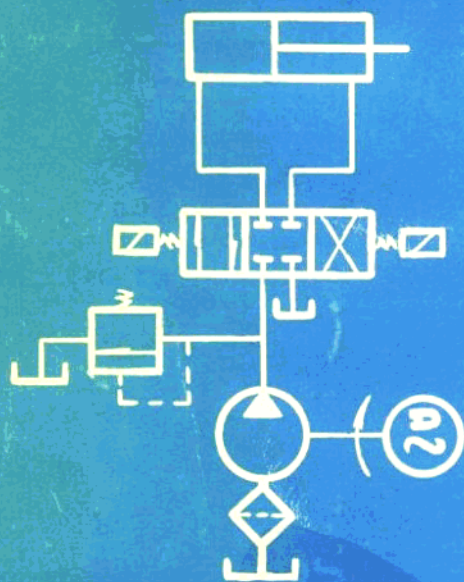


液压传动计算与系统设计

任建勋 韩尚勇 申华楠 杨晓光 编著



黑龙江省机械工程学会

液压传动计算与系统设计

任建勋 韩尚勇 编著
申华楠 杨晓光

黑龙江省机械工程学会

前 言

近几年来，液压技术发展很快，为了进一步使液压技术在国民经济中发挥更大地作用，配合厂矿企业的实际工作和大专院校培训工程技术人材的需要，我们受黑龙江省机械工程学会的委托编写了这本书。

本书结合教学实践及科研成果，内容以基本理论、计算与系统设计为主，同时又适当地反映了液压技术发展动向。希望本书能对从事液压技术工作的广大工人、技术人员、教师、学生有所帮助。

本书由哈尔滨工业大学曾祥荣副教授审阅，南京工学院章宏甲老师、西安交通大学林廷圻老师、哈尔滨工业大学顾云飞老师等为本书提供了不少宝贵资料和建议，还有许多同志也为本书做了大量的工作，在此一并表示感谢。

由于水平所限，书中错误在所难免，恳请广大读者批评指正。

编 者

一九八二年九月

目 录

第一章 液压油与液压流体力学基础.....	(1)
第一节 液压油的一般特性.....	(1)
第二节 静止液体力学.....	(6)
一、液体的压力.....	(6)
二、静止液体内压力的传递.....	(7)
三、液体静压力作用在固体壁面上的力.....	(8)
第三节 流动液体力学.....	(9)
一、基本概念.....	(9)
二、流动液体的质量守恒定律—连续性方程式.....	(9)
三、流动液体的能量守恒定律—伯努利方程式.....	(10)
四、流动液体的动量定律—动量方程式.....	(11)
第四节 液体在管道中的流动.....	(12)
一、液体的流动状态.....	(12)
二、液体在圆管中的层流流动.....	(13)
三、液体在圆管中的紊流流动.....	(14)
四、局部能量损失.....	(15)
五、管路系统总能量损失.....	(16)
第五节 孔口及缝隙中液流的特性.....	(16)
一、孔口的流量—压力特性.....	(16)
二、缝隙的流量—压力特性.....	(18)
第六节 液压冲击和空穴现象.....	(24)
一、液压冲击.....	(24)
二、空穴现象.....	(25)
本章例题 (115例).....	(25)
第二章 液压元件与辅助装置的计算和选择.....	(101)
第一节 液压泵和液压马达的计算公式.....	(101)
一、主要参数的计算.....	(101)
二、各种类型液压泵和液压马达的理论排量的计算.....	(103)
第二节 液压缸的计算公式.....	(106)
一、液压缸的运动参数和动力参数的计算.....	(106)
二、液压缸壁厚的计算.....	(107)
三、液压缸稳定性和活塞杆强度校核计算.....	(108)
四、液压缸的缓冲计算.....	(112)
第三节 蓄能器容量计算.....	(116)

一、蓄能器作辅助动力源时的容量计算	(116)
二、蓄能器作为吸收冲击压力使用时容量计算	(116)
三、蓄能器作为吸收液压泵脉动时容量计算	(116)
第四节 冷却器选择和计算	(117)
本章例题(61例)	(118)
第三章 液压传动综合计算	(157)
本章例题(42例)	(157)
第四章 液压逻辑回路的设计	(213)
第一节 逻辑代数基础	(213)
一、逻辑函数及其运算	(213)
二、逻辑函数的表达方法	(215)
三、逻辑函数式的化简	(217)
第二节 基本液压逻辑回路	(220)
一、液压逻辑元件的特点	(220)
二、基本液压逻辑回路	(221)
三、基本液压逻辑回路的应用	(223)
第三节 液压逻辑回路设计	(225)
一、液压逻辑回路	(225)
二、液压逻辑回路设计	(225)
第四节 液压程序控制回路	(231)
一、程序控制原理	(231)
二、程序状态图	(232)
三、消除信号障碍	(233)
四、液压程序控制回路	(234)
第五章 锥阀液压系统的设计	(236)
第一节 锥阀和锥阀回路的工作原理	(236)
一、锥阀的结构和工作原理	(236)
二、锥阀回路的结构和工作原理	(238)
第二节 基本锥阀回路	(240)
一、方向控制回路	(240)
二、压力控制回路	(245)
三、流量控制回路	(246)
四、复合控制回路	(247)
第三节 锥阀液压系统设计	(251)
一、锥阀液压系统设计的主要工作	(251)
二、锥阀液压系统设计示例	(251)
第六章 机床液压系统的设计	(255)
第一节 卧式单面多轴钻孔组合机床液压系统的设计	(255)
第二节 专用铣床液压系统的设计	(264)

第七章	节流液压调速系统的节能设计	(273)
第一节	节能溢流阀的结构和工作原理.....	(274)
第二节	节能溢流阀静态特性分析.....	(276)
第三节	节能溢流阀动态特性分析.....	(279)
第四节	节能溢流阀对系统调速特性的影响.....	(283)
第五节	节能溢流阀的具体应用.....	(285)
第六节	节流液压调速系统其他一些节能措施.....	(291)
附 表		(295)

第一章 液压油与液压流体力学基础

第一节 液压油的一般特性

目前液压系统中传递动力和信号的工作介质基本上都是液压油，而早期液压系统中曾用过水。工作介质的理化性能，尤其是力学性质对液压系统之能否正常工作，影响很大。

由于流体力学是研究流体宏观现象运动的，因此可以把流体看成是由无限多个质点（一个质点可包含一群分子）组成的连续介质。这样在流体中运动参数（如密度、速度与压力等）将为空间坐标和时间的连续函数，使我们有可能采用数学工具来分析、处理和解决问题。

一、密度、重度和比重

在液体中某点处取微小体积 ΔV ，该体积内包含的液体质量为 Δm ，将体积 ΔV 无限地缩小，趋于零的极限，称该点液体的密度为：

$$\rho = \lim_{\Delta V \rightarrow 0} \frac{\Delta m}{\Delta V} = \frac{dm}{dV} \quad (1-1)$$

在液体中某点处取微小体积 ΔV ，其中液体的重量为 ΔG ，将体积 ΔV 无限缩小趋于零的极限，称该点液体的重度为：

$$\gamma = \lim_{\Delta V \rightarrow 0} \frac{\Delta G}{\Delta V} = \frac{dG}{dV} \quad (1-2)$$

对于均质的液体来说，它的密度和重度分别为：

$$\rho = \frac{m}{V} \quad (1-3)$$

$$\gamma = \frac{G}{V} \quad (1-4)$$

式中： m ——液体的质量

G ——液体的重量

V ——液体的体积

在工程制中质量的单位是公斤力秒²/米，体积的单位是米³，所以密度的单位是公斤力秒²/米³。重度的单位是公斤力/米³。

由于 $G = mg$ ，所以液体的重度和密度间存在如下关系：

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

某种液压油，与同体积4℃的蒸馏水的重量之比称为该液压油的比重。即

$$\delta = \frac{G_{\text{油}}}{G_{\text{水}}} \quad (1-6)$$

比重 δ 为一无量纲量。

表 1—1 列出了几种常见液体的密度、重度和比重，以供参考之用。

表 1—1

类 别	温度(t℃)	密度公斤力秒 ² /米 ⁴	重度(公斤力/米 ³)	比 重
蒸 馏 水	4	101.33	1000	1
海 水	15	103.98~105.00	1020~1030	1.02~1.03
煤 油	15	77.44	750	0.76
酒 精	15	80.53~81.55	790~800	0.79~0.80
飞机汽油	15	66.26	650	0.65
普通汽油	15	71.38~76.45	700~750	0.70~0.75
乙 醚	0	75.43	740	0.74
甲 醇	4	82.51	810	0.81
矿物油系 液 压 油	15	88~92	860~900	0.86~0.90

液压油的密度和重度都随压力和温度的变化而变化，在一般的情况下压力加大则体积缩小，而密度和重度加大，在不同的压力下密度 ρ 和重度 γ 可由下式计算：

$$\rho_p = \frac{\rho_0}{1 - \beta(p - p_0)} \quad (1-7)$$

$$\gamma_p = \frac{\gamma_0}{1 - \beta(p - p_0)} \quad (1-8)$$

式中： ρ_0 和 γ_0 为该液压油在压力为 P_0 的密度和重度，实用上取 $P_0 = 1$ 大气压。 ρ_p 和 γ_p 为压力为 p 时的密度和重度， β 的数值很小，实用中由于压力所引起的密度和重度的变化可以忽略不计。

在一般情况下，温度升高则液压油体积膨胀而密度和重度减小。在不同的温度下，密度 ρ 和重度 γ 可由下式计算：

$$\rho_t = \frac{\rho_0}{1 + \beta_t(t - t_0)} \quad (1-9)$$

$$\gamma_t = \frac{\gamma_0}{1 + \beta_t(t - t_0)} \quad (1-10)$$

式中： ρ_0 和 γ_0 为该液压油在温度为 t_0 时的密度和重度，实用上取 $p_0 = 15^\circ\text{C}$ ， ρ_p 和 γ_t 为 $t^\circ\text{C}$ 时的密度和重度， β_t 为该液压油的膨胀率。

二、可压缩性

液压油受压力作用发生体积变化的性质叫压缩性。压缩性可用压缩系数 β 来表示。其定义为：液体体积在单位压力作用下的相对变化量，即：

$$\beta = \frac{1}{\Delta p} \frac{\Delta V}{V} \text{ 厘米}^3/\text{公斤力} \quad (1-11)$$

式中： ΔV ——液体受压力作用后体积的变化值

Δp ——液体压力的变化值。

V ——液体的初始体积。

压力增大时, 液体体积减小, 反之则增大, 为使 β 为正值, 故在上式的右端加上了一个负号。

液体体积压缩系数的倒数, 称为液体的体积弹性模量, 简称体积模量。即:

$$K = -\frac{1}{\beta} = -\Delta p \cdot \frac{V}{\Delta V} \text{ 公斤力/厘米}^2 \quad (1-12)$$

式中: K ——液体体积模量

在工程实用上, 对常用的不混有空气的矿物油系的液压油, 可取 $\beta = (5 \sim 7) \times 10^{-8}$ 厘米²/公斤力

$K = (1.4 \sim 2.0) \times 10^4$ 公斤力/厘米², 若油中混有 1% 空气时, K 值将降为纯油的 35.6% 左右, 油中混有 4% 空气时, K 值将降为纯油的 12.2% 左右。

在讨论液压系统的动态特性时, 必须考虑液压油的压缩性, 油中混入空气的压缩性以及管道容器等的变形。为比引用表现体积弹性模量 K_e 以代替 K 。

$$\frac{1}{K_e} = \frac{1}{K_c} + \frac{1}{K} + \frac{V_g}{V_t} \left(\frac{1}{K_g} - \frac{1}{K} \right) \quad (1-13)$$

式中: K_c ——容器的体积模量, 在一般液压系统中, 容器的变形主要来自管道

可取 $K_c = \frac{\delta E}{D}$ 此处, D 为管道的内径, δ 为管道壁厚, 对常用的钢质油管, $D/\delta = 6.1 \sim 13.2$, E 为管材的弹性系数, 通常可取 $E = 2.1 \times 10^4$ 公斤力/厘米²

K ——不混有空气时的液体体积模量。

V_g/V_t ——为油中混入空气的相对量, 其值需要按具体情况定。

K_g ——空气的体积模量, 对等温过程取 $K_g = p_0$, 对绝热过程取 $K_g = 1.4 p_0$ 。此处 p 为空气所承受的压力。

钢质油管的 K_c 值约为 K 值的 10~25 倍, 在不计管壁弹性的情况下, $K_c = \delta$, 在计及管壁的弹性, 特别是使用硬橡胶或尼龙软管时, 软管的 K_c 值只有 K 值的 1/4~1/20。

三、热学特性

(1) 体积膨胀系数

液体在压力不变的条件下, 每升高一个单位的温度所发生的体积相对变化量, 称为它的体积膨胀系数, 即:

$$\beta_t = \frac{1}{V} \frac{\Delta V}{\Delta t} \text{ } 1/^{\circ}\text{C} \quad (1-14)$$

式中: Δt ——液体的温度变化量

从工程实用观点来看, 可以认为 β_t 是一个只取决于液体本身而与压力及温度无关的常数。

(2) 比热

使单位重量的液体每升高一个单位的温度所需要的热量, 叫做液体的比热。

常温下可取 $C = 0.4 \sim 0.6$ 千卡/公斤力 $^{\circ}\text{C}$

(3) 导热系数

液体在内部沿其温度降低方向传递热量时, 它在单位时间内通过单位法向面积, 使单

位递送距离间降落单位温度（温度梯度）时所导出的热量，叫做液体的导热系数，即

$$\lambda = \frac{H}{A \frac{\Delta T}{\Delta l}} \cdot t \quad (1-15)$$

式中： λ ——液体的导热系数

H ——液体传导热量

A ——与传热方向相垂直的法向面积

ΔT ——温度差

Δl ——递送距离

t ——经历时间

对矿物油系液压油，在常温下的导热系数 $\lambda = 0.1 \sim 0.13$ 卡/米时 $^{\circ}\text{C} = 2.8 \times 10^{-4} \sim 3.6 \times 10^{-4}$ 卡/厘米秒 $^{\circ}\text{C}$ 。

四、粘性

(1) 液体在外力作用下流动时，液体分子间的内聚力为了阻碍其分子间的相对运动而产生一种内摩擦力，这种现象叫粘性。液体只在流动时才会呈现粘性，静止液体是不呈现粘性的。粘性大小的度量叫粘度。

牛顿的液体内摩擦定律：油层间内摩擦力 T 与油层的接触面积 A 及油层的相对速度 dV 成正比，而与此二油层的距离 dy 成反比，即：

$$T = \mu A \frac{dV}{dy} \quad (1-16)$$

以 $\tau = \frac{T}{A}$ 表示切应力，则有

$$\tau = \mu \frac{dV}{dy} \quad (1-17)$$

式中： μ ——油液粘度或称粘度系数

$\frac{dV}{dy}$ ——速度梯度或称剪切率

上式对于牛顿液体和非牛顿液体都适用。所谓牛顿液体，是指速度梯度变化时 μ 值不变的液体，反之则否。一般液压油均可看作是牛顿液体。

(一) 绝对粘度 μ ，又叫动力粘度，单位：“泊”、“厘泊” 1 泊 = 100 厘泊

在工程制中，绝对粘度的单位为公斤力·秒/米²，1 公斤力·秒/米² $\approx$ 100 泊 = 10⁴ 厘泊。

(二) 运动粘度 ν

液体动力粘度与其密度的比值，称为运动粘度 ν ，即 $\nu = \frac{\mu}{\rho}$

在工程制中，其单位，米²/秒，在绝对制中为厘米²/秒。这个单位习惯上叫“施”（音拖）又译作“斯”。1 施 = 100 厘施

1 米²/秒 = 10⁴ 施 = 10⁸ 厘施

1 厘施 = 10⁻³ 厘米²/秒。

(三) 相对粘度, 又称条件粘度。我国使用的相对粘度是恩氏粘度, 在温度 t 下的恩氏粘度用 “°E” 表示, 即

$$^{\circ}\text{E}_t = \frac{t_1}{t_2} \quad (1-19)$$

式中: t_1 ——为200厘米³的被试液体, 在温度 t 下流尽的时间 (秒)

t_2 ——为200厘米³的蒸馏水在20°C温度流尽的时间 (秒)。 t_2 的平均值一般是51秒

(1) 运动粘度与恩氏粘度的换算关系:

$$\mu = 0.0731^{\circ}\text{E} - \frac{0.0631}{^{\circ}\text{E}} \quad (\text{厘泊}) \quad (1-19a)$$

$$= 7.31^{\circ}\text{E} - \frac{6.31}{^{\circ}\text{E}} \quad (\text{厘沲}) \quad (1-19b)$$

(2) 压力对液体粘度的影响, 用下列经验公式表示之:

$$\mu = \mu_0 e^{\beta p} \quad (1-20)$$

式中: μ ——为液体在压力为 p 时的动力粘度

μ_0 ——是压力为1大气压时的动力粘度

β ——关系系数, 粗略地可取 $\beta = 0.002 \sim 0.003$ 厘米³/公斤力

(3) 温度对液体粘度的影响, 常用下列经验公式:

$$\mu = \mu_0 e^{-\lambda(T-T_0)} \quad (1-21)$$

式中: μ ——温度为 T °C 时该液体的动力粘度

μ_0 ——温度为 T_0 °C 时该液体的动力粘度

对矿物液压油, 可取 $\lambda = (1.8 \sim 3.6) \times 10^{-4} 1/^{\circ}\text{C}$ 。工程上常用粘度——温度曲线, 也常常用粘度指数 $V \cdot I$ 表示。

(4) 液体的调合

常用下列经验公式:

$$^{\circ}\text{E} = \frac{a^{\circ}\text{E}_1 + b^{\circ}\text{E}_2 + C(^{\circ}\text{E}_1 - ^{\circ}\text{E}_2)}{100} \quad E_1 > ^{\circ}\text{E}_2 \quad (1-22)$$

式中: a 、 b ——为第一和第二种油液各占的体积百分比

C ——为系数, 可由表 1-2 查得

表 1-2

a %	10	20	30	40	50	60	70	80	90
b %	90	80	70	60	50	40	30	20	10
c	6.7	13.1	17.9	22.1	25.5	27.9	28.2	25	17

第二节 静止液体力学

1-2.1 液体的压力

图1-1示压应力 p_A 称为静止液体的压力。

$$p_A = \lim_{\Delta F \rightarrow 0} \frac{\Delta P}{\Delta F} \quad (1-23)$$

式中： p_A —点A的压力

ΔF —液体内某点处微小邻域的面积

ΔP —在面积 ΔF 上所受到的法向力

一、液体压力及其性质

1 液体静压力垂直于其作用面，其方向和该面的内法向一致。

2 静止液体内任意点处的静压力在各个方向上都相等。

二、重力作用下静止液体中的压力分布

在重力场作用下静止不流动的油液中想像地切出如图1-2所示的圆柱状。

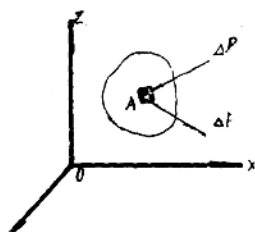


图 (1-1)

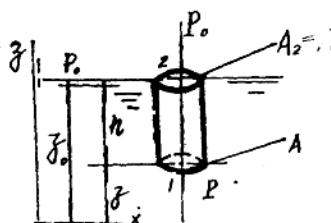


图 (1-2)

这油柱处于力平衡状态，油柱底面积A上作用着其它部分油液。对油柱的总作用力

P_{Σ} ，由此知：

$$P = P_0 + Ah\gamma$$

以面积A除上式各项，令A面向a点无限缩小，再取极限可得

$$p = p_0 + \gamma h = p_0 + \rho g \cdot h \quad (1-24)$$

式中： p —淹深为h的任意点上的压力

p_0 —液面上的压力

由于a点是任意取的，故可将下标去掉。

重力和定向等值惯性力联合作用下静止油液中的压力分布规律由图1-3可得

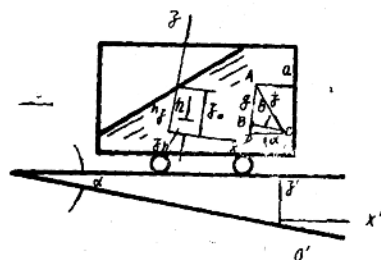
$$p = p_0 + \rho (g - a \sin \alpha) \cdot h$$

式中： p_0 —液面上的压力

h—淹深

g—重力加速度

a—油车加速度



(1-25) 图 (1-3)

在此情况下、等值面,包括自由表面都垂直于加速度。即应与水平夹成 $\frac{CB}{AD-BD} =$

$$\operatorname{tg} \beta \text{ 角, 由图可得 } \operatorname{tg} \beta = \frac{a \cdot \cos \alpha}{g - a \sin \alpha} \quad (1-26)$$

在应用 1—25 式和 1—26 式时, 要注意 a 前面的正负号。例如斜面情况不变, 但油车的加速度 a 上行, 则应以 $-a$ 代替, 以上各式的 a 方能获得正确的结果。

重力和离心力联合作用下静止油液中的压力与分布规律, 由图 1—4 可得, 对顶点为座标原点的等压面, 其方程应为:

$$Z = \frac{\omega^2 r^2}{2g} \quad (1-27)$$

式中: r —为等压面上的点到 Z 轴的距离

ω —绕 Z 轴旋转的角速度

静止油液的平衡微分方程的直角座标表示式 (欧拉方程)

$$dp = \rho (X \cdot dx + Y \cdot dy + Z \cdot dz)$$

等压面方程

$$X \cdot dx + Y \cdot dy + Z \cdot dz = 0$$

∴ 在等压面上 $dp = 0$

另一种表示形式

$$X - \frac{1}{\rho} \cdot \frac{dp}{dx} = 0$$

$$Y - \frac{1}{\rho} \cdot \frac{dp}{dy} = 0$$

$$Z - \frac{1}{\rho} \cdot \frac{dp}{dz} = 0$$

欧拉平衡方程

(1-30)

式中: X 、 Y 、 Z 表示单位质量力在 X 、 Y 、 Z 三个座标轴上的分量

三、压力的表示方法及单位

$$p = p_a + \gamma h$$

(1-31)

p —绝对压力 kgf/cm^2

p_a —大气压力 kgf/cm^2

$$1 \text{ at (工程大气压)} = 1 \text{ kgf/cm}^2 = 9.8 \times 10^4 \text{ N/m}^2$$

压力的几种表示方法及换算关系, 详见附表 1—13 从能量观点 (1—24) 式可改写成:

$$\frac{p}{\gamma} + Z = \frac{p_0}{\gamma} + Z_0 = \text{常数} \quad (1-32)$$

上式表示: 在重力场作用下静止的同一油液中, 如取水平面为基准面, 则任一单位重量的一团油液其位能和压力能的总和为常数。

1—2.2 静止液体内压力的传递

巴斯加原理: 在密闭的容器内, 施加于静止液体部分边界面上的压力, 将以等值同时传到液体的各点。

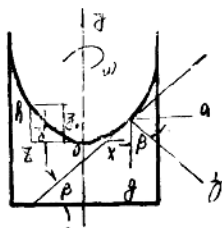


图 (1-4)

(1-28)

(1-29)

$$\frac{P_1}{P_2} = \frac{F_1}{F_2} \quad \text{或} \quad P_2 = F_1 \frac{P_1}{F_1} \quad (1-33)$$

式中: P_1 —小柱塞端面上的力

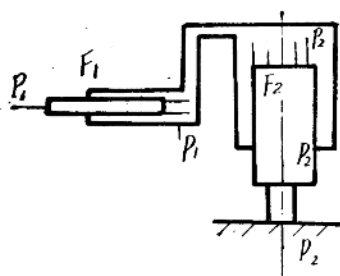
F_1 —小柱塞端面面积

P_2 —大活塞端面上的力

F_2 —大柱塞端面面积

巴斯加原理的应用实例, 如水压机见图1-5。

图 (1-5)



1—2,3液体静压力作用在固体壁面上的力

一、不计任何质量力作用力的求法

$$P = Fp = \frac{\pi D^2}{4} p \quad (1-34)$$

式中: P —总作用力

p —活塞 F 面积上的压力

F —活塞有效作用面积

D —活塞直径

当固体表面为一曲面时, 作用在曲面上的力等于压力和曲面在垂直面上投影面积的乘积

$$P_x = 2l \cdot r \cdot p \quad (1-35)$$

式中: P_x —作用曲面油缸(X 投影方向)的合力

l —油缸长度

r —油缸曲率半径

p —作用在曲面上的压力

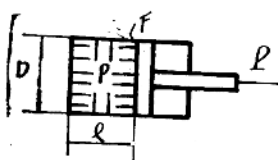


图 (1-6)

二、重力作用时总作用力的求法

$$P = \gamma \cdot h_c \cdot F \quad (1-36)$$

式中: γ —液体重度

h_c —物体形心的淹深

F —平面形面积

如所求是曲面上的总作用力

$$P_z = p \cdot F_z + \gamma \cdot V$$

式中: P_z —总作用在 Z 轴上的分量

V —压力体

F_z —在 Z 方向上的面积

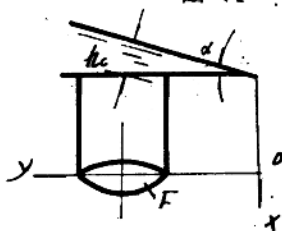


图 (1-8)

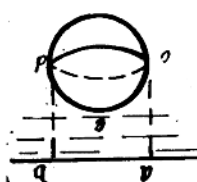


图 (1-9)

压力体与压在曲面上的油液在曲面的同侧, 则此压力体为实压力体, 此时的 $\gamma \cdot v$ 力方向向下。反之为虚压力体, 此时的 $\gamma \cdot v$ 方向向上(浮力)见图1-9。

V_{abcd} 为实压力体, V_{abefd} 为虚压力体。

阿基米德原理(浮力定理): 潜体所受的浮力等于潜体所排开的液体的重量。

三、重力和其他质量力联合作用时总作用力的求法

由于不同质量力的作用, 将有不同的压力分布规律, 压力分布规律不同时, 总作用力的求法也就不同。由于质量力的情况多种多样, 因此在一般情况下, 不能给出计算公式, 而只能提供解题的原则: 求总作用力最一般的方法是, 先给出求得沿给定壁面压力分布规律的解析表达式, 再把所求得的压力乘以微元面积对正个壁面积分, 从而即可求得总作用力。

第三节 流动液体力学

1—3.1 基本概念

一、流量和平均流速

单位时间内流过流束通流截面的液体体积叫做流量。

$$Q = \int_A U \cdot dA \quad (1-38)$$

上式中的 Q 值如需要通过积分求出来, 必先知道 U 在整个通流截面上的分布规律, 但在液压技术中, 可以不考虑流速在截面各点处的差异, 而用一个假想的平均流速 V 去代替的办法来求流量, 只要使按平均流速流动所通过的流量等于实际通过的流量就可以。即

$$Q = \int_A U \cdot dA = V \cdot A \quad (1-39)$$

因此

$$V = \frac{Q}{A}$$

流量也可以用流过其截面的液体质量来表示,

$$Q_m = \int_A \rho U \cdot dA \quad (1-40)$$

式中: A —截面积

U —流速

ρ —液体密度

1—3.2 流动液体的质量守恒定律——连续性方程式

流体在流动中, 质量既不能自行产生, 也不会无故消失。

如取一控制体 V , 单位时间内流入的质量流量 Q_{m1} , 流出的质量为 Q_{m2} , 根据质量守恒定律, $Q_{m1} - Q_{m2}$ 应等于该时间内体积 V 中液体质量的变化率 dm/dt , 其关系式又写成:



图(1-10)



图(1-11)

$$\rho_1 Q_1 - \rho_2 Q_2 = \frac{d(\rho V)}{dt} = V \cdot \frac{d\rho}{dt} + \rho \frac{dV}{dt} \quad (1-41)$$

这就是液流连续性方程式的一般表达形式。

对控制体取某一区段, 如图1-11, 对恒定流动的不可压缩液体来说,

上式 $\rho = \text{const}$, 故写成

$$Q = A \cdot U = \text{const} \quad (1-42)$$

上式即是液体流动的流量连续方程式, 它说明: 恒定流动中流过各截面的不可压缩液体的流量是不变的, 恒流的流速与管道通流截面的面积成反比。

1—3.3 流动液体的能量守恒定律—伯努利方程式

一、液体的运动微分方程式

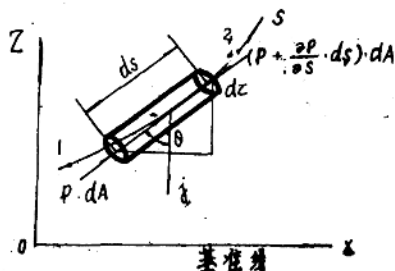


图 (1-12)

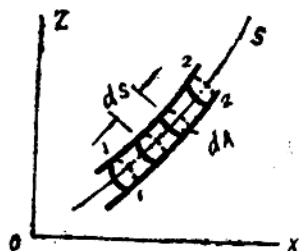


图 (1-13)

$$U \frac{\partial Z}{\partial s} - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial s} = U \frac{\partial u}{\partial s} + \frac{\partial u}{\partial t} \quad (1-43)$$

上式亦叫做液体的欧拉方程式。对于实际液体来说, 推导液体运动微分方程式时必须考虑粘性阻力的影响, 推出的方程式叫做纳维尔—斯托克斯方程式, 这里从略。

二、理想液体的伯努利方程式

$$Z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{u_1^2}{2g} = Z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{u_2^2}{2g} \quad (1-44)$$

上式为理想液体恒定流动时的能量方程式, 或叫伯努利方程式。

$$Z + \frac{p}{\gamma} + \frac{u^2}{2g} = \text{const} \quad (1-45)$$

伯努利方程式的物理意义说明: 在密封管道内作稳定流动的理想液体, 具有三种形式能量: 比动能、比压能和比势能, 它们之间可以互相转化, 且三种能量的总和是一定的, 这就是伯努利定律。

式中: Z —比势能 (或称位置头)

$\frac{p}{\gamma}$ —比压能 (或称压力头)

$\frac{u^2}{2g}$ —比动能 (或称速度头)

三、实际液体流束的伯努利方程式

$$Z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{u_1^2}{2g} = Z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{u_2^2}{2g} + h_w' \quad (1-46)$$

式中: h_w' —因克服摩擦力而损失掉的能量。上式即为实际液体流束的伯努利方

程式。

如令单位时间内液流中某截面A处实际动能 $\int_A \frac{1}{2} \rho u^2$ 与其平均动能（即按平均流速 V 计算出来的动能） $\frac{1}{2} \rho V^2$ 之比为动能修正系数，记作 α ，则上式可写成

$$Z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{\alpha_1 V_1^2}{2g} = Z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{\alpha_2 V_2^2}{2g} + R_W \quad (1-47)$$

式中： $R_W = \frac{1}{Q} \int_{A_1}^{A_2} R_{Wh} \cdot dA$ 它是单位重量的液体从截面1—1流到截面2—2处的能量损失其值由实验确定。

1—3.4 流动液体的动量定律—动量方程式

$$F = \frac{d}{dt} \left(\int_V \rho u \, dv \right) + \int_A \rho u \cdot u \cdot dA \quad (1-48)$$

式中： F ——作用在控制体 V 内液体上外力的向量和

dA ——控制体表面上的微元面积

u_n ——速度 u 在面积 dA 法线方向上的投影。 $u_n = u \cos \theta$ 图 (1—14)

θ ——速度向量 u 和面积 dA 法线之间的夹角。上式即液体力学中的欧拉动量定律。

上式中右边第一项称为瞬态（暂态）液动力，第二项称为稳态液动力，

如不考虑液体的压缩，且流入等于流出，即 $Q_1 = Q_2$ ，再令实际动量 $\int_A \rho u$ 与其平均动量（即按平均速度 V 计算出来的动量） ρV 之比为动量修正系数记作 β ，则

$$\int_A u^2 dA = \beta \cdot V^2 \cdot A \quad (1-49)$$

作用于控制体上的外力在坐标轴（例如 X 轴）方向上的分力是：

$$F_x = \frac{d}{dt} \left(\int_V \rho \cdot u \cdot dV \right) + \rho \cdot Q (\beta_2 \cdot V_{2x} - \beta_1 \cdot V_{1x}) \quad (1-50)$$

式中 V_{1x} 、 V_{2x} ——平均速度在 X 轴方向上的投影对于作恒定流动的液体来说，上式右边第一项等于零，于是就有

$$F_x = \rho \cdot Q \cdot (\beta_2 V_{2x} - \beta_1 V_{1x}) \quad (1-51)$$

必须注意，液体对壁面作用力的大小和 F 相同但方向则和 F 相反。

二、相似理论和相似判据

相似理论是指导模拟试验的基本理论。两个物理现象，如果其一能够由另一个在空间与时间的类似点处的相应量简单地乘以对各点均相同的同一因子而得到，则称此二现象是力学相似的，如把这一般的相似理论应用于流动的液流，则流动呈力学相似的重要条件是

(1) 相似的流动的几何形状起始条件和边界条件应相似，相互间只能有量的比例尺度上的差别。

(2) 相似的流动的物理本质应当相同。在液压技术上，绝大多数流动的决定性判据是 Re ，因此实验时，需令

$$\frac{V_{实} \cdot L_{实}}{v_{实}} = \frac{V_{模} \cdot L_{模}}{v_{模}} \quad (1-52)$$

通常 $v_{实} = v_{模}$

从而 实验安排时应使 $V_{实} \cdot L_{实} = V_{模} \cdot L_{模}$ ，后面通过例题来说明