



普通高等教育“十一五”国家级规划教材

液压与气压传动

第二版

YEYA YU
QIYA CHUANDONG

■ 马春成 孙松尧 主编



中国石油大学出版社

电话 400681315 或 4008170888
刮涂层 输密码



普通高等教育“十一五”国家级规划教材

液压与气压传动

第二版

马春成 孙松尧 主编



中国石油大学出版社

图书在版编目(CIP)数据

液压与气压传动/马春成,孙松尧主编. —2版.
—东营:中国石油大学出版社,2011.6
ISBN 978-7-5636-3496-5

I. ①液… II. ①马… ②孙… III. ①液压传动 ②气压传动 IV. ①TH137 ②TH138

中国版本图书馆 CIP 数据核字(2011)第 123516 号

书 名: 液压与气压传动
作 者: 马春成 孙松尧

责任编辑: 袁超红(电话 0532-86981532)

封面设计: 赵志勇

出 版 者: 中国石油大学出版社(山东 东营, 邮编 257061)

网 址: <http://www.uppbook.com.cn>

电子信箱: shiyoujiaoyu@126.com

印 刷 者: 山东省东营市新华印刷厂

发 行 者: 中国石油大学出版社(电话 0532-86981532, 0546-8392563)

开 本: 185 mm×260 mm 印张: 16.75 字数: 427 千字

版 次: 2011年6月第2版第1次印刷

定 价: 33.00 元

进入 21 世纪后,我国的高等职业技术教育发展迅速,成效显著。然而,在此发展过程中,具有高职教育特色和石油行业特点的石油类高职教材还较为匮乏。为进一步适应高职教育发展的需求,加快石油类高职教材建设的步伐,中国石油大学(华东)机电学院、胜利学院和山东胜利职业学院组织教师在前几轮教材建设规律总结和经验积累的基础上,对 2005 年出版的《液压与气压传动》教材进行了重新编写。

本次编写的教材在如下方面具有明显特色:

(1) 力求突出高层次性和可衔接性。在教材内容的规划和知识能力的要求上,既注意将高等职业教育与中等职业教育区别开来,又注意将高等职业教育与普通高等教育区别开来,努力适应新的角色要求,适应新的教育定位。同时,本教材也注意了与本科教育相应课程的衔接,以便为学生的后续发展奠定基础。

(2) 力求突出职业性、技术性、应用性和针对性。教材努力体现职业教育特色和石油行业特点,面向生产、建设、服务、管理一线;以职业能力和职业岗位(群)的要求为核心,以“必须、够用”为度,建立“相对不完善的理论体系和相对完善的技能体系”;课程内容的选取以职业实践所需要的动作技能和心智技能为重点,同时兼顾学科理论的逻辑顺序。

(3) 力求突出前瞻性、先进性和创新性。尽可能地反映当代科技发展的新水平、新动向、新知识、新理论、新工艺、新材料和新设备;力求改变旧教材“从概念到概念”、“从公式到公式”的刻板说教,注意发挥图、表、例在塑造应用型人才中的“赋型”作用;努力反映高职教育的特点,体现“能力本位”的原则要求。

全书共分十三章,主要包括液压与气动基本知识、液压与气动元件、基本回路、典型回路等内容。本教材可作为高职高专机电类和石油类专业的教材,也可供从事石油矿场机械、石油钻井、油气开采及相关工作的工程技术人员参考。

本教材编写人员包括马春成(第九章、第十章、第十一章、第十二章及附录)、

孙松尧(第一章、第六章、第七章)、荀昊(第二章、第三章、第八章)、杨民(第四章)、管加强(第五章)。全书由马春成副教授、孙松尧教授担任主编,由高学仕教授主审。

本教材的编写得到了中国石油大学(华东)石油工程学院、机电工程学院、胜利学院和山东胜利职业学院的领导、专家及同行的大力支持,在此一并表示感谢。

由于编写人员水平有限,书中难免存在不妥之处,希望广大师生及读者批评指正。

编者

2010年12月

目 录

Contents

第一章 液压传动基本知识	1
第一节 概 述	1
第二节 液压油	3
第三节 液体静力学基础	8
第四节 液体动力学基础	12
第五节 管路内压力损失计算	18
第六节 液体流经小孔和缝隙的流量计算	20
第七节 液压冲击和空穴现象	23
第二章 液压泵	26
第一节 概 述	26
第二节 齿轮泵	28
第三节 叶片泵	32
第四节 柱塞泵	38
第五节 液压泵的选用、使用与维护	43
第六节 液压泵常见故障及排除方法	45
第三章 液压缸与液压马达	48
第一节 液压缸的类型及特点	48
第二节 液压缸的结构设计	54
第三节 液压缸的设计计算	60
第四节 液压马达	64
第五节 液压缸与液压马达的使用与维护	67
第六节 液压缸与液压马达常见故障及排除方法	68
第四章 液压控制阀	72
第一节 概 述	72
第二节 方向控制阀	72
第三节 压力控制阀	82
第四节 流量控制阀	91

第五节	二通插装阀	96
第六节	比例控制阀	100
第七节	液压控制阀常见故障及排除方法	102
第五章	液压辅助装置	108
第一节	油管及管接头	108
第二节	滤油器	111
第三节	油 箱	114
第四节	蓄能器	115
第六章	液压基本回路	118
第一节	压力控制基本回路	118
第二节	速度控制基本回路	123
第三节	多缸动作控制回路	133
第七章	液压传动系统及其使用与维护	142
第一节	组合机床动力滑台液压系统	142
第二节	万能外圆磨床液压系统	146
第三节	液压压力机液压系统	153
第四节	汽车起重机液压系统	158
第五节	汽车液压转向系统	164
第六节	汽车液压制动系统	168
第七节	石油钻井、修井机械液压系统	173
第八节	液压系统的使用与维护	177
第八章	液压伺服系统	181
第一节	概 述	181
第二节	液压伺服系统的基本类型	183
第三节	电液伺服阀	186
第四节	液压伺服系统的应用	187
第九章	气压传动基本知识	190
第一节	气压传动系统的工作原理及组成	190
第二节	气压传动的特点	192
第三节	空气的基本性质	192
第十章	气动元件	195
第一节	气源装置	195
第二节	气动执行元件	199
第三节	气动控制元件	206
第四节	气动辅助元件	223

第十一章	气动基本回路及气动系统	225
第一节	气动基本回路	225
第二节	常用气动回路	229
第三节	气动系统实例	232
第四节	气动系统的使用与维护	235
第十二章	气动程序系统设计	239
第一节	行程程序控制系统的设计步骤	239
第二节	多缸单往复行程程序控制回路设计	241
附 录		248
参考文献		260

第一章 液压传动基本知识

第一节 概 述

以液体作为工作介质来进行动力和能量传递的传动方式称为液体传动。液体传动按其工作原理的不同分为容积式液体传动和动力式液体传动两大类,两者的根本区别在于:前者是以液体的压力能来进行工作的,后者是以液体的动力能来进行工作的。通常人们将前者称为液压传动,而将后者称为液力传动。

一、液压传动的工作原理

图 1-1 是机床工作台的液压系统原理图(结构式)。它由油箱 1、过滤器 2、液压泵 3、溢流阀 4、开停阀 5、节流阀 6、换向阀 7、液压缸 8 以及连接这些元件的油管、接头等组成。其工作原理是:电动机驱动液压泵从油箱中吸油,将油液加压后输入管路。油液经开停阀、节流阀、换向阀进入液压缸左腔,推动活塞而使工作台向右移动。这时液压缸右腔的油液经换向阀和回油管 ① 流回油箱。

工作台的移动速度是通过节流阀 6 来调节的。当节流阀 6 的阀口开大时,进入液压缸的油量增多(在单位时间内),工作台的移动速度增大;反之,当节流阀口关小时,单位时间内进入液压缸的油量减少,则工作台的移动速度减小。由此可见,速度是由单位时间内进入液压缸的油量(即流量)决定的。

为了克服移动工作台时受到的各种阻力,液压缸必须产生一个足够大的推力,这个推力是由液压缸中的油液压力所产生的。要克服的阻力越大,缸中的油液压力越高;反之,阻力小,压力就低。这种现象正说明了液压传动的一个基本原理——压力取决于负载。

溢流阀的作用是调节和稳定系统的最大工作压力并溢出多余的油液。当工作台工作进给时,液压缸活塞(工作台)需要克服大的负载和实现慢速运动。进入到液压缸的压力油必须有

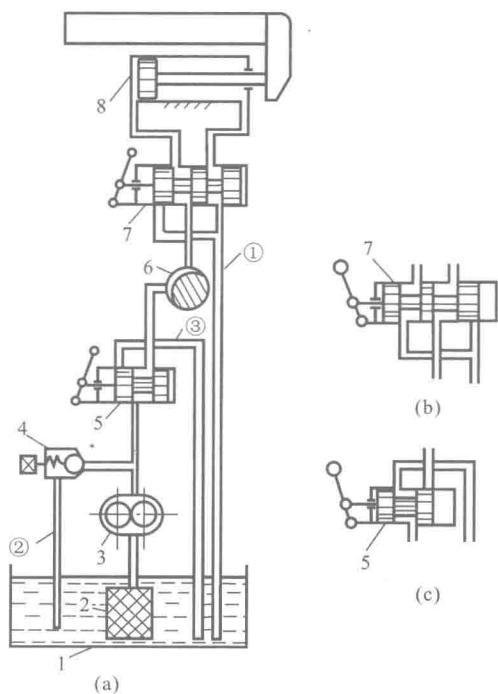


图 1-1 机床工作台液压系统原理图

1—油箱;2—过滤器;3—液压泵;4—溢流阀;
5—开停阀;6—节流阀;7—换向阀;8—液压缸

足够的稳定压力才能推动活塞带动工作台运动。调节溢流阀的弹簧力,使之与液压缸最大负载力平衡,当系统压力升高到稍大于溢流阀的弹簧力时,溢流阀便打开,将定量泵输出的部分油液经油管②溢回油箱。这时系统压力不再升高,工作台保持稳定的低速运动(工作进给)。当工作台快速退回时,因负载小、油液压力低,溢流阀打不开,泵的流量全部进入液压缸,于是工作台实现快速运动。

如果将开停阀手柄转换成图 1-1(c)所示的状态,则压力管中的油液将经开停阀和回油管③排回油箱,这时工作台停止运动。

由此例可看到:液压泵首先将电动机(或其他原动机)的机械能转换为液体的压力能,然后通过液压缸(或液压马达)将液体的压力能再转换为机械能以推动负载运动。液压传动的过程就是机械能—液压能—机械能的能量转换过程。

二、液压传动系统的组成

由上述例子可以看出液压传动系统的基本组成为:

(1) 动力元件——液压泵。它将动力部分(电动机或其他原动机)所输出的机械能转换成液压能,给系统提供压力油液。

(2) 执行元件——液压机(液压缸、液压马达)。通过它将液压能转换成机械能,推动负载做功。

(3) 控制元件——液压阀(流量阀、压力阀、方向阀等)。通过它们的控制或调节,使油液的压力、流量和方向得到改变,从而改变执行元件的力(或力矩)、速度和运动方向。

(4) 辅助元件——油箱、管路、蓄能器、滤油器、管接头、压力表、开关等。通过这些元件将系统连接起来,以实现各种工作循环。

三、液压传动系统图及图形符号

图 1-1 所示的液压系统中,各元件是以结构符号表示的,称为结构式原理图。它直观性强,容易理解,但图形复杂,绘制困难。为了简化液压系统图,目前各国均采用元件的图形符号来绘制液压系统图。这些符号只表示元件的职能及连接通路,而不表示其结构。

目前,我国的液压系统图采用 GB/T 786.1—2009 所规定的图形符号,见附录二。机床工作台液压系统的图形符号图如图 1-2 所示。

四、液压传动的特点

与机械传动、电传动和气压传动等相比,液压传动具有以下优点:

(1) 在相同功率的情况下,液压传动装置的体积小、重量轻、结构紧凑,如液压马达的质量只有同功率电动机质量的 10%~20%。当液压传动采用高压时,更容易获得很大的力或力矩。

(2) 液压系统执行机构的运动比较平稳,能在低速下稳定运动。当负载变化时,其运动速

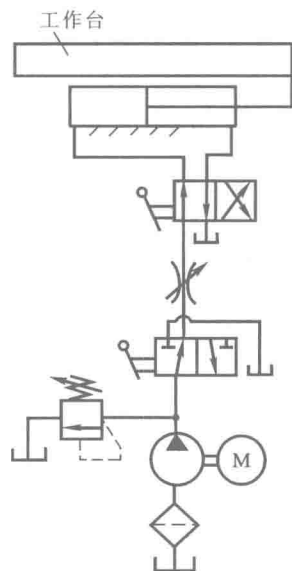


图 1-2 机床工作台液压系统的图形符号图

度也较稳定。同时,因其惯性小,反应快,所以易于实现快速启动、制动和频繁换向。在往复回转运动时换向可达 500 次/min,在往复直线运动时换向可达 1 000 次/min。

(3) 液压传动可在大范围内实现无级调速,调速比一般可达 100 以上,最大可达 2 000 以上,并且可在液压装置运行的过程中进行调速。

(4) 液压传动容易实现自动化,因为它可对液体的压力、流量和流动方向进行控制或调节,操纵很方便。当液压控制与电气控制或气动控制结合使用时,能实现较复杂的顺序动作和远程控制。

(5) 液压装置易于实现过载保护且液压元件能自动润滑,因此使用寿命较长。

(6) 由于液压元件已实现了标准化、系列化和通用化,所以液压系统的设计、制造和使用都比较方便。

液压传动的缺点主要是:

(1) 液压传动不能保证严格的传动比,这是由液压油的可压缩性和泄漏等因素所造成的。

(2) 液压传动在工作过程中常有较多的能量损失(摩擦损失、泄漏损失等)。

(3) 液压传动对油温的变化比较敏感,它的工作稳定性容易受温度变化的影响,因此不宜在温度变化很大的环境中工作。

(4) 为了减少泄漏,液压元件在制造精度上的要求比较高,因此其造价较高,且对油液的污染比较敏感。

(5) 液压传动出现故障的原因较复杂,而且查找困难。

第二节 液压油

由于液体是液压传动的工作介质,因此了解液体的一些基本物理性质,研究液体的静力学、运动学和动力学规律,对理解和掌握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合理使用及设计计算的理论基础。

一、液压油的性质

(一) 密度

单位体积液体的质量称为该液体的密度,用 ρ 表示,即

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

式中 m —— 体积为 V 的液体的质量;

V —— 液体的体积。

液体的密度随温度的升高而下降,随压力的增加而增大。对于液压传动中常用的液压油(矿物油)来说,在常用的温度和压力范围内,密度变化很小,可视为常数。在计算时,通常取 15 °C 时的液压油密度 $\rho=900 \text{ kg/m}^3$ 。

(二) 可压缩性

液体受压力作用而发生体积减小的性质称为液体的可压缩性。可压缩性的大小用体积压缩系数 κ 来表示,定义为“液体在单位压力变化下的体积相对变化量”,即

$$\kappa = - \frac{1}{\Delta p} \left(\frac{\Delta V}{V} \right) \quad (1-2)$$

式中 V ——增压前液体的体积；

ΔV ——压力变化 Δp 时液体体积的变化量；

Δp ——液体压力的变化量。

由于压力增大时液体的体积减小，因此上式的右边加一负号，以使 κ 为正值。常用液压油的体积压缩系数 $\kappa = (5 \sim 7) \times 10^{-10} \text{ m}^2/\text{N}$ 。

液体的体积压缩系数 κ 的倒数称为液体的体积模量，用 K 表示，即

$$K = \frac{1}{\kappa} = -\frac{V\Delta p}{\Delta V} \quad (1-3)$$

在实际应用中，常用 K 值说明液体抵抗压缩能力的大小，它表示产生单位体积相对变化量所需的压力增量。

常用液压油的体积模量为 $K = (1.4 \sim 2) \times 10^9 \text{ N/m}^2$ ，其数值很大，故对于一般液压系统，可认为油液是不可压缩的。一般只在研究液压系统的动态特性和高压情况下才考虑油液的可压缩性。但是，若液压油中混入空气，其压缩性将显著增加，并将严重影响液压系统的工作性能，故在液压系统中应尽量减少油液中的空气含量。在实际液压系统的液压油中难免会混有空气，通常对矿物油型液压油取 $K = (0.7 \sim 1.4) \times 10^9 \text{ N/m}^2$ 。

(三) 黏性

1. 黏性的含义

液体在外力作用下流动时，分子间的内聚力阻碍分子间的相对运动而产生内摩擦力的性质称为黏性。黏性是液体的重要物理性质，也是选择液压油的主要依据。

液体流动时，由于它和固体壁面间的附着力以及它的黏性，会使其内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，紧贴于上平板极薄的一层液体在附着力的作用下随上平板一起以 u_0 的速度向右运动，紧贴于下平板极薄的一层液体和下平板一起保持不动，中间各层液体则从上到下按递减的速度向右运动。这种现象出现是因为相邻两薄层液体间存在内摩擦力，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，各液层的速度按线性规律分布。

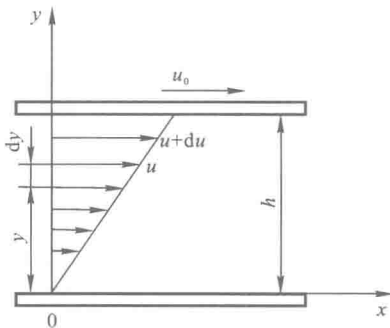


图 1-3 液体黏性示意图

实际测定表明：液体流动时，相邻液层间的内摩擦力 F 与液层间的接触面积 A 和液层间的相对运动速度 du 成正比，而与液层间的距离 dy 成反比，即

$$F = \mu A \frac{du}{dy} \quad (1-4)$$

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：

$$\tau = \frac{F}{A} = \mu \frac{du}{dy} \quad (1-5)$$

式中 μ ——比例系数，称为动力黏度；

du/dy ——速度梯度，即相对运动速度对液层距离的变化率。

上式称为牛顿液体内摩擦定律。

由上式可知，在静止的液体中，因速度梯度 $du/dy = 0$ ，则内摩擦力为零，因此液体在静止状态是不呈现黏性的。

2. 液体的黏度

液体黏性的大小用黏度表示。常用的黏度有三种,即动力黏度、运动黏度和相对黏度。

1) 动力黏度 μ

动力黏度又称绝对黏度,它是表征液体黏性的内摩擦系数。由式(1-5)可得:

$$\mu = \frac{\tau}{du/dy} \quad (1-6)$$

由此可知,液体动力黏度的物理意义是:当速度梯度等于1时,流动液体液层间单位面积上的内摩擦力。

动力黏度 μ 的法定计量单位是 $\text{N} \cdot \text{s}/\text{m}^2$,或用 $\text{Pa} \cdot \text{s}$ 表示。

2) 运动黏度 ν

动力黏度 μ 和液体密度 ρ 之比值称为运动黏度,用 ν 表示,即

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \quad (1-7)$$

运动黏度 ν 没有明确的物理意义,因为在它的单位中只有长度和时间的量纲,所以称为运动黏度,但它在液压分析和计算中是一个经常遇到的物理量。

运动黏度 ν 的法定计量单位是 m^2/s 。

就物理意义来说,运动黏度 ν 并不是一个黏度的量,但工程中常用它来标示液体的黏度。例如,液压油的牌号就是这种油液在 $40\text{ }^\circ\text{C}$ 时的运动黏度 $\nu(\text{mm}^2/\text{s})$ 的平均值。Y4-N32 液压油就是指这种液压油在 $40\text{ }^\circ\text{C}$ 时的运动黏度 ν 的平均值为 $32\text{ mm}^2/\text{s}$ 。

3) 相对黏度

相对黏度又称条件黏度。它是采用特定的黏度计,在规定的条件下测出的液体黏度。根据测量条件的不同,各国采用的相对黏度的单位也不同。例如,美国采用赛氏黏度,英国采用雷氏黏度,我国和欧洲一些国家采用恩氏黏度。

恩氏黏度用符号 $^\circ\text{E}$ 表示,可由恩氏黏度计测定。将 200 cm^3 的被测液体装入底部有直径为 2.8 mm 小孔的恩氏黏度计容器中,在某一特定温度 $T(^\circ\text{C})$ 时,测定全部液体在自重作用下流过小孔所需的时间 t_1 与同体积的蒸馏水在 $20\text{ }^\circ\text{C}$ 时流过同一小孔所需的时间 t_2 ($t_2=50\sim 52\text{ s}$) 之比,便是该液体在温度 $T(^\circ\text{C})$ 时的恩氏黏度。液体在温度 $T(^\circ\text{C})$ 时的恩氏黏度用符号 $^\circ\text{E}_T$ 表示,即

$$^\circ\text{E}_T = \frac{t_1}{t_2} \quad (1-8)$$

恩氏黏度和运动黏度之间可用下面的经验公式换算:

$$\nu = \left(7.31^\circ\text{E} - \frac{6.31}{^\circ\text{E}}\right) \times 10^{-6} \quad (1-9)$$

3. 黏度与压力的关系

当压力增加时,液体分子间距离减小,内聚力增加,其黏度也有所增加。液压油的动力黏度 μ 与压力的关系为:

$$\mu = \mu_0 e^{kp} \quad (1-10)$$

式中 μ_0 ——大气压力下液压油的动力黏度;

p ——压力;

k ——因液压油而异的指数,对矿物油型液压油可取 $k=0.015\sim 0.03$ 。

在液压系统中,若系统的压力不高,压力对黏度的影响较小,一般可忽略不计。当压力高于 50 MPa 时,压力对黏度的影响较明显,此时必须考虑压力对黏度的影响。

4. 黏度与温度的关系

液压油的黏度对温度的变化很敏感,温度升高,黏度将显著降低。由于油液黏度的变化直接影响液压系统的性能和泄漏量,因此希望油液黏度随温度的变化越小越好。不同的油液有不同的黏度-温度变化关系,这种关系叫做油液的黏温特性。

对于液压系统常用的矿物油型液压油,若 40 °C 时的运动黏度小于 135 mm²/s,温度在 30 ~ 150 °C 范围内时可用下列经验公式计算温度 T 时的运动黏度 ν_T :

$$\nu_T = \nu_{40} \left(\frac{40}{T} \right)^n \quad (1-11)$$

式中 ν_{40} ——40 °C 时液压油的运动黏度;

n ——指数,见表 1-1。

表 1-1 n 值

$\nu_{40}/(\text{mm}^2 \cdot \text{s}^{-1})$	3.4	9.3	14	18	33	48	63	76	89
n	1.39	1.59	1.72	1.79	1.99	2.13	2.24	2.32	2.42
$\nu_{40}/(\text{mm}^2 \cdot \text{s}^{-1})$	105	119	135	207	288	368	447	535	771
n	2.49	2.52	2.56	2.76	2.86	2.96	3.06	3.10	3.17

图 1-4 所示为一些典型液压油的黏温曲线。

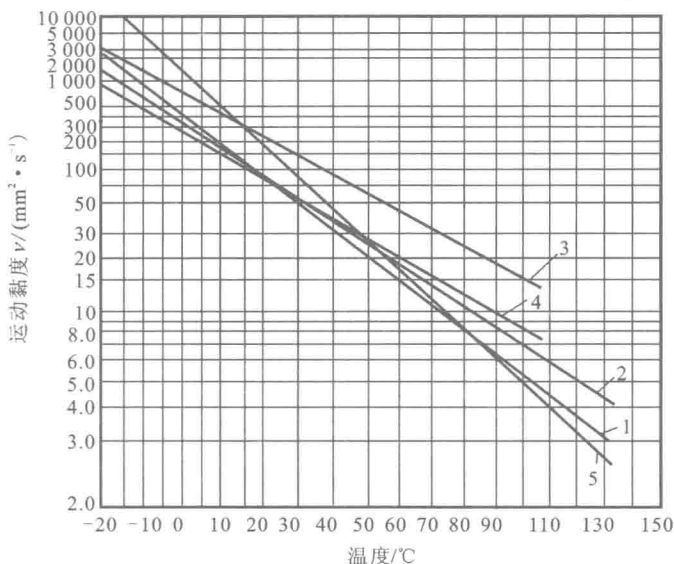


图 1-4 液压油的黏温曲线

1—YA 液压油;2—YD 液压油;3—YRB 液压油;4—YRC 液压油;5—YRD 液压油

液压油的黏温特性可以用黏度指数 VI 来表示。 VI 值越大,表示油液的黏度随温度的变化率越小,即黏温特性越好。液压油一般要求 VI 值在 90 以上;对于精制的液压油及加有添加剂的液压油,其 VI 值可大于 100。

(四) 其他特性

液压油还有其他一些物理化学性质,如抗燃性、抗氧化性、抗泡沫性、抗乳化性、防锈性、抗磨性等,这些性质对液压系统工作性能的影响也较大。对于不同品种的液压油,这些性质的指

标是不同的,具体应用时可查油类产品手册。

二、对液压油的要求和选用

(一) 要求

由于液压油既是液压传动与控制的工作介质,又是各种液压元件的润滑剂,因此液压油的性能会直接影响液压系统的性能,如工作可靠性、灵敏性、稳定性、系统效率和零件寿命等。选用液压油时应满足下列要求:

(1) 黏温性好。在使用温度范围内,黏度随温度的变化越小越好。

(2) 润滑性好。在规定的范围内有足够的油膜强度,以免产生干摩擦。

(3) 化学稳定性好。在储存和工作过程中不易氧化变质,以防胶质沉淀物影响系统正常工作;防止油液变酸,腐蚀金属表面。

(4) 质地纯净,抗泡沫性好。油液中若含有机械杂质,则易堵塞油路;若含有易挥发性物质,则会使油液中产生气泡,影响运动平稳性。

(5) 闪点要高,凝固点要低。油液用于高温场合时,为了防火安全,要求闪点高;在温度低的环境中工作时,要求凝固点低。液压系统中所用的液压油的闪点一般为 130~150℃,凝固点为-10~-15℃。

(二) 种类及选用

液压油的品种很多,主要可分为矿物油型、合成型和乳化型三大类。液压油的主要品种及性质见表 1-2。

表 1-2 液压油的主要品种及性质

性能 \ 种类	可燃性液压油			抗燃性液压油			
	矿物油型			合成型		乳化型	
	普通液压油	抗磨液压油	低温液压油	磷酸酯液	水-乙二醇液	油包水液	水包油液
密度/(kg·m ⁻³)	850~960			1 120~1 200	1 030~1 080	910~960	990~1 000
黏度	小一大	小一大	小一大	小一大	小一大	小	小
黏度指数 VI, 不小于	90	95	130	130~180	140~170	130~150	极高
润滑性	优	优	优	优	良	良	可
防锈蚀性	优	优	优	良	良	良	可
闪点/℃, 不低于	170~200	170	150~170	难燃	难燃	难燃	不燃
凝点/℃, 不高于	-10	-25	-35~-45	-20~-50	-50	-25	-5

正确选用液压油是保证液压设备高效率正常运转的前提。目前,90%以上的液压系统采用矿物油型液压油为工作介质,其中普通液压油优先考虑选用,有特殊要求时则选用抗磨、低温或高黏度指数的液压油,没有通用液压油时可用汽轮机油或机械油代替;合成型液压油价格贵,只有在某些特殊设备中(如在对抗燃性要求高并且使用压力高、温度变化范围大等情况下)采用;当工作压力不高时,高水基乳化液也是一种良好的抗燃液。

在选用液压油时,合适的黏度有时更为重要。黏度的高低将影响运动部件的润滑、缝隙的泄漏,以及流动时的压力损失、系统的发热等。根据黏度选择液压油的一般原则是:运动速度高或配合间隙小时宜采用黏度较低的液压油,以减少摩擦损失;工作压力高或温度高时宜采用黏度较高的液压油,以减少泄漏。实际上,系统中使用的液压泵对液压油黏度的选用往往起决

定性作用,可根据表1-3的推荐值来选用油液黏度。

表 1-3 液压泵采用油液的黏度表

液压泵类型		环境温度 5~40 ℃, $\nu(40\text{ ℃})/(\times 10^{-6}\text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1})$	环境温度 40~80 ℃, $\nu(40\text{ ℃})/(\times 10^{-6}\text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1})$
叶片泵	$p < 7\text{ MPa}$	30~50	40~75
	$p \geq 7\text{ MPa}$	50~70	55~90
齿 轮 泵		30~70	95~165
轴向柱塞泵		40~75	70~150
径向柱塞泵		30~80	65~240

第三节 液体静力学基础

液体静力学是研究液体处于相对平衡状态下的力学规律以及这些规律的应用的科学。这里所说的相对平衡,是指液体内部质点之间没有相对运动,至于液体整体,完全可以像刚体一样做各种运动。

一、液体的压力

(一) 液体的静压力及其特性

静止的液体在单位面积上所受的力称为静压力。如果在液体内某点处微小面积 ΔA 上作用有法向力 ΔF ,则 $\Delta F/\Delta A$ 的极限就是该点的静压力,用 p 表示,即

$$p = \lim_{\Delta A \rightarrow 0} \frac{\Delta F}{\Delta A} \quad (1-12)$$

若在液体的面积 A 上所受的力为均匀分布的作用力 F ,则静压力可表示为:

$$p = \frac{F}{A} \quad (1-13)$$

液体的静压力在物理学上称为压强,但在液压传动中习惯上称为压力。

液体的静压力有如下特性:

- (1) 液体静压力垂直于作用面,其方向与该面的内法线方向一致。
- (2) 静止液体内任意点处的静压力在各个方向上都相等。

(二) 静压力基本方程

在重力作用下的静止液体,其受力情况如图 1-5(a)所示,除了液体重力、液面上的外加压力外,还有容器壁面作用在液体上的反压力。如要计算液面下深度为 h 处某点的压力,可以取出底面包含该点的一个微小垂直液柱来研究,如图 1-5(b)所示。液柱顶面受外加压力 p_0 作用,底面上所受的力为 p ,微小液柱的端面积为 ΔA ,深度为 h ,其体积为 $h\Delta A$,则液柱的重力为 $\rho gh\Delta A$,并作用在液柱的重心上。作用在液柱侧面上的力因为对称分布而相互抵消。由于液体处于平衡状态,在垂直方向上的力存在如下关系:

$$p\Delta A = p_0\Delta A + \rho gh\Delta A \quad (1-14)$$

等式两边同除以 ΔA ,得:

$$p = p_0 + \rho gh \quad (1-15)$$

上式即为液体静压力基本方程。由上式可知：

(1) 静止液体内任一点处的压力由两部分组成：一部分是液面上的压力 p_0 ，另一部分是该点以上液体的自重所产生的压力 ρgh 。当液面上只受大气压力 p_a 时，式(1-15)可改写为：

$$p = p_a + \rho gh \quad (1-16)$$

(2) 静止液体内的压力沿液深呈线性规律分布，如图 1-5(c) 所示。

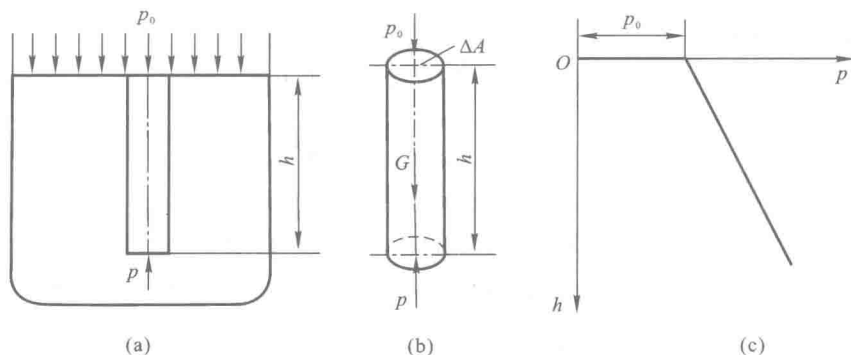


图 1-5 静止液体内的压力分布规律

(3) 液面下深度相同处各点的压力相等。压力相等的所有点组成的面称为等压面。在重力作用下，静止液体中的等压面是水平面。

(4) 对静止液体，若液面压力为 p_0 ，液面与基准水平面的距离为 h_0 ，液体内任一点的压力为 p ，与基准水平面的距离为 h ，则由静压力基本方程式可得：

$$\frac{p_0}{\rho g} + h_0 = \frac{p}{\rho g} + h = \text{常数} \quad (1-17)$$

式中 $p_0/(\rho g)$ ——静止液体中单位重力液体的压力能；

h ——单位重力液体的势能。

式(1-17)的物理意义为静止液体中任一质点的总能量保持不变，即能量守恒。

(三) 压力的表示方法及单位

根据度量基准的不同，液体压力分为绝对压力和相对压力两种。绝对压力是以绝对零压力作为基准来进行度量的，相对压力是以当地大气压力为基准来进行度量的。显然有：

$$\text{绝对压力} = \text{大气压力} + \text{相对压力}$$

因为大气中的物体在大气压的作用下是自相平衡的，所以大多数压力表测得的压力值是相对压力，因此相对压力又称表压力。在液压技术中所提到的压力，如不特别指明，均为相对压力。当绝对压力低于大气压时，绝对压力不足于大气压力的那部分压力值称为真空度。真空度就是大气压力与绝对压力之差，即

$$\text{真空度} = \text{大气压力} - \text{绝对压力}$$

绝对压力、相对压力和真空度之间的关系如图 1-6 所示。

压力的单位为 Pa(帕斯卡，简称帕)， $1 \text{ Pa} = 1 \text{ N/m}^2$ 。由于 Pa 的单位量值太小，在工程上常采用它的倍数单位 kPa(千帕)和 MPa(兆帕)表

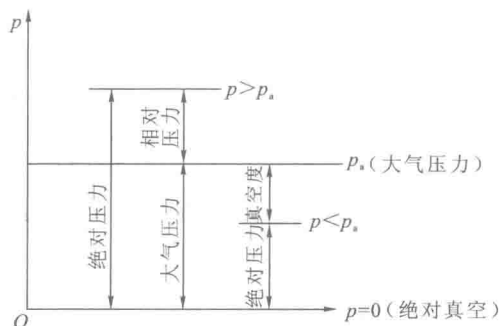


图 1-6 绝对压力、相对压力及真空度