

第 2 章 液压传动的基础知识



教学目标

- (1) 了解液压系统中工作介质的主要性能及其作用。
- (2) 掌握液压传动中压力、流量的基本概念、主要特性和实际应用。
- (3) 初步认识液体流动中的能量转换、液压冲击和空穴现象。

2.1 液压油

在液压系统中，完全靠液压油把液压泵经管路、控制阀传递到执行元件。据统计，许多液压设备的故障皆起因于液压油使用不当，液压油的基本性能和合理选用对液压系统的工作状态影响很大。

2.1.1 液压油的用途

- (1) 传递运动与动力。将泵的机械能转换成液体的压力能并传至各处，由于油本身具有黏度，因此，在传递过程中会产生一定的动力损失。
- (2) 润滑。液压元件内各移动部位都可受到液压油充分润滑，从而降低元件磨损。
- (3) 密封。油本身的黏性对细小的间隙有密封的作用。
- (4) 冷却。系统损失的能量会转换成热量，被油带出。

2.1.2 液压油的种类

1. 矿物油系液压油

矿物油系液压油主要由石蜡基的原油精制而成，再加抗氧化剂和防锈剂，是用途最广的一种液压油。其缺点为耐火性差。

2. 耐火性液压油

耐火性液压油是专用于防止有引起火灾危险场合的乳化型液压油，有水中油滴型和油中

水滴型两种。水中油滴型的润滑性差，会侵蚀油封和金属；油中水滴型化学稳定性很差。

2.1.3 液压油的主要性能

1. 黏 性

液体分子之间存在内聚力，液体在外力作用下流动时，液体分子的相互运动导致内摩擦力的产生，液体流动时具有内摩擦力的性质被称黏性。液压油的黏性对机械效率、压力损失、容积效率、漏油及泵的吸入性能都有很大影响。

液体黏性的大小用黏度来表示，黏度是液压油划分牌号的依据。例如 32 号液压油，是指这种油在 40℃ 温度的运动黏度平均值为 32 mm²/s。

表 2.1 是常用液压油的新、旧黏度等牌号的对照，旧标准是以 50℃ 的黏度作液压油的黏度值。

表 2.1 常用液压油的牌号和黏度

ISO 3448-92 黏度等级	40℃ 运动黏度 / (mm ² /s)	牌 号 (GB/T 3141—1994)	过渡牌号 (1983 年—1990 年)	旧牌号 (1982 年以前)
ISO VG15	13.5 ~ 16.5	15	N15	10
ISO VG22	19.8 ~ 24.2	22	N22	15
ISO VG32	28.8 ~ 35.2	32	N32	20
ISO VG46	41.4 ~ 50.6	46	N46	30
ISO VG68	61.2 ~ 74.8	68	N68	40
ISO VG100	90 ~ 110	100	N100	60

影响液体黏度的主要因素是温度和压力。

当液体所受的压力增加时，其分子间的距离将减小，内摩擦力将增加，即黏度也将随之增大，但由于一般在中、低压系统中压力变化很小，因而通常压力对黏度的影响可忽略不计。

液压油黏度对温度的变化十分敏感，温度升高，黏度下降，液压油的黏度随温度变化的性质称为黏温特性。一般高温应选择黏度大的液压油，以减少泄漏；低温应选择黏度小的液压油，以减小摩擦。

2. 可压缩性

液体受压力后其容积发生变化的性质，称为液体的可压缩性。

一般中、低压液压系统中，其液体的可压缩性很小。因而可以认为液体是不可压缩的。而在压力变化很大的高压系统中，就需要考虑液体可压缩性的影响。当液体中混入空气时，可压缩性将显著增加，并将严重影响液压系统的工作性能，因而在液压系统中应使油液中的空气含量减少到最低限度。

2.1.4 液压油的选用

选用液压油时，要考虑设备的性能、使用环境等综合因素。如一般机械可采用普通液压

油；设备在高温环境下，就采用抗燃性能好的介质；在高压、高速的工程机械上，可采用抗磨液压油；当要求低温流动性好，可采用加了降凝剂的低凝液压油。液压油黏度的选用要充分考虑环境温度、工作压力、运动速度等要求，如温度高时，选用高黏度油，温度低时，选用低黏度油；压力越高，选用的黏度越高，以减少泄漏；执行元件的速度越高，选用液压油的黏度越低，以减少液流的功率损失。

在液压传动装置中，液压泵的工作条件最为恶劣，较简单实用的方法是按液压泵的要求确定液压油，见表 2.2。

表 2.2 液压泵用油黏度范围及推荐用油表

名称		黏度范围/ (mm ² /s)		工作压力/ (MPa)	工作温度/ (°C)	推荐用油
		允许	最佳			
叶片泵 (1 200 r/min)	叶片泵 (1 800 r/min)	16 ~ 220	26 ~ 54	7	5 ~ 40	L-HM 液压油 32, 46, 68
					40 ~ 80	
叶片泵 (1 800 r/min)	叶片泵 (1 800 r/min)	16 ~ 220	26 ~ 54	7 以上	5 ~ 40	L-HM 液压油 46, 68, 100
					40 ~ 80	
齿轮泵	齿轮泵	4 ~ 220	25 ~ 54	12 以下	5 ~ 40	L-HL 液压油 32, 46, 68
					40 ~ 80	
齿轮泵	齿轮泵	4 ~ 220	25 ~ 54	12 以上	5 ~ 40	L-HM 液压油 46, 68, 100, 150
					40 ~ 80	
柱塞泵	径向	10 ~ 65	16 ~ 48	14 ~ 35	5 ~ 40	L-HM 液压油 32, 46, 68, 100, 150
	轴向	4 ~ 76	16 ~ 47	35 以上	40 ~ 80	
螺杆泵	螺杆泵	19 ~ 49		10.5 以上	5 ~ 40	L-HL 液压油 32, 46, 68
					40 ~ 80	

注 液压油牌号 L-HM32 的含义为 L 表示润滑油，H 表示液压油，M 表示抗磨型，黏度等级为 VG32。

2.1.5 液压油的污染及控制

液压油使用一段时间后会受到污染，常使阀内的阀芯卡死，并使油封加速磨耗及液压缸内壁磨损。造成液压油污染的原因有如下 3 个方面：

1. 污 染

液压油的污染源一般可分为外部侵入的污物和外部生成的不纯物。

(1) 外部侵入的污物：液压设备在加工和组装时残留的切屑、焊渣、铁锈等杂物混入所形成的污物，这种污物只有在组装后立即清洗方可解决。

(2) 外部生成的不纯物：泵、阀、执行元件、O 形环长期使用后，因磨损而生成的金属粉末和橡胶碎片在高温、高压下和液压油发生化学反应所生成的胶状污物。

2. 恶化

液压油的恶化速度与含水量、气泡、压力、油温、金属粉末等有关，其中以温度影响为最大，故液压设备运转时，须特别注意油温的变化。

3. 泄漏

液压设备配管不良、油封破损是造成泄漏的主要原因。泄漏发生时，空气、水、尘埃便可轻易地侵入油中，故当泄漏发生时，必须立即加以排除。

液压油经长期使用，油质必会恶化，一般采用目视法判定油质是否恶化，当油呈混浊状并有异味时，须立即更换。液压油的保养方法有两种：一种是定期更换（5 000 ~ 20 000 h）；另一种是使用滤油器定期过滤。

2.2 液压油的主要参数

液压油的主要参数是压力和流量，了解这两大参数的概念、基本特性和作用，有助于深入理解液压传动的基本工作原理和特性。

2.2.1 压力

1. 压力的概念

液体在单位面积上所受的垂直力称压力，压力通常用 p 表示。

若在液体的面积 A 上受均匀分布的作用力 F ，压力可表示为

$$p = \frac{F}{A}$$

压力的国标单位为牛/米² (N/m²)，即帕 (Pa)；工程上常用兆帕 (MPa)、巴 (bar) 和 kgf/cm²，它们的换算关系：

$$1 \text{ MPa} = 10 \text{ bar} = 10^6 \text{ Pa} = 10.2 \text{ kgf/cm}^2$$

2. 静压力

据帕斯卡原理可知，在密闭容器中的静止液体，由外力作用在液面的压力能等值地传递到液体内部的所有各点。

如图 2.1 所示， A_1 、 A_2 分别为液压缸 1 和 2 的活塞面积，两缸用管道连通。大活塞缸 2 内的活塞上有重力 W ，当给小活塞缸 1 的活塞上施加力 F_1 时，液体中就产生了 $p = F_1 / A_1$ 的压力。随着 F_1 的增加，液体的压力也不断增加，当压力 $p = W / A_2$ 时，大活塞缸的活塞受力平衡。

可见，静压力传递有以下特点：

(1) 传递必须在密封容器内进行。

(2) 液体静压力垂直于承压面，其方向和该面的内法线方向一致。这是由于液体质点间的内聚力很小，不能受拉只能受压所致。

本书中的压力均指物理学上的压强。

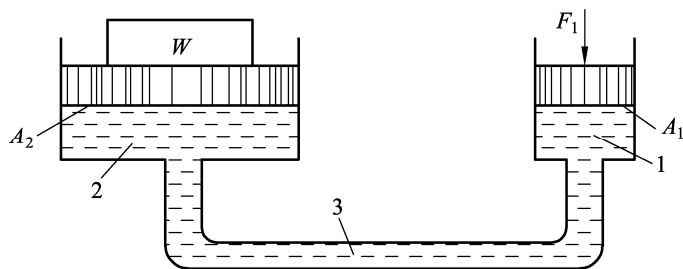


图 2.1 帕斯卡原理的应用
1—小活塞缸；2—大活塞缸；3—管道

(3) 静止液体内任一点所受到的压力在各个方向上都相等。如果某点受到的压力在某个方向上不相等，那么液体就会流动，这不符合液体静止的条件。

(4) 系统内压力大小取决于外负载的大小。也就是说，液体的压力是由于受到各种形式的阻力而形成的，当外负载 $W=0$ 时，则 $p=0$ 。

(5) 液压传动可以将力放大，力的放大倍数等于活塞面积之比，即

$$\frac{F_1}{A_1} = \frac{W}{A_2}$$

或

$$\frac{W}{F_1} = \frac{A_2}{A_1}$$

3. 液压系统中压力的建立

密闭容器内静止油液受到外力挤压而产生压力（静压力），对于采用液压泵连续供油的液压系统，流动油液在某处的压力也是因受到其后各种形式负载（如工作阻力、摩擦力、弹簧力等）的挤压而产生的。除静压力外，油液流动还有动压力，但在一般液压传动中，油液的动压力很小，可忽略不计。因此，液压传动系统中流动油液的压力，主要考虑静压力。下面就图 2.2 所示的液压系统中压力的形成进行分析。

在图 2.2 (a) 中，假定负载阻力为零（不考虑油液的自重、活塞的质量、摩擦力等因素），由液压泵输入液压缸左腔的油液不受任何阻挡就能推动活塞向右运动，此时，油液的压力为零（ $p=0$ ）。活塞的运动是由于液压缸左腔内油液的体积增大而引起的。

在图 2.2 (b) 中，输入液压缸左腔的油液由于受到外界负载 F 的阻挡，不能立即推动活塞向右运动，而液压泵总是连续不断地供油，使液压缸左腔中的油液受到挤压，油液的压力从零开始由小到大迅速增大，作用在活塞有效作用面积 A 上的液压作用力（ p_A ）也迅速增大。当液压油作用力足以克服外界负载 F 时，液压泵输出的油液迫使液压缸左腔的密封容积增大，从而推动活塞向右运动。在一般情况下，活塞做匀速运动，作用在活塞上的力相互平衡，即液压作用力等于负载阻力（ $p_A = F$ ）。因此，可知油液压力 $p = F/A$ 。若活塞在运动过程中负载 F 保持不变，油液不会再受更大的挤压，压力就不会继续上升。也就是说，液压系统中油液的压力取决于负载的大小，并随负载大小的变化而变化。

图 2.2 (c) 所示的是向右运动的活塞接触固定挡铁后，液压缸左腔的密封容器因活塞运动受阻停止而不能继续增大。此时，若液压泵仍继续供油，油液压力则会急剧升高，如果液

压传动系统没有保护措施，则系统中的薄弱环节将被损坏。

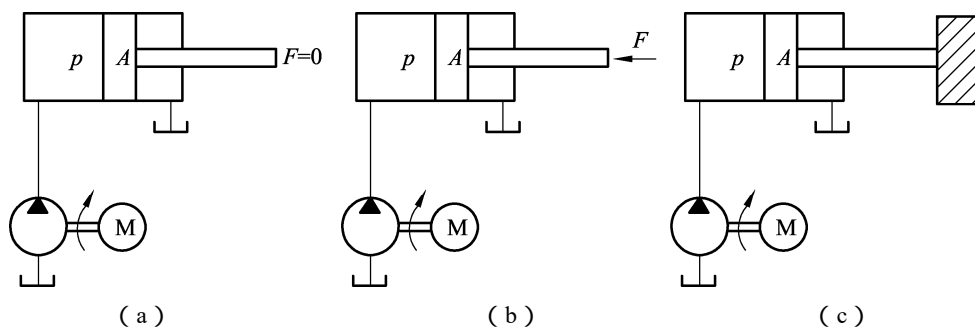


图 2.2 液压系统中压力的形成

在图 2.3 中，液压泵出口有两个负载并联。其中阻力 F_c 是溢流阀的弹簧力，另一负载阻力是作用在液压缸活塞（杆）上的力 F 。在油液压力较小，溢流阀阀芯在弹簧力 F_c 的作用下，处于阀的最下端位置，将阀的进油口 P 和出油口 T 的通路切断。随着液压泵连续不断供油，油液压力迅速增加，当油液压力达到 p_c 时，作用于溢流阀阀芯底部的液压作用力 $p_c A_c$ (A_c 为阀芯底部有效作用面积) 将克服弹簧力 F_c 使阀芯上移，这时进油口 P 与出油口 T 连通，液压泵输出的油液由此通路流回油箱，液压泵出口处的压力为 p_c 。假使使液压缸活塞运动所需的油液压力为 p ，若 $p_c < p$ ，液压泵出口压力的形成过程为：压力由零值开始上升，当升到 p_c 压时，溢流阀阀芯上移，使 P 口和 T 口连通，油液由此通路流回油箱，由于 $p_c < p$ ，作用在液压缸活塞上的液压作用力 $p_c A$ 不足以克服阻力 F ，此活塞不运动。若 $p_c > p$ ，液压泵出口的压力由零值开始上升，当升到 p 时，液压油作用力 $p A_c$ 克服阻力 F ，使液压缸活塞向右运动，由于 $p < p_c$ ，溢流阀阀芯不上移，此液压泵出口压力为 p 。当活塞运动被阻（如接触固定挡铁），阻力 F 增大，液压泵出口压力又随之继续增大，至油液压力达 p_c ，溢流阀阀芯上移，P 口与 T 口连通，压力油液流回油箱，液压泵出口压力保持为 p_c 。

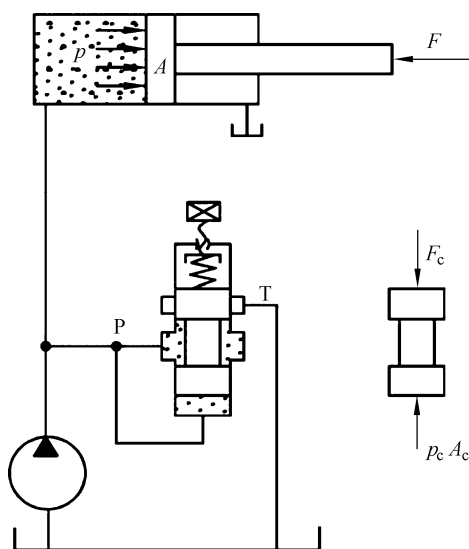


图 2.3 液压系统中并联负载

综合上面分析，可知液压系统中油液的压力是由于受到各种形式的阻力的挤压而产生的，阻力的大小决定于负载，并随负载变化而变化。当液压系统有几个负载并联时，压力的大小取决于克服负载的各个力中的最小负载。特别注意的是，压力形成的过程是从无到有、从小到大迅速进行的。

4. 压力的表示方法

压力的表示有相对压力和绝对压力两种。以当地大气压力 p_{at} 为基准所表示的压力称为相对压力（又称表压力） p ；以绝对零压力作为基准所表示的压力称为绝对压力 p_{abs} 。

若液体中某点处的绝对压力小于大气压力，则此时该点的绝对压力比大气压力小的那部分压力值，称为真空度。所以有：

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

图 2.4 清楚地给出了绝对压力、相对压力和真空度三者之间的关系。

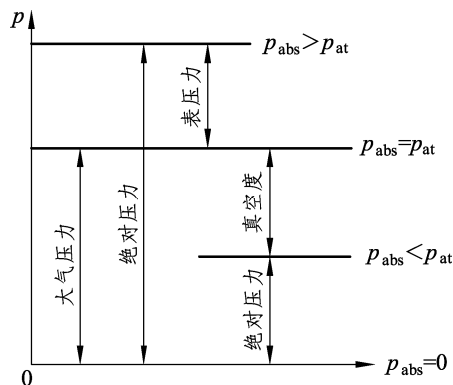


图 2.4 绝对压力、相对压力及真空度的关系

注意：如不特别指明，液压、气压传动中所提到的压力均为表压力。

2.2.2 流量

1. 流量的概念

流量是指单位时间内流过某一通流截面的液体体积，用 q 表示。流量的国际单位为米³/秒 (m^3/s)，工程上常用的单位符号是 L/min ，它们的换算关系为

$$1 \text{ L} = 1 \times 10^{-3} \text{ m}^3 \quad 1 \text{ m}^3/\text{s} = 6 \times 10^4 \text{ L}/\text{min}$$

2. 液流的连续性

液体在流动时，通过任一通流横截面的速度、压力和密度不随时间改变的流动称为稳流；反之，速度、压力和密度其中一项随时间改变的，就称为非稳流。

对稳流而言，液体以稳流流动通过管内任一截面的液体质量必然相等。如图 2.5 所示，管内两个流通截面面积为 A_1 和 A_2 ，流速分别为 v_1 和 v_2 ，通过任一截面的流量为 Q 为，则其连续方程为

$$Q = Av = A_1v_1 = A_2v_2 = \text{常数}$$

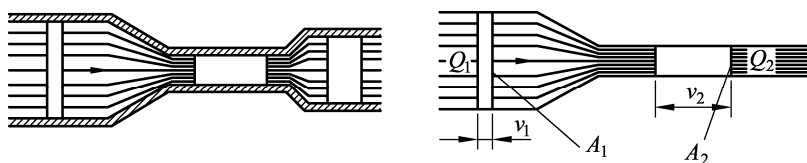


图 2.5 流量恒定

上式表明，液体在无分支管路中稳定流动时，流过管路不同截面的平均流速与其截面大小成反比，而与流体的压力无关。管路截面面积小的地方平均流速大，管路截面面积大的地方平均流速小。

【例 2.2】 图 2.1 中的连通器，假设小活塞的面积 $A_1 = 1.13 \times 10^{-4} \text{ m}^2$ ，大活塞的面积 $A_2 = 9.62 \times 10^{-4} \text{ m}^2$ ，管道 3 的截面积 $A_3 = 0.13 \times 10^{-4} \text{ m}^2$ 。已知小活塞向下移，速度 $v_1 = 0.2 \text{ m/s}$ ；求大活塞向上运动速度 v_2 和流体在管道内的流动速度 v_3 。

解：小活塞向下移排出的流量：

$$q_1 = v_1 A_1 = 0.2 \times 1.13 \times 10^{-4} = 2.26 \times 10^{-5} \text{ (m}^3/\text{s)}$$

流入大缸内的流量 $q_2 = q_1$ ，所以大缸活塞向上运动的速度：

$$v_2 = \frac{q_2}{A_2} = \frac{q_1}{A_2} = \frac{2.26 \times 10^{-5}}{0.13 \times 10^{-4}} = 0.0235 \text{ (m/s)}$$

同理，通过管道的平均流速：

$$v_3 = \frac{q_1}{A_3} = \frac{2.26 \times 10^{-5}}{0.13 \times 10^{-4}} = 1.738 \text{ (m/s)}$$

2.3 液体流动的能量

液体流动时遵循能量守恒定律，而实际液体流动有能量损失，能量损失的主要形式是压力损失和流量损失。

2.3.1 液体流动时的能量定理

在没有黏性和不可压缩的理想液体（指既无黏性又不可压缩的液体，具有 3 种能量：液压能、动能、位能。）在管内作恒定流动中，依能量守恒定律可得：

$$\frac{p}{\rho g} + \frac{v^2}{2g} + h = \text{常数}$$

式中 p ——压力，Pa；

ρ ——密度， kg/m^3 ；

v ——流速， m/s ；

g ——重力加速度， m/s^2 ；

h ——水位高度， m 。