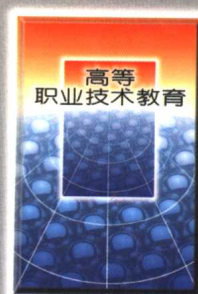


高等职业技术教育机电类专业规划教材

机械设备 控制技术

高等职业技术教育机电类专业教材编委会 组编
陈鼎宁 主编



 机械工业出版社
CHINA MACHINE PRESS



高等职业技术教育机电类专业规划教材

机 械 设 备 控 制 技 术

高等职业技术教育机电类专业教材编委会 组编

主编 陈鼎宁

参编 陈晓英 李建兴 黄晓宇

主审 薛昭武

本书由机械工业机电专业高职教材建设协作组组织编写,可作为高职教育机械工程类专业的规划教材。

书中,以设备控制技术为线索,从应用的角度综合了液压、电气、数控等技术。全书共分八章,主要讲授基本的液压、电气控制元器件,基本的液压、电气控制环节,典型机械设备电液控制,可编程序控制器原理及其应用,数控技术及其发展,计算机数控及其应用、位置检测装置及其应用,电气驱动电动机及其控制等内容。

本书可作为高等职业技术教育机电类及有关各专业综合性课程的教材,也可作为电视、函授等机电类专业和中专、职专机电类专业使用,还可供有关工程技术人员参考。

图书在版编目(CIP)数据

机械设备控制技术/陈鼎宁主编. —北京:机械工业出版社,1999.10
高等职业技术教育机电类专业规划教材
ISBN 7-111-07102-6

I. 机… II. 陈… III. 机械设备—控制—技术—技术教育—教材
IV. TH571

中国版本图书馆CIP数据核字(1999)第43000号

机械工业出版社(北京市百万庄大街22号 邮政编码100037)
责任编辑:汪光灿 版式设计:霍永明 责任校对:张佳
封面设计:姚毅 责任印制:闫焱
北京京丰印刷厂印刷·新华书店北京发行所发行
2004年2月第1版第3次印刷
787mm×1092mm¹/₁₆·16印张·390千字
定价:19.00元

凡购本书,如有缺页、倒页、脱页,由本社发行部调换
本社购书热线电话(010)68993821、88379646
封面无防伪标均为盗版

高等职业技术教育机电类专业教材编委会

名誉主任委员：严雪怡 刘际远

主任委员：上海电机技术高等专科学校

副主任委员：福建高级工业专门学校

南京机械高等专科学校

陕西工业职业技术学院

湘潭机电高等专科学校

包头职业技术学院

无锡职业技术学院

浙江机电职工大学

机械工业出版社教材编辑室

(排名不分先后)

委员单位：邢台职业技术学院

湖南工业职业技术学院

(等 26 所院校)

孙兴旺 副校长

黄森彬 副校长

左健民 副校长

翟 轰 校 长

曾家驹 副校长

李俊梅 副校长

韩亚平 调研员

管 平 副校长

林 松 副主任

序

职业教育指受教育者获得某种职业或生产劳动的职业道德、知识和技能的教育。机电行业的职业技术教育是培养在生产一线的技术、管理和运行人员，他们主要从事成熟的技术和管理规范的应用与运作。随着社会经济的发展和科学技术的进步，生产领域的技术含量在不断提高。用人单位要求生产一线的技术、管理和运行人员的知识与能力结构与之适应。行业发展的要求促使职业技术教育的高层次——高等职业教育蓬勃成长。

高职教育与高等工程专科、中专教育培养的人才属同一类型，都是技术型人才，毕业生将就业于技术含量不同的用人单位。高等职业教育的专业设置必须适应地区经济与行业的需求。高等职业教育是能力本位教育，应以职业分析入手，按岗位群职业能力来确定课程设置与各种活动。

机械工业出版社出版了大量的本科、高工专、中专教材，其中有相当一批教材符合高等职业教育的需求，具有很强的职业教育特色，在此基础上这次又推出了机械类、电气类、数控类三个高职专业的高职教材。

专门课程的开发应遵循适当综合化与适当实施化。综合化有利于破除原来各种课程的学科化倾向，删除与岗位群职业能力关系不大的内容，有利于删除一些陈旧的内容，增添与岗位群能力所需要的新技术、新知识，如微电子技术、计算机技术等。实施化是课程内容要按培养工艺实施与运行人员的职业能力来阐述，将必要的知识支撑点溶于能力培养的过程中，注重实践性教学，注重探索教学模式以达到满意的教学效果。

本教材倾注了众多编写人员的心血，他们为探索我国机电行业高职教育作出可贵的尝试。今后还要依靠广大教师在实践中不断改进，不断完善，为创建我国的职业技术教育体系而奋斗。

赵克松

前 言

本书根据 1997 年 6 月机械工业机电类专业高职教材建设协作组会议和 1997 年 11 月机械工业机械类专业五门高职教材编写会议的精神,并结合近几年高职教育的经验编写而成。本书可作为高职教育机械类专业的规划教材。

从高等职业技术教育的培养目标和特点出发,并结合职业教育教学改革的经验,编写本教材的指导思想是:以设备控制技术为线索,从应用的角度综合了液压技术、电气控制技术和数控技术。以成熟实用的技术为出发点,以实践能力培养为中心,加强理论与实际应用紧密结合,不过分强调内容的理论性、系统性和完整性。在本书各章节中力求叙述清楚、简明扼要、图文并茂,并在每章的后面都附上习题和思考题,以利于学生自学和巩固所学知识。

本书课时约 126,教学内容和课时分配如下:

序 号	课 程 内 容	课 时 分 配		
		讲课	实验	合计
1	液压电气控制基础	26	6	32
2	液压电气基本控制环节	20	6	26
3	典型设备电液控制	10	2	12
4	可编程控制器及其应用	14	4	18
5	数控技术及其发展	8	2	10
6	计算机数控及其应用	8		8
7	位置检测装置及其应用	6	2	8
8	电动机及其控制	8	4	12
	总计	100	26	126

建议安排 2 周课程设计或综合实践。

本书由福建高级工业专门学校陈鼎宁主编,参加编写的有浙江机械工业学校陈晓英(第一、二章中的一部分)、福建高级工业专门学校李建兴(第三、四章)、上海电机技术高等专科学校黄晓宇(第七、八章)、福建高级工业专门学校陈鼎宁(第一、二章中的另外部分,第五、六章)。本书由福州大学机电工程系薛昭武副教授主审,并经机械工业机电类高职教育系列教材审稿会审阅通过,在此一并表示感谢。

由于编者水平有限,加上教材涉及内容广泛,书中定有许多错误与不妥之处,敬请读者批评指正。

编者

目 录

序

前言

第一章 液压电气控制基础 1

第一节 液压控制基础 1

第二节 液压动力元件与执行元件 9

第三节 液压控制元件 22

第四节 液压辅助元件 40

第五节 低压配电电器 47

第六节 低压控制电器 52

思考题与习题 62

第二章 液压电气基本控制环节 65

第一节 方向控制回路 65

第二节 压力控制回路 66

第三节 速度控制回路 69

第四节 多缸动作控制回路 75

第五节 电气控制系统图 79

第六节 三相异步电动机单向全压控制线路 81

第七节 三相异步电动机正反转控制线路 84

第八节 三相异步电动机降压起动控制线路 85

第九节 三相异步电动机制动控制线路 88

第十节 三相异步电动机变极调速控制线路 91

第十一节 电液联合控制 93

第十二节 气压传动及控制简介 96

思考题与习题 97

第三章 典型设备电液控制 102

第一节 卧式车床的电气控制 102

第二节 铣床的电气控制 105

第三节 磨床的电液控制 111

第四节 组合机床的电液控制 115

第五节 液压压力机的电液控制 119

思考题与习题 125

第四章 可编程序控制器及其应用 126

第一节 可编程序控制器基础知识 126

第二节 C 系列 P 型可编程序

控制器及指令系统 135

第三节 可编程序控制器程序设计 147

第四节 可编程序控制器控

制系统设计及实例 161

思考题与习题 168

第五章 数控技术及其发展 171

第一节 数字控制的基本原理 171

第二节 数控系统的分类 173

第三节 数控加工程序及其处理 176

第四节 插补原理 182

第五节 数控技术的发展 188

思考题与习题 190

第六章 计算机数控及其应用 191

第一节 计算机数控概述 191

第二节 经济型数控装置 197

第三节 卧式车床的数控改造 202

思考题与习题 207

第七章 位置检测装置及其应用 208

第一节 编码器 208

第二节 感应同步器 211

第三节 光栅传感器 215

思考题与习题 220

第八章 电动机及其控制 221

第一节 步进电动机 221

第二节 直流伺服电动机 228

第三节 交流伺服电动机 232

第四节 主轴电动机 233

第五节 变频调速器及其应用 234

思考题与习题 239

附录 A 常用液压元件图形符号

(摘自 GB786.1—93) 241

附录 B 电气图常用图形及文字符号新

旧对照表 245

参考文献 250

第一章 液压电气控制基础

第一节 液压控制基础

液压控制技术是研究以液体作为工作介质，利用液体压力进行能量的传递和自动控制的一门技术。液压控制技术具有许多优点，被广泛地应用于机械制造、工程建设、石油化工、航天航空、军事、冶金、农机、海洋开发等领域。尤其是在当今，随着微电子、计算机技术与液压技术的紧密结合，液压控制技术的发展又进入了一个崭新的阶段。

一、液压控制系统的工作原理及组成

(一) 液压控制系统的工作原理

图 1-1 所示为液压千斤顶的工作原理图。图中大、小两液压缸 9 和 2 内分别装有活塞 10 和 3，活塞与缸体之间具有良好的配合关系，不仅活塞能在缸体内滑动，而且配合面之间又能实现可靠的密封。当上提杠杆 1 时，小活塞 3 向上移动，使活塞下腔密封容积增大而形成局部真空，这时油箱 7 中的油液在大气压力作用下，顶开单向阀 5 进入小液压缸的下腔，完成一次吸油动作。当用力压下杠杆 1 时，小活塞 3 下移，小液压缸下腔密封容积减小，油液受到挤压作用而使压力升高，这时单向阀 5 关闭，单向阀 4 则被打开，油液进入大液压缸，推动大活塞 10 向上移动，顶起重物 G 。如此反复提、压杠杆 1，便可使重物不断升高，达到起重目的。若将截止阀 8 打开，活塞可以在重力作用下实现回程。这就是液压千斤顶的工作原理。由此可知，液压传动是以密封容积中受压液体作为工作介质来传递运动和动力的一种传动。它先将机械能转换为油液的压力能，再由压力能转为机械能做功。

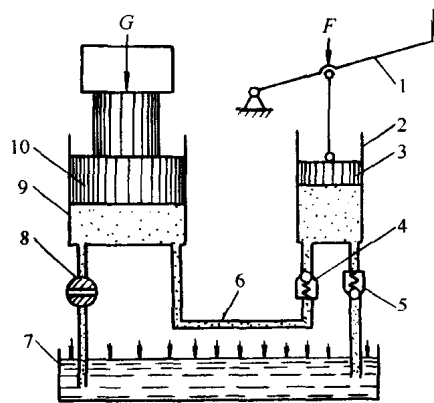


图 1-1 液压千斤顶工作原理图

- 1—杠杆 2—小液压缸 3—小活塞
4、5—单向阀 6—管道 7—油箱
8—截止阀 9—大液压缸 10—大活塞

图 1-2 为简化了的机床工作台液压控制系统的工作原理图。图中电动机驱动液压泵 3 旋转，经过滤器 2 从油箱 1 中吸油，并通过液压泵输入液压系统，经节流阀 6 至换向阀 7。当换向阀两端的电磁铁均不通电而使阀芯处于中间位置时，管路 P 、 A 、 B 、 T 均不相通，液压缸两腔油液被封闭，工作台不能运动。当换向阀左端通电，将阀芯推向右侧处于图 1-2b 位置，使管路 P 和 A 相通， B 和 T 相通，压力油经管路 P 、换向阀、管路 A 流入液压缸 8 左腔，使活塞带动工作台向右运动，同时，液压缸右腔油液经管路 B 、换向阀、管路 T 流回油箱。当换向阀右端通电，将阀芯推向左侧处于图 1-2c 位置，使管路 P 、 B 相通，压力油经管路 P 、换向阀、管路 B 流入液压缸右腔，推动工作台向左运动，此时，液压缸左腔油液经管路 A 、换向阀、管路 T 流回油箱。控制换向阀两端电磁铁的通断，就可控制工

作台的往复运动。

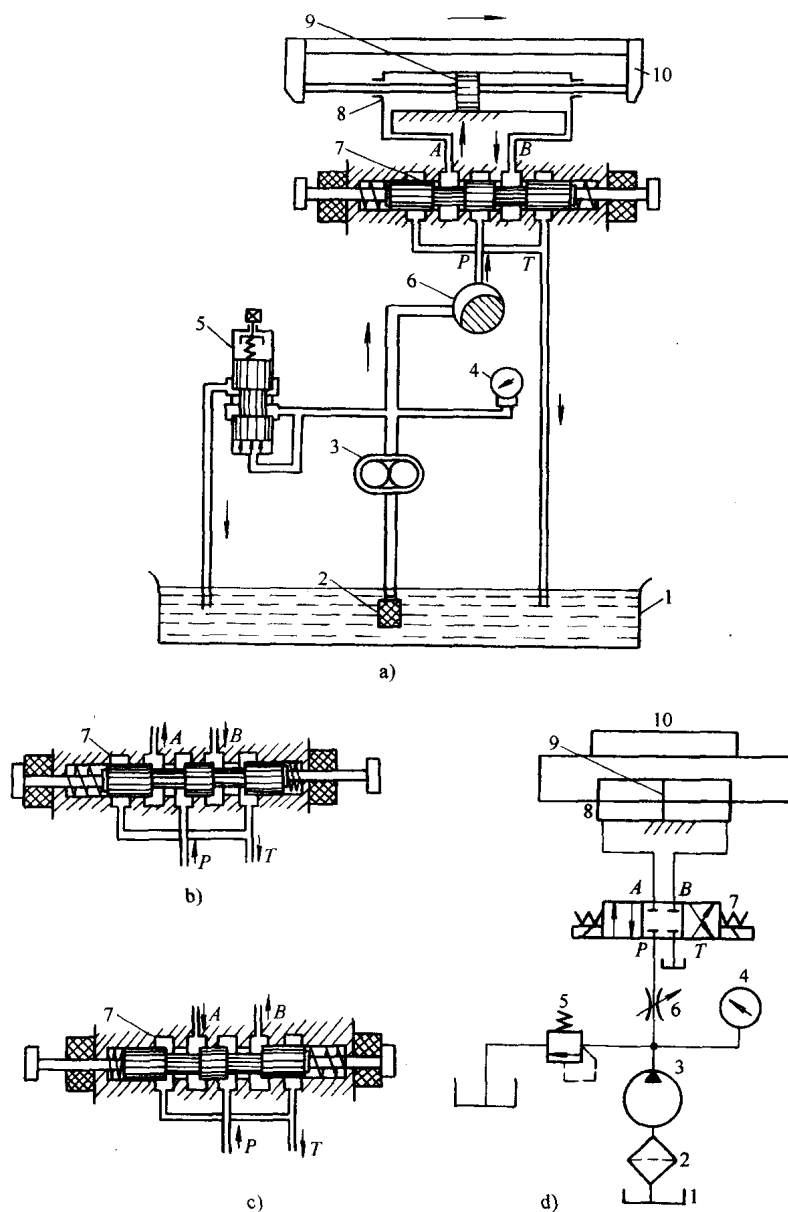


图 1-2 简化的机床工作台液压控制系统图

1—油箱 2—过滤器 3—液压泵 4—压力表 5—溢流阀 6—节流阀
7—换向阀 8—液压缸 9—活塞 10—工作台

工作台的运动速度是通过调节节流阀 6 的开口大小来控制的。节流阀开口调大，进入液压缸的流量增大，工作台运动速度提高，节流阀开口调小，工作台运动速度减慢。

液压泵的输出压力由溢流阀 5 控制，其调定值应略高于液压缸的工作压力（由负载决定），以克服负载和管路压力损失。系统中多余油液在达到相应压力下也可由打开的溢流阀溢流回油箱。因此，溢流阀 5 起调压、溢流作用。

图 1-2d 是用国家标准 GB786.1—93 规定的液压图形符号绘制的液压系统原理图，图

中符号只表示元件的职能, 不表示元件的结构和参数, 因此, 这种符号又称职能符号。使用职能符号, 可使液压系统简单明了, 便于绘制。常用液压元件图形符号见附录 A。

(二) 液压控制系统的组成

无论是简单的还是复杂的液压控制系统都是由以下五部分组成:

(1) 动力元件——液压泵 动力元件是将机械能转换成液压能的装置, 给系统提供压力油。

(2) 执行元件——液压缸或液压马达 执行元件是将液压能转变为机械能, 以克服负载做功。

(3) 控制元件——各种液压控制阀 控制元件可控制液压系统的压力、流量及液流方向, 以控制执行件的力(或转矩)、速度(或转速)及运动方向。

(4) 辅助元件——油管、管接头、过滤器、蓄能器、油箱等 辅助元件起连接、贮油、过滤、贮存压力能和测量油液压力等作用。

(5) 工作介质——液压油 工作介质的作用是实现运动和动力间的传递。

二、液压控制系统的优缺点

液压控制系统与机械、电气、气压传动系统相比较, 有以下优点:

- 1) 易获得很大的力或转矩, 且系统结构简单。
- 2) 能方便地实现无级调速, 且调速范围大。
- 3) 单位功率重量轻, 即在输出相同功率的情况下, 体积小、重量轻、惯性小、结构紧凑、动态特性好。如液压马达的重量和体积只有同等功率电动机的 12% 左右。
- 4) 工作平稳、反应快、冲击小, 能快速起动、制动和频繁换向。
- 5) 便于采用电液联合控制以实现自动化。
- 6) 易于实现过载保护, 使用安全、可靠。同时液压元件可自行润滑, 使用寿命长。
- 7) 易于实现标准化、通用化、系列化。便于设计、制造、维修和推广使用。

液压控制系统的主要缺点是:

- 1) 由于系统不可避免存在泄漏和压力损失, 因而效率较低, 不宜作远距离传动。
- 2) 液压油对温度的变化较敏感, 因此不宜在很高或很低的温度条件下工作。
- 3) 使用和维修技术要求较高, 出现故障不易查找。

三、液压油的性质及选用

(一) 液压油的性质

1. 油的粘性

油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一种内摩擦力, 这种特性称为粘性。粘性愈大, 内摩擦力就愈大, 油的流动性就愈差。

图 1-3 为油的粘性示意图。实验测定指出, 油流动时, 相邻油层间的内摩擦力 F 与油层间接触面积 A 及油层间相对运动速度的梯度 du/dy 成正比, 即

$$F = \mu A du/dy \quad (1-1)$$

式中 μ ——动力粘度或称比例系数。

油的粘性的大小用粘度来表示, 常用的粘度单位有

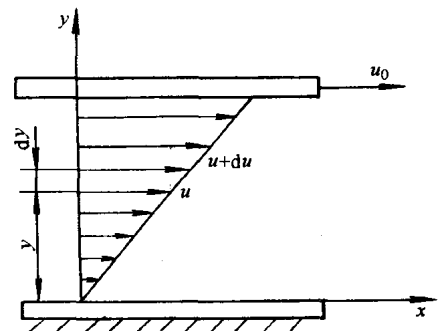


图 1-3 油的粘性示意图

三种：

(1) 动力粘度 μ 又称绝对粘度。由上式可知，动力粘度的物理意义是：当速度梯度等于 1 时，接触层间单位面积上的内摩擦力。

在 SI 制及我国法定计量单位中，动力粘度的单位为 $\text{N}\cdot\text{s}/\text{m}^2$ 或 $\text{Pa}\cdot\text{s}$ （帕·秒）。

(2) 运动粘度 ν 动力粘度 μ 与液体密度 ρ 的比值称为运动粘度，即

$$\nu = \mu / \rho \quad (1-2)$$

在 SI 制及我国法定计量单位中，运动粘度 ν 的单位是 m^2/s ，它与常用单位 cSt（厘沲）的关系是： $1\text{cSt} = 10^{-6}\text{m}^2/\text{s}$ 。

在工程中液体的粘度常用运动粘度来表示。例如牌号为 N15 的液压油，用它在 40°C 时的运动粘度 ν 的平均 cSt（厘沲）值来表示。

(3) 相对粘度（条件粘度） 运动粘度和动力粘度难以直接测量，因此在工程上常用一些简便方法去测定液体的相对粘度。由于测定条件不同，各国采用的相对粘度单位也不同。我国和一些欧洲国家采用恩氏粘度 $^\circ\text{E}$ 表示。

液体粘度随液体压力和温度的变化而变化。液体粘度随压力的增加而增大。对于一般液压系统，当压力变化小于 10MPa 时，压力对粘度的影响较小，通常忽略不计。液体的粘度受温度变化的影响较大。液体的粘度随温度的升高而下降，这将直接影响液压系统的工作性能。粘度随温度变化而变化的性质称为粘温特性，用粘度指数 VI 来表示，VI 值愈大，液体粘度随温度变化愈小，粘温特性愈好。一般液压系统要求 $\text{VI} \geq 90$ 。

2. 油的可压缩性

液体受压力作用后其体积减小的性质称为液体的可压缩性。油的可压缩性很小，在一般情况下可忽略不计。但在压力变化较大的中、高压系统和远程控制及随运动精度要求较高的液压系统中，由于液体的可压缩性会影响液压系统工作的稳定性，以及产生液压冲击等现象，则必须考虑液体可压缩性的影响。

(二) 液压油的选用

1. 液压油的分类

液压控制系统中按常用的工作介质一般可分为石油型、合成型和乳化型等三大类。石油型是以机械油为原料，精炼后按需要加入添加剂而成。当前我国几乎 90% 以上的液压设备中是使用石油型液压液，这类液压油润滑性能好，但抗燃性较差，在一些高温、易燃、易爆的工作场合，应在系统中使用合成型或乳化型。液压油的主要品种及性质见表 1-1。

2. 液压油的选用

正确、合理地选用液压油，对液压系统适应各种工作条件、各种工作环境、延长系统和元件的寿命、提高设备运转的可靠性、防止事故发生等方面都有着重要影响。液压油的合理选用，实质上就是对液压油的类型和牌号的选择。

(1) 液压油类型的选用 应根据设备中液压系统的工作性质和工作环境要求及液压油的特性来选择。表 1-1 可供选择时参考。

(2) 液压油牌号的选用 液压油的粘度对系统的影响最大。粘度过大，使油的流动阻力增大，功率损失大；粘度过小，容积效率降低，系统效率降低，环境污染。选择时主要是根据液压系统的工作条件选用适宜的粘度。一般在温度、压力较高及工作部件速度较低时，可采用粘度较高的液压油，反之宜选用粘度较低的液压油。表 1-2 可供选择时参考。

表 1-1 液压油的分类及其性质和选用

液压油分类及代号		组成和特性	应 用 场 合
石 油 型	汽轮机油 L-HH	精制矿物油（或加少量抗氧剂）	适用于对润滑油无特殊要求的一般循环润滑系统及机床低压液压系统，作为液压系统代用油
	普通液压油 L-HL	精制矿物油并改善其防锈抗氧性	适用于中、低压液压系统及精密机床液压系统。如磨床等精密机床
	抗磨液压油 L-HM	L-HL 油，并改善其抗磨性	适用于中、高压液压系统，如高压、高速工程机械、车辆液压系统
	低温液压油 L-HV	L-HM 油，并改善其粘温特性	适用于-25℃以上的环境温度变化大和工作条件恶劣的低压或中、高压液压系统
	高粘度指数液压油 L-HG	L-HM 油，并改善其粘-滑性	适用于液压和导轨润滑系统合用的机床。当 VI>170 时，可用于数控精密机床的液压系统
乳 化 型	水包油乳化液 L-HFAE	水的质量分数大于 80%	适用于要求抗燃、经济、不回收废液的低压液压系统。如煤矿液压支架、冶金轧辊、水压机的液压系统
	油包水乳化液 L-HFB	水的质量分数小于 80%	适用于要求抗燃、有良好防锈、润滑性的中压液压系统。如连续采煤机、凿岩机等液压系统
合 成 型	水的化学溶液 L-HFAS	水的质量分数大于 80%，抗燃性好	适用于要求抗燃、经济的低压系统。如金属切削机床、加工等机械的液压系统
	水的聚合物溶液 L-HFC	水的质量分数 45% 左右，抗燃性好	适用于要求抗燃、清洁的中、低压液压系统，也可在低温环境下使用。如自动送料机等液压系统
	磷酸酯无水合液 L-HFDR		适用于要求抗燃、高压、精密的液压系统。如压铸机、民航飞机液压系统、电液伺服控制系统等

表 1-2 各类液压泵推荐用的液压油

液压泵类型		40℃ 时油液粘度 /10 ⁻⁶ (m ² ·s ⁻¹)		适应液压油的种类和粘度牌号
		液压系统温度 5 ~ 40℃	液压系统温度 40 ~ 80℃	
叶片泵	7MPa 以下	30 ~ 50	40 ~ 75	L-HM32、L-HM46、L-HM68
	7MPa 以上	50 ~ 70	55 ~ 90	L-HM46、L-HN68、L-HM100
齿轮泵		30 ~ 70	95 ~ 165	中、低压时用：L-HL32、L-HL46 L-HL68、L-HL10、L-HL150 中、高压时用：L-HM32、L-HM46 L-HM68、L-HM100、L-HM150
径向柱塞泵		30 ~ 50	65 ~ 240	
轴向柱塞泵		30 ~ 70	70 ~ 150	

3. 液压油的使用

1) 液压系统投入运行前应按规定严格冲洗，使用中按规定及时更换新油。加新油也须过滤。

2) 液压系统密封应良好，以防止泄漏和外界各种尘土、杂物和水的侵入。

3) 应控制液压油的温度。油温过高，油液氧化变质，产生各种生成物。一般系统的液压油的温度应控制在 60℃ 以下。

四、液体静力学基础

(一) 液体的压力

液体的压力是指液体在单位面积上所受到的法向作用力，确切地说应该是压强，工程上

习惯称为压力。用公式表示为

$$P = F/A \quad (1-3)$$

式中 P ——液体的压力；

F ——作用在液体上的外力；

A ——外力垂直作用的面积。

压力的表示方法有绝对压力和相对压力两种。绝对压力是以绝对真空（零压力）为基准度量的，相对压力是以大气压力为基准度量的。当绝对压力小于大气压时，比大气压小的部分数值称为真空度。绝对压力、相对压力、真空度的相对关系见图 1-4 所示。

在 SI 制及法定计量单位中，压力的单位是 Pa 或 N/m^2 ，工程上常用 kPa 和 MPa。在工程单位制中有 kgf/cm^2 、bar（巴），它们之间的关系是

$$1\text{MPa} = 10^3\text{kPa} = 10^6\text{Pa} = 10\text{bar}$$

$$1\text{bar} = 1.02\text{kgf/cm}^2 = 10^2\text{kPa} = 0.1\text{MPa}$$

（二）液体静力学的基本方程

图 1-5 所示容器中，密度为 ρ 的液体在重力作用下处于静止状态，作用于液体表面上的压力为 p_0 ，若求离液面深度为 h 处的某点压力 p ，可取底面包括该点，底面积为 ΔA 的一个微小液柱来研究。小液柱在外力作用下处于平衡状态，其在垂直方向上的力平衡方程为：

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

上式称为静力学基本方程，它表示了重力作用下静止液体内压力的分布规律。

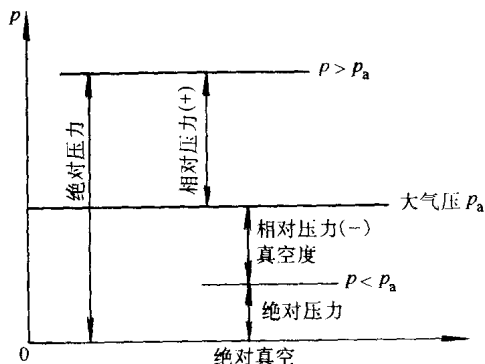


图 1-4 绝对压力、相对压力和真空度

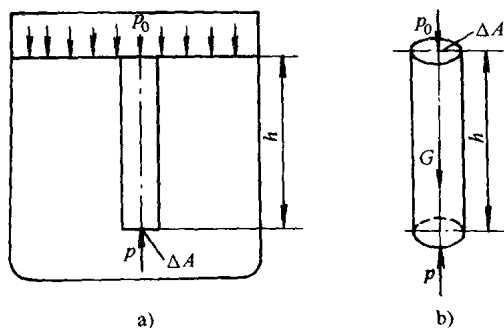


图 1-5 静止液体内压力分布规律

（三）压力的传递

由静力学基本方程可知，在密闭容器中，由外力作用在液面上所产生的压力可以等值地传递到液体内所有各点，这就是帕斯卡原理，或称静压力传递原理。

在液压系统中，外力作用所产生的压力远远大于液体自重产生的压力，因此常将液体自重产生的压力忽略不计，而认为在密闭容器中静止液体内各点压力处处相等。

例 1-1 图 1-6 所示为相互连通的两个液压缸，两活塞的面积分别为 A_1 、 A_2 ，在大活塞上放一重物 G ，在小活塞上施加外力 F ，问应施加多大力 F 才能使大活塞顶起重物？

解 外力 F 在小液压缸中产生压力为

$$p_1 = F/A_1$$

在大液压缸中产生压力为

$$p_2 = G/A_2$$

根据帕斯卡原理，有 $p_1 = p_2 = p$ ，故要顶起大活塞应在小活塞上施加的外力 F 为

$$F = G (A_1/A_2)$$

由上式可知，液压系统不仅可以传递压力，而且能进行力的放大， A_2/A_1 为力的放大比。在式中，若 $G=0$ ，则 $p=0$ ，若 G 愈大，则液压缸中压力也愈大，即液压系统的工作压力取决于外负载，这是液压传动中的一个基本概念。

五、液体动力学基础

液体动力学研究液体流动时流速、压力的变化规律，是液压技术中分析问题和设计计算的理论根据。因此，有必要了解液体流动时的一些基本概念和规律。

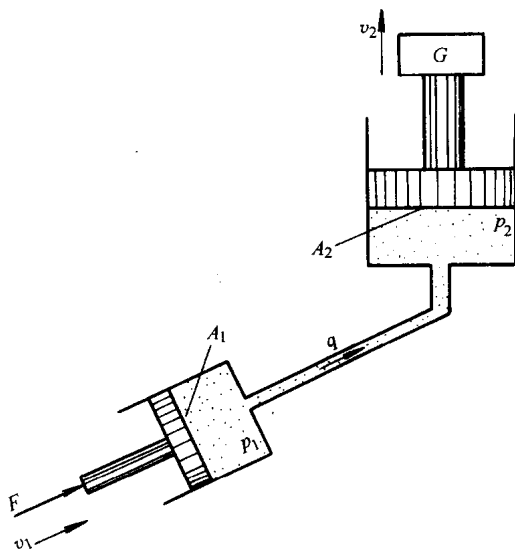


图 1-6 帕斯卡原理应用实例

(一) 流量和平均流速

液体流动时，垂直于液体流动方向的截面称为过流断面（或称通流截面），常用 A 表示。

(1) 流量 q 单位时间 t 内流过某过流断面的液体体积 V 称为流量，用 q 表示，即

$$q = V/t \quad (1-5)$$

单位为 m^3/s 或 L/min 。

(2) 平均流速 v 液体在管道内流动时，实际上由于液体具有粘性，其在过流断面上各点的速度是不相同的，分布规律为抛物线体，如图 1-7 所示。为计算方便，假想过流断面上各点的流速均匀分布，且以均布流速 v 流动。以此流速 v 流过断面 A 的流量等于以实际流速 u 流过该断面的流量。流速 v 称为过流断面上的平均流速，则 $q = vA$ ，即平均流速为

$$v = q/A \quad (1-6)$$

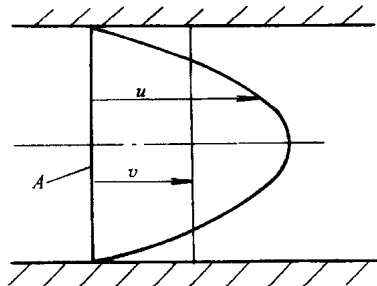


图 1-7 实际流速和平均流速

在液压缸工作时，活塞的运动速度就等于缸内液体的平均流速，从而可以建立起活塞运动速度 v 与液压缸有效面积 A 和流量 q 之间的关系。当液压缸有效面积一定时，活塞运动速度的大小由输入液压缸的流量来决定。

(二) 连续性方程

液体的可压缩性很小，在一般情况下可忽略不计，即液体的密度 ρ 为常数。因此，根据质量守恒定律，当液体在管内作稳定流动时（液体中任一点的压力、速度和密度都不随时间而变的流动），则在单位时间内流过管中任意截面（如图 1-8 所示）的液体质量必然相等，这就是液流的连续性原理，即

$$\begin{aligned} \rho v_1 A_1 &= \rho v_2 A_2 = \text{常量} \\ v_1 A_1 &= v_2 A_2 = q = \text{常量} \end{aligned} \quad (1-7)$$

式中 A_1 、 A_2 ——过流截面面积；

v_1 、 v_2 ——过流截面处的液体平均流速。

式 (1-7) 称为液体流动的连续性方程，它表明不可压缩的液体在作稳定流动时，不管平均流速和过流截面沿着流程怎样变化，流过不同截面的流量是相等的，即过流截面积大，流速小；过流截面积小，流速大。

例 1-2 如图 1-6 所示，已知 $A_1 = 50\text{cm}^2$ ， $A_2 = 100\text{cm}^2$ ，外力 F_1 推动小活塞的运动速度 $v_1 = 6\text{m/min}$ ，试求管道中的流量 q 及大活塞的运动速度 v_2 。

解 活塞的运动速度即为液体的流速，则小液压缸的流量为 $v_1 A_1$ ，由液体的连续性方程可知，管道中的流量及大液压缸的流量都与小液压缸的流量相等，故可求出 q 、 v_2

$$q = v_1 A_1 = 6 \times 50 \times 10^{-4} \times 10^3 \text{L/min} = 30 \text{L/min}$$

$$v_2 = v_1 A_1 / A_2 = 6 \times 50 / 100 \text{m/min} = 3 \text{m/min}$$

(三) 伯努利方程

流动液体的能量表现形式有三种，即压力能、势能和动能。为方便研究，假定图 1-8 中管道内流动的液体为理想液体（即无粘性又不可压缩的液体），并作稳定流动，则根据能量守恒定律，在任一截面上的这三种能量之间都可以互相转换，但其总和保持不变，即

$$p_1/\rho + v_1^2/2 + gh_1 = p_2/\rho + v_2^2/2 + gh_2$$

(1-8)

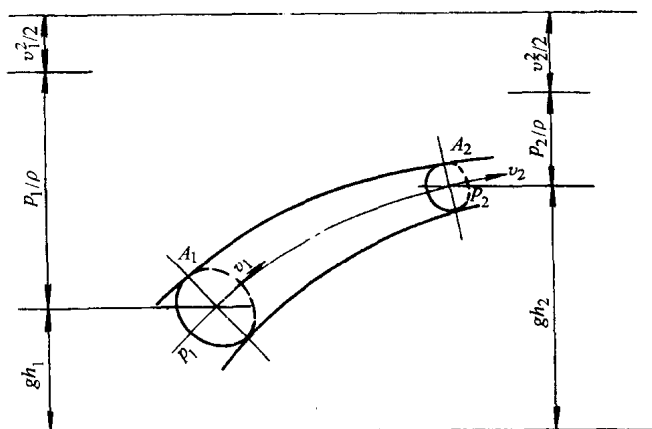


图 1-8 液体的流动情况示意图

式中 p/ρ ——单位质量液体的压力能；

gh ——单位质量液体的势能；

$v^2/2$ ——单位质量液体的动能。

式 (1-18) 称为理想液体的伯努利方程，或称伯努利定律。它表明了流动液体各质点的位置、压力和速度之间的关系，利用它可以很方便地求得管道内各过流断面上液体的流速、压力。但在计算时，由于实际流动的液体具有粘性，且在过流断面上的速度非均匀分布，故应用修正过的实际液体的伯努利方程计算，即

$$p_1/\rho + \alpha_1 v_1^2/2 + gh_1 = p_2/\rho + \alpha_2 v_2^2/2 + gh_2 + gh_w \quad (1-9)$$

式中 α_1 、 α_2 ——动能修正系数；

gh_w ——能量损失。

(四) 液体流动中的压力损失

液体在管路中流动时，由于液体各质点间及液体与管壁之间的相互摩擦和碰撞，因而就有阻力（液阻）产生，为了克服阻力，就必然要消耗能量，造成能量损失，这种能量损失主要表现为压力损失。液压系统中的压力损失可分为两种：

(1) 沿程压力损失 Δp_λ 液体在等直径的直管中流动，由于液体流动时的内外摩擦而引起的压力损失，称为沿程压力损失。

(2) 局部压力损失 Δp_ξ 液体在流经管道截面形状突然变化(如弯管、管接头、阀口等)时,致使流速的方向和大小突然改变而引起的压力损失,称为局部压力损失。

管路系统的总压力损失等于所有沿程压力损失与所有局部压力损失之和,即

$$\Sigma \Delta p = \Sigma \Delta p_\lambda + \Sigma \Delta p_\xi \quad (1-10)$$

液压系统中的压力损失过大,也就是功率损耗增加,这将导致油液发热加剧,泄漏增大,系统效率降低,甚至影响系统工作性能。以 Δp 表示压力损失, R_y 表示液阻,则 Δp 与管路中通过的流量 q 和液阻 R_y 之间有如下关系:

$$\Delta p = R_y q^n \quad (1-11)$$

式中 n ——指数,由管道的结构形式所决定,通常 $1 \leq n \leq 2$ 。

由上式可知,压力损失与液阻、流量成正比,即管路中液阻愈大,流量愈大,则压力损失就愈大。管路中的液阻与管道的截面形状、面积大小、管路长度及油液性质等因素有关。为了减少压力损失,应尽量缩短管路长度,减少管道截面的突变,提高管道内壁的光滑程度、限制液流的速度等。

第二节 液压动力元件与执行元件

在液压系统中,液压泵作为动力元件,将电动机输入的机械能转变为液压能,向系统提供压力油;液压马达和液压缸作为执行元件,将液压能转变为机械能,驱动工作部件做功。

一、液压泵的基本工作原理和主要性能参数

(一) 液压泵的基本工作原理

图 1-9 是简单柱塞式液压泵的工作原理图。柱塞 2 在弹簧 3 的作用下紧压在凸轮 1 上原动机带动凸轮旋转,使柱塞在泵体中作往复运动。当柱塞向右运动时,密封油腔 4 的容积由小变大,形成真空,油箱(必须和大气相通或密闭充压油箱)中的油液在大气压力的作用下,顶开单向阀 5 进入油腔 4 (这时单向阀 6 关闭),实现吸油。当柱塞向左

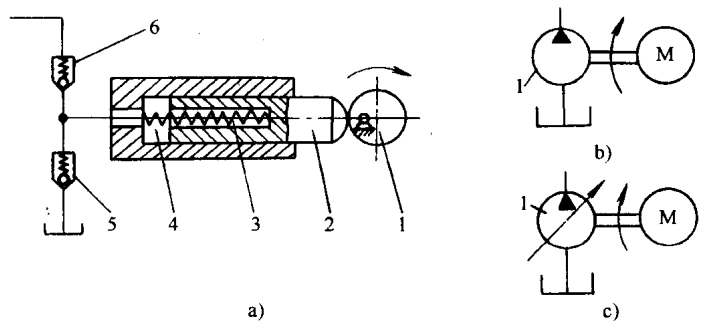


图 1-9 液压泵工作原理图

1—凸轮 2—柱塞 3—弹簧 4—密封油腔 5、6—单向阀

运动时,密封油腔 4 的容积由大变小,容腔内的油液受到挤压,压力升高,将单向阀 6 顶开进入系统,实现压油(这时单向阀 5 封住吸油管)。由上分析,液压泵是靠密封容积的变化来进行工作的,所以称为容积式泵。阀 5、6 是保证泵正常工作所必需的,称配流装置,它的形式是各种各样的。

容积式液压泵按照结构形式的不同,可分为齿轮泵、叶片泵、柱塞泵等类型;按输出流量是否可调,又分为定量泵和变量泵,职能图如图 1-9b 和图 1-9c 所示。

(二) 液压泵的主要性能参数

1. 液压泵的工作压力和额定压力

(1) 液压泵的工作压力 指泵实际工作时输出油液的压力, 其大小由工作负载决定。

(2) 液压泵的额定压力 指泵在正常工作条件下, 按实验标准规定能连续运转的最高压力, 超过此值使泵过载。

2. 液压泵的排量和流量

(1) 排量 泵轴转一转, 由其密封容积几何尺寸变化计算得到的排出的液体体积, 称为排量, 用 V 表示, 常用单位为 cm^3/r (mL/r)。

(2) 流量 泵在单位时间内排出液体的体积, 称为泵的流量。由泵密封容积几何尺寸变化计算而得的流量, 称为理论流量, 用 q_t 表示, 它等于排量 V 和转速 n 的乘积, 即

$$q_t = Vn \quad (1-12)$$

泵在工作时实际输出的流量, 称为实际流量, 用 q 表示, 由于泵存在内泄漏, 故 $q < q_t$ 。

3. 液压泵的功率和效率

(1) 功率 功率是指单位时间所做的功, 用 P 表示。由图 1-10 可知, 若忽略液压缸和管路的功率损失, 则液压泵输出的功率 P 就等于液压缸输出的功率, 即

$$P = Fv = pAv = pq \quad (1-13)$$

即液压泵的输出功率等于液压泵的工作压力 p 与实际输出流量 q 的乘积。

(2) 效率 液压泵在进行能量转换时, 必然存在能量损失, 其能量损失可分为容积损失和机械损失。容积损失主要由泄漏而引起, 使泵实际输出流量 q 总是小于理论流量 q_t , 将泵的实际输出流量与理论流量之比值, 称为容积效率, 用 η_v 表示, 即

$$\eta_v = q/q_t = q/Vn \quad (1-14)$$

机械损失主要由液体的粘性和机械摩擦而引起的能量损失, 即实际输入转矩 T_i 总是大于理论输入转矩 T_t 。其机械效率

$$\eta_m = T_t/T_i = \frac{pV}{2\pi T_i} \quad (1-15)$$

泵的总效率为输出功率 P 与输入功率 P_i 之比值, 用 η 表示, 即

$$\eta = \frac{P}{P_i} = \frac{pq}{2\pi n T_i} = \frac{PVn}{2\pi n T_i} \cdot \frac{q}{Vn} = \eta_v \eta_m \quad (1-16)$$

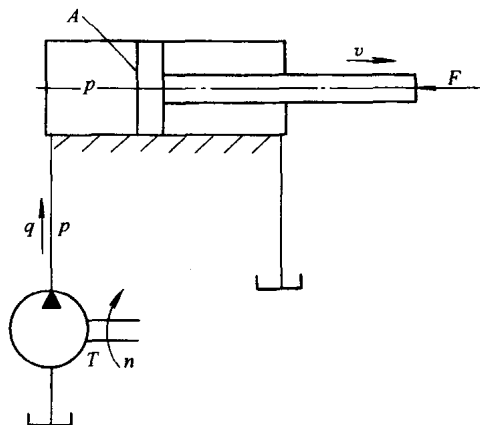


图 1-10 液压泵功率的计算

二、齿轮泵

齿轮泵主要有外啮合和内啮合两种结构。外啮合齿轮泵具有结构简单、制造容易、成本低、体积小、自吸性能高、对油污染不太敏感等优点, 所以应用比较广泛。其缺点是容积效率低, 流量脉动和压力脉动大, 噪声大。

(一) 齿轮泵的工作原理

齿轮泵的工作原理如图 1-11 所示。在泵体内装有一对模数、齿数相等的齿轮, 齿轮两端面靠端盖密封, 齿顶靠泵体的圆弧表面密封, 使齿轮的各个齿间形成密封的工作容积, 而齿轮啮合线又把它们分隔成左、右两个密封油腔, 即吸油腔和压油腔。当电动机驱动主动