

ZHUAN YONG JIAO KE LIANG YE YA CHUAN DONG

主 编：晁智强

副主编：刘相波 孟爱红



装甲车辆液压传动

兵器工业出版社

装甲车辆液压传动

主 编：晁智强

副主编：刘相波 孟爱红

参 编：牛祎洁 韩寿松 陈强

兵器工业出版社

内 容 简 介

本书介绍了液压传动的基础知识以及液压传动技术在装甲车辆上的应用。

全书共分为 13 章,第一章绪论,第二、三章介绍液压流体力学基础知识,第四章至第九章介绍液压元件、基本回路和液压伺服系统,第十章介绍装甲车辆液压系统,第十一章介绍典型工程机械液压系统,第十二章介绍液压系统设计与计算,第十三章介绍液压系统的安装与调试。附录介绍了中低压液压元件、高压液压阀的型号说明及液压系统常用图形符号。

本书可作为高等军事工程院校“装甲车辆液压传动”课程教材,也可供装甲机械化部队专业技术干部参考,亦可作为高等院校相关专业的教学参考书。

图书在版编目(CIP)数据

装甲车辆液压传动/晁智强主编. —北京:兵器工业出版社, 2005. 12

ISBN 7-80172-588-3

I. 装... II. 晁... III. 装甲车—液压传动系统
IV. TJ 811

中国版本图书馆 CIP 数据核字(2005)第 132796 号

出版发行:兵器工业出版社

发行电话:010-68962596, 68962591

邮 编:100089

社 址:北京市海淀区车道沟 10 号

经 销:各地新华书店

印 刷:北京市登峰印刷厂

版 次:2005 年 12 月第 1 版第 1 次印刷

印 数:1-1050

责任编辑:周宜今

封面设计:底晓娟

责任校对:E 绛

责任印制:赵春云

开 本:787×1092 1/16

印 张:22.25

字 数:563.2 千字

定 价:40.00 元

(版权所有 翻印必究 印装有误 负责调换)

前 言

随着液压技术在我军装甲装备上的应用日趋广泛,对装甲装备液压系统的维护、维修、保养等技术保障工作提出了更高的要求。本书就是为了适应我军装甲装备发展的需要和机械工程及自动化专业新的教学大纲的要求而编写。本书内容适用 50 学时。可作为高等军事工程院校“装甲车辆液压传动”课程教材,也可供装甲机械化部队专业技术干部参考,亦可作为高等院校相关专业的教学参考书。

本书紧密结合装备介绍了液压传动的基础知识,并着重介绍了典型装甲装备液压系统的组成和工作原理。本书共分为 13 章,第一章绪论,第二、三章液压流体力学基础知识,第四章至第九章介绍液压元件(如液压泵、液压马达、液压缸、辅助元件等)、基本回路和液压伺服系统,第十章介绍装甲车辆液压系统,第十一章介绍典型工程车辆液压系统,第十二章介绍液压系统设计与计算,第十三章介绍液压系统的安装与调试。在编写时,总结了多年教学经验和部队技术保障的实践经验。内容力求既有相当广泛和系统完整的理论基础,又结合当前装甲装备的实际应用。

参加本书编写的人员有晁智强(第 5, 6, 8 章)、刘相波(第 11, 12, 13 章)、孟爱红(第 4, 9 章)、牛祎洁(第 1, 2, 3 章)和韩寿松(第 7, 10 章)。装甲兵工程学院机械工程系刘建敏主任负责了本书的规划工作。李瀛波教授为教材的出版付出了大量的心血,并负责了主审工作。孟爱红负责全书的校阅工作,陈强负责绘制了大部分的插图。本书的出版得到了军队“2110 工程——军用车辆工程”建设项目的资助。在此,感谢为本书出版工作给予支持和帮助的所有单位和个人。

由于编者水平有限,书中难免存在错误和不妥之处,敬请读者批评指正

编者

二〇〇五年九月二十二日

目 录

第一章 绪论	(1)
第一节 液压传动的工作原理、特点和组成	(1)
第二节 液压系统的图形符号	(5)
第二章 液体静力学	(7)
第一节 液压油的基本物理特性及选用	(8)
第二节 液体静力学	(14)
第三章 液体动力学	(27)
第一节 液体流动的基本概念	(27)
第二节 流动液体的连续性方程	(30)
第三节 流动液体的能量守恒方程 (伯努利方程)	(31)
第四节 流动液体的动量方程	(40)
第五节 管路系统的压力损失	(45)
第六节 液体流经小孔时的流量计算	(58)
第七节 液体流经缝隙时的流量计算	(60)
第八节 液压冲击和空穴现象	(68)
第四章 液压泵和液压马达	(77)
第一节 概述	(77)
第二节 齿轮泵和齿轮马达	(80)
第三节 叶片泵和叶片马达	(95)
第四节 柱塞泵和柱塞马达	(102)
第五节 螺杆泵	(114)
第六节 液压泵和液压马达的选择和使用	(116)
第五章 液压缸	(121)
第一节 液压缸的工作原理、分类及其特点	(121)
第二节 液压缸典型结构	(125)
第三节 液压缸的基本计算	(131)
第六章 液压控制阀	(140)
第一节 方向控制阀	(140)
第二节 压力控制阀	(154)
第三节 流量控制阀	(169)
第四节 电液比例控制阀	(176)

第五节 车辆专用阀	(180)
第七章 液压辅件	(198)
第一节 蓄能器	(198)
第二节 油 箱	(200)
第三节 热交换器	(201)
第四节 滤油器	(203)
第五节 油管 and 管接头	(208)
第八章 液压基本回路	(214)
第一节 压力控制回路	(214)
第二节 速度控制回路	(219)
第三节 方向控制及多缸控制回路	(230)
第九章 液压伺服系统	(240)
第一节 液压伺服系统的概念	(240)
第二节 机液伺服系统	(246)
第三节 电液伺服阀	(248)
第四节 电液伺服系统的应用	(258)
第十章 装甲车辆液压系统	(264)
第一节 某中型坦克抢救车液压系统	(264)
第二节 某坦克架桥车液压系统	(269)
第三节 某步兵战车液压系统	(274)
第四节 某轮式装甲车液压系统	(286)
第五节 某坦克液压助力系统	(298)
第十一章 工程机械液压系统	(304)
第一节 推土机液压系统	(304)
第二节 单斗挖掘机液压系统	(308)
第十二章 液压系统设计与计算	(312)
第十三章 液压系统的安装与调试	(329)
第一节 液压系统的安装	(329)
第二节 液压系统的调试	(332)
附 录	(335)
主要参考文献	(348)

第一章 绪 论

液压传动技术是一门新的技术，发展迅速，尤其是第二次世界大战以后，被广泛地应用于国民经济各个部门，如航空、航海、机械制造、工程机械、石油化工、矿山、冶金、轻工、农业、核能工业、海洋开发等技术领域中。大量的新技术、新工艺、新材料的应用促进了液压技术的发展。目前液压技术正向高压、高速、大流量、大功率、高寿命、高效率、低噪声、集成化方向发展。

液压技术是以液体作为工作介质，通过各种液压元件实现能量转换，传递和控制的技术。它包括的内容很多，按工作特征可以分为两大类：

液压传动（静压传动）：它是以液压油作为工作介质，以液体的压力能来传递动力。液压油通过动力元件（液压泵），将原动机的机械功率转换成液压功率，再通过控制元件，然后借助执行元件（液压缸和液压马达）将液压功率转换为机械功率，驱动负载实现直线或回转运动。

液压控制：它和液压传动一样，系统中包括动力元件、控制元件和执行元件，也是通过液压油传递功率。与液压传动不同之处就是液压控制具有反馈装置。反馈装置的作用是把执行元件的输出量（位移、速度、力等机械量）与输入量进行比较，用比较后的偏差来控制系统，使执行元件跟随输入量而变化。液压控制系统是一个自动控制系统，亦称液压随动系统或液压伺服系统。

本书主要介绍液压传动、液压控制的工作原理和在装甲车辆及常用工程机械上的应用。

第一节 液压传动的工作原理、特点和组成

一、液压传动的工作原理

液压传动的理论依据是帕斯卡定理：即在密闭容器的平衡液体中，当液体表面上压力增加时，这增加的压力将以同样大小传递到各点，这就是静压传递原理。液压千斤顶就是根据这个原理进行工作的。

图 1-1 为液压千斤顶的工作原理图。它的组成主要有：活塞 1、8，缸体 2、7，单向阀 3、4，油箱 5，放油阀 6，油管 9、10 等。

液压千斤顶的工作原理是：如图 1-1 所示，由活塞 1、8，缸体 2、7 的内壁，单向阀 3、4 和放油阀 6 等分别组成两个封闭的容腔。缸体 7 的活塞 8 上有负载 W ，缸体 2 的活塞 1 由杠杆向下压将油液压进缸体 7，使活塞 8 推动负载 W 上升。油管 9 连通缸体 2 和缸体 7，并在油管中增加了一个单向阀 3，使油液只能由缸体 2 流向缸体 7。在活塞 1 行程终了后又通过杠杆将活塞 1 抬起，这时缸体 2 下腔体积增加，油液由油箱 5、吸油管 10 和单向阀 4 吸

入，充满缸体2。再次压下活塞1，又将油液压入缸体7，又使活塞8带动负载 W 上升。这样反复拉压活塞1就可使负载 W 不断上升达到起重目的。将放油阀6旋转 90° ，在负载的自重作用下缸7内的油液排回油箱5。可以看出，缸体2及单向阀3、4构成一台手摇泵，它的作用是不断地给缸体7供油，所以把液压千斤顶看成主要由一台活塞缸（包括缸体7、活塞8等）、一台手摇泵（包括活塞1、缸体2、单向阀3、4等）、放油阀6和油箱5等组成的液压系统。

在不计液压缸中液体的泄漏以及各种摩擦损失，也不计液压缸、油管等零件的弹性变形时，分析两缸活塞的运动学和动力学关系。

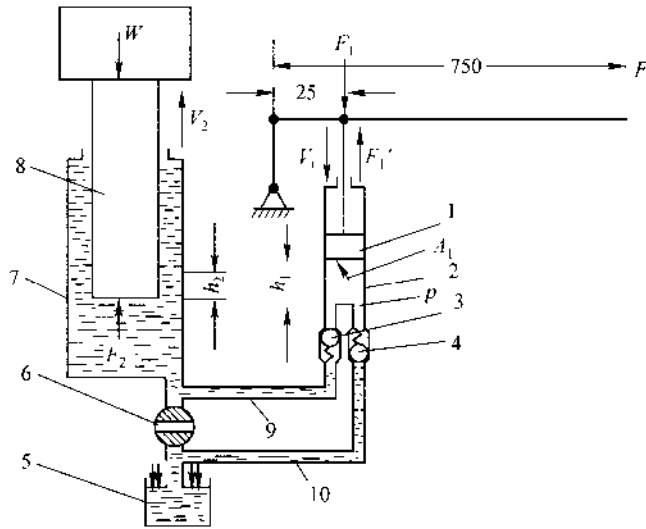


图 1-1 液压千斤顶的工作原理图

1、8—活塞；2、7—缸体；3、4—单向阀；5—油箱；6—放油阀；9、10—油管

（一）动力学关系

如图 1-1 所示，液压千斤顶原理图中的力 F_1 称为输入力（驱动力），而力 F_2 称为负载（阻力）。

根据帕斯卡定理，在封闭液体中的压力处处相等，即

$$p = \frac{F_2}{A_2} = \frac{F_1}{A_1} \quad (1-1)$$

$$F_2 = F_1 \frac{A_2}{A_1} \quad (1-2)$$

由（1-2）式力传递基本方程式看出：如果 A_2 很大， A_1 很小，则只需很小的 F_1 力便能推动很大的负载 F_2 。

（二）运动学关系

在两个缸的容积和管路中被封闭的液体体积是常数，所以在活塞1下面减小的液体体积 V_1 应等于在活塞8下面增加的液体体积 V_2 ，即

$$V_1 = A_1 h_1 = V_2 = A_2 h_2 = V \quad (1-3)$$

式中 A_1 、 h_1 ——活塞1的有效面积和位移；

A_2 、 h_2 ——活塞 2 的有效面积和位移。

此式两端除以时间 t ，整理后得

$$v_2 A_2 = v_1 A_1 = \frac{V}{t} = Q \quad (1-4)$$

式中 v_1 、 v_2 ——活塞 1、2 的运动速度；

Q ——单位时间内流过的流断面的液体的体积，叫流量。

由 (1-4) 式可以看出：在流量一定的条件下，活塞的面积大则速度就小；反之亦然。这是一个极为重要的概念。

(三) 功和功率

显而易见，单位时间内活塞 1、2 所做的功即功率分别为

$$N_1 = v_1 F_1 = \frac{Q}{A_1} p A_1 = pQ$$

$$N_2 = v_2 F_2 = \frac{Q}{A_2} p A_2 = pQ$$

由此看出： $N_1 = N_2$ ，它表明液压传动符合能量守恒定律；压力与流量的乘积就是功率。

例 1-1 图 1-1 中液压千斤顶的活塞 2 直径 $\phi 30$ mm，活塞 1 直径 $\phi 10$ mm，杠杆长度如图示，问杠杆端应加多大力才能起重 5 000 kg 物体？

解：物体重 $F_2 = 49\,050$ N

根据压力决定于负载，活塞 2 的下端应有压力为

$$p = \frac{F_2}{A_2} = \frac{49\,050}{\frac{\pi}{4} (3 \times 10^{-2})^2} \approx 694.26 \times 10^5 \text{ Pa}$$

不计管路压力损失，根据静压传递原理，缸 2 内压力也应为 p ，作用在活塞 1 上的驱动力 F_1 为

$$F_1 = p A_1 = 5\,450 \text{ N}$$

杠杆端需加的力 F 为

$$F = \frac{5\,450 \times 25}{750} \approx 181.7 \text{ N}$$

二、液压传动的特点

通过上述分析可知，液压传动采用液压油作为工作介质，靠封闭容腔中的液体压力来传递力或力矩。液压传动有两个基本特性：

(一) 封闭容腔中的压力只取决于负载

由 (1-1) 式 $p = F_2/A_2 = F_1/A_1$ 可看出：输入力 F_1 是通过压力 p 来传递的，而负载 F_2 是由输入力 F_1 来承受的。液体的压力是由负载 F_2 建立的，负载的大小决定了压力的大小，若没有负载就不可能建立起压力，即 $F_2 = 0$ 时， $p = 0$ 。压力只随负载的变化而变化，与流量无关。

(二) 负载的运动速度只取决于输入流量

由 (1-4) 式 $Q = v_1 A_1 = v_2 A_2$ 可看出，在两活塞的面积 A_1 、 A_2 确定之后，负载运动速度只取决于流量 Q 的大小，而与压力 p 无关。

如果使流量 Q 连续变化，则 v_2 亦可连续变化，就可实现液压传动的无级调速。所以，

在液压传动中用改变液体流量 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最基本的参数。

液压传动还具有自锁性特点。从理论上讲，不管输出端的负载如何变化，当输入端停止运动（即停止供油）后，输出端便会立即停止运动。但实际上由于液压系统中存在着内部泄漏，自锁性就不可能长时间地保持。

三、液压传动的组成

从图 1-1 可知，一个能完成能量传递的液压系统由五部分组成：

- ① 液压动力元件：称液压泵，是将机械能转换为液体的压力能。
- ② 液压执行元件：包括液压缸和液压马达，是将液体的压力能转换为机械能。
- ③ 液压控制元件：称液压阀，包括压力阀、流量阀和方向阀等，通过它们控制和调节液流的压力、流量和方向，从而改变执行元件的力（或力矩）、速度和方向。
- ④ 液压辅助元件：包括油箱、滤油器、油管 and 接头、密封件、冷却器和加热器、蓄能器、压力表等。
- ⑤ 工作介质：称液压油。

四、液压传动的优缺点

（一）液压传动的主要优点

- ① 可以用液压缸实现无间隙传动，且传动平稳；
- ② 可以很方便地实现频繁的往复运动，如磨床、刨床工作台的运动；
- ③ 能在较大的调速范围内方便地实现无级调速，其结构比一般常用的齿轮变速机构简单；
- ④ 便于采用电液联合控制实现自动化、过载保护等；
- ⑤ 机件在油中工作，润滑好，寿命长；
- ⑥ 与机械、电力传动方式比较，液压传动尺寸小、质量轻、动作灵敏；
- ⑦ 液压元件大部分是系列化、标准化、通用化的，因此设计制造液压系统比较方便等。

（二）液压传动的主要缺点

- ① 由于油的粘度随温度而改变，因此油温变化时，往往调整好的速度会改变，而且液压系统不宜在高温及低温下工作；
 - ② 有漏油、压力及机械摩擦三项损失，传动效率较低，也不适于远距离传动；
 - ③ 由于油的可压缩性和泄漏存在，所以传动是挠性的，不宜用于定比传动（如齿轮机床的传动）；
 - ④ 液压系统出了故障与机械传动相比，不容易查找原因；
 - ⑤ 制造精度要求较高等。
- 总之，液压传动的优点较多，因此在国民经济各部门得到广泛的应用。

五、液压传动应用实例

装载机动臂升降液压系统原理图如图 1-2 所示。图 1-2（a）为结构符号图，图 1-2（b）为职能符号图。此液压系统由油箱 1、滤油器 2、液压泵 3、溢流阀 4、节流阀 5、压力表 6、换向阀 7、液压缸 8 以及它们之间相互连接的管路所组成。其工作原理如下：

当发动机带动液压泵 3 运转时, 油箱中的油液经滤油器 2 被吸入。齿轮泵输出的压力油经节流阀 5、换向阀 7 的 P、A 阀口进入液压缸 8 的上腔, 推动活塞带动动臂向下移动, 与此同时, 液压缸 8 下腔的油液经 B、T 阀口流回油箱。将换向阀的手柄顺时针转动, 则滑阀向右移动, 此时, P 与 B、A 与 T 阀口接通, 齿轮泵输出的压力油便经 P、B 阀口进入液压缸 8 下腔, 带动动臂向上移动, 与此同时, 液压缸 8 上腔的油液经 A、T 阀口流回油箱。节流阀 5 控制工作台的运动速度、改变进入液压缸的油液流量。溢流阀 4 起稳压和溢流作用。

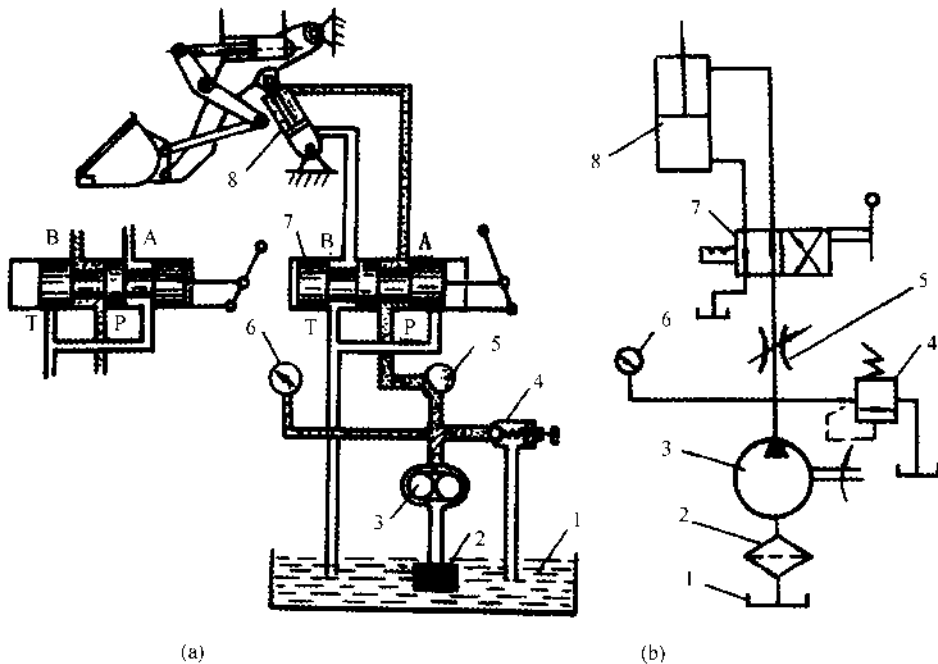


图 1-2 装载机动臂升降液压系统原理图

(a) 结构符号图; (b) 职能符号图

1—油箱; 2—滤油器; 3—液压泵; 4—溢流阀;
5—节流阀; 6—压力表; 7—换向阀; 8—液压缸

通过装载机动臂升降液压系统的介绍, 液压传动的基本原理可概述如下: 以有压力的油液作为传递动力的工作介质, 原动机带动液压泵输出压力油, 是将原动机供给的机械能转换成油液的压力能, 压力油经过管道及一些控制调节装置进入液压缸 (形成封闭工作容积), 推动工作装置运动, 又将油液的压力能转换成机械能。工作装置运动时所能克服的阻力大小与油液的压力和活塞的有效面积有关。工作装置速度决定于通过节流阀流入液压缸中油液流量的多少。

第二节 液压系统的图形符号

液压系统都是由许多元件组成的, 如果各元件都用结构图来表达, 虽然直观性强, 容易理解, 但是绘图非常复杂, 如图 1-2 (a) 所示结构符号图表示的液压系统原理图。为了简化液压系统图, 各国对液压元件都规定了职能符号。我国所制定的液压元件图形符号也是职能符号, 其中常用的见附录四 (新旧符号对照) 图 1-2 (b) 为用职能符号表示的液压系

统原理图。用职能符号表示的液压系统原理图说明如下:

① 液压元件的图形符号只表示元件的职能,不表示元件的具体结构和参数。

② 液压元件的图形符号通常表示静止或初始位置状态,不表示从一个工作状态转到另一工作状态的过渡过程。

③ 用液压元件的图形符号绘制的液压系统图只表示各元件的职能及连接关系,不表示元件的具体结构、参数、安装位置及布管位置,元件的名称、型号及参数(如压力、流量、功率、管径等),一般在系统的元件目录表中说明,必要时可标注在元件的符号旁边。

④ 标准中未规定的图形符号,可以根据标准化的原则和所列图例的规律性派生,当无法直接引用或派生时,或者有必要特别说明系统中某一重要元件的结构及工作原理时,均允许局部采用结构简图表示。

本章内容小结

本章讨论了液压传动的工作原理、组成及特点;当液压系统的结构确定以后,液压系统的压力只取决于负载,负载运动的速度只取决于流量;熟悉液压元件的职能符号,这样便于阅读和设计液压系统图;同时介绍了液压传动的优缺点及其应用和发展概况。

习 题

1-1 说明油压千斤顶的工作原理?

1-2 液压系统由哪几部分组成?

1-3 画出常用液压元件的职能符号?

1-4 说明液压传动的优缺点?

1-5 液压系统中压力的形成条件是什么?

1-6 图 1-3 是用职能符号表示的一个液压系统,2 是液压泵,铭牌上的输出压力为 7 MPa,输出流量为 50 L/min。溢流阀 3 开启后系统压力即不再增加,其开启压力为 5 MPa。液压缸活塞的有效面积 $A = 10 \text{ cm}^2$ 。求 $F = 3 \text{ kN}$ 、6 kN、8 kN 时压力表 1 的读数,并求 $F = 8 \text{ kN}$ 时,活塞的运动速度。

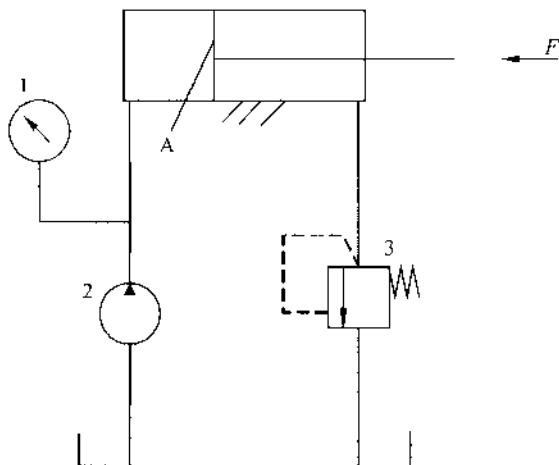


图 1-3 液压系统

1—压力表; 2—液压泵; 3—溢流阀

第二章 液体静力学

液压传动以液体为工作介质进行能量的转换、控制和传递，因此，了解液体的基本性质，掌握液体平衡和运动的主要规律，对于正确理解和掌握液压传动的基本原理及合理设计和使用液压系统是十分重要的。

本章简要地叙述液体的一般性质以及液压油的选用，着重阐明液体的压力特性、液体静力学的几个重要方程式。

在讨论液压油的物理性质和计算流体力学问题时，必然联系到各种单位。在不同的度量衡制度中，同一种量可有不同的单位，计算时常常容易混淆以致造成错误。为明确起见，在这里先介绍度量衡制度。在绝对制中以长度、质量、时间为基本单位；在工程制中以长度、重量（力）、时间为基本单位。公制绝对制中根据所用基本单位的尺度不同又分为厘米·克·秒制即 CGS 制和米·千克（公斤）·秒制即 MKS 制两种。MKS 制于 1960 年被定为国际单位制 SI 中的力学单位。

我国以前都用公制工程制，现在已改用国际单位制。二者换算关系，见表 2-1。

表 2-1 SI 制与公制工程制单位换算

物理量 名称	SI 制		公制工程制		换算关系
	名称	代号	名称	代号	
长度	米	m	米	m	
时间	秒	s	秒	s	
质量	千克	kg	质量工程单位	kgf · s ² /m	
力	牛顿	N	公斤力	kgf	1 kgf = 9.81 N ≈ 10 N
压力	帕斯卡	$\text{Pa} = \left[\frac{\text{N}}{\text{m}^2} \right]$		kgf/cm ²	1 kgf/cm ² = 9.81 × 10 ⁴ Pa
密度		kg/m ³		kgf · s ² /m ⁴	1 kgf · s ² /m ⁴ = 9.81 kg/m ³
粘度	帕·秒	Pa · s		kgf · s/m ²	1 kgf · s ² /m = 9.81 Pa · s
能、功	焦耳	J = [N · m]	公斤力·米	kgf · m	1 kgf · m = 9.81 J
功率	瓦	$\text{W} = \left[\frac{\text{J}}{\text{s}} \right]$		kgf · m/s	1 kgf · m/s = 9.81 W
注：压力单位 Pa 数值太小使用不便，因而在一些行业继续使用非法定单位巴（bar）和标准大气压（atm），其相互关系为：1 Pa = 1 × 10 ⁻⁵ bar = 9.869 23 × 10 ⁻⁶ atm，从而粘度单位允许并用巴秒 [bar · s]，1 bar · s = 1 × 10 ⁵ Pa · s；运动粘度用 m ² /s 或 cm ² /s					

第一节 液压油的基本物理特性及选用

一、液压油的主要物理性质

(一) 液体的密度与重度

单位容积中均质液体的质量称为该液体的密度, 用 ρ 表示:

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

式中 ρ ——密度, kg/m^3 ;

m ——液体的质量, kg ;

V ——液体的容积, m^3 ;

单位容积中均质液体的重量称为该液体的重度, 用 γ 表示:

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

式中 γ ——重度, N/m^3 ;

G ——液体的重量 (力), N 。

由于 $G = mg$, 所以液体密度与重度之间存在如下关系:

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

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

液压油的密度与重度是随温度和压力而变化的。对于液压系统中所用的石油基液压油, 在使用温度和压力范围内, 密度和重度的变化很小, 在计算时一般可取密度 $\rho = 900 \text{ kg/m}^3$, 重度 $\gamma = 8.8 \times 10^3 \text{ N/m}^3$ 。

(二) 液体的可压缩性

液体受压力作用而发生体积变化的性质称为液体的可压缩性。由于液体的可压缩性很小, 所以在一般情况下可以认为液体是不可压缩的。但是, 在高压作用下的液体或受压液体的体积较大时, 则液体的可压缩性不容忽视。

液体可压缩性的大小可用压缩率 (或称压缩系数) K 来衡量, 它相当于在单位压力变化时, 液体体积的相对变化值, 即

$$K = - \frac{\Delta V / V_0}{\Delta p} = - \frac{(V - V_0) / V_0}{p - p_0} \quad (2-4)$$

式中 K ——压缩率, m^2/N ;

ΔV ——液体受压力作用后体积的变化值, $\Delta V = V - V_0$, m^3 ;

Δp ——液体压力的变化值, $\Delta p = p - p_0$, N/m^2 ;

V_0 , V ——液体的初始体积和压缩后体积, m^3 ;

p_0 , p ——液体的初始压力和变化后压力, N/m^2 。

当压力增量 Δp 为正值时, 液体的体积增量 ΔV 恒为负值。为了使 K 值恒为正值, 所以在上式右边添一负号。常用液压油的压缩率 $K = (5 \sim 7) \times 10^{-10} \text{ m}^2/\text{N}$ 。

液体压缩率 K 的倒数, 称为液体的体积弹性模数或弹性系数, 用 E 表示, 即

$$E = \frac{1}{K} = - \frac{V_0 \Delta p}{\Delta V} \quad (2-5)$$

液压油的平均体积弹性模数 E_{cp} 值在 $(1.4 \sim 2.0) \times 10^9 \text{ N/m}^2$ 范围内。在实际计算中, 由于考虑到温度和油液中混有空气的影响, 液体的体积弹性模数可取为

$$E = 0.7 \times 10^9 \text{ N/m}^2 \quad (7\,000 \text{ bar})$$

液压油的体积弹性模数很小, 约是钢的弹性模数的 $1/150 \sim 1/100$ 。当液压油中混入空气时, 可压缩性将显著增强。例如油中混有 1% 的空气时, 则体积弹性模数降低到纯油的 5% 左右; 当油中混有 5% 的空气时, 体积弹性模数降低到纯油的 1% 左右, 故在使用和设计液压系统时, 应尽可能减少空气混入液压油中。

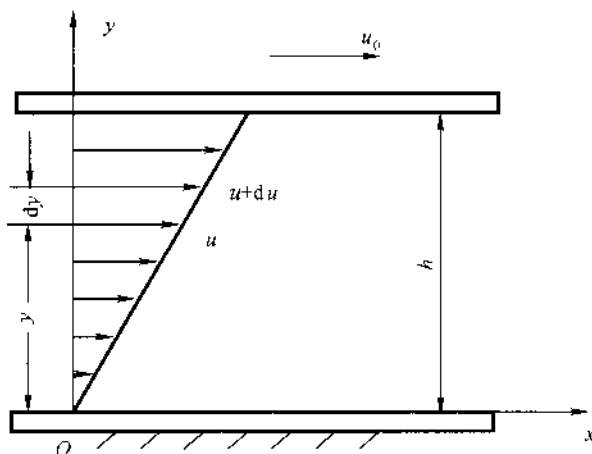


图 2-1 液体粘性示意图

(三) 液体的粘性

液体在外力作用下流动时, 液体与固体壁面的附着力和液体本身的内聚力, 会使流体微团或极薄液层之间产生相对运动, 与此同时, 还会伴随产生阻抗流层相对运动的内摩擦力, 而流体产生内摩擦力的这种性质称为粘性。粘性是液体重要的物理特性, 也是液压系统选择油液的重要依据。

液体粘性的示意图如图 2-1 所示。假设两平行平板之间的距离很小且充满液体, 当上平板以速度 u_0 相对于下平板向右移动时, 紧贴在上平板上的极薄一层液体, 在附着力的作用下将跟随上平板一起以 u_0 的速度向右移动, 而紧挨在下平板上的极薄一层液体, 同样在附着力的作用下, 将和下平板一样静止不动。至于两平板之间各层液体的速度, 从上到下将按递减规律分布。这是因为相邻两薄层液体间的分子内聚力使得下层液体对上层液体起阻滞作用, 而上层液体对下层液体则起拖曳作用。

实验证明, 液体流动时产生的内摩擦力 F 与液体运动时的速度梯度 du/dy 和液层间接触面积 A 成正比, 即

$$F = \mu A \frac{du}{dy} \quad (2-6)$$

式中 μ ——比例系数, 称为粘性系数或动力粘度。

通常将 μ 为常数的流体称为牛顿流体; 反之, 称为非牛顿流体。液压系统中的油液多数

是近似于牛顿流体, 气体则几乎完全是牛顿流体, 只有膏脂一类物质才是非牛顿流体。

在静止液体中, 由于速度梯度 $du/dy = 0$, 内摩擦力为零, 所以静止液体不呈现粘性, 只有流动着的液体才呈现粘性特征。

1. 液体的粘度

液体的粘性可用粘度来表示和度量。液体中常用的粘度有动力粘度、运动粘度和相对粘度三种。

(1) 动力粘度 μ

若将 (2-6) 式改写为下列形式:

$$\tau = \frac{F}{A} = \mu \frac{du}{dy} \quad (2-7)$$

则

$$\mu = \tau / \frac{du}{dy} \quad (2-8)$$

由此可见, 动力粘度 μ 的物理意义是: 当速度梯度 $du/dy = 1$ 时 $\mu = \tau$, 即接触液层间单位面积上的内摩擦力。 μ 的量纲如下:

$$\mu = \frac{\tau}{\frac{du}{dy}} = \frac{[F/L^2]}{[L/S]} = \frac{[F \cdot S]}{[L^2]}$$

在国际单位制 (SI) 中, μ 的单位是帕·秒 (Pa·s); 在 CGS 单位制中, μ 的单位为达因·秒/厘米² (dyn·s/cm²)。1 达因·秒/厘米² (dyn·s/cm²) = 1 泊 (P) = 100 厘泊 (cP)。因为 1 牛顿 (N) = 10⁵ 达因 (dyn), 所以 1 帕·秒 (Pa·s) = 10 泊 (P)。

(2) 运动粘度 ν

液体的动力粘度 μ 与液体密度之比称为运动粘度 ν , 即

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \quad (2-9)$$

在国际单位制 (SI) 中, 以米²/秒 (m²/s) 为单位。在 CGS 制中以厘米²/秒 (cm²/s) 为单位, 通常为斯 (Stoke 或 St), 1 斯 (St) = 100 厘斯 (cSt)。换算关系为

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

ν 没有特殊的物理意义, 因为 μ 与 ρ 的比值在流体力学计算中常出现, 因此采用 ν 这一称号代替 μ/ρ 。因为 ν 有运动学的量纲, 所以称为运动粘度。

标称粘度等级一般都采用运动粘度来表示。机械油的运动粘度通常直接表示在它的牌号上。过去我国液压油类产品是用 50℃ 时的运动粘度作为划分粘度等级或牌号的基础, 现在采用了国际通用的以 40℃ 时的运动粘度作为划分粘度等级或牌号的基础。

(3) 相对粘度

相对粘度又称条件粘度。它是在规定的条件下, 采用专门的粘度计, 借助于对比的方法测量出来的液体粘度。

目前, 各国采用的相对粘度有恩氏粘度 (°E)、赛氏粘度 (SSU)、雷氏粘度 (R, S) 等, 我国主要用恩氏粘度。恩氏粘度用符号 °E_t 表示, 即

$$^{\circ}E_t = \frac{\tau_t}{\tau_{20}} \quad (2-10)$$

式中 τ_t ——体积为 200 mL 的被测液体在 t 时流过恩氏粘度计小孔所需要的时间, s;

τ_{20} ——体积为 200 mL 的蒸馏水在 20 °C 时流过恩氏粘度计小孔所需要的平均时间 (τ_{20} 通常为 50 ~ 52 s, 故常取平均值 $\tau_{20} = 51$ s), s;

工业上常以 20 °C、50 °C 作为测定液体恩氏粘度的标准温度, 并用相应的符号 $^{\circ}E_{20}$ 、 $^{\circ}E_{50}$ 表示。

恩氏粘度和运动粘度之间的换算关系, 可用下面经验公式:

$$v = \left(7.31^{\circ}E - \frac{6.31}{^{\circ}E} \right) \times 10^{-6} \quad (\text{m}^2/\text{s}) \quad (2-11)$$

2. 粘度与压力的关系

液体压力增高时, 分子间的距离缩小, 液体粘度随之增大。一般情况下, 即 $p < 50$ bar 时, 压力对粘度的影响可以忽略不计。但是当 $p \geq 100$ bar 时, 则需要考虑压力对粘度的影响。粘度与压力的关系是按指数规律变化的, 即

$$v_p = v_0 e^{bp} \quad (2-12)$$

式中 v_p ——液体压力为 p 时的运动粘度;

v_0 ——液体压力为一个大气压时的运动粘度;

b ——系数, 一般 $b = 0.002 \sim 0.003$, 1/bar;

p ——液体压力, bar。

但是, 在实际使用中, 当 $p = 0 \sim 500$ bar 时常用下式计算液体的运动粘度:

$$v_p = v_0 (1 + 0.003p)$$

3. 粘度与温度的关系

液压系统中液体对温度的变化非常敏感。当温度升高时, 液体的粘度显著下降; 反之亦然。

液体粘度随温度变化的性质称为粘温特性。不同的液体有不同的粘温特性。对于粘度不超过 $15^{\circ}E$ 的矿物油, 当温度在 30 ~ 150 °C 范围内时, 可用下述近似公式计算温度为 t 时的运动粘度:

$$v_t = v_{50} \left(\frac{50}{t} \right)^n \quad (2-13)$$

式中 v_t ——温度 t 时液体的运动粘度, cSt;

v_{50} ——温度为 50 °C 时液体的运动粘度, cSt;

n ——与液体粘度有关的特性指数, 其值列于表 2-2。

表 2-2 运动粘度与特性指数的关系

$^{\circ}E_{50}$	1.2	1.5	1.8	2.0	3.0	4.0	5.0	6.0	7.0	8.0	9.0	10.0	15.0
v_{50} (cSt)	2.5	6.5	9.5	12	21	30	38	45	52	60	68	76	113
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	2.75

国产常用油液的粘温特性如图 2-2 所示。

4. 混合油液的粘度

为了使工作油液具有所需要的粘度, 可以将性质相同但粘度不一样的油液混合均匀后使用。混合油液的粘度可用下述经验公式计算:

$$^{\circ}E = \frac{a^{\circ}E_1 + b^{\circ}E_2 - c (^{\circ}E_1 - ^{\circ}E_2)}{100} \quad (2-14)$$