

LIUTICHUANDONG YU KONGZHI

[国防科技大学出版社]

流体传动

王宝和 主编

与

控制

LIUTICHUANDONG YU KONGZHI

流体传动与控制

王宝和 主编

王宝和 李 岳 汪洲 编著

国防科技大学出版社

·湖南长沙·

内容简介

本书是参考原机械工业部“流体传动与控制”专业委员会审定的“流体传动与控制”教学大纲,结合机电类及机械类专业特点编写的。

全书共十一章。第一章和第二章介绍流体传动与控制的基本理论。第三章至第六章介绍流体传动的主要元件。第七章介绍流体传动基本回路。第八章和第九章介绍流体传动系统的分析和设计方法。第十章介绍程序控制。第十一章简介伺服、比例和数字控制元件、回路及系统。每章附有习题。

本书特点是将液压技术与气动技术有机地结合,揭示其共性和本质,强调其区别。选材上注意系统性和先进性并重。剪裁上以液压为主,气动为辅,以传动为主,控制为辅。本书还附有与教材配套的“流体传动与控制”多媒体 CAI 软件。

图书在版编目(CIP)数据

流体传动与控制/王宝和主编. —长沙:国防科技大学出版社,2001.6
ISBN 7-81024-759-X

I. 流… II. 王… III. ①液压传动②液压控制 IV. TH137

中国版本图书馆 CIP 数据核字(2001)第 033566 号

国防科技大学出版社出版发行
电话:(0731)4572640 邮政编码:410073
E-mail: gfkdcbs@ public. cs. hn. cn
责任编辑:张 静 责任校对:罗 青
新华书店总店北京发行所经销
国防科技大学印刷厂印装

*

开本:787×1092 1/16 印张:13 字数:300千
2001年6月第1版第1次印刷 印数:1-3000册

*

定价:17.00 元

前 言

本书将“液压传动与控制”和“气压传动与控制”有机地综合在一起,揭示它们的共性和本质。内容剪裁上以液压为主、传动为主。着重讲述流体传动与控制的基本理论,流体传动与控制元件和基本回路的工作原理、特性和特点等基本概念,流体传动与控制系统的分析与设计基本方法。流体传动与控制元件的具体结构通过实物演示或实验等教学环节掌握。传授知识和培养能力并重。

本书引入了一些新材料并全面贯彻国家标准,同时配有以本书为脚本的多媒体 CAI 教学课件,供教学和自学选用。

本书可做普通高等教育和成人高等教育机电类与机械类专业本科生教材及其它专业参考书。

本书由王宝和编写第一、三、四、五、六、七、八、九、十、十一章,李岳编写第二章,汪洲设计制作多媒体 CAI 软件及编写附录。

水平有限,难免存在缺点和错误,恳请读者批评指正。

作者

2001年5月

目 录

第一章 绪 论	(1)
第一节 流体传动与控制发展概况.....	(1)
第二节 流体传动与控制的工作原理及其系统组成.....	(2)
第三节 流体传动与控制的特点.....	(5)
第二章 流体传动与控制基础知识	(6)
第一节 流体的物理与热学性质.....	(6)
第二节 静止流体的基本力学规律.....	(8)
第三节 气体的状态方程与基本热力性质.....	(11)
第四节 流体流动的基本力学规律.....	(14)
第五节 流体流动的压力损失.....	(18)
第六节 流体流经小孔和缝隙的流动特性.....	(22)
第七节 液压冲击及空穴现象.....	(27)
习题.....	(28)
第三章 动力元件	(31)
第一节 概述.....	(31)
第二节 柱塞泵.....	(33)
第三节 齿轮泵.....	(36)
第四节 叶片泵.....	(38)
第五节 气动系统动力元件.....	(43)
习题.....	(46)
第四章 执行元件	(48)
第一节 液压(气)马达概述.....	(48)
第二节 高速液压(气)马达.....	(50)
第三节 低速大扭矩液压马达.....	(51)
第四节 液压缸和气缸的工作原理.....	(53)
第五节 液压缸和气缸的设计与计算.....	(57)
习题.....	(62)

第五章 控制阀	(65)
第一节 概述	(65)
第二节 方向控制阀	(67)
第三节 压力控制阀	(72)
第四节 流量控制阀	(81)
第五节 插装式锥阀	(83)
习题	(84)
第六章 辅助元件	(88)
第一节 蓄能器	(88)
第二节 滤油器和滤气器	(90)
第三节 油箱和管道	(92)
第四节 密封元件	(93)
第五节 工作介质	(95)
习题	(98)
第七章 流体传动基本回路	(99)
第一节 调速回路	(99)
第二节 速度换接回路	(110)
第三节 压力控制回路	(113)
第四节 方向控制回路	(117)
第五节 多缸控制回路	(120)
习题	(123)
第八章 典型流体传动系统分析	(128)
第一节 概述	(128)
第二节 组合机床动力滑台液压系统分析	(128)
第三节 液压机液压系统分析	(131)
第四节 导弹发射勤务塔架液压系统分析	(134)
第五节 飞船座舱压力控制气动系统分析	(137)
习题	(139)
第九章 流体传动系统设计	(142)
第一节 明确设计任务和分析工况	(142)
第二节 确定系统主要参数	(144)
第三节 拟定系统原理图	(146)
第四节 计算和选择元件	(147)

第五节 系统验算	(149)
第六节 绘制工作图和编制技术文件	(151)
第七节 液压传动系统设计举例	(151)
习题	(160)
第十章 气动程序控制	(162)
第一节 概述	(162)
第二节 单往复程序控制系统设计	(165)
第三节 可编程序控制器简介	(172)
习题	(178)
第十一章 伺服、比例和数字控制系统	(179)
第一节 概述	(179)
第二节 伺服控制系统	(180)
第三节 比例控制系统	(188)
第四节 数字控制系统	(193)
附录 “流体传动与控制”多媒体 CAI 课件使用方法简介	(196)
参考文献	(199)

第一章 绪 论

第一节 流体传动与控制发展概况

流体传动与控制是研究以流体为介质实现各种机械的传动与控制的学科,是机械设备广泛采用的一种传动与控制方式。流体传动与控制包括液压传动与控制及气压传动与控制两部分内容。液压传动与控制的发展大体上经历了走向标准化、走向优质化和走向智能化三个阶段。从18世纪末第一台水压机问世到20世纪20年代,近代液压技术还处在萌芽状态,虽然在军舰炮塔、磨床上的使用已获得成功,但是许多液压元件都是专用的,彼此间没有共同的构思和公用的术语,无法进行交流,因此限制了液压技术的发展。第二次世界大战期间,在一些兵器上采用了功率大、反应快、精度高的液压传动和控制装置,大大促进了液压技术的发展。战后,液压技术迅速转向民用,并随着各种标准的不断制定和完善,以及液压元件的标准化、系列化和通用化,液压技术在20世纪中叶得以蓬勃发展。此后,液压技术在高压化、高速化、大功率、小型化、集成化等方面又取得很大进展,与此同时开展了降噪、防漏、治污、节能等方面的研究。这样液压技术又开拓出航天空间技术、原子能技术等新的应用领域。20世纪60年代,计算机技术、微电子技术的发展将液压技术推上新的台阶,在比例控制、伺服控制、数字控制等技术上有许多新成就。计算机辅助设计、计算机仿真及微机控制等开发性工作也有显著成绩。液压技术已发展成包括传动、控制、检测的一门完整的自动化技术,成为交叉性学科,它在国民经济的各个领域都得到了应用。液压技术的应用程度已成为衡量一个国家工业水平的重要标志之一。

气动技术的起步滞后于液压技术,在20世纪60年代才迅速发展。60年代气动技术主要用于繁重作业领域,诸如矿山、汽车制造等,作为辅助传动。70年代后期开始用于自动生产线、自动检测等作业领域。80年代以来,随着与电子技术的结合,气动技术的应用领域得到迅速拓宽。电气可编程控制系统的发展,使气动控制更灵活,自动化程度更高。微电子技术、现代控制理论与气动技术结合,促进了电—气比例伺服技术的发展,使气动技术从开关控制进入闭环比例伺服控制,出现了微机控制的电气一体化系统。为适应电气一体化系统的要求,气动元件正向着小型化、集成化、低功耗等方向发展。为适应食品、医药、生物工程、电子等行业无污染的要求,无油化气动元件已问世。此外,在高速度、高精度、高寿命、高输出力等方面都有很大发展。气动技术被称为低成本的自动化技术,得到越来越广泛的应用。

我国的液压工业开始于20世纪50年代,气动工业开始于70年代,目前正处在迅速发展、提高的阶段。但与世界先进工业国比较还相当落后。标准化工作有待继续完善,优

质化工作还没形成声势,智能化工作刚刚起步。我国的流体传动和控制技术要赶上世界先进水平还有相当多的工作要做。

第二节 流体传动与控制的工作原理及其系统组成

一、流体传动与控制工作原理

机器由原动机、工作机、传动机构组成,如图 1.1 所示。

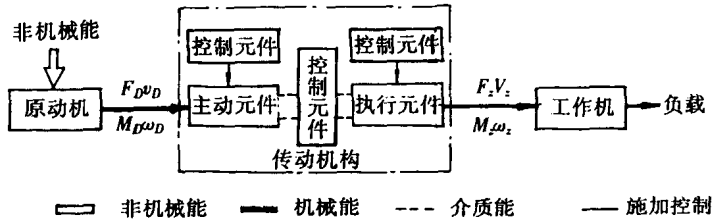


图 1.1 机器的组成

原动机将非机械能转换成机械能。机械能常用机械功率来描述。工作机接受从原动机传输过来的机械能,克服机器阻力(负载力)来驱动负载运动。传动机构不但把原动机的机械功率传输给工作机,而且要把原动机输出的力因素和运动因素转换成工作机需要的力因素和运动因素。传动机构的主动元件用来接收原动机的机械功率,并转换成某种介质(机械、流体或电)的能量。传动机构的被动元件把介质的能量转换成工作机需要的机械功率。此外,传动机构还要有控制元件来协调原动机力和运动性能与工作机需要之间的矛盾。根据传动机构中介质的不同,有机械传动、电气传动和流体传动之分。以流体为介质的流体传动又分以液体为介质的液压传动和以气体为介质的气压传动。

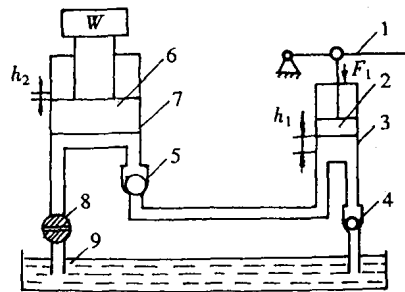


图 1.2 液压千斤顶工作原理图

- 1—手柄;2—小活塞;3—液压缸;4、5—单向阀;
6—大活塞;7—大液压缸;8—开关阀;9—油箱

液压传动工作原理可用图 1.2 的液压千斤顶原理图来说明。

液压传动机构的主动元件是液压泵,它将原动机的机械功率变成液体的液压功率。液压泵主要由活塞 2 和缸体 3 组成,泵内充满密封的液体。活塞 2 接受原动机(杠杆)的机械能,对液压泵腔内液体做功,使液压泵的容腔不断缩小,迫使液体以一定的压力和速度经单向阀 5 进入液压执行元件。执行直线运动的执行元件叫液压缸,是液压传动机构的被动元件。液压缸由活塞 6 和缸体 7 组成。有压液体进入液压缸后,推动活塞 6 上升,举起重物 W ,把液压功率变成了机械功率。图中的控制阀 4、5、8 为液压传动机构的控制元件,单向阀 5 控制液压缸中液体不流回液压泵,单向阀 4 控制液压泵中液体不流回油箱 9。

由液压千斤顶工作原理看出:液压传动是靠液体在可变化的密封容积中的压力能实现运动和传递动力的。液压传动装置本质上是一种能量转换装置。

由液压千斤顶的工作原理图可以进一步分析液压传动机构的功率传递功能和力因素、运动因素的变换功能。

稳态工况下,液压泵活塞匀速运动的力平衡方程为

$$pA_1 = F_1 \quad (1-1)$$

式中 A_1 —液压泵活塞面积;

p —外力 F_1 作用下液体建立的压力 $\left(p = \frac{F_1}{A_1}\right)$ 。

由静压传递原理“施加于密封容器内平衡液体中某一点的压力等值地传递到全部液体”,作用在液压缸活塞 2 上的压力也为 p 。

液压缸活塞匀速运动时的力平衡方程为

$$pA_2 = W \quad (1-2)$$

式中 A_2 —液压缸活塞面积;

W —重物的重量。

由式(1-1)和(1-2)得

$$\frac{W}{F_1} = \frac{A_2}{A_1} \quad (1-3)$$

式(1-3)是液压传动机构的力传递的基本公式。只要 $A_1 \neq A_2$, 则 $F_1 \neq W$, 这就是液压传动机构的力变换功能。

如果不计液体的压缩性和泄漏损失,液压泵输出的液体容积必然等于液压缸增大的液体容积,即

$$A_1 h_1 = A_2 h_2 \quad (1-4)$$

式中 h_1 、 h_2 —液压泵、液压缸活塞的位移。

将式(1-4)两边同除活塞位移时间 t , 得

$$\frac{v_1}{v_2} = \frac{A_2}{A_1} \quad (1-5)$$

式中 v_1 、 v_2 —液压泵活塞、液压缸活塞的运动速度。

只要 $A_1 \neq A_2$, 则 $v_1 \neq v_2$, 活塞运动速度和活塞面积成反比。这就是液压传动机构的运动变换功能。

式(1-5)可写成另一种形式,即

$$A_1 v_1 = A_2 v_2 = Q \quad (1-6)$$

式中 Q —流量,是单位时间内,液体流过截面积为 A 的某一截面的体积。

由式(1-3)和(1-5)可得

$$\frac{W}{F_1} = \frac{v_1}{v_2} = \frac{A_2}{A_1} \quad (1-7)$$

也可写成

$$F_1 v_1 = W v_2 = p A_1 v_1 = p A_2 v_2 = p Q \quad (1-8)$$

式中 pQ —液压功率。

式(1-8)体现了液压传动机构的功率传递功能。通过液压传动机构可将原动机的机械功率 F_1v_1 通过液体介质的液压功率 pQ 传给工作机,使工作机获得驱动负载的机械功率 Wv_2 。

以上分析忽略了一些对定性分析是次要的因素。工程实际中,机械功率的传递过程是有损失的,比如液体泄漏的容积损失、液体流动的压力损失、机械摩擦损失等。由于功率损失的存在,实际上原动机输入的机械功率并没有全部变成工作机驱动负载的机械功率。

气压传动工作原理与液压传动工作原理基本相同,只是由于工作介质不同而有所差别。在气动系统中用压缩空气作为工作介质来传递和转换能量。由于气体的分子结构与液体的不同,在能量的传递和转换过程中,气体的性质(如密度、温度)要发生变化,气体的内能作为能量的一种形式要参与交换。系统与外界的能量交换是通过传递热量和做功来进行的。与此同时,系统内部介质的能量也要发生变化,并伴随有热现象发生。

液压和气压系统的控制有两种不同的含义。一种是指对传动部分的操纵调节方式,另一种是指控制部分的结构组成形式。

流体传动的操纵调节方式为手动或开关式。手动操纵不能实现自动化,开关式控制(电磁阀)能实现自动控制,但由于开关控制元件只有两种状态,要实现复杂控制时,必须有大量的元件,且难实现平稳过渡和高精度控制。

要实现连续和成比例的自动控制则必须采用伺服控制。它的概念和定义与控制理论中的描述完全相同。其结构组成形式分开环和闭环两种。系统框图如图 1.3 所示。

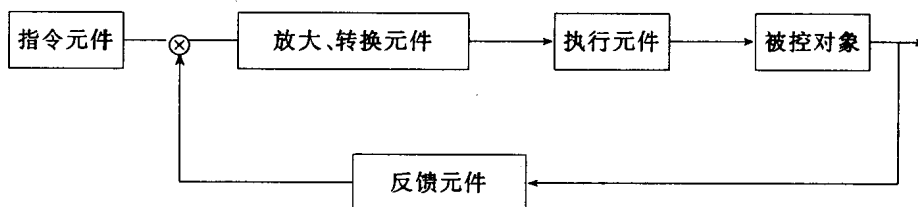


图 1.3 控制系统框图

二、流体传动与控制系统的组成

流体传动与控制系统主要由五部分组成：

1. 动力元件：

把机械能转换成流体压力能的装置。如液压泵、空气压缩机等。

2. 执行元件：

把流体压力能转换成机械能的装置。如液压缸、气缸、液压马达、气动马达等。

3. 控制元件：

对系统中流体的压力、流量、运动方向进行控制或调节的装置。如压力阀、流量阀、方向阀等各种控制阀。

4. 辅助元件：

如油箱、滤油器、蓄能器、传感器等辅助装置。

5. 工作介质：

如液压油、压缩空气等。

第三节 流体传动与控制的特点

一、液压传动与控制的特点

1. 液压传动与控制同其它传动与控制相比,在相同体积和重量情况下,输出力或力矩大;在输出相同功率的条件下,体积小、重量轻、惯量小、动作快;
2. 工作平稳,能在大范围内实现无级调速;
3. 易于实现自动化;
4. 元件已实现标准化、系列化和通用化,便于设计、制造和维修;
5. 对油温、负载变化敏感,影响工作的稳定性;
6. 工作介质流动阻力大,不宜远距离输送;
7. 制造精度要求高,因此造价贵;
8. 对油液的污染敏感,故障不易查找。

二、气压传动与控制的特点

1. 气动元件结构简单、易制造且已标准化、系列化、通用化;
2. 工作介质来源方便、不污染环境、流动阻力小、易远距离输送;
3. 易实现自动化,是实现低成本自动化的最佳手段;
4. 在易燃、易爆、强磁、潮湿、温度变化大、有腐蚀等恶劣环境下工作安全、可靠,易实现过载保护,具有广泛的工作适应性;
5. 输出力或力矩小;
6. 传动效率低,运动平稳性差,难实现精确控制。

第二章 流体传动与控制基础知识

流体传动与控制是以流体作为工作介质来传递动力和信号的。流体的物理、热学和力学性质是研究流体传动与控制的理论基础。因此在讨论流体传动与控制前先讨论与其有关的流体性质。

第一节 流体的物理与热学性质

一、流体的密度和比容

单位体积流体的质量称为流体的密度,用 ρ 表示。

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

式中 m 为流体的质量(kg); V 为流体的体积(m^3)。

流体的密度随压力的增大而增大,随温度的升高而减小。液体的密度随压力和温度的变化较小,一般可忽略。

单位质量流体所占的容积称为比容,是流体密度的倒数,用 v 表示。

$$v = V/m(\text{m}^3/\text{kg}) \quad (2-2)$$

二、流体的压缩性

流体受压力的作用而体积减小的性质称为流体的压缩性。可用压缩性系数 β 表示,定义为单位压力变化下的流体体积相对变化量。

$$\beta = -\frac{1}{\Delta p} \frac{\Delta V}{V}(\text{m}^2/\text{N}) \quad (2-3)$$

式中 Δp 为压力的增加量, ΔV 为流体体积的减小量。

流体的压缩性系数的倒数称为流体的体积弹性模数,用 k 表示。液体的压缩性很小,在稳态工作条件下可忽略。气体的可压缩性大,只有气体在管道中流动速度不大时,可认为气体不可压缩。气体的压缩性取决于气体的状态过程,式(2-3)仅描述了气体在等温过程的压缩性。

三、流体的温度

温度是气体的重要参数之一。温度是分子热运动动能的统计平均值,是表示物体冷热程度的物理量。常用绝对温度和摄氏温度表示。绝对温度是以气体分子停止运动时的最低温度为起点测量的温度,记为 T 。其与摄氏温度的关系为

$$T(\text{K}) = t(^{\circ}\text{C}) + 273 \quad (2-4)$$

四、流体的膨胀性

流体受热体积变大的性质称为流体的膨胀性,用体积膨胀系数 α 表示。流体的膨胀性定义为流体在压力不变的条件下,温度每升高 1°C 所发生的体积相对变化量。

$$\alpha = \frac{1}{\Delta T} \frac{\Delta V}{V} \quad (2-5)$$

式中 ΔT 为温度的增加量; ΔV 为流体体积的增加量。

液体的膨胀性一般可忽略。气体只有在温度变化不大时,其膨胀性可忽略。气体的膨胀性取决于气体的状态过程。

五、流体的粘性

流体分子间的内聚力阻止分子间的相互运动而产生内摩擦力的性质称流体的粘性。流体只有流动时才有粘性,静止流体是不呈现粘性的。

流体粘性的大小用粘度来衡量。粘度是选择液压油的主要指标,是影响流体运动的重要物理性质。

(一) 粘度的定义

流体流动时,由于它和固体壁面间的附着力及它的粘性,其内部各流层间的速度不等。图 2.1 所示,在两个平行平板间充满液体,两平行平板间的距离为 h ,上平板以速度 u_0 相对于静止的下平板向右移动。当两平板间的距离较小时,各液层的速度按线性规律分布。

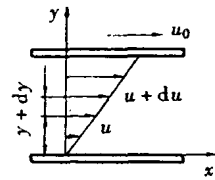


图 2.1 液体粘性示意图

实验测定指出: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 及液层间相对运动的速度 du 成正比,而与液层间的距离 dy 成反比。即

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

若用单位面积上的摩擦力 τ (切应力)来表示,则式(2-6)可以改写成

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

式中 μ —比例系数,称为动力粘度;

du/dy —速度梯度。

式(2-7)称为牛顿液体内摩擦定律,对油、水、空气等牛顿流体均适用。

(二) 粘度的不同表示方法和单位

1. 动力粘度 μ

式(2-7)中的 μ 为由液体种类和温度决定的比例常数,它是表征液体粘性的内摩擦系数。用它来表示粘度的大小,称为动力粘度,或称绝对粘度。它可由下式表示

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

由此可知,液体动力粘度是液体在单位速度梯度下流动时单位面积上产生的内摩擦力。

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

2. 运动粘度 ν

动力粘度 μ 和液体密度 ρ 之比值称为运动粘度,用 ν 表示。即

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

运动粘度 ν 没有明确的物理意义,因为在其单位中只有长度和时间的量纲,所以称为运动粘度,它是在液压分析和计算中经常遇到的物理量。

运动粘度 ν 的法定计量单位是 m^2/s 。

运动粘度 ν 并不是一个粘度的量,但工程中液体的粘度常用运动粘度来标志。如机械油的牌号,就是用这种油液在 40°C 时的运动粘度 $\nu(\text{mm}^2/\text{s})$ 的平均值来标志的。

直接测量绝对粘度很不方便,因此在工程上采用简便的方法,即测量液体的相对粘度。

3. 相对粘度

相对粘度又称条件粘度。它是采用特定的粘度计,在规定的条件下测出来的液体粘度。根据测量条件不同,各国采用的相对粘度的单位也不同。如美国采用国际赛氏秒(SSU),英国采用商用雷氏秒("R),我国和欧洲一些国家采用恩氏粘度($^\circ\text{E}$)。

恩氏粘度由恩氏粘度计测定,即将 200cm^3 的被测液体装入底部有 $\phi 2.8\text{mm}$ 小孔的恩氏粘度计的容器中,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°C 时流过同一小孔所需的时间 t_2 之比值,便是该液体在 $t(^\circ\text{C})$ 时的恩氏粘度。恩氏粘度用符号 $^\circ\text{E}_t$ 表示

$$^\circ\text{E}_t = \frac{t_1}{t_2} \quad (2-10)$$

工业上常用 20°C 、 50°C 、 100°C 作为测定恩氏粘度的标准温度,并分别以相应的符号 $^\circ\text{E}_{20}$ 、 $^\circ\text{E}_{50}$ 和 $^\circ\text{E}_{100}$ 表示。

恩氏粘度和运动粘度(m^2/s)的换算关系为

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

4. 粘度与温度的关系

流体不同,其粘度与温度的关系也不一样,在压力一定的条件下,液体的粘度随温度的升高而减小,气体的粘度则随温度的升高而增大,水和空气的运动粘度随温度的变化曲线如图 2.2 所示。

液压油的粘度对温度的变化很敏感,当温度升高时,油的粘度显著降低。油液粘度变化直接影响到液压系统的性能和泄漏量,因此希望粘度随温度的变化越小越好。

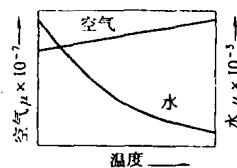


图 2.2 水和空气的运动粘度随温度变化的曲线

第二节 静止流体的基本力学规律

静止流体是指流体内部质点间无相对运动的流体。因此静止流体不呈现粘性,不承

受切向力,处于相对平衡状态。本节研究流体处于相对平衡状态下的基本力学规律。

一、流体压力的概念

作用于流体上的力有质量力和表面力两种。质量力作用于流体的所有质点上,如重力和惯性力等;表面力作用于流体的表面上,它是一种外力。单位面积上作用的表面力称为应力,它有切向应力和法向应力之分。静止流体各质点间没有相对运动,故不存在内摩擦力,所以静止流体的表面力只有法向力,流体在单位面积上所受的沿法线方向的法向应力称为压力,用 p 表示。如在 ΔA 面积上作用有法向力 ΔF ,则流体内某点处的压力可表示为

$$p = \lim_{\Delta A \rightarrow 0} \frac{\Delta F}{\Delta A} \quad (2-12)$$

由于静止流体只能承受压力,而不能承受拉力和切向力,所以静压力有下列两个特性:

- (1) 流体的静压力垂直于其受压表面,且方向与该面的内法线方向一致;
- (2) 静止流体内任意点处所受的静压力在各个方向上都相等。

二、液体静力学基本方程

在重力作用下静止液体的受力情况可用图 2.3(a) 表示。

取图示参考坐标系,液面距坐标原点的高度为 z_0 。在液体上任取一点 A ,若要求得液体内 A 点处的压力,可从液体中取出一个底部通过该点的垂直小液柱。设液柱的底面积为 dA ,高度为 h ,如图 2.3(b) 所示,液柱本身重量为 $G = \rho gh dA$,由于液柱处于平衡状态,其力平衡方程为

$$p dA = p_0 dA + \rho gh dA \quad (2-13)$$

或
$$p = p_0 + \rho gh \quad (2-14)$$

式中 p_0 为作用在液面上的压力; ρ 为液体密度。

将 $h = z_0 - z$ 代入式(2-14)有

$$p + \rho gz = p_0 + \rho gz_0 \quad (2-15)$$

上式为液体静力学的基本方程。

由式(2-14)可知:静止液体内任意点的压力由两部分组成,即液面上压力 p_0 和液体自重对该点的压力 ρgh 。静止液体内的压力随液体的深度呈线性规律分布。静止液体内同一深度的各点压力相等,压力相等的所有点组成的面为等压面。在重力作用下静止液体的等压面是一个水平面。等压面的适用条件是同一种类、连续的静止液体。

三、流体压力的表示方法及单位

压力的表示方法有绝对压力和相对压力(表压力)。绝对压力以绝对真空为基准来进行度量。相对压力是以大气压 P_a 为基准进行度量。当液体中某点处的绝对压力 p 小于大气压力时,就会产生真空,将绝对压力不足于大气压力的那部分压力值称为该点的真空度。

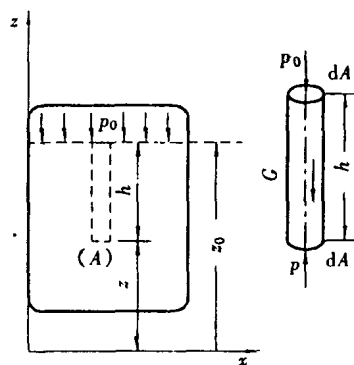


图 2.3 重力作用下的静止液体

绝对压力、相对压力、真空度的关系是：

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

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

三者之间的关系可用图 2.4 表示。

由于物体受大气压力作用且自成平衡,所以在进行各种分析时,一般不考虑大气压力。因此绝大多数压力表测得的压力只是高于大气压力的那部分压力值,即相对压力,又称表压力。

压力的单位在 SI 制中为牛顿/米²(N/m²),称为帕斯卡,用 Pa 表示。

四、液体静压传递原理

由静压力基本方程可知,静止液体中任意一点的压力都包含了液面上由外力产生的压力。这说明在密封容器内,外力产生的压力可以等值传到液体内部的所有各点,这就是静压传递原理,也叫帕斯卡原理。

在工程实际中,外力产生的压力要比液体自重产生的压力大几十到几百倍。因此,在液压传动工程实际中,忽略液体自重产生的压力,认为静止液体中各点压力相等。压力由外力(负载)产生,压力的大小取决于外力(负载)的大小。这是流体传动的一个基本概念。

五、流体对固体壁面的作用力

压力垂直作用于承受压力表面。因此,当承受压力的表面为平面时,流体对该平面的总作用力 F 为流体的压力 p 与受压面积 A 的乘积,其方向与该平面相垂直。

当受压表面为曲面时,作用在曲面上各点的压力不平行但相等。要计算曲面上的总作用力,必须明确要计算哪个方向上的力。

图 2.5 所示为液压缸缸筒受力分析图。设缸筒半径为 r ,长度为 l ,求液压力作用在缸右半壁 x 方向的力 F_x 。在缸筒上取一微小窄条,其面积为 $dA = l ds = lr d\theta$,压力油作用在这微小面积上的力 dF 在 x 方向的投影为

$$dF_x = dF \cos\theta = p dA \cos\theta = plr \cos\theta d\theta$$

在液压缸筒右半壁上 x 方向的总作用力为

$$F_x = \int_{-\pi/2}^{\pi/2} plr \cos\theta d\theta = 2lrp \quad (2-16)$$

式中 $2lr$ 为曲面在 x 方向的投影面积。

由此可得出结论,作用在曲面上的液压力在某一方向上的分力等于静压力与曲面在该方向投影面积的乘积。这一结论对任意曲面都适用。

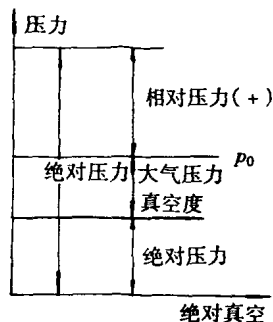


图 2.4 绝对压力、相对压力和真空度

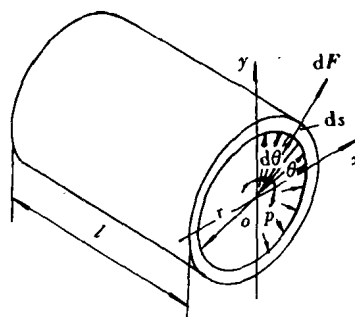


图 2.5 缸筒受力分析图