



高等职业教育“十二五”规划教材

21世纪高职高专规划教材 (机械类)

液压与气动控制



曾文萱 主编



机械工业出版社
CHINA MACHINE PRESS

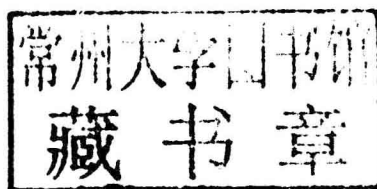


配电子教案

高等职业教育“十二五”规划教材
21 世纪高职高专规划教材（机械类）

液压与气动控制

主 编 曾文萱
副主编 孙腊元
参 编 李海东 向晓汉 曹 菁 李志伟



机械工业出版社

本书包括液压传动和气压传动两部分内容,共12个项目。项目1~4通过4个典型的液压传动系统讲述了液压传动基础知识、液压元件及常用的液压基本回路。项目5为液压系统的安装、调试、维护及故障诊断与排除。项目6为新建空气压缩站。项目7~10通过4个典型的气动系统讲述了气动元件、常用的气动基本回路、气动系统中常用的电气控制元件及气动系统的电气—气动控制。项目11为气动系统的安装、调试、维护及故障诊断与排除。项目12介绍了真空元件和真空系统。

本书引用了大量的工业应用生产实例,并将液压、气动、电气、真空元件的工作原理和典型的液压、气动基本回路以及真空系统回路等知识融于具体的生产实例中,内容新颖,通俗易懂。本书突出液压与气动技术的应用性,并配有大量图片和实际应用图例。在项目的选取方面,既考虑到不同项目的知识侧重点,又兼顾整本书的知识覆盖面,有利于学生自主学习。

本书可作为高职院校、职工大学、成人教育学院等机电类及自动化类专业专业的教学用书,也可供工程技术人员参考。

为方便教学,本书配备电子课件等教学资源。凡选用本书作为教材的教师均可登录机械工业出版社教材服务网www.cmpedu.com注册后免费下载。如有问题请致信cmpgaozhi@sina.com,或致电010-88379375联系营销人员。

图书在版编目(CIP)数据

液压与气动控制/曾文萱主编. —北京:机械工业出版社2012.1
高等职业教育“十二五”规划教材. 21世纪高职高专规划教材
ISBN 978-7-111-37184-7

I. ①液… II. ①曾… III. ①液压传动—高等教育—教材②气压传动—高等教育—教材 IV. ①TH137②TH138

中国版本图书馆CIP数据核字(2012)第011372号

机械工业出版社(北京市百万庄大街22号 邮政编码100037)

策划编辑:余茂祚 责任编辑:余茂祚

版式设计:霍永明 责任校对:张媛

责任印制:李妍

北京振兴源印务有限公司印刷

2012年2月第1版第1次印刷

184mm×260mm·14.5印张·357千字

0001—3000册

标准书号:ISBN 978-7-111-37184-7

定价:28.00元

凡购本书,如有缺页、倒页、脱页,由本社发行部调换
电话服务 网络服务

社服务中心:(010) 88361066

门户网:<http://www.cmpbook.com>

销售一部:(010) 68326294

教材网:<http://www.cmpedu.com>

销售二部:(010) 88379649

读者购书热线:(010) 88379203

封面无防伪标均为盗版

高等职业教育“十二五”规划教材

21 世纪高职高专规划教材

编委会名单

编委会主任 王文斌

编委会副主任 (按姓氏笔画为序)

王建明	王明耀	王胜利	王寅仓	王锡铭
刘 义	刘晶磷	刘锡奇	杜建根	李向东
李兴旺	李居参	李麟书	杨国祥	余党军
张建华	茆有柏	秦建华	唐汝元	谈向群
符宁平	蒋国良	薛世山	储克森	

编委会委员 (按姓氏笔画为序, 黑体字为常务编委)

王若明	田建敏	成运花	曲昭仲	朱 强
刘 莹	刘学应	许 展	严安云	李连邨
李学锋	李选芒	李超群	杨 颀	杨群祥
杨翠明	吴 锐	何志祥	何宝文	余元冠
沈国良	张 波	张 锋	张福臣	陈月波
陈向平	陈江伟	武友德	林 钢	周国良
宗序炎	赵建武	恽达明	俞庆生	晏初宏
倪依纯	徐炳亭	徐铮颖	韩学军	崔 平
崔景茂	焦 斌			

总 策 划 余茂祚

前 言

高等职业教育旨在培养高素质技能型人才。针对高职教育的特点，高职类教材的内容要通俗易懂、实用，能反映当前企业的生产和技术应用状况及发展趋势，要利于学生的技能培养。将知识点融于具体的项目中介绍，有利于学生对知识点的理解和技能的掌握。

本教材是项目式教学教材，以典型液压与气动系统为项目载体，将液压、气动、电气、真空元件的工作原理和典型的液压、气动基本回路以及真空系统回路等知识融于具体的生产实例中。在编写过程中，我们邀请企业资深专家参与，并且经过广泛的社会调查，选择适合专业需求、有技术含量的项目，使学生学习的内容与实际岗位接轨，针对性强。

本书由无锡职业技术学院曾文萱任主编，中国第一汽车集团公司无锡柴油机厂孙腊元任副主编。项目1由连云港职业技术学院李海东编写，项目2、3、7、9由无锡职业技术学院曾文萱编写，项目4、12由中国第一汽车集团公司无锡柴油机厂孙腊元编写，项目5、10由曾文萱和孙腊元共同编写，项目6由无锡职业技术学院向晓汉编写，项目8由江苏信息职业技术学院曹菁编写，项目11由无锡职业技术学院李志伟编写。

由于编者水平有限，书中难免存在错误、不妥之处，恳请广大读者指正。

编 者

目 录

前言

项目 1 千斤顶的液压系统	1
1.1 认识液压千斤顶	1
1.2 液压系统的组成	2
1.3 液压传动中的压力、流量和功率	3
1.4 液压油的特性及选用原则	5
1.5 液压传动中的能量损失和动态特性	9
1.6 液体流经缝隙的流量计算	10
1.7 液压冲击	11
1.8 空穴现象	12
习题与训练	13
项目 2 液压压力机的液压系统	14
2.1 认识 YB32—200 型液压压力机	14
2.2 液压元件	15
2.3 YB32—200 型液压压力机液压系统基本回路	48
2.4 YB32—200 型液压压力机液压系统总回路	56
习题与训练	58
项目 3 专用机床的液压系统	59
3.1 认识气缸体精铣-精镗-刮止口专用机床	59
3.2 液压元件	60
3.3 气缸体精铣-精镗-刮止口专用机床液压系统基本回路	73
3.4 气缸体精铣-精镗-刮止口专用机床液压系统总回路	83
习题与训练	85
项目 4 塑料注射成型机的液压系统	86
4.1 认识塑料注射成型机	86
4.2 液压元件	87
4.3 550 型塑料注射成型机液压系统基本回路	97
4.4 550 型塑料注射成型机液压系统总回路	103
习题与训练	108
项目 5 液压系统的安装、调试、维护及故障诊断与排除	110
5.1 液压站的组成	110
5.2 双面钻气缸盖螺栓孔专用机床液压系统回路分析	114
5.3 双面钻气缸盖螺栓孔专用机床液压系统的安装	117
5.4 双面钻气缸盖螺栓孔专用机床液压系统的调试	121
5.5 液压系统的使用注意事项及维护	123
5.6 液压系统的故障诊断与排除	125
习题与训练	137

项目 6 新建压缩空气站	138
6.1 气源装置的组成	138
6.2 气源设备和气源处理元件	139
习题与训练	148
项目 7 灌装机的气动系统	149
7.1 认识灌装机	149
7.2 气动元件	149
7.3 灌装机气动系统回路	168
习题与训练	170
项目 8 压装装置的气动系统	171
8.1 认识压装装置	171
8.2 气动元件	171
8.3 压装装置气动系统基本回路	175
8.4 压装装置气动系统总回路	177
习题与训练	178
项目 9 数控加工中心气压换刀系统	180
9.1 认识数控加工中心	180
9.2 气动元件	180
9.3 数控加工中心气压换刀系统回路	184
习题与训练	188
项目 10 自动生产线的气动系统	189
10.1 认识自动生产线	189
10.2 电气控制元件	189
10.3 自动生产线分段结构及其气动系统	193
10.4 分段自动生产线气动系统回路	199
习题与训练	203
项目 11 气动系统的安装、调试、维护及故障诊断与排除	204
11.1 气动系统的安装	204
11.2 气动系统的调试	206
11.3 气动系统的维护保养	207
11.4 气动系统的故障诊断与排除	209
习题与训练	215
项目 12 板料分列输送装置的真空系统	216
12.1 认识板料分列输送装置	216
12.2 真空元件	216
12.3 板料分列输送装置真空系统回路	221
12.4 真空系统的应用	221
习题与训练	223
参考文献	224

项目1 千斤顶的液压系统

本项目主要介绍液压系统的组成及液压传动基础知识。

1.1 认识液压千斤顶

1.1.1 用途

在机修车间里，液压千斤顶是修理工人经常使用的起重工具，它虽然体小身轻，却能顶起超过自身质量几百倍的重物。液压千斤顶形式多样，图 1-1 所示为一种液压千斤顶。图 1-2 所示为另一种液压千斤顶，工作时液压站为千斤顶提供液压油。

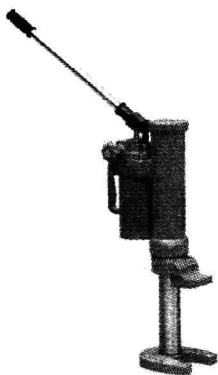


图 1-1 液压千斤顶实物图

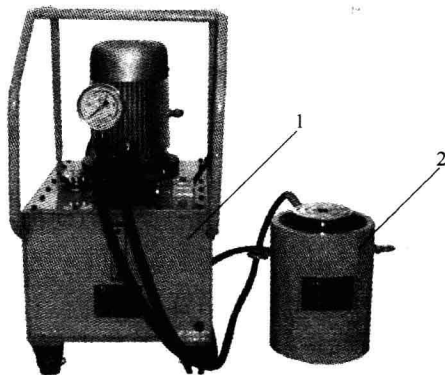


图 1-2 液压站及液压千斤顶实物图

1—液压站 2—千斤顶

1.1.2 工作原理

液压千斤顶主要由大液压缸、小液压缸、吸油单向阀、压油单向阀、放油阀、油箱、油路等组成。其工作原理如图 1-3 所示，提起手柄 4，小活塞 2 上升，小液压缸 3 下腔的容积增大，形成局部真空状态，油箱 9 内的油液在大气压力的作用下，顶开吸油单向阀 1 的钢球，进入并充满小液压缸的下腔，完成吸油动作。压下手柄 4，小活塞 2 下移，压力油使吸油单向阀 1 关闭，油液便不能通过此吸油单向阀流回油箱。但此时压力油却可以推开压油单向阀 7 中的钢球，小液压缸下腔的压力油便经压油单向阀 7 进入大液压缸 5 的下腔，并托起大活塞 6，将大活塞上的重物顶起一段距离。反复提压手柄 4，就可以使重物不断上升，从而达到起重的目的。

当重物需要下降时，只需转动放油阀 8，使大液压缸的下腔与油箱连通，在重物作用下，大活塞 6 便向下移动，大液压缸中的油液流回油箱。

用密封容积的变化来传递运动。

1.3.1 压力

1. 液体静压力及其特性 液体在静止状态下, 质点之间无相对运动, 不存在内摩擦力, 但表面有法向力, 在工程实际中, 习惯上称为压力。液体内某点处的压力 p 定义为该点处的法向力 ΔF 对其微小面积 ΔA 的极限, 即

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

若法向力均匀地作用于面积 A 上, 则压力可表示为

$$p = \frac{F}{A} \quad (1-2)$$

液体静压力的方向总是在承压面的内法线方向上, 静止液体内任一点的压力在各个方向上都相等。

2. 液体压力的表示方法 液体压力的表示方法有两种: ①是以绝对真空为基准所表示的绝对压力。②是以大气压力为基准所表示的相对压力。绝大多数仪表所测得的压力是相对压力, 故相对压力也称为表压力。如未特别说明, 压力均指相对压力。绝对压力和相对压力的关系为

绝对压力 = 大气压力 + 相对压力

当液体某处绝对压力低于大气压力 (即相对压力为负值) 时, 习惯上称该处为真空, 绝对压力小于大气压力的那部分压力值称为真空度, 即

真空度 = 大气压力 - 绝对压力

表压力及真空度如图 1-4 所示。

压力的法定计量单位为 Pa。在工程上常用 kPa、MPa、GPa 表示; 非法定计量单位有 kgf/cm²、bar (巴)、at (工程大气压)、atm (标准大气压)、液柱高度等。两者换算关系为 1MPa = 10bar ≈ 10kgf/cm²; 1at = 1kgf/cm²; 1atm = 0.101325MPa = 760mmHg。

3. 液体静力学基本方程 图 1-5 所示为密度为 ρ 的液体处于静止状态。静止液体内任意深度 h 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自重形成的压力 ρgh 。由于液柱处于静止状态, 相应液柱也处于平衡状态, 于是有

$$p\Delta A = p_0\Delta A + \rho gh\Delta A \quad (1-3)$$

$$p = p_0 + \rho gh \quad (1-4)$$

由式 (1-4) 可知, 静止液体内的压力随液体深度 h 的增加而增大。离液面深度相同处各点的压力相等。

4. 压力的传递 由静力学基本方程可知, 静止液体内任意一点处的压力都包含了液面上的压力 p_0 。这说明在密封容器内, 施加于静止液体上的压力能等值地传递到液体中的各点, 这就是静压传递原理, 又称帕斯卡原理。液压传动就是在这个原理的基础上建立起来的。

在液压传动系统中, 通常由外力产生的压力要比液体自重形成的压力大得多, 为此可将式 (1-4) 中的 ρgh 项略去不计, 而认为静止液体中的压力处处相等。

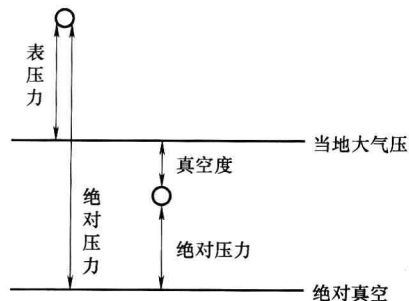


图 1-4 表压力及真空度

如图 1-3 所示, 两个相互连通的液压缸密封腔, 小活塞和大活塞的面积分别为 A_1 和 A_2 , 在大活塞上放一重物, 负载力为 F_2 , 大液压缸 5 产生的液体压力为 $p_2 = F_2/A_2$ 。

由帕斯卡原理可知, 小液压缸 3 的压力 p_1 应等于大液压缸 5 中的压力 p_2 , 即 $p_1 = p_2 = p$ 。

所以, 液体的压力可以表示为

$$p = \frac{F_1}{A_1} = \frac{F_2}{A_2} \quad (1-5)$$

当两活塞的面积比为 A_2/A_1 较大时, 在小活塞上施加较小的力, 就可以通过大活塞抬起较大重物。液压千斤顶就是利用这一原理进行工作的。

在 A_1 、 A_2 一定时, 负载力 F_2 越大, 系统中所需要的压力 p 也越高, 所以液压传动系统的工作压力取决于外负载。

1.3.2 流量

流量和平均流速是描述液体流动的两个主要参数。液体在管道中流动时, 通常将垂直于液体流动方向的截面积称为过流断面。单位时间内通过某过流断面的液体的体积称为流量, 一般用符号 q 表示, 常用计量单位有 m^3/s 、 L/min 等。假设过流断面上流速是均匀分布的, 且以均布流速 v 流动, 流过断面 A 的流量 $q = vA$ 。

液体的可压缩性很小, 在一般情况下, 认为是不可压缩的, 即密度 ρ 为常数。由质量守恒定律可知, 理想液体在管道中作稳定流动时, 液体的质量既不会增多, 也不会减少, 因此在单位时间内流过管道任一过流断面的液体质量一定是相等的。管路两个过流断面面积分别为 A_1 、 A_2 , 液体流速分别为 v_1 、 v_2 , 则有

$$\rho v_1 A_1 = \rho v_2 A_2 = \text{常量} \quad (1-6)$$

$$v_1 A_1 = v_2 A_2 = q = \text{常量} \quad (1-7)$$

因此, 不可压缩液体在通道中稳定流动时, 流过各截面的流量相等, 而流速和过流断面面积成反比。因此, 流量一定时, 管路细的地方流速大, 管路粗的地方流速小。

如图 1-3 所示, 小液压缸 3 中排出的液体体积必然等于进入大液压缸 5 中的液体体积。设小液压缸 3 活塞的位移为 s_1 , 大液压缸 5 活塞的位移为 s_2 , 则有

$$s_1 A_1 = s_2 A_2 \quad (1-8)$$

将式 (1-8) 两边同除以运动时间 t , 得

$$q_1 = v_1 A_1 = v_2 A_2 = q_2 \quad (1-9)$$

此时大液压缸 5 上升的速度为

$$v_2 = \frac{q_2}{A_2} \quad (1-10)$$

由上述可知, 液压传动是靠密闭工作容积容积变化相等的原则实现运动传递的, 液压传动系统的运动速度快慢取决于输入其流量的大小。

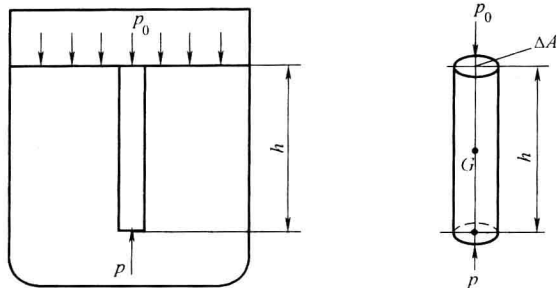


图 1-5 静止液体压力分布规律

1.3.3 功率

如图 1-3 所示, 大液压缸 5 工作时的瞬时输出功率等于速度与负载力的乘积, 即

$$p = v_2 F_2 = \frac{q_2}{A_2} F_2 = \frac{F_2}{A_2} q_2 = q_2 p_2 \quad (1-11)$$

因此, 液压传动系统的液压输出功率等于系统输出流量和压力的乘积。

1.4 液压油的特性及选用原则

液压传动系统的工作介质通常是液压油, 其品质的高低, 直接影响到液压传动的效率甚至成败。为正确选用液压油, 先了解液压油的主要特性, 即粘性和可压缩性。

1.4.1 粘性

把杯子里的水倒干净很容易, 如果换成一杯油就不同了, 这是因为油的粘性比水的粘性大。当液体在外力作用下流动时, 流动速度不相等, 紧贴管壁的液体速度为零, 管路中心处的速度最大。将管中液体的流动看成是许多无限薄的同心圆筒形的液体层的运动, 运动较慢的液体层阻止运动较快的液体层, 而运动较快的液体层又带动运动较慢的液体层。这种液体层之间的相互作用称为内摩擦力, 即体现粘性。液体只有流动时才会呈现粘性, 其大小可用粘度来衡量。常用的粘度有动力粘度、运动粘度、相对粘度 (条件粘度) 三种。

1. 动力粘度 如图 1-6 所示, 两平行平板之间充满液体, 上平板以速度 u_0 向右运动, 下平板固定不动。紧贴上下平板的液体在吸附力作用下跟随上平板以速度 u_0 向右运动, 紧贴下平板的液体在粘性作用下保持静止, 中间液体的速度由上至下逐渐减小。当两平行板距离减小时, 速度近似按线性规律分布。

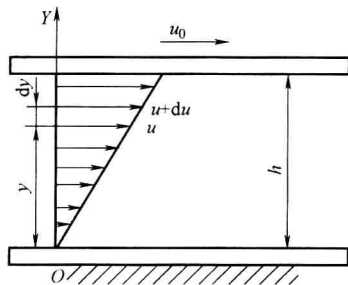


图 1-6 液体粘性示意图

试验测定指出, 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 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

$$F = \mu A \frac{du}{dy} \quad (1-12)$$

若 τ 表示接触液体层间单位面积上产生的内摩擦力, 则

$$\tau = \frac{F}{A} = \mu \frac{du}{dy} \quad (1-13)$$

式 (1-13) 中, $\frac{du}{dy}$ 为速度梯度, μ 为动力粘度, 又称绝对粘度。 μ 的物理意义是指当速度梯度等于 1 时, 流动液体液层间单位面积上的摩擦力。其法定计量单位是 $\text{Pa} \cdot \text{s}$ (帕秒); 非法定计量单位是 $\text{kgf} \cdot \text{s}/\text{m}^2$ (千克力秒每平方米)。

2. 运动粘度 运动粘度是动力粘度 μ 和液体密度 ρ 的比值, 用 ν 表示, 即

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \quad (1-14)$$

运动粘度的法定计量单位是 m^2/s ；非法定计量单位是 St（斯）、cSt（厘斯）。 $1\text{m}^2/\text{s} = 10^4\text{St} = 10^6\text{cSt}$ 。习惯上常用运动粘度来标识液体的粘度，国产液压油的牌号就是该种油液在 40°C 时的运动粘度的平均值。例如，牌号为 L—HL—46 的通用机床液压油，其中数字 46 表示该液压油在 40°C 时的运动粘度为 46 cSt。

3. 相对粘度 相对粘度是间接测量出来的粘度，又称为条件粘度。绝对粘度的测定是很困难的，但可以在一定的条件下测出相对粘度，再按一定的关系式换算为动力粘度或运动粘度。由于测量条件不同，各国所用的相对粘度也不同。中国、德国和俄罗斯等一些国家采用恩氏粘度，美国采用塞氏粘度，英国采用雷氏粘度。

液体所受压力增大时，粘度也随之增大。一般情况下，若系统压力低于 10MPa ，液压油的粘度几乎不受影响，只有当系统压力较高或系统压力变化较大时，则应考虑压力对粘度的影响。

液压油的粘度对温度变化十分敏感，油温升高时，粘度下降。油液粘度的变化直接影响液压系统的性能和泄漏量，因此，粘度随温度的变化越小越好。油液粘度随温度的变化的性质称为粘温特性，粘温特性好，表示粘度随温度升高而下降的量相对少一些。图 1-7 所示为几种国产液压油的粘度-温度特性曲线。

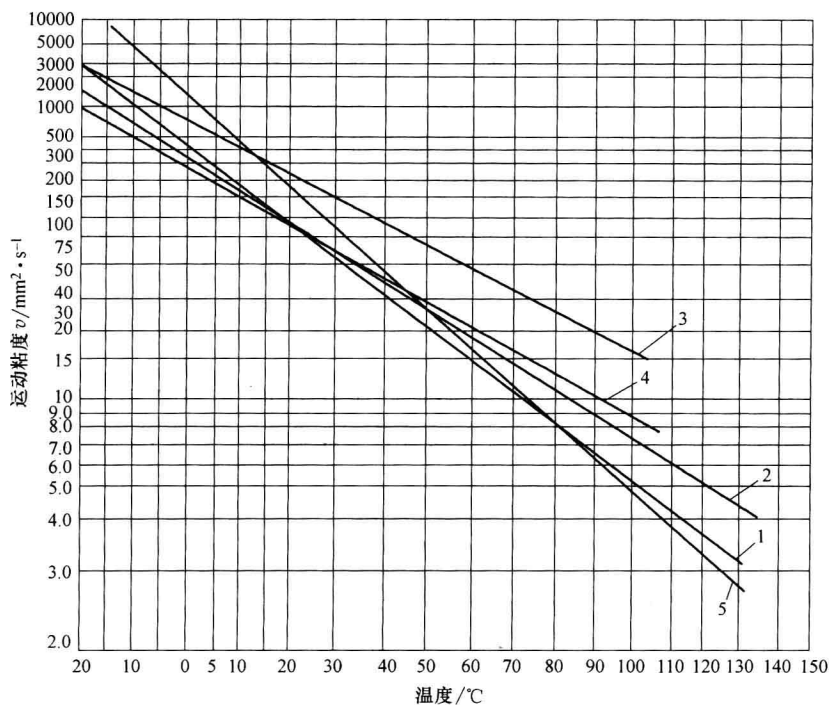


图 1-7 典型液压油的粘度-温度特性曲线

1—石油型普通液压油 2—石油型高粘度指数液压油 3—抗燃性水包油乳化液
4—抗燃性水-乙二醇液 5—抗燃性磷酸酯液

1.4.2 可压缩性

液体受压力作用而发生体积减小的性质称为可压缩性。压力为 p_0 时体积为 V_0 的液体，当压力增大 Δp 时，由于液体的可压缩性，体积要减小 ΔV 。液体的可压缩性用体积压缩率 κ 表示，则

$$\kappa = - \frac{1}{\Delta p} \times \frac{\Delta V}{V_0} \tag{1-15}$$

在工程实际运用中，常用体积弹性模量 K ($K = 1/\kappa$) 来表示液体抗压缩能力的大小。液压油的弹性模量一般为 $K = (1.2 \sim 2) \times 10^3 \text{ MPa}$ ，因数值很大，所以对于一般液压系统，可以认为液压油是不可压缩的。

温度升高， K 值会有所下降；压力增大， K 值会增大，但不是线性关系。当压力大于 3MPa 时， K 值基本上不再增大。当液压油中混入空气时， K 值将大幅度下降，严重时甚至会破坏系统的正常工作。因此，必须特别注意防止液压油中产生气泡。

1.4.3 液压油的种类及命名

液压油品种较多，大致分为石油型液压油和难燃型液压油两大类，另外还有一些专用液压油。石油型液压油由于制造容易、来源多、价格较低，被广泛应用。石油基型液压油一般为了满足液压装置的特别要求而在基油中配合添加剂来改善特性。液压油的添加剂有抗氧化剂、防锈剂、增粘剂、降凝剂、消泡剂、抗磨剂等。在电力、矿山、冶金、煤炭、塑料等工业部门使用的液压系统，往往工作温度或环境温度较高，液压油极易老化变质，丧失粘性和润滑性。因此，高温作业的液压系统可用难燃型液压油。我国液压油的主要品种、组成和特性见表 1-1。

表 1-1 我国液压油的主要品种、组成和特性

类别	类型	品种	组成和特性
L (润滑剂类)	石油型液压油	HH	无抗氧化剂的精制矿物油
		HL	精制矿物油并改善其防锈和抗氧性
		HM	HL 油并改善其抗磨性
		HR	HL 油并改善其粘温性
		HV	HM 油并改善其粘温性
		HG	HM 油并具有抗粘-滑性
	难燃型液压油	HFAE	水包油乳化液
		HFAS	水的化学溶液
		HFB	油包水乳化液
		HFC	水-乙二醇液
		HFDR	磷酸酯无水合成液

液压油采用统一命名方式，一般形式为

类 品种 数字
L — HM 32

其中 L——类别（润滑剂及有关产品）；

HM——品种（具有防锈、抗氧化和抗磨性的精制矿物油，H 为 L 类产品所属的组别，其应用场合为液压系统）；

32——数字（根据 GB/T 3141—1994 标准规定的粘度等级）。

GB/T 3141—1994 等效采用 ISO 的粘度分类法，以 40℃ 运动粘度的中心值来划分等级。液压油新旧粘度等级对照表见表 1-2。

表 1-2 液压油新旧粘度等级对照表

旧牌号运动粘度等级（50℃）	5	7	10	15	20	30	40	60	80
过渡牌号运动粘度等级（40℃）	N7	N10	N15	N22	N32	N46	N68	N100	N150
新牌号运动粘度等级（40℃）	7	10	15	22	32	46	68	100	150

1.4.4 液压油的选用原则

（1）环境温度 当液压系统工作环境温度较高时，应选用粘度较高的液压油；反之则选用粘度较低的液压油。

（2）工作压力 当液压系统工作压力较高时，应选用粘度较高的液压油，以防泄漏；反之则选用粘度较低的液压油。不同工作压力下液压油粘度的选择见表 1-3。

表 1-3 不同工作压力下液压油粘度的选择

工作压力/MPa	0 ~ 2.5	2.5 ~ 8	8 ~ 16	16 ~ 32
液压油粘度/ $\times 10^{-6} \text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$ (cSt)	10 ~ 30	20 ~ 40	30 ~ 50	40 ~ 60

（3）运动速度 当液压系统工作部件运动速度较高时，为减少功率损失，应选用粘度较低的液压油；反之则应选用粘度较高的液压油。

（4）经济效益 一般情况下，机床液压系统采用机械油为工作介质时，6 个月之内应换油 1 次；若用专用液压油，则换油期可延长至 2 年。计算上述两种工作介质成本的时候，还应将能否充分保证元件与系统性能及延长元件寿命的间接成本计算在内。

（5）液压泵的类型 在液压系统中，不同的液压泵对润滑的要求不同，选择液压油时应考虑液压泵的类型及其工作环境。按液压泵类型推荐用工作介质的粘度见表 1-4。一般而言，齿轮泵对液压油的抗磨性要求比叶片泵和柱塞泵低，因此齿轮泵选用 L—HL 或 L—HM 油，而叶片泵和柱塞泵一般选用 L—HM 油。

表 1-4 按液压泵类型推荐用工作介质的粘度

液压泵类型		工作介质运动粘度 $\nu_{40}/\text{mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$	
		液压系统温度 5 ~ 40℃	液压系统温度 40 ~ 80℃
叶片泵	< 7MPa	30 ~ 50	40 ~ 75
	$\geq 7\text{MPa}$	50 ~ 70	55 ~ 90
齿轮泵		30 ~ 70	65 ~ 165
轴向柱塞泵		40 ~ 75	70 ~ 150
径向柱塞泵		30 ~ 80	65 ~ 240

1.5 液压传动中的能量损失和动态特性

1.5.1 压力损失

由于油液具有粘性,在管路中流动时不可避免地存在着摩擦力,因此油液在流动过程中必然要损耗一部分能量。这部分能量损耗主要表现为压力损失,压力损失分为沿程损失和局部损失两种。

沿程损失是当液体在直径不变的直管中流过一段距离时,因摩擦而产生的压力损失。局部损失是由于管子截面突然变化、液流方向改变或其他形式的液流阻力而引起的压力损失。生产实践中希望压力损失尽可能小些。由于压力损失的必然存在性,因此,泵的额定压力要略大于系统工作时所需的最大工作压力,一般可将系统工作所需的最大工作压力乘以 1.3 ~ 1.5 的系数来估算。

1.5.2 流量损失

液压系统工作时,油液流经各液压元件的同时,可能发生内泄漏和外泄漏,由于泄漏而导致的能量损耗称为流量损失。

在液压系统中,各液压元件都有相对运动的表面,如液压缸内表面和活塞外表面。因为有相对运动,所以它们之间都有一定的间隙,如果间隙的一边为高压油,另一边为低压油,那么高压油就会经间隙流向低压区,从而造成内泄漏。同时,由于液压元件密封不完善,因此,一部分油液也会向外部泄漏,这种泄漏会造成实际流量有所减少。

流量损失影响运动速度,而泄漏又难以绝对避免,所以在液压系统中泵的额定流量要略大于系统工作时所需的最大流量,通常可以用系统工作所需的最大流量乘以 1.1 ~ 1.3 的系数来估算。

1.5.3 液体的动态特性

液体在管内稳定流动时,没有能量损失的液体为理想液体。在流动过程中,由于它具有一定的速度,所以除了具有位置势能和压力能外,还具有动能。如图 1-8 所示,取该管上的任意两截面,假定截面积分别为 A_1 、 A_2 ,两截面上液体的压力分别为 p_1 、 p_2 ,速度分别为 v_1 和 v_2 ,由两截面至水平参考面的距离分别为 h_1 、 h_2 。根据能量守恒定律,重力作用下的理想液体在通道内稳定流动时的伯努利方程为

$$p_1 + \rho gh_1 + \frac{1}{2}\rho v_1^2 = p_2 + \rho gh_2 + \frac{1}{2}\rho v_2^2 \quad (1-16)$$

$$p + \rho gh + \frac{1}{2}\rho v^2 = \text{常量} \quad (1-17)$$

式中 ρ ——液体密度;

p ——单位体积液体的压力;

ρgh ——单位体积液体相对于水平参考面的位能;

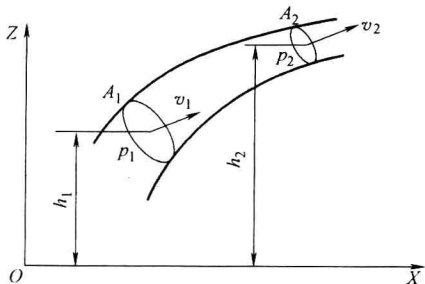


图 1-8 伯努利方程

$\frac{1}{2}\rho v^2$ ——单位体积液体的动能。

流速为 0 时的伯努利方程是静压力基本方程。

实际液体存在能量损失。若单位质量的实际液体从一个截面流到另一截面的能量损失用 ΔP_w 表示, 则实际液体的伯努利方程为

$$p_1 + \rho g h_1 + \frac{1}{2}\rho\alpha_1 v_1^2 = p_2 + \rho g h_2 + \frac{1}{2}\rho\alpha_2 v_2^2 + \Delta p_w \quad (1-18)$$

式中, α_1 、 α_2 为动能修正系数。 α_1 、 α_2 的值与流速分布有关, 流速分布越不均匀, α 值越大, 流速分布较均匀时 α 接近于 1 (层流时取 $\alpha \approx 2$, 紊流时 $\alpha \approx 1$)。

【例 1-1】 图 1-9 所示为液压泵装置, 油箱和大气相通。试分析液压泵安装高度 H 对泵工作性能的影响。

解 取图 1-9 中截面 1—1 和 2—2 (泵进油口处) 为研究对象, 列出伯努利方程为

$$p_1 + \rho g h_1 + \frac{1}{2}\rho\alpha_1 v_1^2 = p_2 + \rho g h_2 + \frac{1}{2}\rho\alpha_2 v_2^2 + \Delta p_w$$

以油箱液面 1—1 为水平参考面, 则 $h_1 = 0$, $h_2 = H$

又由于 $p_1 = 0$, $v_1 = 0$, 所以

$$p_2 = -\left(\rho g H + \frac{1}{2}\rho\alpha_2 v_2^2 + \Delta p_w\right)$$

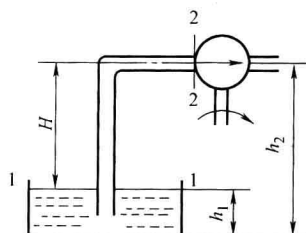


图 1-9 液压泵装置

当泵安装于液面之上时, $H > 0$, 相应 $\left(\rho g H + \frac{1}{2}\rho\alpha_2 v_2^2 + \Delta p_w\right) > 0$, 则 $p_2 < 0$, 此时泵进油口处具有真空, 油液靠大气压力压入泵内; 当泵安装于液面以下, 且 $|\rho g H| > \left(\frac{1}{2}\rho\alpha_2 v_2^2 + \Delta p_w\right)$ 时, 则 $p_2 > 0$, 泵进口处未形成真空, 油液依靠自重灌入泵内。

一般情况下, 为便于安装维修, 常将泵安装在液面以上, 依靠泵进口处形成真空来吸油。

【例 1-2】 有一种自吸式喷雾器 (见图 1-10), 利用伯努利方程来解释其工作原理。

解 当气流以一定速度从截面 1 流入喷管, 由于截面 2 的截面积比截面 1 的截面积小很多, 截面 2 处的气流速度将比截面 1 处的速度大很多, 气流动能大大提高, 导致该处的压力能降低, 甚至达到出现真空的程度。由于这个真空的作用, 液体被吸入喷管, 与气流混合后从喷口以雾状喷出。

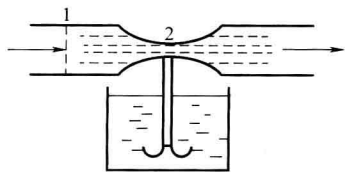


图 1-10 自吸式喷雾器

1.6 液体流经缝隙的流量计算

1.6.1 平行平板的间隙流动

液体在两固定平行平板间流动是由压差引起的, 故也称压差流动。如图 1-11 所示, 平板长为 L 、宽度为 b (图中未画出)、缝隙高度为 h , 且 $L > h$, 在压差 Δp 作用下通过平行平