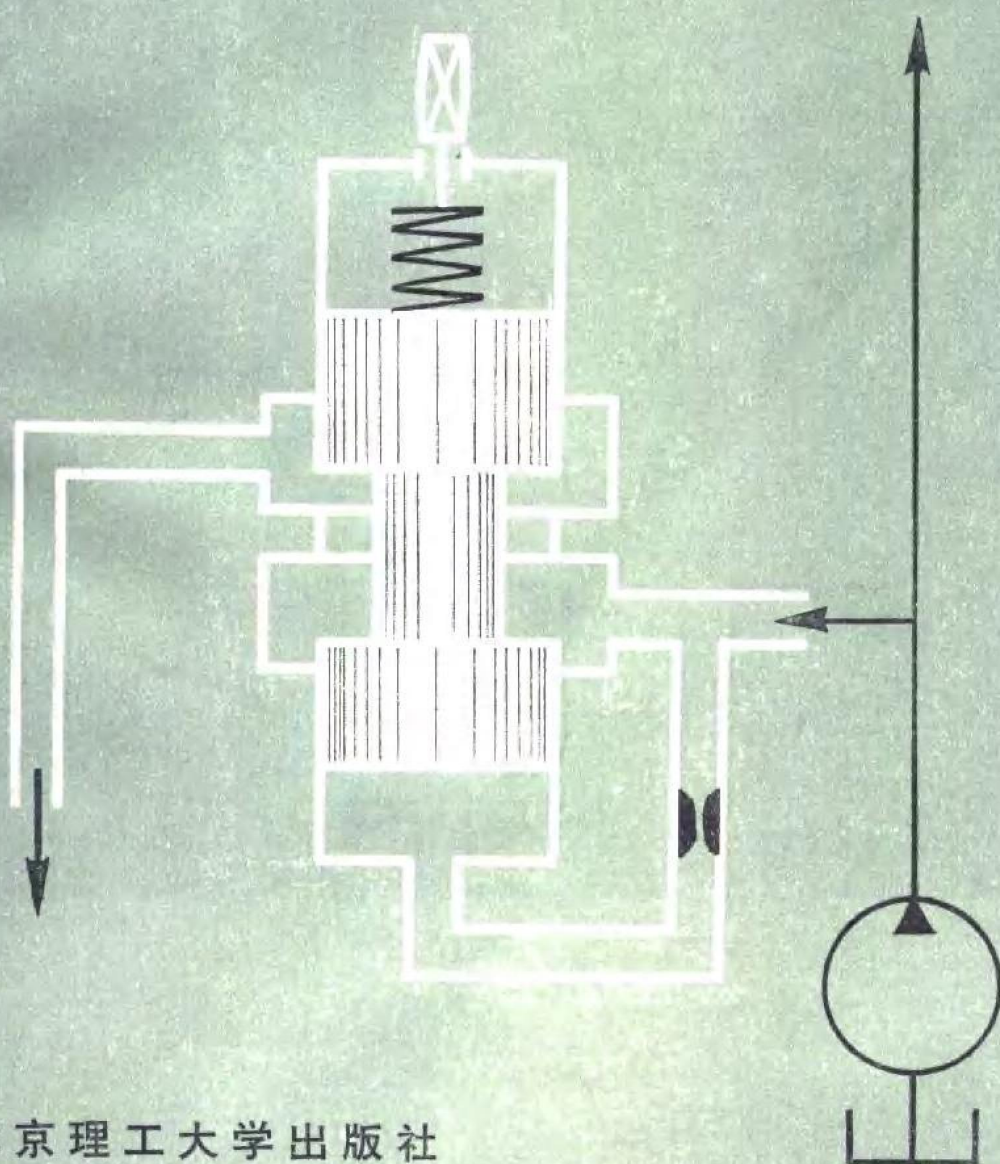


高等学校教材

液压传动与控制

林国重 盛东初 主编



北京理工大学出版社

内 容 简 介

本书分上下两篇，共十二章。分别介绍了液压传动的基础知识和液压系统的动态特性分析、液压伺服控制系统、液压系统数字仿真。第一、二章介绍液压系统的入门知识和流体力学基础，第三章至第六章介绍常用液压泵、液压马达、液压缸、液压阀及辅助元件的工作原理、稳态特性等，第七章至第九章介绍液压基本回路、典型液压系统及液压系统的设计计算，第十章至第十二章介绍液压系统动态特性分析、液压伺服控制系统及液压系统数字仿真基础。

本书可作为高等院校机械制造工艺与设备专业《液压传动与控制》课程的教材或其它机械类专业相应课程的教学参考书，也可供从事液压技术工作的技术人员参考。

本书由章宏甲教授主审，经兵器工业部第一教材编审委员会液压气动传动与控制编审小组于一九八五年召开的全体会议审定。

液 压 传 动 与 控 制

林国重 盛东初 主编

北京理工大学出版社出版

新华书店北京发行所发行 各地新华书店经售

河北省三河县潮河印刷厂印刷

787×1092毫米 16开本 24印张 594千字

1986年6月第一版 1989年12月第三次印刷

ISBN 7-81013-323-3/TH·33

印数：20001—26000册 定价：7.40元

前 言

本书系兵器工业部所属六所高等院校机械制造工艺与设备专业《液压传动与控制》课程的统编教材。

在编写过程中参照了机械工业部等部属院校同类专业《液压传动》课程教材编写大纲，考虑到本专业的通用性特点，力求反映国内外液压技术的新成果，以适应我国四个现代化的需要。

本书分上、下两篇。上篇共九章，为液压传动的基本知识，可作为本课程的基础，适用于讲授40~60学时。第一、二章介绍液压传动的概念和液压流体力学的基本知识；第三、四、五、六章分别介绍常用液压泵、液压马达、液压缸、液压控制阀、辅助元件的结构工作原理、稳态工作特性及其应用；第七、八、九章分别介绍常用液压基本回路、典型液压系统实例分析、液压传动系统的设计计算。下篇共三章，即第十、十一、十二章。分别介绍液压元件与系统的动态特性、液压伺服控制系统、液压系统数字仿真。本篇是供进一步深入学习本课程之用，适用于讲授30~40学时，其中液压伺服控制系统也可作为本课程的基本内容摘要讲授。每章之后均编有习题与思考题。因此本教材具有内容丰富、选材恰当、由浅入深、适用面较广、既便于讲授又便于自学等特点。全书采用法定单位，并对国内习惯用的单位与法定单位的换算关系作了对照。

本书由南京工学院章宏甲教授主审，北京工业学院林国重（下篇）、盛东初（上篇）主编。参加编写的同志有：盛东初（第一章、第七章），赵铁钩、盛伯羽（第二章、第六章），胡宝善（第三章），王歧森、郭万和（第四章、第九章），简松坚（第五章），许维禧（第八章），刘秋生（第十章），林国重、赵殿尧（第十一章、第十二章）。许忠明同志协助修改第四章，冯淑华同志审阅了下篇部分内容。插图主要由刘秋霞同志描绘。

本书在编写过程中得到了许多同志的大力支持和帮助，特表示衷心的感谢。由于我们水平有限，书中难免有不少缺点和错误，恳请读者批评指正。

编者

一九八五年十月。

目 录

上 篇

第一章 绪论	1
第一节 液压传动的工作原理及其图形符号	1
一、液压传动系统的工作原理	1
二、液压系统图的图形符号	3
第二节 液压系统的组成	3
第三节 液压传动的特点	4
一、液压传动的优点	4
二、液压传动的缺点	4
第二章 液压流体力学基础	6
第一节 液压油	6
一、液压油的性质	6
二、对液压油的要求和选用	11
第二节 流体静力学	12
一、流体静压力及其特性	12
二、静止液体中压力的分布规律~液体静力学的基本方程	12
三、压力的表示方法及其测示单位	13
四、静压传递原理	13
五、液压力对固体壁面的作用力	14
第三节 流体动力学基础	14
一、几个基本概念	15
二、流动液体的连续性方程~液体的质量守恒定律	16
三、流动液体的能量守恒定律~伯努利方程	17
四、液流的动量定理	19
第四节 管路系统的压力损失	20
一、液体的流动状态	20
二、圆管层流特性及其沿程压力损失	21
三、圆管紊流特性及其压力损失	23
四、局部压力损失	24
五、管路系统的总压力损失	24
六、推荐流速和管径的确定	25
第五节 液体流经小孔及缝隙的流量压力特性	25
一、液体流经小孔的流量压力特性	25
二、液流经缝隙的流量压力特性	28
第六节 液压冲击及空穴现象	32
一、液压冲击	32

二、空穴现象	34
习题与思考题	34
第三章 液压泵和液压马达	38
第一节 液压泵和液压马达概论	38
一、液压泵和液压马达的基本工作原理	38
二、液压泵和液压马达的分类	39
三、液压泵和液压马达的主要性能参数	39
第二节 齿轮泵和齿轮马达	41
一、齿轮泵	41
二、齿轮马达	44
第三节 叶片泵和叶片马达	45
一、双作用式叶片泵	45
二、单作用式叶片泵	51
三、叶片式液压马达	56
第四节 柱塞泵和柱塞式马达	57
一、柱塞泵的工作原理	58
二、轴向柱塞泵的流量计算	59
三、轴向柱塞马达	60
第五节 液压泵和液压马达的选用	63
习题与思考题	63
第四章 液压缸	65
第一节 液压缸的类型及其特点	65
一、活塞式液压缸	65
二、柱塞式液压缸	69
三、摆动式液压缸	69
第二节 液压缸的设计和计算	71
一、液压缸主要尺寸的确定	71
二、液压缸结构设计中的几个问题	73
习题与思考题	74
第五章 液压阀	76
第一节 方向控制阀	76
一、单向阀	76
二、换向阀	77
第二节 压力控制阀	85
一、溢流阀	85
二、减压阀	90
三、顺序阀	92
四、压力继电器	94
第三节 流量控制阀	95
一、节流阀	96
二、调速阀和溢流节流阀	98
三、流量阀的应用	102

四、分流阀（同步阀）	102
第四节 比例控制阀和逻辑阀简介	103
一、比例控制阀	103
二、逻辑阀	107
习题与思考题	109
第六章 辅助装置	111
第一节 油箱、油管及管接头	111
一、油箱	111
二、油管和管接头	113
第二节 蓄能器	114
一、蓄能器的功用	114
二、蓄能器的分类和典型结构	114
三、蓄能器容量的计算	115
四、蓄能器的安装	116
第三节 滤油器	117
一、滤油器的功用和对它的要求	117
二、滤油器的分类和典型结构	117
三、滤油器的选用和安装	118
第四节 密封装置	119
一、对密封装置的要求	119
二、密封装置的类型和特点	120
三、密封装置的摩擦阻力	122
习题与思考题	122
第七章 液压基本回路	124
第一节 速度控制回路	124
一、调速回路	124
（一）节流调速回路	124
（二）容积调速回路	133
（三）容积节流调速回路	137
（四）调速回路的比较和选择	140
二、快速和速度换接回路	141
（一）快速和工进换接回路	141
（二）两次工进换接回路	143
第二节 压力控制回路	146
一、调压回路	146
二、增压和减压回路	147
三、平衡和缓冲回路	148
四、其它压力控制回路	150
第三节 换向回路	153
一、时间制动换向回路	153
二、行程制动换向回路	154
第四节 多执行元件控制回路	155

一、顺序动作回路	155
二、同步回路	158
(一) 速度同步回路	158
(二) 位置同步回路	160
三、多缸工作互不干扰回路	160
习题与思考题	162
第八章 典型液压系统	165
第一节 M1432A 万能外圆磨床液压系统	165
一、概述	165
二、液压系统工作原理	165
三、液压系统的特点	168
第二节 CB3463-1 型半自动转塔车床液压系统	169
一、概述	169
二、液压系统的工作原理	170
三、液压系统的特点	175
第三节 液压机系统	175
一、工况特点及对液压系统的要求	175
二、液压系统工作原理	176
三、液压系统的特点	178
第四节 组合机床液压系统	178
一、概述	178
二、液压系统工作原理	179
三、液压系统的特点	181
第五节 机械手液压系统	181
一、概述	181
二、液压系统的工作原理	182
三、液压系统的特点	183
习题与思考题	185
第九章 液压系统设计计算	187
第一节 液压系统设计步骤	187
一、明确设计要求确定系统方案	187
二、液压系统的计算和元件的选择	183
三、液压系统性能的验算	195
四、绘制正式液压系统装置图和编写技术资料	196
第二节 液压系统设计计算举例	196
一、设计任务	197
二、设计计算	197
习题与思考题	203

下 篇

第十章 液压传动系统的动态特性分析	205
第一节 动态系统的方块图与传递函数	205

一、动态系统方块图	205
二、液压系统的传递函数	206
三、等效机械系统的传递函数	207
四、传动系统传递函数的一般表达式	208
第二节 液压管道的动态特性	209
一、管道方块图与传递函数	209
二、频率特性	214
三、过渡过程	215
第三节 液压泵的动态特性	215
一、定量叶片泵的动态特性	215
二、限压式变量叶片泵的动态特性	217
第四节 液压缸的动态特性	219
一、数学模型	219
二、方块图与传递函数	220
三、动态品质分析	221
第五节 溢流阀的动态特性	223
一、数学模型	223
二、方块图与传递函数	225
三、动态特性分析	226
第六节 调速阀的动态特性	227
一、节流阀的数学模型和传递函数	228
二、定差减压阀的微分方程	229
三、调速阀的数学模型	229
四、调速阀的方块图与传递函数	230
五、动态品质分析	232
第七节 节流调速系统的动态特性分析	233
一、液压系统传递函数的推导	234
二、液压传动系统的传递函数	238
三、液压传动系统动态品质分析	239
四、液压传动系统动态计算举例	241
第八节 液压系统中使用的校正装置举例	243
一、用蓄能器提高液压传动系统的稳定裕量	243
二、用蓄能器来吸收泵的压力脉动	246
习题与思考题	248
第十一章 液压伺服控制系统	250
第一节 液压伺服控制系统概述	250
一、液压伺服控制原理及其特点	250
二、液压伺服控制系统的组成和分类	252
三、液压伺服控制的优缺点及其应用	254
第二节 液压伺服阀	254
一、液压伺服阀的结构及分类	255
二、液压伺服阀静态特性的一般分析	256
三、零开口四边滑阀的分析	260

四、正开口四边滑阀的分析	262
五、双边滑阀的分析	264
六、带一个固定节流口的单边滑阀的分析	265
七、液压伺服阀的功率输出及效率	267
第三节 液压动力元件	268
一、四通阀控制双出杆液压缸	268
二、四通阀控制液压马达	277
三、三通阀控制单出杆液压缸	278
第四节 机液伺服控制系统	279
一、系统的组成及方块图	279
二、系统的稳定性分析	280
三、系统的响应特性分析	281
四、系统的稳态误差	286
五、影响系统性能参数的分析	288
六、机液伺服系统的实际应用	289
七、机液伺服系统的校正方法	301
八、液压伺服系统设计	308
第五节 电液伺服阀和电液伺服系统	314
一、电液伺服阀	314
二、电液伺服系统	321
习题与思考题	332
第十二章 液压系统数字仿真简述	334
第一节 连续系统的数学模型	334
一、微分方程	334
二、传递函数	334
三、状态方程	335
第二节 键图方法	341
一、基本定义	342
二、系统的键图模型	342
三、从键图导出状态方程	346
第三节 数值积分法	348
一、欧拉法(折线法)	348
二、龙格-库塔方法	348
第四节 液压系统的数字仿真简述	350
一、以微分方程为基础的数值仿真	350
二、以传递函数为基础的数字仿真	353
三、以系统方块图为基础的数字仿真	358
习题与思考题	361
附录 I SI单位和单位换算表	362
附录 II 液压系统常用图形符号	366
主要参考资料	372

上 篇

第一章 绪 论

液压传动与机械传动相比是一门比较年轻的技术,但发展迅速。近三十年来被广泛地应用于国民经济各个部门,如机械制造、工程机械、石油化工、矿山、冶金、航天、航空、航海、轻工、农业、核能工业、渔业以及地震预测等技术领域中。

目前液压技术向高压、高速、大流量、高效率、低噪音、集成化发展,新的元件不断出现。如电液比例阀、逻辑阀、叠加阀等。随着技术的发展,又出现了一些新的液压系统,如交流液压系统。这种系统具有频率高、不需大油箱和大量工作液等特点,主要用于打桩机、钻探机。液压技术的逻辑设计、优化设计、计算机辅助设计和数字仿真技术等,也开始研究和逐步应用。此外,降低噪声、控制污染以及高压粘性流体运动规律的研究,已广泛开展和取得效果。总之,液压技术这一领域的范围比较广,涉及的问题较多,理论基础比较深,又要求有比较丰富实际经验。

本教材的内容,主要是介绍液压技术的应用。较详细地研究了液压元件的结构、工作原理、性能特点及其应用。只简要地介绍了与此相关的液压基本理论,即液压流体力学的基本知识。此外,还简单介绍了某些新出现的液压元件,如逻辑阀、电液比例阀等。在此基础上,较为详细地讨论了液压基本回路和液压系统的分析与设计计算。液压元件和系统的动态性能研究和液压伺服控制系统,则集中编入下篇,作为进一步学习之用。

本章的任务是使初学者对液压传动的基本工作原理及其图形符号,液压传动的基本组成,液压传动的特点等内容有一个初步的认识。

第一节 液压传动的工作原理及其图形符号

一、液压传动系统的工作原理

图1-1为机床工作台液压系统工作原理图(半结构图)。图中1为油箱、2为滤油器、3为液压泵、5和7均为换向阀、8为节流阀、10为液压缸、11为机床工作台、14为溢流阀,其它4、6、9、12、13、15均为油管。液压缸的缸筒固定在床身上,由活塞杆带工作台运动。

机床工作台的进给运动,一般由快进、工作进给、快退等运动循环所组成。液压系统完成上述循环的工作原理是:

如图1-1所示,当电机带动泵3旋转,泵便从油箱1中经滤油器2吸油,泵的压力油经油管4输出。当换向阀5处于图(a)所示位置时,泵的全部压力油经溢流阀14流回油箱,压力油进不到液压缸10,工作台11停止不动。当换向阀5的阀芯右移至图c所示状态时,压力油便经换向阀5、油管6、换向阀7、油管9进入液压缸10的左腔,液压缸右腔的油经油

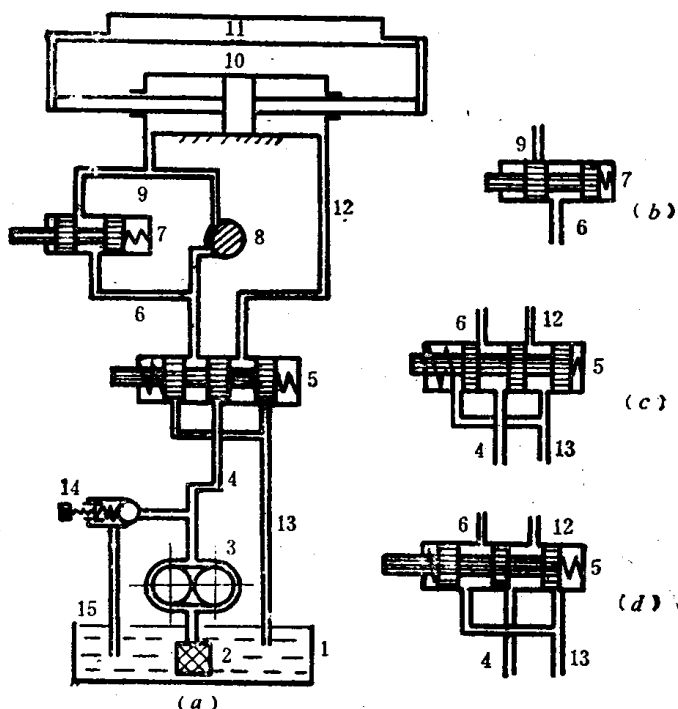


图 1-1 机床液压传动系统工作原理图（半结构图）

管12、换向阀5、油管13流回油箱，于是液压油推活塞带动工作台向右快速移动（快进）。当快进到预定行程时，使换向阀7的阀芯右移[如图(b)所示]，这时换向阀7将油管6到9的油路关闭，压力油只能经节流阀8、油管9进入液压缸10的左腔，液压缸右腔的回油与快进时相同，由于进入液压缸10的压力油受到节流阀8的调节，活塞杆带工作台11便以工作进给速度向右运动（工进）。调节节流阀8的开口大小就可改变进入液压缸的流量，从而改变液压缸活塞的运动速度。假如节流阀口开大一些，经节流阀进入液压缸的流量就多一些，活塞和工作台的运动速度就快一些，反之运动速度就慢些。由此可见，节流阀8的作用与水龙头相似。当工作进给到达终点（即工件被加工面加工完毕）时，又使换向阀5和换向阀7同时切换，两个换向阀的阀芯均左移。换向阀5的换向状态如图(d)所示，换向阀7的换向状态如图(a)中所示。这时液压泵输出的压力油经油管4、换向阀5、油管12进入液压缸的右腔；液压缸左腔的回油经油管9、换向阀7、油管6、换向阀5、油管13回油箱。液压缸的活塞杆和工作台便快速向左退回。当活塞杆带着工作台快速退回到原位时，使换向阀5的阀芯再次切换[处于中间位置，如图(a)所示]，压力油被换向阀5堵塞，活塞和工作台立即停止，一个工作循环完毕。下一工作循环的工作原理与此相同。

换向阀5和换向阀7阀芯移动的操纵方式，可以手动、靠工作台上的挡块压动、用电磁铁推动，也可用压力油推动等。

滤油器2的作用是滤去油中的杂质，保证进入泵和系统的油液清洁。

溢流阀14的作用是调节与稳定系统所需要的最大工作压力，并溢出多余的油液。当工作进给（切削加工）时，液压缸的活塞（工作台）需要克服切削阻力、导轨的摩擦力等，进入到液压缸的压力油必须有足够的稳定压力，才能推动活塞带动工作台移动（工作进给）；同

时液压缸要求低速运动所需流量也小，而液压泵为定量泵，其输出流量不变。调节溢流阀14的弹簧力，使之与液压缸最大负载力相平衡，当系统压力升高到稍大于溢流阀的弹簧调定力时，溢流阀14便打开，多余油液经溢流阀14、油管15回油箱，这时，系统的压力（泵的输出压力）不再升高而保持恒定。当工作台快速进给和快速退回时，因为没有切削阻力，液压缸的负载小，所需液压油的压力也小，这时油液压力不足以克服溢流阀的弹簧力，溢流阀打不开，泵的全部流量进入液压缸，工作台实现快速运动。

如上所述，液压传动是依靠压力油作为传递动力的工作介质。工作台之所以能克服负载力而运动，是靠密封着的液压缸内压力油容积的变化来传递能量的。这种借助于密封容积内压力油容积的变化来传递动力（或能量）的液体传动，称为容积式液压传动（简称液压传动）。机床和大多数机械的液压系统都属于液压传动。此外还有动力式液体传动（液力传动），它是利用液体的动能来传递动力的（如水轮机，液力变矩器等）。本书介绍容积式液压传动。

液压系统工作时，液压泵将电机输入给它的机械能（或角速度和力矩）转换成压力能（或流量和压力）输出，压力油经过管道和控制阀等进入液压缸后，液压缸又把油液的压力能转换为驱动活塞和工作台运动的机械能（或力和速度）。

液压传动系统必须满足它所驱动的工作台（包括工作部件）所需力、速度和运动方向等项要求，这些都是靠各种控制调节元件（如溢流阀、节流阀、换向阀等）来实现的。

二、液压系统图的图形符号

图1-1所示的液压系统图，称为半结构图。这种图比较直观，对初学者来说比较容易理解，但绘制起来很费事。为了简化液压系统图的绘制，世界各国都制定了一整套液压职能符号图，简明清晰地说明各种标准通用元件的结构工作原理和职能。我国也制定了液压系统图形符号（GB786-76），其中最常见的部分见附录。

图1-1所示机床液压系统原理图，若用职能符号图表示则如图1-2所示。为了更便于分析比较，两图中的元件编号完全相同。显然，职能符号图绘制方便、图面清晰、简洁，对于具有一定液压技术知识的人来说，比起半结构图更便于了解和分析液压系统。只有在设计特殊液压元件，无法用职能符号表示时，才允许采用半结构图。

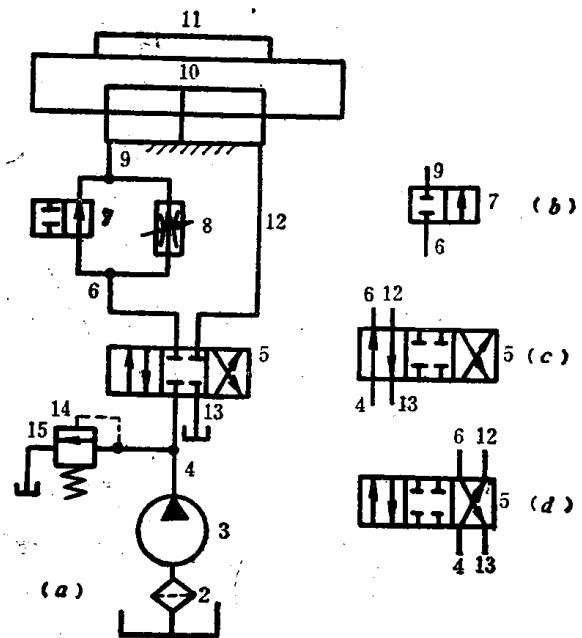


图 1-2 用职能符号表示的机床液压传动工作原理图

第二节 液压系统的组成

液压系统一般都由以下几部分组成。

(1) 能源部分 其功用是将电动机的机械能转换成液体的压力能,如各类液压泵。

(2) 执行元件部分 包括各类液压缸和液压马达。其功用是将油液的压力能转换为机械能以带动工作部件运动。

(3) 控制调节元件部分 包括各种压力阀、流量阀和换向阀。其功用是调节与控制液压系统中液流的压力、流量和流动方向,以满足工作部件所需力(力矩)、速度(转速)和运动方向(运动循环)的要求。

(4) 辅助元件部分 上述三项组成部分之外的其它元件都称辅助元件,包括油箱、油管、管接头、滤油器、蓄能器、压力表、加热(冷却)器等。它们对于保证液压系统工作的可靠性和稳定性具有重要作用。

此外,还有液压油,即传动介质。

第三节 液压传动的特点

液压传动与机械传动、电力传动、气动传动等相比,具有以下特点。

一、液压传动的优点

液压传动装置运动较平稳,能在低速下稳定运动。当负载变化时,其运动速度较稳定;能方便地在运转中实现无级调速,且调速比大,一般达100:1,最大可达2000:1。而机械传动实现无级变速较为困难。电力传动虽可较方便实现无级调速,但其传动功率和调速范围都远比液压传动小。如中小型直流电机的调速比一般为2~4左右。

在同等功率情况下,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功率电动机重量的10~20%);因而其惯性小、换向频率可高。液压传动采用高压时,容易获得很大的力或力矩。

液压传动装置的控制、调节比较简单、操作比较方便。它与电气联合控制,可以容易地实现复杂的自动工作循环和远距离控制,且易于实现过载保护。由于液压传动一般采用矿物油为传动介质,能自行润滑相对运动零件表面,使工作寿命延长。

随着液压技术的发展,液压元件,液压回路,甚至液压装置都实现系列化、标准化、通用化,有利于组织成批或大量生产,提高质量、降低成本,使设计、制造、使用和维修大为简化。

二、液压传动的缺点

液压传动装置以液体作为传递动力的介质,相对运动零件表面间不可避免有泄漏,因而引起容积损失;同时由于液体具有一定的压缩性,在对传动比要求很严格的情况下(如螺纹,齿轮加工)一般不宜采用。为减少泄漏,液压元件的制造精度要求较高。

油液在管路系统中流动,以及经过有关的液压元件时,都要产生压力损失;运动件之间和流动油液分子之间要产生机械摩擦损失和粘性摩擦损失,以及泄漏引起的容积损失,这些都会使液压系统的总效率降低。

油温的变化要引起油液粘度的变化,会影响液压系统的工作稳定性。在低温和高温的场合,采用液压传动有一定困难。

此外，由于液压装置相对运动件间的配合间隙很小，所以对油液的污染比较敏感，要求有防止油液污染和良好的过滤设施。

综上所述，液压传动的优点是主要的，而其缺点将随着科学技术的发展，会不断地得到克服。例如，将液压传动与电力传动、机械传动、气压传动合理地联合使用，构成电液、机液、气液等联合传动，以发挥其各自的优点，互补其不足，使得液压传动的某些缺点，得以弥补。

第二章 液压流体力学基础

流体力学是研究流体宏观平衡和运动规律的科学。流体包括液体和气体，本章主要研究油液，以后提到流体主要指油液而言。

流体力学起源于古老的水力学，公元前二百五十年希腊数学及力学家阿基米德发表了“论浮体”的论文；其后十七世纪帕斯卡发现了压力传递原理；十八世纪欧拉提出了研究流体的欧拉方程，伯努利发现了流体中能量守恒定律；十九世纪纳维尔-斯托克斯建立了粘性流体运动方程，泊肖叶做了管内流体流动试验，雷诺提出了两种运动状态：层流和紊流；二十世纪伯拉修测定了管内液流流动摩擦系数，詹尼分析了水击现象的本质，普朗特从事层流流动的研究等，使流体力学发展成为许多门学科的理论基础。本章只讨论与液压传动有关的最基础的流体力学知识，这对正确理解和分析液压传动的基本原理和规律，合理设计液压系统，都是很重要的。

第一节 液压油

液压传动所用的液压油为矿物油。此外，还有难燃性或不燃性液压油。随着液压系统功率的增大，工作温度的提高，相应地对液压油提出了更高的要求。液压油质量的优劣直接影响液压系统的工作，因此必须对液压油的性质和选用有必要的了解。

一、液压油的性质

液体具有良好的流动性，它本身没有固定的形状，而取决于所取容器的形状。在工程上把流体看成是由极其微小质点组成的连续介质，其质点与质点间的凝聚力极小，不能抵抗任何拉力和剪切变形，只能承受压力并对流速呈现阻力。此外，液体还具有下述基本性质。

1. 密度 均质液体中单位体积的质量称为密度 (ρ)，即

$$\rho = m/V \quad (2-1)$$

2. 重度 均质液体中单位体积的重量称为重度 (γ)，即

$$\gamma = G/V \quad (2-2)$$

由于 $G = mg$ ，所以 $\gamma = \rho g$ ， $g = 981 \text{ cm} \cdot \text{s}^{-2} = 9.81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$ 。在国际单位制 (SI) 中，液体的密度单位用 $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$ ，重度单位用 $\text{N} \cdot \text{m}^{-3}$ 。

液体的密度和重度随压力和温度而变化。一般液压系统所用的矿物油，由于其温度和压力变化范围很小，可以忽略。在计算时可取 $\rho = 900 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$ ， $\gamma = 8.8 \times 10^3 \text{ N} \cdot \text{m}^{-3}$ 。

注：油液的比重是油液在 20°C 时的重度与 4°C 时蒸馏水的重度之比，是无量纲的数。

3. 粘度 液体在外力作用下流动时，由于液体分子间的内聚力而产生阻止液体内部相对滑动的内摩擦力，液体的这种特性称为粘性。粘性的大小用粘度来表示。粘度是液体最重要的物理特性之一，是选择液压油的主要依据。

液体流动时，液体与固体壁面的附着力及流体本身的粘性使液体内部各处的速度大小不

等。以液体沿平行平板间流动为例(如图 2-1 所示), 设上平板以速度 v_0 向右运动, 下平板固定不动, 紧贴在上平板上的液体质点粘附在上平板上, 以 v_0 的速度运动; 紧贴下平板上的液体质点粘附在下平板上, 其速度为零。两平行平板间距离很小时, 中间液体层的速度按线性分布。不同流层之间互相制约, 运动较快的液体层带动运动较慢的流层, 运动较慢的流层阻滞运动较快的流层。由于粘性两流层间就产生内摩擦力。

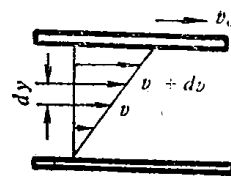


图 2-1 流体粘性计算示意图

实验测定, 流层间的内摩擦力 F 与流层接触面积 A 、流层间相对运动速度 dv 成正比, 而与流层间距离 dy 成反比, 即

$$F = \mu A (dv/dy)$$

以 τ 表示切应力, 即单位面积上的内摩擦力, 则

$$\tau = F/A = \mu (dv/dy) \quad (2-3)$$

式中 dv/dy ——速度梯度;

μ ——比例系数, 称为粘度系数或粘度。

在流体力学中, 把速度梯度变化时, 粘性系数 μ 不变的液体称为牛顿液体; 而将速度梯度变化时, μ 值变化的液体称为非牛顿液体。除高粘度或含有特殊添加剂的油液外, 一般液压油均可视为牛顿液体。

液体的粘度常用三种单位表示;

(1) 动力粘度(μ) 它直接表示液体内摩擦力的大小, 即

$$\mu = \tau \frac{dy}{dv} \quad (2-4)$$

式(2-4)的物理意义是, 液体在单位速度梯度下流动时, 其单位面积上所产生的内摩擦力。

在SI制中, 动力粘度用帕·秒($\text{Pa} \cdot \text{s}$, 即 $\text{N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-2}$)表示, 在工程制中用泊(p)表示, 即 $1\text{p} = 1\text{dyn} \cdot \text{s} \cdot \text{cm}^{-2}$ 。或用厘泊(cp)表示。之所以称为动力粘度, 是因为在它的量纲中有动力学的要素——力的缘故。两种单位制的转换关系是: $1\text{Pa} \cdot \text{s} = 1\text{N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-2} = 10\text{p} = 10^3\text{cp}$ 。

(2) 运动粘度 ν 运动粘度是动力粘度 μ 与密度 ρ 之比, 即

$$\nu = \mu/\rho \quad (2-5)$$

在SI制中运动粘度用 $\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$ (无专门名称)表示, 在过去常用 $\text{cm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$ 表示。 $1\text{cm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$ 称为1斯(St), $1/100$ 斯叫厘斯(cSt)。其转换关系为 $1\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1} = 10^4\text{St} = 10^6\text{cSt}$ 。

运动粘度没有什么特殊的物理意义, 只是因为理论分析和计算中常遇到 μ 与 ρ 的比值, 为方便起见采用 ν 来表示。习惯上用它来表示液体的粘度, 例如机械油的牌号就表示这种油在 $+50^\circ\text{C}$ 时的运动粘度 $\nu(\text{cSt})$ 的平均值。如10号机械油指该种油在 $+50^\circ\text{C}$ 时的运动粘度平均值为10cSt。

之所以称为运动粘度是因为其量纲中含有运动学的要素——长度和时间的缘故。

动力粘度和运动粘度又称绝对粘度, 它们都难以直接测量。在工程上常用的是便于测量的相对粘度。

(3) 相对粘度($^\circ\text{E}$) 相对粘度又叫条件粘度。根据测量条件不同, 我国、苏联和德国用恩氏粘度 $^\circ\text{E}$, 美国用塞氏粘度SSU, 英国用雷氏粘度 $^\circ\text{R}$ 。

恩氏粘度的测定方法如下：将200cm³的被测液体，在某一温度下流过底部为 $\phi 2.8\text{mm}$ 小孔的恩氏粘度计所需要时间 t_1 ，与同体积的蒸馏水在20℃时流过同一恩氏粘度计所需时间 t_2 （一般为 $t_2 = 50 \sim 52\text{s}$ ）之比，即为该液体的恩氏粘度，用 $^{\circ}\text{E}_t$ 表示，即

$$^{\circ}\text{E}_t = t_1/t_2 \quad (2-6)$$

工程上常用50℃（也有用20℃，100℃的）作为测定恩氏粘度的标准温度，用 $^{\circ}\text{E}_{50}$ （或 $^{\circ}\text{E}_{20}$ ， $^{\circ}\text{E}_{100}$ ）表示。

上述各种粘度测定单位之间的换算关系如下：

$$\nu = \left(7.31^{\circ}\text{E}_t - \frac{6.31}{^{\circ}\text{E}_t} \right) \times 10^{-6} (\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}) = 7.31^{\circ}\text{E}_t - \frac{6.31}{^{\circ}\text{E}_t} (\text{cSt}) \quad (2-7)$$

从液压设计手册的有关图表中也可直接查出它们的换算关系。

压力对粘度的影响。一般情况下，液体随压力增加其分子间距离缩小，内聚力增大，粘度也随之增大。在压力不高且变化不大时，这种影响可以忽略不计。在压力较高或变化较大（例如200大气压）时，需要考虑压力对粘度的影响，它们之间存在如下关系

$$\mu_p = \mu_0 e^{bp} \approx \mu_0 (1 + bp) \quad (2-8)$$

式中 μ_p ——压力为 p 时油液的粘度；

μ_0 ——一个大气压时油液的粘度；

b ——指数，一般为 $(0.002 \sim 0.003) \times 10^{-6} \text{Pa}^{-1}$

p ——油的工作压力(Pa)

液体中只有水在24℃时，其粘度随压力的增加反而稍微减少。

温度对粘度的影响。温度对油液粘度的影响较大。随着温度的增高，油液粘度会显著降低。油液的粘度与温度之间的关系称为油液的粘温特性，不同的油液有不同的粘温特性。对于常用的液压油，在运动粘度不超过 $76 \times 10^{-6} \text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$ 、温度在30℃~150℃时，粘度与温度的关系可由下式近似表示：

$$\nu_t = \nu_{50} \left(\frac{50}{t} \right)^n \quad (2-9)$$

式中 ν_t —— t ℃时油液的运动粘度；

ν_{50} ——50℃时油液的运动粘度；

n ——随油液粘度变化的指数（表2-1）。

指数 n 随粘度的变化值

表 2-1

$\nu_{50} (\text{cSt})$	2.5	4.5	9.5	12	21	30	38	45	52	60	68	76
n	1.39	1.59	1.72	1.79	1.99	2.13	2.24	2.32	2.42	2.49	2.52	2.56

液压油的粘温特性，也可从有关液压手册的粘温关系图中直接查出。

粘度变化直接影响液压系统的工作稳定性、泄漏和效率等。因而选择液压油时，要特别注意粘温特性；在使用中，要注意温度变化不能太大。

调合油的粘度计算。为了获得所需要的粘度，可用几种能互相完全溶解的液压油调合，以达到规定的粘度。计算调合油粘度的经验公式为