

液压传动与控制

上海市业余工业大学编著



上海科学技术出版社

内 容 简 介

本书共七章,第一章介绍液压传动的工作原理、组成,以及液压传动的介质——液压油的主要性质和液压流体力学的基本规律;二至四章分别介绍常用液压元件的工作原理、结构、性能参数以及基本回路;五、六章介绍典型液压系统及液压系统的设计计算;第七章介绍液压伺服系统的入门知识。

本书主要供电视大学、业余工业大学、函授大学机械专业师生教学用,可供大专院校教学参考,也可供在职技术人员自学使用。

液 压 传 动 与 控 制

上海市业余工业大学 编
上海市电视大学

上海科学技术出版社出版

(上海瑞金二路 450 号)

新华书店上海发行所发行 上海中华印刷厂印刷

开本 787×1092 1/16 印张 19 字数 467,000

1981年9月第1版 1981年9月第1次印刷

印数 1—55,000

统一书号: 15119·2139 定价: (科四) 1.80 元

前 言

为了适应四个现代化建设的需要,加速培养液压技术专门人材,根据我教研室多年来的教学实践,并吸收了国内有关资料编写了这本书。

本书在内容取材和安排上力求理论与实际结合,学以致用。编写中,注意从当前设计制造的实际水平出发,以静态为主,概括液压系统共性的问题,尽力讲清基本概念、基本理论,着眼于提高读者选用液压元件和分析、设计液压系统的能力。

本书一至四章介绍液压传动的工作原理、组成和有关液压流体力学的一些基本规律,介绍油缸,油泵,各种阀门的结构、类型和性能参数。基本回路与控制元件合在一章穿插着写,以便于读者更好的理解和应用。五、六章介绍典型液压系统和系统的设计计算。第七章介绍液压伺服控制的基本原理和应用实例。为了节省篇幅,液压辅助元件不单列成章,分散在有关章节中写。本书适合具有大专基础知识,并有一定生产实践经验的在职职工使用。

本书由上海市业余工业大学、上海电视大学机械设计与控制教研室集体编写。参加编写的有:卢醒庸(第一、第七章),龚正(第二章),张宝峰、诸君汉(第三章),黄奕振(第四章),奚林根(第五、第六章)。薛祖德、关肇勋、黄奕振、张宝峰参加修改。

由于水平限制,本书一定存在不少缺点和错误,希读者提出批评指正。

编 者

一九八〇年十一月

目 录

第一章 液压传动基础知识1	§ 1-9 气穴与气蚀42
§ 1-1 液压传动的工作原理及其组成1	§ 1-10 功率、效率及发热42
一、工作原理.....1	一、功率.....42
二、液压传动系统的组成.....2	二、效率.....43
三、液压传动的主要优缺点.....4	三、发热.....45
§ 1-2 油液的物理性质4	第二章 油缸46
一、液体中的作用力.....5	§ 2-1 油缸的结构形式47
二、密度、重度.....5	一、双作用油缸.....47
三、压缩性、热膨胀性.....6	二、单作用油缸.....52
四、粘度.....7	§ 2-2 油缸的密封52
五、液压油的选择.....10	一、间隙密封.....53
§ 1-3 静止油液的力学规律11	二、用 O 形密封圈密封.....53
一、静压力.....12	三、用 V 形密封圈密封.....55
二、油液的静力学基本方程.....12	四、用 Y 形密封圈和 Y_x 形密封圈密封.....55
三、压力的传递.....14	§ 2-3 油缸的缓冲和排气57
四、压力的表示法.....14	一、油缸的缓冲.....57
五、液压系统压力的建立.....15	二、油缸的排气.....58
六、油液作用在固体壁面上的作用力.....15	§ 2-4 油缸主要尺寸的确定59
§ 1-4 流动油液的基本力学方程16	一、油缸工作压力的确定.....59
一、基本概念.....16	二、油缸尺寸的确定.....60
二、连续性方程.....18	三、油缸流量的确定.....62
三、欧拉运动方程.....18	四、计算举例.....62
四、伯努利方程.....19	§ 2-5 油缸和活塞的结构和材料63
五、动量方程.....21	一、油缸主要零件的结构.....63
§ 1-5 定常管流压力损失计算24	二、油缸主要零件的材料.....65
一、层流、紊流、雷诺数.....24	第三章 油泵和油马达67
二、圆管中的层流运动.....26	§ 3-1 叶片泵和叶片油马达68
三、圆管中的紊流运动.....27	一、叶片泵.....68
四、进口起始段流动.....28	二、叶片油马达.....77
五、局部压力损失.....29	§ 3-2 齿轮泵和齿轮油马达78
§ 1-6 间隙流动30	一、齿轮泵.....78
一、平行平板间的间隙流动.....30	二、齿轮油马达.....85
二、圆柱环形间隙中的流动.....33	§ 3-3 柱塞泵和柱塞油马达85
三、平行圆盘间隙的径向流动.....34	一、轴向柱塞泵.....86
四、圆锥状环形间隙的流动.....35	二、轴向柱塞油马达.....90
§ 1-7 通过节流孔的流动36	三、径向柱塞泵.....92
一、薄壁小孔的流量计算.....36	四、径向柱塞油马达.....94
二、厚壁小孔的流量计算.....37	五、摆动油马达.....95
§ 1-8 液压冲击38	§ 3-4 油泵和油马达的选用97
一、油液流道迅速关闭时的液压冲击.....39	一、油泵的选用.....97
二、液压冲击波的传递速度.....40	二、油马达的选用.....99
三、运动部件制动时产生的液压冲击.....41	

第四章 液压基本回路和控制阀 100

§ 4-1 方向控制回路	100
一、换向阀及换向回路	100
二、单向阀及锁紧回路	110
§ 4-2 调压回路	112
一、溢流阀及调压回路	112
二、减压阀及减压回路	120
§ 4-3 多油缸顺序动作回路	122
一、压力控制的顺序动作回路	122
二、行程控制的顺序动作回路	126
三、时间控制的顺序动作回路	129
§ 4-4 平衡回路	129
一、用顺序阀的平衡回路	130
二、用液控顺序阀的平衡回路	130
§ 4-5 卸荷回路	131
一、系统不需保压的卸荷回路	131
二、系统需要保压的卸荷回路	132
§ 4-6 增压与增力回路	134
一、用增压油缸增压的回路	134
二、用串联油缸增力的回路	136
三、连续增压回路	136
§ 4-7 调速回路	137
一、节流调速回路	138
二、容积调速回路	147
三、联合调速回路	151
四、分段调速回路	152
§ 4-8 增速回路	153
§ 4-9 速度换接回路	155
§ 4-10 同步回路	159
§ 4-11 油马达回路	162
一、油马达制动回路	162
二、油马达补油回路	163
三、油马达的并联及串联回路	164
§ 4-12 电液比例阀控制的回路	165
一、BYF 型电磁式比例溢流阀	165
二、BQF 型电磁式比例调速阀	166

第五章 典型液压系统 168

§ 5-1 速度变换为主的液压系统——组合机床传动系统	168
一、YT 5249 型自驱式动力头滑台的液压系统	170
二、他驱式动力头滑台的进给液压系统	172
三、回转工作台液压系统	174
§ 5-2 换向平稳和换向精度要求高的液压系统——内、外圆磨床传动系统	177
一、换向形式的分析	178
二、M1432 A 型万能外圆磨床液压系统	181

§ 5-3 压力变换为主的液压系统——液压机传动系统 183 |

一、液压机的典型工艺程序	184
二、YA 79-250 液压机的液压系统	184
三、系统的特点	187

第六章 液压系统的设计计算 188

§ 6-1 明确设计依据,进行工况分析	188
一、设计依据	188
二、工况分析	188
§ 6-2 确定系统方案,拟定液压系统图	192
一、确定系统方案	192
二、拟定液压系统图	195
§ 6-3 液压元件的计算和选择	199
一、执行元件主要参数的计算	199
二、执行元件所需流量	202
三、作出执行元件工况循环图	202
四、选定油泵和确定电动机功率	203
五、选择控制元件	205
六、选择辅助元件	205
§ 6-4 液压系统验算及技术文件的编制	211
一、压力损失验算和压力阀的调整压力	211
二、油箱容量的验算	213
三、绘制工作图,编制技术文件	214
§ 6-5 液压传动系统设计举例	215
一、确定外负载,作工况循环图	215
二、计算油缸尺寸和所需流量	217
三、确定液压系统方案,拟定液压系统图	218
四、选定液压元件	221
五、确定压力阀调整值及系统的验算	223
§ 6-6 集成块设计	223
一、通用集成块组的结构	224
二、集成块设计	230

第七章 液压伺服系统 239

§ 7-1 液压伺服系统工作原理	239
§ 7-2 液压伺服系统的基础知识	241
一、职能方框图及系统的组成环节	241
二、数学模型	242
三、拉氏变换与传递函数	244
四、典型环节	248
五、结构方框图	254
六、稳态误差	257
七、稳定性	260
八、频率特性及频率响应法	263
§ 7-3 阀控油缸伺服系统分析	268
一、工作原理	268
二、四边控制阀特性	269
三、阀控油缸系统分析	271
§ 7-4 液压伺服系统实例	276

一、 液压仿形刀架	276	三、 电液伺服阀的基本特性	289
二、 电液脉冲马达	279	§ 7-6 电液伺服系统实例	291
§ 7-5 电液伺服阀	283	一、 机械手伺服系统	291
一、 电液伺服阀的组成	283	二、 带材跑偏控制系统	296
二、 电液伺服阀结构	287	三、 带钢张力控制系统	298

第一章 液压传动基础知识

液压传动是机械设备中广泛采用的一种传动方式。液压传动是用液压油作为工作介质,通过动力元件(油泵),将原动机的机械能转换为油液的压力能,然后,通过管道、控制元件,借助执行元件(油缸或油马达)将油液的压力能转换为机械能,驱动负载实现直线或回转运动。

本章介绍液压传动的工作原理、组成,液压油的主要性质、选用,着重介绍液压流体力学的一些基础知识。

§ 1-1 液压传动的工作原理及其组成

一、工作原理

下面以图 1-1, 1-2 液压千斤顶为例说明液压传动的工作原理。在图 1-2 中,大、小两油缸相互连通着。由物理学中所知,液体具有两个重要特性:液体几乎不可压缩;密闭容器中静止液体的压力以同样大小向各方向传递。图 1-1 中,用手向上扳动手柄时,小活塞向上移动,使小活塞下端密闭容积腔增大,形成真空。在大气压作用下,油经油管 5、单向阀 4 进入小油缸下腔;用力下压手柄,小活塞下移,密闭容积腔内的油液受到挤压,下腔的油经管道 6、单向阀 7 输入大油缸的下腔(此时单向阀 4 关闭,与油箱的油隔断),迫使大活塞 8 向上移动顶起重物 13。反复扳动手柄,油液就不断地输入大油缸的下腔,推动大活塞缓慢上升。现将图 1-2 简化为图 1-3 的密闭连通器,可更清楚地分析其动力传递过程:在大活塞上有负载 W , 当小活塞上作用一个主动力 N , 使密闭连通器保持力的平衡。此时,油液受压在内部建立了压力。根据静力平衡原理:

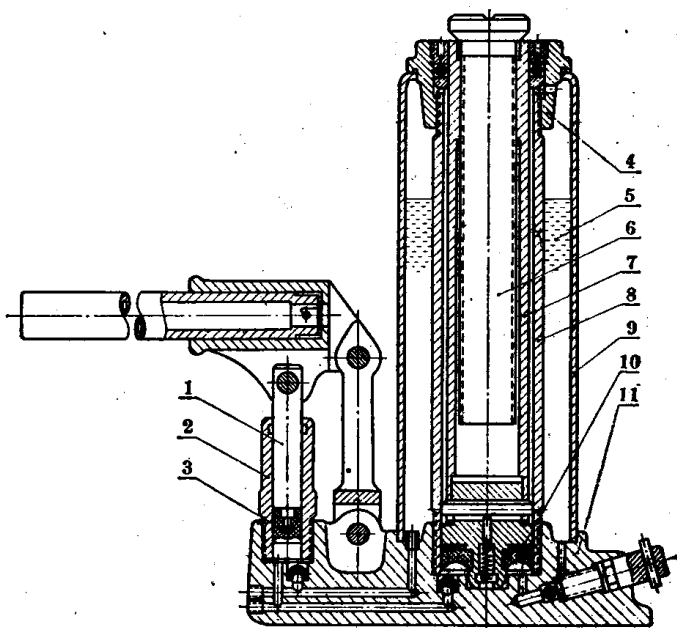


图 1-1 液压千斤顶结构图

1—小活塞; 2—小油缸; 3—密封圈; 4—顶帽; 5—
液压油; 6—调节螺杆; 7—大活塞; 8—大油缸; 9—
外套; 10—大密封圈; 11—底座

$$\text{大活塞上的压力} = \frac{W}{A}; \quad \text{小活塞上的压力} = \frac{N}{a}$$

式中 A ——大活塞的面积;
 a ——小活塞的面积。

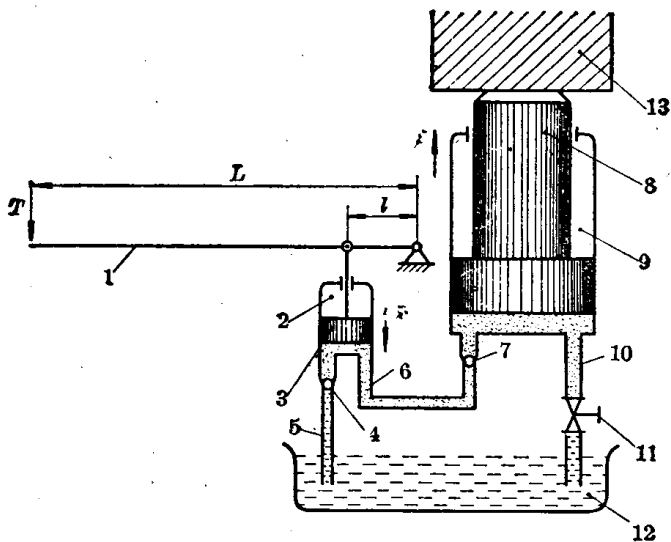


图 1-2 液压千斤顶原理图

1—手柄；2—小油缸；3—小活塞；4、7—单向阀；5、6、10—管道；
8—大活塞；9—大油缸；11—放油螺塞；12—油箱；13—重物

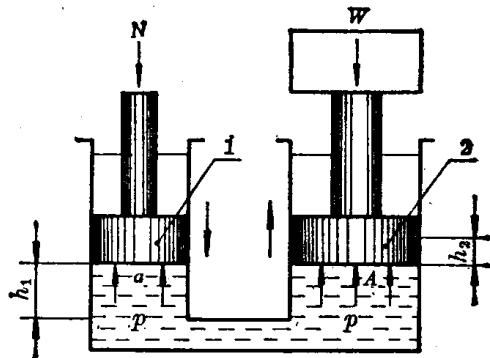


图 1-3 密闭连通器

因密闭容器中压力处处相等，故

$$\frac{W}{A} = \frac{N}{a} = p$$

这样，可用较小的力平衡大活塞上很大的负载力。

$$W = \frac{A}{a} N$$

由此可知，在液压传动中，力不但可以传递，而且通过作用面积 ($A > a$) 的不同，力可以放大。千斤顶所以能够以较小的推力顶起较重的负载，原因就在这里。

通过上例可见，液压传动实际上是种能量转换装置，它是靠油液通过密闭容积变化的压力能来传递能量的。只要控制油液的压力、流量和流动方向，便可控制液压设备动作所要求的推力(转矩)、速度(转速)和方向。

二、液压传动系统的组成

在车床上加工工件时，刀架的进给运动常用丝杆螺母、齿轮齿条或凸轮等机构来传递动力的。如采用液压传动系统来实现刀架的进给运动，可简化传动机构，并能方便地实现自动进给运动。下面以车床进给系统为例，说明液压传动系统的组成。

刀架要求实现慢速向右进给 → 快速向左退回的动作循环。图 1-4 中活塞 9、活塞杆 12 与刀架拖板 11 相连。油缸 10 固定在床身上。图中所示为电磁换向阀处于通电状态。拖板带动刀架向右进给时，通过油泵 17 密闭腔容积的变化，油液经滤油器 19、油管 1 吸入，并经油管 2、换向阀 15、油管 3 进入油缸 10 的左腔，油液受挤压，油缸左腔容积不断增大，推动活塞向右移动，带动拖板和刀架向右作进给运动。油缸右腔的回油，经管 4、节流阀 13、油管 5、换向阀 15、油管 6 回油箱。调节节流阀 13 的开口大小，可控制油缸右腔回油量，改变油缸活塞带动拖板向右移动的运动速度。

拖板需要退回时，只需改变油液进、出油缸流动的方向，即控制换向阀 15 的电磁铁，使

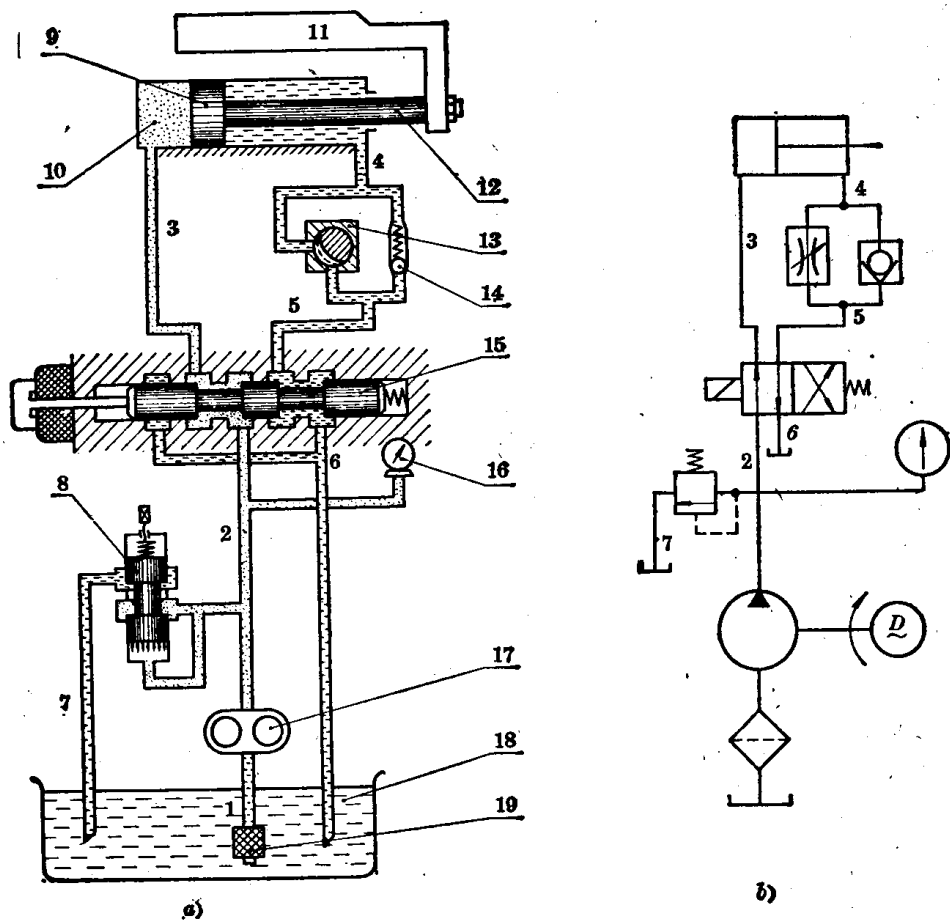


图 1-4 简单液压刀架液压系统图

1~7—油管；8—溢流阀；9—活塞；10—油缸；11—拖板；12—活塞杆；13—节流阀；
14—单向阀；15—换向阀；16—压力表；17—油泵；18—油箱；19—滤油器

断电，阀芯在弹簧作用下，向左移动，油管 2 与 3，5 与 6 通路切断，2 与 5，3 与 6 接通，油液流动方向改变，拖板快速向左退回。由此可见，换向阀是控制油液流动方向的液压元件。

图中，油管 4 与 5 之间，节流阀 13 与单向阀 14 并联连接。当拖板向左退回时，油缸右腔只通过节流阀回油（单向阀 14 关闭）；快退时，油泵的油经换向阀 15、单向阀 14 进入油缸右腔。单向阀是控制油液正向接通反向切断的，因此，也是控制方向的液压元件。

为了稳定系统压力和防止系统过载，在进油路上安装溢流阀 8，与油泵旁路联接。当系统压力超过调定值时，溢流阀开启，油通过溢流阀回油箱，系统压力不再升高，稳定在调定的压力值范围内。因此，溢流阀起定压和限压的作用。

图 1-4b，为用我国制订的图形符号表示的液压系统图。图形符号只表示元件的职能，连接系统的通路，不表示元件的具体结构和参数。

综上所述，通常一个液压系统由以下四部分组成：

1. 动力元件——油泵，是将机械能转换为油液压力能的能量转换元件。
2. 执行元件——油缸或油马达，是将压力能转换为驱动工作部件的机械能的能量转换元件。
3. 控制元件——各种阀，如压力阀、流量阀和换向阀等，用以控制液压传动系统所需要的力、速度、方向和工作性能的要求。
4. 辅助元件——指各种管接件、油管、油箱、滤油器、蓄能器、压力表等，起连接、输油、贮油、过滤、贮存压力能、测量等作用。

三、液压传动的主要优缺点

液压传动与机械、电气、气压传动相比,有以下优点:

1. 能方便地进行无级调速,调速范围大。
2. 单位重量的输出功率大,结构紧凑,惯性小,且能传递大扭矩和较大的推力(如万吨水(油)压机)。
3. 控制和调节简单、方便、省力,易于实现自动化控制和过载保护。

它的缺点是由于油液的可压缩性、油温变化和泄漏,不宜用于传动比要求严格的传动中;在能量转换和传递过程中,由于机械摩擦、压力、泄漏损失,油液容易发热,效率较低,且不宜用于远距离传动和高温下工作;过滤要求高,出故障时不易查找原因和及时排除。

液压传动,由于它的优点比较突出,在工农业各个部门获得广泛应用。它的某些缺点随着生产技术的不断发展,正在逐步得到克服。

§ 1-2 油液的物理性质

液压传动是以油液作为工作介质来传递动力的,为此必须了解油液的物理性质,研究油液运动的规律。本节将着重介绍油液的主要物理性质。

研究油液的物理性质必然会涉及许多物理量的单位。我国目前使用的公制单位有绝对制和工程制两种。本书将以公制工程制作为基本单位,它与国际单位制(SI)之间的换算关系参阅表 1-1。

表 1-1

物理量名称	S I 制		公制工程制		换算关系
	名称	代号	名称	代号	
长度	米	m	米	m	
时间	秒	s	秒	s	
质量	千克	kg	质量工程单位	kgf·s ² /m	
力	牛顿	N	公斤力	kgf	1 kgf = 9.81 N ≈ 10 N
压力	帕斯卡	Pa = [N/m ²]		kgf/cm ²	1 kgf/cm ² = 9.81 × 10 ⁴ Pa
密度		kg/m ³		kgf·s ² /m ⁴	1 kgf·s ² /m ⁴ = 9.81 kg/m ³
粘度	帕秒	Pa·s		kgf·s/m ²	1 kgf·s/m ² = 9.81 Pa·s
能、功	焦耳	J = [N·m]	公斤力·米	kgf·m	1 kgf·m = 9.81 J
功率	瓦	W = [J/s]		kgf·m/s	1 kgf·m/s = 9.81 W

油液与一切流体相同,在研究其宏观的机械运动时可以认为它是一种连续介质,即油液中的运动参数是时间和空间的连续函数。这样我们就可以利用解析数学来描述它的运动规律。

此外,由于液体分子间内聚力较小,只能承受较大的压应力,而几乎不能承受拉应力,不能抵抗剪切变形,而只能阻滞剪切变形的速率。所以它不能保持一定的形状,只能取得所在容器的形状。

一、液体中的作用力

物体的机械运动是受力作用的结果,因此研究液体运动的规律,必须首先讨论液体中作用力的特性。我们假设从液体中取出一块微元,其体积为 ΔV , 质量为 Δm , 则作用在该微元上的力可分为质量力和表面力。

质量力又称体积力,它作用于所取微元的所有质点上,重力、各种惯性力等均为质量力。

质量力是矢量,其大小与所取微元的质量成正比,常以单位质量所受质量力的大小来衡量,称为单位质量力。单位质量力在直角坐标系 x 、 y 、 z 坐标轴上的投影分别以 X 、 Y 、 Z 表示。如微元上只受到重力的作用,则

$$X=0, \quad Y=0, \quad Z=-\frac{\Delta m g}{\Delta m}=-g$$

式中负号表示重力加速度方向与 z 坐标轴方向相反。

表面力是该微元与相接触液体之间的相互作用力。表面力也是矢量,它与作用面积的大小成正比。单位表面积上的表面力称为应力。按作用方向,可将表面力分为法向力 ΔP_N 和切向力 ΔP_τ 。法向力 ΔP_N 与微元表面法线方向一致。切向力 ΔP_τ 与表面相切。因此,单位面积上所受的力有法向应力和切向应力。由于液体不能承受拉力,所以法向应力必定是沿微元表面的内法线方向。法向应力通常简称为压力。切向应力包括摩擦力和表面张力。表面张力在液压技术上一般不予考虑。如要确定作用在微元表面上某点 A 处表面力的大小,可在液体中取包括 A 点在内的微小表面积 ΔF , 若其上作用的表面力为 ΔP , 法向与切向分量分别为 ΔP_N 和 ΔP_τ 。则 A 点处的法向应力和切向应力分别为

$$p = \lim_{\Delta F \rightarrow 0} \frac{\Delta P_N}{\Delta F} = \frac{dP_N}{dF} \quad (1-1)$$

$$\tau = \lim_{\Delta F \rightarrow 0} \frac{\Delta P_\tau}{\Delta F} = \frac{dP_\tau}{dF} \quad (1-2)$$

应指出,切应力 τ 是由于液体的粘性,且液体有相对运动时发生内摩擦力而产生的。因此,静止液体或没有粘性的理想液体均不存在切应力。法向应力通常称作压力。

二、密度、重度

1. 密度 液体单位体积的质量

$$\rho = \frac{m}{V} \quad (\text{公斤力} \cdot \text{秒}^2 / \text{厘米}^4) \quad (1-3)$$

式中 m ——液体的质量;

V ——液体的体积。

2. 重度 液体单位体积的重量

$$\gamma = \frac{G}{V} \quad (\text{公斤力} / \text{厘米}^3) \quad (1-4)$$

由于重量 $G = mg$, 故

$$\gamma = \rho g \quad (1-5)$$

机床液压系统中常用的液压油为矿物油,在 15°C 时一般液压油的重量 $\gamma = 0.9 \times 10^{-3}$ 公斤力/厘米³。

液体的密度和重度都随液体压力和温度而变化,在一般情况下,两者随压力的增加而增加,随温度的升高而减小,其间关系均近似于线性关系。实用中可近似地认为液压油的密度和重度都是不变的。

重度也常称比重。

三、压缩性、热膨胀性

油液的密度是随着温度、压力的变化而变化的,即密度是温度和压力的函数,其数学表达式为

$$\rho = \rho_0(p, t)$$

对液体来说,密度随温度与压力的变化量很小,因此,取变量的一阶台劳级数展开作为线性近似,表示为

$$\rho = \rho_0 + \left(\frac{\partial \rho}{\partial t}\right)_p (t - t_0) + \left(\frac{\partial \rho}{\partial p}\right)_t (p - p_0) \quad (1-6)$$

式中, $\rho_0 = \rho(p_0, t_0)$, 是压力为 p_0 、温度为 t_0 时的密度; ρ 是压力为 p 、温度为 t 时的密度。

$$\text{令} \quad \beta = \frac{1}{\rho_0} \left(\frac{\partial \rho}{\partial p}\right)_t; \quad \alpha = -\frac{1}{\rho_0} \left(\frac{\partial \rho}{\partial t}\right)_p$$

则式 1-6 可简化为

$$\rho = \rho_0 [1 - \alpha(t - t_0) + \beta(p - p_0)] \quad (1-7)$$

式 1-7 就是线性化了的状态方程。式中 β 为油液的压缩率, α 为油液的热膨胀率。当压力增加时, 密度增加; 温度增加时, 则密度减小。根据密度定义, 可将 β 的表达式改写为

$$\beta = -\frac{1}{V_0} \left(\frac{\partial V}{\partial p}\right)_t \quad (1-8)$$

式中 V_0 ——液体的初始总体积。

压缩率 β 的物理意义是, 当液体的压力增加单位增量时, 体积的相对变化率。因 $\frac{\partial V}{\partial p}$ 为负值, 要使 β 为正值, 故式中加负号。液压油的 β 值一般为 $(5 \sim 7) \times 10^{-5}$ 厘米²/公斤力。 β 的倒数用 E_0 表示, 称为油液的体积弹性模量。

$$E_0 = \frac{1}{\beta} = -V_0 \left(\frac{\partial p}{\partial V}\right)_t$$

E_0 值一般为 $(1.4 \sim 2.0) \times 10^4$ 公斤力/厘米²。从油液的 β 值可知, 若压力变化不大, 则油液的体积变化极小。故在研究液压系统的静态特性和低压 (< 180 公斤力/厘米²) 情况下, 往往将油液看作为不可压缩的。而在研究系统的动态特性和高压情况下, 必须考虑油液的压缩性, 并且要求油液的 E_0 值越大越好。必须指出, 当液体中混入空气时, 可压缩性将显著增加, 液压系统中应使油液中空气的含量减至最小。

同样, 油液的热膨胀率 α 也可表示为

$$\alpha = \frac{1}{V_0} \left(\frac{\partial V}{\partial t}\right)_p$$

热膨胀率表征了液体体积随温度变化的性质。它的物理意义是, 在恒定压力的条件下, 温度改变 1°C 所引起的体积相对变化率。

对于液压用油, α 只决定于油液本身而与压力和温度无关, 其数值见下表。

15°C 重度(公斤力/厘米 ³)	0.70×10^{-3}	0.80×10^{-3}	0.85×10^{-3}	0.90×10^{-3}	0.92×10^{-3}
α (1/°C)	8.2×10^{-4}	7.7×10^{-4}	7.2×10^{-4}	6.4×10^{-4}	6×10^{-4}

四、粘 度

当油液在外力作用下发生流动时, 由于油液分子与固体壁面之间的附着力和分子之间内聚力的作用, 会导致油液分子间产生相对运动, 从而在油液中产生内摩擦力。我们称油液在流动时产生内摩擦力的特性为粘性。所以只有在流动时, 油液才有粘性, 而静止液体则不显示粘性。

粘性的大小可用粘度来衡量。粘度是选择液压油的主要指标, 它对油液流动的特性有很大影响。

1. 粘度的定义及其物理意义

图 1-5 所示, 设两平行平板之间充满着油液, 上平板以速度 V 向右运动, 而下平板固定不动。紧贴在上平板的油液粘附于上平板上, 以相同的速度 V 随平板向右运动。紧贴在下平板的油液则粘附于下平板而保持静止。中间流体的速度如图 1-5a 所示呈线性分布。我们可将这种流动看作为许多薄流体层的运动。由于各层的流动速度不同, 流动快的流层会拖动慢的流层, 而流动慢的流层又会阻滞流动快的流层。这种流层之间的相互作用力称为内摩擦力。内摩擦力的大小不仅与油液的粘性大小有关, 也与流层间的相对运动速度大小有关。若两平板间的距离为 Z , 平板面积为 F , 下平板上所受到的油液的剪切力为 T , 牛顿曾假定下列关系式成立

$$\frac{T}{F} = \mu \frac{V}{Z} \quad (1-9)$$

式中 μ 是由油液性质决定的系数(常数)。实验证明这一假定, 对水、油、空气等流体是近似成立的。我们将 $\mu = \text{常数}$ 的流体称为牛顿流体。反之, 则称为非牛顿流体。

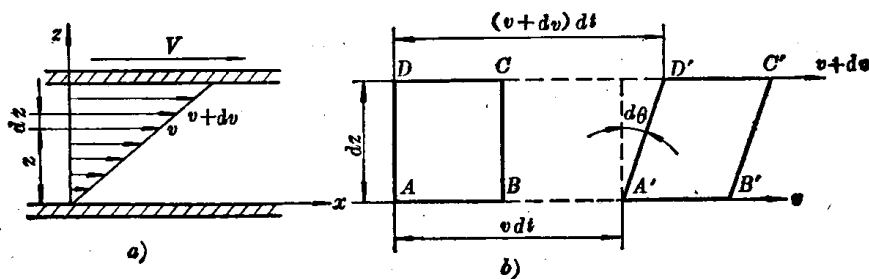


图 1-5 粘性液体速度梯度与角变形

进一步分析牛顿假定的关系式可看出, 等式的左边即为单位面积上所受的剪切力 τ , 而等式右边的 $\frac{V}{Z}$ 则表示沿垂直于速度方向上单位距离的速度的平均变化率。当 Z 很小时它就是垂直于速度方向上的速度梯度 $\frac{dv}{dz}$ 。写成一般式为

$$\tau = \mu \frac{dv}{dz} \quad (1-10)$$

式中 μ 是表征油液粘性大小的系数。为进一步弄清粘度的物理意义,可在两平板间取出一正方形 $ABCD$, 由图 1-5b 所示, 经 dt 时间后, 移动到 $A'B'C'D'$ 。设 AB 层油液的运动速度为 v , 则 DC 层的油液运动速度为

$$v + \frac{dv}{dz} dz = v + dv$$

$$DD' = (v + dv) dt$$

$$AA' = v dt$$

则

$$DD' - AA' = dv dt$$

同时, 所取的正方形的剪切变形角度为

$$d\theta \approx \operatorname{tg} d\theta = \frac{dv}{dz} dt$$

由此得

$$\frac{d\theta}{dt} = \frac{dv}{dz} \quad (1-11)$$

上式说明在这种情况下, 速度梯度 $\frac{dv}{dz}$ 与剪切变形角速度 $\frac{d\theta}{dt}$ 相同, 将这关系式代入式 1-10, 则得

$$\tau = \mu \frac{dv}{dz} = \mu \frac{d\theta}{dt} \quad (1-12)$$

由此可见, μ 是剪切应力与剪切变形角速度的比例常数。对照固体剪切变形的虎克定理, 可发现流体与固体的基本区别在于, 固体抵抗剪切变形力的大小与变形量成正比, 而流体的抵抗力则与其剪切变形的角速度成正比。粘度的物理意义是表示油液抵抗变形的能力, 它是剪切应力与剪切变形角速度之比。

2. 粘度的单位

(1) 动力粘度 μ

动力粘度又称绝对粘度, 它直接由式 1-10 得来, 即

$$\mu = \tau \cdot \frac{dz}{dv}$$

它表示了, 当速度梯度为 1 时, 单位面积上的摩擦力, 单位为达因·秒/厘米², 称作泊, 泊的 1/100 称为厘泊。

在工程单位制中 μ 的单位是公斤力·秒/米², 它与泊的换算式为

$$1 \text{ 公斤力} \cdot \text{秒}/\text{米}^2 \approx 100 \text{ 泊 (P)} = 10^4 \text{ 厘泊 (cP)}$$

(2) 运动粘度 ν

运动粘度是动力粘度与密度之比, 即

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \quad (\text{厘米}^2/\text{秒}) \quad (\text{沱, St}) \quad (1-13)$$

沱的 1/100 称为厘沱 (cSt)。在工程单位制中 ν 的单位是米²/秒, 它与沱的换算式为:

$$\begin{aligned} 1 \text{ 米}^2/\text{秒} &= 10^4 \text{ 沱 (St)} \\ &= 10^6 \text{ 厘沱 (cSt)} \end{aligned}$$

运动粘度 ν 没有明确的物理意义, 只是由于在理论分析和计算时, 粘度常以 $\frac{\mu}{\rho}$ 形式出现。为便于计算, 引入了 ν 这一概念。在 ν 的量纲中只有运动学要素——长度和时间, 故称为运动粘度。

(3) 相对粘度(恩氏粘度 °E)

动力粘度与运动粘度难以直接测量,一般仅用于理论分析和计算。实际应用中,常用特定的粘度计在规定的条件下直接测量油液的粘度。按照测量仪器和条件的不同有各种相对粘度单位。但基本原理是相同的,都是以相对于水的粘度大小来度量油的粘度大小。我国采用恩氏粘度计来测定油的粘度。在某一特定温度 t (如 20°C , 50°C , 100°C) 时 200 厘米^3 被测油液在自重作用下流过 $\phi 2.8$ 毫米的小孔所需的时间 t_1 , 与 20°C 时同体积蒸馏水流出该小孔所需时间 t_2 之比,即为被测油液的恩氏粘度

$$^{\circ}\text{E}_t = \frac{t_1}{t_2} \quad (1-14)$$

工业上常用 20°C , 50°C , 100°C 作为恩氏粘度测定的标准温度,分别以 $^{\circ}\text{E}_{20}$, $^{\circ}\text{E}_{50}$, $^{\circ}\text{E}_{100}$ 表示。

$^{\circ}\text{E}$ 与 ν 之间的换算关系式为

$$\nu(\text{cSt}) = 7.31^{\circ}\text{E} - \frac{6.31}{^{\circ}\text{E}} \quad (1-15)$$

3. 粘度与压力的关系

在一般情况下,压力对粘度的影响较小。对大多数液体,随着压力增加,其分子之间距离缩小,内聚力增大,粘度也随之增大。在实际工程中,压力 < 50 公斤力/厘米² 时,一般均不考虑压力对粘度的影响。在压力较高或变化较大时,需考虑压力对粘度的影响,它们之间的关系是指数关系

$$\mu_p = \mu_0 e^{bp} \approx \mu_0(1 + bp) \quad (1-16)$$

式中 μ_0 ——为一个大气压时的油液粘度;

b ——指数,一般为 $0.002 \sim 0.003$ 厘米²/公斤力;

μ_p ——压力为 p 时的油液粘度。

4. 粘度与温度的关系

温度对油液的粘度影响较大。随着温度增加,油液的粘度将下降。油液粘度与温度之间的关系称为油的粘温特性。不同的油有不同的粘温特性。在 $30 \sim 150^{\circ}\text{C}$ 范围内,对运动粘度 $\nu < 76 \text{ cSt}$ 的矿物油,其粘度与温度的关系可用下述近似关系式表示

$$\nu_t = \nu_{50} \left(\frac{50}{t} \right)^n \quad (1-17)$$

式中 ν_t —— $t^{\circ}\text{C}$ 时油的粘度(厘米²/秒);

ν_{50} —— 50°C 时油的粘度(厘米²/秒);

n ——指数,见表 1-2。

表 1-2

$\nu_{50}(\text{cSt})$	2.5	6.5	12	21	30	38	45	52	60	68	76
n	1.39	1.59	1.72	1.99	2.13	2.24	2.32	2.42	2.49	2.52	2.56

$t^{\circ}\text{C}$ 时的粘度,除用上述计算方法求得外,对国产油还可按其牌号由图 1-6 的国产油粘温图上直接查得。因粘度的变化直接影响液压系统的泄漏、速度稳定性、效率等性能,选用液压油时要特别注意粘温特性。

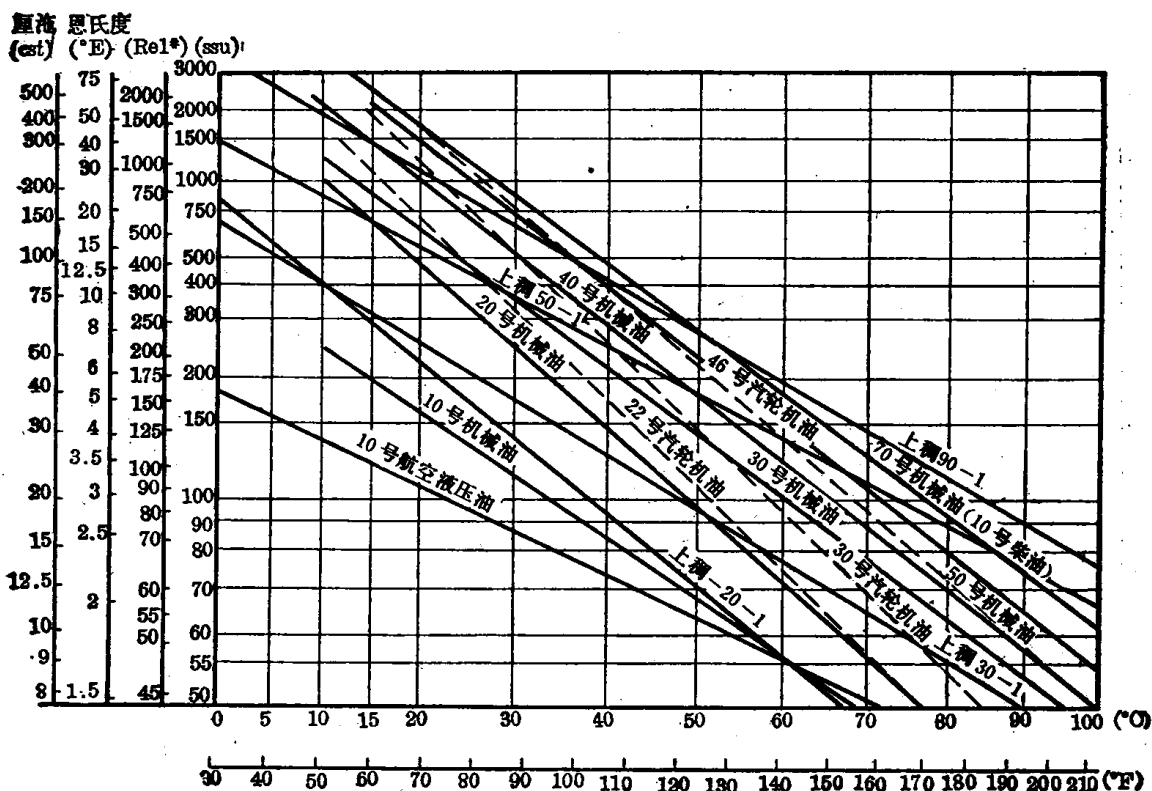


图 1-6 部分国产油粘温图

五、液压油的选择

由于石油基液体(矿物油)润滑性好、腐蚀性小、粘度较高、化学稳定性好,故在液压传动中广泛采用。特殊情况下,可采用专用的液压油。如稠化液压油,可用于建筑机械、工程机械、起重机械等液压系统,精密机床液压油适用于精密机床液压系统等。

几种国产油的主要质量指标见表 1-3。

选择液压油时,除按泵、阀样本的规定外,一般可作如下考虑:

1. 液压传动中所采用的矿物油粘度一般为 $2 \sim 8^{\circ}E_{50}$ (11.5~60 厘沲)。
2. 一般液压传动中,常用 10、20、30 号机械油,8 号柴油机油及 22、30 号汽轮机油。有时还可用几种不同粘度的油液进行调合,来得到所需要的粘度。
3. 应考虑周围环境温度。如在机床中,冬季可用 10 号机械油,夏季用 20 号机械油,酷热时用 30 号机械油。
4. 一般高压时用高粘度油,中、低压时用较低粘度的油。如压力低于 70 公斤力/厘米²时,用 50°C 时 20~38 厘沲的油;压力在 70~200 公斤力/厘米²时,用 50°C 时 60 厘沲(不大于 100 厘沲)的油。
5. 在低压($p=20 \sim 30$ 公斤力/厘米²)往复驱动中,当活塞速度很高时($V \geq 8$ 米/分),一般用 10、20 号粘度较低的机械油。在回转运动驱动中,采用 22 号汽轮机油,20、30 及 40 号机械油。

表 1-4 为按油泵类型推荐用油粘度表,可供选用液压油时参考。

在使用中,为防止油质恶化,应注意如下事项:

1. 保持液压系统清洁,防止金属屑、纤维等杂质进入油中。换油时,要彻底清洗系统,加入的新油必须过滤。

表 1-3 几种国产油的主要质量指标

主 要 指 标 牌 号		运动粘度	闪点(开口)	凝 点	酸 值	机械杂质
		(50°C) 厘沱	°C (不低于)	°C (不高于)	毫克 KOH/克 (不大于)	%
汽轮机油	22 号	20~30	180	-15	0.02	无
	30 号	28~32	180	-10	0.02	无
机 械 油	10 号	7~13	165	-15	0.14	0.005
	20 号	17~23	170	-15	0.16	0.005
	30 号	27~33	180	-10	0.20	0.007
	40 号	37~43	190	-10	0.35	0.007
精密机床 液 压 油	20 号	17~23	170	-10		无
	30 号	27~33	170	-10		无
	40 号	37~43	170	-10		无
稠化液压油	上稠 20-1	12.51	163.5	-33	0.237	无
	上稠 30-1	18.67	185.5	-49	0.131	无
	上稠 50-1	40.56	174	-48.5	0.123	无
	上稠 90-1	60.81	217	-27.5	0.063	无
航空液压油	10 号	10	92	-70	0.05	无

表 1-4 按油泵类型推荐用油粘度表

油 泵 类 型		环境温度 14~38°C 厘沱 (50°C)	环境温度 38~80°C 厘沱 (50°C)
		叶片泵	70 公斤力/厘米 ² 以下
	70 公斤力/厘米 ² 以上	31~40	37~54
齿 轮 泵		17~40	63~88
轴 向 柱 塞 泵		25~44	40~98
径 向 柱 塞 泵		17~62	37~154

2. 油箱内壁要涂耐油油漆,防止油中产生沉淀物质。

3. 为防止系统中进入空气,要做到:所有回油管都在油箱液面以下,管口切成斜断面;油泵吸油管路应严格密封;油泵吸油高度应尽可能小些,以减少油泵吸油阻力;可能情况下,应在系统最高点设置放气阀;定期检查油液质量和液面高度,以便及时更换和添加。

§ 1-3 静止油液的力学规律

静止油液是指油液内部质点间无相对运动时的油液。因此油液不显示粘性,也不存在切应力。