作。

2) 液压缸和液压马达。又称为液压系统的执行元件，它是将油液的压力能转换为机械能的能量转换装置。图 1-2 中的液压缸 2 就是在压力油的推动之下带动铲刀升、降，从而输出机械能。液压马达是作回转运动的，它输入压力油，而输出扭矩和转速。

3) 控制调节装置。如图 1-2 中的溢流阀和换向阀，它们是用来控制油液的压力和流动方向，以满足液压系统的工作要求。

4) 辅助装置。如油箱、滤油器、油管 and 管接头等。

上述这些液压元件将在以后各章中分别介绍。

第二节 液压系统图图形符号

如图 1-2 所示的液压系统原理图，其中各元件的图形基本上表示了它的结构原理，称为结构式原理图。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，但图形比较复杂，特别是系统中元件较多时，绘制更不方便。为了简化液压原理图的绘制，另有一种职能符号式原理图，在这种液压原理图中，各元件和连接管路都用规定的图形符号表示。我国已经制定了这种图形符号的国家标准，即“液压系统图图形符号 (GB786-76)”。一般液压系统原理图，都应按照我国制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。我国制订的液压系统图图形符号 (GB786-76) 中比较常用的见附录。在以后讲述到各种液压元件时，还要提到，在这里仅讲几条基本规定。

1) 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实际安装位置。

2) 元件符号内的油液流动方向用箭头表示，线段两端都有箭头的表示流动方向可逆。

3) 符号均以元件的静止位置或中间零位置表示，当系统的动作另有说明时，可作例外。

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表示，则如图 1-3 所示。图中各元件编号和图 1-2 中所示一致。下面以图 1-3 为例，说明职能符号式液压系统原理图的读法。

在图 1-3(a) 中，液压泵 1 从油箱 5 中吸油，输出油通过管路进入换向阀 3。按照标准规定，在系统图中换向阀 3 应处于中间零位置，液压泵输出的油经过换向阀 3 及滤油器 6 直接流回油箱，液压泵卸荷，液压缸 2 不动作。如操纵手柄将换向阀 3 向右拉，油路连通情况就如图 (b) 所示，这时液压缸右腔通压力油，活塞杆缩回带动铲刀上升，液压缸左

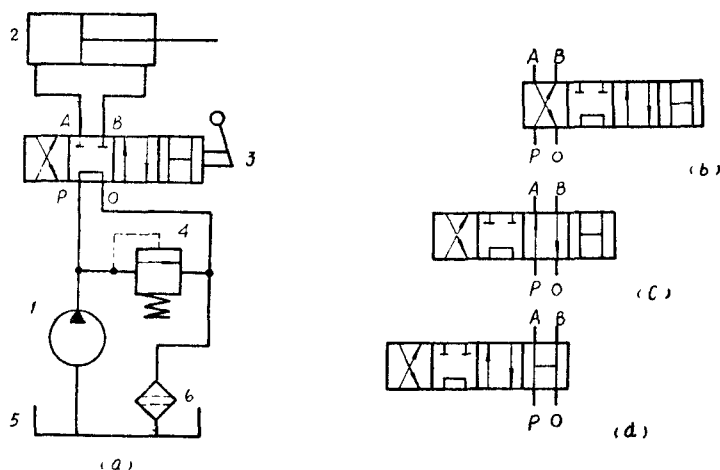


图 1-3 用职能符号表示的推土机液压系统原理图
(a)一推土机液压系统原理图；(b)、(c)、(d)一液压系统油路连通情况
1—液压泵；2—液压缸；3—换向阀；4—溢流阀；5—油箱；6—滤油器

腔回油。将换向阀 3 推到左边第一个位置，如图 (c) 所示，就实现了换向，此时活塞杆伸出，带动铲刀下降。将换向阀 3 推到左边第二个位置，即图 (d) 所示位置，这时换向阀内 P、O、A、B 四个油口互相连通，液压缸处于浮动状态。在图 1-3(a) 中 4 表示溢流阀，溢流阀上的虚线表示控制油路，当液压泵输出油的压力升高，控制油路中压力油的作用力能够克服弹簧力时，溢流阀开启，液压泵输出的油液通过溢流阀流回油箱。

第三节 液压传动的优缺点

液压传动在挖掘机、推土机、装载机和起重机中应用非常普遍，甚至许多建筑机具也越来越多的采用了液压传动。液压传动所以能得到广泛应用，这是由于它具有以下的主要优点：

1) 用管道输送压力油，在不太长的距离内输送能量比较方便，液压元件安装位置有很大的灵活性，可以随意布置在合适的地方，易于总体布置，也便于同一台原动机驱动几个工作机构。

2) 容易实现大幅度减速，可以获得很大的作用力和力矩，以直接推动工作机构。

3) 由于采用了高压泵和高压马达，使小型大功率的传递成为可能，即用尺寸小，重量轻的液压元件就可以传递很大的功率。例如液压泵与同功率的电动机相比，外形尺寸仅为后者的 12~13%，重量仅为后者的 10~20%。这样，再加上第 1)、2) 条的优点，就可以使整个机械的重量大大减轻。

4) 可以在比较大的范围内方便地实现无级调速，工作平稳性好，易于实现过载保护。

5) 操纵方便、省力。特别是电液联合应用时，能够充分发挥两者的优点，制造出自动化程度比较高的建筑机械。

6) 液压元件易于实现标准化、系列化、通用化, 便于设计、制造和推广使用。

但液压传动也存在着以下的缺点:

1) 液压传动采用油液为工作介质, 在相对运动表面间不可避免地要有泄漏, 尤其是密封装置、高压胶管和管接头存在质量问题时, 往往会造成严重的外部泄漏。

2) 油液的粘度随温度变化, 从而影响到液压系统的工作性能。在高温或低温条件下, 采用液压传动有一定的困难。

3) 为了防止漏油, 以及为了满足某些性能上的要求, 液压元件的配合制造精度要求较高。

4) 系统工作中有时会出现较强的噪音。

此外, 液压传动还有许多问题尚待解决。例如, 某些液压元件质量尚不过关, 液压系统发生故障不易检查和排除, 液压传动的总效率往往低于机械传动等。

随着生产的发展, 有些缺点正在逐步加以克服, 液压元件的标准化和集中生产, 便于保证质量和降低成本。因此液压传动有着广泛的发展前途。

第二章 液压传动的水力学基础

液压传动是用油液作为传递能量的工作介质。油液作为一种液体，它具有许多特性，水力学就是研究液体平衡与运动规律的一门科学。在本章中将叙述与液压传动有关的水力学基本内容，通过它可以了解到液体的一些性质，特别是弄清楚一些基本概念，这样有助于正确理解液压传动的基本原理和规律，从而可以更好地设计、制造和使用液压传动的建筑机械。

第一节 油液的性质和选用

一、液体的密度和重度

液体的密度是指单位容积中液体的质量，常用 ρ 表示：

$$\rho = \frac{m}{V} \text{ 克/厘米}^3 \quad (2-1)$$

式中 m ——液体的质量（克）；

V ——液体的容积（厘米³）。

在上式中，密度 ρ 的单位是用绝对制表示的。如果用工程制表示，式（2-1）中的 m 应为工程制单位，根据牛顿第二力学定律 $F=ma$ ， m 的单位是公斤力·秒²/米，所以密度 ρ 的工程制单位应是公斤力·秒²/米⁴或公斤力·秒²/厘米⁴。

液体的重度是指单位容积中液体的重量，常用 γ 表示：

$$\gamma = \frac{G}{V} \text{ 公斤力/米}^3 \text{ 或公斤力/厘米}^3 \quad (2-2)$$

式中 G ——液体的重量（公斤力）；

V ——液体的容积（米³或厘米³）。

密度和重度之间有一个简单的关系式，因为重量 G 等于质量 m 与重力加速度 g 的乘积，即：

$$G = mg$$

两边同除以容积 V ，则得：

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

式中 γ ——液体的重度（公斤力/厘米³）；

ρ ——液体的密度（公斤力·秒²/厘米⁴）；

g ——重力加速度（厘米/秒²）， $g=981$ 厘米/秒²。

油液的密度和重度随温度和压力而变化。对于液压传动中所用的矿物油，在使用的温度和压力范围内，这种变化很小，一般将密度和重度视为常数，计算时可取油液的密度 $\rho=0.9$ 克/厘米³（绝对制）或重度 $\gamma=0.9 \times 10^{-3}$ 公斤力/厘米³（工程制）。根据式（2-3）又可求出工程制中油液的密度 ρ 为：

$$\rho = \frac{\gamma}{g} = \frac{0.9 \times 10^{-3}}{981} = 0.92 \times 10^{-6} \text{ 公斤力} \cdot \text{秒}^2 / \text{厘米}^4$$

二、液体的粘性

当液体在外力作用下流动时，一般液体各层的运动速度不相等，这是由于液体与固体壁间的附着力和液体分子间的内聚力造成的。如图 2-1 所示，在两平行平板之间充满了液体，其中下平板不动，上平板以速度 V 平行于下平板运动。由于液体的附着力和内聚力的作用，使两平板间的液体也随之运动；粘附于上平板的液层速度为 v ，粘附于下平板的液层速度为零，而中间液层的速度则按图示直线规律分布。

由于液体各层的运动速度不相等，相邻液层之间的关系，则是运动较快的液层带动运动较慢的液层，反之，运动较慢的液层却又阻滞运动较快的液层。这样，当运动较快的液层在运动较慢的液层上滑过时，则很类似于固体的摩擦过程，即相邻液层之间产生内摩擦力或切应力。液体在流动时产生内摩擦力或切应力的这种性质，称为粘性。液体粘性的大小用粘度来表示。

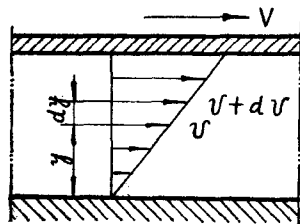


图 2-1 液体流动时的速度分布

(一) 粘度

粘度是液体最重要的特性之一，在液压系统中所用的油液主要根据粘度来选择。粘度一般可用以下几种不同的单位表示。

1. 动力粘度 μ

液体流动时相邻液层单位面积产生的内摩擦力或切应力 τ 可用牛顿液体内摩擦定律表示如下：

$$\tau = \mu \frac{dv}{dy} \quad (2-4)$$

式中 μ —— 动力粘度系数，

dy —— 相邻液层的间隔距离，

dv —— 相邻液层之间的相对滑动速度。

如果用动力粘度系数 μ 表示液体粘度的大小，就称为动力粘度。

在厘米克秒制中，当相邻液层之间的相对滑动速度为 1 厘米/秒，间隔距离为 1 厘米时，在 1 厘米² 的液层面积上所产生的内摩擦力（以达因计）就是液体的动力粘度，其单位应为达因·秒/厘米²，一般称为泊。泊的百分之一称为厘泊。在工程制单位中动力粘度的单位为公斤力·秒/米²或公斤力·秒/厘米²，它们之间的换算关系如下：

$$1 \text{ 公斤力} \cdot \text{秒} / \text{米}^2 = 98.1 \text{ 泊} (\text{达因} \cdot \text{秒} / \text{厘米}^2) \approx 100 \text{ 泊} = 10^4 \text{ 厘泊},$$

$$1 \text{ 公斤力} \cdot \text{秒} / \text{厘米}^2 = 9.81 \times 10^5 \text{ 泊} = 9.81 \times 10^7 \text{ 厘泊}.$$

2. 运动粘度 ν

液体的动力粘度 μ 和它的密度 ρ 的比值称为运动粘度，用 ν 表示，即：

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \text{ 厘米}^2 / \text{秒} \quad (2-5)$$

式中 μ —— 液体的动力粘度（达因·秒/厘米²）；

ρ —— 液体的密度（克/厘米³或达因·秒²/厘米⁴）。

在厘米克秒制中, 运动粘度的单位为厘米²/秒, 一般称为沱。沱的百分之一是厘沱。在温度 $t^{\circ}\text{C}$ 时的运动粘度用符号 ν_t 表示。

在工程制中运动粘度的单位为米²/秒, 换算关系如下:

$$1 \text{ 米}^2/\text{秒} = 10^4 \text{ 沱 (厘米}^2/\text{秒)} = 10^6 \text{ 厘沱。}$$

动力粘度和运动粘度都称为绝对粘度, 一般在理论计算时用到。

3. 相对粘度 (恩氏粘度) $^{\circ}\text{E}$

由于动力粘度和运动粘度都难于直接测量, 所以工程上常用便于测量的相对粘度。所谓相对粘度是指液体的粘度与水的粘度相比较的相对值。相对粘度的单位在国际上很不统一, 我国采用恩氏粘度 $^{\circ}\text{E}$ 。

液体的恩氏粘度是用恩氏粘度计来测定的。它表示被测定的液体在某一温度下从 $\phi 2.8$ 毫米小孔流出 200 毫升所需要的时间, 与蒸馏水在 20°C 流出 200 毫升所需时间 (此时间是仪器经过标定给出的) 的比值。恩氏粘度用符号 $^{\circ}\text{E}$ 表示, 即:

$$^{\circ}\text{E} = \frac{t_1}{t_2} \quad (2-6)$$

式中 t_1 ——200 毫升的被测液体流过恩氏粘度计小孔所需的时间 (秒);

t_2 ——200 毫升的蒸馏水在 20°C 时流过恩氏粘度计小孔所需的时间 (秒)。

相对粘度是一个比值, 所以是一个无因次量。工业上常用 20°C 、 50°C 和 100°C 作为测量时的标准温度, 相应的恩氏粘度用 $^{\circ}\text{E}_{20}$ 、 $^{\circ}\text{E}_{50}$ 和 $^{\circ}\text{E}_{100}$ 表示。

恩氏粘度与运动粘度, 动力粘度的换算关系如下:

$$\text{运动粘度 } \nu \text{ (厘沱)} = 7.31^{\circ}\text{E} - \frac{6.31}{^{\circ}\text{E}} \quad (2-7)$$

$$\text{动力粘度 } \mu \text{ (公斤力} \cdot \text{秒/米}^2\text{)} = 0.00067^{\circ}\text{E} - \frac{0.00058}{^{\circ}\text{E}} \quad (2-8)$$

粘度的换算也可以直接从有关手册中的图表上查得。

【例】 某液压油在 50°C 时的恩氏粘度为 $^{\circ}\text{E}_{50} = 4.5$, 试换算成运动粘度 ν 和动力粘度 μ 。

【解】 根据式 (2-7) 运动粘度 ν 为:

$$\nu = 7.31^{\circ}\text{E}_{50} - \frac{6.31}{^{\circ}\text{E}_{50}} = 7.31 \times 4.5 - \frac{6.31}{4.5} = 31.5 \text{ 厘沱}$$

根据式 (2-8) 动力粘度 μ 为:

$$\begin{aligned} \mu &= 0.00067^{\circ}\text{E} - \frac{0.00058}{^{\circ}\text{E}} = 0.00067 \times 4.5 - \frac{0.00058}{4.5} \\ &= 0.00289 \text{ 公斤力} \cdot \text{秒/米}^2 = 0.289 \times 10^{-6} \text{ 公斤力} \cdot \text{秒/厘米}^2 \end{aligned}$$

(二) 粘度和温度的关系

液压系统中使用的矿物油对温度的变化很敏感, 当温度升高时, 油的粘度则显著降低。例如, 常用的 20 号机械油, 在温度 20°C 时粘度约为 100 厘沱 ($13 \sim 14^{\circ}\text{E}$), 而当温度升高到 60°C 时, 粘度就降为 $12 \sim 16$ 厘沱 ($2 \sim 2.5^{\circ}\text{E}$)。油液粘度的变化将直接影响到液压系统的性能和泄漏量, 所以希望粘度随温度的变化越小越好。

不同种类的矿物油, 对温度变化的敏感程度也不一样。对于液压系统中常用的油液, 当运动粘度不超过 76 厘沱, 以及温度在 $30 \sim 150^{\circ}\text{C}$ 范围以内时, 可以用下面的近似公式计

算温度为 $t^{\circ}\text{C}$ 时的运动粘度。

$$\nu_t = \nu_{50} \left(\frac{50}{t} \right)^n \quad (2-9)$$

式中 ν_t ——温度为 $t^{\circ}\text{C}$ 时油液的运动粘度（厘沲）；

ν_{50} ——温度为 50°C 时油液的运动粘度（厘沲）；

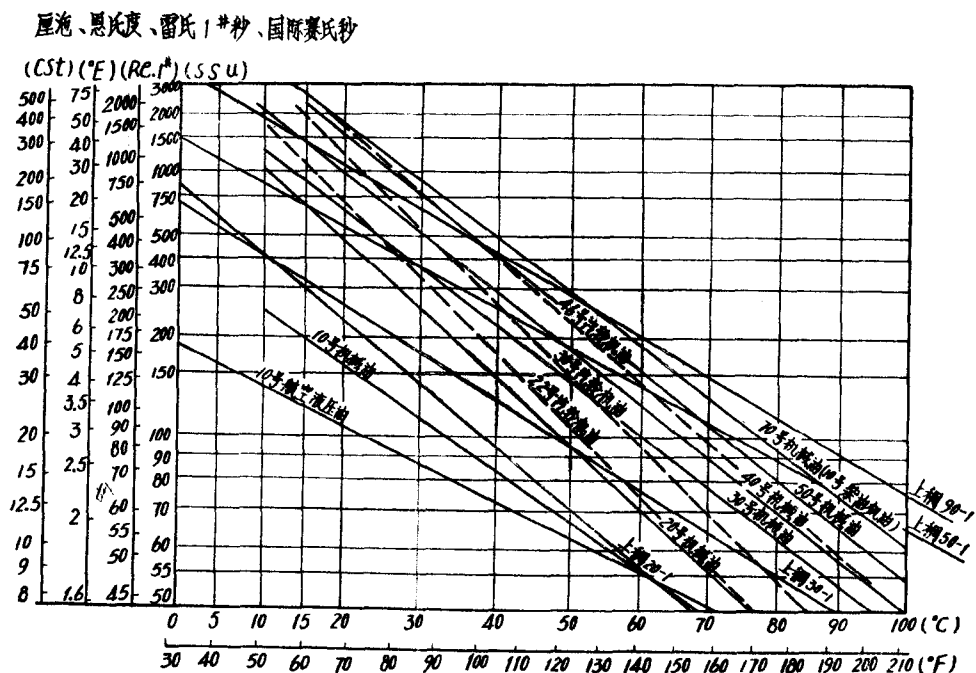
n ——指数，随油液的粘度变化，其值见表2-1。

指数 n 随粘度变化的数值

表 2-1

ν_{50} (厘沲)	2.5	6.5	9.5	12	21	30	38	45	52	60	63	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

我国常用粘温图表示油液粘度随温度变化的关系。部分国产油的粘温，见图2-2。



油的粘温性能也可以用粘度指数 (V.I.) 来表示。它表示这种油的粘度随温度变化的程度同标准油变化程度比较的相对值。粘度指数高，即表示粘温曲线平缓，油的粘温性能好，使用温度范围广，因此，一般要求液压传动用油的粘度指数 (V.I.) 不低于 90，最好能在 100 以上。

(三) 粘度和压力的关系

油液的压力增加时，分子间的距离就缩小，粘度变大。当油的压力不太高时，粘度的变化也不太大，并和压力的变化差不多成线性关系。对于液压传动中所使用的矿物油，压力在 $0 \sim 500$ 公斤力/厘米² 的范围内，可以用下式近似计算油的粘度：

$$\nu_p = \nu_0(1 + 0.003p) \quad (2-10)$$

式中 ν_0 ——在一个大气压下油的运动粘度；

p ——油的压力（公斤力/厘米²）。

使用压力 p 小于50公斤力/厘米²时，压力引起的粘度变化可以不考虑。

（四）调合油的粘度

当一种油的粘度不适合某种用途要求时，可用两种或两种以上的油调合起来达到粘度要求的目的。调合油的粘度($^{\circ}\text{E}$)可用下面经验公式计算：

$$^{\circ}\text{E} = \frac{a^{\circ}\text{E}_1 + b^{\circ}\text{E}_2 - c(^{\circ}\text{E}_1 - ^{\circ}\text{E}_2)}{100} \quad (2-11)$$

式中 $^{\circ}\text{E}_1$ 、 $^{\circ}\text{E}_2$ ——用以调合的两种油的恩氏粘度，并且 $^{\circ}\text{E}_1 > ^{\circ}\text{E}_2$ ；

a 、 b ——掺加调合的两种油各占的百分数， $a + b = 100$ ；

c ——实验系数，见表2-2。

调 合 油 的 系 数 c

表 2-2

$a(\%)$	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、液体的可压缩性

在一般情况下液体的可压缩性可以忽略不计。但在精确计算或计算系统的动态过程时，液体的可压缩性是一个重要的因素。

液体受压之后容积会缩小，密度会增加。液体受压后的容积可按式计算：

$$V = V_0 - \beta(p - p_0)V_0 = V_0[1 - \beta(p - p_0)] = V_0(1 - \beta\Delta p) \quad (2-12)$$

式中 V_0 、 V ——分别为压力为 p_0 及压力为 p 时液体的容积；

Δp ——压力的变化值， $\Delta p = p - p_0$ ；

β ——液体的压缩系数。

由式（2-12）可以推导出压缩系数 β 的表达式为：

$$\beta = \frac{V_0 - V}{V_0 \cdot \Delta p} = \frac{1}{V_0} \cdot \frac{\Delta V}{\Delta p} \quad (2-13)$$

式中 ΔV ——液体压缩后容积的变化值，

$$\Delta V = V_0 - V$$

从式（2-13）可以看出，压缩系数 β 相当于在单位压力变化时液体容积的相对变化值。

压缩系数的倒数称为容积弹性系数 K ，即：

$$K = \frac{1}{\beta} \quad (2-14)$$

液压传动用油的压缩系数 $\beta = (5 \sim 7) \times 10^{-5}$ 厘米²/公斤力，相应的容积弹性系数 $K = (1.4 \sim 2) \times 10^4$ 公斤力/厘米²。当油中混入空气时，可压缩性将显著增加，而容积弹性系数则大大降低。液压系统使用和设计时，必须注意这一问题。

四、油液的其它性质

1. 流动点和凝固点

油液的粘度随着温度的降低而逐渐增大。温度低到一定的程度，油液终于失去了流动性，这时的温度称为油液的凝固点。比凝固点高 2.5°C 的温度称为流动点。一般液压传动用油的凝固点约为 $-10\sim-15^{\circ}\text{C}$ ，稠化液压油的凝固点可达到 -38°C 。

2. 闪点和燃点

油液加热后则产生可燃性蒸气，一接近火焰瞬间就燃烧，这个最低温度称为油液的闪点。温度如进一步上升，则连续燃烧，这时的温度就叫做油液的燃烧点。一般液压传动用油的闪点约为 $130\sim150^{\circ}\text{C}$ 。

3. 化学稳定性

化学稳定性是指油液抵抗与含氧物质，特别是与空气起化学反应的能力。油液与空气或其它氧化剂接触会发生氧化，生成酸性物质，使油质变坏。油液温度越高，酸化速度越快，且铜等金属的存在还会起催化作用，这使油液使用寿命缩短，并且腐蚀金属表面。

此外，油液还可能与其它物质发生反应，例如溶解橡胶密封圈中的某些增塑剂而使橡胶膨胀失去弹性，破坏密封效果。或与油漆作用产生悬浮物质，堵塞液压元件小孔，影响系统正常工作。如果油与混入的水起反应，则可能生成油-水浮浊液，这将使油的润滑能力降低，并加速金属表面生锈和腐蚀的过程。

4. 热稳定性

热稳定性，是指油液在高温时抵抗化学反应和分解的能力。当温度升高时，油液的化学反应将加快，油分子裂化，并且可能产生沥青、焦油等树脂状物质。这些杂质粘附在油路各处，堵塞液压元件小孔和抱咬阀芯，影响系统的正常工作。

五、液压油中的添加剂

液压传动用油应具有较高的粘度指数，较好的化学稳定性、防锈性、消泡性等等。普通矿物油并不完全具备这些性质。因此，往往需要在油中加入各种改善油液性能的添加剂后，才能满足上述要求。常用的添加剂有以下几种。

1. 防止氧化剂

这种添加剂既能抑制氧化生酸，又能在金属表面形成防蚀保护层，以免酸性物质直接接触金属。

属于这种添加剂的有硫化物、磷酸化合物、胺和酚化物。

2. 防锈剂

当油中混入水分后，就会浸湿金属表面引起生锈。为此，要很好地保护金属表面，防止水和氧的接触。能达到防锈的目的，有对金属表面吸附力很强的有机酸脂、脂肪酸盐、有机磷化物等。

3. 粘度指数提高剂

提高粘度指数可以扩大液压油的使用温度范围，因此常在油中添加少量的分子量大的碳化氢来提高粘度指数。

4. 减摩剂

为了防止相对滑动表面的磨损，常在油中添加脂类极性化合物，以便在金属表面形成很强的吸附油膜，防止金属表面直接摩擦。