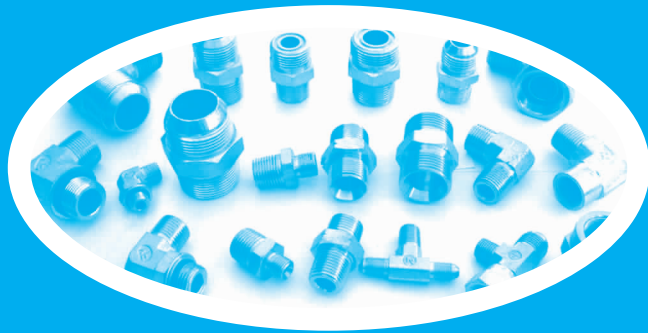


上篇

液压传动



第 1 章

液压传动概述

任何机器上的传动装置都是将能量或动力由原动机向工作机构传递。传动装置通过各种不同的传动方式使原动机的能量转变为工作机构各种不同的运动形式,如车轮的转动、转台的回转、挖掘机动臂的升降等,因此,传动装置就设在原动机与工作机构之间,是起传递动力和控制作用的装置。传动的类型很多,按照传动所采用的机件或工作介质的不同,可分为机械传动、电力传动、气压传动和液体传动等。

(1)机械传动。机械传动是通过齿轮、齿条、皮带、链条等机件来传递动力和控制的一种传动方式。它是最早的、应用最普遍的传动形式。

(2)电力传动。电力传动是利用电力设备,通过调节电参数来传递动力和控制的一种传动形式。

(3)气压传动。气压传动是以压缩空气为工作介质进行能量传递和控制的一种传动形式。

(4)液体传动。液体传动是以液体为工作介质进行能量传递和控制的一种传动形式。液体传动按其工作原理的不同又可分为液力传动和液压传动。液力传动的工作原理是基于流体力学的动量矩原理,主要是以液体动能来传递动力,故又称为动力式液体传动;液压传动是基于流体力学的帕斯卡原理,主要是利用液体静压能来传递动力,故也称为容积式液体传动或静液传动。

1.1 液压传动系统的工作原理

液压传动是以液体为工作介质,并以压力能进行动力(或能量)传递、转换与控制的液体传动。现以图 1-1 所示的液压千斤顶为例,说明液压传动系统的工作原理。

提起杠杆手柄 1,小活塞 3 上升,小油缸 2 下腔的工作容积增大,形成局部真空,于是油箱 8 中的油液在大气压力的作用下推开单向阀 4 进入小油缸 2 的下腔(此时,单向阀 7 关闭);当压下杠杆手柄 1 时,小活塞 3 下降,小油缸 2 下腔的工作容积缩小,油液的压力升高,打开单向阀 7(此时,单向阀 4 关闭),小油缸 2 下腔的油液进入大油缸 12 的下腔(此时,截止阀 9 关闭),使大活塞 11 向上运动,将重物顶起一段距离。如此反复提压杠杆手柄 1,就可以使重物不断上升,达到顶起重物的目的。工作完毕,打开截止阀 9,使大油缸 12 下腔的油液通过管路直接流回油箱,大活塞 11 在外力和自重的作用下实现回程。

从液压千斤顶的工作原理可以看出:小油缸 2 和单向阀 4 和 7 一起完成了吸油和排油,将杠杆手柄的机械能转换为油液的压力能并输出,称此为手动液压泵。大油缸 12 将油液的压力能转换为机械能并输出,拾起重物,称此为举升液压缸。两者组成了最简单的液压传动系统,实现力和运动的传递。

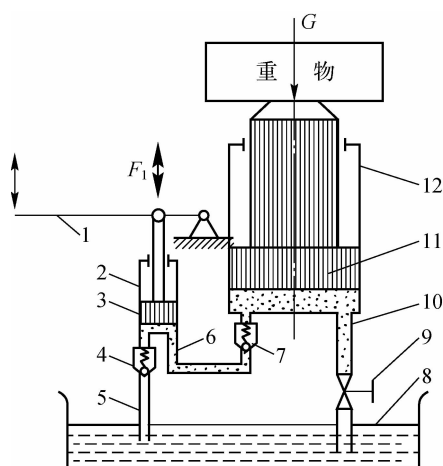


图 1-1 液压千斤顶工作原理图

1—杠杆手柄；2—小油缸；3—小活塞；4,7—单向阀；5—吸油管；
6,10—管道；8—油箱；9—截止阀；11—大活塞；12—大油缸

为实现力和运动的传递,其工作介质(液压油)应具有两个重要的性质:其一,几乎是不可压缩的;其二,具有力的放大作用。

1. 力的传递

在图 1-1 中,小油缸 2 的活塞面积为 A_1 ,驱动力为 F_1 ,液体压力为 p_1 ;大油缸 12 的活塞面积为 A_2 ,负载力为 G ,液体压力为 p_2 。

稳态时,小油缸 2 的活塞和大油缸 12 的活塞的静压力平衡方程式分别为

$$F_1 = p_1 A_1$$

$$G = p_2 A_2$$

若不考虑管道的压力损失,则 $p_1 = p_2 = p$,液压泵的排油压力又称为系统压力。

为了克服负载力而使液压缸活塞运动,作用在液压泵活塞上的作用力 F_1 应为

$$F_1 = p_1 A_1 = p_2 A_2 = p A = A_1 G / A_2 \quad (1-1)$$

由式(1-1)可知,负载力 G 越大,系统中的压力 p 越高,所需的作用力 F_1 也就越大,即系统压力与外负载密切相关。

由此得出液压传动工作原理的第一个重要特征:液压传动中的工作压力取决于外负载。

2. 运动的传递

如果不考虑液体的可压缩性、漏损等其他损失,小油缸排出的液体体积必然等于进入大油缸的液体体积。设小油缸活塞的位移为 S_1 ,大油缸活塞的位移为 S_2 ,则有

$$S_1 A_1 = S_2 A_2 \quad (1-2)$$

式(1-2)两边同除以运动时间 t ,得

$$q_1 = v_1 A_1 = v_2 A_2 = q_2 \quad (1-3)$$

式中, v_1 、 v_2 分别为小油缸活塞和大油缸活塞的平均运动速度(m/s); q_1 、 q_2 分别为小油缸输出的平均流量和输入大油缸的平均流量(m^3/s 或L/min)。

由上述内容可看出,液压传动是靠密封工作容积变化相等的原则实现运动传递的。调节进入液压缸的流量即可调节活塞的运动速度,由此得出液压传动工作原理的第二个重要特征:活塞的运动速度只取决于输入流量的大小,而与外负载无关。

从上面的讨论还可以看出,与外负载力相对应的流体参数是流体压力,与运动速度相对应的流体参数是流体流量。因此,压力和流量是液压传动中两个最基本的参数。

通过分析可知,液压传动的基本工作原理如下:

- (1) 液压传动的液体为传递能量的工作介质。
- (2) 液压传动必须在密闭的系统中进行,且密封的容积必须发生变化。
- (3) 液压传动系统是一种能量转换装置,而且有两次能量转换过程。

(4) 工作液体只能承受压力而不能承受其他应力,所以这种传动是通过静压力进行能量传递的。

1.2 液压传动系统的组成

以图 1-2 所示的机床工作台液压系统为例,说明其组成和各种元件在系统中的作用。当液压泵 3 由电动机驱动旋转时,从油箱 1 经过过滤器 2 吸油。油液经换向阀 7 和管路 11 进入液压缸 9 的左腔,推动活塞杆及工作台 10 向右运动。液压缸 9 右腔的油液经管路 8、换向阀 7 和管路 6,4 排回油箱,通过扳动换向手柄 12 来切换换向阀 7 的阀芯,使之处于左端工作位置,则液压缸活塞反向运动;换向阀 7 的阀芯工作位置处于中间位置,则液压缸 9 可在任意位置停止运动。

调节和改变流量控制阀 5 的开度大小可调节进入液压缸 9 的流量,从而调节液压缸活塞及工作台的运动速度。液压泵 3 排出的多余油液经管路 15、溢流阀 16 和管路 17 流回油箱。液压缸 9 的工作压力取决于负载。液压泵 3 的最大工作压力由溢流阀 16 调定,其调定值应为液压缸的最大工作压力及系统中的油液经各类阀和管路的压力损失之和。因此,系统的工作压力不会超过溢流阀的调定值,溢流阀对系统还有超载保护作用。

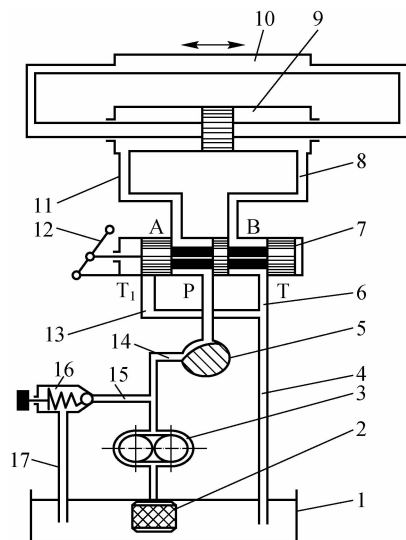


图 1-2 机床工作台液压系统

- 1—油箱; 2—过滤器; 3—液压泵; 4,6,8,11,13,14,15,17—管路; 5—流量控制阀; 7—换向阀;
9—液压缸; 10—工作台; 12—换向手柄; 16—溢流阀

从机床工作台液压系统的工作过程可以看出,一个完整的、能够正常工作的液压系统应该由以下几个主要部分组成:

(1)动力元件。动力元件是供给液压系统压力油,把原动机的机械能转化成液压能的装置,常见的是各类液压泵。

(2)执行元件。执行元件是把液压能转换为机械能的装置,常见的有做直线运动的液压缸和做旋转运动的液压马达。

(3)控制调节元件。控制调节元件用来完成对液压系统中工作液体的压力、流量和流动方向的控制与调节。这类元件主要包括各种液压阀,如溢流阀、节流阀及换向阀等。

(4)辅助元件。辅助元件是指油箱、蓄能器、油管、管接头、过滤器、压力表及流量计等。这些元件分别起储油、蓄能、输油、连接、过滤、测量压力和测量流量等作用,以保证系统正常工作,是液压传动系统不可缺少的组成部分。

(5)工作介质。工作介质在液压传动及控制中起传递运动、动力及信号的作用,包括液压油或其他合成液体,它直接影响液压系统的工作性能。

1.3 液压传动系统的图形符号

图 1-1 和图 1-2 所示的液压传动系统图是一种半结构式的工作原理图,其直观性强,容易理解,但难于绘制。为了便于阅读、分析、设计和绘制液压系统,在工程实际中,液压元件都用图形符号来表示。按照规定,这些图形符号只表示元件的功能而不表示元件的结构和参数,并以元件的静止状态或零位状态来表示。若液压元件无法用图形符号表示,则仍允许采用半结构原理图表示。常用液压与气动元(辅)件图形符号(GB/T 786.1—2009)见附录。图 1-3 所示为用图形符号表达的机床工作台液压传动系统工作原理图。

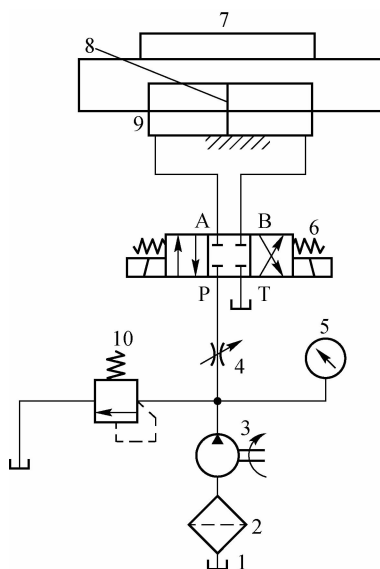


图 1-3 机床工作台液压传动系统工作原理图

1—油箱; 2—过滤器; 3—液压泵; 4—节流阀; 5—压力表; 6—换向阀;
7—工作台; 8—液压缸; 9—油管; 10—溢流阀

1.4 液压传动的特点

与其他的传动方式相比,液压传动有其独特的优点,但是也有其不足。

1. 液压传动的优点

液压传动的优点具体如下:

- (1) 液压传动的各种元件可根据需要进行方便、灵活的布置。
- (2) 单位功率的质量轻,体积小,传动惯性小,反应速度快。
- (3) 液压传动装置的控制调节比较简单,操纵方便、省力,可实现大范围的无级调速(调速比可达 2 000),当机、电、液配合使用时,易于实现自动化工作循环。
- (4) 能比较方便地实现系统的自动过载保护。
- (5) 一般采用矿物油为工作介质,完成相对运动部件的润滑,延长零部件的使用寿命。
- (6) 很容易实现工作机构的直线运动或旋转运动。
- (7) 在采用电、液联合控制后,可实现更高层次的自动控制和遥控。
- (8) 液压元件已实现标准化、系列化和通用化,因此液压系统的设计、制造和使用都比较方便。

2. 液压传动的缺点

液压传动的缺点具体如下:

- (1) 因为液体流动的阻力损失和泄漏较大,所以效率较低。如果处理不当,泄漏不仅污染场地而且可能引起火灾和爆炸事故。
 - (2) 工作性能易受温度变化的影响,因此不宜在很高的温度或者很低的温度条件下工作。
 - (3) 液压元件的制造精度要求很高,因此其价格较贵。
 - (4) 由于液体介质的泄漏及可压缩性,因此不能得到严格的定比传动;液压传动出故障时不易找出原因,要求具有较高的使用和维护技术水平。
 - (5) 在高压、高速、大流量的环境下,液压元件和液压系统的噪声较大。
- 总之,随着科学技术的不断进步,液压传动的缺点会得到克服,液压技术会日臻完善,液压技术与电子技术及其他传动技术的相互配合会更加紧密,其发展前途很大。

1.5 液压传动的发展和应用

液压传动以其独特的优势成为现代机械工程、机电一体化技术中的基本构成技术和现代控制工程中的基本技术要素,在国民经济各行业得到了广泛的应用。表 1-1 和图 1-4 列举了一些液压传动在机械工程设备中的应用。

我国的液压传动技术是在中华人民共和国成立后发展起来的,最初只应用于机床和锻压设备上。我国的液压传动技术从无到有,发展很快,从最初的引进国外技术到现在进行产品自主研发、开发国产液压件新产品,并在性能、种类和规格上与国际先进新产品水平接近。

随着世界工业水平的不断提高,各类液压产品的标准化、系列化和通用化也使液压传动技术得到了迅速发展,液压传动技术开始向高压、高速、大功率、高效率、低噪声、低能耗、长寿命、高度集成化等方向发展;同时,新型液压元件和液压系统的计算机辅助设计(CAD)、计算机辅助测试(CAT)、计算机直接控制(CDC)、机电一体化技术、计算机仿真技术和优化设

计技术、可靠性技术等方面也在不断地发展。可以预见,液压传动技术将在现代化生产中发挥越来越重要的作用。

表 1-1 液压传动在机械工程设备中的应用

行业名称	应用举例
工程机械	挖掘机、装载机、推土机、铲运机等
矿山机械	凿岩机、开掘机、提升机、液压支架等
建筑机械	平地机、液压千斤顶、打桩机等
冶金机械	轧钢机、压力机等
机械制造	机床、数控加工中心、模锻机、空气锤、压铸机等
轻工机械	打包机、食品包装机、织布机、印染机、造纸机等
汽车工业	自卸式汽车、汽车吊、高空作业车、汽车转向器、减震器等
水利工程	水坝、闸门、船舵液压操纵装置等
农林机械	联合收割机、拖拉机、农具悬挂系统等
国防工业	飞机、坦克、舰艇、火炮、导弹发射架、雷达、大型液压机等
智能机械	折臂式小汽车装卸器、数字式体育锻炼机、模拟驾驶舱、机器人等

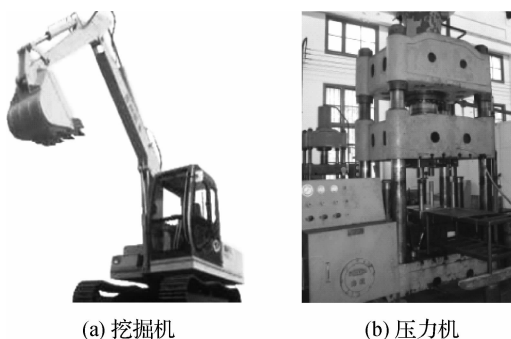


图 1-4 液压传动的应用示例

思考与练习

一、选择题

1. 液压系统的执行元件是()。

A. 电动机	B. 液压泵
C. 液压缸或液压马达	D. 液压阀
2. 液压系统中的液压泵属于()。

A. 动力部分	B. 执行部分
C. 控制部分	D. 辅助部分
3. 液压传动的特点有()。

A. 可与其他传动方式联用,但不易实现远距离操纵和自动控制

■ 上篇 液压传动

- B. 可以在较大的速度范围内实现无级变速
- C. 能迅速转向、变速,传动准确
- D. 体积小,质量小,零部件能自润滑,且维护、保养和排放方便

4. 当液压系统中有几个负载并联时,系统压力取决于克服负载的各个压力值中的()。

- A. 最小值
- B. 额定值
- C. 最大值
- D. 极限值

5. 当活塞(或液压缸)的有效作用面积一定时,活塞(或液压缸)的运动速度取决于()。

- A. 液压缸中油液的压力
- B. 负载阻力的大小
- C. 进入液压缸的油液流量
- D. 液压泵的输出流量

二、判断题

- 1. 液压传动装置本质上是一种能量转换装置。 ()
- 2. 液压传动承载能力大,可实现大范围内无级变速和获得恒定的传动。 ()
- 3. 液压泵输出的压力和流量应等于液压缸等执行元件的工作压力和流量。 ()
- 4. 在液压传动中,作用在活塞上的推力越大,活塞运动的速度越快。 ()

三、简答题

- 1. 液体传动有哪两种形式? 它们的主要区别是什么?
- 2. 液压传动系统由哪几部分组成? 各组成部分的作用是什么?
- 3. 液压传动的优、缺点是什么?

第 2 章

液压流体力学基础

2.1 液压油

液压油是液压传动系统中的传动介质,而且对液压装置的机构、零件起着润滑、冷却和防锈的作用。液压传动系统中液压油的压力、温度和流速在很大的范围内变化,因此液压油的质量优劣直接影响液压系统的工作性能。故合理地选用液压油是十分重要的。

2.1.1 液压油的性能

1. 密度

单位体积液体的质量称为密度,通常用符号 ρ 表示,即

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

式中, ρ 为液体的密度(kg/m^3); m 为液体的质量(kg); V 为液体的体积(m^3)。

同一种液压油的密度随压力和温度的变化而变化,压力增高,密度增大;温度升高,密度减小。由于液压系统中的工作压力变化不太大,液压油的温度又在控制范围内,因此由压力和温度引起的密度的变化甚微,在实际应用中液压油的密度可近似地视为常数。我国采用 $20\text{ }^\circ\text{C}$ 时的油液密度作为其标准密度,计算时,可取密度 $\rho=900\text{ kg}/\text{m}^3$ 。

2. 黏性

液体在外力作用下流动时,液体分子间互相吸引的内聚力阻碍其分子之间的相对运动,而在液体内部产生一种内摩擦力的现象,称为液体的黏性。但是,静止液体不呈现黏性。黏性是液体的重要物理性质,也是选择液压油的主要依据之一。

当液体流动时,液体的黏性及液体与固体壁面间的附着力,会使液体内部各液层间的流动速度大小不同。如图 2-1 所示,两平行平板间充满液体,下平板固定,上平板以速度 u_0 向右平移。由于黏性和附着力的作用,紧贴于上平板表面的这层流体将与上平板一起以相同的速度 u_0 向右运动,紧贴于下平板表面的这层流体则保持不动,而中间各层流体的运动速度则根据它与下平板间的距离大小呈线性规律分布。这种流动可以看成许多无限薄的流体层在运动,当运动较快的流体层在运动较慢的流体层上滑过时,两流体层间由于黏性就产生内摩擦力的作用。根据实际测定的数据所知,相邻两流体层间的内摩擦力 F_i 与流体层的接触面积 A 及流体层的相对流速 du 成正比,而与此两流体层间的距离 dy 成反比,即

$$F_i = \mu A \frac{du}{dy} \quad (2-2)$$

或
$$\tau = \mu \frac{du}{dy} \quad (2-3)$$

式中, μ 为液体的动力黏度, 也可称为液体内摩擦系数 ($\text{Pa} \cdot \text{s}$); τ 为单位面积上的摩擦力 (Pa); $\frac{du}{dy}$ 为流体层间相对速度对流体层距离的变化率, 即速度梯度 ($1/\text{s}$)。

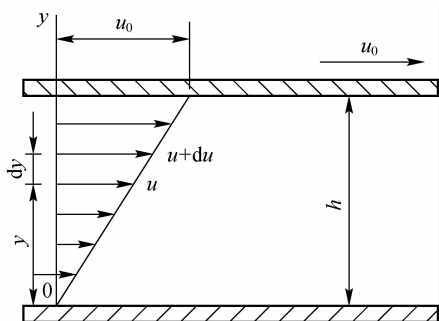


图 2-1 液体的黏性示意图

上式是液体内摩擦定律的数学表达式。当速度梯度变化时, μ 为常数的流体称为牛顿流体, μ 为变数的流体称为非牛顿流体。液压油一般均可看作牛顿流体。

液体黏性的大小用黏度来衡量。工程中黏度的表示方法以动力黏度、运动黏度和相对黏度三种形式来表示。

(1) 动力黏度 (dynamic viscosity)。液体的动力黏度又称为绝对黏度, 它直接表示流体的黏性即内摩擦力的大小, 用符号 μ 表示。

动力黏度 μ 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, 即

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

动力黏度 μ 的法定单位为 $\text{Pa} \cdot \text{s}$ (帕·秒) 或 $\text{N} \cdot \text{s}/\text{m}^2$ (牛·秒/米²)。

(2) 运动黏度 (kinematic viscosity)。液体的运动黏度是其动力黏度 μ 与密度 ρ 的比值, 用符号 ν 表示, 即

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \quad (2-5)$$

运动黏度 ν 没有明确的物理意义, 因为在其单位中只含有运动学量纲 (长度和时间), 所以被称为运动黏度。运动黏度的法定单位为 m^2/s (米²/秒), 常用单位有 cm^2/s (厘米²/秒), 通常又称为 St (斯); mm^2/s (毫米²/秒), 或 cSt (厘斯)。它们之间的换算关系为 $1 \text{ m}^2/\text{s} = 10^4 \text{ cm}^2/\text{s}$ (St) = $10^6 \text{ mm}^2/\text{s}$ (cSt)。

我国液压油的牌号均以其在 40°C 时运动黏度 (以 mm^2/s 为单位) 的平均值来标注。例如, N32 号液压油表示这种液压油在 40°C 时运动黏度的平均值为 $32 \text{ mm}^2/\text{s}$ 。

(3) 相对黏度 (relative viscosity)。相对黏度又称为条件黏度。它是相对于蒸馏水的黏性的大小来表示某种液体的黏度, 并采用特定的黏度计在规定的条件下测得。由于测量条件不同, 因而各国采用的相对黏度也有所不同。美国采用赛氏黏度, 英国采用雷氏黏度, 德国、俄罗斯和我国均采用恩氏黏度。

恩氏黏度采用图 2-2 所示的恩氏黏度计测定。恩氏黏度计的底部带有锥管 3 (其出口小孔直径为 $\phi 2.8 \text{ mm}$) 的储液器 1 放置在水槽 2 中, 被测液体自出口小孔 4 引出。将 200 cm^3 的被测液体在自重作用下流过恩氏黏度计所需的时间 t_1 与同体积的温度为 20°C 的蒸馏水从同一个恩氏黏度计的小孔中流出所需的时间 t_2 ($t_2 = 50 \sim 52 \text{ s}$, 通常取 51 s) 的比值, 称为该被测液体的恩氏黏度, 用符号 E_v 表示, 它是一个无量纲数, 即

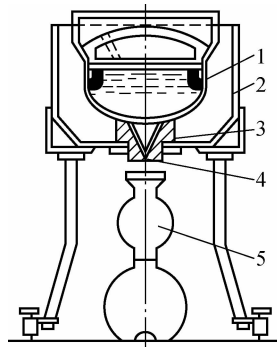


图 2-2 恩氏黏度计

1—储液器; 2—水槽; 3—锥管;
4—出口小孔; 5—量筒

$${}^{\circ}E_t = \frac{t_1}{t_2} \quad (2-6)$$

相对黏度与运动黏度的换算关系为

$$\nu = \left(7.31 {}^{\circ}E_t - \frac{6.31}{{}^{\circ}E_t} \right) \times 10^{-6} \quad (2-7)$$

式(2-7)中,运动黏度 ν 的单位为 m^2/s (米²/秒)。

例 2-1 200 mL 的蒸馏水在 20 °C 时流过恩氏黏度计的时间为 51 s, 200 mL 的某种液压油(密度 $\rho=900 \text{ kg}/\text{m}^3$) 在 50 °C 时流过恩氏黏度计的时间为 229.5 s。试求该液压油在 50 °C 时的恩氏黏度 ${}^{\circ}E_{50}$ 、运动黏度 ν 和动力黏度 μ 。

解 恩氏黏度为

$${}^{\circ}E_{50} = \frac{t_1}{t_2} = \frac{229.5}{51} = 4.5$$

运动黏度为

$$\begin{aligned} \nu &= \left(7.31 {}^{\circ}E_t - \frac{6.31}{{}^{\circ}E_t} \right) \times 10^{-6} = \left(7.31 \times 4.5 - \frac{6.31}{4.5} \right) \times 10^{-6} \\ &= 31.5 \times 10^{-6} \text{ (m}^2/\text{s)} \end{aligned}$$

动力黏度为

$$\mu = \nu \rho = 31.5 \times 10^{-6} \times 900 = 0.028 \text{ (Pa} \cdot \text{s)}$$

3. 可压缩性

液体因所受压力增大而发生体积缩小的性质称为液体的可压缩性,用体积压缩系数 k 表示。其物理意义是单位压力变化下的液体体积相对变化量,即

$$k = -\frac{1}{\Delta p} \frac{\Delta V}{V_0} \quad (2-8)$$

式中, k 为体积压缩系数(Pa^{-1}); ΔV 为液体的体积变化量(m^3); V_0 为液体的初始体积(m^3); Δp 为液体的压力变化量(Pa)。

因为压力增大,即 $\Delta p > 0$ 时,液体体积减小,即 $\Delta V < 0$,为使 k 取正值,所以在式(2-8)右端加一个负号。常用矿物油型液压油的体积压缩系数值为 $(5 \sim 7) \times 10^{-10} \text{ Pa}^{-1}$ 。

液体体积压缩系数 k 的倒数称为体积弹性模量 K ,即

$$K = \frac{1}{k} = -\Delta p \frac{V_0}{\Delta V} \quad (2-9)$$

K 表示产生单位体积相对变化量所需的压力增量,法定单位为 Pa(帕)。在实际应用中,常用体积弹性模量 K 值来说明液体抗压缩能力的大小。在常温下,纯净液压油的体积弹性模量 $K = (1.4 \sim 2.0) \times 10^9 \text{ Pa}$,数值很大,故一般可认为液压油是不可压缩的。

例 2-2 当压力为 3 500 Pa 时,水的体积 $V_1 = 1 \text{ m}^3$ 。当压力增加到 24 kPa 时,水的体积减小为 0.99 m^3 。求当压力增加到 7 kPa 时水的体积 V_2 。

解
$$k = -\frac{1}{\Delta p} \frac{\Delta V}{V_0} = -\frac{1}{24\,000 - 3\,500} \times \frac{0.99 - 1}{1} = \frac{1}{2.05 \times 10^6} \text{ (Pa}^{-1}\text{)}$$

$$\Delta V = -k V_0 \Delta p = -\frac{1}{2.05 \times 10^6} \times (7\,000 - 3\,500) = -0.0017 \text{ (m}^3\text{)}$$

$$V_2 = V_1 + \Delta V = 1 - 0.0017 = 0.9983 \text{ (m}^3\text{)}$$

4. 其他特性

(1)黏度-压力特性(viscosity-pressure)。当液体所受的压力增加时,其分子间的距离将

减小,内聚力增加,黏度也随之增大。液体的黏度与压力的关系可表示为

$$\nu_p = \nu(1 + 0.003p) \quad (2-10)$$

式中, ν_p 为压力为 p 时液体的运动黏度; ν 为压力为 101.33 kPa(1 个标准大气压)时液体的运动黏度; p 为液体所受的压力。

由式(2-10)可知,对于液压油,在中、低压液压系统内,压力变化很小,因此对黏度影响较小,可以忽略不计;当压力较高(大于 10 MPa)或压力变化较大时,则需要考虑压力对黏度的影响。

(2)黏度-温度特性(viscosity-temperature)。黏度对温度的变化是十分敏感的,当温度升高时,液体分子间的内聚力减小,黏度就随之降低,这一特性称为黏-温特性。不同种类的液压油有不同的黏-温特性,图 2-3 所示为几种典型液压油的黏-温特性曲线图。

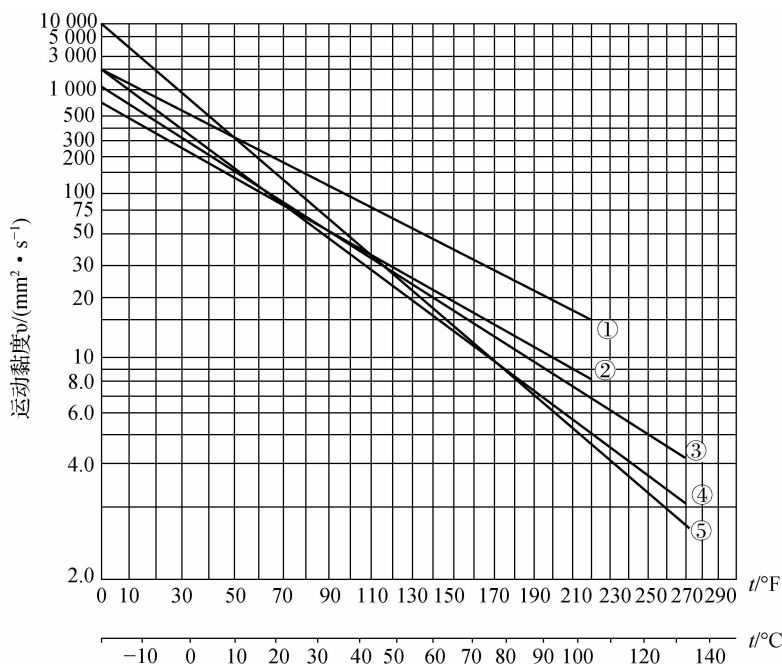


图 2-3 几种典型液压油的黏-温特性曲线图

- ①—水包油乳化液; ②—水-乙二醇液; ③—矿物型高黏度指数液压油;
④—矿物型普通液压油; ⑤—磷酸酯液

对于一般常用的液压油,当运动黏度不超过 $76 \text{ mm}^2/\text{s}$,温度在 $30 \sim 150 \text{ }^\circ\text{C}$ 时,可用下述近似公式来计算其温度为 t ($^\circ\text{C}$) 的运动黏度,即

$$\nu_t = \nu_{50} \left(\frac{50}{t} \right)^n \quad (2-11)$$

式中, ν_t 为温度为 t 时液压油的运动黏度; ν_{50} 为温度为 $50 \text{ }^\circ\text{C}$ 时液压油的运动黏度; n 为随液压油运动黏度 ν_{50} 变化的特性指数,其值见表 2-1。

表 2-1 液压油运动黏度与特性指数的关系

$\nu_{50}/(\text{mm}^2 \cdot \text{s}^{-1})$	2.5	6.5	9.5	12	21	30
n	1.39	1.59	1.72	1.79	1.99	2.13

续表

$\nu_{50}/(\text{mm}^2 \cdot \text{s}^{-1})$	38	45	52	60	38	45
n	2.24	2.32	2.42	2.49	2.24	2.32

2.1.2 对液压油的要求和选用

1. 对液压油的要求

在液压传动系统中,液压油既是用来传递能量的工作介质,又起着润滑运动部件和保护金属不被锈蚀的作用,因此对其有较高的要求。具体要求大致可概括如下:

(1)适宜的黏度和良好的黏-温性能。一般液压系统所用的液压油的黏度为 $\nu=11.5 \times 10^{-6} \sim 35.3 \times 10^{-6} (\text{m}^2/\text{s})$ 。

(2)良好的润滑性能。在液压传动机械设备中,除液压元件外,其他一些有相对滑动的零件也要用液压油来润滑,因此液压油应具有良好的润滑性能。

(3)良好的化学稳定性。化学稳定性具体包括液压油的热稳定性、氧化稳定性、水解稳定性和剪切稳定性,即液压油在高温下长期与空气接触(抗氧化)及在高速下通过缝隙或小孔(抗剪切)后仍能保持其原有的化学性质不变的性质。

(4)质地纯净,不含腐蚀性物质等杂质。

(5)抗泡沫性和抗乳化性好,对金属和密封件材料具有良好的相容性。

(6)比热容和热传导率大,热膨胀系数小。

(7)流动点和凝固点低,闪点和燃点高。

(8)对人畜无害,价格低廉。

(9)可滤性好,即液压油中的颗粒污染物容易通过滤网过滤,以保证较高的清洁度。

2. 液压油的类型

液压油的品种很多,主要可分为矿物型液压油、合成型液压油和乳化型液压油三大类。

矿物型液压油是以机械油为原料,经精炼后按需要加入适当添加剂而成的液压油。这类液压油在液压系统中最常用,其各项性能都优于其他品种,润滑性能好,但抗燃性较差。

在一些高温、易燃、易爆的工作场合,为了安全起见,应该在液压系统中使用磷酸酯、水-乙二醇等合成型液压油和油包水、水包油等乳化型液压油。液压油的主要品种及其特性和用途见表 2-2。

表 2-2 液压油的主要品种及其特性和用途

类 型	名 称	ISO 代号	特性和用途
矿物型	通用液压油	L-HL	精制液压油加添加剂可提高抗氧化和防锈性能,适用于室内一般设备的中、低压系统
	抗磨型液压油	L-HM	L-HL 油加添加剂,可改善抗磨性能,适用于工程机械车辆液压系统
	低温液压油	L-HV	可用于环境温度为 $-40 \sim -20 \text{ }^\circ\text{C}$ 的液压系统
	高黏度指数液压油	L-HR	L-HL 油加添加剂,可改善其黏-温特性,适用于对黏-温特性有特殊要求的低压系统,如数控机床液压系统

续表

类 型	名 称	ISO 代号	特性和用途
矿物型	液压导轨油	L-HG	L-HM 油加添加剂,可改善其黏-滑特性,适用于机床中液压系统和导轨润滑合用的系统
	全损耗系统用油	L-HH	浅度精制矿油,抗氧化性和抗泡沫性差,主要用于机械润滑,可做液压代用油,用于要求不高的低压系统
	汽轮机油	L-TSA	深度精制矿油加添加剂,可改善抗氧化和抗泡沫性能,为汽轮机专用油,可做液压代用油,用于一般液压系统
合成型	水-乙二醇液	L-HFC	难燃,黏-温特性和抗蚀性好,能在-30~60℃温度下使用,适用于有抗燃要求的中、低压系统
	磷酸酯无水合成液	L-HFDR	难燃,润滑抗磨性能和抗氧化性良好,能在-54~135℃温度下使用,缺点是有毒,适用于有抗燃要求的高压精密系统
乳化型	水包油乳化液	L-HFAE	难燃,黏-温特性好,有一定的防锈能力,润滑性差,易泄漏,适用于有抗燃要求、油液用量大且泄漏严重的系统
	油包水乳化液	L-HFB	既具有矿物型液压油的抗磨、防锈性能,又具有抗燃性,适用于有抗燃要求的中压系统

3. 液压油的选用

正确而合理地选用液压油是保证液压系统正常和高效工作的前提。选用液压油时常常采用两种方法:一种是根据液压元件生产厂样本或说明书推荐的油类品种和规格来选用液压油;另一种是全面考虑液压系统的具体情况,如工作压力、工作温度、运动速度、液压元件种类及经济性等因素,来选用液压油。在选用时要做的主要工作是确定液压油的黏度范围,选择合适的液压油品种,满足液压系统工作时的特殊需要。通常根据以下几个方面选用液压油品种和黏度。

(1)根据工作机械的不同要求选用。精密机械对液压油黏度的要求与一般机械不同。为了避免温度升高引起机件变形而影响工作精度,精密机械宜采用较低黏度的液压油。如机床的液压伺服系统,为保证伺服机构动作灵敏性,宜采用黏度较低的液压油。

(2)根据液压泵的类型选用。液压泵的类型较多,如齿轮泵、叶片泵、柱塞泵等,它是液压系统的重要元件,在系统中它的运动速度、压力和温度都较高,工作时间又长,因此对液压油黏度要求较严格,所以在选择液压油时应先考虑液压泵的类型。在一般情况下,可将液压泵要求液压油的黏度作为选择液压油的基准,见表 2-3。

表 2-3 按液压泵的类型推荐选用的液压油的黏度

类 型		黏度/(10 ⁻⁶ m ² · s ⁻¹)		类 型	黏度/(10 ⁻⁶ m ² · s ⁻¹)	
		5~40℃	40~80℃		5~40℃	40~80℃
叶片泵	$p < 7$ MPa	30~50	40~75	齿轮泵	30~70	95~165
	$p \geq 7$ MPa	50~70	50~90	径向柱塞泵	30~50	65~240
螺杆泵		30~50	40~80	轴向柱塞泵	30~70	70~150

注:5~40℃,40~80℃指的是液压系统的温度。

(3)根据液压系统的工作压力选用。通常,当工作压力较高时宜采用黏度较高的液压油,以免系统泄漏过多,效率过低;当工作压力较低时宜采用黏度较低的液压油,这样可以减少阻力损失,见表 2-4。例如,机床液压传动的工作压力一般低于 6.3 MPa,多采用 $20\sim 60\text{ mm}^2/\text{s}$ 的液压油;工作机械的液压系统,其工作压力属于高压,多采用黏度较高的液压油。

(4)根据液压系统的环境温度选用。由于温度影响矿物油的黏度,为保证在工作温度时有较适宜的黏度,还必须考虑周围环境温度的影响。当周围环境温度高时宜采用黏度较高的液压油,当周围环境温度低时宜采用黏度较低的液压油,见表 2-4。

表 2-4 根据工作环境和工况选择液压油的品种

工作环境	使用工况			
	压力 $<7\text{ MPa}$, 温度 $<50\text{ }^\circ\text{C}$	压力在 $7\sim 14\text{ MPa}$, 温度 $<50\text{ }^\circ\text{C}$	压力在 $7\sim 14\text{ MPa}$, 温度在 $50\sim 80\text{ }^\circ\text{C}$	压力 $>14\text{ MPa}$, 温度在 $80\sim 100\text{ }^\circ\text{C}$
室内固定液压设备	HL	HL 和 HM	HM	HM
天寒地区	HR	HV 和 HS	HV 和 HS	HV 和 HS
地下和水上	HL	HL 和 HM	HM	HM
高温热源附近	HFAS	HFB	HFDR	HFDR
明火附近	HFAS	HFC		

(5)根据工作部件的运动速度选用。当液压系统中工作部件的运动速度很高时,液压油的流速也高,液压损失随着增大,而泄漏相对减少,因此宜用黏度较低的液压油;相反,当液压系统中工作部件的运动速度较低时,每分钟所需的液压油量很小,泄漏相对较大,对系统的运动速度影响也较大,因此宜选用黏度较高的液压油。

2.2 流体静力学

液压传动是以液体作为工作介质进行能量传递的,因此要研究液体处于相对平衡状态下的力学规律及其实际应用。所谓相对平衡,是指液体内部各个质点之间没有相对运动,液体本身完全可以和容器一起如同刚体一样做各种运动。本课题主要讨论液体的平衡规律和压强分布规律及液体对固体壁面的作用力。

2.2.1 液体静压力及其特性

1. 液体静压力

作用在液体上的力有两种类型:一种是质量力,另一种是表面力。

质量力作用在液体所有质点上,它的大小与质量成正比,属于这种力的有重力、惯性力等。单位质量液体受到的质量力称为单位质量力,在数值上等于重力加速度。

表面力作用在所研究液体的表面上,如法向力、切向力。表面力可以是其他物体(如活塞、大气层)作用在液体上的力,也可以是一部分液体作用在另一部分液体上的力。对于液体整体来说,其他物体作用在液体上的力属于外力,而液体间的作用力属于内力。由于理想液体质点间的内聚力很小,液体不能抵抗拉力或切向力,即使微小的拉力或切向力都会使液体发生流动。因为静止液体不存在质点间的相对运动,也就不存在拉力或切向力,所以静止

上篇 液压传动

液体只能承受压力。

静止液体在单位面积上所受的力称为液体静压力,简称压力,用符号 p 表示。在物理学中,液体静压力称为压强,即

$$p = \frac{F}{A} \quad (2-12)$$

式中, A 为液体有效作用面积(m^2); F 为液体有效作用面积 A 上所受的力(N)。

液体静压力的法定单位为 N/m^2 或 Pa, 工程中常用单位为 kPa 和 MPa, 其中 $1 \text{ MPa} = 10^3 \text{ kPa} = 10^6 \text{ Pa}$ 。

当液体受到外负载作用时,就形成液体的静压力,如图 2-4 所示。

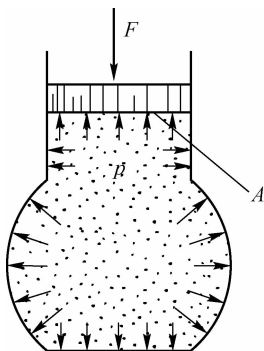


图 2-4 外力作用下形成的液体静压力

2. 液体静压力的特性

(1) 液体静压力沿着内法线方向作用于其承压面,即静止液体承受的只是法向压力,而不承受剪切力和拉力。

(2) 静止液体内任一点所受到的静压力在各个方向上都相等。

2.2.2 液体静压力基本方程

如图 2-5 所示,密度为 ρ 的液体在容器内处于静止状态,作用在液体液面上的压力为 p_0 。为了求得液体中距离液面深度为 h 的任意一点 A 的压力 p ,可以假想从液面往下切取高度为 h 、底面积为 dA 的一个小液柱为研究对象。这个小液柱在重力及周围液体的作用下处于平衡状态,作用于液柱上的各作用力在各方向都呈平衡状态。小液柱顶面所受的作用力为 $p_0 dA$ (方向向下),小液柱本身的重力 $G = \rho g h dA$ (方向向下),小液柱底面所受的作用力为 $p dA$ (方向向上),则小液柱在 Z 方向的平衡方程为

$$p dA = p_0 dA + \rho g h dA$$

化简后得

$$p = p_0 + \rho g h \quad (2-13)$$

式(2-13)称为液体静力学基本方程。它表明:

(1) 静止液体中任一点的静压力均由两部分组成,即液面上的外力产生的压力 p_0 和该点以上液体自重所产生的压力 $\rho g h$ 之和。

(2) 静止液体中任一点的静压力随液体距液面的深度呈线性变化规律分布,而且在同一深度上各点的压力相等。

在静止液体中,静压力相等的所有点组成的面称为等压面。显然,在重力作用下,静止

液体的等压面为一个平面。

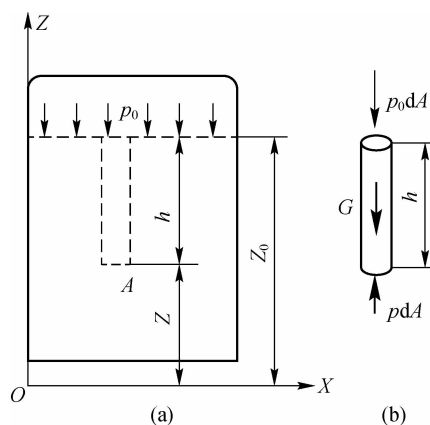


图 2-5 静压力的分布规律

(3)可用以下三种方式使液面产生压力 p_0 。

- ①固体壁面(如活塞)使液面产生压力。
- ②气体使液面产生压力。
- ③不同的液体使液面产生压力。

例 2-3 如图 2-6 所示,有一直径为 d 、质量为 G 的柱塞浸没在液体中,并在力 F 作用下处于静止状态。若液体的密度为 ρ ,柱塞浸入深度为 h ,试确定液体在测压管内上升的高度 x 。

解 设柱塞浸入液体深度 h 处为等压面,即有

$$\frac{F+G}{\frac{1}{4}\pi d^2} = \rho g(h+x)$$

化简得

$$x = \frac{4(F+G)}{\rho g \pi d^2} - h$$

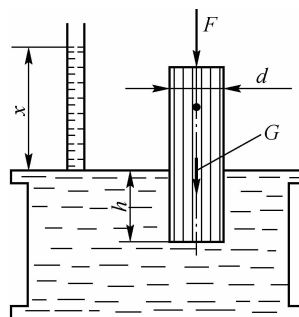


图 2-6 例 2-3 示意图

2.2.3 压力的定义和单位

液压系统中的压力就是指压强,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。首先要明确由空气质量产生的压力称为大气压力,简称为大气压,用 Pa 表示。

(1)相对压力。在地球表面上,一切物体都在大气压力的作用下自成平衡状态,即大多数测压仪表在大气压力作用下并不动作,这时它所表示的压力值为零,因此,它们所测出的压力是高于大气压力的那部分压力。以大气压为基准度量得到的压力称为相对压力或表压力。

(2)绝对压力。以绝对真空为基准度量得到的压力称为绝对压力。

(3)真空度。当绝对压力低于大气压力时,习惯上称为出现真空。因此,将绝对压力比大气压力小的那部分压力数值称为真空度。

绝对压力、相对压力(表压力)和真空度的关系如图 2-7 所示。

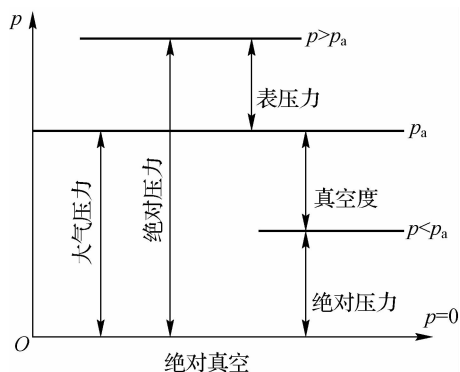


图 2-7 绝对压力、相对压力和真空度的关系

由图 2-7 可知,绝对压力总是正值,相对压力(表压力)则可正可负,负的相对压力(表压力)就是真空度,如真空度为 0.4 个大气压,其相对压力(表压力)为-0.4 个大气压。将上述内容归纳如下:

- (1)绝对压力=大气压力+相对压力(表压力)。
- (2)相对压力(表压力)=绝对压力-大气压力。
- (3)真空度=大气压力-绝对压力。

压力的单位及各种表示方法之间的换算关系如下:

- (1)国际单位(Pa)。1 Pa=1 N/m², 1 bar=1×10⁵ Pa, 1 MPa=1×10⁶ N/m²。
- (2)工程大气压(at)。1 at= $F_{1\text{kg}}/\text{cm}^2=9.8\times 10^4$ N/m²。
- (3)液柱高(如米水柱 mH₂O,毫米汞柱 mmHg)。1 mH₂O=9.8×10³ N/m², 1 mmHg=1.33×10² N/m²。

2.2.4 帕斯卡原理

密封容器内的静止液体,当边界上的压力 p_0 发生变化时,如增加 Δp ,则容器内任意一点的压力将增加同一数值 Δp_0 。也就是说,在密封容器内施加于静止液体任一点的压力将以等值传递到液体各点。这就是帕斯卡原理或静压传递原理。

在液压传动系统中,通常由外力产生的压力要比液体自重所产生的压力大得多。因此可把式 $p=p_0+\rho gh$ 中的 ρgh 项忽略,从而可认为静止液体内部各点的压力处处相等。

根据帕斯卡原理和静压力的特性,液压传动不仅可以进行力的传递,而且能将力放大和改变力的方向。图 2-8 所示为应用帕斯卡原理推导压力与负载关系(即静压传递原理)的实例。图中所示垂直液压缸(负载缸)的横截面积为 A_1 ,水平液压缸的横截面积为 A_2 ,作用在两个活塞上的外力分别为 F_1 和 F_2 ,则两液压缸内的压力分别为 $p_1=F_1/A_1$ 和 $p_2=F_2/A_2$ 。由于两液压缸充满液体且互相连接,根据帕斯卡原理有 $p_1=p_2$,因此有

$$F_1=F_2A_1/A_2 \quad (2-14)$$

式(2-14)表明,只要 A_1/A_2 足够大,用很小的力 F_2 就可产生很大的力 F_1 ,这说明液压系统具有力的放大作用。根据这个原理,制成了液压千斤顶和液压压力机。

如果垂直液压缸的活塞上没有负载,即当 $F_1=0$ 时,忽略活塞的质量及其他阻力,无论怎样推动水平液压缸的活塞,都不能在液体中形成压力。这说明液压系统中的压力是由外

界负载决定的,这是液压传动的一个基本概念。

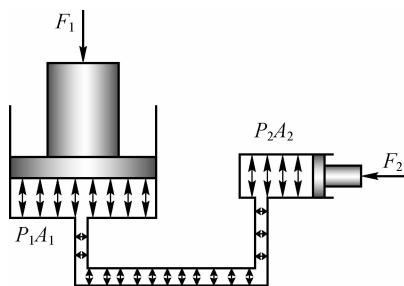


图 2-8 静压传递原理实例

2.2.5 液体静压力对固体壁面的总作用力

在液压传动中,忽略液体自重产生的压力,液体中各点的静压力是均匀分布的,且垂直作用于受压表面。当固体壁面与具有一定压力的液体接触时,固体壁面上的各点在某一方向上所受静压力的总和即是液体在该方向上作用于固体壁面上的力。下面分两种情况计算液体静压力作用在固体壁面上的总作用力。

1. 液体静压力作用在平面上的总作用力

当承受压力作用的表面为平面时,液体作用于该平面上各点的压力是方向互相平行、大小相等的。所以液体对该平面的总作用力 F 等于液体的压力 p 与受压平面面积 A 的乘积,即

$$F = pA \quad (2-15)$$

如图 2-9 所示的液压缸,压力油作用于活塞上的总作用力为

$$F = pA = p \frac{\pi D^2}{4}$$

总作用力 F 的方向与液压油的压力 p 的方向相同,水平向右。

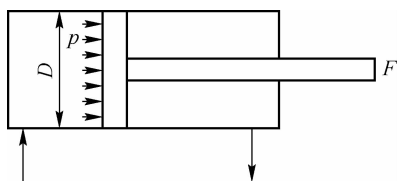


图 2-9 液体静压力作用在平面上

2. 液体静压力作用在曲面上的总作用力

当承受压力作用的表面为曲面时,由于液体作用于该曲面上各点的压力总是垂直于曲面,因而作用在曲面上各点的作用力不平行但大小相等。要计算液体静压力作用在曲面上的总作用力,必须明确要计算哪个方向上的力。

例 2-4 图 2-10 所示为液压缸筒受力分析图。已知液压缸的缸筒半径为 r ,长度为 l ,求液压油作用在缸筒右半壁面上的总作用力在 x 方向的分力 F_x 。

解 在缸筒右半壁面上任取一微小窄条,其面积 $dA = lds = lrd\theta$,液压油作用在这微小面积上的力 dF 在 x 方向的分力 dF_x 为

$$dF_x = plds = plrd\theta$$

液压油作用在缸筒右半壁面上的总作用力在 x 方向的分力 F_x 为

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

式中, $2lr$ 为缸筒右半壁曲面在 x 方向上的投影面积。由此可得出结论: 液体静压力作用在曲面上的总作用力在某一方向上的分力等于液体静压力与该曲面在该方向上投影面积的乘积。这一结论对任意曲面都适用, 在计算时可直接应用。

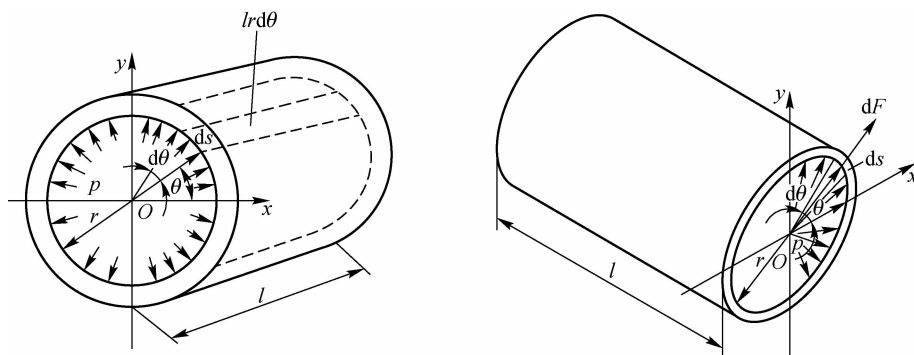


图 2-10 液压缸筒受力分析图

如图 2-11 所示的球面和锥面, 液体静压力 p 沿垂直方向作用在球面和锥面上的作用力 F , 等于受静压力 p 作用的那部分曲面沿垂直方向的投影面积 A 与液体静压力 p 的乘积, 其作用点通过投影圆的圆心, 即

$$F = pA = p \frac{\pi d^2}{4}$$

式中, d 为球面和锥面的承压部分曲面沿垂直方向的投影圆的直径。

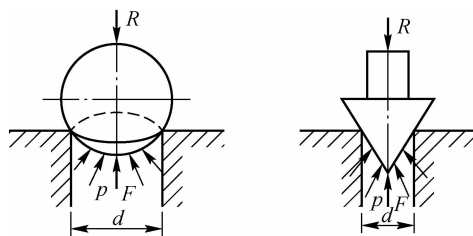


图 2-11 液体静压力作用在固体曲面上

2.3 流体动力学

在液压传动系统中, 液压油总是在不断地流动中, 因此要研究液体在外力作用下的运动规律和作用在流体上的力及这些力与流体运动特性之间的关系。

2.3.1 基本概念

1. 理想液体和恒定流动

由于液体实际流动时不仅具有黏性, 而且在压力变化时体积会发生变化, 因此研究液体流动时的运动规律必须考虑其黏性和可压缩性, 这让对流动液体的研究变得非常困难, 因此引入理想液体的概念。理想液体就是指既无黏性又不可压缩的液体。首先对理想液体进行研究, 然后通过实验验证的方法对所得的结论进行补充和修正。这样不仅使问题简单化, 而

且得到的结论在实际应用中具有足够的精确性。把既具有黏性又可压缩的液体称为实际液体。

当液体流动时,若液体中任一点的压力、速度及密度都不随时间而变化,则称液体的这种运动称为恒定流动或定常流动。但只要压力、速度及密度中有一个量随时间而变化,则液体流动就是非恒定流动或非定常流动。如图 2-12(a)所示为恒定流动,图 2-12(b)所示为非恒定流动。

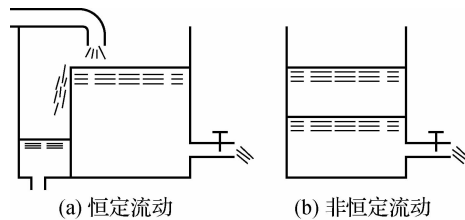


图 2-12 恒定流动与非恒定流动

2. 通流截面、流量和平均流速

(1) 通流截面 (cross-section)。液体流动时,垂直于液体流动方向的截面称为通流截面或过流断面。通流截面可能是平面也可能是曲面。如图 2-13 所示,截面 A—A 和截面 B—B 均为通流截面。

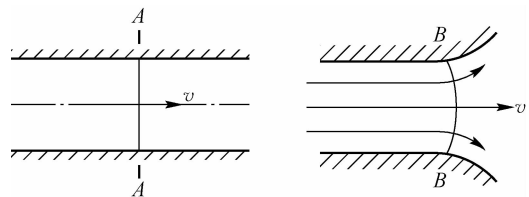


图 2-13 流动液体的通流截面

(2) 流量 (flow rate)。单位时间内通过某一通流截面的液体的体积称为体积流量,简称流量,用 q_v 或 q 表示。流量的法定单位为 m^3/s (米³/秒),工程中常用的单位为 L/min (升/分钟) 或 mL/s (毫升/秒)。 $1 \text{ L} = 10^3 \text{ mL} = 10^{-3} \text{ m}^3 = 10^3 \text{ cm}^3 = 10^6 \text{ mm}^3$ 。

$$1 \text{ m}^3/\text{s} = \frac{1\,000 \text{ L}}{1 \text{ min}} = 6 \times 10^4 \text{ L}/\text{min}, 1 \text{ m}^3/\text{s} = \frac{10^6 \text{ mL}}{1 \text{ s}} = 10^6 \text{ mL}/\text{s}$$

如图 2-14 所示,假设理想液体在一直管内做恒定流动。液体流动的通流截面面积即为管道横截面的面积 A ,液流在各通流截面上各点的流速皆相等,用符号 u 表示。流过通流截面 I—I 的液体经过时间 t 后到达通流截面 II—II 处,所流过的距离为 l ,所流过的液体体积为 $V = Al$,因此流量即为

$$q_v = \frac{V}{t} = \frac{Al}{t} = Au \quad (2-16)$$

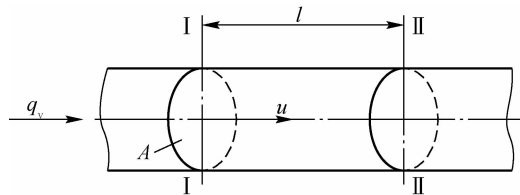


图 2-14 理想液体在直管内做恒定流动

(3) 平均流速 (average flow velocity)。在实际液体流动中,由于黏性内摩擦力的作用,

通流截面上各点的流速并不相等,因此引入平均流速的概念。即可认为通流截面上各点的流速均为平均流速,用 v 来表示,法定单位为 m/s (米/秒),如图 2-15 所示。液体在管道中的流速一般均指平均流速。液体流动时,通过某一通流截面的流量 q_V 就等于平均流速 v 和通流截面面积 A 的乘积,即

$$q_V = vA$$

因此,该通流截面的平均流速为

$$v = \frac{q_V}{A} \quad (2-17)$$

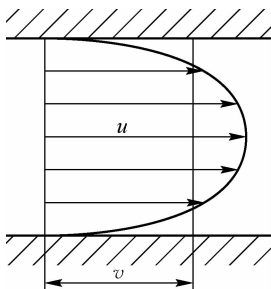


图 2-15 液体的平均流速

在实际工程中,只有平均流速 v 才具有应用价值。当液压缸工作时,活塞运动的速度就等于液压缸内液体的平均流速。当液压缸的有效面积一定时,活塞运动的速度取决于输入液压缸的流量。

2.3.2 液体流动的连续性方程

质量守恒是自然界的客观规律,不可压缩的液体在做恒定流动的过程中同样遵守质量守恒定律。液体流动的连续性方程是质量守恒定律在液压流体动力学中的一种数学表达形式。

如图 2-16 所示,任取一流管,两端通流截面分别为 A_1 、 A_2 ,在流管中取一微小流束,流束两端的截面面积分别为 dA_1 和 dA_2 ,在同一微小截面上各点的流速可认为是相等的且分别为 u_1 、 u_2 。根据质量守恒定律,在 dt 时间内流入液体的质量应恒等于流出液体的质量,即

$$\rho u_1 dA_1 dt = \rho u_2 dA_2 dt$$

化简得

$$u_1 dA_1 = u_2 dA_2$$

对于整个流管,则有

$$\int_{A_1} u_1 dA_1 = \int_{A_2} u_2 dA_2$$

即

$$q_1 = q_2$$

若用流管两通流截面 A_1 和 A_2 上的平均流速 v_1 和 v_2 表示,则有

$$v_1 A_1 = v_2 A_2 \quad (2-18)$$

由于两通流截面是任意取的,则有

$$q = vA = \text{常数} \quad (2-19)$$

在各式中, v_1 、 v_2 为两微小流束通流截面的平均流速; A_1 、 A_2 为两微小流束通流截面的面

积; q_1 、 q_2 为两微小流来通流截面的流量; q 为通流截面的流量; v 为通流截面的平均流速; A 为通流截面的面积。

式(2-19)称为液体流动的连续性方程,它表明在恒定流动的条件下,流过各个通流截面的液体流量是相等的(流量是连续的)。它是质量守恒定律的具体体现。

当流量一定时,任一通流截面上的通流面积与其流速成反比,则有任一通流截面上的平均流速为

$$v_i = \frac{q_V}{A_i} \quad (2-20)$$

例 2-5 如图 2-17 所示,管道截面 I—I 和截面 II—II 的内径 d_1 和 d_2 分别为 20 mm 和 10 mm,流经截面 I—I 的流量为 10 L/min,截面 I—I 和截面 II—II 处的流速各是多少?

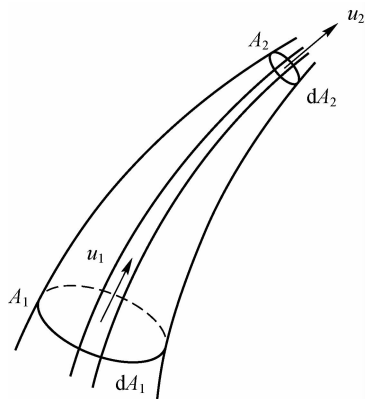


图 2-16 连续性方程示意图

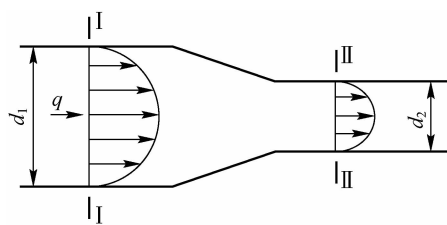


图 2-17 例 2-5 示意图

解 截面 I—I 的横截面积 A_1 为

$$A_1 = \frac{\pi}{4} d_1^2 = \frac{\pi}{4} \times 2^2 = 3.14 \text{ (cm}^2\text{)}$$

截面 II—II 的横截面积 A_2 为

$$A_2 = \frac{\pi}{4} d_2^2 = \frac{\pi}{4} \times 1^2 = 0.79 \text{ (cm}^2\text{)}$$

流经截面 I—I 的流速 v_1 为

$$v_1 = \frac{q}{A_1} = \frac{10 \times 10^3}{60 \times 3.14} = 53.1 \text{ (cm/s)}$$

流经截面 II—II 的流速 v_2 为

$$v_2 = \frac{q}{A_2} = \frac{10 \times 10^3}{60 \times 0.79} = 211 \text{ (cm/s)}$$

2.3.3 伯努利方程

能量守恒是自然界的客观规律,流动液体也遵守能量守恒定律,这个规律是用伯努利方程的数学形式来表达的。伯努利方程是一个能量方程,掌握这一方程的物理意义是十分重要的。

1. 理想液体的伯努利方程

假定理想液体在图 2-18 所示的管道中恒定流动,密度为 ρ 、质量为 m 、体积为 V 的液体流过该管任意两个通流截面 1—1 和 2—2。假设两通流截面处的中心高度分别为 h_1 、 h_2 ,压

力分别为 p_1 、 p_2 ，平均流速分别为 v_1 、 v_2 。若在很短的时间内，液体通过两通流截面的距离分别为 dS_1 和 dS_2 ，则在两通流截面处具有的能量如下：

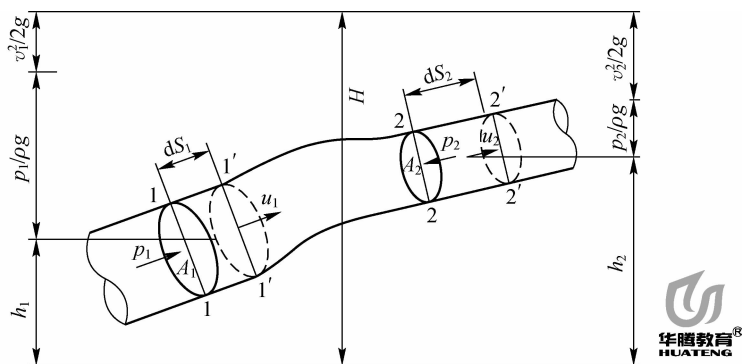


图 2-18 理想液体伯努利方程的推导示意图

压力能	$p_1 A_1 dS_1 = p_1 \Delta V = p_1 \frac{m}{\rho}$	$p_2 A_2 dS_2 = p_2 \Delta V = p_2 \frac{m}{\rho}$
位能	mgh_1	mgh_2
动能	$\frac{1}{2} m v_1^2$	$\frac{1}{2} m v_2^2$

流动液体的能量也遵守能量守恒定律，因此有

$$p_1 \frac{m}{\rho} + mgh_1 + \frac{1}{2} m v_1^2 = p_2 \frac{m}{\rho} + mgh_2 + \frac{1}{2} m v_2^2$$

化简后得

$$\frac{p_1}{\rho g} + h_1 + \frac{v_1^2}{2g} = \frac{p_2}{\rho g} + h_2 + \frac{v_2^2}{2g} \quad (2-21)$$

或

$$\frac{p}{\rho g} + h + \frac{v^2}{2g} = \text{常数} \quad (2-22)$$

式(2-21)或式(2-22)称为理想液体的伯努利方程，也称为理想液体的能量方程。式中， $\frac{p}{\rho g}$ 为单位质量液体所具有的压力能，称为比压能，也称为压力水头； h 为单位质量液体所具有的势能，称为比位能，也称为位置水头； $\frac{v^2}{2g}$ 为单位质量液体所具有的动能，称为比动能，也称为速度水头，它们的单位都为长度量纲。

伯努利方程的物理意义为：在密封管道内做恒定流动的理想液体具有三种形式的能量（压力能、势能和动能），而且在沿管道流动的过程中，三种能量之间可以相互转换，但是在管道任意一个通流截面处三种能量的总和是一个恒定的常量。

式(2-21)或式(2-22)说明，理想液体做恒定流动时的总比能（单位质量液体的总能量）由比动能 $\frac{v^2}{2g}$ 、比位能 h 和比压能 $\frac{p}{\rho g}$ 三种形式的能量组成，在任一通流截面上三种能量之间可以相互转换，但三种能量的总和是一个恒定的常量。

2. 实际液体的伯努利方程

实际液体在管道内流动时，液体的黏性会使液体与固壁间及液体质点间产生摩擦力，从而消耗能量；同时，管道局部形状和尺寸的变化会使液体产生扰动，从而也消耗能量。因此，

实际液体在流动时存在能量损失,假设图 2-18 中液体从通流截面 1—1 流到通流截面 2—2 的能量损失用 h_w 表示,其单位也为长度量纲。

根据能量守恒定律,在考虑能量损失 h_w 并引进动能修正系数 α 后,实际液体的伯努利方程为

$$\frac{p_1}{\rho g} + h_1 + \frac{\alpha_1 v_1^2}{2g} = \frac{p_2}{\rho g} + h_2 + \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g} + h_w \quad (2-23)$$

式中, α 为动能修正系数,它的数值与管路中液体的流态(层流或紊流)有关,液体在管道中层流时 $\alpha=2$,紊流时 $\alpha \approx 1.05$,实际计算时常取 $\alpha=1$ 。

使用伯努利方程解决实际问题时须注意以下事项:

(1) 选取适当的基准面,以简化计算。一般可选取与大气相通的液面为基准面,因为此时压力为大气压,流速 $v \approx 0$ 。

(2) 沿液体流动的方向选取两个通流截面,其中一个通流截面的参数已知,另一个为所求参数所在的通流截面。

(3) 在选取的两个通流截面上各选定一个高度已知的点。

(4) 对所选定的两点按液体流动方向列伯努利方程。

(5) 联立液体流动的连续性方程和静压力基本方程,求解未知参数。

例 2-6 如图 2-19 所示,当阀门关闭时压力表读数为 0.25 MPa,当阀门打开时压力表读数为 0.06 MPa,如果 $d=12 \text{ mm}$, $\rho=900 \text{ kg/m}^3$,不计液体流动时的能量损失,求阀门打开时的液体流量 q 。

解 用截面 I—I 和截面 II—II 列理想液体的伯努利方程。因为 $v_1=0$, $h_1=h_2$, 所以 $\frac{p_1}{\rho g} = \frac{p_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g}$ 。则

$$v_2 = \sqrt{2 \times 9.81 \times \frac{(0.25 - 0.06) \times 10^6}{900 \times 9.81}} = 20.54 \text{ (m/s)}$$

$$q = v_2 A_2 = 20.54 \times \frac{\pi}{4} \times 0.012^2 = 2.32 \times 10^{-3} \text{ (m}^3/\text{s)}$$

例 2-7 如图 2-20 所示,液压泵的流量 $q=32 \text{ L/min}$,吸油管内径 $d=20 \text{ mm}$,液压泵吸油口距离油箱液面的高度 $h=500 \text{ mm}$,液压油的运动黏度 $\nu=20 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$,密度 $\rho=900 \text{ kg/m}^3$,不计阻力损失,试求液压泵吸油口处的真空度。

解 吸油管的液压油的流速为

$$v_2 = \frac{q}{A} = \frac{q}{\frac{1}{4} \pi d^2} = \frac{32 \times 10^{-3}}{60 \times \frac{\pi}{4} \times 0.02^2} = 1.7 \text{ (m/s)}$$

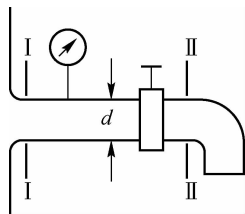


图 2-19 例 2-6 示意图

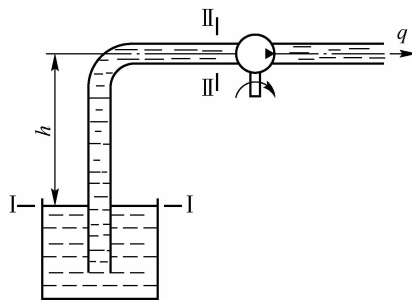


图 2-20 例 2-7 示意图

油液在吸油管中流动时的实际雷诺数为

$$Re = \frac{v_2 d}{\nu} = \frac{1.7 \times 0.02}{20 \times 10^{-6}} = 1700 < Re_{cr} = 2300$$

故液压油在吸油管中的流态为层流。

选取油箱液面 I—I 和吸油口处 II—II 截面,以液面 I—I 为基准面, $h_1 = 0, v_1 = 0, p_1 = p_a, \alpha_2 = 2, h_2 = h, h_w = 0$, 列实际伯努利方程为

$$\begin{aligned} \frac{p_1}{\rho g} + h_1 + \frac{\alpha_1 v_1^2}{2g} &= \frac{p_2}{\rho g} + h_2 + \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g} + h_w \\ \frac{p_a}{\rho g} + 0 + 0 &= \frac{p_2}{\rho g} + h + \frac{v_2^2}{g} + 0 \\ p_a - p_2 &= \rho g h + \rho v_2^2 \\ &= 900 \times 9.81 \times 0.5 + 900 \times 1.7^2 \\ &= 7.016 \times 10^3 \text{ (Pa)} \end{aligned}$$

即得液压泵吸油口处的真空度为 $7.016 \times 10^3 \text{ Pa}$ 。

2.3.4 动量方程

动量方程可用来计算流动液体作用于限制其流动的固体壁面上的总作用力。根据理论力学中的动量定理:作用在物体上全部外力的矢量和应等于物体动量的变化率,即

$$\sum \vec{F} = \frac{\Delta(m\vec{v})}{\Delta t} \quad (2-24)$$

在图 2-21 所示的管流中,任意取出被通流截面 1,2 所限制的液体体积,称之为控制体积,通流截面 1,2 则称为控制表面。通流截面 1,2 上的流速分别为 u_1, u_2 , 流通面积分别为 A_1, A_2 。设该段液体在 t 时刻的动量为 $(mu)_{1-2}$ 。经 Δt 时间后,该段液体移动到 $1'-2'$ 位置,在新位置上该段液体的动量为 $(mu)_{1'-2'}$ 。在 Δt 时间内液体动量的变化为

$$\begin{aligned} \Delta(mu) &= (mu)_{1'-2'} - (mu)_{1-2} \\ (mu)_{1-2} &= (mu)_{1-1'} + (mu)_{1'-2} \\ (mu)_{1'-2'} &= (mu)_{1'-2} + (mu)_{2-2'} \end{aligned}$$

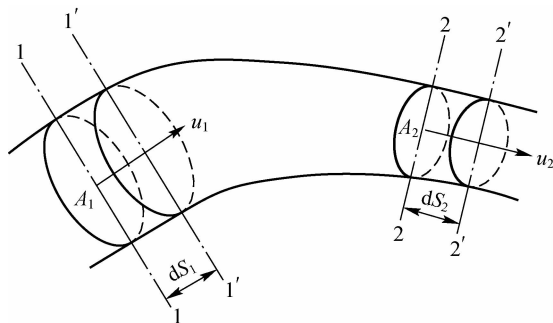


图 2-21 动量方程推导示意图

若液体做恒定流动,则 $1'$ 与 2 之间液体的各点流速经 Δt 时间后没有变化, $1'$ 与 2 之间液体的动量也没有变化,故

$$\begin{aligned}\Delta(mu) &= (mu)_{1'-2'} - (mu)_{1-2} \\ &= (mu)_{2-2'} - (mu)_{1-1'} \\ &= \rho_2 \Delta q_2 \Delta t u_2 - \rho_1 \Delta q_1 \Delta t u_1\end{aligned}$$

对于不可压缩的液体,有

$$\Delta q_2 = \Delta q_1 = \Delta q, \rho_2 = \rho_1 = \rho$$

因此得出流动液体的动量方程

$$\sum \vec{F} = \frac{\Delta(m\vec{v})}{\Delta t} = \rho q (\vec{u}_2 - \vec{u}_1) \quad (2-25)$$

流动液体的动量方程式(2-25)表明,作用在液体控制体积上的外力总和,等于单位时间内流出控制表面与流入控制表面的液体动量之差。该式为矢量表达式,在应用时应根据具体要求向指定方向投影,求得该方向的分量。显然,根据牛顿第三定律,液体也以同样大小的力作用在使其流速发生变化的物体上。因此可应用动量方程来计算液流作用在固体壁面上的总作用力。

例 2-8 图 2-22 所示的圆柱滑阀为液压阀中一种常见的结构。密度为 ρ 的液体流入圆柱滑阀阀口时,流速为 v_1 ,方向角为 θ ,流量为 q ;液体流出阀口的流速为 v_2 。试计算液流通过滑阀时对阀芯的轴向作用力。

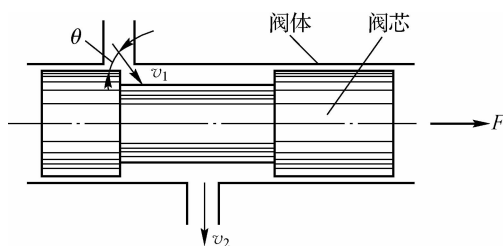


图 2-22 例 2-8 示意图

解 取阀进、出口之间的液体体积为控制体积,设液流做恒定流动,列出滑阀轴向的动量方程为

$$F = \rho q (v_2 \cos 90^\circ - v_1 \cos \theta) = \rho q (0 - v_1 \cos \theta) = -\rho q v_1 \cos \theta$$

式中, F 为滑阀对控制体液流的轴向作用力,负号表示该力的方向与速度的轴向投影方向相反,即力 F 的方向向左。

由牛顿第三定律得,液流对阀芯的轴向作用力 F' 与力 F 大小相等、方向相反,即 $F' = F = \rho q v_1 \cos \theta$,方向向右。

2.4 管道中液流的特性

实际液体具有黏性,在流动时就有阻力。为了克服阻力,就必然要消耗能量,这样就有了能量损失。能量损失主要表现为阻力损失 ΔP ,这也是实际液体伯努利方程中 h_w 的含义。

2.4.1 液体的两种流态和雷诺数

1. 液体的两种流态

液体在管道中流动时存在两种不同状态,分别为层流和紊流。

(1)层流。层流是指液体流动时,液体质点都是平行于管道轴线方向的运动,没有垂直

于管道轴线方向的横向运动,液体质点互不混杂,液体呈线状或层状的流动。层流时,黏性力起主导作用,液体质点受黏性的约束,不能随意运动,只能沿着流层做层次分明的轴向运动。

(2)紊流。紊流是指液体流动时,液体质点既有平行于管道轴线方向的运动,又有垂直于管道轴线方向的横向运动,液体质点做混杂紊乱状态的运动,液体呈紊乱流动。紊流时,惯性力起主导作用,液体高速流动时液体质点间的黏性不能约束质点,液体质点具有速度脉动,能冲出流层。

2. 雷诺数

1883年,英国物理学家雷诺通过实验,证实了液体存在层流和紊流这两种不同的流动状态,这就是雷诺实验(图 2-23)。

实验装置如图 2-23(a)所示。水箱 5 由进水管 2 不断供水,并通过溢流管 1 保持水箱 5 中水位恒定。水杯 3 内盛有红颜色水,将开关 4 打开后,红颜色水经细导管 5 流入水平玻璃管 7 中。当调节阀门 8 的开度使水平玻璃管 7 中水的流速较小时,红颜色水在水平玻璃管 7 中呈现一条明显的直线,这条红线和清水不相混杂,如图 2-23(b)所示,这说明水平玻璃管 7 中水流是分层的,层与层之间互不干扰,液体的这种流动状态称为层流。当调节阀门 8 的开度使水平玻璃管 7 中水的流速逐渐增大至某一数值时,可以看到这条红线开始抖动并呈波纹状,如图 2-23(c)所示,这说明水平玻璃管 7 中的层流状态遭到破坏,液流开始紊乱,这时的流动状态称为过渡流。如果使水平玻璃管 7 中的流速进一步增大,管内红颜色水流就和清水完全混合,红线就完全消失,如图 2-23(d)所示,这说明水平玻璃管 7 中的液流完全紊乱,这时的流动状态称为紊流。在紊流状态下,如果将阀门 8 逐渐调小,当流速减小至一定值时,红线又会出现,水流又重新恢复为层流。

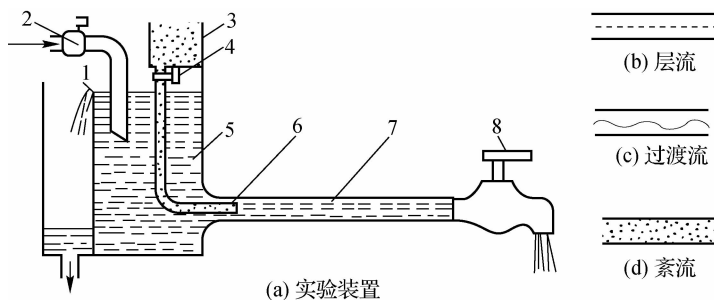


图 2-23 雷诺实验

1—溢流管; 2—进水管; 3—水杯; 4—开关; 5—水箱; 6—细导管; 7—水平玻璃管; 8—阀门

实验证明,液体在管中的流动状态不仅与管内液体的平均流速 v 有关,还与管道内径 d 和液体的运动黏度 ν 有关。实际上,真正决定液流状态的是上述三个参数所组成的一个称为雷诺数 Re 的无量纲数,即

$$Re = \frac{vd}{\nu} \quad (2-26)$$

利用雷诺数可判别液体流动时究竟是层流还是紊流。由式(2-26)可知,液流的雷诺数若相同,则它的流动状态也相同。因为液流由层流转变为紊流时的雷诺数大于液流由紊流转变为层流时的雷诺数,所以一般都用由紊流转变为层流时的雷诺数作为判断液流状态的依据,称之为临界雷诺数,用 Re_{cr} 表示。当液流的实际雷诺数 Re 小于临界雷诺数 Re_{cr} 时,液

流为层流;反之,液流为紊流。常见液流管道的临界雷诺数由实验求得,见表 2-5。

表 2-5 常见液流管道的临界雷诺数

管道的材料与形状	临界雷诺数 Re_{cr}	管道的材料与形状	临界雷诺数 Re_{cr}
光滑的金属圆管	2 300	带槽状的同心环状缝隙	700
橡胶软管	1 600~2 000	带槽状的偏心环状缝隙	400
光滑的同心环状缝隙	1 100	圆柱形滑阀阀口	260
光滑的偏心环状缝隙	1 000	锥状阀口	20~100

例 2-9 运动黏度 $\nu=4.06 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$ 的液压油在内径为 $d=16 \text{ mm}$ 的钢管中流动,流速为 $v=4.6 \text{ m/s}$,试判别液压油在钢管中的流态。

解 液压油在钢管中流动时的实际雷诺数为

$$Re = \frac{vd}{\nu} = \frac{4.6 \times 0.016}{4.06 \times 10^{-5}} = 1\,812.8 < Re_{cr} = 2\,300$$

所以液压油在钢管中的流态为层流。

2.4.2 液体在流动中的阻力损失

按液体流动时阻力的不同,液压系统中的阻力损失分别为沿程阻力损失和局部阻力损失两种形式。

1. 沿程阻力损失

液体在等径直管中流动时,因黏性摩擦(液体分子间的摩擦及液体与限制其流动的管道内壁间的摩擦)而产生的阻力损失,称为沿程阻力损失。它主要取决于液体的流速、黏性及管路的长度、内径。沿程阻力损失的计算公式为

$$\Delta p_\lambda = \lambda \frac{l \rho v^2}{d} \quad (2-27)$$

式中, Δp_λ 为沿程阻力损失(Pa); λ 为沿程压力系数,无量纲; ρ 为液体的密度(kg/m^3); v 为液体的平均流速(m/s); l 为液体流经管道的长度(m); d 为管道的内径(m)。

式(2-27)适用于层流或紊流。沿程压力系数 λ 与液体的流动状态有关,即 λ 与雷诺数 Re 有关, λ 值可按表 2-6 中的公式计算。计算沿程阻力损失时,应先判断液体流态,选取正确的沿程压力系数 λ ,然后按式(2-27)计算。

表 2-6 管道内的沿程压力系数

液体流态	不同情况的管道	λ 的计算
层流	等温时的金属圆形管道	$\lambda = \frac{64}{Re}$
	非等温时的金属圆形管道或截面不圆及弯成圆滑曲线的管道	$\lambda = \frac{75}{Re}$
	弯曲的软管	$\lambda = \frac{108}{Re}$

续表

液体流态	不同情况的管道	λ 的计算
紊流	$Re < 10^5$	$\lambda = 0.3164 Re^{-0.25}$
	$10^5 < Re < 10^7$	$\lambda = 0.3164 Re^{-0.25} + 0.221 Re^{-0.237}$

2. 局部阻力损失

液体在管道中流经其弯头、接头、突变截面、小孔及阀口等一些局部装置时,流速的大小和方向发生剧烈变化而形成旋涡,使液体质点相互撞击和剧烈摩擦而造成能量损失,这种能量损失称为局部阻力损失。局部阻力损失的计算公式为

$$\Delta p_{\xi} = \xi \frac{\rho v^2}{2} \quad (2-28)$$

式中, Δp_{ξ} 为局部阻力损失(Pa); ξ 为局部阻力损失系数,无量纲,由实验测定,一般可查阅有关手册; ρ 为液体的密度(kg/m^3); v 为液体的平均流速(m/s)。

液体流过各种阀类的局部阻力损失常利用下列经验公式计算:

$$\Delta p_v = \Delta p_n \left(\frac{q}{q_n} \right)^2 \quad (2-29)$$

式中, Δp_v 为流过各种阀类的局部阻力损失(Pa); Δp_n 为阀在额定流量下的阻力损失(从阀的样本或手册中查得, Pa); q 为通过阀的实际流量(m^3/s); q_n 为阀的额定流量(m^3/s)。

3. 管路系统中的总阻力损失

管路系统中的总阻力损失等于所有沿程阻力损失和流经各种阀类等所有局部阻力损失之和,即

$$\sum \Delta p = \sum \Delta p_{\lambda} + \sum \Delta p_{\xi} \quad (2-30)$$

2.5 孔口及缝隙的压力流量特性

在液压传动中常利用液体流经阀的小孔来控制流量和压力,以达到调速和调压的目的。研究液体流经这些小孔的压力流量特性,对于正确分析液压元件和系统的工作性能是很有必要的。

小孔的结构形式根据孔口的通流长度 l 与直径 d 的比(简称长径比)分为三种情况:当 $\frac{l}{d} \leq 0.5$ 时,称为薄壁小孔;当 $\frac{l}{d} > 4$ 时,称为细长孔;当 $0.5 < \frac{l}{d} \leq 4$ 时,称为短孔。

2.5.1 薄壁小孔

图 2-24 所示为液体流经薄壁小孔的情况。当液体流经薄壁小孔时,因为 $D \gg d$,通过断面 1—1 的流速较低,流过小孔时,液体质点突然加速,在惯性力作用下,流过小孔后的液流形成一个收缩断面 2—2。对于圆形小孔,此收缩断面离孔口的距离约为 $d/2$,然后扩散。这一收缩和扩散过程会造成很大的能量损失。

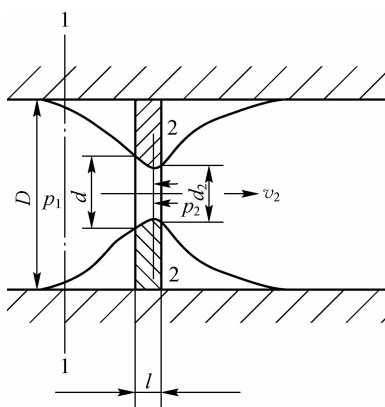


图 2-24 液体流经薄壁小孔

利用实际液体的伯努利方程对液体流经薄壁小孔时的能量变化进行分析,可以得到薄壁小孔的压力流量特性:流经薄壁小孔的流量 q_V 与小孔的通流截面面积 A_T 和小孔两端的压力差的平方根 $\sqrt{\Delta p}$ 成正比,即得薄壁小孔流量公式为

$$q_V = C_q A_T \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}} = C A_T \sqrt{\Delta p} \quad (2-31)$$

式中, C_q 为流量系数,无量纲,当小孔长径比 $\frac{l}{d} \geq 7$ 时, $C_q = 0.6 \sim 0.62$, 当小孔长径比 $\frac{l}{d} < 7$ 时, $C_q = 0.7 \sim 0.8$; C 为与小孔的结构及液体的密度等有关的系数,无量纲, $C = C_q \sqrt{\frac{2}{\rho}}$; Δp 为小孔前后压力差(Pa); ρ 为液体的密度(kg/m^3); A_T 为小孔的通流截面面积(m^2)。

2.5.2 细长孔

液体流经细长孔时,由于黏性而流动不畅,一般都处于层流状态,可以用沿程阻力损失公式(2-27)来计算其能量损失。将 $\lambda = \frac{64}{Re}$ 、 $Re = \frac{vd}{\nu}$ 和 $\nu = \frac{\mu}{\rho}$ 及 $v = \frac{4q_V}{\pi d^2}$ 代入式(2-27),化简可得液体流经细长孔的流量公式为

$$q_V = \frac{\pi d^4}{128\mu l} \Delta p \quad (2-32)$$

式中, μ 为液体的动力黏度($\text{Pa} \cdot \text{s}$ 或 $\text{N} \cdot \text{s}/\text{m}^2$)。

比较式(2-31)和式(2-32)不难发现,通过孔口的流量与孔口的面积、孔口前后的压力差及孔口形式所决定的特性系数有关。由式(2-31)可知,通过薄壁小孔的流量与油液的黏度无关,因而流量受油温变化的影响较小,但流量与孔口前后的压力差呈非线性关系;由式(2-32)可知,油液流经细长小孔的流量与小孔前后的压力差 Δp 的一次方呈正比,同时由于公式中也包含油液的黏度 μ ,因而流量受油温变化的影响较大。

为了分析问题方便起见,各种孔口的压力流量特性可用以下表达式来综合表示,即

$$q = K A_T \Delta p^m \quad (2-33)$$

式中, m 为由小孔长径比决定的指数,当孔口为薄壁小孔时, $m = 0.5$, 当孔口为细长孔时, $m = 1$, 当孔口为短孔时, $m = 0.5 \sim 1$; K 为由小孔的形状、尺寸和液体性质决定的系数,当孔口为薄壁小孔时, $K = C_q (2/\rho)^{0.5}$, 当孔口为细长孔或短孔时, $K = d^2 / 32\mu l$ 。

2.5.3 液体流经缝隙的流量压力特性

液压元件内各零件间有相对运动,必然存在适当间隙。间隙过大,会造成泄漏;间隙过小,会使零件卡死。图 2-25 所示的泄漏是由压差和间隙造成的。内泄漏的损失转换为热能,使油温升高,外泄漏污染环境,两者均影响系统的性能与效率,因此,研究液体流经间隙的泄漏量、压差与间隙量之间的关系,对提高元件性能及保证系统正常工作是必要的。间隙中的流动一般为层流,一种是压差造成的流动即压差流动,另一种是相对运动造成的流动即剪切流动,还有一种是在压差与剪切同时作用下的流动。在液压技术中,常见的间隙有平行平板缝隙和环形缝隙两种。

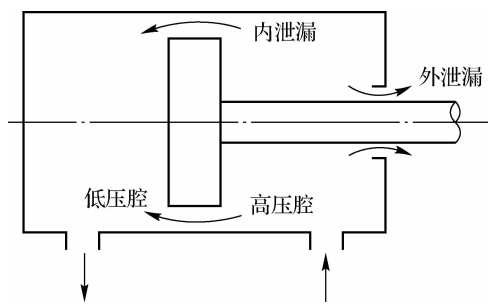


图 2-25 内泄漏与外泄漏

1. 平行平板缝隙

液体流经平行平板缝隙的一般情况是既受压差 $\Delta p = p_1 - p_2$ 的作用,同时又受到平行平板间相对运动的作用。如图 2-26 所示,设平板长为 l ,宽为 b (图中未画出),两平行平板间的间隙为 h ,且 $l \gg h, b \gg h$,液体不可压缩,质量力忽略不计,黏度不变。在液体中取一个微元体 $dx dy$ (宽度方向取单位长),作用在它与液流相垂直的两个表面上的压力为 p 和 $p + dp$,作用在它与液流相平行的上、下两个表面上的切应力为 τ 和 $\tau + d\tau$,因而它的受力平衡方程为

$$p dy + (\tau + d\tau) dx = (p + dp) dy + \tau dx$$

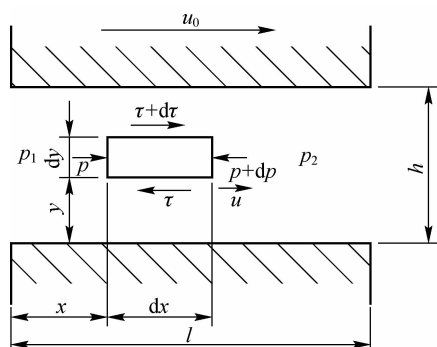


图 2-26 平行平板缝隙的平行流动

经过整理并将式(2-4)代入后有

$$\frac{d^2 u}{dy^2} = \frac{1}{\mu} \frac{dp}{dx}$$

对上式二次积分,可得

$$u = \frac{y^2}{2\mu} \cdot \frac{dp}{dx} + C_1 y + C_2 \quad (2-34)$$

式中, C_1 、 C_2 为积分常数。

(1) 压差流动(fluid flow at pressure differential)。上、下两平板均固定不动,液体在间隙两端的压差的作用下在间隙中流动,称为压差流动。将边界条件(当 $y=0$ 时, $u=0$; 当 $y=h$ 时, $u=0$)代入式(2-34)中,得 $C_1 = -h \, dp/2 \, dx \mu$, $C_2 = 0$, 所以

$$u = -\frac{h}{2\mu} (h-y)y \frac{dp}{dx}$$

于是有

$$b dy = -q = \int_A u dA = \int_0^h -\frac{h}{2\mu} (h-y)y \frac{dp}{dx} = -\frac{bh^3}{12\mu} \frac{dp}{dx} \quad (2-35)$$

因为液流做层流流动时 p 只是 x 的线性函数,即

$$\frac{dp}{dx} = (p_1 - p_2)/l = -\Delta p/l$$

将此关系式代入式(2-35),整理得

$$q = \frac{bh^3}{12\mu l} \Delta p \quad (2-36)$$

由式(2-35)和式(2-36)可以看出,在间隙中的速度分布规律呈抛物线状,通过间隙的流量与间隙的三次方成正比,因此必须严格控制间隙量,以减小泄漏。

(2) 剪切流动(fluid flow by viscosity shear)。两平行平板有相对运动,速度为 u_0 , 但无压差,这种流动称为纯剪切流动。

将边界条件(当 $y=0$ 时, $u=0$; 当 $y=h$ 时, $u=u_0$, 且 $dp/dx=0$)代入式(2-34),得 $C_1 = u_0/h$ 和 $C_2 = 0$, 则

$$u = \frac{u_0}{h} y \quad (2-37)$$

由式(2-37)可知,速度沿 y 方向呈线性分布。其流量为

$$q = \int_A u dA = \int_0^h \frac{u_0}{h} y dy = \frac{bh}{2} u_0 \quad (2-38)$$

(3) 压差和剪切联合作用下的混合缝隙流动(fluid flow by pressure differential and viscosity shear)。两平行平板既有相对运动,两端又存在压差时的流动,称为混合缝隙流动。这是一种普遍情况,其速度和流量是以上两种情况的线性叠加,即

$$u = -\frac{h}{2\mu} (h-y)y \frac{dp}{dx} + \frac{u_0}{h} y \quad (2-39)$$

同样, $\frac{dp}{dx} = (p_1 - p_2)/l = -\Delta p/l$, 得

$$q = \frac{bh^3}{12\mu l} \Delta p \pm \frac{bh}{2} u_0 \quad (2-40)$$

式(2-39)和式(2-40)中正负号的确定:当长平板相对于短平板的运动方向和压差流动方向一致时,取“+”号;反之,取“-”号。此外,如果将泄漏造成的功率损失写成

$$P_l = \Delta q p = \Delta p \left(\frac{bh^3}{12\mu l} \Delta p \pm \frac{bh}{2} u_0 \right) \quad (2-41)$$

可得出结论:缝隙 h 越小,泄漏功率损失也越小。但是 h 的减小会使液压元件中的摩擦

功率损失增大,因而间隙 h 有一个使这两种摩擦功率损失之和达到最小的最佳值,而并不是越小越好。

2. 环形缝隙

环形缝隙流动分为圆柱环形缝隙流动和圆锥环形缝隙流动。

(1) 圆柱环形缝隙中的平行流动(flow rate equation in cylinder annular orifice)。

① 同心圆柱环形缝隙中的平行流动(flow rate equation in a concentric annular orifice)。

图 2-27 所示为同心圆柱环形缝隙中的平行流动,当 $h/r \ll 1$ 时,可以将圆柱环形缝隙近似地看作平行平板缝隙,只要将 $b = \pi d$ 代入式(2-40),就可得到同心圆柱环形缝隙中平行流动的流量公式:

$$q = \frac{\pi d h^3}{12 \mu l} \Delta p \pm \frac{\pi d h}{2} u_0 \quad (2-42)$$

该式中“+”号和“-”号的确定同式(2-40)。

② 偏心圆柱环形缝隙中的平行流动(flow rate equation in eccentric annular orifice)。液压元件中经常出现偏心环状的情况,当活塞与油缸不同心时,就形成了偏心圆柱环形缝隙。

图 2-28 所示为偏心圆柱环形缝隙中的流动。孔半径为 R ,其圆心为 O ,轴半径为 r ,其圆心为 O_1 ,偏心距为 e ,设半径在任一角度 α 时,两圆柱表面间隙为 h ,从图中可看出

$$h = R - (r \cos \beta + e \cos \alpha)$$

因为 β 很小, $\cos \beta \rightarrow 1$, 所以

$$h = R - (r + e \cos \alpha) \quad (2-43)$$

在 $d\alpha$ 一个很小的角度范围内,通过缝隙的流量 dq 可应用平行平板缝隙流量公式(2-36)计算,即

$$q = \frac{h^3 b \Delta p}{12 \mu l}$$

因为 b 相当于 $R d\alpha$, 所以得

$$dq = \frac{R \Delta p}{12 \mu l} h^3 d\alpha = \frac{R \Delta p}{12 \mu l} \int_0^{2\pi} [R - (r + e \cos \alpha)]^3 d\alpha$$

并从 0 积分到 2π , 得到通过整个偏心圆柱环形缝隙的流量为

$$q = \frac{R \Delta p}{12 \mu l} \int_0^{2\pi} h^3 d\alpha = \frac{R \Delta p}{12 \mu l} \int_0^{2\pi} (R - r - e \cos \alpha)^3 d\alpha$$

令 $R - r = h_0$ (同心时的半径间隙量), $e/h_0 = \epsilon$ (相对偏心率), 则有

$$R - r - e \cos \alpha = h_0 - e \cos \alpha = h_0 (1 - \epsilon \cos \alpha)$$

令 $d = 2R$, 于是

$$q = \frac{h_0^3 R \Delta p}{12 \mu l} \int_0^{2\pi} (1 - \epsilon \cos \alpha)^3 d\alpha = \frac{\pi d h_0^3 \Delta p}{12 \mu l} (1 + 1.5 \epsilon^2) \quad (2-44)$$

由式(2-44)可以看出,当 $\epsilon = 0$ 时,即为同心圆柱环形缝隙;当 $\epsilon = 1$ 时,即最大偏心距 $e = h_0$ 时,其流量为同心时流量的 2.5 倍,这说明了偏心对泄漏量的影响。故对液压元件的同心度应有适当的要求。

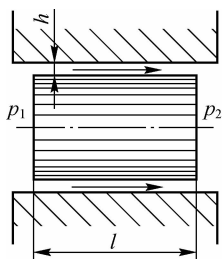


图 2-27 同心圆柱环形缝隙中的平行流动

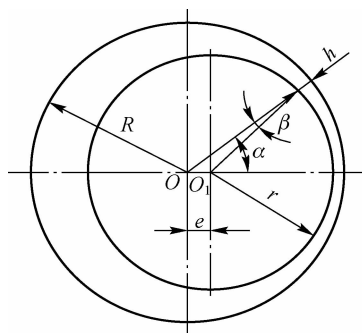


图 2-28 偏心圆柱环形缝隙中的流动

当内、外圆柱表面有相对运动且存在压差时,偏心圆柱环形缝隙的流量公式由式(2-42)和式(2-44)可得到。

$$q = \frac{\pi d h_0^3 \Delta p}{12 \mu l} (1 + 1.5 \epsilon^2) \pm \frac{\pi d h_0}{2} u_0 \quad (2-45)$$

式(2-45)中等号右边第一项为压差流动的流量,第二项为纯剪切流动的泄漏,当长圆柱表面相对于短圆柱表面的运动方向与压差流动方向一致时取“+”号,反之取“-”号;当内、外圆柱同心时, $\epsilon=0$,即为式(2-42)。

(2)圆锥环形缝隙中的平行流动(flow rate flow through conical annular clearance)。图 2-29 所示为圆锥环形缝隙中的平行流动。若将这一间隙展开成平面,则是一个扇形,相当于平行圆盘间隙的一部分,所以可根据平面圆环缝隙流动的流量公式,导出这种流动的流量公式,即

$$q = \frac{\pi h^3 \sin \alpha}{6 \mu \ln \frac{r_2}{r_1}} \quad (2-46)$$

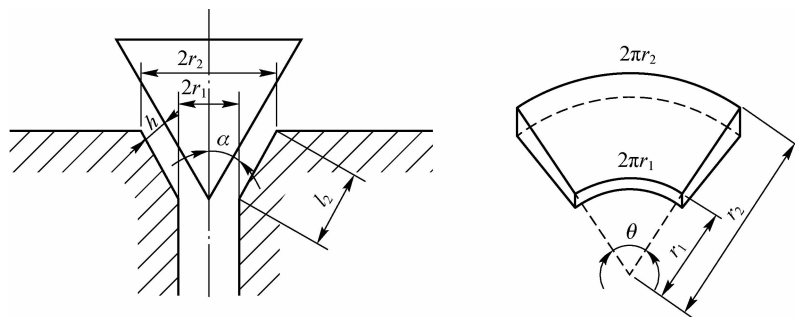


图 2-29 圆锥环形缝隙中的平行流动

2.6 液压冲击和空穴现象

2.6.1 液压冲击

在液压系统中,某一元件工作状态的突变引起油压瞬时急剧上升,产生很高的压力峰值而出现冲击波的传递过程,这种现象称为液压冲击。

1. 液压冲击的类型

(1)液流通道迅速关闭或液流迅速换向使液流速度的大小和方向突然变化而产生的液压冲击。

(2)高速运动的部件突然制动或换向时,运动部件的惯性而引起的液压冲击。

2. 液压冲击的危害

液压冲击的峰值往往比正常工作压力高好几倍,瞬间压力冲击波不仅引起振动和噪声,而且会损坏密封装置、管道和液压元件,还会使某些液压元件产生误动作,造成设备故障。特别是在高压、大流量系统中,其破坏性更加严重。

3. 减少液压冲击的措施

(1)延长阀门关闭和运动部件制动换向的时间,可采用换向时间可调的换向阀;还可以从阀结构上进行设计,做到当换向阀移到中位时,液压缸两腔互通,可以减少液压冲击。

(2)正确设计阀口,使运动部件制动时速度变化比较均匀。例如,机床液压系统中管道流速通常限制在 4.5 m/s 以下,液压缸驱动的运动部件速度一般不超过 10 m/min。

(3)适当增大管径,不仅可以降低流速,而且可以减小冲击波的速度;尽量缩短管道长度,以缩短压力冲击波的传播时间。

(4)采用橡胶软管来增加系统的弹性,减少压力冲击,或在容易发生冲击的地方设置限压阀或蓄能器。

2.6.2 空穴现象

1. 气穴和气蚀

在液体流动中,压力降低到有气泡形成的现象统称为气穴现象。某处流速过高或者供油不足,都会使该处压力降低。当压力降低到一个定值时,液体中会形成一定体积的气泡,这种以微细气泡为核,体积膨胀并相互聚合而形成的气穴称为轻微气穴。当压力降到空气分离压时,除了有上述现象外,原来溶解在油液中的空气游离出来,产生大量的气泡,这种现象称为严重气穴。压力继续降低到相应温度下的液体汽化压力时,油液将会汽化、沸腾,产生大量的气泡,使得油液变成有许多气泡的不连续状,这种气穴称为强烈气穴。

当气泡随着流动的液体被带到高压区时,气泡体积急剧缩小或者溃灭,又重新混入或者溶于油液中而凝结成液体。在气泡凝结处,局部压力和温度瞬间急剧上升,产生液压冲击,同时还伴有噪声、振动和油液氧化变质。在反复的液压冲击和高温作用下,在从油液中游离出来的氧气气蚀下,管壁或液压元件表面将产生剥落而破坏,这种因气穴现象而产生的零件剥蚀称为气蚀现象。

2. 气穴和气蚀的危害

(1)由气穴现象产生的大量气泡,有的会聚集在管道的最高处或通流的狭窄处而形成气塞,使油流不畅甚至堵塞,从而使系统不能正常工作。

(2)系统容积效率降低,使系统性能特别是动态性能变坏。

(3)气蚀会使材料破坏,降低液压元件的使用寿命。

3. 减少空穴现象的措施

在泵的吸油口,油液流经节流部位,突然启闭的阀门,带大惯性负载的液压缸,液压马达在运转中突然停止或换向时,都将产生气穴现象。气穴和气蚀对液压系统会产生极大的危

害,一般可采用以下措施防止其产生:

- (1)减小流经节流口及缝隙处的压力,一般希望节流口或缝隙前后压力比 $p_1/p_2 < 3.5$ 。
- (2)在设计液压管路时,尽量避免出现狭窄的油道、急转弯油道或者急换向油道。
- (3)尽量降低吸油高度,适当加大吸油管的直径,限制吸油管的流速,尽量减少管路的阻力损失。
- (4)提高管道的密封性能,以避免空气进入。
- (5)提高零件的机械强度和降低零件的表面粗糙度,采用抗腐蚀能力强的金属材料以提高元件抗气蚀能力。

思考与练习

一、填空题

- 1.液体在管道中存在两种流动状态,_____时,黏性力起主导作用,_____时,惯性力起主导作用,液体的流动状态可用_____来判断。
- 2.在研究流动液体时,把假设既_____又_____的液体称为理想流体。
- 3.由于流体具有_____,液流在管道中流动需要损耗一部分能量,它由_____损失和_____损失两部分组成。
- 4.液流流经薄壁小孔的流量与_____的一次方成正比,与_____的 $1/2$ 次方成正比。通过小孔的流量对_____不敏感,因此薄壁小孔常用作可调节流阀。
- 5.通过固定平行平板缝隙的流量与_____一次方成正比,与_____的三次方成正比,这说明液压元件内的_____的大小对其泄漏量的影响非常大。

二、判断题

- 1.油液在无分支管路中稳定流动时,管路截面积大的地方流量大,管路截面积小的地方流量小。 ()
- 2.液压传动系统的泄漏必然引起阻力损失。 ()
- 3.油液的黏度随温度而变化。低温时油液黏度增大,液阻增大,阻力损失增大;高温时油液黏度减小,油液变稀,泄漏增加,流量损失增加。 ()
- 4.理想流体伯努利方程的物理意义:在管内做稳定流动的理想流体,在任一截面上的压力能、势能和动能可以互相转换,但其总和不变。 ()

三、计算题

- 1.在图 2-30 所示的简化液压千斤顶中,手掀力 $T=294\text{ N}$,大、小活塞的面积分别为 $A_2=5\times 10^{-3}\text{ m}^2$, $A_1=1\times 10^{-3}\text{ m}^2$,忽略损失。试解答下列各题,并在计算末尾填入所用的原理或定义。
 - (1)通过杠杆机构作用在小活塞上的力 F_1 及此时系统压力 p 。
 - (2)大活塞能顶起重物的质量 G 。
 - (3)哪个活塞运动得快? 快多少倍?
 - (4)设需顶起重物 $G=19\ 600\text{ N}$,则系统压力 p 为多少? 作用在小活塞上的力 F_1 应为多少?

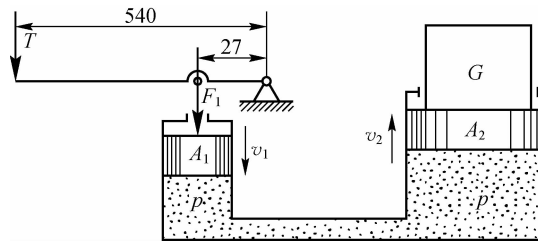


图 2-30 题图 1

2. 在图 2-31 中, 液压缸活塞直径 $D=0.1 \text{ m}$, 活塞杆直径 $d=0.07 \text{ m}$, 输入液压缸的流量 $q_v=8.33 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$ 。试求活塞带动工作台运动的速度 v 。

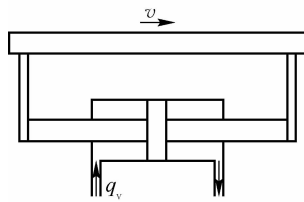


图 2-31 题图 2

3. 在图 2-32 所示的液压传动系统中, 已知使溢流阀阀芯打开的压力为 $2.352 \times 10^6 \text{ Pa}$, 液压泵的输出流量为 $4.17 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$, 活塞有效作用面积为 $5 \times 10^{-3} \text{ m}^2$ 。若不计损失, 试求下列四种情形下系统的压力及活塞的运动速度(假定经溢流阀流回油箱的流量为 $0.833 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$)。

- (1) 负载 $F=9\ 800 \text{ N}$ 。
- (2) 负载 $F=14\ 700 \text{ N}$ 。
- (3) 负载 $F=0$ 。
- (4) 负载 $F=11\ 760 \text{ N}$ 。

4. 如图 2-33 所示, 已知水深 $H=10 \text{ m}$, 截面 $A_1=0.02 \text{ m}^2$, 截面 $A_2=0.04 \text{ m}^2$, 求孔口的出流流量及点 2 处的表压力(取 $\alpha=1$, 不计损失)。

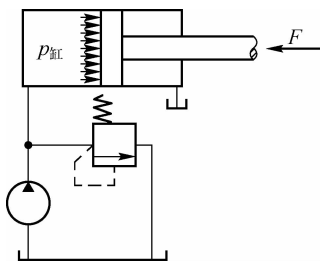


图 2-32 题图 3

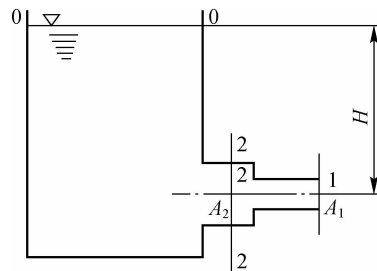


图 2-33 题图 4

第 3 章

液 压 泵

3.1 液压泵概述

液压泵是液压系统的动力元件,它将原动机(电动机或内燃机)的机械能转换为液压油的压力能,向系统提供具有一定压力的流量。

3.1.1 液压泵的工作原理

液压系统的各种液压泵都是依靠密闭容积的变化进行工作的。图 3-1 所示为容积式单柱塞液压泵的工作原理图。其由单向阀 1 和 2、弹簧 3、泵体 4、柱塞 5 和偏心轮 6 等组成,柱塞 5 装在泵体 4 中,形成密闭容积空间。当原动机带动偏心轮 6 顺时针方向旋转时,柱塞 5 在弹簧 3 的作用下始终压紧在偏心轮 6 上,使柱塞 5 在泵体 4 内做往复运动,使密闭容积的大小发生周期性的交替变化。当密闭容积由小变大而形成局部真空时,油箱中的液压油在大气压力的作用下,通过吸油管顶开吸油单向阀 1 从而流入泵体 4 中的密闭容积中,实现液压泵的吸油。当密闭容积由大变小时,密闭容积中的液压油受到柱塞 5 的挤压而压力升高,使阀 1 关闭,液压油顶开排油单向阀 2 从而输油至泵体 4 外部的系统,实现液压泵的压油。偏心轮 6 每转一周,液压泵吸、压油各一次。原动机驱动偏心轮 6 不断旋转,液压泵就不断地吸油和压油,将原动机输入的机械能不断地转换成液压油的压力能而输入系统。由此可见,单柱塞液压泵是依靠密封容积变化来实现吸油和压油的,故又称为容积式液压泵。

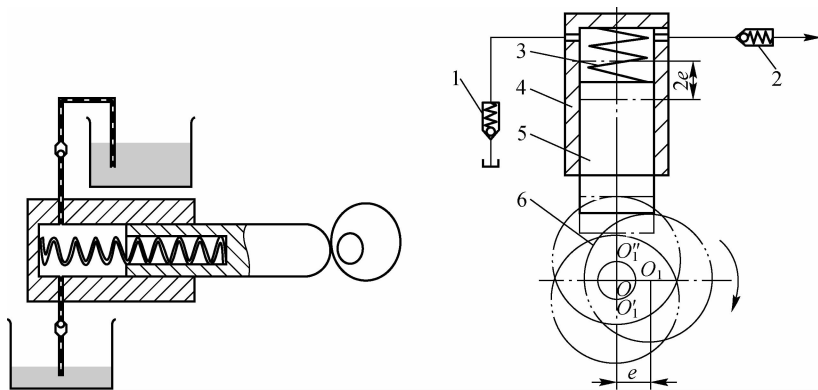


图 3-1 容积式单柱塞液压泵的工作原理图

1,2—单向阀; 3—弹簧; 4—泵体; 5—柱塞; 6—偏心轮

设柱塞的直径为 d , 偏心轮偏心距为 e , 则柱塞向上的最大行程为

$$s=2e$$

排出的油液体积为

$$V=(\pi d^2/4)s=(\pi d^2/2)e$$

对于单柱塞液压泵, V 即为泵每转所排出的油液体积, 称为泵的排量, 其只与泵的几何参数有关系。

根据以上分析可知, 构成液压泵的基本条件包括以下几点:

(1) 具有一个或若干个周期性变化的密封容积。液压泵的输出流量与此密封容积在单位时间内的变化量成正比, 这是容积式液压泵的一个重要特性。

(2) 具有相应的配油机构, 将吸油腔和压油腔隔开, 保证液压泵有规律地连续吸油和压油。配油的形式有阀式配油、盘式配油和轴式配油等。图 3-1 中所示的单向阀 1、2 就是阀式配油机构。

(3) 油箱必须与大气相通或采用密闭的充压油箱。这是容积式液压泵能够吸入油液的外部条件。为保证液压泵正常吸油, 油箱内液压油的绝对压力必须恒等于或大于大气压力。

3.1.2 液压泵的主要性能参数

1. 压力

(1) 工作压力 p 。液压泵在实际工作时输出油液的压力称为液压泵的工作压力, 其大小取决于外负载的大小和排油管路上的压力损失, 与液压泵的流量无关。

(2) 额定压力 p_n 。液压泵在正常工作条件下, 按试验标准规定能连续、长期运转的最高工作压力称为液压泵的额定压力。在液压泵产品样本或铭牌上标出的压力即为液压泵的额定压力, 它受泵本身的结构强度、泄漏等因素的影响。

(3) 最高允许压力 p_{\max} 。在超过额定压力的条件下, 根据试验标准规定, 允许液压泵短暂运行的最高压力值称为液压泵的最高允许压力。

2. 排量和流量

(1) 排量。在不考虑泄漏损失的情况下, 泵轴每转一周时所排出油液的体积称为液压泵的排量, 用 V 来表示, 单位为 m^3/r 或 mL/r 。液压泵的排量一般可根据泵轴每转一周时密封腔容积的变化量来计算。

(2) 流量。液压泵的流量分为理论流量、实际流量、额定流量和瞬时理论流量。

① 理论流量 q_t 。在不考虑泄漏损失的情况下, 液压泵在单位时间内排出的油液体积称为液压泵的理论流量。显然, 如果液压泵的排量为 V , 主轴转速为 n , 那么该液压泵的理论流量 q_t 为

$$q_t=Vn \quad (3-1)$$

② 实际流量 q 。在考虑泄漏损失的情况下, 液压泵在单位时间内实际排出的油液体积称为液压泵的实际流量。显然, 液压泵的实际流量等于理论流量 q_t 减去泄漏流量 Δq , 即

$$q=q_t-\Delta q \quad (3-2)$$

③ 额定流量 q_n 。液压泵在额定压力和额定转速下工作时, 在单位时间内实际排出的油液体积称为液压泵的额定流量。在液压泵产品样本或铭牌上标出的流量即为液压泵的额定流量。

④ 瞬时理论流量 q_{sh} 。瞬时理论流量是指液压泵任一瞬间输出的理论流量。一般, 液压

泵的瞬时理论流量是波动的。

理论流量 q_t 、实际流量 q 及额定流量 q_n 常用的单位为 m^3/s 或 mL/min 。

3. 功率和效率

(1) 液压泵的功率。液压泵由原动机驱动, 输入的是机械能, 表现为转矩 T 和转速 n (或角速度 ω); 输出的是油液的压力能, 表现为油液的压力 p 和流量 q 。如果不考虑液压泵在能量转换过程中的损失, 液压泵的输出功率等于输入功率。

① 实际输入功率 P_i 。液压泵的实际输入功率是指液压泵在实际工作时, 作用在液压泵主轴上的机械功率。当实际输入转矩为 T_i 、转速为 n 、角速度为 ω 时, 有

$$P_i = \omega T_i = 2\pi n T_i \quad (3-3)$$

② 实际输出功率 P 。液压泵的实际输出功率是指液压泵在实际工作过程中的工作压力 p 和实际输出流量 q 的乘积, 即

$$P = pq \quad (3-4)$$

③ 理论功率 P_t 。在不考虑泵在能量转换过程中的损失时, 液压泵的输出功率或输入功率都被称为液压泵的理论功率, 即

$$P_t = \omega T_t = 2\pi n T_t = pq_t \quad (3-5)$$

式中, T_t 为液压泵的理论输入转矩。

液压泵的实际输入功率 P_i 、实际输出功率 P 和理论功率 P_t 的法定单位为 W (瓦特)。

(2) 液压泵的效率。液压泵的效率包括容积效率、机械效率和总效率。

① 容积效率。液压泵的实际流量 q 和理论流量 q_t 的比值称为液压泵的容积效率, 可用 η_v 来表示, 即

$$\eta_v = \frac{q}{q_t} = \frac{q_t - \Delta q}{q_t} = 1 - \frac{\Delta q}{q_t} \quad (3-6)$$

因此, 液压泵的实际流量 q 为

$$q = q_t \eta_v = Vn\eta_v \quad (3-7)$$

式中, V 为液压泵的排量; n 为液压泵的转速。

容积损失产生的原因: 因为液压泵内部高压腔泄漏, 吸油过程中吸油阻力太大、油液黏度太大、泵轴转速太高等, 油液不能全部充满液压泵的密封工作腔, 所以液压泵的实际流量总是小于理论流量。

液压泵的容积效率随着液压泵工作压力的增大而减小, 而且随着液压泵的结构类型不同而异, 但恒小于 1。

② 机械效率。液压泵的理论输入转矩 T_t 与实际输入转矩 T_i 的比值称为机械效率, 可用 η_m 表示, 即

$$\eta_m = \frac{T_t}{T_i} = \frac{pV}{2\pi T_i} \quad (3-8)$$

机械损失产生的原因: 因为液压泵泵体内相对运动的部件之间因机械摩擦而引起转矩损失, 所以液压泵的实际输入转矩 T_i 总是大于理论输入转矩 T_t 。

③ 总效率 η 。因为液压泵存在泄漏和机械摩擦, 泵在能量转换过程中有能量损失, 所以液压泵输出功率小于输入功率, 两者的差值即为功率损失。

液压泵的总效率 η 是指液压泵的实际输出功率 P 与实际输入功率 P_i 的比值, 即

$$\eta = \frac{P}{P_i} = \frac{pq}{2\pi n T_i} = \frac{pq_t \eta_v}{2\pi n \frac{T_i}{\eta_m}} = \frac{pq_t}{2\pi n T_i} \eta_v \eta_m = \eta_v \eta_m \quad (3-9)$$

由式(3-9)可知,液压泵的总效率等于其容积效率与机械效率的乘积。
 液压泵各个参数与工作压力之间的关系用特性曲线表示,如图 3-2 所示。

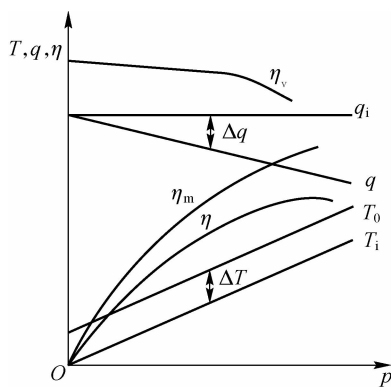


图 3-2 液压泵特性曲线

3.1.3 液压泵的类型和图形符号

液压泵的种类很多,按其结构形式可分为齿轮泵、叶片泵、柱塞泵、螺杆泵等;按其输出流量是否可调可分为定量泵和变量泵;按其输油方向能否改变可分为单向泵和双向泵;按其工作压力的不同可分为低压泵、中压泵、中高压泵和高压泵。

常用液压泵的图形符号如图 3-3 所示。



图 3-3 常用液压泵的图形符号

例 某液压泵的排量 $V=17.24 \times 10^{-6} \text{ m}^3/\text{r}$, 转速 $n=1450 \text{ r}/\text{min}$, 容积效率 $\eta_v=0.95$, 总效率 $\eta=0.90$, 试求泵的理论流量 q_t 、实际流量 q , 以及在工作压力 $p=10 \text{ MPa}$ 时泵的实际输出功率 P 和实际输入功率 P_i 。

解 泵的理论流量为

$$q_t = Vn = 17.24 \times 10^{-6} \div 60 \times 1450 = 416.63 \times 10^{-6} (\text{m}^3/\text{s})$$

泵的实际流量为

$$q = q_t \eta_v = 416.63 \times 10^{-6} \times 0.95 = 395.80 \times 10^{-6} (\text{m}^3/\text{s})$$

泵的实际输出功率为

$$P = pq = 10 \times 10^6 \times 395.80 \times 10^{-6} = 3958.0 \text{ W} = 3.96 (\text{kW})$$

泵的实际输入功率为

$$P_i = \frac{P}{\eta} = \frac{3.96}{0.90} = 4.4 (\text{kW})$$

3.2 齿轮泵

齿轮泵是液压系统中广泛采用的一种液压泵,它一般做成定量泵,按结构形式不同分为外啮合齿轮泵和内啮合齿轮泵两种。外啮合齿轮泵由于结构简单、制造方便、价格低廉、体积小、质量轻、自吸性能好、对液压油污染不敏感、工作可靠而应用最广,缺点是流量脉动大,噪声大。

3.2.1 外啮合齿轮泵

1. 外啮合齿轮泵的结构

图 3-4 所示为 CB-B 齿轮泵的结构。它是由泵体 7、前泵盖 8 和后泵盖 4 组成的分离三片式结构,在泵体 7 的内孔装有一对模数相等、齿数相等、宽度和泵体相同的且相互啮合的渐开线齿轮 6。两齿轮分别用键固定在由滚针轴承支承的主动轴 12 和从动轴 15 上,主动轴 12 由电动机带动旋转。渐开线齿轮 6 的轮齿槽与泵体及两泵盖内壁形成了许多密封工作腔,并由两齿轮的啮合面把进、出口处的密封腔划分为左、右两腔,即吸油腔和压油腔。前、后泵盖和泵体用两个定位销 17 定位,用六个螺钉 9 紧固。

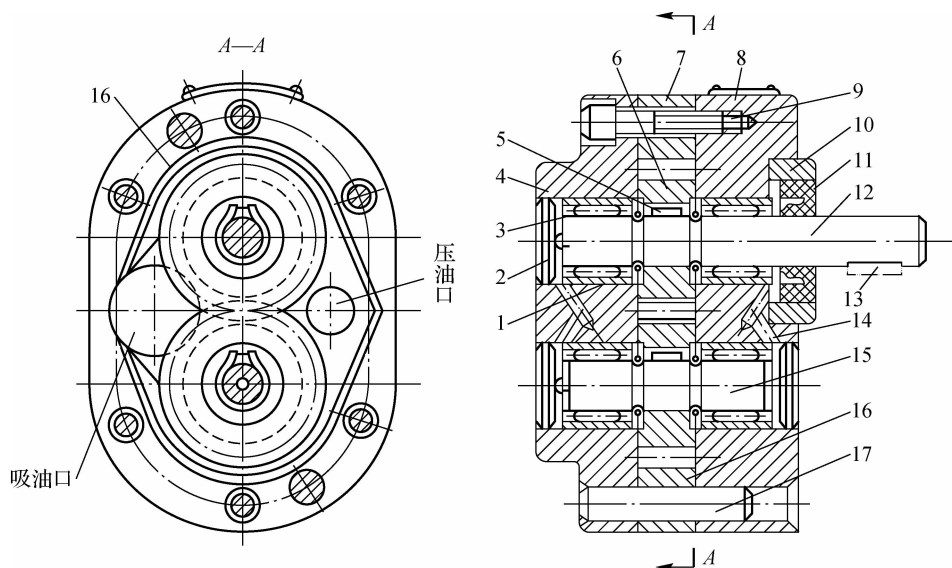


图 3-4 CB-B 齿轮泵的结构

- 1—轴承外环; 2—堵头; 3—滚子; 4—后泵盖; 5,13—键; 6—渐开线齿轮; 7—泵体;
8—前泵盖; 9—螺钉; 10—压环; 11—密封环; 12—主动轴; 14—泄油孔;
15—从动轴; 16—卸荷槽; 17—定位销

2. 外啮合齿轮泵的工作原理

外啮合齿轮泵的工作原理如图 3-5 所示。当齿轮按图示箭头方向旋转时,右侧吸油腔内的轮齿逐渐脱离啮合,使该腔容积逐渐增大,形成局部真空,油箱中的液压油在大气压力的作用下,经吸油管进入右腔吸油腔内,补充增大的容积,将齿间槽充满。随着齿轮的旋转,吸入轮齿齿间的油液被带到左侧压油腔。轮齿在左侧逐渐进入啮合,使密封工作腔容积逐渐减小,齿间油液被挤出,使左侧压油腔油压升高,油液从压油腔输出,经管道进入系统,形

成了齿轮泵的压油过程。泵轴每转一周,每个密封工作腔吸、压油各一次。传动轴带动两齿轮连续转动,齿轮泵的吸、压油口便连续不断地吸油和压油。

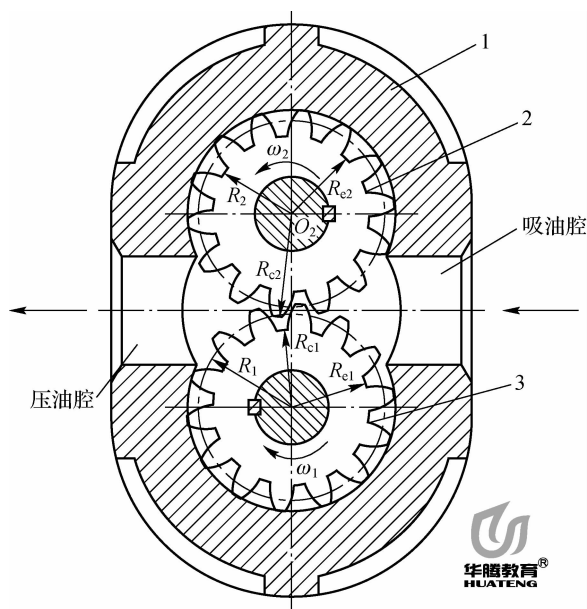


图 3-5 外啮合齿轮泵的工作原理
1—泵体; 2—主动轮; 3—从动轮

3. 外啮合齿轮泵的排量 and 流量

齿轮泵的排量相当于一对齿轮所有齿槽容积之和。如果齿槽容积大致等于轮齿的体积,那么齿轮泵的排量就等于一个齿轮的齿槽容积和轮齿体积的总和,即相当于由有效齿高($h=2m$)和齿宽构成的平面所扫过的环形体积,即

$$V = \pi D h B = 2\pi z m^2 B \quad (3-10)$$

式中, D 为齿轮分度圆直径, $D = mz$; h 为有效齿高, $h = 2m$; B 为齿宽; m 为齿轮模数; z 为齿轮齿数。

实际上齿槽容积要比轮齿体积稍大,故式(3-10)中的 π 常以3.33代替,则式(3-10)可写成

$$V = 6.66 z m^2 B \quad (3-11)$$

齿轮泵的实际流量 q 为

$$q = 6.66 z m^2 B n \eta_v \quad (3-12)$$

式中, n 为齿轮泵转速; η_v 为齿轮泵的容积效率。

由式(3-11)和式(3-12)可知,齿轮泵是定量泵。

从上述公式可以看出,齿轮泵的流量与几个主要参数的关系如下:

(1)输油量与齿轮模数 m 的平方成正比。

(2)在齿轮泵的体积一定时,齿数少,模数就大,输油量增加,但流量脉动大;齿数多,模数就小,输油量减少,流量脉动也小。用于机床上的低压齿轮泵,取 $z=13\sim 19$;而中、高压齿轮泵,取 $z=6\sim 14$ 。当齿数 $z < 14$ 时,要对齿轮进行修正。

(3)输油量和齿宽 B 、转速 n 成正比。一般齿宽 $B = 6\sim 10 m$,转速 n 为 750 r/min 、

1 000 r/min、1 500 r/min。转速过高,会造成吸油不足;转速过低,齿轮泵不能正常工作。一般齿轮的最大圆周速度不应大于5~6 m/s。

4. 外啮合齿轮泵的结构特点

外啮合齿轮泵在实际工业中应用较为广泛,其结构本身决定了它的一些特点,针对这些特点采取一些措施可使其性能更完善。

(1) 齿轮泵的泄漏。齿轮泵压油腔的压力油向吸油腔泄漏有三条途径:一是通过齿轮啮合处的间隙,二是通过泵体内孔与齿顶间的径向间隙,三是通过齿轮两端面与两泵盖间的轴向间隙。其中,轴向间隙的泄漏量最大,占总泄漏量的75%~80%,而且齿轮泵的工作压力越高,泄漏越大,容积效率越低。因此,一般齿轮泵只适用于低压场合。

为了使齿轮泵能在高压下工作,减少齿轮泵的泄漏,并使之具有较高的容积效率,需要从结构上采取措施来对间隙进行自动补偿。通常采用以下几种轴向间隙的自动补偿装置:

① 浮动轴套式。图3-6(a)所示为浮动轴套式的轴向间隙自动补偿装置。它将泵的出口压力油引入齿轮轴上浮动轴套1的外侧A腔,在油液压力作用下,使轴套紧贴在齿轮3的端面,因此可以消除轴向间隙并可补偿齿轮端面与轴套间的磨损量。在泵启动时,靠弹簧4来产生预紧力,保证了轴向间隙的密封。

② 浮动侧板式。浮动侧板式轴向间隙自动补偿装置的工作原理与浮动轴套式基本相似,它也是将泵的出口压力油引到浮动侧板5的背面[图3-6(b)],使之紧贴于齿轮6的端面来自动补偿轴向间隙。泵启动时,浮动侧板靠密封圈来产生预紧力。

③ 挠性侧板式。图3-6(c)所示为挠性侧板式轴向间隙自动补偿装置,它将泵的出口压力油引到侧板8的背面后,靠侧板自身的变形来补偿齿轮9端面的轴向间隙,侧板的厚度较薄,内侧面要求耐磨(如烧结对有0.5~0.7 mm的磷青铜),这种结构在采取一定措施后,易使侧板外侧面的压力分布与齿轮端面的压力分布相适应。

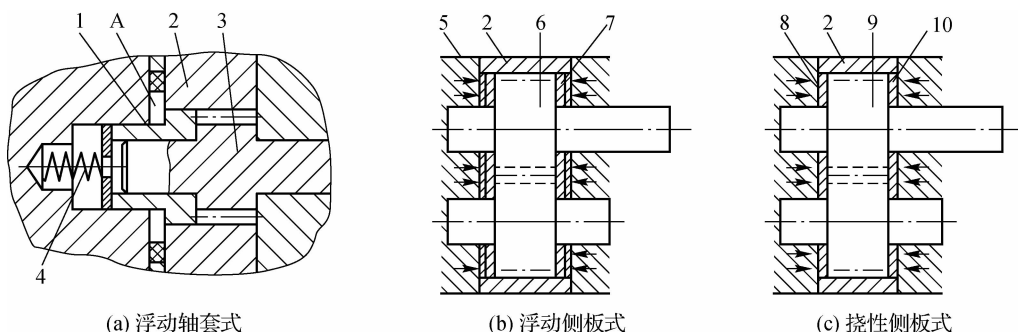


图 3-6 常用的轴向间隙自动补偿装置

1—浮动轴套; 2—泵体; 3,6,9—齿轮; 4—弹簧; 5—浮动侧板;
7,10—轴套; 8—侧板

(2) 困油现象。为了保证齿轮泵能连续且平稳地供油,要求齿轮啮合的重叠系数 ϵ 必须大于1,即存在两对轮齿同时进入啮合的情况。因此就有一部分油液被围困在这一封闭的困油腔中。困油腔又称困油区,它与泵的高、低压腔均不相通,并且随齿轮的转动容积大小发生变化,如图3-7所示。当困油腔的容积减小时,困油腔中的油液受到挤压,压力急剧上升,从一切可能泄漏的缝隙中挤出,产生振动和噪声;同时,使轴承突然受到很大的冲击载荷,降低其寿命,并且造成功率损失,使油液发热等。当困油腔的容积增大时,由于没有油液予以

补充,压力降低,形成局部真空,使原来溶解于油液中的空气分离出来,形成了气泡,油液中产生气泡后会起噪声、气蚀等一系列恶果。这种困油现象极为严重地影响着齿轮泵的工作平稳性和使用寿命。

为了消除困油现象,在CB-B型齿轮泵的前泵盖和后泵盖上都铣出两个困油卸荷槽,如图3-7(d)中的虚线所示。当困油腔容积减小时,通过一个卸荷槽使困油腔与压油腔相通;而当困油腔容积增大时,通过另一个卸荷槽使困油腔与吸油腔相通,实现补油。两卸荷槽之间的距离为 a ,必须保证压油腔和吸油腔互不相通。

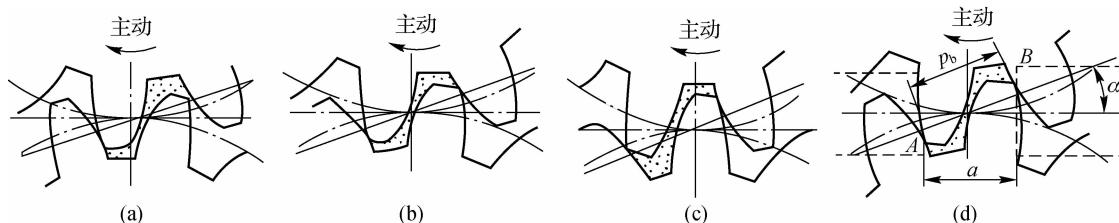


图 3-7 齿轮泵的困油现象

(3) 液压径向不平衡力。齿轮泵工作时,在齿顶圆与泵体内表面之间的径向间隙中,油液作用在齿轮外缘上的液压力是不均匀的,从吸油腔到压油腔,液压力沿齿轮旋转方向逐齿递增,因此使齿轮、传动轴和轴承受受到径向不平衡力的作用。如图3-8所示,泵的右侧为吸油腔,左侧为压油腔。液压力越高,径向不平衡力就越大。严重时,径向不平衡力能使齿轮轴变形,泵体吸油口一侧被轮齿刮伤,同时加速了轴承的磨损,降低了轴承的寿命。

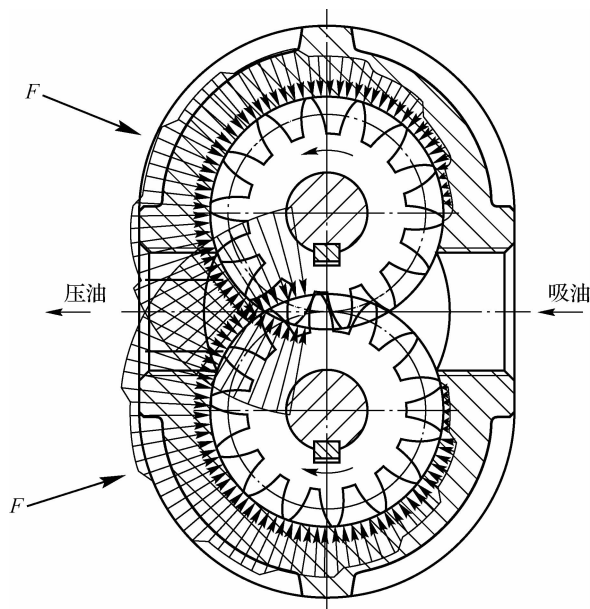


图 3-8 齿轮泵的径向不平衡力

为了减小径向不平衡力的影响,常采取缩小压油口的办法,使压油腔的压力仅作用于1~2个齿。CB-B型齿轮泵则缩小压油腔,以减少液压力对齿顶部分的作用面积来减小径向不平衡力,所以泵的压油口孔径比吸油口孔径要小。

适当增大径向间隙,可使齿轮在径向不平衡力的作用下,齿顶不能和泵体相接触。

在有些齿轮泵上采用开压力平衡槽的办法来消除径向不平衡力(图3-9),但这将使泄漏增大、容积效率降低等。

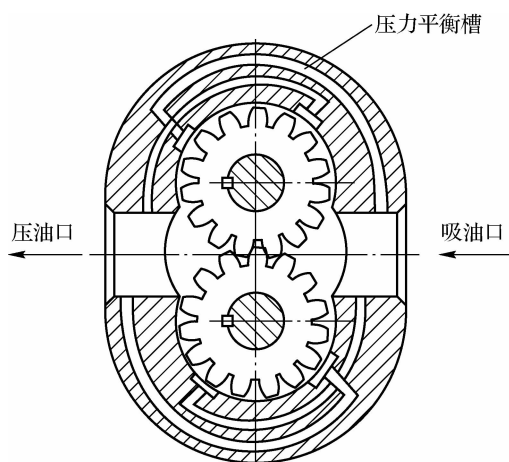


图 3-9 压力平衡槽

3.2.2 内啮合齿轮泵

内啮合齿轮泵主要有渐开线内啮合齿轮泵和摆线内啮合齿轮泵两种,其工作原理如图 3-10 所示,也是利用齿间密封容积变化实现吸、压油的。

1. 渐开线内啮合齿轮泵

渐开线内啮合齿轮泵由小齿轮、内齿环、月牙形隔板等组成,如图 3-10(a)所示。当主动轮的小齿轮带动内齿环绕各自的中心同方向旋转时,左半部轮齿退出啮合,容积增大,形成真空,进行吸油。进入齿槽的油液被带到压油腔,右半部轮齿进入啮合,容积减小,从压油口压油。在小齿轮与内齿环之间装有一块月牙形隔板,以便将吸、压油腔隔开。

2. 摆线内啮合齿轮泵

摆线内啮合齿轮泵由配油盘(前、后泵盖)、外转子(从动轮)和偏心安置在泵体内的内转子(主动轮)等组成。内、外转子相差一齿,图 3-10(b)中所示的内转子为六齿,外转子为七齿。泵工作时,内转子带动外转子同向旋转,所有内转子的齿都进入啮合状态,形成若干个密封腔。随着内、外转子的啮合旋转,各密封腔容积发生变化,实现吸油和压油。

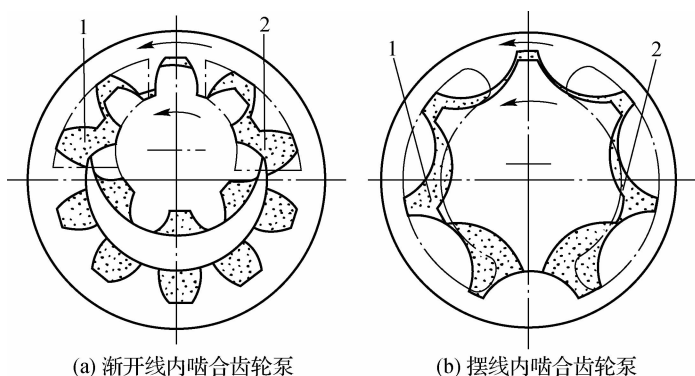


图 3-10 内啮合齿轮泵的工作原理

1—吸油腔; 2—压油腔

内啮合齿轮泵的优点是结构紧凑,尺寸小,质量轻,使用寿命长,压力脉动和噪声都较

小,其缺点是齿形复杂,加工精度要求高,造价较贵。内啮合齿轮泵现在多采用粉末冶金工艺压制成型,成本降低,应用得到发展。

3.3 叶片泵

叶片泵在中、低压液压系统中应用广泛,具有结构紧凑、运转平稳、噪声小、输油均匀、寿命长等优点,但结构复杂,吸油特性差,对油液的污染敏感。根据工作原理,叶片泵可分为双作用叶片泵和单作用叶片泵;根据输出流量是否可变,叶片泵可分为变量叶片泵和定量叶片泵。

3.3.1 双作用叶片泵

双作用叶片泵因旋转一周叶片在转子叶片槽内滑动两次,完成两次吸油和两次压油而得名。

1. 双作用叶片泵的工作原理

图 3-11 所示为双作用叶片泵的工作原理图,该泵由定子 1、转子 2、叶片 3、配油盘和泵体等组成。定子 1 与泵体固定在一起并和转子 2 同心安装。定子 1 内表面形似椭圆形,由两段大半径 R 圆弧、两段小半径 r 圆弧和 4 段过渡曲线共 8 个部分组成。在转子 2 上沿圆周均布的若干个径向槽内分别安放有叶片 3,这些叶片可沿径向槽做径向滑动。转子径向槽的底部通过配油盘上的油槽(图中未表示出来)与压油窗口相通。定子内表面、转子外表面、可滑动叶片和配油盘构成多个容积可变的密封工作腔。在配油盘上,对应于定子四段过渡曲线的位置开设四个配油窗口,其中两个配油窗口 a 与吸油口连通,称为吸油窗口;另外两个配油窗口 b 与压油口连通,称为压油窗口。

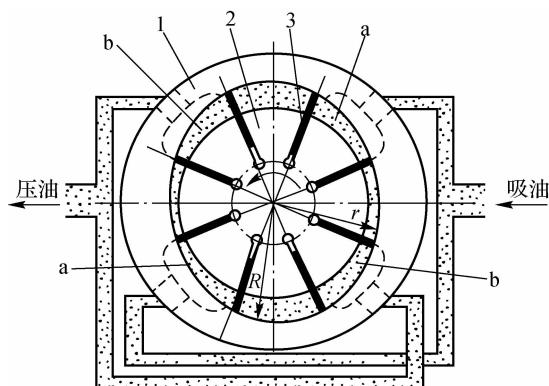


图 3-11 双作用叶片泵的工作原理图

1—定子; 2—转子; 3—叶片
a—吸油窗口; b—压油窗口

当转子由泵轴带动按逆时针方向旋转时,叶片在离心力和根部油压的作用下压向定子内表面,并随定子内表面曲线的变化而被迫在转子径向槽中往复滑动。于是,相邻两叶片间的密封容积就发生增大或减小的变化,经过吸油窗口 a 处时容积增大,通过吸油窗口 a 吸油;经过压油窗口 b 处时容积减小,通过压油窗口 b 压油。转子每转一周,每个叶片在转子径向槽中往复滑动两次,每个密封腔完成两次吸油和两次压油,所以称这种泵为双作用叶片

泵。又因为泵的两个吸油区和两个压油区是径向对称分布的,作用在转子和轴承上的径向液压力互相平衡,所以又称这种泵为平衡式叶片泵,因而双作用叶片泵可承受的工作压力比普通齿轮泵高。这种泵的排量不可调节,它是定量泵。

2. 双作用叶片泵的排量和流量

(1)排量。由双作用叶片泵的工作原理可知,泵每转一周,相邻两叶片间密封腔油液的排出量等于大半径 R 圆弧段的容积与小半径 r 圆弧段的容积之差。若叶片数为 z ,则泵轴每转的排油量应等于上述容积差的 $2z$ 倍,双作用叶片泵的排量为

$$V=2B\left[\pi(R^2-r^2)-\frac{(R-r)\delta z}{\cos\theta}\right] \quad (3-13)$$

式中, R 为定子内表面大圆弧半径(mm); r 为定子内表面小圆弧半径(mm); B 为叶片宽度(mm); δ 为叶片厚度(mm); θ 为叶片前倾安放角($^\circ$); z 为叶片数。

双作用叶片泵的流量脉动较小,流量脉动率在叶片数为4的倍数,且大于8时最小,故双作用叶片泵一般叶片数为12或者16。

(2)流量。双作用叶片泵的实际输出流量公式为

$$q=Vn\eta_v=2B\left[\pi(R^2-r^2)-\frac{(R-r)\delta z}{\cos\theta}\right]n\eta_v \quad (3-14)$$

式中, n 为泵的转速; η_v 为泵的容积效率。

3. 双作用叶片泵的结构特点

双作用叶片泵的结构如图3-12所示。它由前泵体8、后泵体6、左配油盘2、右配油盘7、定子5、转子4、叶片12和传动轴3等组成。左右配油盘、定子、转子和叶片预先组装成一体,然后装入泵体内。转子上开设有12条叶片槽,槽底经环形槽与压油腔相通,叶片可在槽中滑动。组装部件时,用两个螺钉紧固并提供轴向间隙预紧,以确保液压泵启动后建立压力。传动轴3支承在滚针轴承1和滚动轴承9上,通过花键带动转子在配油盘之间转动。密封圈用于防止油液泄漏和空气渗入。泵的左侧为吸油口,右侧为压油口。

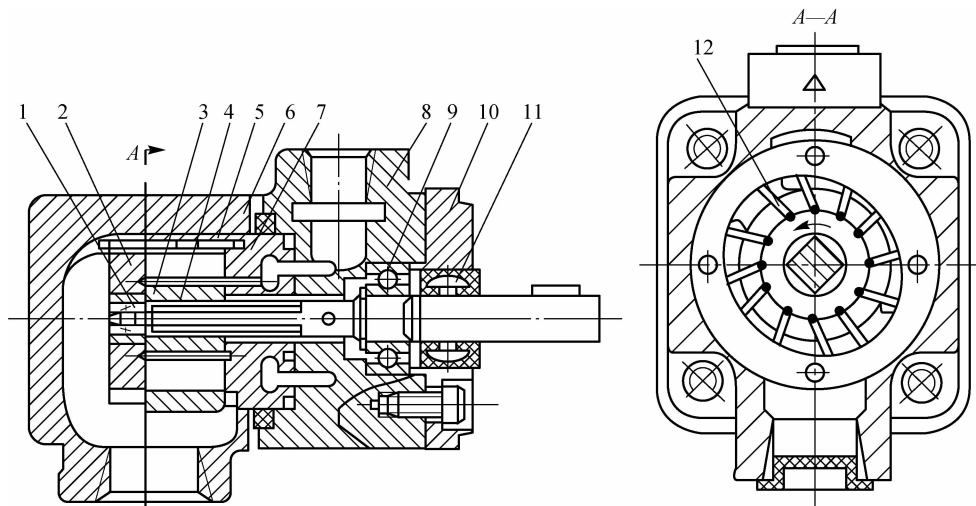


图 3-12 双作用叶片泵的结构

1—滚针轴承; 2,7—配油盘; 3—传动轴; 4—转子; 5—定子; 6—后泵体;
8—前泵体; 9—滚动轴承; 10—端盖; 11—密封圈; 12—叶片

双作用叶片泵的结构特点如下：

(1)定子过渡曲线。目前，YB1 型双作用叶片泵一般都采用综合性能较好的等加速、等减速曲线作为定子内表面曲线中的过渡曲线。

(2)叶片倾角 θ 。叶片在工作过程中受离心力和叶片根部压力油的作用，使叶片与定子紧密接触。为使叶片能在槽中滑动灵活而不至于因摩擦力过大等被卡住甚至折断，叶片不能径向安装，而是将叶片相对于转子旋转方向向前倾斜 θ 角度安放，常取 $\theta=15^\circ$ 。

(3)配油盘。YB1 型双作用叶片泵的配油盘的两个吸油窗口与两个压油窗口对称布置，因此作用在转子和定子上的液压径向力平衡，轴承承受的径向力小，使用寿命长。

配油盘的压油窗口靠叶片从封油区(吸油窗口和压油窗口之间的区域)进入压油区的一侧开有的一个三角槽中，使两叶片之间的封闭油液在未进入压油区之前就通过该三角槽与压力油相通，使其油压逐渐变化，减小了密封腔中油压的突变和噪声，所以该三角槽又称为卸荷槽。

4. 提高双作用叶片泵工作压力的措施

一般双作用叶片泵的叶片底部通压油腔，就使得处于吸油区的叶片顶部和根部的液压力不平衡。叶片顶部以很大的力压向定子的内表面，加速了定子内表面的磨损，影响泵的寿命和额定压力的提高。当提高泵的工作压力时，必须在结构上采取措施，使吸油区叶片压向定子的作用力减小。提高双作用叶片泵工作压力的措施有以下几点：

(1)双叶片式结构。如图 3-13 所示，在转子的每个槽内装两片叶片，叶片顶端和两侧面倒角构成了 V 形通道，使根部高压油经过通道进入顶部，这样叶片顶部油液压力和根部油液压力相等，但承压面积不相等，从而使叶片压向定子的作用力不致过大。

(2)母子叶片式结构。母子叶片又称为复合叶片，如图 3-14 所示。母叶片 1 根部的小腔经转子 3 上虚线所示的油孔始终和顶部油腔相通，而子叶片 2 与母叶片 1 间的小腔 C 通过配油盘经 K 槽总是接通高压油。当叶片在吸油区工作时，推动母叶片 1 压向定子 4 的力仅为小腔 C 的油液压力，此力不大，但能使叶片与定子接触良好，保证密封。

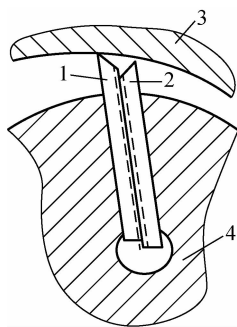


图 3-13 双叶片式结构
1,2—叶片；3—定子；4—转子

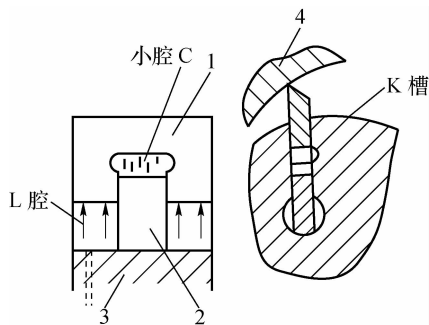


图 3-14 母子叶片式结构
1—母叶片；2—子叶片；3—转子；4—定子

(3)弹簧叶片式结构。弹簧叶片式结构如图 3-15 所示，叶片根部装有弹簧。这种结构的叶片较厚，叶片顶部与底部有孔相通，叶片根部的油液是由叶片顶部经叶片的孔引入的，因此叶片上、下油腔中油液的作用力基本平衡。为使叶片紧贴于定子内表面，保证密封，在叶片根部装有弹簧。

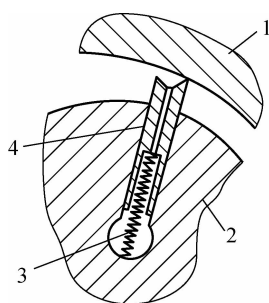


图 3-15 弹簧叶片式结构

1—定子；2—转子；3—弹簧；4—叶片

3.3.2 单作用叶片泵

单作用叶片泵的转子每转一周,吸油、压油各一次,故称为单作用叶片泵。

1. 单作用叶片泵的工作原理

单作用叶片泵的工作原理如图 3-16 所示,该泵由转子 1、定子 2、叶片 3、配油盘、泵体等组成。定子的内表面为圆柱形,转子与定子之间具有偏心距 e 。转子上开有均匀分布的径向槽,叶片后倾一个角度安装在转子的槽内并可灵活滑动,在转子转动时的离心力及通入叶片根部的高压油的作用下,叶片顶部贴紧在定子内表面上,于是,两相邻叶片、配油盘、定子和转子间便形成了与叶片数量 z 相同的 z 个密封工作腔。当转子按图示方向旋转时,右侧的叶片向外伸出,密封工作腔容积逐渐增大,通过配油盘上的吸油窗口吸油。而图中左侧的叶片向里缩进,密封工作腔的容积逐渐减小,通过压油窗口将油液压出。转子每转一转,每个叶片在径向槽中往复滑动一次,每相邻两叶片间的密封工作腔实现一次吸油和一次压油。

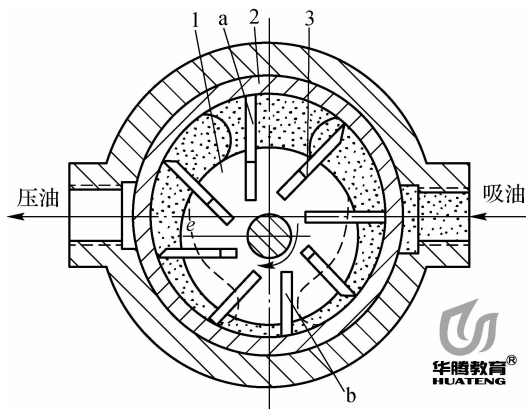


图 3-16 单作用叶片泵的工作原理

1—转子；2—定子；3—叶片

a—压油窗口；b—吸油窗口

又因为泵的吸油区和压油区各占一侧,压油区作用在转子和轴承上的径向液压力大于吸油区的径向液压力,致使转子和轴承所受径向力不平衡,所以单作用叶片泵又称为非平衡式叶片泵,从而使单作用叶片泵工作压力比的提高受到限制。改变定子与转子间的偏心距 e ,就可以改变泵的排量,故单作用叶片泵常做成变量泵。

2. 单作用叶片泵的排量和流量

如图 3-17 所示,当单作用叶片泵的转子每转一周时,每相邻叶片间的密封容积变化为 $\Delta V=V_1-V_2$,泵的排量为 ΔVz (z 为叶片数)。由此可知单作用叶片泵的排量近似为

$$V=B\pi[(R+e)^2-(R-e)^2]=4B\pi Re=2B\pi De \quad (3-15)$$

式中, B 为定子的宽度(mm); e 为转子与定子的偏心距(mm); D 为定子的内圆直径(mm); R 为定子的内圆半径(mm)。

单作用叶片泵的实际流量为

$$q=Vn\eta_V=2B\pi Den\eta_V \quad (3-16)$$

式中, n 为泵的转速; η_V 为泵的容积效率。

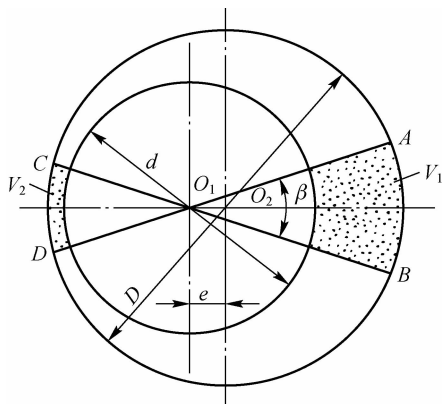


图 3-17 单作用叶片泵排量计算简图

单作用叶片泵的定子内表面和转子外表面都为圆柱面,由于偏心安装,其容积变化不均匀,因而其流量是脉动的。泵内叶片数越多,流量脉动率越小,而且叶片为奇数时流量脉动率较小,故单作用叶片泵的叶片数一般为 13 或 15。

3.3.3 限压式变量叶片泵

单作用叶片泵的变量方式有手动调节和自动调节两种。自动调节变量叶片泵根据工作特性的不同分为限压式、恒压式和恒流式三类,目前最常用的是限压式。

1. 限压式变量叶片泵的工作原理

图 3-18(a)所示为限压式变量叶片泵的工作原理。转子 1 的中心 O_1 固定不动,以 O_2 为中心的定子 2 可以左右移动。转子上半部为压油腔,下半部为吸油腔。压油腔在向系统排油的同时,经泵的外部油管与在定子左侧的变量反馈柱塞缸(反馈缸柱塞 5 的有效面积为 A)相通。预紧力调节螺钉 4 用于调节限压弹簧 3 作用在定子右侧的预紧力 kx_0 (k 为弹簧的刚度系数, x_0 为弹簧的预压缩量),即调节泵的限定压力 p_b 。最大流量调节螺钉 6 用于调节定子与转子之间的初始偏心距 e_0 ,它决定了泵的最大流量。这种泵是利用压油口压力油通过反馈缸柱塞 5 在定子上产生的反馈力 pA (p 为泵的工作压力)与限压弹簧 3 作用在定子上的弹簧力的平衡关系进行工作的。当反馈力 pA 和限压弹簧 3 的预紧力 kx_0 相等时,即 $pA=kx_0$, $p=kx_0/A$,称此时的工作压力 p 为限定压力,用 p_b 表示。当负载发生变化时,泵的工作压力 p 发生变化,反馈力 pA 发生变化,定子相对于转子移动,使偏心距 e 改变,自动改变泵的输出流量。

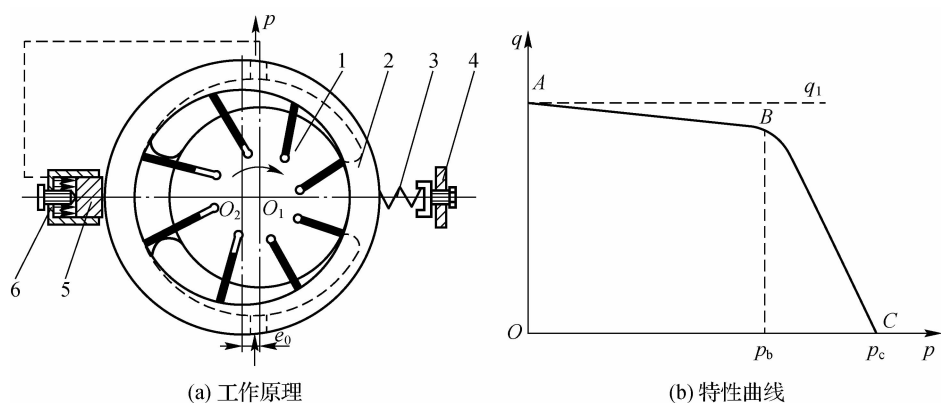


图 3-18 限压式变量叶片泵的工作原理和特性曲线

1—转子；2—定子；3—限压弹簧；4—预紧力调节螺钉；
5—反馈缸柱塞；6—最大流量调节螺钉

当泵未运转时，定子在限压弹簧的作用下处于最左端，紧靠反馈缸柱塞5，定子与转子之间有一初始偏心距 e_0 。当泵按图示方向运转时，当泵的工作压力 p 小于限定压力 p_b 时，反馈力 pA 小于限压弹簧3的预紧力 kx_0 ，此时限压弹簧的预压缩量 x_0 不变，定子处于最左端不移动，保持最大偏心距 e_0 不变，泵的输出流量最大。

当泵的工作压力 p 随负载升高大于等于限定压力 p_b 时，反馈力 pA 大于等于限压弹簧3的预紧力 kx_0 ，此时，限压弹簧被压缩，定子右移，偏心距 e 减小，泵的输出流量也相应减小。泵的工作压力 p 越高，偏心距 e 越小，输出流量也越小。当泵的工作压力 p 增大到某一极限值 p_c 时，定子移到最右端位置，偏心距 e 减至最小，使泵产生的流量只够用来补偿泄漏，泵的输出流量为零。此时，不管负载如何增大，泵的工作压力不会再升高，即泵的最大工作压力是受到限制的，所以这种泵被称为限压式变量叶片泵。

2. 限压式变量叶片泵的流量-压力特性曲线

限压式变量叶片泵的流量-压力特性曲线如图 3-18(b) 所示，它反映了泵在工作时流量随工作压力变化的关系。

(1) A 点流量为泵的空载流量，亦即由最大流量调节螺钉限定的最大流量。

(2) B 点流量为泵的拐点(临界变量点)流量，即泵的工作压力达到限定压力 p_b 时，泵欲变量但还未变量的临界点流量。

(3) C 点流量是泵的工作压力达到最大值极限压力 p_c 时对应的流量，C 点流量为零。

(4) AB 段为泵的定量段，表示当泵的工作压力 p 小于限定压力 p_b 时，泵输出的流量最大而且基本保持不变，只是因为泄漏，泵的实际输出流量随工作压力的增大而呈线形减小。

(5) BC 段为泵的变量段，表示当泵的工作压力 p 大于限定压力 p_b 时，泵输出的流量随工作压力的增大而自动减小。

3. 限压式变量叶片泵的特点和应用

限压式变量叶片泵与双作用定量叶片泵相比，结构复杂，尺寸大，相对运动的机件多，轴上受单向径向液压力大，故泄漏大，容积效率和机械效率较低。由于流量有脉动和存在困油现象，因而压力脉动和噪声大，工作压力的提高受到限制。但是这种泵的流量可随负载的大小自动调节，故功率损失小，可节省能源，减少发热。由于它在低压时流量大、高压时流量

小,因此特别适合驱动快速推力小、慢速推力大的工作机构。

(1)当执行机构快进或快退时,需要大流量和较小的工作压力,这样可利用限压式变量叶片泵流量-压力特性曲线中的 AB 段。

(2)在工作进给时,需要较小流量和较大的工作压力,这样可利用流量-压力特性曲线中的 BC 段。

(3)在定位夹紧系统中,定位、夹紧部件移动时,需要低压大流量,即可用 AB 段;当定位、夹紧时,仅需要维持较大的压力和补偿泄漏量的流量,则可以利用 C 点的特性。

从上述应用实例中可以看出,限压式变量叶片泵若功率利用合理,可减少功率损耗,减少油液发热,并且可以简化油路系统。但由于限压式变量叶片泵结构比较复杂,泄漏比较大,因而使执行机构运动速度不够平稳。

3.3.4 叶片泵的性能和特点

1. 叶片泵的主要性能

(1)压力。双作用定量叶片泵的最高工作压力现已达到 30 MPa。单作用变量叶片泵的工作压力一般不超过 17.5 MPa。

(2)排量范围。叶片泵产品的排量为 0.5~4 200 mL/r,常用的排量为 2.5~300 mL/r。常见变量叶片泵产品的排量为 6~120 mL/r。

(3)转速。小排量双作用定量叶片泵的最高转速可达 10 000 r/min,一般产品只有 1 500~2 000 r/min。常用单作用变量叶片泵的最高转速约为 3 000 r/min,但其同时还有最低转速的限制(一般为 600~900 r/min),以保证有足够的离心力可靠地甩出叶片。

(4)效率。双作用定量叶片泵在额定工况下的容积效率可超过 95%。

2. 叶片泵的特点

叶片泵可制成变量泵,特别是结构简单的压力补偿型变量泵;定量叶片泵可制成双作用或多作用的,轴承受力平衡,寿命长;单位体积的排量较大;多作用叶片泵的流量脉动较小,噪声较低。

但是叶片泵吸油能力较差;受叶片与滑道间接触应力和许用滑动摩擦力的限制,变量叶片泵的压力和转速均难以提高,而根据叶片外伸所需离心力的要求,其转速又不能低,故实用工况范围较窄;对污染物比较敏感。

3.4 柱塞泵

柱塞泵是靠柱塞在缸体中做往复运动所造成的密封容积的变化来实现吸油与压油的液压泵,与齿轮泵和叶片泵相比,这种泵有许多优点。第一,构成密封容积的零件为圆柱形的柱塞和缸孔,加工方便,可得到较高的配合精度,密封性能好,在高压工作时,仍有较高的容积效率;第二,只需改变柱塞的工作行程就能改变流量,易于实现变量;第三,柱塞泵中的主要零件均受压应力作用,材料强度性能可得到充分利用。由于柱塞泵压力高,结构紧凑,效率高,流量调节方便,因而在需要高压、大流量、大功率的系统中流量需要调节的场合,如龙门刨床、拉床、液压机、工程机械和矿山冶金机械、船舶上得到广泛的应用。柱塞泵按柱塞的排列和运动方向的不同,可分为径向柱塞泵和轴向柱塞泵两大类。

3.4.1 径向柱塞泵

1. 径向柱塞泵的工作原理

图 3-19 所示为配油轴式径向柱塞泵的工作原理。它由定子 4、缸体(转子)2、配油轴 5、

衬套 3 和柱塞 1 等主要零件构成。柱塞 1 径向排列在缸体 2 中,缸体由原动机带动且连同柱塞一起旋转,所以缸体 2 一般称为转子。柱塞 1 在离心力的(或在低压油)作用下抵紧定子 4 的内壁,当转子按图示方向回转时,由于定子与转子之间有偏心距 e ,柱塞绕经上半周时向外伸出,柱塞底部的容积逐渐增大,形成部分真空,因此便经过衬套 3(衬套 3 压紧在转子内,并和转子一起回转)上的油孔从配油轴和吸油口 b 吸油;当柱塞转到下半周时,定子内壁将柱塞向里推,柱塞底部的容积逐渐减小,向配油轴的压油口 c 压油;当转子回转一周时,每个柱塞底部的密封容积完成一次吸油和压油,转子连续运转,即完成压、吸油工作。配油轴固定不动,油液从配油轴上半部的两个油孔 a 流入,从下半部的两个油孔 d 压出。为了进行配油,在配油轴和衬套接触的一段上加工出上、下两个缺口,形成吸油口 b 和压油口 c,留下的部分形成封油区。封油区的宽度应能封住衬套上的吸、压油口,以防吸油口和压油口相连通;但尺寸也不能大得太多,以免产生困油现象。

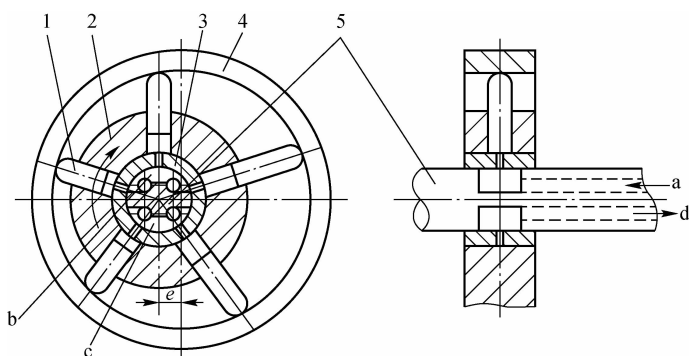


图 3-19 配油轴式径向柱塞泵的工作原理

1—柱塞; 2—缸体; 3—衬套; 4—定子; 5—配油轴
a, d—油孔; b—吸油口; c—压油口

2. 径向柱塞泵的排量和流量

当转子与定子间的偏心距为 e 时,转子每转一整转,柱塞在缸体孔内的行程为 $2e$,若柱塞数为 z ,柱塞直径为 d ,则径向柱塞泵的排量为

$$V = \frac{\pi}{4} d^2 2ez \quad (3-17)$$

设泵的转速为 n ,容积效率为 η_v ,则径向柱塞泵的实际流量为

$$q = Vn\eta_v = \frac{\pi}{2} d^2 ez n \eta_v \quad (3-18)$$

3. 径向柱塞泵的结构特点

径向柱塞泵径向尺寸大,结构比较复杂,自吸能力差,配油轴受径向不平衡液压力的作用易于磨损,同时配油轴与衬套之间磨损后的间隙不能自动补偿,泄漏较大,从而限制了径向柱塞泵的转速和压力的提高。但是其容积效率和机械效率都比较高。

沿水平方向移动定子而改变偏心距 e 的大小,便可改变柱塞移动的行程,从而改变泵的排量。若改变偏心距 e 的偏移方向,泵的输油方向亦随之改变。因此,径向柱塞泵可以做成单向或双向变量泵。

3.4.2 轴向柱塞泵

轴向柱塞泵是将多个柱塞配置在一个共同缸体的圆周上,并使柱塞中心线和缸体中心线平行的一种泵。轴向柱塞泵有直轴式(斜盘式)和斜轴式(摆缸式)两种形式。

1. 轴向柱塞泵的工作原理

(1)直轴式轴向柱塞泵的工作原理。直轴式轴向柱塞泵的主体由配油盘 1、缸体 2、柱塞 3 和斜盘 4 组成,如图 3-20 所示。柱塞沿圆周均匀分布在缸体内。斜盘轴线和缸体轴线倾斜一定角度。柱塞靠机械装置或在低压油作用下压紧在斜盘上(图中为弹簧)。配油盘和斜盘固定不转。当原动机通过传动轴使缸体转动时,斜盘的作用迫使柱塞在缸体内做往复运动,并通过配油盘的配油窗口进行吸油和压油。如图 3-20 中所示回转方向,当缸体转角在 $\pi \sim 2\pi$ 时,柱塞向外伸出,柱塞底部缸孔的密封工作容积增大,通过配油盘的吸油窗口吸油;当缸体转角在 $0 \sim \pi$ 时,柱塞被斜盘推入缸体,使缸孔密封工作容积减小,通过配油盘的压油窗口压油。缸体每转一周,每个柱塞各完成吸、压油一次。如改变斜盘倾角 γ ,就能改变柱塞行程的长度,即改变液压泵的排量;如改变斜盘倾角 γ 的方向,就能改变吸油和压油的方向,即直轴式轴向柱塞泵为双向变量泵。

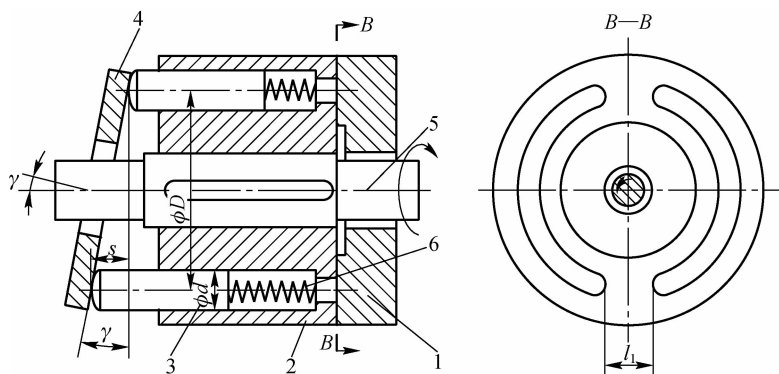


图 3-20 直轴式轴向柱塞泵

1—配油盘; 2—缸体; 3—柱塞; 4—斜盘; 5—传动轴; 6—弹簧

配油盘上吸油窗口与压油窗口之间的密封区宽度应稍大于柱塞缸体底部通油孔宽度。但两者不能相差太大,否则会发生困油现象。一般在两配油窗口的两端部开有小三角槽,以减小冲击和噪声。

(2)斜轴式轴向柱塞泵的工作原理。斜轴式轴向柱塞泵的缸体轴线相对于传动轴轴线成一个倾角,传动轴端部用万向铰链、连杆与缸体中的每个柱塞相连,当传动轴转动时,万向铰链、连杆使柱塞和缸体一起转动,并迫使柱塞在缸体中做往复运动,借助配油盘进行吸油和压油。这类泵的优点是变量范围大,泵的强度较高,但与斜盘式轴向柱塞泵相比,其结构较复杂,外形尺寸和表面质量精度要求均较大。

轴向柱塞泵的优点是结构紧凑,径向尺寸小,惯性小,容积效率高,目前最高压力可达 40.0 MPa 甚至更高,一般用于工程机械、压力机等高压系统中;但其轴向尺寸较大,轴向作用力也较大,结构比较复杂。

2. 轴向柱塞泵的排量和流量

如图 3-20 所示,当柱塞的直径为 d ,柱塞分布圆直径为 D ,斜盘倾角为 γ 时,柱塞的行程

为 $s = D \tan \gamma$, 所以当柱塞数为 z 时, 轴向柱塞泵的排量为

$$V = \frac{\pi}{4} d^2 z D \tan \gamma \quad (3-19)$$

设泵的转速为 n , 容积效率为 η_v , 则轴向柱塞泵的实际流量为

$$q = V n \eta_v = \frac{\pi}{4} d^2 z D \tan \gamma n \eta_v \quad (3-20)$$

实际上, 由于柱塞在缸体孔中运动的速度不是恒速的, 因而输出流量是有脉动的。当柱塞数为奇数时, 脉动较小, 且柱塞数多时脉动也较小, 因而一般常用的柱塞泵的柱塞个数为 7, 9 或 11。

3. 轴向柱塞泵的结构特点

(1) 典型结构。如图 3-21 所示, 柱塞的球状头部装在滑履 4 内, 以缸体作为支承的弹簧 9 通过钢球推压回程盘 3, 回程盘和柱塞滑履一同转动。在排油过程中借助斜盘 2 推动柱塞做轴向运动; 在吸油时依靠回程盘、钢球和弹簧组成的回程装置将滑履紧紧压在斜盘表面上并滑动, 弹簧 9 一般称为回程弹簧, 这样的泵具有自吸能力。在滑履与斜盘相接触的部分有一个油室, 它通过柱塞中间的小孔与缸体中的工作腔相连, 压力油进入油室后在滑履与斜盘的接触面间形成一层油膜, 起着静压支承的作用, 使滑履作用在斜盘上的力大大减小, 因而磨损也减小。传动轴 8 通过花键带动缸体 6 旋转, 由于滑履 4 贴紧在斜盘表面上, 柱塞在随缸体旋转的同时在缸体中做往复运动。缸体中柱塞底部的密封工作容积是通过配油盘 7 与泵的进、出油口相通的。随着传动轴的转动, 液压泵就连续地吸油和排油。

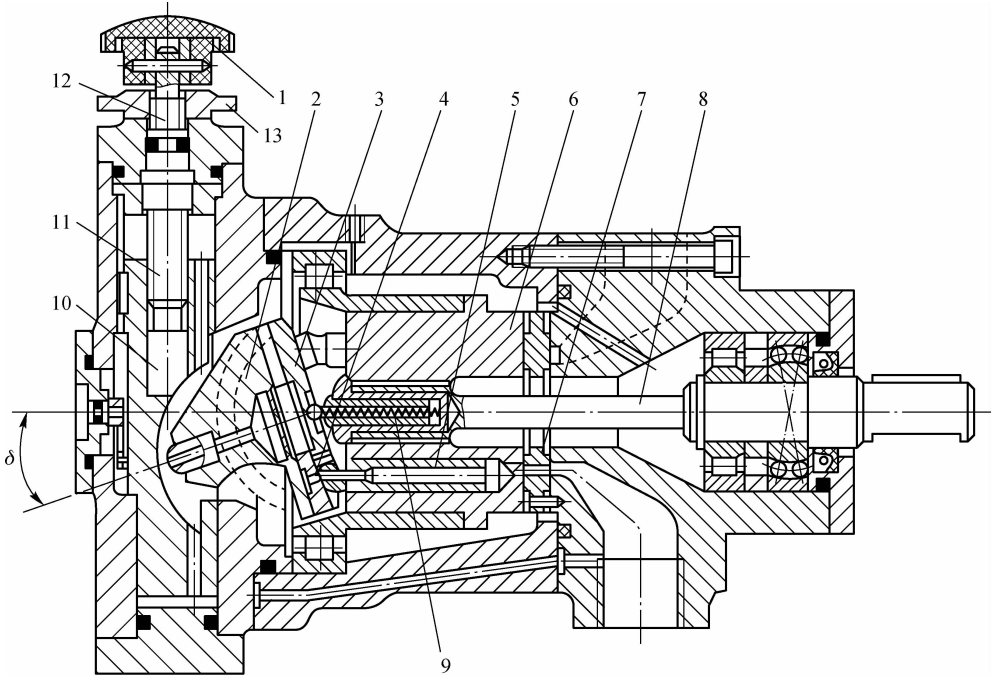


图 3-21 直轴式轴向柱塞泵的结构及手动变量机构

1—转动手轮; 2—斜盘; 3—回程盘; 4—滑履; 5—柱塞; 6—缸体; 7—配油盘;
8—传动轴; 9—弹簧; 10—轴销; 11—变量活塞; 12—丝杠; 13—锁紧螺母

(2) 变量机构。由式(3-20)可知, 只要改变斜盘的倾角, 就可改变轴向柱塞泵的排量和流量。下面介绍常用的轴向柱塞泵的手动变量机构和伺服变量机构的工作原理。

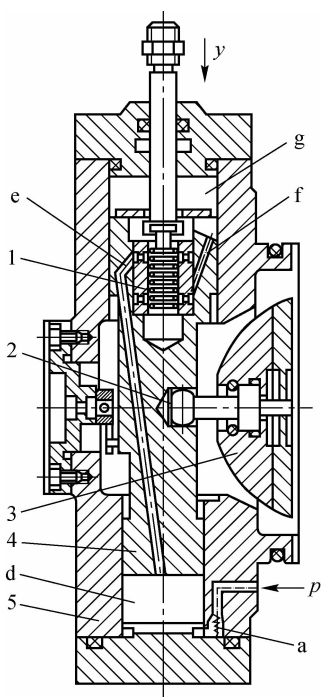


图 3-22 轴向柱塞泵的伺服变量机构

- 1—伺服阀阀芯；2—铰链；3—斜盘；
- 4—变量活塞；5—壳体
- a—单向阀；d—下油腔；
- e、f—油道；g—上油腔

①手动变量机构。如图 3-21 所示,转动手轮 1 使丝杠 12 转动,带动变量活塞 11 做轴向移动(因导向键的作用,变量活塞只能做轴向移动,不能转动)。轴销 10 使斜盘 2 绕变量机构壳体上的圆弧导轨面的中心(钢球中心)旋转,从而使斜盘倾角改变,达到变量的目的。当流量达到要求时,可用锁紧螺母 13 锁紧。这种变量机构结构简单,但操纵不轻便,且不能在工作过程中变量。

②伺服变量机构。图 3-22 所示为轴向柱塞泵的伺服变量机构,以此机构代替图 3-21 所示轴向柱塞泵中的手动变量机构,就成为伺服变量泵。其工作原理为泵输出的压力油由通道经单向阀 a 进入变量机构壳体的下油腔 d,液压力作用在变量活塞 4 的下端。当与伺服阀阀芯 1 相连接的拉杆不动时(图示状态),变量活塞 4 的上油腔 g 处于封闭状态,变量活塞不动,斜盘 3 在某一相应的位置上。当使拉杆向下移动时,推动阀芯 1 一起向下移动,下油腔 d 的压力油经油道 e 进入上油腔 g。由于变量活塞上端的有效面积大于下端的有效面积,向下的液压力大于向上的液压力,因而变量活塞 4 也随之向下移动,直到将油道 e 的油口封闭为止。变量活塞的移动量等于拉杆的位移量,当变量活塞向下移动时,轴销带动斜盘 3 摆动,斜盘倾斜角增加,泵的输出及流入量随之增加;当拉杆带动伺服阀阀芯向上运动时,阀芯将油道 f 打开,上油腔 g 通过卸压通道接通油箱,变量活塞向上移动,直到阀芯将卸压通道关闭为止。它的移动量也等于拉杆的移动量。这时斜盘也被带动做相应的摆动,使倾斜角减小,泵的流量也随之相应地减小。由上述可知,伺服变量机构是通过操作液压伺服阀动作,利用泵输出的压力油推动变量活塞来实现变量的。故加在拉杆上的力很小,控制灵敏。拉杆可用手动方式或机械方式操作,斜盘可以倾斜 $\pm 18^\circ$,故在工作过程中,泵的吸、压油方向可以变换,所以这种泵就称为双向变量液压泵。

3.4.3 柱塞泵的特点及应用

1. 柱塞泵的特点

因为柱塞与缸孔加工容易,尺寸精度及表面质量可以达到很高要求,所以柱塞泵配合精度高,油液泄漏小,能达到的工作压力较高,一般为 20~40 MPa,最高可达 100 MPa。只要适当地加大柱塞直径或增加柱塞数目,柱塞泵的流量就增大,而高压和大流量便可传输大功率。柱塞泵主要零件均受压,使材料强度得以充分利用,所以使用寿命较长,且单位功率质量小。改变柱塞的行程就能改变流量,容易制成各种变量型柱塞泵。

但是柱塞泵对介质洁净度要求较苛刻(座阀配油型较好);流量脉动较大,噪声较高;结构较复杂,造价高,维修困难。

2. 柱塞泵的应用

柱塞泵在高压、大流量、大功率的液压系统中和流量需要调节的场合得到广泛应用。在

现代液压工程技术中,各种柱塞泵主要在中高压(轻系列泵和中系列泵,最高压力为 20~35 MPa)、高压(重系列泵,最高压力为 40~56 MPa)和超高压(特种泵,最高压力大于 56 MPa)系统中作为功率传输元件使用。

3.5 液压泵的选用

液压泵是液压系统提供一定流量和压力的油液动力元件,它是每个液压系统不可缺少的核心元件,合理地选择液压泵对于降低液压系统的能耗、提高系统的效率、降低噪声、改善工作性能和保证系统的可靠工作十分重要。

选择液压泵的原则:根据主机工况、功率大小和系统对工作性能的要求,首先确定液压泵的类型,然后按系统所要求的压力和流量确定其规格型号。液压系统中常用液压泵的主要性能见表 3-1。

表 3-1 液压系统中常用液压泵的主要性能

泵 类 型	外啮合 齿轮泵	双作用 叶片泵	限压式变量 叶片泵	径向 柱塞泵	轴向 柱塞泵	螺杆泵
输出压力	低压	中压	中压	高压	高压	低压
流量调节	不能	不能	能	能	能	不能
效 率	低	较高	较高	高	高	较高
输出流量脉动	很大	很小	一般	一般	一般	最小
自吸特性	好	较差	较差	差	差	好
对油污染的敏感性	不敏感	较敏感	较敏感	很敏感	很敏感	不敏感
噪 声	大	小	较大	大	大	最小
应用场合	机床、农业机械、工程机械、飞机、船舶、一般润滑的机械	机床、工程机械、液压机、起重机、飞机		工程机械、运输机械、锻压机械、农业机械、飞机		精密机床,化工、石油、纺织机械

一般来说,在选择液压泵时主要考虑满足系统的使用要求,在此前提下再考虑其价格、质量、维护、外观等。在功率较小的条件下,可选用双作用叶片泵和齿轮泵等,齿轮泵也常用在污染较大的地方;若有平稳性和精度上的要求,可选用螺杆泵和双作用叶片泵;在负载较大且速度变化大的条件下,可选择限压式变量叶片泵;在功率和负载较大的条件下往往选用柱塞泵。

合理选择液压泵类型,主要考虑以下几方面:

(1)根据系统运动工况选择。如果系统为单执行元件且速度恒定,则选择定量泵。如果系统有快速和慢速运行工况,可考虑选择双联泵或多联泵。对于既要求变速运行又要求保压的系统,则应考虑选择变量泵,以节约能源。

(2)根据系统工作压力和流量进行选择。对于高压大流量系统,可考虑选择柱塞泵。对于中低压系统,可考虑选择齿轮泵或叶片泵。

(3)根据工作环境选择。筑路机械、港口机械及小型工程机械中往往选择抗污染能力较强的齿轮泵或柱塞泵。对于室内或固定设备用的使用环境较好的系统,可考虑选择叶片泵、

齿轮泵或柱塞泵。

(4)在确定好液压泵的类型后,根据系统所要求的压力和流量大小确定其型号。

思考与练习

一、填空题

1. 齿轮泵有_____和_____两种形式。
2. 为了消除齿轮泵的困油现象,通常在两侧盖板上开_____,使闭死容积由大变小时与_____腔相通,闭死容积由小变大时,与_____腔相通。
3. 变量泵是指_____可以改变的液压泵,常见的变量泵有_____,_____和_____,其中_____和_____通过改变转子和定子的偏心距来实现变量,_____通过改变斜盘倾角来实现变量。
4. 柱塞泵按柱塞排列方向,分为_____和_____两类。

二、选择题

1. 当负载变化时,泵的下列指标中,会产生变化的是()。

A. 额定压力	B. 工作压力
C. 最大压力	D. 吸入压力
2. 高压系统宜采用()泵。

A. 外啮合齿轮	B. 轴向柱塞
C. 叶片	D. 内啮合齿轮
3. CB-B 齿轮泵的泄漏有下述三种途径,其中()对容积效率影响最大。

A. 齿顶圆和泵壳体的径向间隙
B. 齿轮端面与侧盖板之间的轴向间隙
C. 齿面接触处(啮合点)的泄漏
4. 根据图 3-23 所示的外反馈限压式变量泵的工作原理图,分析调节以下环节后,下述参数将发生的变化。(A. 增大 B. 减小 C. 不变)

(1)最大流量调节螺钉向内旋进:空载流量 q_0 (),限定压力 p_b (),最大压力 p_{max} ()。

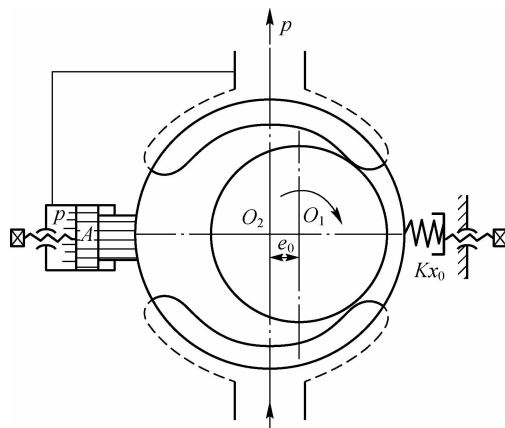


图 3-23 外反馈限压式变量泵的工作原理图

(2) 预紧力调节螺钉向外旋出, 减小弹簧压缩量: 空载流量 q_0 (), 限定压力 p_b (), 最大压力 p_{\max} (), BC 曲线斜率 ()。

(3) 更换原有弹簧, 放置刚性系数较小的弹簧, 拆装后其他条件(弹簧预压缩量、流量和预紧力调节螺钉位置)均不变: 空载流量 q_0 (), 限定压力 p_b (), 最大压力 p_{\max} (), BC 曲线斜率 ()。

三、简答题

1. 液压传动中常用的液压泵分为哪些类型?
2. 简述液压泵的排量、流量、理论流量、实际流量和额定流量及它们之间的关系。
3. 为什么称单作用叶片泵为非卸荷式叶片泵, 称双作用叶片泵为卸荷式叶片泵?
4. 双作用叶片泵如果要反转, 而保持其泵体上原来的进、出油口位置不变, 应怎样安装?
5. 什么是困油现象? 外啮合齿轮泵、双作用叶片泵和轴向柱塞泵存在困油现象吗? 它们是如何消除困油现象的影响的?

四、计算题

1. 某轴向柱塞泵直径 $d=22$ mm, 分度圆直径 $D=68$ mm, 柱塞数 $z=7$, 当斜盘倾角为 $\alpha=22^\circ 30'$, 转速 $n=960$ r/min, 输出压力 $p=10$ MPa, 容积效率 $\eta_V=0.95$, 机械效率 $\eta_m=0.9$ 时, 试求:

- (1) 泵的理论流量。
- (2) 泵的实际流量。
- (3) 所需电机功率。

2. 有一齿轮泵, 铭牌上注明额定压力为 10 MPa, 额定流量为 16 L/min, 额定转速为 1 000 r/m, 拆开实测齿数 $z=12$, 齿宽 $B=26$ mm, 齿顶圆直径 $D_e=45$ mm, 试求:

- (1) 泵在额定工况下的容积效率 $\eta_V(\%)$ 。
- (2) 在上述情况下, 当电机的输出功率为 3.1 kW 时, 求泵的机械效率 η_m 和总效率 $\eta(\%)$ 。

3. 某泵排量 $V=8 \times 10^{-6}$ m³/rad, 总泄漏流量 $\Delta q=2.9 \times 10^{-3}$ m³/min。泵以每分钟 1 450 转运转, 试计算当压力 $p=100 \times 10^5$ Pa 时泵的实际流量和容积效率。设泵的摩擦损失扭矩为 2 N·m, 且与压力无关, 试计算总效率。当用电动机带动时, 其功率应为多大?