

机床液压传动与控制

南京航空航天大学翻印

2000.4

目 录

绪 论	1
第一章 液压油及液压流体力学基础	6
§ 1-1 液压油	6
§ 1-2 液体静力学	12
§ 1-3 流动液体的基本力学特性	14
§ 1-4 流动液体的流量—压力特性	26
§ 1-5 液压冲击和气穴现象	36
思考题和习题	40
第二章 液压泵和液压马达	44
§ 2-1 概述	44
§ 2-2 齿轮泵	48
§ 2-3 叶片泵	50
§ 2-4 柱塞泵和柱塞液压马达	55
§ 2-5 液压泵的流量调节	61
§ 2-6 其它类型的泵	64
思考题和习题	66
第三章 液压缸	68
§ 3-1 液压缸的基本类型和特点	68
§ 3-2 液压缸的构造	73
§ 3-3 液压缸结构设计中应注意的问题	79
思考题和习题	80
第四章 控制阀	82
§ 4-1 概述	82
§ 4-2 方向控制阀	82
§ 4-3 压力控制阀	92
§ 4-4 流量控制阀	105
§ 4-5 比例阀和逻辑阀	111
思考题和习题	115
第五章 辅助装置	118
§ 5-1 蓄能器	118

§ 5-2 滤油器	121
§ 5-3 管道元件	124
§ 5-4 油箱和热交换器	125
思考题和习题	127
第六章 液压传动系统的速度调节	129
§ 6-1 调速回路	129
§ 6-2 快速运动回路	145
§ 6-3 速度换接回路	147
思考题和习题	149
第七章 典型液压系统	153
§ 7-1 组合机床动力滑台液压系统	153
§ 7-2 M1432 A 型万能外圆磨床的液压系统	155
§ 7-3 液压机的液压系统	158
§ 7-4 SZ—100/80 型注射成形机	165
思考题和习题	169
第八章 机床液压系统的设计与计算	171
§ 8-1 概述	171
§ 8-2 液压系统设计与计算举例	172
思考题和习题	190
第九章 液压伺服系统	192
§ 9-1 液压伺服系统的工作原理与类型	192
§ 9-2 液压放大器	196
§ 9-3 机液伺服系统特性分析与计算	200
§ 9-4 电液伺服阀	213
思考题和习题	219
主要参考文献	220

绪 论

液压传动早在 18 世纪末已开始应用,从 1795 年英国制成第一台水压机,至今已有 180 多年的历史。液压传动被各国普遍重视,应用于各种工业部门,只是近 50 年左右的事。因此液压传动与机械传动相比,还是比较年轻的技术。

第二次世界大战以后,液压元件迅速发展,性能也日趋完善,因而液压传动开始得到广泛的应用。自从出现了精度高及快速响应的伺服阀和伺服控制系统以后,液压技术的应用就更为大家所重视。液压传动具有许多突出的优点,目前已广泛应用在机械制造、工程建设、交通运输、矿山、冶金、航空、航海、军事、轻工、农机等工业部门,也被应用到宇宙航行、海洋开发、预测地震等方面。在机床行业中,液压传动应用更为普遍,如磨床、车床、拉床、刨床、镗床、冲床、锻压机床、组合机床、数控机床、仿形机床、单机自动化、机械手和自动线等。

液压传动从发展趋势来看,正向着高压化、高速化、集成化、大流量、大功率、高效率、长寿命、低噪声方向发展。为此,一些主要液压元件生产国,今后注意在下列几方面进行理论性研究:液压回路中的过渡特性;元件的噪声、振动和气蚀;液压油的难燃性、充气性、压缩性和污染;阀的稳定性、流量系数、液动力;元件的内外泄漏;提高元件的低温特性;提高元件的寿命;电子模拟计算机与电子数字计算机在电液自动控制系统的应用等。

一、机床液压传动系统

1. 液压传动的工作原理

液压传动在机床上应用很广,具体的结构也比较复杂,下面介绍一个简化了的机床液压传动系统,用以概括地说明机床液压传动的工作原理。

图 0-1 所示为简化了的机床工作台往复送进的液压系统图。液压缸 10 固定不动,活塞 8 连同活塞杆 9 带动工作台 14 可以作向左或向右的往复运动。图中所示为电磁换向阀 7 的左端电磁铁通电而右端的电磁铁断电状态,将阀芯推向右端。液压泵 3 由电动机带动旋转,通过其内部的密封腔容积变化,将油液从油箱 1 中,经滤油器 2、油管 15 吸入,并经油管 16、节流阀 5、油管 17、电磁换向阀 7、油管 20,压入液压缸 10 的左腔。迫使液压缸左腔容积不断增大,推动活塞及活塞杆连同工作台向右移动。液压缸左腔的回油,经油管 21、电磁换向阀 7、油管 19 排回油箱。当撞块 12 碰上行程开关 11,使电磁换向阀 7 左端的电磁铁断电而右端的电磁铁通电,便将阀芯推向左端。这时,从油管 17 输来的压力油经电磁换向阀 7,由油管 21 进入液压缸的右腔,使活塞及活塞杆连同工作台向左移动。液压缸左腔的回油,经油管 20、电磁换向阀 7、油管 19 排回油箱。电磁换向阀的左右端电磁铁交替通电,活塞及活塞杆连同工作台便循环往复左右移动。当电磁换向阀 7 的左右端电磁铁都断电时,阀芯在两端的弹簧作用下,处于中间位置。这时,液压缸的左腔、右腔、进油路及回油路之间均不相通,活塞及活塞杆连同工作台便停止不动。由此可见,电磁换向阀是控制油液流动方向的。

调节节流阀 5 的开口大小,可控制进入液压缸的油液流量,改变活塞及活塞杆连同工作

台移动的速度。

在进油路上安装溢流阀 6，且与液压泵旁路连接。液压泵的输出压力，可从压力表 4 中读出。当油液的压力升高到稍超过溢流阀的调定压力时，溢流阀开启，油液经油管 18 排回油箱，这时油液的压力不再升高，稳定在调定的压力值范围内。溢流阀在稳定系统压力和防止系统过载的同时，还起着把液压泵输出的多余油液排回油箱的作用。

电磁换向阀 7 的阀芯两端弹簧腔泄漏油，通过油管 22（泄漏口）排回油箱。

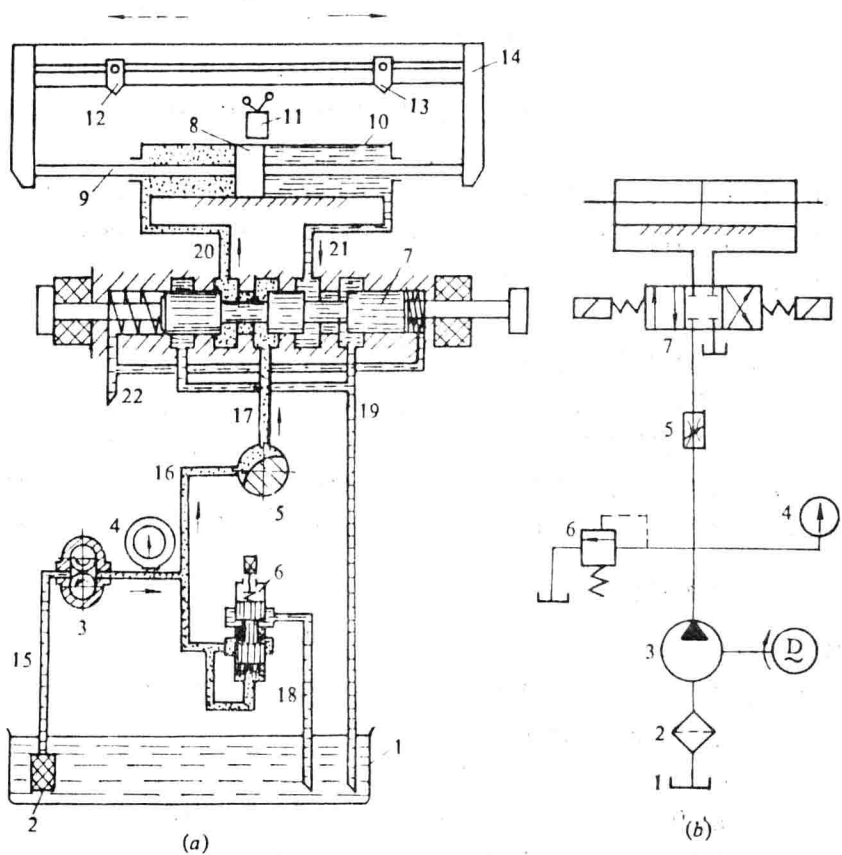


图 0-1 简化的机床液压系统图

1—油箱；2—滤油器；3—液压泵；4—压力表；5—节流阀；6—溢流阀；7—电磁换向阀；8—活塞；9—活塞杆；10—液压缸；11—行程开关；12、13—撞块；14—工作台；15~22—油管

在图 0-1 所示液压系统中，所采用的液压泵为定量泵，即在单位时间内所输出的压力油的体积（称为流量）为定值。定量泵所输出的压力油，除供给系统工作所需外，多余的油液由溢流阀排回油箱，能量损耗就增大。为了节约能源，可以采用在单位时间内所输出的流量可根据系统工作所需而调节的变量泵。如果机床液压系统的工作是旋转运动，则可以将液压缸改用液压马达。

通过上述例子可以看到：

(1) 液压传动是以有压力的油液作为传递动力的介质，液压泵把电动机供给的机械能转换成油液的液压能，油液输入液压缸后，又通过液压缸把油液的液压能转变成驱动工作台运

动的机械能。

(2) 在液压泵中, 电动机的旋转运动的机械能是依靠密封容积的变化转化为液压能, 即输出具有一定压力与流量的液压油。在液压缸中, 也是依靠其密封容积的变化, 把输入的液压能转换为活塞直线往复运动的机械能。这种依靠密封容积变化来实现能量转换与传递的传动方式称为液压传动, 它与主要依靠液体的动能来传递动力的“液力传动”(例如水轮机、离心泵、液力变矩器等) 不同, 后者在机床上用得极少。液压传动与液力传动, 都是液体传动。

(3) 工作台运动时所能克服的阻力大小与油液的压力和活塞的有效工作面积有关, 工作台运动的速度决定于在单位时间内通过节流阀流入液压缸中油液容积的多少。

(4) 在液压传动系统中, 控制液压执行元件(液压缸或液压马达)的运动(速度、方向和驱动负载能力)是通过控制与调节油液的压力、流量及液流方向来实现的, 即液流是处在液压控制的状态下进行工作的, 因此液压传动与液压控制是不可分割的。然而通常所谓的液压控制系统是指具有液压动力机构的反馈控制系统。

2. 液压系统的组成

从分析上述系统可以看出, 液压传动系统均由以下四个部分所组成:

(1) 动力元件(液压泵)。液压泵的作用是向液压系统提供压力油, 是动力的来源。它是将原动机(电动机)输出的机械能转变为油液液压能的能量转换元件。

(2) 执行元件(液压缸或液压马达)。它的作用是在压力油的推动下, 完成对外做功, 驱动工作部件。它是将油液的液压能转变为机械能的能量转换元件。

(3) 控制元件。如溢流阀(压力阀)、节流阀(流量阀)及换向阀(方向阀)等, 它们的作用是分别控制液压系统油液的压力、流量及液流方向, 以满足执行元件对力、速度和运动方向的要求。

(4) 辅助元件。如油箱、油管、管接头、滤油器、蓄能器、压力表等, 分别起贮油、输油、连接、过滤、贮存压力能、测压等作用, 是液压系统中不可缺少的重要组成部分。但从液压系统的工作原理来看, 它们是起辅助作用的, 故因此而得名。

上述各类元件, 将在以后章节中分别予以介绍。

3. 液压系统图的职能符号

图 0-1 (a) 所示的液压系统, 各元件的图形基本上表示了它们的结构原理, 称结构式原理图。它直观性强, 容易理解, 发生故障时按此类图来检查和判断故障原因比较方便, 但图形复杂不便绘制。为了简化液压原理图的绘制以适应液压技术的迅速发展, 我国国家标准(GB786—76)规定了液压系统图的图形符号。这些符号只表示元件的职能、连接系统的通路, 并不表示元件的具体结构和参数, 是职能符号。图 (b) 所示为该液压系统的职能符号式原理图。当无法用职能符号表示, 或必须特别说明系统中某一重要元件的结构及动作原理时, 也允许局部用结构式原理图表示。

国家标准规定: 图中各元件的符号均以静止状态(或零工位)表示; 工作油路(包括主压油路和主回油路)以标准实线表示。泄漏油路以细实线表示, 控制油路以虚线表示。

二、液压传动的优缺点及在机床上的应用

液压传动系统中的传动介质是油, 油本身的物理特性(将在第一章中讲到), 使液压传动与机械传动、电气传动、气压传动相比, 具有以下优点:

(1) 能方便地实现无级调速，调速范围大。在液压传动中，可以在工作时进行无级调速，调速方便且调速范围大，可达 $100:1$ 至 $200:1$ 。

(2) 运动传递平稳、均匀。液压传动中的工作介质为液体，是无间隙传动且有吸振的能力，使液压传动工作平稳、均匀。不像机械传动装置，由于加工和装配误差总会存在传动间隙，从而会引起振动和冲击。

(3) 易于获得很大的力或力矩。液压传动的工作压力较高（可达 $350 \times 10^5 \text{ Pa}$ 甚至更高），液压缸或液压马达的有效承压面积亦可取得较大，因此可获得很大的力或力矩。

(4) 单位功率的重量轻，体积小，结构紧凑，反应灵敏。在同等功率的情况下，液压泵或液压马达的重量为电机的 $10\% \sim 20\%$ ，外形尺寸为电机的 15% 左右。液压马达的运动惯量不超过同等功率电机的 10% ，启动中等功率的一般电动机需要 $1 \sim 2 \text{ s}$ ，而启动同功率的液压马达时间不超过 0.1 s 。反应灵敏，易于平稳地实现频繁的启、停、换向或变速。

(5) 易于实现自动化。液压传动的控制、调节比较简单，操纵比较方便、省力，易于实现自动化。当与电气或气压传动相配合使用时，更能实现远距离操纵和自动控制。

(6) 易于实现过载保护，工作可靠。在液压传动中，作为工作介质的油液压力很容易由压力控制元件来控制。只要设法控制油液压力在规定限度就可达到防止过载及避免事故的目的，使工作可靠。

(7) 自动润滑，元件寿命长。液压元件相对运动的表面因有液压油，能自行润滑，所以使用寿命较长。

(8) 液压元件易于实现通用化、标准化、系列化，便于设计、制造和推广使用。

液压传动的主要缺点：

(1) 液压传动以液体作为工作介质，在相对运动的表面间无法避免泄漏，再加上液体具有微小的压缩性及油管产生弹性变形等原因，使液压传动不能实现严格的定比传动。泄漏使液压系统能量损失增加，效率降低；泄漏造成油液的浪费，污染环境。

(2) 温度对液压系统的工作性能影响较大。液体的粘度和温度有密切关系，当粘度因温度的变化而变化时，将直接影响液压系统的泄漏、液压损失和通过节流元件的流量等。故一般的液压系统不宜用于高温或低温的条件下。

(3) 传动效率较低。液压传动在能量转换及传递过程中存在着机械摩擦损失、压力损失和泄漏损失，传动效率往往较低。这一缺点，使液压传动在大功率系统中的使用受到限制，也不宜作远距离传动。

(4) 空气混入液压系统后引起工作不良，如发生振动、爬行、噪声等。因此必须采取措施防止渗入。

(5) 为了防止泄漏以及满足某些性能上的要求，液压元件的制造精度要求高，使成本增加。

(6) 液压设备故障原因不易查找。液压传动的大部分故障都是由于油液不洁所造成，因此要求工作液体清洁、无杂质。液压传动中的工作液体一般为各种矿物油，经过一段时间的使用后会变质，并可能混入铁屑、尘埃等杂物，油液在压力状况下通过液压泵及控制阀的缝隙，分子链被剪切，粘度会逐步下降，因此必须定期换油。液压传动中的各种元件和工作液体都在封闭的油路内工作，故障原因一般较难查找。

总的说来，液压传动的优点较多，随着生产的发展，缺点正在逐步加以克服，因此液压

传动有着广阔的发展前途。

液压传动的优点很多，在国民经济各个部门中的应用，出发点不尽相同。在机床中，采用液压传动主要是为了在工作过程中便于无级变速、实现自动化和实现换向频繁的往复运动。液压传动在机床上的应用如下：

(1) 进给运动。液压传动应用在机床上的进给运动中最为广泛，例如：车床、六角车床、自动车床的刀架及转塔刀架的进给，组合机床的动力头、动力滑台的进给等，要求有较大的调速范围，且在工作中能无级调速；C7120 车床的纵向进给，最小工作进给量为 25 mm/min ，而纵向快进可达 $5\,000 \text{ mm/min}$ ；磨床、刨床工作台往复一次，用液压控制，周期地实现定量进给一次，进给量可进行无级调节。

(2) 主体运动。龙门刨床的工作台、牛头刨床或插床的滑枕，都采用液压传动实现所需的高速往复运动，可以减少换向冲击，缩短换向时间。液压传动也可用于自动车床、数控机床等的主轴旋转运动。

(3) 仿形装置。车床、铣床、刨床上的仿形加工可以采用液压伺服系统来实现。液压仿形精度可达 $0.01 \sim 0.02 \text{ mm}$ ，灵敏性好，靠模接触力小，寿命长。

(4) 辅助装置。工件与刀具的装卸、输送、转位、变速操纵，垂直移动的部件平衡等，都可采用液压传动来实现，可以简化机床结构，提高机床自动化程度。

(5) 数控机床。在数控机床的拖动系统中，如电液脉冲马达及电液伺服阀等的电液伺服装置也应用得比较广泛。

(6) 静压支承。重型机床、高速机床、高精度机床上采用液体静压轴承、液体静压导轨及液体静压丝杆，可以使其工作平稳，运动精度高，是近年来的一项新技术。

随着液压技术的发展，液压传动在机床上的应用将不断得到扩大和完善。

第一章 液压油及液压流体力学基础

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,研究油液的运动规律。这一章主要介绍这两方面的内容,着重介绍液压流体力学的一些基础知识。

由于流体力学只研究流体的宏观运动,因此假设流体是连续的,即假设流体是由无限多个一个紧挨着一个的流体质点组成的,流体质点之间没有任何间隙,这种假定称作连续介质假定。根据这一假定就可以把油液的运动参数看作是时间和空间的连续函数,从而可用解析数学去描述这种流体的运动规律,以解决工程实际问题。

液压油同其它流体一样,没有确定的几何形状,它在受切应力作用时,会产生连续不断的变形,即表现出有流动性。另外,当流体四周同时受到压应力作用时,它具有弹性的性质,即流体能承受压应力。相反,由于流体分子间内聚力很小,基本上不能承受拉应力。

§ 1-1 液 压 油

下面要介绍的液压油的物理性质(密度、比容、压缩性、粘性等)都是与流体的力学特性关系很密切的性质。

一、流体的密度和比容

单位体积流体内所含有的质量称为密度,用符号 ρ 表示。设有一均质流体的体积为 V ,所含有的质量为 m ,则其密度为

$$\rho = \frac{m}{V} \quad (1-1)$$

密度的倒数称为比容,用符号 v 表示,它是单位质量流体所占有的体积,即

$$v = \frac{1}{\rho} \quad (1-2)$$

流体的密度和比容将随着它们所在处的压力和温度而变化,而压力和温度又都是空间点坐标和时间的函数,即

$$\rho = \rho(x, y, z, t)$$

$$v = v(x, y, z, t)$$

由于液体的密度随压力和温度的变化改变极小,一般情况下可忽略不计,因此,常令 ρ 为常数;同样比容也是如此。

二、流体的压缩性及液压弹簧刚性系数

流体受压力作用其体积会减小的性质称为压缩性。流体压缩性的大小用体积压缩系数 κ 来表征。一定体积 V 的流体,当压力增大 dp 时,体积减小了 dV ,则体积压缩系数 κ 为

$$\kappa = - \frac{dV}{V} \frac{1}{dp} = - \frac{1}{V} \frac{dV}{dp} \quad (1-3)$$

式中 dV/V 表示流体的体积相对变化量,负号表示 dV 与 dp 的变化方向相反,即压力增加时,

体积是减少的,反之亦然。

压缩系数 κ 的倒数称为体积弹性模量,用符号 K 表示,即

$$K = \frac{1}{\kappa} = -V \frac{dp}{dV} \quad (1-4)$$

流体的压缩系数和体积弹性模量的值都是随压力和温度而变化的。对液体来说,它们的变化是很小的,一般忽略不计。

纯液体的压缩系数很小,即其体积弹性模量很大,例如,压力为 $(1 \sim 500) \times 10^5 \text{ Pa}$ 时,纯水的平均体积弹性模量 $K \approx 2.1 \times 10^3 \text{ MPa}$,纯液压油的平均体积弹性模量 K 值则在 $(1.4 \sim 2) \times 10^3 \text{ MPa}$ 范围内。如果液体中含有非溶解的气体,则其体积弹性模量就会有很大的降低。在一定压力下,油液中混有 1% 的气体时,其体积弹性模量将降低为纯油的 30% 左右;如果混有 4% 的气体,则其体积弹性模量仅为纯油的 10% 左右。由于油液在使用中很难避免不混入气体,因此工程上常将油液的 K 值取为 700 MPa。

如不特殊指明,一般 K 值都是表示等效体积弹性模量,也即是综合考虑了盛放液压油的封闭容器(包括管道)受压变形引起的容积变化、液压油本身的可压缩性,以及混入油中的气体的可压缩性。为了叙述简单,将 K 值就叫液体的体积弹性模量。

液体的压缩性在液压机械中会产生“液压弹簧效应”。如图 1-1 所示,当对活塞一端施加的外力变化一个 ΔF 时,由于液体是可压缩的,活塞便会沿受力方向产生一个位移量 Δl ,使容器中的液体受到压缩。外力消除后,被压缩的液体就会膨胀,活塞就会向反方向移动 Δl ,回复到原来位置。这一现象与机械弹簧受力变形的情况类似,被称之为“液压弹簧效应”。液压弹簧的刚性系数按如下方法计算。

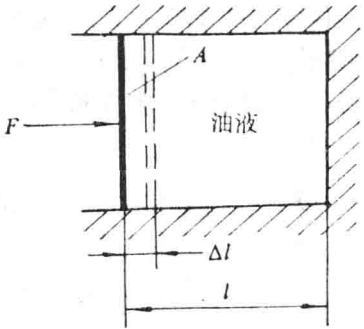


图 1-1 液压弹簧的刚性计算简图

由式(1-4)得出

$$dp = \frac{KdV}{V} = \frac{KA\Delta l}{V}$$

又

$$dF = dpA = \frac{KA^2}{V}dl$$

故有

$$K_k = \frac{dF}{dl} = \frac{KA^2}{V} \quad (1-5)$$

式中 A —— 活塞的有效面积;

dl —— 活塞的微小位移量;

dF —— 作用在活塞上外力的变化量;

K_k —— 液压弹簧刚性系数。

一般在作液压系统静态分析和计算时,可以不考虑液体的压缩性。但在动态分析和计算时,例如液压系统动态性能计算和液压冲击最大压力峰值的计算等,必须重视油的可压缩性这一因素的影响。“液压弹簧效应”还是造成液压传动装置产生低速爬行的一个重要原因。

三、流体的粘性

1. 粘性及其表示方法

液体在外力作用下流动时,液体分子间的内聚力阻碍分子间的相对运动而产生内摩擦力的性质,就是液体的粘性。

以图 1-2 所示的两块平行平板流动情况为例,观察粘性的作用。上平板以速度 u_0 相对于下平板向右运动,下平板固定不动。经测量平板某法线 y 上各点的流速发现,紧贴在上平板上极薄的一层液体,在流体分子与平板表面的附着力作用下,以相同的速度 u_0 随上平板一起向右运动。紧贴在下平板上极薄的一层液体粘附在下平板上而保持静止。中间各层液体流速则由零逐渐增加,流动快的流层会拖动流动慢的流层,而流动慢的流层又阻止流动快的流层流动,这样层与层之间就因为存在粘性而产生了内摩擦力。这种摩擦力是产生在两流层接触表面之间的剪切力,因此,流体的粘性又可说成是决定流体反抗剪切力程度的一种性质。

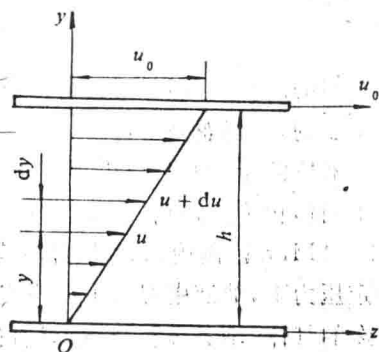


图 1-2 液体粘性示意图

实验还表明,流体层相对运动时产生的内摩擦力的大小,与流体粘性的大小和接触面积的大小以及流速沿法线的变化率(即速度梯度)有关。其数学表达式为

$$F_f = \mu A \frac{du}{dy} \quad (1-6)$$

式中 F_f —— 流体层相对运动时的内摩擦力;

μ —— 液体粘性的比例系数;

A —— 流层之间的接触面积;

$\frac{du}{dy}$ —— 流层相对运动时的速度梯度。

内摩擦力 F_f 除以接触面积 A , 即得液体内的切应力 τ 为

$$\tau = \frac{F_f}{A} = \mu \frac{du}{dy} \quad (1-7)$$

上式又称为牛顿液体内摩擦定律。

表示液体粘性大小程度的参数称为粘度,流体的粘度有三种表示方法:

(1) 动力粘度(又称绝对粘度)。动力粘度以 μ 表示,这就是式(1-6)中的粘性比例系数。它直接表示了流体内摩擦力的大小,其物理意义为:两相邻流体层以单位速度梯度流动时,在单位接触面积上所产生的内摩擦力的大小,即

$$|\mu| = \left| \frac{\tau}{du/dy} \right|$$

μ 的国际单位是 $\frac{N \cdot s}{m^2}$, 或 $Pa \cdot s$ 。

(2) 运动粘度,运动粘度以 ν 表示,它是动力粘度 μ 与密度 ρ 的比值,没有什么特殊的物理意义,即

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \quad (1-8)$$

运动粘度的国际单位是平方米每秒(m^2/s),常用平方毫米每秒(mm^2/s)。

我国目前常用运动粘度 ν 来表示油液的粘度,普通机械油的牌号就是用该油液在 50°C (323 K) 时运动粘度 $\nu(\text{mm}^2/\text{s})$ 的平均值来标志的。例如,10 号机械油就是该油的运动粘度为 $10\text{ mm}^2/\text{s}$ 。

(3) 相对粘度。液体的动力粘度及运动粘度都难以直接测量,一般多用于理论分析和计算。相对粘度是一种以被测液体的粘度相对于同温度下水的粘度之比值来表示粘度的大小。相对粘度按其测试方法的不同,有多种名称。我国习惯采用恩氏粘度,以符号 $^\circ\text{E}_t$ 表示。它是在某标定温度(如 20°C 或 50°C) 下将 200 cm^3 的被测油液在自重作用下从恩氏粘度计中直径为 2.8 mm 的小孔流出的时间 $t_1(\text{s})$,与 200 cm^3 蒸馏水在 20°C 时从恩氏粘度计中流出所需时间 $t_2(\text{s})$ 之比,即

$$^\circ\text{E}_t = \frac{t_1}{t_2} \quad (1-9)$$

恩氏粘度计只能用来测定比水粘度大的液体。恩氏粘度与运动粘度的换算关系如下:

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

2. 温度和压力对粘度的影响

液压油的粘度随温度的增加而减小,这是因为液体的粘性是由于分子之间的相互作用力而引起的,这种作用力随着温度升高引起分子间的距离增大而减小。油液粘度的变化直接影响液压系统的工作性能,因此希望粘度随温度的变化越小越好。当其运动粘度不超过 $76 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$,温度变化在 $30 \sim 150^\circ\text{C}$ 范围内时,可用下式计算温度为 $t^\circ\text{C}$ 时的运动粘度:

$$\nu_t = \nu_{50} \left(\frac{50}{t} \right)^n \quad (1-11)$$

式中 ν_t —— 温度为 $t^\circ\text{C}$ 时油液的运动粘度;
 ν_{50} —— 温度为 50°C 时油液的运动粘度;
 n —— 根据油液种类而定的常数。其值可参考表 1-1。

表 1-1 指数 n 的数值

$\nu_{50}(\text{mm}^2/\text{s})$	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

我国常用液压油的粘度与温度的关系可参阅图 1-3 国产油粘度温度曲线。

液压油的粘度随压力的升高而变大,其原因是由于分子之间距离缩小,内聚力增大所致。其关系可用以下公式表示:

$$\nu_p = \nu_0 e^{bp} \quad (1-12)$$

式中 ν_0 —— 压力为 10^5 Pa 时液体的运动粘度;
 ν_p —— 压力为 p (相对压力) 时的运动粘度;
 p —— 油液的压力 (10^5 Pa);
 b —— 根据液体种类不同而定的系数,一般 $b = 0.002 \sim 0.003 (\frac{1}{10^5\text{ Pa}})$ 。

若压力变化不大(变化值在 5 MPa 以下),液体的粘度变化甚微,可忽略不计。如果压力变

化大于 20 MPa, 则液体粘度的变化就不容忽视了。

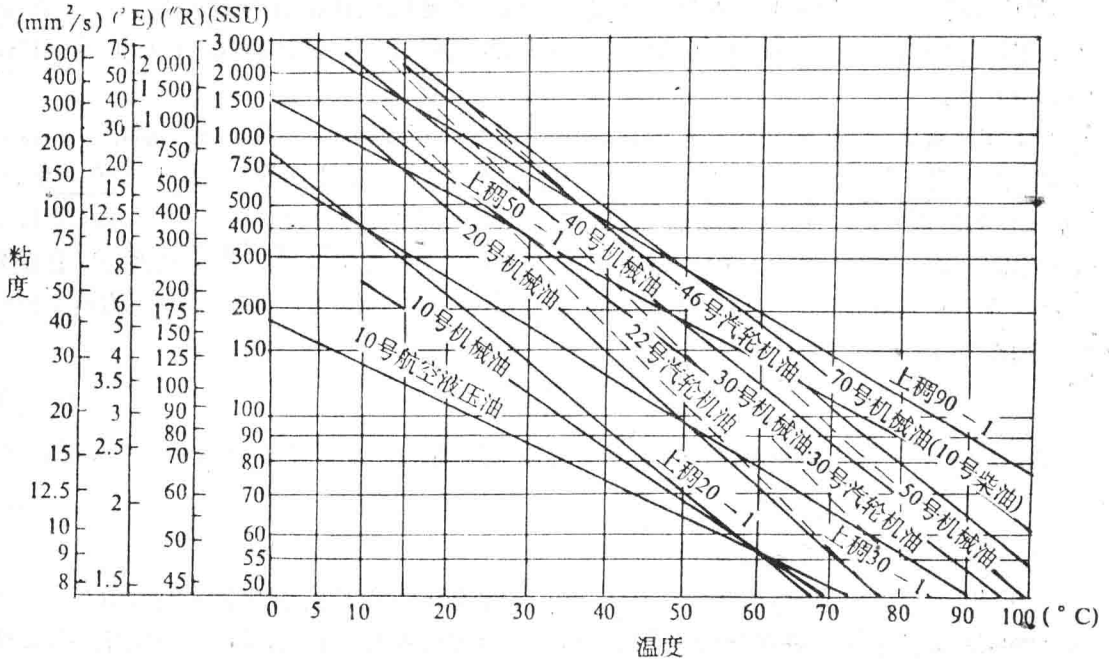


图 1-3 国产液压油粘度温度曲线

°E—恩氏粘度; °R—商用雷氏秒; SSU—国际赛氏秒

四、对液压油的要求和选用

在机床液压传动中, 液压油既是传递动力的介质, 又是润滑剂, 油液还可以将系统中的热量扩散出去。在这三点作用中前两点是主要的。

随着液压技术的日益广泛应用, 液压系统的工作条件、周围环境以及所控制的对象也越来越复杂。因此, 要保证液压系统工作可靠、性能优良, 对液压油必须提出以下几项要求:

(1) 应具有合适的粘度, 且粘温性要好, 即粘度随温度的变化要小。粘性过大, 油液流动时阻力大, 功率损失大, 系统效率低。粘度过小, 将引起泄漏增加, 系统效率也要降低。

(2) 可压缩性要小, 即体积弹性模量要大, 释放空气性能要好, 这是由于油中混入空气时, 将大大降低油的体积弹性模量, 降低系统的动态性能指标。

(3) 润滑性能要好, 保证在不同的压力、速度和温度条件下, 都能形成足够的油膜强度。

(4) 具有较好的化学稳定性, 不易氧化和变质, 以免造成元件或机件的损坏, 影响系统的正常工作。

(5) 质量应纯净, 应尽量减小机械杂质、水分和灰尘的含量。水混入液压油中, 会降低液压油的润滑性、防锈性; 其它杂质混入液压油中, 会堵塞节流小孔和缝隙, 或导致运动部件卡死, 这些都影响系统工作的可靠性和准确性。

(6) 对密封材料的影响要小。液压油对密封材料的影响主要是使密封材料产生溶胀、软化或硬化, 结果都会使密封装置密封性能降低, 系统泄漏增加。

(7) 抗乳化性要好, 不易起泡沫。油中如果混入水则在泵及其它液压元件的作用下, 会产生乳化液, 引起油的变质、劣化, 生成油泥和沉淀物, 降低使用寿命。

(8) 流动点和凝固点要低,闪点(明火能使油面上油蒸气闪燃,但油本身不燃烧的温度)和燃点应高。

在机床液压系统中,目前使用最多的是矿物油,常用的像机械油、汽轮机油等。随着液压技术的发展,对液压油提出了更高的要求,油液经过精炼或在其中加入各种改善其性能的添加剂——抗氧化、抗泡沫、抗磨损、防锈等的添加剂,以提高其使用性能。如精密机床液压油、稠化液压油以及航空液压油等,其使用性能超过一般的机械油。

选用液压油时首先考虑的是它的粘度。在确定粘度时应考虑下列因素:工作压力的高低;环境温度的高低;工作部件运动速度的高低。例如(当系统工作压力较高、环境温度较高、工作部件运动速度较低时,为减少泄漏,宜采用粘度较高的液压油)此外,各类泵对液压油的粘度有一个许用范围。其最大粘度主要取决于该类泵的自吸能力,而其最小粘度则主要考虑润滑和泄漏。各类液压泵的许用粘度范围可查阅有关液压手册。

几种国产液压油的主要质量指标见表 1—2。

表 1—2 几种国产液压油的主要质量指标

主 要 指 标 牌 号		运动粘度	闪点(开口)	凝点	酸值	机械杂质
		(50℃) 厘斯	℃ (不低于)	℃ (不高于)	mg KOH/g (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

§ 1-2 液体静力学

本节主要讨论静止液体的平衡规律以及这些规律的应用。所谓“静止液体”是指液体内部质点与质点之间无相对运动，至于盛装液体的容器，不论它是静止的或是运动的，都没有关系。

一、静压力(或称压力)及其性质

作用在液体上的力有表面力和质量力两类。单位面积上作用的表面力称为应力，它有法向应力和切向应力。当液体静止时，液体质点间没有相对运动，不存在摩擦力，不呈现粘性。所以静止液体表面力只有法向力。由于液体质点间的内聚力非常小，不能受拉，所以法向力总是向着液体表面的内法线方向作用的。习惯上即称它为压力(或压强)，用公式表示为

$$p = \frac{F}{A} \quad (1-13)$$

式中 F ——作用在流体上的外力；

A ——外力作用的面积；

p ——压力(或压强)。

如果流体上各点的压力是不均匀的，则液体中某一点的压力可写为

$$p = \lim_{\Delta A \rightarrow 0} \left(\frac{\Delta F}{\Delta A} \right)$$

此外，液体的压力还有如下性质，即静止液体中任意点处的压力在各个方向上都相等。

二、在重力作用下静止液体中的压力分布

在重力作用下的静止液体，其受力情况如图 1-4 所示，如要求得液体中任意点 A 的压力，可从自由液面向下取一微小圆柱体，其高度为 h ，底面积为 ΔA ，这微小圆柱体在重力及周围压力作用下处于平衡状态，于是有

$$p \Delta A = p_0 \Delta A + F_G$$

F_G 为液柱重量，即 $F_G = \rho g h \Delta A$ ，代入上式并化简

$$p = p_0 + \rho g h \quad (1-14)$$

式中 p_0 为作用于流体表面上的压力。

由上式可以看出：

(1) 静压力由两部分组成：一是液面上的压力 p_0 ；二是液柱重量产生的压力 $\rho g h$ 。当液面上只有大气压力 p_a 作用时，则 A 点处静压力为

$$p = p_a + \rho g h \quad (1-15)$$

(2) 静止液体内的压力沿深度呈直线规律分布。

(3) 离液面深度相同处各点的压力都相等。压力相等的所有点组成的面叫做等压面。在重力作用下静止液体中的等压面是一个水平面。

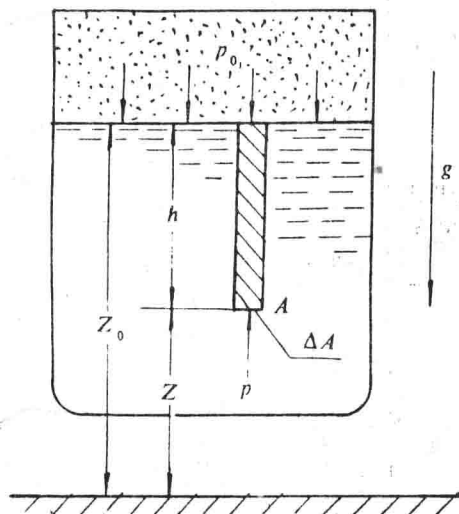


图 1-4 重力作用下的静止液体

为了更清晰地说明静压力的分布规律,将式(1-14)按坐标 Z 变换一下,即以 $h = Z_0 - Z$ 代入上式整理后得

$$Z + \frac{p}{\rho g} = Z_0 + \frac{p_0}{\rho g}$$

对于某一基准面来说,自由液面的高度 Z_0 及压力 p_0 均是常数,所以

$$Z + \frac{p}{\rho g} = \text{常数}$$

三、压力的表示方法及单位

工程单位

$$\text{kgf/cm}^2 = 1 \text{ bar} (10^5 \text{ Pa})$$

液体压力通常有绝对压力、相对压力(表压力)和真空度三种表示方法(图1-5)。

在地球表面上,一切物体都受大气压力的作用,而且是自成平衡的,因此绝大多数的压力表测得的压力值均为高于大气压力的那部分压力,即相对压力,又称表压力。绝对压力是以绝对真空为基准来进行度量的,由式(1-14)所表示的压力即是绝对压力。

如果液体中某点的绝对压力小于大气压力,就说这一点具有真空,而其不足大气压力的那部分数值称为该点的真空度。由此可知,真空度就是负的相对压力,其最大值不超过一个大气压。

绝对压力、相对压力及真空度三者之间关系为

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

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

压力的单位在国际制(SI)中为牛/米²(N/m²),称为帕斯卡,简称帕(Pa)。

四、帕斯卡原理——静压传递原理

由静力学基本方程式(1-14)可知,盛放在密闭容器内的液体,其外加压力 p_0 发生变化时,只要流体仍然保持原来的静止状态,液体中任一点的压力,均将发生同样大小的变化。也就是说,在密闭的容器内,施加于静止液体上的压力将以等值同时传到液体各点。这就是静压传递原理,或帕斯卡原理。

在液压系统中,外力作用所产生的压力远远大于由液体自重所产生的压力,因此常将液体自重产生的压力忽略不计,而认为在密闭容器中静止液体的压力处处相等。

根据帕斯卡原理可推导出推力与负载的关系。如图1-6所示,图中垂直液压缸、水平液压缸的截面积分别为 A_1 和 A_2 ,活塞上作用的负载与推力为 F_1 和 F_2 。由于两缸互相连通,构成一个密闭容器,按帕斯卡原理,缸内压力处处相等, $p_1 = p_2$,于是

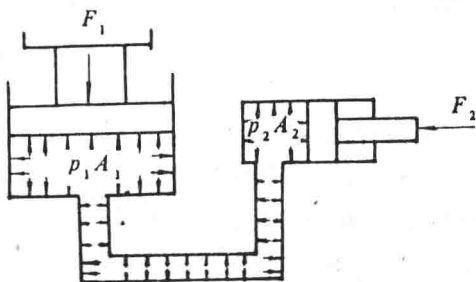


图1-6 帕斯卡原理应用实例

$$F_2 = \frac{A_2}{A_1} F_1 \quad (1-16)$$

只要 F_2 满足公式(1-16)就可推动负载 F_1 , 而如果没有负载 F_1 , 不计其它各种阻力, 不论怎样推动水平液压缸的活塞, 也不能在液体中形成压力, 说明液压系统中的压力是负载决定的, 这是液压传动中的一个基本概念。

五、液体静压力作用在固体壁面上的力

静止液体和固体壁面相接触时, 固体壁面上各点在某一方向上所受静压作用力的总和, 便是液体在该方向上作用于固体壁面上的力。

固体壁面为一平面, 如不计重力作用, 即忽略 ρgh 项, 平面上各点处的静压力大小相等, 则作用在固体壁面上的力等于静压力与承压面积的乘积, 即 $F = pA$, 其作用方向垂直于壁面。

如果承受压力的表面为曲面, 由于压力总是垂直于承受压力的表面的, 所以作用在曲面上各点的压力互相间是不平行的, 但大小仍然是相等的, 要计算在曲面上的合力, 就必须明确要计算的是哪一个方向上的力。下面以图 1-7 为例计算静压力作用在液压缸缸筒右半壁上 x 方向的力。

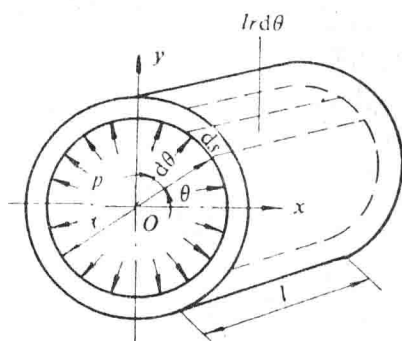


图 1-7 液压缸受力计算图

设 r 为液压缸内半径, l 为液压缸有效长度, 在液压缸上取一微小窄条面积 dA , 则 $dA = lds = lrd\theta$, 静压力作用在这微小面积上的力 dF 在 x 方向的投影为

$$dF_x = dF \cos \theta = p dA \cos \theta = plr \cos \theta d\theta$$

液压缸右半壁上 x 方向的总作用力为

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

其值等于静压力与曲面在垂直面上投影面积 $2lr$ 的乘积。由此可以得出结论: 曲面上液压作用力在某一方向上的分力等于静压力与曲面在该方向投影面积的乘积。

§ 1-3 流动液体的基本力学特性

本节主要讨论液体在流动时的运动规律、能量转换和流动液体对固体壁面的作用力等问题, 主要内容是讨论三个基本方程——连续方程、能量方程和动量方程。这三个方程是刚体力学中质量守恒、能量守恒及动量守恒在流体力学中的具体体现。前两个用来解决压力、流速及流量之间的关系问题, 后一个则用来解决液体与固体壁面之间的相互作用力问题。

一、基本概念

1. 理想液体、恒定流动和一维流动

所谓理想液体是一种假想的没有粘性、不可压缩的液体。事实上, 液体是既有粘性也可压缩的。之所以作这种假设是由于液体在流动时考虑粘性的影响会使问题变得相当复杂。而液体