

教育部规划教材

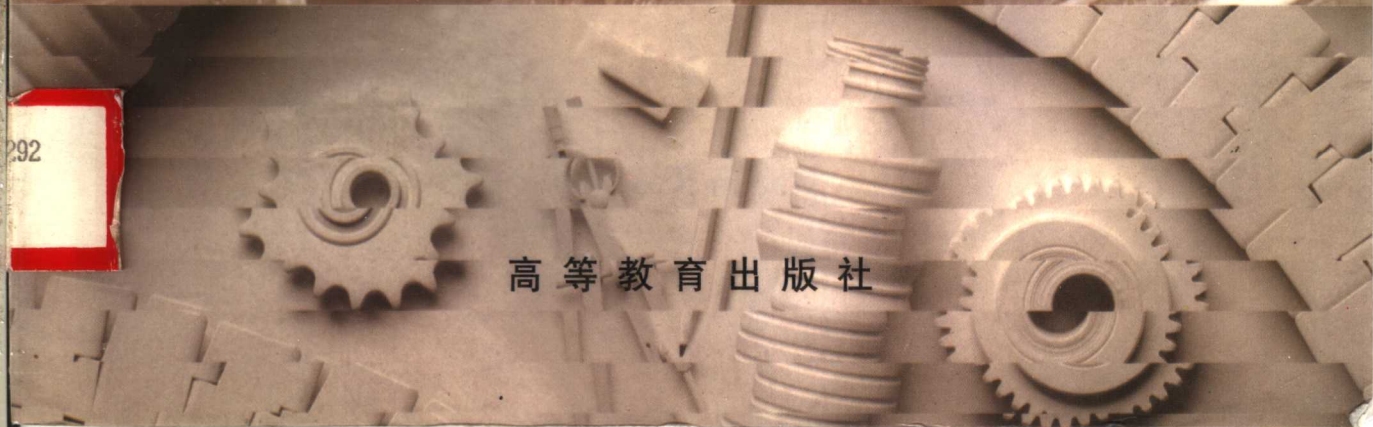
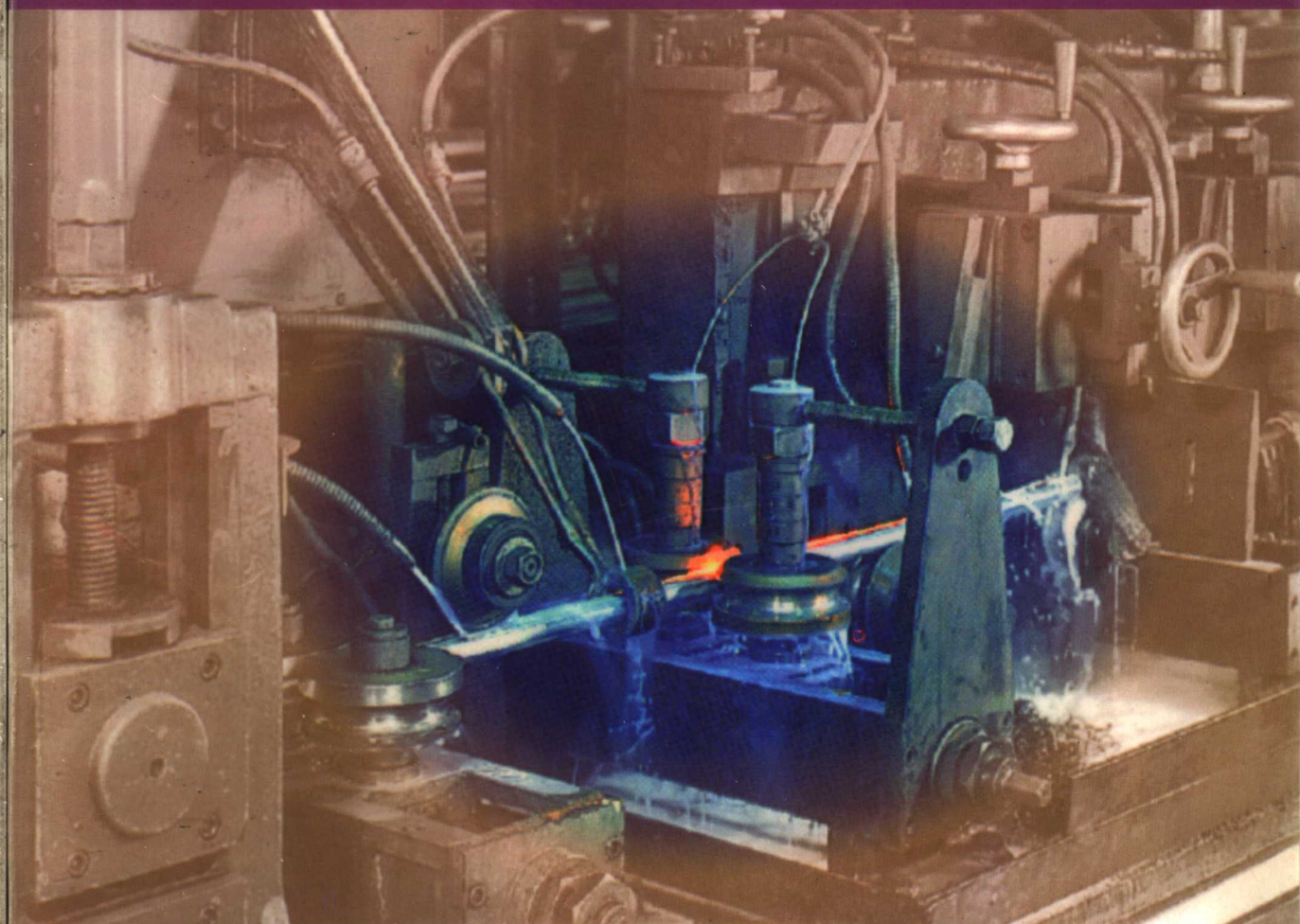
中等职业学校机械专业

(含岗位培训 行业中级技术工人等级考核)

液压与气动

全国中等职业学校机械专业教材编写组 编

徐永生 主编



高等教育出版社

教育部规划教材
中等职业学校机械专业
(含岗位培训 行业中级技术工人等级考核)

液 压 与 气 动

全国中等职业学校机械专业教材编写组 编
徐永生 主编

高等教育出版社

(京)112号

内 容 简 介

本书是教育部职业技术教育司组织编写的全国中等职业学校机械类专业教材,是教育部规划教材。

本书内容有液压与气动的共性与特点,液压传动基础知识,液压元件及液压回路,典型液压传动系统,气压传动基本知识,气动元件及气动回路,典型气压传动系统等共十一章。

本书的编写力求贯彻少而精、体现职教教学内容实用性、先进性的原则,尽可能使液压与气动有机结合,以建立合理紧凑的框架体系。

本书参照劳动部颁发的中级技术工人等级标准及职业技能鉴定规范,结合中等专业学校、职业学校特点编写,可以作为中等专业学校、中等职业学校机械类专业、机电一体化专业教材,也可作为机械行业的技术人员岗位培训教材及自学用书。

图书在版编目(CIP)数据

液压与气动/徐永生主编;全国中等职业学校机械专业
教材编写组编. —北京:高等教育出版社,1998

ISBN 7-04-006562-2

I. 液… II. ①徐… ②全… III. ①液压传动-专业学校
-教材②气压传动-专业学校-教材 IV. TH137

中国版本图书馆 CIP 数据核字(98)第 09563 号

*

高等教育出版社出版

北京沙滩后街 55 号

邮政编码:100009 传真:64014048 电话:64054588

新华书店总店北京发行所发行

北京朝阳北苑印刷厂印装

*

开本 787×1092 1/16 印张 10 字数 240 000

1998 年 7 月第 1 版 1998 年 7 月第 1 次印刷

印数 0 001—10 121

定价 12.10 元

凡购买高等教育出版社的图书,如有缺页、倒页、脱页等

质量问题者,请与当地图书销售部门联系调换

版权所有,不得翻印

前 言

本书是根据江苏省教育委员会 1997 年制定的中等专业学校和职业学校机电一体化专业教学计划及液压与气动课程教学大纲编写的,同时并入中等职业学校机械类专业教育部规划教材。

本教材的任务是阐明液压与气动的工作原理,着重培养学生理解和分析液压与气动系统的能力。本书内容力求体现职教定向性、实用性和先进性的要求,贯彻少而精、理论联系实际、框架合理紧凑的原则。对数控机床、加工中心等典型的机电一体化产品亦有较详细的叙述。同时,还附有按教学大纲规定所需开设的实验课题 4 个。

本书的附录有:常用液压及气动元件图形符号;目前正在推广使用的叠加阀系列型谱;液压系统常见故障的产生原因及排除方法;气动系统常见故障的产生原因及排除方法。附录中有关内容可供教师和学生课内外学习或进一步提高时参考。

本教材的教学学时数为 50 学时,各章学时分配见下表(供参考)。

章 次	学时数	章 次	学时数
第一章	2	第七章	6
第二章	6	第八章	3
第三章	6	第九章	2
第四章	2	第十章	7
第五章	12	第十一章	2
第六章	2	共计	50(包括实验)

本书由无锡机械制造学校徐永生担任主编。第一、二、三、四、八、九、十、十一章、实验课题、附录由徐永生编写;第五、六、七章由苏州机械学校龚肖新编写。

常州刘国钧职教中心蒋仁达为本书主审。

本书在编写过程中曾得到有关兄弟学校和工厂等大力支持和帮助,在此一并表示感谢。

由于编者水平有限,书中存在的错误和不妥之处敬请广大读者批评指正。

编 者

1997 年 12 月

目 录

第一章 概论	1	第一节 YT4543 型动力滑台液压系统	77
第一节 液压与气动系统的工作原理及组成	1	第二节 机械手液压系统	80
第二节 液压与气动系统中的图形符号	3	第三节 数控车床液压系统	82
第三节 液压与气动的优缺点	4	第四节 液压伺服系统	84
第四节 液压与气动的发展概况	4	复习思考题	86
复习思考题	5	第八章 气压传动基本知识	88
第二章 液压传动基础知识	6	第一节 空气的主要性质及气体状态方程	88
第一节 液压油	6	第二节 气源装置	90
第二节 液压传动中的两个主要参数	8	第三节 气动三大件	92
第三节 液体流动时的能量	10	复习思考题	95
第四节 液体流经小孔和间隙时的流量	12	第九章 气动执行元件	97
复习思考题	12	第一节 气缸	97
第三章 液压泵和液压马达	14	第二节 气动马达	101
第一节 液压泵概述	14	复习思考题	103
第二节 常用液压泵的工作原理和应用	16	第十章 气动控制阀和气动回路	104
第三节 液压泵的选用	24	第一节 常用气动控制阀及其基本回路	104
第四节 液压马达	24	第二节 其它常用气动回路	110
复习思考题	26	第三节 气动逻辑元件	114
第四章 液压缸	27	复习思考题	120
第一节 液压缸的分类和特点	27	第十一章 典型气压传动系统	122
第二节 液压缸结构上的几个问题	31	第一节 阅读气压传动系统图的一般步骤	122
复习思考题	34	第二节 气液动力滑台	122
第五章 液压控制阀及液压回路	35	第三节 气动机械手	123
第一节 概述	35	第四节 气动系统在数控机床上的应用	125
第二节 方向控制阀及方向控制回路	35	复习思考题	129
第三节 压力控制阀及压力控制回路	44	实验课题	132
第四节 流量控制阀及速度控制回路	54	附录	135
第五节 多缸工作控制回路	62	A 常用液压与气动元件图形符号(GB786.1—93)	
第六节 比例阀和叠加阀	66		135
复习思考题	69	B 叠加阀系列型谱	141
第六章 液压辅助元件	72	C 液压系统常见故障的产生原因及排除方法	
第一节 概述	72		147
第二节 常用液压辅助元件	72	D 气动系统常见故障的产生原因及排除方法	
复习思考题	76		150
第七章 典型液压系统	77	参考文献	154

第一章 概 论

液压传动与气压传动(简称液压与气动)是以流体(液压油或空气)为工作介质进行能量传递的一种形式。近三十多年来,这门技术得到了迅速的发展和广泛应用,并已成为自动控制系统中的一个重要组成部分。

下面介绍液压与气动系统的工作原理、组成部分、优缺点及其应用和发展。

第一节 液压与气动系统的工作原理及组成

一、液压与气动系统的工作原理

图 1-1 是一个能实现工作台往复运动的简单的液压系统工作原理图。电动机(图中未示出)带动液压泵 3 旋转,泵 3 从油箱 1 吸油,然后将具有压力能的油液输入管路,油液通过节流阀 4 再经过换向阀 6 进入液压缸左腔(或右腔),液压缸右腔(或左腔)的油液则经过换向阀后流回油箱[图 1-1b(或图 1-1c)]。

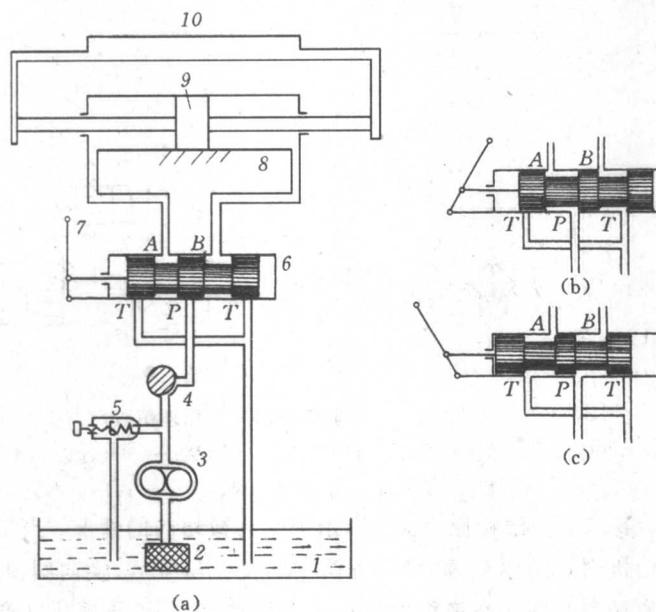


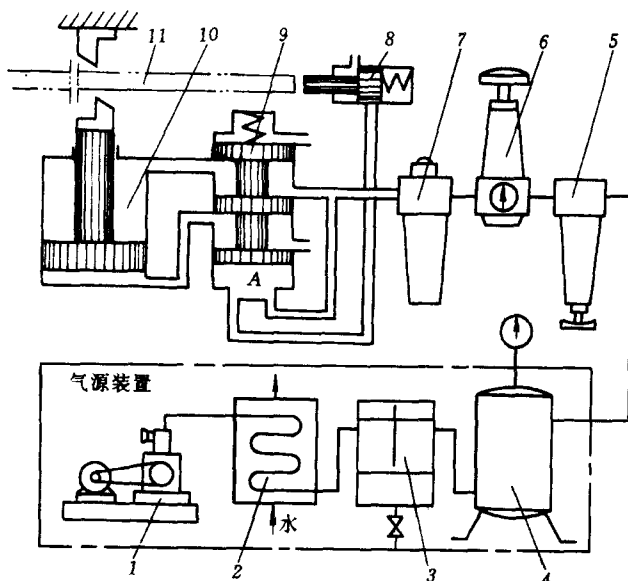
图 1-1 液压传动系统工作原理图

1—油箱;2—滤油器;3—液压泵;4—节流阀;5—溢流阀;6—换向阀;7—操纵手柄;8—液压缸;9—活塞;10—工作台

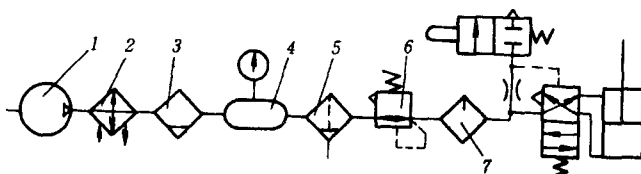
由于设置了换向阀 6,就能改变油液流动方向,并使液压缸换向,以实现工作台所需要的往复运动。

工作台运动速度的调节,可以通过改变节流阀开口的大小,以调节通过节流阀的流量来达到。

工作台移动需克服的负载(如切削力、摩擦力等)不同时,所需要的工作压力也不同。因此,液压泵输出油液的压力应能调整。另外,由于工作台速度需要调节,所以进入液压缸的流量也要改变。一般情况下,液压泵输出的压力油多于液压缸所需要的油液,因此,多余的油液应能及时排回油箱,这些功能由溢流阀 5 来完成。图中的 2 为网式滤油器,起滤清油液的作用。



(a) 结构原理图



(b) 图形符号原理图

图 1-2 气动剪切机的工作原理图

1—空气压缩机;2—后冷却器;3—油水分离器;4—贮气罐;5—空气过滤器;6—调压阀;
7—油雾器;8—行程阀;9—气控换向阀;10—气缸;11—工料

图 1-2a 是气动剪切机的结构原理图。图示位置为剪切前的情况。当工料 11 由上料装置(图中未画出)送入剪切机到达规定位置,将行程阀 8 的按钮压下后,换向阀 9 的控制腔 A 通过行程阀 8 与大气相通,使换向阀阀芯在弹簧力的作用下移动,由空气压缩机 1 产生的压缩空气经过初次净化(后冷却器 2、油水分离器 3)后贮藏在贮气罐 4 中,再经过气动三大件(空气过滤器 5、调压阀 6 和油雾器 7)以及换向阀 9,进入气缸 10 的下腔,气缸 10 上腔的压缩空气通过换向阀 9 排入大气。这时,气缸活塞在气体压力作用下向上运动,带动剪刀将工料 11 切断。工料剪下后,随即与行程阀 8 脱离,行程阀复位,阀芯将排气通道封死,换向阀 9 的控制腔 A 中的气压升高,迫使换向阀的阀芯上移,气路换向,压缩空气进入气缸 10 的上腔,气缸 10 的下腔排气,气缸活塞向下运动,带动剪刀复位,准备第二次下料。由此不难看出,剪切机构克服阻力切断工料的机械能是

由压缩空气的压力能转换后得到的。同时,由于在气路中设置了换向阀 9,根据行程阀 8 的指令,不断改变压缩空气的通路,使气缸活塞带动剪切机构实现剪切工料、剪刀复位的动作。此外,还可根据实际需要,在气路中加入流量控制阀或其它调速装置,控制剪切机构的运动速度。

二、液压与气动的组成

从上面两个例子中可以看出,无论是液压还是气压传动系统,都是由以下五个部分所组成:

- 1) 动力元件 它是将原动机输入的机械能转换为液压能(或气压能)的装置。液压泵(或空气压缩机)即为动力元件。
- 2) 执行元件 它是将液体(或气体)的压力能转换为机械能的装置,以驱动工作部件。液压缸(或气缸)和液压马达(或气动马达)即为执行元件。
- 3) 控制调节元件 控制调节元件是指各种阀类元件,它们的作用是控制液压(或气动)系统中的油液(或空气)的压力、流量和方向,以保证执行元件完成预期的工作运动。
- 4) 辅助元件 辅助元件指油箱、油管、管接头、滤油器、压力表、流量计等;在气动系统中则指那些使压缩空气净化、润滑、消声以及元件间连接等所需的装置,如各种过滤器、油雾器、消音器及管件等。
- 5) 工作介质 在液压系统中使用液压油(通常为矿物油),在气动中则利用空气。

第二节 液压与气动系统中的图形符号

在图 1-1a 和图 1-2a 中所示的液压与气动系统图,其中的元件基本上都是用结构(或半结

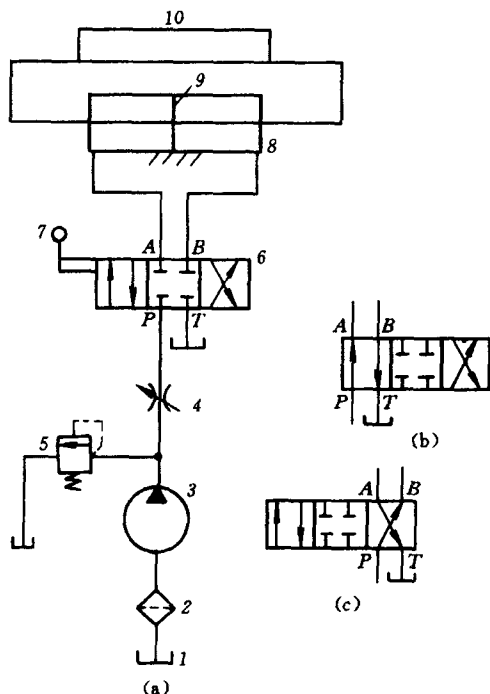


图 1-3 液压传动系统工作原理图(用图形符号)

构)式的图形画出的示意图,故称为结构原理图。这种图形较直观,易为初学者接受,但图形较复杂。为此,目前国内外都广泛采用元件的图形符号来绘制液压与气动的系统图。液压与气动图形符号脱离元件的具体结构,只表示元件的功能,使系统图简化,原理简单明了,便于阅读、分析、设计和绘制。

图 1-3 即为用图形符号绘制的图 1-1 所示的液压系统原理图;图 1-2b 是用图形符号绘制的气动系统原理图。

附录中摘录了我国目前采用的常用液压与气动元件图形符号(GB786.1—93)。

第三节 液压与气动的优缺点

液压与气动所以能得到如此迅速的发展和广泛的应用,是由于它们有许多突出的优点:

- 1) 液压与气动系统执行元件的速度、转矩、功率均可作无级调节,且调节简单、方便。
- 2) 液压与气动系统容易实现自动化的工作循环。
- 3) 液压与气动系统均能实现过载保护。
- 4) 液压与气动元件易于实现系列化、标准化和通用化,故便于设计、制造。
- 5) 在相同功率的情况下,液压传动装置的体积小,重量轻,惯性小,结构紧凑。
- 6) 气压传动工作介质用之不尽,取之不竭,且不易污染。

液压与气动的主要缺点是:

- 1) 由于泄漏及流体的可压缩性,使它们无法保证严格的传动比,这一缺点对气动尤为显著。
- 2) 液压传动常因有泄漏,所以易污染环境。
- 3) 气压传动传递的功率较小,气动装置的噪音也大。

总的说来,液压与气动的优点是主要的,它的缺点随着生产技术的提高正在被逐步克服。液压与气动技术在现代化生产中有着广阔的发展前景。

表 1-1 是液压与气压传动在各类机械中的应用情况。

表 1-1 液压与气压传动在各类机械中的应用

行业名称	应用举例	行业名称	应用举例
工程机械	挖掘机、装载机、推土机	轻工机械	打包机、注塑机
矿山机械	凿岩机、开掘机、提升机、液压支架	灌装机械	食品包装机、真空镀膜机、化肥包装机
建筑机械	打桩机、液压千斤顶、平地机	汽车工业	高空作业车、自卸式汽车、汽车起重机
冶金机械	轧钢机、压力机、步进加热炉	铸造机械	砂型压实机、加料机、压铸机
锻压机械	压力机、模锻机、空气锤	纺织机械	织布机、抛砂机、印染机
机械制造	组合机床、冲床、自动线、气动扳手		

第四节 液压与气动的发展概况

若从 1795 年英国制成第一台水压机开始,液压传动至今已有 200 多年的历史了,但象今天

这样广泛地应用于工业、农业和国防等各个部门,还是近 50 年左右的事。在第二次世界大战以后,随着各种液压元件的迅速发展和性能的日趋完善,特别是出现了精度高及响应快的伺服阀和伺服控制系统、以及电子技术和计算机技术进入了液压技术领域后,使它更得到蓬勃发展,其中计算机辅助设计(即 CAD)的推广、使用和数字控制液压元件的研制开发尤其突出。气动技术自 20 世纪 60 年代以来也发展很快,其主要原因是由于气动技术作为一种工业自动化的廉价而有效的手段。

我国在解放前是一个半封建、半殖民地的国家,经济极端落后,液压与气动工业完全是空白。解放后,液压与气动工业也和其它工业一样迅速发展。1952 年起,我国即开始生产液压泵和控制阀等液压元件,1964 年我国开始自行设计液压产品。目前,我国生产的液压元件已形成系列,并在各种机械设备上得到广泛的应用。

我国在 20 世纪 60 年代中期开始建立气动元件厂,生产气动产品。1984 年组建了行业技术归口所——无锡气动技术研究所,它的职能是研究开发、产品监测、系统成套、技术培训、咨询服务等综合功能。1987 年还建立了“无锡气动所—日本 CKD 气动技术培训中心”。目前,我国的气动技术已发展成为包括传动、控制与检测在内的自动化技术,并广泛应用于机械、电子、食品、轻工等各个工业部门。

尽管我国的液压与气动技术发展相当迅猛,但其技术水平与国外相比差距还很大,为了能尽快赶上世界先进水平,振兴我国的液压与气动行业,我们应坚定不移地走引进先进技术与国内独立研制相结合的道路,积极开展科技新产品的研究和开发。可以预见,随着我国社会主义四化建设的发展,液压与气动技术的发展将会有新的飞跃,它在各个工业部门的应用也将会越来越广泛。

复习思考题

- 1-1 什么叫液压传动? 什么叫气压传动? 简述它们的工作原理。
- 1-2 液压与气动系统都由哪几部分组成? 试说明各部分的作用。
- 1-3 绘制液压或气动系统图时,为什么要采用图形符号来绘制。
- 1-4 简述液压、气动与机械传动的比较。

第二章 液压传动基础知识

本章介绍液压系统中的工作介质——液压油的主要性质及其选用；阐明液压传动中的两个主要参数(压力与流量)的基本概念、单位及有关物理定律；简述液体流动中的能量转换。

第一节 液 压 油

一、液压油的主要性质

目前,在液压系统中一般使用矿物油作为工作介质,它的基本性质可在有关的资料中查到。例如,矿物油在 15°C 时的密度约为 900 kg/m^3 。液压油最重要的性质为粘性和可压缩性。

1. 粘性

液体在流动中,液体与管子的摩擦力称为外摩擦力,液体内部各点由于运动速度不等,也会产生摩擦力(称为内摩擦力),以阻止液层间的相对滑动,液体的这种性质称为粘性。由此可见粘性的物理意义为:既反映流动时液体内部摩擦力的大小,也反映出液体的流动性能。液体粘性大小用粘度来表示。

在实用中,我们常用运动粘度作为粘度的衡量制,运动粘度的符号为 ν ,其常用的实用单位为 mm^2/s 。

我国液压油的旧牌号是采用按 50°C 时运动粘度的平均值表示的,新牌号是按 40°C 温度下的运动粘度(mm^2/s)平均值来标号的。例如 N32 号液压油,是指这种油在 40°C 时的运动粘度平均值为 $32\text{ mm}^2/\text{s}$ 。液压油新旧牌号对照见表 2-1。

表 2-1 液压油新号(40°C 运动粘度等级)与旧牌号(50°C 运动粘度等级)对照

新牌号	N7	N10	N15	N22	N32	N46	N68	N100	N150
旧牌号	5	7	10	15	20	30	40	60	80

影响液体粘度的因素是:温度和压力。当液体所受的压力增加时,其分子间的距离将减小,于是内摩擦力将增加,即粘度也将随之增大,但由于一般在中、低压液压系统中压力变化很小,因而通常压力对粘度的影响忽略不计。而液压油粘度对温度的变化十分敏感,温度升高,粘度下降,液压油的粘度随温度变化的性质称为粘温特性。

2. 可压缩性

液体受压力后其容积发生变化的性质,称为液体的可压缩性。尽管矿物油的可压缩性约比钢大 $100\sim 150$ 倍,但是对一般的中、低压液压系统而言,其液体的可压缩性还是很小的,因而可以认为液体是不可压缩的。而在压力变化很大的高压系统中,就需要考虑液体可压缩性的影响。当液体中混入空气时,其可压缩性将显著增加,并将严重影响液压系统的工作性能,因而在液压系统中应使油液中的空气含量减少到最低限度。

二、液压油的选用

液压油牌号的选择主要是根据工作条件选用适当的粘度。

1. 环境温度 当环境温度较高时,粘度要取得较大些。

2. 液压系统工作压力 系统工作压力较高时,粘度也要取大一些的,以防止系统中泄漏较大。

3. 运动速度 工作部件运动速度较高时,为减少由于与液体摩擦而造成的能量损失,宜选用粘度较低的液压油。

4. 根据设备的特殊要求 对一般机械采用 $N \times \times$,对精密设备选用 $YA-N \times \times$,当要求有抗磨性能(如高压、高速的工程机械上,要满足高压叶片泵的防磨损要求)时,可用 $YB-N \times \times$ (加了抗磨剂);当要求低温时流动性好,则可用 $YC-N \times \times$ (加了降凝剂)。

表 2-2 是根据液压泵类型及工作情况的推荐用油表。

表 2-2 液压泵用油粘度范围及推荐用油表

名 称	粘度范围 (mm^2/s)		工作压力 (MPa)	工作温度 ($^{\circ}\text{C}$)	推 荐 用 油
	允 许	最 佳			
叶片泵 (200r/min)	16~220	26~54	7	5~40	N32、N46 机械油
				40~80	N68、N46 机械油
叶片泵 (1 800r/min)	20~220	25~54	14 以上	5~40	YA—N32、YA—N46 液压油
				40~80	YA—N46、YA—N68 液压油
齿轮泵	4~220	25~54	12.5 以下	5~40	YA—N32、YA—N46(N32、N46)
				40~80	YA—N46、YA—N68(N46、N68)
			10~20	5~40	YA—N46、YA—N68 液压油
				40~80	YB—N46、YB—N68 抗磨液压油
			16~32	5~40	YB—N32、YB—N46 抗磨液压油
				40~80	YB—N46、YB—N68 抗磨液压油
径向柱塞泵	10~65	16~48	14~35	5~40	YB—N32、YB—N46 抗磨液压油
				40~80	YB—N46、YB—N68 抗磨液压油
轴向柱塞泵	4~76	16~47	35 以上	5~40	YB—N32、YB—N46 抗磨液压油
				40~80	YB—N68、YB—N100 抗磨液压油

三、高水基液压油

由于地球上能源的日益紧缺,国外在 20 世纪 70 年代初就开始研制高水基液压油(HWBF)。目前高水基液压油已进入第三代。第一代是可溶性油,由 5%的可溶性油和 95%的水配制成乳化液。第二代是合成溶液,不含油,它由 95%的水与 5%的无色透明的合成溶液配制而成。第三代是微型乳化液,它既不是乳化液,也不是溶液,而是一种在 95%水相中均匀扩散着的水溶性抗磨添加剂的胶状悬浮油。随着科学技术的飞速发展,高水基液压油必将越来越广泛地得到应用。

第二节 液压传动中的两个主要参数

一、压力

1. 压力的定义及单位

液体在单位面积上所受的垂直力称为压力(必须注意,它在物理学中称为压强)。压力通常用 p 表示。

在国际单位制(SI)中压力的单位为 N/m^2 (牛/米²)即 Pa(帕斯卡)。由于 Pa 单位太小,在工程中使用不便,因而常采用 kPa(千帕)和 MPa(兆帕)。

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

在液压技术中,我国过去曾采用过的压力单位有巴(bar)和千克力每平方厘米(kgf/cm^2),国外通常采用磅平方英寸(psi,即磅/平方英寸),它们的换算关系为:

$$1 \text{ bar} = 1.02 \text{ kgf/cm}^2 = 0.1 \text{ MPa} = 14.5 \text{ psi}$$

2. 液压系统中压力的形成

如图 2-1 所示,液压泵的出油腔、液压缸左腔以及连接管道组成一个密封容积。液压泵启动后,将油箱中的油液吸入并推入到这个密封容积中,但活塞因受到负载 R (包括摩擦力)的作用而阻碍这个密封容积的扩大,于是其中的油液受到压缩,压力就升高。当压力升高到能克服负载 R 时,活塞才能被压力油所推动。此时, $p = \frac{R}{A}$ (式中 A 为活塞的有效面积)。

可见,液压系统中油液的压力是由于油液的前面受负载阻力的阻挡,后面受液压泵输出油液的不间断推动而处于一种“前阻后推”的状态下产生的,而压力的大小决定于负载。当然,液体的自重亦能产生压力,但一般较小,因而通常情况下可忽略。

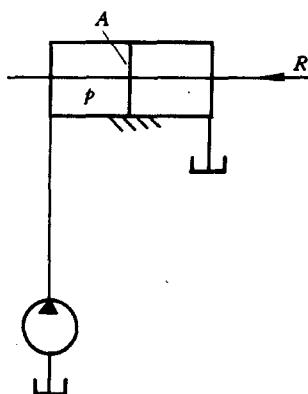


图 2-1 液压系统中压力的形成

3. 压力的表示方法

压力的表示方法有两种:一种是以绝对真空作为基准所表示的压力,称为绝对压力。另一种是以大气压力作为基准所表示的压力,称为相对压力。由于大多数测压仪表所测得的压力都是相对压力,所以相对压力也称为表压力。它们的关系如下:

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

当绝对压力小于大气压力时,比大气压力小的那部分数值称为真空度,即

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

绝对压力、相对压力和真空度的相对关系见图 2-2。

4. 静压传递

在密闭容器中的静止液体,由外力作用在液面的压力能等值地传递到液体内部的所有各点,这就是帕斯卡原理,或称为静压传递原理。

根据帕斯卡原理可以对密封容器中的压力(图 2-3)进行有关运算。例如,若已知大缸内径 $D=100 \text{ mm}$,小缸内径 $d=20 \text{ mm}$,大活塞上放一重物 $G=20\,000 \text{ N}$ 。问在小活塞上应加多大的

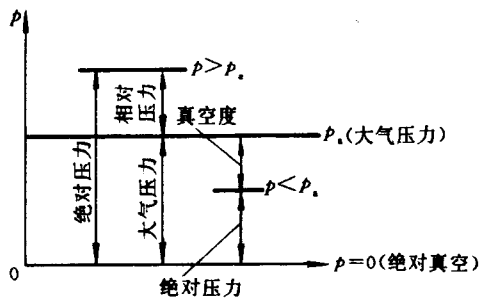


图 2-2 绝对压力、相对压力及真空度

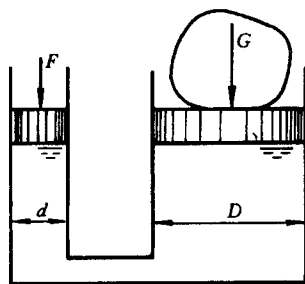


图 2-3 帕斯卡原理应用实例

力 F 才能使大活塞顶起重物？

根据帕斯卡原理，由外力产生的压力在两缸中相等，即

$$\frac{4F}{\pi d^2} = \frac{4G}{\pi D^2}$$

$$\therefore F = \frac{d^2}{D^2} G = \frac{20^2}{100^2} \times 20\,000 \text{ N} = 800 \text{ N}$$

由上例可知，当 $G=0$ ，则 $F=0$ ； G 越大，液压缸中压力也就越大，这也说明了液压系统的工作压力决定于外负载。

5. 液体作用在固体壁面上的力

液体与固体相接触时，固体表面将受到液体压力的作用。当壁面为平面时，液体压力作用在平面上的力 F 等于液体的压力 p 与承压面积 A 的乘积（忽略自重压力），即

$$F = pA$$

当壁面为曲面时，计算液体压力作用在曲面上的力时，首先要明确需要计算的是哪一个方向的力。如在图 2-4 所示的液压缸中要计算 x 方向的水平分力 F_x ，可在缸筒上取一条窄条，宽为 ds ，长为 l ，其面积 $dA = lds = lrd\theta$ ，则油液作用在这块面积上的力为 $dF = pdA = plrd\theta$ ，它的水平分力为 $dF_x = dF \cos\theta = plr \cos\theta d\theta$ ，因而可得压力油对缸筒内壁在 x 方向的作用力为：

$$F_x = \int_{-\frac{\pi}{2}}^{\frac{\pi}{2}} dF_x = \int_{-\frac{\pi}{2}}^{\frac{\pi}{2}} plr \cos\theta d\theta = 2plr = pA_x$$

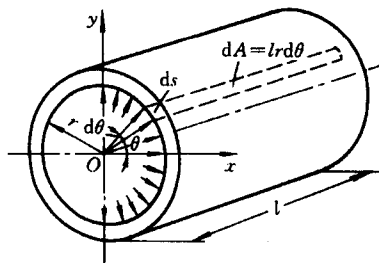


图 2-4 缸筒受力计算图

即作用在曲面 x 方向的力 F_x 是压力与该曲面在 x 方向的投影面积 A_x 的乘积。

在图 2-5 所示的球面和圆锥面上，若它们的下端受到液体的压力为 p ，为了能保持密封，必须施加外力 F ，使它能与液体压力相平衡。

$$F = pA = p \cdot \frac{\pi}{4} d^2$$

式中： d ——承受液体压力部分曲面投影圆的直径。

二、流量

1. 定义和单位

流量是指单位时间内流过某一通道截面的液体体积(V)。通常所说的流量是指平均流量(q),即 $q=V/t$ 。

流量单位为 m^3/s , 工程中也常用 L/min , 两者的换算关系为:

$$1 \text{ m}^3/\text{s} = 6 \times 10^4 \text{ L}/\text{min}$$

2. 流量连续原理

假定液体不可压缩, 则液体在同一单位时间内流过同一通道两个不同通流截面的体积应相等(图 2-6), 亦即:

$$v_1 A_1 = v_2 A_2 = \text{常量}$$

式中: v_1, v_2 ——分别为通流截面 1、2 处的流体平均流速;

A_1, A_2 ——分别为通流截面 1、2 处的面积。

上式表明流速和通流面积成反比, 内径大流速低, 内径小流速快。

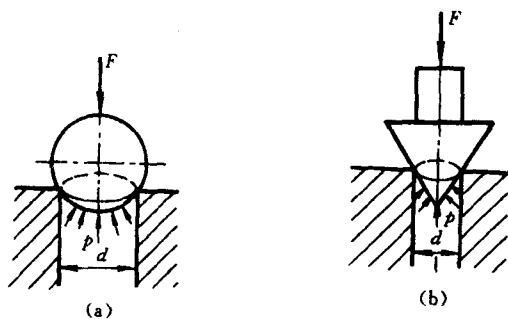


图 2-5 液体压力作用在固体壁面上的力

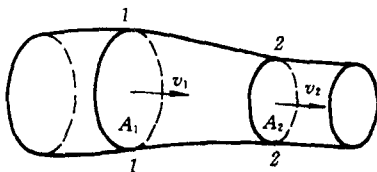


图 2-6 液流的连续性原理

第三节 液体流动时的能量

一、理想液体流动时

所谓理想液体是指既无粘性又不可压缩的液体。理想液体在管道中流动时, 具有三种能量: 液压能、动能、位能。按照能量守恒定律, 在各个截面处的总能量是相等的。

设液体质量为 m (其体积为 V), 按流体力学和物理学可知, 在截面 1、2 处(图 2-7)的能量分别为:

截面 1: 体积为 V 的液体的压力能	$p_1 V$
动能	$\frac{1}{2} m v_1^2$
位能	$m g h_1$
截面 2: 体积为 V 的液体的压力能	$p_2 V$
动能	$\frac{1}{2} m v_2^2$
位能	$m g h_2$

按能量守恒定律

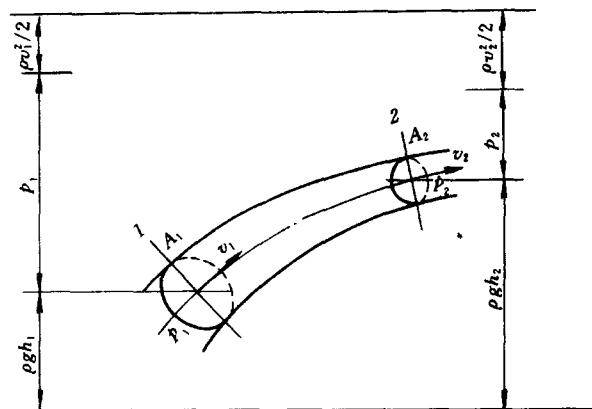


图 2-7 伯努利方程示意图

$$p_1 V + \frac{1}{2} m v_1^2 + m g h_1 = p_2 V + \frac{1}{2} m v_2^2 + m g h_2$$

单位体积的液体所具有的能量则为：

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

上式即为理想液体的伯努利方程式。由此可知，伯努利方程是能量守恒定律在流体力学中的一种表达形式。

二、实际液体流动时的能量

实际液体因为有粘性，因而就存在内摩擦力，而且管道形状和尺寸亦因有变化而使液体产生扰动，而造成能量损失。因而实际液体在流动时的伯努利方程式就为：

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

式中： Δp 是从通流截面 1 流到截面 2 的过程中的压力损失。

在液压系统中，油管的高度 h 一般不超过 10m，管内油液的平均流速也较低（一般不超过 7m/s），因此油液的位能和动能相对于压力能来说是微不足道的。例如，若系统的工作压力为 $p=5$ MPa，油管高度 $h=10$ m，管内的平均流速为 $v=7$ m/s，液体密度 $\rho=900$ kg/m³。现要求对该系统中的三种能量进行数值上的比较，为此进行如下计算：

压力能 $p=5$ MPa

动能 $\frac{1}{2} \rho v^2 = \frac{1}{2} \times 900 \times 7^2 (\text{Pa}) \approx 23 \text{ kPa} = 0.023 \text{ MPa}$

位能 $\rho g h = 900 \times 9.8 \times 10 (\text{Pa}) \approx 90 \text{ kPa} = 0.09 \text{ MPa}$

由此可见，在液压系统中，压力能要比动能与位能的和大得多。所以，在液压系统中，动能与位能一般是忽略不计的，液体主要是依靠它的压力能来作功。因而，伯努利方程在液压系统中的实用的应用形式为：

$$p_1 = p_2 + \Delta p$$

式中： Δp ——总压力损失。

三、管路压力损失

液体流动时的总的压力损失是以下两种压力损失之和：沿程压力损失+局部压力损失。

1. 沿程压力损失

液体在等径直管中流动时，因内、外摩擦力而产生的压力损失称为沿程压力损失，它主要决定于液体的流速、粘性、管路的长度以及油管的内径及粗糙度。

2. 局部压力损失

液体流经管道的弯头、接头、突变截面以及阀口时，由于流速或流向的剧烈变化，形成漩涡、脱流，因而使液体质点相互撞击而造成能量损失，称为局部压力损失。图 2-8 为液体在薄壁小孔处的流动状态示意图。

在额定流量下，通过各种液压阀时的局部压力损失可在液压阀的样本手册中查到。

第四节 液体流经小孔和间隙时的流量

一、液体流经小孔的流量

液压传动中常利用流经液压阀的小孔(称为节流口)来控制流量，以达到调速的目的。尽管节流口的形状很多，且人们还在不断探索，但根据理论分析和实验，各种孔口的流量压力特性，均可用下列的通式表示：

$$q = KA\Delta p^m$$

式中： q ——通过小孔的流量；

A ——节流口的通道截面积；

K ——由孔口的形状、尺寸和液体性质决定的系数；

m ——由孔的长径比(通流长度 l 与孔径 d 之比)决定的指数，细长孔 $m=1$ ，薄壁孔 $m=0.5$ ，其他类型的孔 $m=0.5\sim 1$ ；

Δp ——小孔前、后的压力差。

这里必须说明的是，所谓薄壁小孔是指通流长度 l 与孔径 d 之比 $\frac{l}{d} \leq 0.5$ 的节流小孔(图 2-8)。

二、液体流经间隙的流量

液压元件内各零件间要保证相对运动，就必须有适当的间隙。间隙的大小对液压元件的性能

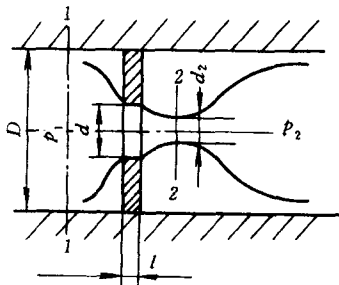


图 2-8 液体在薄壁小孔中的流动