

1. 苹果手机打开App Store, 搜索“凤凰课堂”并下载安装
2. 安卓手机通过QQ扫一扫右边二维码下载凤凰课堂APP



扫描下载“凤凰课堂”APP
观看配套教学视频



凤凰职教微信

责任编辑 汪立亮
装帧设计 汤欣

ISBN 978-7-5499-9037-5



定价: 42.80 元

液压与气压传动

主 编 黄圆志 俞 峰 董亚男

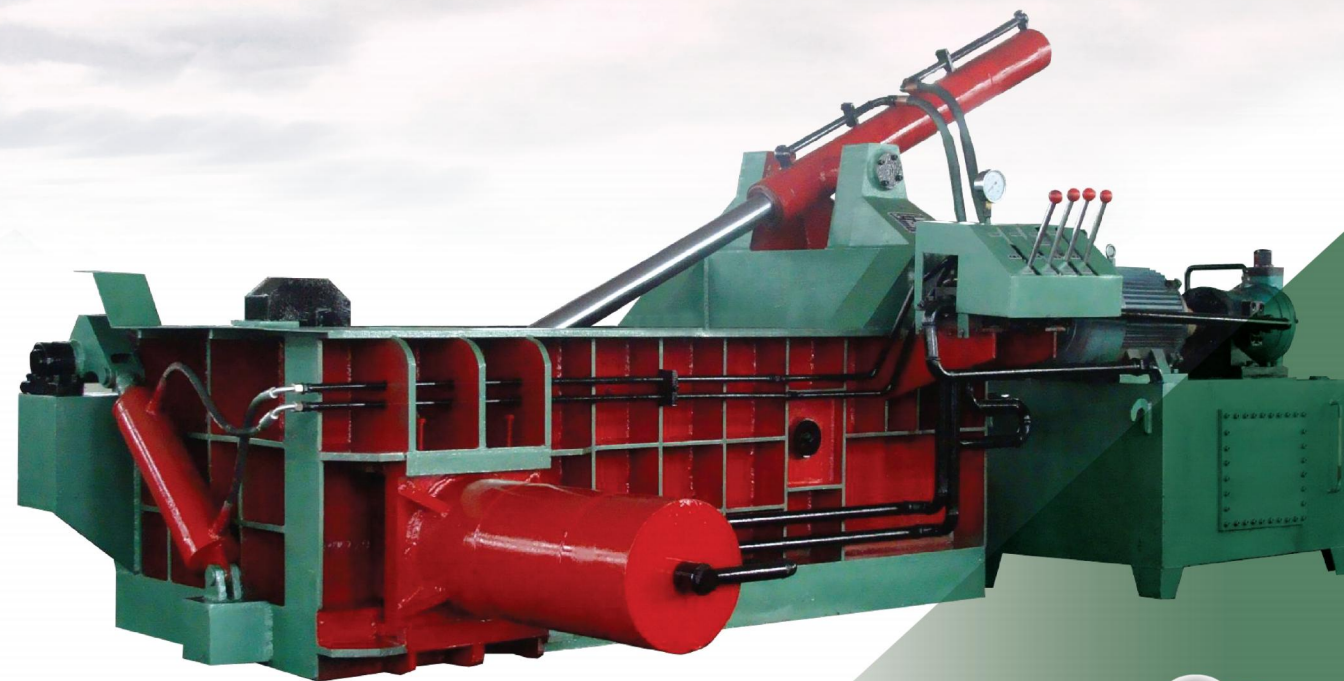
江苏凤凰教育出版社 凤凰职教

职业教育机电类专业“互联网+”新生态创新示范教材

液压与气压传动

YEYA YU QIYA CHUANDONG

主 审 罗 骥
主 编 黄圆志 俞 峰 董亚男



互联网+新生态教材

编写理念先进: 注重做中学、做中教, 教学做合一, 理实一体
教学内容超前: 按照岗位要求, 体现“四新”, 对接职业标准
教材结构合理: 以项目、任务等为载体, 体现模块化、系列化
编写队伍超强: 编写人员构成合理, 行业企业深度参与
课程资源丰富: 二维码+多媒体PPT+电子教案+凤凰课堂APP, 构建O2O立体化课程资源

江苏凤凰教育出版社 凤凰职教

 职业教育机电类专业“互联网+”新生态创新示范教材

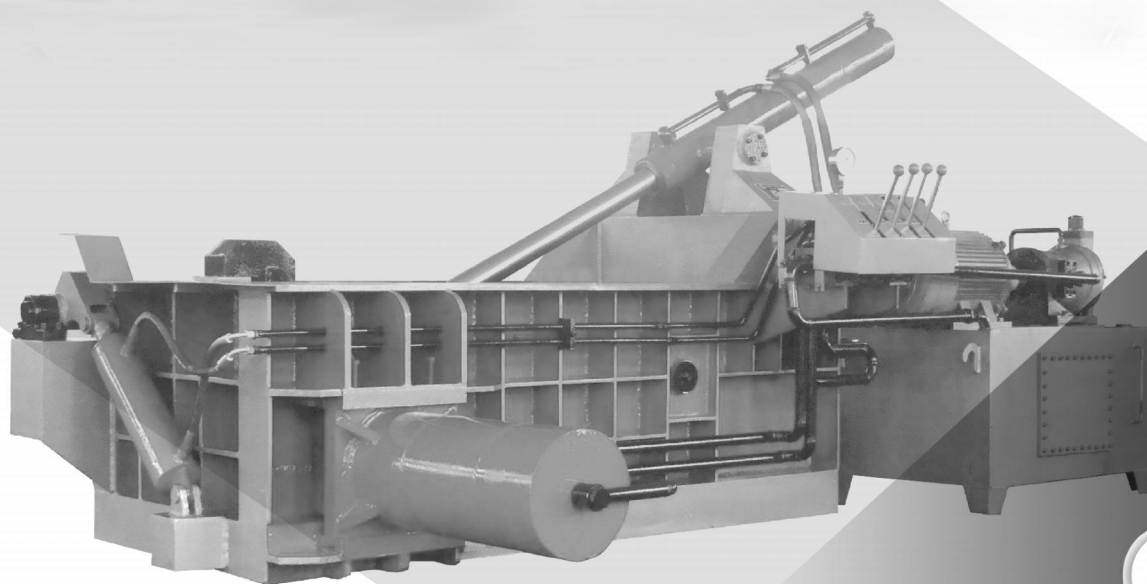
液压与气压传动

YEYA YU QIYA CHUANDONG

主 审：罗 骥

主 编：黄圆志 俞 峰 董亚男

副主编：范九荣 冯 骁 黄 芸 徐永能



互联网+新生态教材

图书在版编目(CIP)数据

液压与气压传动 / 黄圆志, 俞峰, 董亚男主编. —南京: 江苏凤凰教育出版社, 2020. 12(2021. 11 重印)
ISBN 978-7-5499-9037-5

I. ①液… II. ①黄… ②俞… ③董… III. ①液压传动—高等教育—教材 ②气压传动—高等教育—教材 IV. ①TH137 ②TH138

中国版本图书馆 CIP 数据核字(2020)第 226929 号

书 名 液压与气压传动

主 编	黄圆志 俞 峰 董亚男
责任编辑	汪立亮
出版发行	江苏凤凰教育出版社
地 址	南京市湖南路 1 号 A 楼, 邮编: 210009
出 品	江苏凤凰职业教育图书有限公司
网 址	http://www.fhmooc.com
照 排	南京普胜印刷技术有限公司
印 刷	三河市骏杰印刷有限公司
厂 址	河北省廊坊市三河市杨庄镇付辛村, 邮编: 065200
电 话	0316-3662258
开 本	889 毫米×1 194 毫米 1/16
印 张	12.25
版 次	2020 年 11 月第 1 版 2021 年 11 月第 3 次印刷
标准书号	ISBN 978-7-5499-9037-5
定 价	42.80 元
批发电话	025-83658831
盗版举报	025-83658873

图书若有印装错误可向江苏凤凰职业教育图书有限公司调换
提供盗版线索者给予重奖



前言

preface

本书是根据高等职业技术教育机电类专业液压与气压传动课程教学要求编写的。本教材密切结合当前液压课程教学改革、突出职业教育特色,满足高等职业教育培养高级技术应用型人才的需要,充分吸收高职高专教育液压课程改革的成果,结合编者长期教学经验,精心组织、精选内容,贯彻“淡化理论、够用为度、培养技能、重在应用”的原则,着力使“教师好教、学生好学”。

本书是以工科类高职高专学生以及从事液压与气压传动技术的专业技术人员和工人技师为对象,从液压与气压传动技术应用的实际需要出发,全面、系统地介绍了液压与气压传动技术的工作原理、结构组成与特点、应用实例分析和一般故障处理等。

与同类教材相比,作者在编写过程中重点规避教材和教学上常见的“重理论轻实践”“重原理轻案例”“重传授轻参与”“重课堂轻现场”等传统方法,加强实训环节,注重职业能力的培养和提升。

在编写过程中,着重考虑了以下几点:

1. 以技术应用为主线,对液压控制阀的结构及基本回路进行了重点讲述,其中部分回路来自于工厂的真实实例,使其与实际应用相结合。
2. 教材采用模块式的课程结构和任务驱动式的编写方法。
3. 教材突出了高职、高专学生的实用性和实践性。针对回路的应用,专门编写了设计和实训模块。
4. 突出循序渐进、由浅入深的特点。每一章节都编写了教学目标和教学重难点等,然后以案例法导入,以激发学生的求知欲望。
5. 所举案例和实例多为当前行业内主流、成熟的实用技术,同时兼顾先进性和前瞻性,注重反映我国在液压与气压传动技术上的新进展。

考虑到液压与气压传动之间存在较多的共性,为避免不必要的重复,教材中对气动技术的相关内容进行了适当的压缩。

本书由兰州资源环境职业技术学院黄圆志、安徽滁州技师学院俞峰及辽宁铁道职业技术学院董亚男三位老师主编,云南国防工业职业技术学院范九荣、兰州资源环境职业技术学院冯骁、安徽滁州技师学院黄芸及南京理工大学徐永能老师担任副主编。在本书的编写过程中,得到了云南国防工业职业技术学院的大力支持,该学院罗骥教授给本书进行了审稿,并提出了很多宝贵建议,在此表示感谢。

在本书出版之际,对本教材做出贡献的人员表示衷心的感谢。特别是在编写过程中,我们参考了一些同类教材,特向作者们表示感谢。

由于编者水平有限,书中错误、缺点在所难免,请广大师生和读者指正。

编 者



目录

绪论	001
----------	-----

模块一

液压传动部分

项目 1 液压传动基础知识	005
1.1 液压传动工作介质	005
1.2 液体静力学	007
1.3 流体动力学	009
1.4 液压系统的能量损失	013
1.5 孔口和缝隙流动	014
1.6 液压冲击与空穴现象	015
思考与练习	016
项目 2 液压动力元件	018
2.1 液压泵的认知	018
2.2 齿轮泵	021
2.3 叶片泵	024
2.4 柱塞泵	027
2.5 液压泵的噪声及液压泵的选用	029
思考与练习	030
项目 3 液压执行元件	031
3.1 液压马达	031
3.2 液压缸	036
思考与练习	042
项目 4 液压控制元件	043
4.1 概述	043
4.2 方向控制阀	044
4.3 压力控制阀	053
4.4 流量控制阀	056
思考与练习	061
项目 5 液压辅助元件	062
5.1 蓄能器	062
5.2 滤油器	065

5.3 油箱	068
5.4 热交换器	069
5.5 管件	070
5.6 密封装置	072
思考与练习	074
项目 6 液压基本回路	076
6.1 方向控制回路	076
6.2 速度控制回路	078
6.3 压力控制回路	087
6.4 多缸顺序动作控制回路	091
6.5 同步回路和防干扰回路	094
思考与练习	096
项目 7 典型液压传动系统	097
7.1 组合机床动力滑台液压系统	097
7.2 液压压力机液压系统	100
7.3 电弧炼钢炉液压传动系统	104
7.4 汽车起重机液压系统	105
思考与练习	109
项目 8 液压伺服和电液比例控制技术	112
8.1 液压伺服控制	112
8.2 电液比例控制	118
思考与练习	121

模块二

气压传动部分

项目 9 气压传动	122
9.1 气压传动基础知识	123
9.2 气源装置和辅助元件	124
9.3 气动执行元件和控制元件	135
9.4 气动回路与气动系统的使用维护	154
思考与练习	162

模块三

设计与实训

项目 10 液压传动的设计与实训	163
实训一 液压传动系统的设计和计算	164
实训二 液压元件的拆装	174
实训三 液压传动基础演示实训	177
实训四 液压基本回路实训	179

参考文献	187
------------	-----

绪 论

0.1 液压与气压传动的研究对象

液压与气压传动是研究以有压流体(压力油和压缩空气)为能源介质,来实现各种机械的传动和自动控制的学科。近几十年来,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。

液压与气压传动在应用方面有着许多共同点。例如,它们都是利用各种元件(液压元件或气压元件)组成所需要的控制回路来进行能量的转换和自动控制。这些元件按其功能大致可分为:传动元件(如油泵、压气机)、执行元件(如油缸、油马达、汽缸、气动马达)、控制元件(如压力控制阀、流量控制阀、方向控制阀及逻辑元件等)、辅助元件(如蓄能器、过滤器、管道……)等。因此,要研究液压与气压传动及其控制,就需要首先了解组成系统的各类元件的结构工作原理、工作性能及由这些元件所组成的各种基本控制回路的性能和特点,在此基础上才能进行液压与气压传动系统的设计及自动控制系统的设计。这就是本门课程的研究对象。

液压传动所用的工作介质为液压油,气压传动所用的工作介质为压缩空气。由于这两种流体的性质不同,因此液压传动与气压传动又各有其特点。

液压传动有两种不同的类型,一种是利用液体的动能冲击工作机械,使之运转,称为动力式液压传动;另一种是利用液体的压力使执行元件(油缸或油马达)的容积发生变化而作功,称为容积式液压传动。本书着重研究后者简称液压传动。液压传动具有传递动力大,运动平稳的特点。但也具有传递过程中阻力损失大,不宜用作远距离控制。此外装置复杂,经济效果较差。

气压传动包括两个方面的内容:传动技术和控制技术,其中以控制技术占主要地位。由于空气具有可压缩的性能,且工作压力不能太高,一般在 1 MPa (即 10 kgf/cm^2)以下,所以,气压传动的传动力不大,运动也不如液压传动平稳。但由于空气的黏性小,气体传递过程中阻力小,速度快和反应灵敏,因而气压传动可用于较远距离的传送及控制,且装置简单,价格便宜。为了综合利用液压传动与气压传动的优点,弥补相互的缺点,也可用压缩空气为动力,采用气-液联合传动,来获得较高压力和运动平稳的装置。

0.2 液压传动基本原理

流体传动技术是以液体或气体为工作介质,实现能量的转换、传递、分配与运动控制的一种相对于机械传动、电气传动而独立存在的传动技术。流体传动很常见,也很古老。例如,水车、风车、船帆利用流水或风的动能驱动水碾、石磨工作和帆船航行,水力、风力发电机则将它们转换成电能。流体传动分为两种主要形式:一种形式以利用流体动能做功为主,称为液(风)力传动;另一种形式以流体压力能做功为主,称为液(气)压传动。

1. 液压传动的工作原理

在汽车修理行业中,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。别看它体小身轻,却能顶起超过自身质量几百倍的重物。从传动原理上来分析,液压千斤顶就是一个最简单、最典型的液压传动装置。

液压千斤顶的基本原理如图 0-1 所示。液压千斤顶主要由大油缸、小油缸、单向阀、放油阀、油箱、油路等组成。



液压传动的
基本原理

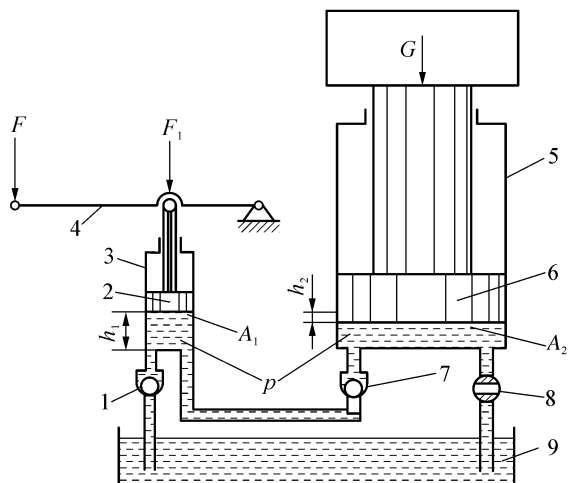


图 0-1 液压千斤顶工作原理图

1—吸油单向阀；2—小活塞；3—小油缸；4—手柄；5—大油缸；6—大活塞；7—进油单向阀；8—放油阀；9—油箱

提起手柄4，使小活塞2上升，小油缸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，顶开单向阀1的钢球，进入并充满小油缸的下腔，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，油液便不能通过此单向阀流回油池。但此时压力油却可以推开进油单向阀7中的钢球，小油缸下腔的压力油便经进油单向阀7进入大油缸5的下腔，并推动大活塞6，将承载板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，使大油缸的下腔与油箱连通，在重物作用下，大活塞6便向下移动，大油缸中的油液流回油池。

通过分析液压千斤顶的工作过程，可得出结论：一套液压传动装置若要正常地工作必须具备下列特点：

① 液压传动是以液体作为传递动力和运动的工作介质。传动过程必须经过两次能量转换。

如果用一种示意图来表示这两次能量转换过程，则可用图0-2来表示，图(a)中的液动机为液压马达（获得回转运动），而图(b)中的液动机则是液压油缸（获得往复直线运动）。

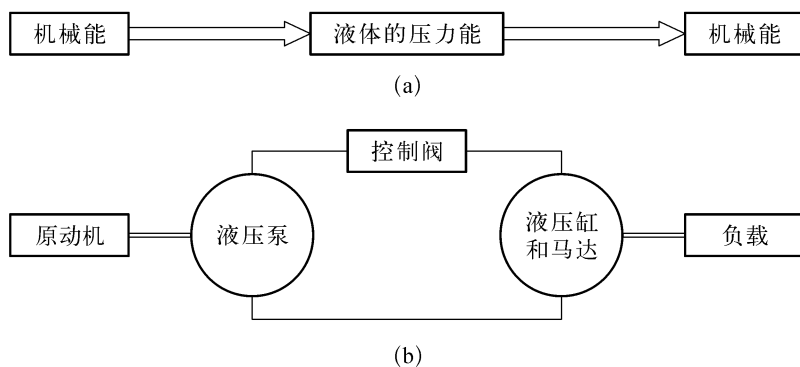


图 0-2 液压系统能量两次转换示意图

② 油液必须在密闭的容器内进行传递而且容积要发生变化。如果容器密封不好，就得不到所要求的油液压力；如果容积不能变化，则不能进行能量的转换。

从液压千斤顶的例子中可以看出，手柄4、小活塞2、小油缸3就是完成第一次能量转换的装置（它把修理工人上下摇动手柄的能量转换为油液的压力能），而大活塞6和大油缸5则是完成第二次能量转换的装置（它把油液的压力能转换为机械能，举升重物）。

总之，液压传动的工作原理就是利用液体的压力能来传递动力，利用密封容积的变化来传递运动的。

2. 液压传动系统的组成和图形符号

任何一个能够实现预定功能的液压传动装置都必然由一些液压元件组成。

(1) 液压传动系统的基本组成

在工业生产中实际应用的液压系统一般来说远比液压千斤顶复杂,所能完成的任务也更多。而液压千斤顶已基本包含一个完整的液压系统的各大组成部分。一般情况下,一个液压系统除了工作介质(液压油)之外,应由以下4个部分组成。

① 动力元件。是将原动机输入的机械能转换成为油液压力能的装置,其作用是给液压系统提供一定流量和压力的油液,是液压系统的动力源。如液压千斤顶中的小油缸、小活塞。

② 执行元件。是将油液的压力能转换成机械能的装置,用以驱动工作部件,克服外负载。如液压千斤顶中的大油缸、大活塞。

③ 控制调节元件。是控制与调节液压系统中油液的流量、压力和流动方向的装置。如液压千斤顶中的放油阀、单向阀。

④ 辅助元件。是保证液压系统正常工作所必须的装置。如液压千斤顶中的油箱、管路、密封件等。

(2) 液压系统的图形符号

图0-3是磨床工作台液压传动系统的结构原理图,这种图直观性强,容易理解。但是这种图难以绘制,特别当系统中元件较多,系统比较复杂时,绘图是非常困难的。为简化液压原理图的绘制,我国制定了一套液压图形符号标准(GB/T786.1—2009),将各种液压元件都用相应的符号表示。该标准规定,这些符号只表示相应元件的职能和连接系统的通路,不表示元件的具体结构和参数,并规定各符号所表示的都是相应元件的静止位置或零位置,称这种符号为职能符号(也称为图形符号)。图0-3所示即为用职能符号绘制的磨床工作台的液压系统工作原理图(职能符号图)。

由于这种图图面简洁,油路走向清楚,对液压系统的分析、设计都很方便,因此现在世界各国采用较多(具体表示方法大同小异)。图形符号具有一定的象形性,这能帮助人们理解对应液压元件的原理与作用,但作为一种通用的约定,构成图形符号的每一个细节都是必备的和不可更改的,只有完全按照国家标准来绘制图形符号,才能保证所绘制液压原理图的正确性。GB/T786.1—2009 液压图形符号见本书附录。

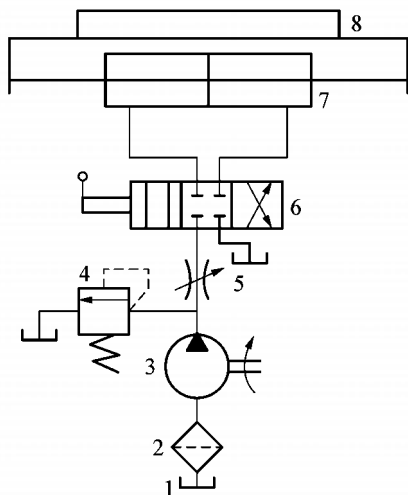


图0-3 磨床工作台液压系统工作原理图

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

0.3 液压传动的优缺点及其应用和发展

液压传动与机械传动、电气传动、气压传动等相比较,具有以下特点:

1. 液压传动的优点

① 在同等功率的情况下,液压传动装置的体积小、重量轻、结构紧凑,如液压马达的重量只有同等功率电动机重量的10%~20%。当液压传动采用同等高压时,则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、制动和频繁地换向。在往复回转运动时换向可达每分钟500次,往复直线运动时换向可达每分钟1000次。

③ 液压传动可在大范围实现无级调速,调速比一般可达100以上,最大可达2000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,因为它是对液体的压力、流量和流动方向进行控制或调节,操纵很方便。当采用电液联合控制甚至计算机控制后,可实现大负载、高精度、远程自动控制。

⑤ 液压装置易于实现过载保护且液压件能自行润滑,因此使用寿命较长。

⑥ 液压元件实现了标准化、系列化、通用化,便于设计、制造和使用。

2. 液压传动的缺点

① 液压传动不能保证严格的传动比。这是由液压油与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(如摩擦损失和泄漏损失等)。

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到温度变化的影响,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。

总的说来,液压传动的优点较为突出,且它的一些缺点现已大为改善。相信随着科学技术的发展,其缺点将得到进一步的克服。

3. 液压传动技术发展概况

相对于机械传动来说,液压传动是一门新学科。从 17 世纪中叶帕斯卡提出静压传动原理,18 世纪末英国制成第一台水压机算起,液压传动技术已有两三百年的历史。只是由于早期技术水平和需求的不足,液压传动技术没有得到普遍的应用。随着科学技术的不断发展,对传动技术的要求越来越高,液压传动技术得到了不断发展。特别是在第二次世界大战期间及战后,由于军事及建设需求的刺激,液压传动技术日趋成熟。

第二次世界大战成功地将液压传动装置用于舰艇炮塔转向器,其后出现了液压六角车床和磨床。第二次世界大战期间,随着功率大、反应快、动作准的液压传动和控制装置在兵器上的广泛应用,兵器的性能得到了很大的提高,同时也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及各类元件的标准化、规格化、系列化而在机械制造、工程机械、农业机械和汽车制造等行业中推广开来。近 30 年来,原子能技术、航空航天技术、控制技术、材料科学和微电子技术等学科的发展,再次使液压技术得到进一步发展,使它发展成为包括传动、控制、检测在内的一门完整的自动化技术,在国民经济的各个部门都得到了应用。如今采用液压传动的程度已成为衡量一个国家工业化程度的重要标志之一。

4. 液压传动的应用及发展方向

(1) 液压传动的应用领域

由于液压传动的显著优点,如今,液压传动已被广泛地应用在各个领域之中。

① 工业上的应用,如机床、塑料加工机械、压力机和重工业(炼钢厂和轧钢厂)等。

② 土建工程和发电厂上的应用,如船闸和堰坝、桥梁操纵机构、涡轮机控制、舞台技术、操控技术和核电站等。

③ 行走机械上的应用,如建筑机械、农用机械和汽车工业等。

④ 造船业上的应用,如方向舵的调节、船用起重机、舱壁门、锚机和船头推进器等。

⑤ 在特种技术领域中的应用,如伸缩系统、天线的操纵机构、传感器浮标、飞行器的起落架和副翼的操纵机构等。

(2) 液压传动的发展方向

① 液压传动正向着高压、高速、大功率、高效、低噪声、经久耐用、高度集成化的方向发展。

② 与计算机科学相结合。新型液压元件和液压系统的计算机辅助设计(CAD)、计算机辅助测试(CAT)、计算机直接控制(CDC)、计算机实时控制技术、机电一体化技术、PLC、计算机仿真技术和优化技术相结合。

③ 与其他相关科学结合。如污染控制技术和可靠性技术等方面也是当前液压技术发展和研究的方向。

④ 开辟新的应用领域。



思考与练习

1. 试述液压传动的定义。
2. 液压传动系统由哪几部分组成?各组成部分的主要作用是什么?
3. 为什么采用图形符号替代液压系统结构原理图?
4. 试述液压有哪些优缺点。

模块一 液压传动部分

项目1 液压传动基础知识



项目目标

液压传动是利用液体作为工作介质来传递动力和信号的,因此,液压油质量的好坏对液压系统工作性能影响很大。所以在研究液压系统之前,必须对液压油及其力学性质进行学习了解,以便进一步掌握液压传动的基本原理,为更好地学习液压元件的功用、分析液压回路的功能、正确维护和应用液压系统打下坚实的基础。



重点和难点

1. 液压油的性质和选用原则。
2. 静止液体和流动液体的力学特性。
3. 液体在管道中的压力损失。



案例导入

在日常生活中,当我们开大水龙头之后又迅速关闭时,常听到自来水管内发出猛烈的撞击声和水管的振动,这就是液压冲击现象。在液压系统中也常有这种现象发生。为什么会产生液压冲击?液压冲击有什么危害?如何避免?通过学习液体的力学特性知识,我们可以找到答案。

1.1 液压传动工作介质

液压传动系统常用的工作介质是液压油。了解液压介质的性质,正确选用液压油对于液压系统来讲至关重要。

1.1.1 液压油的分类

液压油的种类繁多,分类方法各异,长期以来,习惯以用途进行分类,也有根据油品类型、化学组分或可燃性分类的。这些分类方法只反映了油品的标注,但缺乏系统性,也难以了解油品间的相互关系和发展。

1982 年 ISO 提出了《润滑剂、工业润滑油和有关产品——第四部分 H 组》分类,即 ISO6743/4—1982,该系统分类较全面地反映了液压油间的相互关系及其发展。

GB7631.2—1987 等采用 ISO6743/4 的规定。液压油采用统一的命名方式,其一般形式如下:

类-品种-数字

L-HV-22

其中:L——类别(润滑剂及有关产品,GB7631.1);

HV——品种(低温抗磨);

22——牌号(黏度级,GB3141)。

液压油的黏度牌号由 GB3141 做出了规定,等效采用 ISO 的黏度分类法,以 40℃ 运动黏度的中心值来划分牌号。

1.1.2 液压油的选择和使用

1. 液压油的基本要求

① 黏度合适,并具有较好的黏温特性。若液压油黏度太大,则系统的压力损失大,效率降低,并且磨损增加,降低泵的使用寿命。如果液压油的黏度太小,则系统易泄漏,系统的效率也降低。因此,液压油的黏度要选择合理,不要偏大也不要偏小。液压油的黏度会随温度的变化而变化,温度升高时,液压油的黏度下降。

② 在工作温度和压力下,具有良好的润滑性、剪切稳定性和一定的油膜强度。液压系统工作时元器件总是要产生摩擦和磨损的,机器停止、启动时,摩擦力较大,启动时摩擦力为最大,易引起磨损。因此,液压油要具有良好的润滑性,对运动部件起到润滑作用,达到减少磨损、延长使用寿命的目的。在高温、高压、高速的条件下工作的液压系统,更要求液压油要具有良好的润滑性,也就是有高的油膜强度,即耐磨性要好。

③ 具有较好的抗氧化性。液压系统工作时会有较高的压力和温度,需要液压油在此条件下不变质老化,不析出沥青、焦油等胶质沉淀,因此液压油要有较好的抗氧化性。

④ 要具有良好的抗泡沫性。液压油中混有气泡是很有害的,在系统工作时会产生空穴作用,形成冲击波,若这种冲击力和冲击波作用于固体壁面上,就会产生气蚀作用,使元器件损坏。另外,气泡受压会迅速压缩,产生局部高温(据计算,可达几百度以上),将加快油液的热分解、蒸发和氧化,使油液变质、变黑。

2. 液压油的选择

一般来说,首先根据泵的种类,确定适用的黏度范围,再具体确定液压油的品种型号。表1-1 为液压油的主要品种及其特性和用途。

表 1-1 液压油的主要品种及其特性和用途

分类	名 称	ISO 代号	主 要 用 途
全油型	普通液压油	L-HL	适用于 7~14 MPa 的液压系统及精密机床液压系统(环境温度为 0℃ 以上)
	抗磨液压油	L-HM	适用于低、中、高液压系统,特别适用于有防磨要求并带叶片泵的液压系统
	低温液压油	L-HV	适用于-25℃ 以上的高压、高速工程机械、农业机械和车辆的液压系统(加降凝剂等,可在-40~-20℃ 下工作)
全油型	高黏度指数液压油	L-HR	用于数控精密机床的液压系统和伺服系统
	液压导轨油	L-HG	适用于导轨和液压系统共用一种油品的机床,对导轨有良好的润滑性和防爬性
	全损耗系统用油	L-HH	浅度精制矿油,抗氧化性、抗泡沫性较差。主要用于机械润滑,可做液压代用油,用于要求不高的低压系统
	汽轮机油	L-TSA	浅度精制矿油加添加剂,改善抗氧化、抗泡沫等性能。为汽轮机专用油,可做液压代用油,用于要求不高的低压系统
	其他液压油	—	加入多种添加剂,用于高品质的液压系统

(续表)

分类	名 称	ISO 代号	主 要 用 途
乳 化 型	水包油乳化液	L - HFA	又称高水基液,难燃、温度特性好,有一定的防锈能力,润滑性差,易泄漏,适用于有抗燃要求、油液用量大且泄漏严重的系统
	油包水乳化液	L - HFB	既具有矿油型液压油的抗磨、防锈性能,又具有抗燃性,适用于有抗燃要求的中低压系统
合 成 型	水-乙二醇液	L - HFC	难燃、黏温特性和抗蚀性好,能在-30~60℃温度下使用,适用于有抗燃要求的中低压系统
	磷酸酯液	L - HFDR	难燃,润滑性能抗磨性能和抗氧化性能良好,能在-54~135℃温度范围内使用;缺点是有毒,适用于有抗燃要求的高压精密液压系统

3. 液压油的使用

污染程度的测定在有条件的情况下,可用各种仪器测试液压油的污染程度;但在生产现场往往没有专门的仪器来测试液压油受污染的程度,大多用眼看、鼻闻的方法直接观察液压油的污染程度。一般人的眼睛的能见度为 40 μm,所以,看上去很脏的油实际上已经污染较为严重了。表 1-2 为液压油污染的目测项目及判断、处理措施。

表 1-2

外观颜色	气 味	污染情况	处 理 措 施
透 明	正 常	良 好	继续使用
透 明	但已变淡	正 常	混入别种油液,检查黏度,如符合要求,继续使用
变成乳白色	正 常	混入空气和水分	分离水分,部分换油或全部换油
变成黑褐色	有臭味	氧化变质	全部换油
透明有小黑点	正 常	混入杂质	过滤后使用或换油
透明而闪光	正 常	混入金属粉末	过滤或换油,并检查原因

4. 液压油的抗剪切稳定性

液压油在通过一些阀口、缝隙小孔时,要经受强烈的剪切作用,在此情况下,较大的分子会断裂,变成较小的分子,造成油液的黏度降低,当降低到一定程度时,液压油就不能再用,因此,液压油应具有较好的抗剪切稳定性。

1.2 液体静力学

液体静力学所研究的是液体在静止状态下的平衡规律和这些规律的应用。所谓“静止状态”是指液体内部质点之间没有相对运动。至于盛装液体的容器,不论它是静止的还是运动的都没有关系,都可以看做静止状态。

1.2.1 液体静压力及其特性

液体在静止状态下,作用在液体上的力有质量力和表面力。质量力作用在液体的所有质点上,如重力和惯性力等;表面力作用在液体的表面上,它可以是由其他物体(如容器壁面)作用在液体上的力,也可以是一部分液体作用在另一部分液体上的力。表面力有法向力和切向力之分,由于液体是静止的,质点之间无相对运动,不存在内摩擦力,所以静止液体的表面力只有法向力。液体内某点处单位面积上所受到的法向力就叫液体的静压力,在工程实际中,习惯上称为压力,即在面积 ΔA 上作用有法向力 ΔF,则液体内某点处

的压力定义为

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

若法向力 F 均匀地作用于面积 A 上,则压力可表示为

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

液体的静压力具有两个重要的特性:

- ① 液体静压力的方向总是在承压面的内法线方向上。
- ② 静止液体内任一点的压力在各个方向上都相等。

1. 压力的表示方法及其单位

液体压力的表示方法有两种:一种是以绝对真空为基准所表示的绝对压力;另一种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。在液压技术中,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

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

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。它们的关系为

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

绝对压力、相对压力、真空度的相对关系如图 1-1 所示。

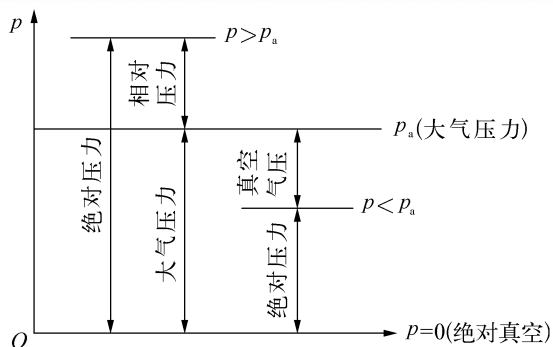


图 1-1 绝对压力、相对压力和真空度的关系

由于作用于物体上的大气压力一般是自成平衡的,因而在进行各种力的分析时,往往只考虑外力而不考虑大气压力。

压力的单位为 Pa 或 N/m^2 。由于单位太小,在工程使用中不方便,常使用 kPa、MPa、GPa 表示。工程单位制使用的单位有 kgf/cm^2 、bar(巴)、at(工程大气压)、atm(标准大气压)、液柱高度等,它们之间关系是

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

$$1 \text{ atm} = 0.101325 \text{ MPa}$$

$$1 \text{ at} = 1 \text{ kgf/cm}^2 = 9.8 \times 100 \text{ Pa} \approx 1 \times 10^3 \text{ Pa}$$

2. 液体静力学基本方程式

如图 1-2(a)所示,密度为 ρ 的液体在窗口内处于静止状态。为求任意深度 h 处的压力,可从液体内部取出如图 1-2(b)所示垂直小液柱作为研究体,顶面与液面重合,截面积为 ΔA ,高为 h 。液柱顶面受外加压力 p_0 作用,液柱所受重力 $G = \rho g h \Delta A$,并作用于液柱的质心上,设底面上所受压力为 p ,液柱侧面受力相互抵消。由于液柱处于静止状态,相应液柱也处于平衡状态,于是有

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

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

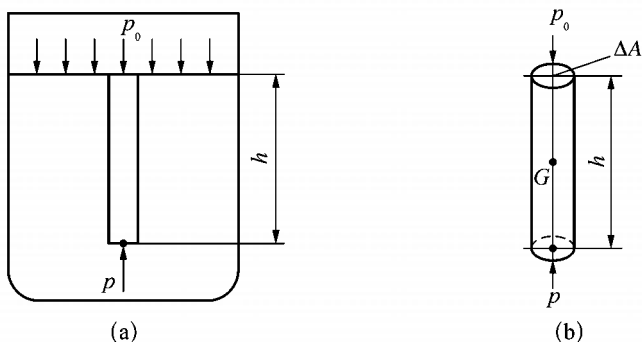


图 1-2 静止液体压力分布规律

式(1-4)即为液体静力学基本方程。由此基本方程可知,重力作用下的静止液体其压力分布有如下特征。

- 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自重形成的压力 ρgh 。
- ② 静止液体内的压力随液体深度 h 的增加而增大。
- ③ 离液面深度相同处各点的压力相等。压力相等的点所组成的面称为等压面(等压面为一水平面)。

1.2.2 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。在分析液压传动系统的压力时,常用这一结论。

图 1-3 所示为应用帕斯卡原理的液压千斤顶原理图。在两个相互连通的液压缸密封腔中充满油液,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,小活塞上施加一平衡物体重力(W)的力 F 时,则小液压缸中液体的压力为

$$p_1 = \frac{F}{A_1} \quad (1-5)$$

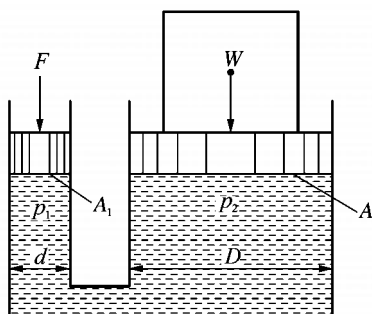


图 1-3 帕斯卡原理图

大液压缸中液体的压力为

$$p_2 = \frac{W}{A_2} \quad (1-6)$$

由于两缸互通而构成一个密封容器,根据帕斯卡原理则有 $p_1 = p_2$, 相应地有

$$W = \frac{A_2}{A_1} F \quad (1-7)$$

从式(1-7)可知,当两活塞的面积比 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量。液压千斤顶就是利用这一原理进行起重。

1.3 流体动力学

在液压传动中,液压油总是在不断地流动着,因此除了分析研究静止液体的性质外,还必须研究液体运动时的现象和规律。

1.3.1 理想液体和稳定流动

由于液体流动时会表现出黏性,因此在研究流动液体时必须考虑黏性的影响。为了分析问题简便,通常先假设液体没有黏性,推导出一些理想的简单结论,而黏性的影响则通过实验对理想的结论加以修正。

1. 理想液体

在分析研究流动液体时,将假设的、既无黏性又无压缩性的液体称为理想液体。而液压传动中使用的液体都是有黏性和可压缩性的液体——实际液体。

2. 稳定流动和不稳定流动

液体流动时,若液体中任一点的压力、速度和密度都不随时间而变化,则这种流动称为稳定流动或非时变流动。若在压力、速度和密度中有一个量随时间变化,液体流动就称为不稳定流动或时变流动。如图 1-4(a)所示为稳定流动,图 1-4(b)所示为不稳定流动。

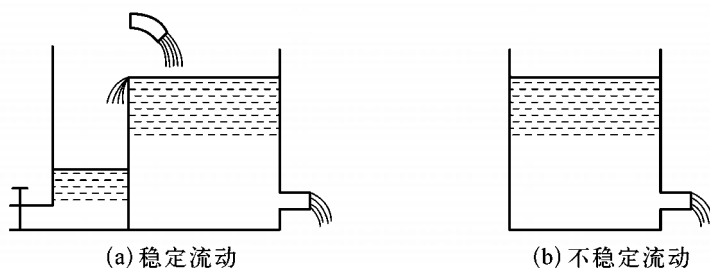


图 1-4 稳定流动和不稳定流动

在液压与气压传动系统中,持续稳定的流体运动,如油缸不断伸出或缩回的过程,就是恒定流动。而不断改变的运动,如换向、加减速过程等,就是不稳定流动。稳定流动与时间无关,分析研究比较方便,而不稳定流动则比较复杂。因此在研究液压系统的静态性能时,往往将一些不稳定流动问题适当简化,作为稳定流动来处理。

1.3.2 流量和平均流速

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,常用法定计量单位有 m^3/s 、 L/min 等。

在实际中,由于液体在管道中流动时的速度分布规律为抛物面,计算较为困难。为了便于计算,现假设过流断面上流速是均匀分布的,且以均布流速 v_a 流动,流过断面 A 的流量等于液体实际流过该断面的流量。流速 v_a 称为过流断面上的平均流速,以后所指的流速,除特别指出外,均按平均流速来处理。于是有 $q = v_a A$, 故平均流速 v_a 为

$$v_a = q/A \quad (1-8)$$

在液压缸中,液体的流速与活塞的运动速度相同,由此可见,当液压缸的有效面积一定时,活塞运动速度的大小由输入液压缸的流量来决定。

英国物理学家雷诺通过大量的实验,发现了液体在管路中流动时有层流和紊流(也称湍流)两种流动状态。在层流时,液体质点沿管路做直线运动,互不干扰,没有横向运动,即液体做分层流动,各层间的液体互不混杂,如图 1-4(a)所示。在紊流时,液体质点除了沿管路运动外,还有横向运动,呈紊乱混杂状态,如图 1-4(b)所示。

实验证明,圆管中液体的流动状态与液体的流速 v 、管路的内径 d 以及油液的运动黏度 ν 有关。因此能判定液体流动状态的则是这三个参数所组成的一个无量纲的雷诺数 Re , 即

$$Re = \frac{vd}{\nu} \quad (1-9)$$

雷诺数的物理意义: 雷诺数是液流的惯性力与内摩擦力的比值。雷诺数较小时,液体的内摩擦力起主导作用,液体质点运动受黏性约束而不会随意运动,液流状态为层流;雷诺数较大时,惯性力起主导作用,液体黏性不能约束质点运动,液流状态为紊流。

实验指出：液流从层流变为紊流时的雷诺数大于由紊流变为层流时的雷诺数，工程中一般都以后者为判断液流状态的依据，称其为临界雷诺数，记作 Re_c 。当 $Re < Re_c$ 时液流为层流；反之，则多为紊流。

临界雷诺数由实验求得。对于光滑金属圆管中液流 Re_c 为 2 000~2 320，对于橡胶软管液流的 Re_c 为 1 600~2 000，其他通道的 Re_c 可查有关资料。

对于非圆形式截面的通道，液流的雷诺数可按下式计算

$$Re = \frac{4vR}{\nu} \quad (1-10)$$

式中 R ——通流截面的水力半径，它等于液流的有效截面积(A)和它的湿周(过流断面上与液体接触的固体壁面的周长) x 之比，即

$$R = \frac{A}{x} \quad (1-11)$$

水力半径的大小对通流能力影响很大。水力半径大，意味着液流和管壁的接触周长相对较短，管壁对液流的阻力较小，通流能力较大，即使通流截面面积较小也不易堵塞。

1.3.3 液流连续性原理

连续性方程是质量守恒定律在流体力学中的一种表达形式。

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，理想液体在通道中作稳定流动时，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通道任一通流截面的液体质量一定是相等的。如图 1-5 所示，管路的两个通流面积分别为 A_1 、 A_2 ，液体流速分别为 v_1 、 v_2

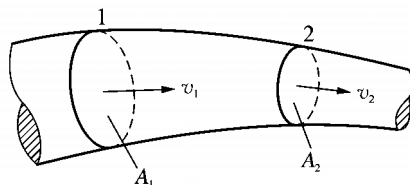


图 1-5 液体流动的连续性

$$\rho v_1 A_1 = \rho v_2 A_2 = \text{常量} \quad (1-12)$$

因此

$$v_1 A_1 = v_2 A_2 = q = \text{常量} \quad (1-13)$$

式(1-13)称为液流的连续性方程，它说明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，而流速和通流截面面积成反比。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。

1.3.4 伯努利方程

伯努利方程是能量守恒定律在流动液体中的表现形式。我们知道，静止液体在不同深度的压力是不相同的，静止液体中深度与压力是可以相互转换的。深度体现着势能，因此势能与压力能是可以相互转换的。如果液体在流动，这种转换过程还应包括动能。伯努利方程就是描述这三者关系的流体力学方程。

1. 理想液体的伯努利方程

理想液体在管内稳定流动时没有能量损失。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 1-6 所示，取该管上的任意两截面 1—1 和 2—2，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

$$p_1 + \rho g h_1 + \frac{1}{2} \rho v_1^2 = p_2 + \rho g h_2 + \frac{1}{2} \rho v_2^2 \quad (1-14)$$

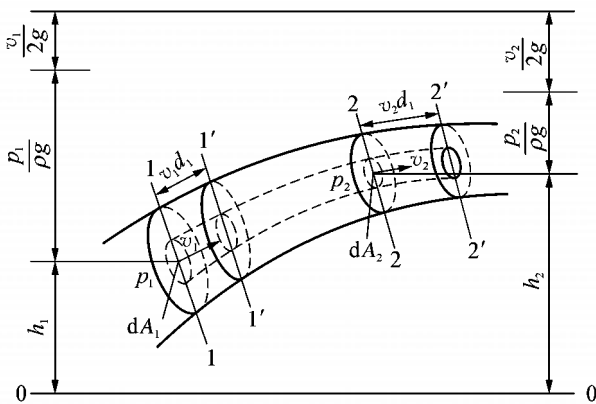


图 1-6 伯努利方程示意图

或

$$p + \rho gh + \frac{1}{2}\rho v^2 = \text{常数} \quad (1-15)$$

式中 p ——单位体积液体的压力能；

ρgh ——单位体积液体相对于水平参考面的位能；

$\frac{1}{2}\rho v^2$ ——单位体积液体的动能。

式(1-14)即为理想液体的伯努利方程,它表明了流动液体各质点的位置、压力和速度之间的关系。其物理意义为:在管内作稳定流动的理想液体具有动能、位置势能和压力能三种能量,在任一截面上的这三种能量都可以互相转换,但其和保持不变。由此可见,静压力基本方程是伯努利方程(流速为0)的特例。

2. 实际液体的伯努利方程

式(1-14)是理想液体的伯努利方程,但实际液体具有黏性,在过流断面上各点的速度是不同的,所以方程中 $\rho v^2/2$ 这一项要进行修正,其修正系数为 a ,称为动能修正系数。一般液体处于层流流动时,取 $a = 2$;液体处于紊流流动时,取 $a = 1$ 。另外,由于液体有黏性,会产生内摩擦力,因而造成能量损失。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

$$p_1 + \rho gh_1 + \frac{1}{2}\rho a_1 v_1^2 = p_2 + \rho gh_2 + \frac{1}{2}\rho a_2 v_2^2 + \Delta p_w \quad (1-16)$$

【例】如图1-7所示液压泵装置,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:以油箱液面为水平参考面,取截面1—1(水平参考面)和2—2(泵进油口处)为研究对象,列出伯努利方程

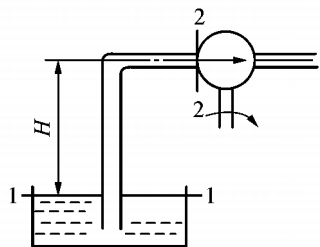


图 1-7 液压泵安装高度对泵工作性能的影响

$$p_1 + \rho gh_1 + \frac{1}{2}\rho a_1 v_1^2 = p_2 + \rho gh_2 + \frac{1}{2}\rho a_2 v_2^2 + \Delta p_w$$

由于 $p_1 = 0$ 、 $h_1 = 0$ 、 $v_1 = 0$ 、 $h_2 = H$, 上式可简化为

$$p_2 = -(\rho gh_1 + \rho a_2 v_2^2/2 + \Delta p_w)$$

当泵安装于液面之上时, $H > 0$, 相应 $\rho gh + \rho a_2 v_2^2/2 + \Delta p_w > 0$, 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 $|\rho gh| > \rho a_2 v_2^2/2 + \Delta p_w$ 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, 但泵工作时的真空度不能太大。当 p_2 低于油液工作温度下的空气分离压时, 油液中的空气就会析出; p_2 低于油液工作温度下的饱和蒸汽压时, 油液还会气化。油液中有气体析出或油液汽化都会破坏液体流动的连续性, 从而产生振动和噪声, 影响液压泵和系统的工作性能。为使泵进油口处真空度不致过大, 一般要求 $H < 0.5 \text{ m}$ 。

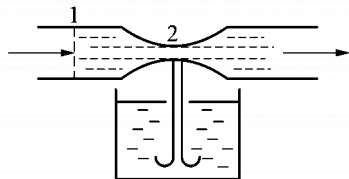


图 1-8 自吸式喷雾器

有一种自吸式喷雾器(图1-8)的工作原理也可以利用伯努利方程来进行解释: 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, 药液被吸入喷管, 与气流混合后从喷嘴以药雾的形式喷出。

在气压回路中有一种称为真空发生器的元件, 利用与图1-8相似的装置, 以低压气流获得真空, 效果非常好。

1.4 液压系统的能量损失

1.4.1 压力损失

由于流动油液各质点之间以及油液与管壁之间的摩擦与碰撞会产生阻力,这种阻力叫液阻。系统存在的液阻,油液流动时会引起能量损失,主要表现为压力损失。

如图 1-9 所示,油液从 A 处流到 B 处,中间经过较长的直管路、弯曲管路,各种阀孔和管路截面的突变等。由于液阻的影响致使油液从 A 处到 B 处的压力损失为 Δp

$$\Delta p = p_A - p_B \quad (1-17)$$

在液压传动中,压力损失分为两类:沿程损失和局部损失。

1. 沿程损失

油液沿等直径直管流动时所产生的压力损失,这类压力损失是由液体流动时的内、外摩擦力所引起的。它主要取决于液体的流速、黏性、管路的长度以及油管的内径及粗糙度。管路越长,沿程损失越大。

2. 局部损失

油液流经局部障碍(如弯管、接头、管道截面突然扩大或收缩)时,由于液流的方向和速度的突然变化,在局部形成旋涡,引起油液质点间以及质点与固体壁面间相互碰撞和剧烈摩擦而产生的压力损失。

在液压传动系统中,由于各种液压元件的结构、形状和布局等原因,致使管路的形式比较复杂,因而局部损失是主要的压力损失。

油液流动时产生的压力损失,会造成功率浪费,油液发热,黏度下降,使泄漏增加,同时液压元件受热膨胀也会影响正常工作,甚至“卡死”。因此,必须采取措施尽量减少压力损失。一般情况下,只要油液黏度适当,管路内壁光滑,尽量缩短管路长度和减少管路的截面变化及弯曲,就可以使压力损失控制在很小的范围内。

影响压力损失的因素很多,精确计算较为复杂,通常采用近似估算的方法。

液压泵最高工作压力的近似计算式为

$$p_{\text{泵}} = K_{\text{压}} p_{\text{缸}} \quad (1-18)$$

式中 $p_{\text{泵}}$ ——液压泵最高工作压力;

$p_{\text{缸}}$ ——液压缸最高工作压力;

$K_{\text{压}}$ ——系统的压力损失系数,一般 $K_{\text{压}} = 1.3 \sim 1.5$,系统复杂或管路较长取较大值,反之取较小值。

1.4.2 流量损失

在液压系统正常工作情况下,从液压元件的密封间隙漏过少量油液的现象称为泄漏。由于液压元件必然存在着一些间隙,当间隙两端有压力差时,就会有油液从这些间隙中流过。因此,液压系统中泄漏现象总是存在的。

液压系统的泄漏包括内泄漏和外泄漏两种。液压元件内部高、低压腔间的泄漏称为内泄漏。液压系统内部的油液漏到外部的泄漏称为外泄漏。如图 1-10 所示为液压缸的两种泄漏现象。

液压系统的泄漏必然引起流量损失,使液压泵输出的流量不能全部流入液压缸等执行元件。

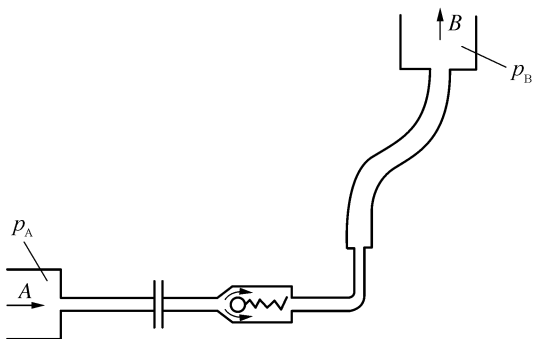


图 1-9 油液的压力损失

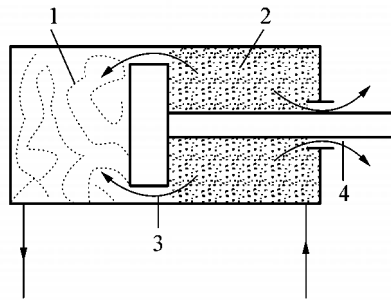


图 1-10 液压缸的泄漏

1—低压腔;2—高压腔;3—内泄漏;4—外漏洞

流量损失一般也采用近似估算的方法,液压泵输出流量的近似计算式为

$$q_{\text{泵}} = K_{\text{漏}} q_{\text{缸}} \quad (1-19)$$

式中 $q_{\text{泵}}$ ——液压泵最大输出流量, m^3/s ;

$q_{\text{缸}}$ ——液压缸的最大流量, m^3/s ;

$K_{\text{漏}}$ ——系统的泄漏系数,一般 $K_{\text{漏}} = 1.1 \sim 1.3$,系统复杂或管路较长取大值,反之取小值。

1.5 孔口和缝隙流动

1.5.1 液体流经小孔的流量计算

小孔可分为3种:当小孔的长度 L 与直径 d 的比值 $l/d \leq 0.5$ 时为薄壁小孔; $l/d > 4$ 时为细长小孔; $0.5 < l/d \leq 4$ 时为短孔。

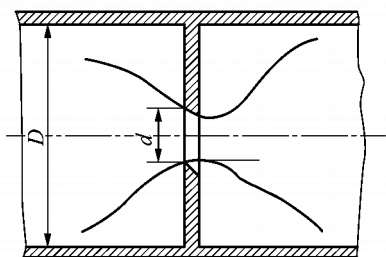


图 1-11 通过薄壁小孔的液流

如图 1-11 所示,当液体经管道由薄壁小孔流出时,由于液流的惯性作用,通过小孔后的液流要经过一个先收缩后扩散过程,当管道直径 D 与小孔直径 d 的比值 $D/d > 7$ 时,收缩作用不受孔前管道内壁的影响,这时收缩称为完全收缩。反之,当 $D/d < 7$ 时,孔前管道对液流进入小孔起导向作用,这时的收缩称为不完全收缩。

通过薄壁小孔的流量为

$$q = C_q A \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta p} \quad (1-20)$$

式中 C_q ——流量系数,由实验确定,完全收缩时取 $0.61 \sim 0.62$,不完全收缩时取 $0.7 \sim 0.8$ 。

薄壁小孔因其沿程阻力损失非常小,通过小孔的流量与黏度无关,即流量对油温的变化不敏感。因此,液压系统中常采用薄壁小孔作为节流小孔。

(1) 短孔的流量计算

短孔与薄壁小孔的流量公式相同,但流量系数不同,一般取 $C_q = 0.82$ 。短孔易加工,故常用作固定节流器。

(2) 细长小孔的流量计算

$$q = \frac{\pi d^4}{128 \mu l} \Delta p \quad (1-21)$$

由上式可知,液体流经细长小孔的流量与液体的黏度成反比,即流量受温度影响,并且流量与小孔前后的压力差成线性关系。

上述各小孔的流量可归纳为一个通用公式

$$q = C A \Delta p^m \quad (1-22)$$

式中 C ——系数,由孔的形状、尺寸和液体性质决定。对细长孔 $C = d^2/(32\mu l)$,对薄壁小孔和短孔 $C =$

$$C_q \sqrt{\frac{2}{\rho}}。$$

m ——由孔的长径比决定的指数。细长孔 $m = 1$,薄壁孔 $m = 0.5$,短孔 $0.5 < m < 1$ 。

1.5.2 液体流经缝隙的流量计算

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 2-12 所示,平板长为 l ,宽度为 b ,缝隙高度为 h ,在压差 Δp 作用下通过平行平板缝隙的流量为

$$q = \frac{bh^3}{12\mu l} \Delta p \quad (1-23)$$

式中 μ —— 液体的黏度。

上式表明,通过缝隙的流量与缝隙高度的三次方成正比,可见液压元件内间隙大小对泄漏的影响很大,故要尽量提高液压元件的制造精度,以便减少泄漏。

2. 液体流经环形缝隙的流量

如图 1-13 所示,当液体在压差作用下流经同心环形缝隙时,流量计算公式为

$$q = \frac{dh^3}{12\mu l} \Delta p \quad (1-24)$$

在实际工作中,圆柱体与孔的配合很难保持绝对同心,往往带有一定偏心,如图 1-14 所示,偏心环形间隙在压差作用下流动的流量计算公式为

$$q = \frac{\pi dh^3}{12\mu l} \Delta p (1 + 1.5\epsilon^2) \quad (1-25)$$

式中 ϵ —— 偏心率, $\epsilon = \frac{e}{h}$;

h —— 同心时的缝隙量。

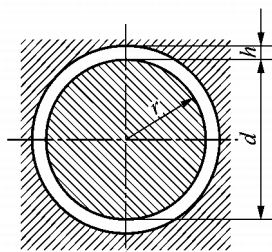


图 1-13 同心缝隙

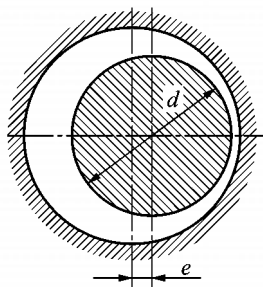


图 1-14 偏心缝隙

由上式可见,偏心 e 越大,泄漏量也越大,故在液压元件的设计制造和装配中,应采取适当措施,以保证较高的配合同轴度。

1.6 液压冲击与空穴现象

由于某种原因引起液体压力在某一瞬间突然急剧上升,而形成很高的压力峰值,这种现象称为液压冲击。

1.6.1 液压冲击

1. 产生液压冲击的原因

(1) 阀门突然关闭引起液压冲击

如图 1-15 所示,有一较大容腔(如液压缸、蓄能器等)和在另一端装有阀门 K 的管道相通,阀门开启时,管内液体流动。当阀门突然关闭时,从阀门处开始迅速将液体动能逐层转化为压力能,相应产生一从阀门向容腔推进的高压冲击波;此后又从容腔开始将液体压力能逐层转化为动能,液体反向流动;然后,再次将液体动能转化为

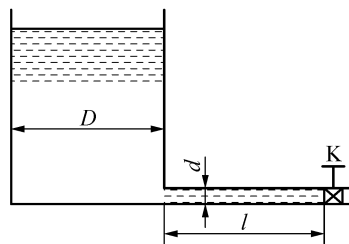


图 1-15 阀门关闭引起液压冲击

压力能而形成一高压冲击波,如此反复地进行能量转化,在管道内形成压力振荡。由于液体内摩擦力和管道弹性变形等的影响,振荡过程会逐渐衰减而趋于稳定。

(2) 运动部件突然制动或换向时引起液压冲击

如换向阀突然关闭液压缸的回油通道而使运动部件制动时,这一瞬间运动部件的动能会转化为封闭油液的压力能,使压力急剧上升,出现液压冲击。

2. 液压冲击的危害

- ① 巨大的瞬时压力峰值使液压元件,尤其是液压密封件遭受破坏。
- ② 系统产生强烈振动及噪声,并使油温升高。
- ③ 使压力控制元件(如压力继电器、顺序阀等)产生误动作,造成设备故障及事故。

3. 减小液压冲击的措施

① 延长阀门关闭和运动部件换向制动时间。当阀门关闭和运动部件换向制动时间大于 0.3 s 时,液压冲击就大大减小。为控制液压冲击可采用换向时间可调的换向阀。

② 限制管道内液体的流速和运动部件速度。如机床液压系统常常将管道内液体的流速限制在 5.0 m/s 以下,运动部件速度一般小于 10 m/min 等。

③ 适当加大管道内径或采用橡胶软管。这样可减小压力冲击波在管道中的传播速度,同时加大管道内径也可降低液体的流速,相应瞬时压力峰值也会减小。

④ 在液压冲击源附近设置蓄能器。这样可使压力冲击波往复一次的时间短于阀门关闭时间,而减小液压冲击。

1.6.2 空穴现象

在液压系统中,如果某处压力低于油液工作温度下的空气分离压时,油液中的空气就会分离出来而形成大量气泡;当压力进一步降低到油液工作温度下的饱和蒸汽压力时,油液会迅速汽化而产生大量气泡。这些气泡混杂在油液中,产生空穴,使原来充满管道或液压元件中的油液成为不连续状态,这种现象一般称为空穴现象。

空穴现象一般发生在阀口和液压泵的进口处。油液流过阀口的狭窄通道时,液流速度增大,压力大幅度下降,就可能出现空穴现象。液压泵的安装高度过高、吸油管道内径过小、吸油阻力太大或液压泵转速过高、吸油不充足等,均可能产生空穴现象。

液压系统中出现空穴现象后,气泡随油液流到高压区时,在高压作用下气泡会迅速破裂,周围液体质点以高速来填补这一空穴,液体质点间高速碰撞而形成局部液压冲击,使局部的压力和温度均急剧升高,产生强烈的振动和噪声。

在气泡凝聚处附近的管壁和元件表面因长期承受液压冲击及高温作用,以及油液中逸出气体的较强腐蚀作用,使管壁和元件表面金属颗粒被剥落,这种因空穴现象而产生的表面腐蚀称为气蚀。

为了防止产生空穴现象和气蚀,一般可采取下列措施:

- ① 减小流经小孔和间隙处的压力降,一般使小孔和间隙前后部压力比 $p_1/p_2 < 3.5$ 。
- ② 正确确定液压泵吸油管径,对管内流速加以限制,降低液压泵的吸油高度,尽量减小吸油管路中的压力损失,管接头良好密封。对于高压泵可采用辅助泵供油。
- ③ 整个系统管路应尽可能直,避免急弯和局部窄缝等。
- ④ 提高元件抗气蚀能力。



思考与练习

1. 液压系统中的油液污染有何不良后果? 应如何预防?
2. 理想液体的伯努利方程的物理意义是什么? 其应用形式是什么?
3. 液体流动中为什么会有压力损失? 压力损失有哪几种? 其值与哪些因素有关?

4. 空穴现象产生的原因和危害是什么? 如何减小这些危害?
5. 概述液压冲击的含义及减少液压冲击的措施。
6. 如图 1-16 所示, 在两个相互连通的液压缸中, 已知大缸内径 $D = 100 \text{ mm}$, 小缸内径 $d = 20 \text{ mm}$, 大缸活塞上放置的物体质量为 $50\,000 \text{ kg}$ 。问: 在小缸活塞上所加的力 F 有多大才能使大活塞顶起重物?

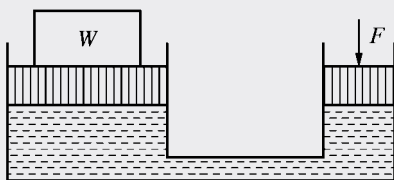


图 1-16 题 6 图

7. 如图 1-17 所示, 液压泵的流量 $q = 32 \text{ L/min}$, 吸油管(金属)直径 $d = 20 \text{ mm}$, 液压泵吸油口距离液面高度 $h = 500 \text{ mm}$, 液压油运动黏度 $\nu = 20 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$, 油液密度为 $\rho = 0.9 \text{ g/cm}^3$, 求液压泵吸油口的真空度。
8. 如图 1-18 所示连通器, 中间有一活动隔板 T, 已知活塞面积 $A_1 = 1 \times 10^{-3} \text{ m}^2$, $A_2 = 5 \times 10^{-3} \text{ m}^2$, $F_1 = 100 \text{ N}$, $G = 1\,000 \text{ N}$, 活塞自重不计, 问:
 - (1) 当中间被隔板 T 隔断时, 连通器两腔压力 p_1 、 p_2 各是多少?
 - (2) 当把中间隔板抽去, 使连通器连通时, 两腔压力 p_1 、 p_2 各是多少? 力 F_1 能否举起重物 G ?
 - (3) 当抽去中间隔板后, 若要使两活塞保持平衡? F_1 应是多少?
 - (4) 其他条件不变, 若 $G = 0$, 在抽去隔板 T 后, 两腔压力 p_1 、 p_2 各是多少?

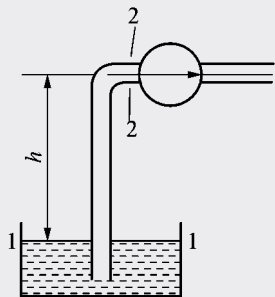


图 1-17 题 7 图

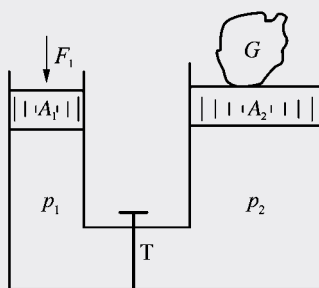


图 1-18 题 8 图

项目2 液压动力元件



项目目标

任何工作系统都需要动力。液压动力元件是液压系统的动力源,是一种能量转换装置,将原动机输入的机械能转变成液体的压力能。液压动力元件一般是大多数机器的核心组成部分。通过本章的学习,要求学生了解齿轮泵、叶片泵和柱塞泵的类型、结构的特点,掌握其工作原理和应用,学习液压泵常见的故障及排除方法。



重点和难点

1. 液压动力元件分类及适用范围。
2. 典型液压动力元件结构组成和主要零件的作用。
3. 液压动力元件的工作原理和选用原则。



案例导入

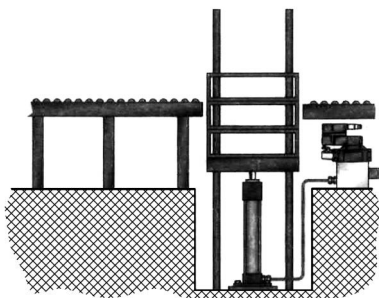


图 2-1 液压升降机工作示意图

各种液压设备在完成实际工作的过程中,都离不开液压动力元件,不论是简单的还是复杂的液压系统,都必须靠动力元件来实现能量转换。如图2-1所示,液压升降机必须有液压动力元件(液压泵)将原动机输出的机械能转换为工作液体的压力能,这样一种能量核心转换装置。最后通过液压执行元件(液压缸)将液压升降机升起或下降。

动力元件起着向液压系统提供动力源的作用,是系统不可缺少的核心元件。液压系统是以液压泵作为向系统提供一定的流量和压力油液的动力元件。液压泵性能的好坏直接影响到液压系统的工作性能和可靠性,在液压传动中非常重要。

2.1 液压泵的认知

2.1.1 液压泵的工作原理

液压泵是液压系统的动力元件,其作用是将原动机的机械能转换成液体的压力能,指液压系统中的油泵,它向整个液压系统提供动力。液压泵是通过密封容积的变化来完成吸油和压油的,其排油量的大小取决于密封腔的容积变化值,因而这种液压泵又称为容积泵。

液压泵正常工作必备的条件是:

- ① 应具有密封容积,密封容积的大小能交替变化。
- ② 应有配流装置,配流装置的作用是保证密封容积在吸油过程中与油箱相通,同时关闭供油通路,压



液压千斤顶
工作原理



单柱塞式液压
泵的工作原理

油时与供油管路相通而与油箱切断,配流装置的形式随着泵的结构差异而不同。

③ 吸油过程中,油箱必须和大气相通。

2.1.2 液压泵的分类和图形符号

按流量是否可调节分为:变量泵和定量泵。输出流量可以根据需要来调节的称为变量泵,流量不能调节的称为定量泵。

按液压系统中常用的泵结构分为:齿轮泵、叶片泵和柱塞泵 3 种。

常用液压泵图形符号见表 2-1。

表 2-1 常见液压泵的图形符号

名 称	符 号	名 称	符 号
单向定量泵		双向定量泵	
单向变量泵		双向变量泵	

2.1.3 液压泵的性能参数

1. 压力

(1) 工作压力 p_p

泵在工作时输出油液的实际压力,其大小由工作负载决定。单位: N/m^2 、Pa 或 MPa。

(2) 额定压力 p_n

泵在正常工作条件下,连续运转时所允许的最高压力。液压泵的额定压力受泵本身的泄漏和结构强度所制约,它反映了泵的能力,一般泵铭牌上所标的也是额定压力。单位: N/m^2 、Pa 或 MPa。

(3) 最大压力 $p_{\max}$

泵的最高压力可以看作泵的能力极限,它比额定压力稍高,一般不应使泵长期在最高压力下运行。单位: N/m^2 、Pa 或 MPa。

2. 流量

液压泵的流量有理论流量、实际流量和额定流量之分。

(1) 理论流量 q_{tp}

在不考虑泄漏的情况下,泵在单位时间内排出液体的体积,其大小为泵每转排出的液体体积量 V (简称排量)和转速 n 的乘积,即

$$q_{tp} = V_p n_{ip} \tag{2-1}$$

式中 q_{tp} —— 泵的理论流量, m^3/s ;

V_p —— 泵的排量, m^3/r ;

n_{ip} —— 泵轴的转速, r/s 。

(2) 实际流量 q_p

指泵在某一工作压力下实际排出的流量。由于泵存在泄漏,所以泵实际能提供的流量较理论流量小,单位为 m^3/s 。

$$q_p = q_{tp} - q_{1p} = V_p n_{ip} - K_1 p_p \tag{2-2}$$

式中 K_1 —— 泵的泄漏系数, $\text{m}^5/(\text{N} \cdot \text{s})$;

p_p —— 泵的实际工作压力, N/m^2 、Pa 或 MPa。

(3) 额定流量 q_{np}

指泵在正常工作条件下,按试验标准规定(如在额定压力和额定转速下)必须保证的流量,单位为 m^3/s 。

3. 液压泵的效率 η 和功率 P_p

(1) 容积效率 η_{Vp}

泵因泄漏而引起的流量损失,可用容积效率 η_{Vp} 表示,其大小为泵的实际流量和理论流量之比,即

$$\eta_{Vp} = \frac{P_{op}}{P_{ip}} = \frac{P_p q_p}{2\pi n_{ip} T_{ip}} \quad (2-3)$$

(2) 机械效率 η_{mp}

由机械运动副之间的摩擦而产生的转矩损失,可用机械效率 η_{mp} 表示。

由于驱动泵的实际转矩总是大于理论上需要的转矩,所以,机械效率为理论转矩 ($T_{理}$) 与实际转矩 ($T_{实}$) 之比,即

$$\eta_{mp} = \frac{p_{ip}}{p_{ip}} = \frac{2\pi n_{ip} T_{ip}}{2\pi n_{ip} T_{ip}} = \frac{T_{ip}}{T_{ip}} \quad (2-4)$$

式中 T_{ip} ——理论转矩, $N \cdot m$ 。

(3) 总效率 η_p

泵的实际输出功率 $P_{出}$ 与驱动泵的输入功率 $P_{入}$ 之比,它也等于容积效率和机械效率之乘积,即

$$\eta_p = \frac{p_{ip}}{p_{ip}} = \frac{P_p q_p}{2\pi n_{ip} T_{ip}} = \frac{p_p q_{ip} \eta_{Vp}}{2\pi n_{ip} T_{ip}} \quad (2-5)$$

(4) 液压泵的输入功率 P_{ip}

也就是驱动液压泵的电动机的功率,即

$$P_{ip} = \omega_{ip} T_{ip} = 2\pi n_{ip} T_{ip} \quad (2-6)$$

式中 ω_{ip} ——液压泵轴转动角频率, s^{-1} ;

T_{ip} ——液压泵的输入转矩, $N \cdot m$;

n_{ip} ——液压泵轴的转速, r/s 。

(5) 液压泵的输出功率 P_{op}

液压泵的实际输出功率为泵的实际工作压力 p 和实际供油流量 q 的乘积,即

$$P_{op} = p_p q_p \quad (2-7)$$

(6) 液压泵的理论功率 P_{ip}

液压泵的理论功率是指不考虑任何功率损失计算的功率,即

$$P_{ip} = 2\pi n_{ip} T_{ip} = p_p q_{ip} = P_p V_p n_{ip} \quad (2-8)$$

【例】 某液压泵排量 $V_p = 17.24 \times 10^{-6} m^3/r$, 转速 $n_{ip} = 24.17 r/s$, 容积效率 $\eta_{Vp} = 0.95$, 总效率 $\eta_p = 0.9$ 。求泵在工作压力 $p_p = 10 MPa$ 时,求泵的输出功率和输入功率各是多大。

解: (1) 泵的输出功率 P_{op}

$$\begin{aligned} P_{op} &= P_p V_p n_{ip} \eta_{Vp} \\ &= 10 \times 10^6 \times 17.24 \times 10^{-6} \times 24.17 \times 0.95 \\ &= 3.96 (kW) \end{aligned}$$

(2) 泵的输入功率(驱动功率) P_{ip}

$$\begin{aligned} P_{ip} \eta_p &= P_{op} \\ P_{ip} &= P_{op} / \eta_p = 3.96 \times 10^3 / 0.9 = 4.4 (kW) \end{aligned}$$

2.2 齿轮泵

齿轮式液压泵体积较小,结构较简单,对油的清洁度要求不严,价格较便宜;但泵轴受不平衡力,磨损严重,泄漏较大。按啮合形式的不同,齿轮泵可分为内啮合和外啮合两种,其外啮合齿轮泵应用更广泛,而内啮合齿轮泵则多为辅助泵。

2.2.1 外啮合齿轮泵

1. 工作原理

外啮合齿轮泵的工作原理和结构如图 2-2 所示。泵主要由主、从动齿轮、驱动轴、泵体及侧板等主要零件构成。泵体内相互啮合的主、从动齿与两端盖及泵体一起构成密封工作容积,齿轮的啮合点将左、右两腔隔开,形成了吸、压油腔,当齿轮按图示方向旋转时,右侧吸油腔内的轮齿脱离啮合,密封工作腔容积不断增大,形成部分真空,油液在大气压力作用下从油箱经吸油管进入吸油腔,并被旋转的轮齿带入左侧的压油腔。左侧压油腔内的轮齿不断进入啮合,使密封工作腔容积减小,油液受到挤压被排往系统,这就是齿轮泵的吸油和压油过程。在齿轮泵的啮合过程中,相互啮合的轮齿、端盖及泵体把吸油区和压油区分开。泵轴旋转一周,每个工作腔吸油一次、排油一次。

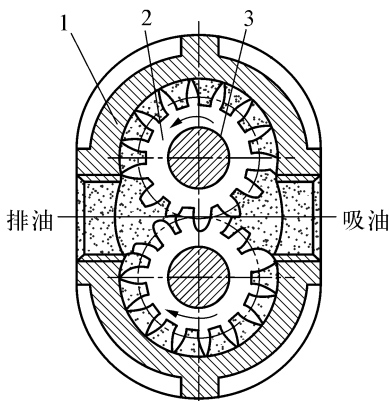


图 2-2 外啮合齿轮泵

1—泵体;2—齿轮;3—传动轴

2. 排量和流量计算

(1) 排量 V_p 的计算

假想将齿轮展开成如图 2-3 所示的齿条,计算各齿槽容积之和即为所求排量 V_p 。

$$V_p = 2VZ = 2Abz = 2h \frac{t}{2}bz = 2 \times 2m \frac{\pi m}{2}bz = 2\pi m^2bz \quad (2-9)$$

式中 V ——任意工作腔容积, m^3 ;

A ——齿槽端面积, m^2 ;

b ——齿宽, m ;

z ——齿数;

h ——齿高, $h = 2m$, m ;

t ——齿距, m ;

m ——模数。

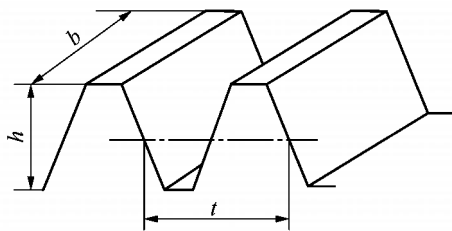


图 2-3 齿轮泵排量计算图

考虑到简化的误差,以 3.33~3.5 代替 π , 齿数少的取大值,通常按下式计算

$$V_p = 6.66m^2bz$$

(2) 理论流量 q_{tp}

$$q_{tp} = V_p n_{ip} = 6.66m^2bz n_{ip}$$

外啮合齿轮泵实际输出流量仍有一定的脉动。齿数越少,流量脉动越大。流量脉动率用 σ 表示。

$$\sigma = \frac{q_{\max} - q_{\min}}{q} \quad (2-10)$$

式中 $q_{\max}$ 、 $q_{\min}$ ——分别为最大、最小的瞬时流量;

q ——平均流量。

3. 外啮合齿轮泵结构特征

为了满足液压系统对不同流量的要求,外啮合齿轮泵结构上还有双联泵和多联泵可供选择,如图 2-4 所示。



齿轮泵原理图