

● 高等学校教学用书 ●

液压传动

刘青荣 宋锦春 张志伟 编

GAODENG
XUEXIAO
JIAOXUE
YONGSHU

冶金工业出版社

TH137
L-229

高等学校教学用书

液 压 传 动

东北大学 刘春荣 宋锦春 张志伟 编

北 京
冶 金 工 业 出 版 社
1999

内 容 简 介

本书是根据教育部制订的普通高等学校工科本科引导性专业目录,为高等学校机械类专业液压传动课程编写的教材。

全书共九章,分别介绍了液压传动的基本概念,液压介质及流体力学要点,常用液压元件和液压附件,液压基本回路,典型液压系统,液压传动系统的设计计算等。各章都配有思考题与习题。

本书可作为高等工业学校机械类专业教材,也可供其他类学校相关专业教学使用及有关工程技术人员参考。

图书在版编目(CIP)数据

液压传动/刘春荣等编. —北京:冶金工业出版社, 1999. 8

高等学校教学用书

ISBN 7-5024-2319-2

I. 液… II. 刘… III. 液压传动—高等学校—教学参考资料
IV. TH137

中国版本图书馆 CIP 数据核字(1999)第 06876 号

出版人 卿启云(北京沙滩嵩祝院北巷 39 号, 邮编 100009)

昌平百善印刷厂印刷;冶金工业出版社发行;各地新华书店经销

1999 年 8 月第 1 版, 1999 年 8 月第 1 次印刷

787mm×1092mm 1/16; 12.5 印张; 291 千字 187 页; 1—4000 册

18.00 元

(本社图书如有印装质量问题, 本社发行部负责退换)

前 言

本书是依据冶金工业部高等学校“九五”教材出版规划编写的教材,是我们在多年使用东北大学教师编写的几种《液压传动》教材教学的基础上,根据教育部制订的新的普通高等学校工科本科引导性专业目录,体现淡化专业、拓宽专业口径、增强适应性的指导思想,为高等学校机类专业“液压传动”课程的教学重新编写的。

全书共分9章。第1、2章介绍液压传动的基本概念、液压介质及流体力学要点;第3、4、5、6章重点讲述常用的液压元件和液压附件;第7、8、9章讲述液压基本回路、典型液压系统和液压传动系统的设计计算等内容。

为便于教师组织教学并有利于读者自学,各章均配有例题与习题,旨在使读者通过本书的学习,掌握液压传动的基本原理、基本概念和基本方法,提高分析问题和解决问题的能力。

讲授全书,约需45学时。

本书第1、7、9章由刘春荣编写,第3、4、6章由宋锦春编写,第2、5、8章由张志伟编写。

大连理工大学刘能宏教授、田树军教授和东北大学周士昌教授、曹鑫铭教授审阅了本书书稿,提出了很好的意见和建议;东北大学有关教师对本书的编写提供了多方面的帮助。编者在此表示衷心的感谢。

限于编者水平,书中难免存在着问题,诚望读者不吝指正。

编 者

1999.01

目 录

1 绪论	1
1.1 液压传动概述	1
1.1.1 液压传动的工作原理	1
1.1.2 液压传动的主要工作特征	1
1.2 液压传动系统的组成	3
1.3 液压系统图的图形符号	4
1.4 液压传动的优缺点	4
思考题与习题	5
2 液压介质及流体力学要点	6
2.1 液压介质	6
2.1.1 液压介质的主要物理性质	6
2.1.2 液压介质的分类与代号	8
2.1.3 液压介质的选用	9
2.2 静止液体的力学特性	12
2.2.1 液体静力学基本方程	12
2.2.2 静止液体对壁面的作用力	13
2.3 流体动力学基本方程	13
2.3.1 连续性方程	14
2.3.2 伯努利方程	14
2.3.3 动量方程	17
2.4 液体流动时的压力损失及流量计算	17
2.4.1 液体流动状态	17
2.4.2 压力损失及其计算	17
2.4.3 孔口和缝隙流量计算	19
思考题与习题	23
3 液压泵和液压马达	25
3.1 液压泵和液压马达的基本概念	25
3.1.1 液压泵和液压马达的工作原理和分类	25
3.1.2 液压泵和液压马达的性能参数	26
3.2 齿轮泵	32
3.2.1 齿轮泵的工作原理	32
3.2.2 齿轮泵的排量 and 流量计算	32

3.2.3	齿轮泵的几个特殊问题	33
3.2.4	典型结构	34
3.3	叶片泵	36
3.3.1	叶片泵的工作原理	36
3.3.2	叶片泵的排量和流量计算	37
3.3.3	定量叶片泵	38
3.3.4	变量叶片泵	41
3.4	柱塞泵	44
3.4.1	柱塞泵的工作原理	44
3.4.2	柱塞泵的排量和流量计算	45
3.4.3	轴向柱塞泵的结构和特点	46
3.5	液压马达	49
3.5.1	齿轮马达	49
3.5.2	叶片马达	49
3.5.3	柱塞马达	51
思考题与习题		53
4	液压缸	55
4.1	液压缸的类型及其特点	55
4.1.1	液压缸的分类	55
4.1.2	活塞式液压缸	56
4.1.3	柱塞式液压缸	57
4.1.4	回转式液压缸	57
4.1.5	其他形式液压缸	58
4.2	液压缸的组成与结构	60
4.2.1	典型结构	60
4.2.2	液压缸组成部件	60
4.3	液压缸结构强度验算	63
4.3.1	缸筒壁厚强度验算	63
4.3.2	活塞杆强度验算	63
4.3.3	液压缸的稳定性验算	63
思考题与习题		64
5	液压阀	66
5.1	概述	66
5.1.1	液压阀的分类	66
5.1.2	对液压阀的基本要求	66
5.2	方向控制阀	66
5.2.1	单向阀	66
5.2.2	换向阀	68
5.3	压力控制阀	73

5.3.1	溢流阀	74
5.3.2	减压阀	77
5.3.3	顺序阀	79
5.4	流量控制阀	80
5.4.1	节流阀	80
5.4.2	调速阀	82
5.4.3	分流集流阀	83
5.5	插装阀	84
5.5.1	插装阀的基本结构和工作原理	85
5.5.2	插装方向阀	85
5.5.3	插装压力阀	87
5.5.4	插装流量阀	88
5.6	电液比例控制阀	89
5.6.1	电液比例压力阀	90
5.6.2	电液比例流量阀	90
5.6.3	电液比例换向阀	93
5.7	伺服阀	93
5.7.1	电液伺服阀的结构和工作原理	93
5.7.2	电液伺服阀的基本特性	94
	思考题与习题	96
6	液压辅助装置	99
6.1	滤油器	99
6.1.1	液压油的污染和过滤	99
6.1.2	滤油器的类型和结构	99
6.1.3	滤油器的选择和应用	102
6.2	密封装置	103
6.2.1	密封件的材料	103
6.2.2	密封件的类型	104
6.3	蓄能器	104
6.3.1	蓄能器的作用	104
6.3.2	蓄能器的类型	105
6.3.3	气体加载式蓄能器的参数计算	106
6.4	冷却器和加热器	107
6.4.1	冷却器	107
6.4.2	加热器	109
6.4.3	油箱	110
6.5	油管 and 管接头	111
6.5.1	油管	111
6.5.2	管接头	111

6.6 压力表和压力继电器	113
6.6.1 压力表	113
6.6.2 压力继电器	113
思考题与习题	114
7 基本回路	115
7.1 压力控制回路	115
7.1.1 调压回路	115
7.1.2 减压回路	116
7.1.3 增压回路	116
7.1.4 保压回路	117
7.1.5 泄压回路	118
7.1.6 卸荷回路	118
7.1.7 平衡回路	119
7.1.8 缓冲制动回路	120
7.2 调速回路	121
7.2.1 节流调速回路	121
7.2.2 容积调速回路	129
7.2.3 容积节流调速回路	133
7.3 速度(流量)变换回路	134
7.3.1 增速回路	134
7.3.2 增流量回路	135
7.3.3 减速回路	136
7.3.4 二次进给回路	136
7.4 方向回路	137
7.4.1 换向回路	137
7.4.2 锁紧回路	138
7.5 顺序动作回路	138
7.5.1 压力控制顺序动作回路	138
7.5.2 行程控制顺序动作回路	139
7.6 同步回路	140
7.6.1 流量控制同步回路	141
7.6.2 容积控制同步回路	141
7.7 液压马达回路	142
7.7.1 补油与冷却回路	142
7.7.2 制动回路	143
7.8 电液比例与电液伺服控制回路	143
7.8.1 电液比例控制回路	143
7.8.2 电液伺服控制回路	144
思考题与习题	145

8 典型液压传动系统	147
8.1 组合机床动力滑台液压系统.....	148
8.1.1 YT4543 型动力滑台液压系统工作原理	148
8.1.2 YT4543 型动力滑台液压系统的特点	149
8.2 WY-100 型液压挖掘机液压系统	150
8.3 步进式加热炉液压系统.....	152
8.3.1 概述	152
8.3.2 液压系统工作原理	152
8.3.3 液压系统的特点	154
8.4 剪板机液压传动系统.....	154
8.4.1 液压系统工作原理	154
8.4.2 液压系统的特点	156
思考题与习题.....	157
9 液压传动系统的设计计算	160
9.1 液压传动系统设计计算的内容与步骤.....	160
9.1.1 明确主机要求	160
9.1.2 确定液压系统的主要参数	161
9.1.3 拟定液压系统原理图	165
9.1.4 液压元件的选择与设计	167
9.1.5 液压系统性能验算	171
9.1.6 完成工作图纸绘制等设计工作和编制技术文件	172
9.2 液压传动系统设计计算举例.....	173
9.2.1 进一步明确主机要求	173
9.2.2 确定液压系统的主要参数	174
9.2.3 液压系统原理图的拟定	178
9.2.4 液压元件的选择	180
9.2.5 液压系统性能验算	184
思考题与习题.....	186
参考文献.....	187

1 绪 论

1.1 液压传动概述

1.1.1 液压传动的工作原理

液体容易流动,而且几乎是不可压缩的。液体受压后,其内部的压力强度可以向各个方向传递。液压传动正是利用了液体的这一特征。

现以图 1-1(a)所示的液压千斤顶为例来说明液压传动的工作原理。当将手柄 1 向上扳动时,小活塞 3 向上移动,其下端容积增大,产生相对真空。在大气压力的作用下,油箱中的油液通过管道 5 和单向阀 4 进入小液压缸 2 的下腔。当将手柄 1 向下压时,小活塞下移,其下端的封闭容积减小,油压使单向阀 4 关闭。受压的油液则经管道 6 和单向阀 7 进入大液压缸 9 的下腔,推动大活塞 8 上移,顶起重物 12。若上下不停地扳动手柄 1,油液则不断地进入大液压缸,使重物渐渐升起。这种靠受压液体在密闭容积中的流动传递动力的方式就叫做液压传动。截止阀 11 打开后,可使大液压缸中液体流回油箱,重物随之下降。

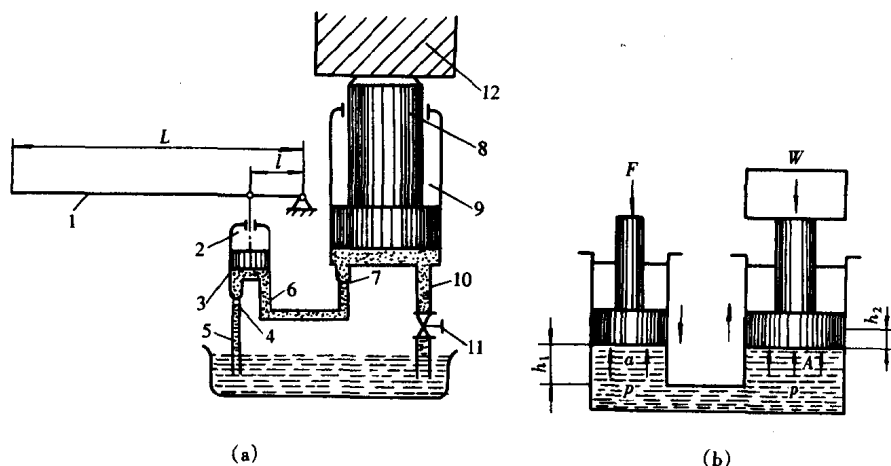


图 1-1 液压千斤顶工作原理图

1.1.2 液压传动的主要工作特征

为分析方便,将液压千斤顶简化成如图 1-1(b)所示原理图,并假定液压油是没有粘性且不可压缩的理想流体;活塞和缸壁之间的摩擦力忽略不计;各间隙处,即单向阀的钢球和阀座之间,活塞和缸壁之间,没有任何泄漏;不考虑活塞的质量;忽略液柱高度所产生的压力。

1.1.2.1 工作特征一

根据上面的假设,我们可以得出下列平衡方程

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

式中 p ——封闭容积内液体的压力;
 W ——重物的重力, 即外负载力;
 A_2 ——大活塞的有效作用面积;
 F ——在小活塞上所施加的力;
 A_1 ——小活塞的有效作用面积。

当然, 大活塞之所以上升, 是因为通过手柄在小活塞上施加了作用力 F , 迫使小液压缸里的油往大液压缸里流, 而大活塞上的外负载力 W 又阻止油液往大液压缸里流。处于小活塞、大活塞和相关缸壁及管道之间的油液, 正是受到这种“前阻后推”的作用, 受到挤压产生压力, 把小活塞上由人所施加的动力传递到大活塞上, 举起重物, 做了功。可见, 力的传递是通过液体压力来实现的, 并且外负载力越大, 所产生的压力也越大, 也就是说, 液压系统的压力取决于负载。

还需强调指出的是: 压力取决于负载是液压技术中非常重要的基本概念。对于实际液体, 负载应包括油液在管道和元件中流动时所受到的“阻力”等负载在内。另外还应明确, 液压元件、附件的强度和密封材料决定了压力不能随负载无限增大。

1.1.2.2 工作特征二

由图 1-1(b) 还可看出, 当小活塞在力 F 作用下向下运动一段距离 h_1 后, 它所排出的油液体积应为 $V = A_1 h_1$ 。依前面的假设条件, 体积为 V 的油将全部进入大液压缸, 推动大活塞向上移动距离 h_2 , 因此

$$V = A_1 h_1 = A_2 h_2 \quad (1-2)$$

设活塞移动时间为 t , 可得

$$Q = \frac{V}{t} = A_1 v_1 = A_2 v_2$$

或
$$v_2 = \frac{A_1 v_1}{A_2} = \frac{Q}{A_2} \quad (1-3)$$

式中 Q ——由小液压缸流出, 亦即进入大液压缸的流量;
 v_1 ——小活塞的下移速度;
 v_2 ——大活塞的上升速度。

由式(1-2)可看出, 液压传动中运动(指小活塞和大活塞的移动)的传递是按照容积变化相等的原则进行的; 或由式(1-3)可看出, 执行机构(大活塞)的运动速度取决于进入执行机构的流量, 这就是液压传动的第二个工作特征。只要能连续调节进入执行机构的流量, 就能无级调节执行机构的运动速度。因此, 在液压传动中, 实现无级调速是很容易的。

1.1.2.3 液压功率

液压千斤顶的输出功率 P_2 为

$$P_2 = W \cdot v_2 = p \cdot A_2 \cdot \frac{Q}{A_2} = p \cdot Q \quad (1-4)$$

式(1-4)说明, 液压力做功, 其功率等于压力和流量的乘积。这个结论具有普遍意义, 无论是对液压泵、液压马达, 还是对液压阀等, 涉及到液压功率的计算时, 均是如此。

1.2 液压传动系统的组成

实际的液压系统是各式各样的,为了更好地了解液压传动系统的组成,下面以某车床刀架液压系统为例予以说明。参照图 1-2(a)所示的车床刀架液压系统,在车削工件过程中,要求

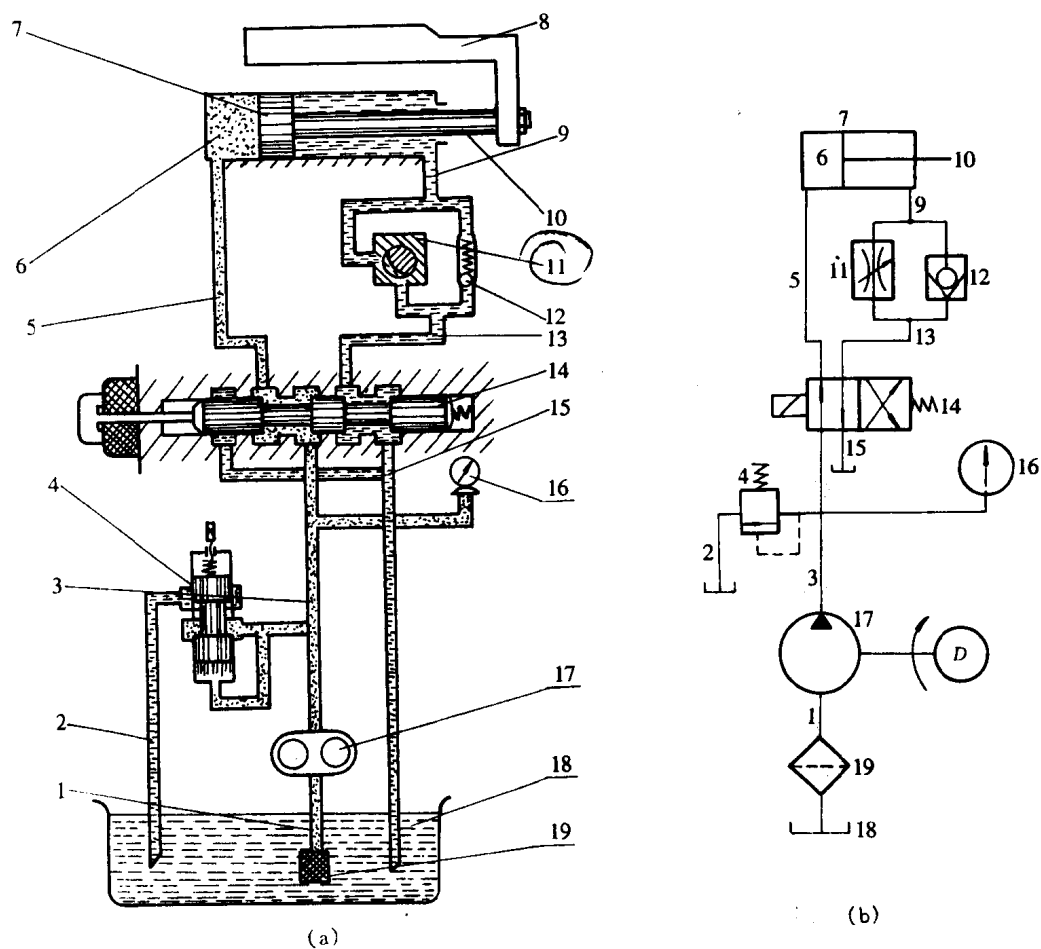


图 1-2 车床刀架液压系统

刀架慢速进给,实现刀具对工件的切削加工,确保被加工零件的质量要求;切削完成后,要求刀架快速反向退回,以缩短辅助时间,提高劳动生产率。如图所示,在切削进给时,电磁铁带电,液压泵 17 经滤油器 19、管路 1 从油箱 18 吸油,所排出的压力油经管路 3、电磁换向阀 14、管路 5 进入液压缸大腔 6,液压缸小腔(无杆腔)的油经管道 9、节流阀 11、管道 13、电磁换向阀 14、管道 15 流回油箱,液压缸活塞 7 和活塞杆 10(二者组成为一体)带动刀架 8 慢速向右运动,实现刀具对工件的慢速切削。改变节流阀 11 的通流面积,可以改变活塞的运动速度,即改变了刀具的走刀速度。切削完成后,使电磁铁断电,电磁换向阀阀芯在弹簧作用下复位到左端。此时,液压泵排出的压力油经管道 3、电磁换向阀 14、管道 13、单向阀 12(也有较少的油通过与单向阀并联的节流阀 11)、管道 9 进入液压缸的有杆腔,液压缸无杆腔(大腔)的油经管路 5、电磁换向阀 14、管路 15 流回油箱,液压缸活塞杆带动刀架快速退回,完成一个工作循环。

在刀具切削工件过程中,存在着负载阻力,只有当活塞推力大于负载阻力时,才能完成切削工作。图 1-2(a)中溢流阀 4 用于调定液压系统的工作压力,满足液压缸活塞所需要的压力,实现刀具对工件的切削加工。当然,溢流阀 4 还能起过载保护作用。

通过对车床刀架液压系统的分析,可看出一个液压系统通常由以下五个部分组成:

1)动力装置 动力装置的作用是向液压系统提供具有一定压力的液体流量,它将原动机输入给它的机械能转换成液体的压力能。液压泵 17 就是液压系统的动力装置。

2)执行机构 液压系统的执行机构包括液压缸和液压马达,它们的作用分别是把液体的压力能转换成直线运动形式的机械能和旋转形式的机械能。

3)控制调节装置 在图 1-2(a)中,用于控制液流的方向、流量和压力的元件统称为阀,它们分别是电磁换向阀 14、节流阀 11 和溢流阀 4 等。

4)辅助装置 用于液压介质的储存、过滤、传输以及对液压参量进行测量和显示等元件都属于辅助装置,也叫附件。液压系统中的附件主要有油箱、滤油器、管件、密封件、加热器、冷却器、压力表等等。

5)工作介质 工作介质用以传递动力并起润滑作用。根据使用环境和主机的不同,需要采用不同的工作介质。常用的工作介质有石油基油液和合成油液等等。

1.3 液压系统图的图形符号

图 1-2(a)所示的车床刀架液压系统图是采用结构示意的办法来表示的。这种原理图直观,容易理解,但绘制时很麻烦,复杂的液压系统的原理图则更是如此。为此,国家标准 GB786.1—93 规定了一整套液压系统职能符号,用以表达液压元件和附件以及绘制液压系统原理图等。将图 1-2(a)所示的车床刀架液压系统,用职能符号表示时如图 1-2(b)所示。需要强调指出的是,以职能符号表示的液压系统原理图,按国家标准规定,应以元件的静止位置或零位置表示,否则需做说明。图 1-2(b)中的电磁换向阀 14 就不是以零位置表示的,而是电磁铁带电时的情形。故将电磁换向阀 14 的外接油管画在靠近电磁铁一侧,这与结构示意图(a)所表示的电磁阀 14 的油路联通关系是一致的。

1.4 液压传动的优缺点

液压传动与其它传动方式相比,主要优点有:

- 1)液压传动装置体积小,重量轻,即功率重量比大。
- 2)由于流量易于连续调节,所以液压传动实现无级调速方便,且调速范围大,性能好。
- 3)液压传动装置工作平稳,响应快,可频繁启动、制动和换向。
- 4)液压传动装置易于实现过载保护。
- 5)液压传动所用元件和辅件便于实现标准化、系列化和通用化。
- 6)液压介质有良好的润滑性和防锈性,有利于延长液压元件的使用寿命。
- 7)液压传动装置便于实现运动转换,液压元件和辅件的排列及布置也可根据需要灵活掌握。
- 8)功率损失所产生的热量可通过液压介质方便地带走。

液压传动的主要缺点有:

- 1)因为泄漏在所难免,采用液压传动难以保证严格的传动比。

2) 液压传动的总效率比较低, 这是因为液压传动装置工作过程中存在着机械摩擦损失、压力损失和容积损失。

3) 液压传动装置的性能受温度的影响较大。

4) 布置液压管路不如布置导线灵活, 再加上工作介质在管路中流动时功率损失较大, 故液压传动不宜远距离传输能量。

5) 工作介质必须保持清洁干净, 否则液压传动装置就会失效。

思考题与习题

1-1 具体说明液压系统的工作压力不能无限大的原因(假设负载可以无限大)。

1-2 流动的液体具有压力能、动能和位能, 这三种能是同时存在的。哪一种能量形式在液压传动中是最主要的, 为什么?

1-3 结合图 1-1 所示的液压千斤顶原理图, 说明在千斤顶举升重物的过程中, 考虑压力损失和不考虑压力损失两种情况下工作介质的压力分布状况。并说明把重物举升到一定高度且维持这个高度不变时, 千斤顶内的工作介质所处的状态。此时还有流量吗, 压力呢?

1-4 在存在泄漏的情况下, 如何理解液压传动中运动的传递按照容积变化相等的原则进行。

2 液压介质及流体力学要点

2.1 液压介质

在液压传动系统中, 液压介质担负着转换、传递、控制能量的重要作用, 同时起着润滑作用, 其力学性质对液压系统的工作影响很大。因此, 在研究液压系统之前, 必须先对液压介质及其力学性质有较深入的了解。

2.1.1 液压介质的主要物理性质

2.1.1.1 密度和重度

A 密度

对于均质液体, 单位体积的质量称为密度, 用 ρ 表示

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

式中 M ——液体的质量, kg;

V ——液体的体积, m^3 。

液体密度随温度变化而变化, 但因其变化极小, 故通常可视为常数。各种常用液压介质的密度见表 2-1。

表 2-1 液压介质密度

介质种类	矿油型 液压油	水包油 乳化液	油包水 乳化液	水-乙二醇 液压液	磷酸酯 液压液
$\rho / (\text{kg}/\text{m}^3)$	850~960	990~1000	910~960	1030~1080	1120~1200

B 重度

对于均质液体, 单位体积的重量称为重度, 用 γ 表示

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

式中 G ——液体的重量, N;

V ——液体的体积, m^3 。

由于 $G = Mg$, 所以液体重度和密度间具有如下关系: $\gamma = \rho g$, g 为重力加速度。

2.1.1.2 压缩性

液体受压力的作用发生体积变化的性质称为压缩性, 常用压缩系数 β 表示。 β 的意义是: 单位压力变化时液体体积的相对变化率, 即

$$\beta = - \frac{1}{\Delta p} \cdot \frac{\Delta V}{V_0} \quad (2-3)$$

式中 $\frac{\Delta V}{V_0}$ ——液体体积变化率;

Δp ——液体的压力变化值, N/m^2 。

由于式(2-3)中 β 应为正值, 而压力增大时, 液体体积减小, $\Delta V/V_0$ 为负值; 故在式(2-3)的右边加了一个负号。常用矿油型液压油的压缩系数 β 值为 $(5 \sim 7) \times 10^{-10} \text{ m}^2/\text{N}$ 。

压缩系数 β 的倒数称为体积弹性模量, 以 K 表示, 即

$$K = \frac{1}{\beta} = - \frac{V_0 \Delta p}{\Delta V} \quad (2-4)$$

液压油的体积弹性模量 $K = (1.4 \sim 2.0) \times 10^9 \text{ Pa}$, 约为钢的弹性模量的 $1/(100 \sim 150)$ 。当液压油中混有空气时, 其弹性模量显著减小。例如, 油中混有 1% 的空气时, 其体积弹性模量降到纯油的 5% 左右; 当混有 5% 的空气时, 其 K 值降到纯油的 1% 左右。所以, 在设计和使用液压系统时, 应尽力防止空气混入液压油中。

2.1.1.3 粘性

液体在外力作用下流动时, 分子间的内聚力要阻止分子间的相对运动而产生一种内摩擦力, 液体的这种特性称为粘性。粘性的大小用粘度来衡量, 粘度是选择液压油的主要指标。

A 粘度的定义及其物理意义

如图 2-1 所示, 两平行平板间充满液体, 下平板固定不动, 而上平板以速度 v_0 向右运动。由于液体的粘性, 紧贴下平板的液体静止不动, 即速度为零, 而中间各层液体的速度呈线性分布。

根据牛顿液体内摩擦定律, 液体流动时, 相邻两液层间的内摩擦力 F_f 与液层接触面积 A 、速度梯度 dv/dy 成正比, 且与液体性质有关, 即

$$F_f = \mu A \frac{dv}{dy} \quad (2-5)$$

式中 μ ——液体的动力粘度, $\text{Pa} \cdot \text{s}$;

A ——液层间的接触面积, m^2 ;

$\frac{dv}{dy}$ ——速度梯度, $1/\text{s}$ 。

将上式变换成

$$\mu = \frac{F_f}{A \cdot dv/dy} = \frac{\tau}{dv/dy} \quad (2-6)$$

式中 τ ——液层间单位面积上的内摩擦力, Pa 。

由式(2-6)知, 液体粘度的物理意义是: 液体在单位速度梯度下流动时单位面积上产生的内摩擦力。

B 粘度的表示方法

a 动力粘度

式(2-6)中的 μ 称为动力粘度, 其法定单位为 $\text{Pa} \cdot \text{s}$ 。

b 运动粘度

液体的动力粘度与其密度的比值, 称为液体的运动粘度, 用 ν 表示。即

$$\nu = \mu / \rho \quad (2-7)$$

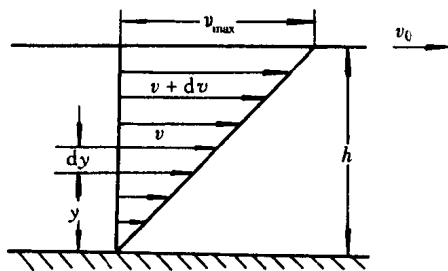


图 2-1 平行平板间液体的流动

我国油的牌号均以其在 40℃ 时运动粘度的平均值来标注。例如, N46 号液压油表示其在 40℃ 时, 平均运动粘度为 46 mm²/s。

c 相对粘度(恩氏粘度)

相对粘度是指被测液体在某一测定温度下, 依靠自重从恩氏粘度计的 φ2.8mm 测定管中流出 200cm³ 所需时间 t_1 与 20℃ 时同体积蒸馏水流出时间 t_2 的比值, 用符号 °E 表示

$$^{\circ}\text{E} = t_1 / t_2 \tag{2-8}$$

相对粘度与运动粘度的换算关系为

$$\nu = (7.31^{\circ}\text{E} - \frac{6.31}{^{\circ}\text{E}}) \times 10^{-6} \tag{2-9}$$

C 粘温特性

液体粘度随液体压力、温度的变化而变化。对液压油而言, 其粘度随压力增大而增大, 但变化很小, 通常可忽略不计; 其粘度对温度变化十分敏感, 温度升高, 粘度减小。几种国产液压油的粘温特性如图 2-2 所示。

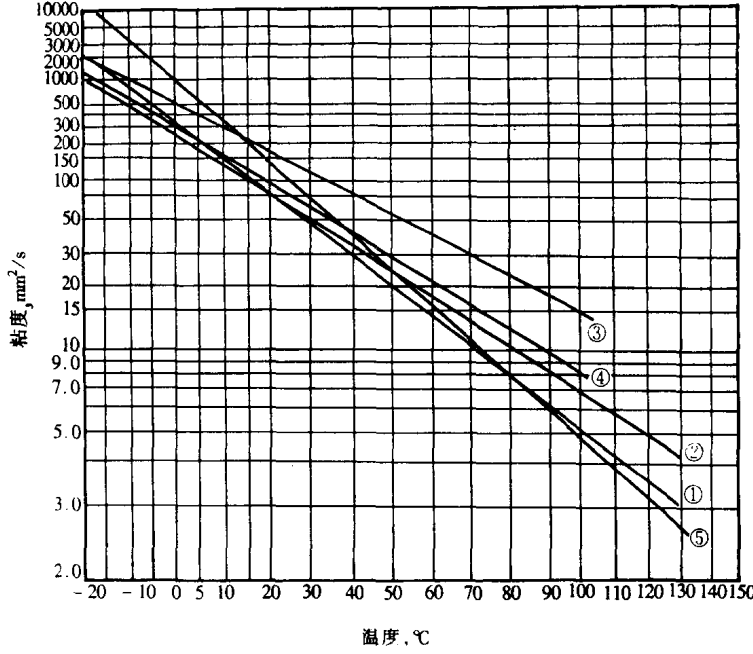


图 2-2 液压介质粘-温图

①—普通液压油; ②—高粘度指数液压油; ③—油包水乳化液; ④—水-乙二醇液压液; ⑤—磷酸酯液压液

2.1.2 液压介质的分类与代号

液压传动与控制技术的广泛应用, 对液压介质提出了更新更高的要求, 也促进了液压介质的发展。对用于液压传动的工作介质, 目前国内外常采用综合分类法, 将液压介质分为两大类, 即矿油型液压油和抗燃型液压液, 详见图 2-3。