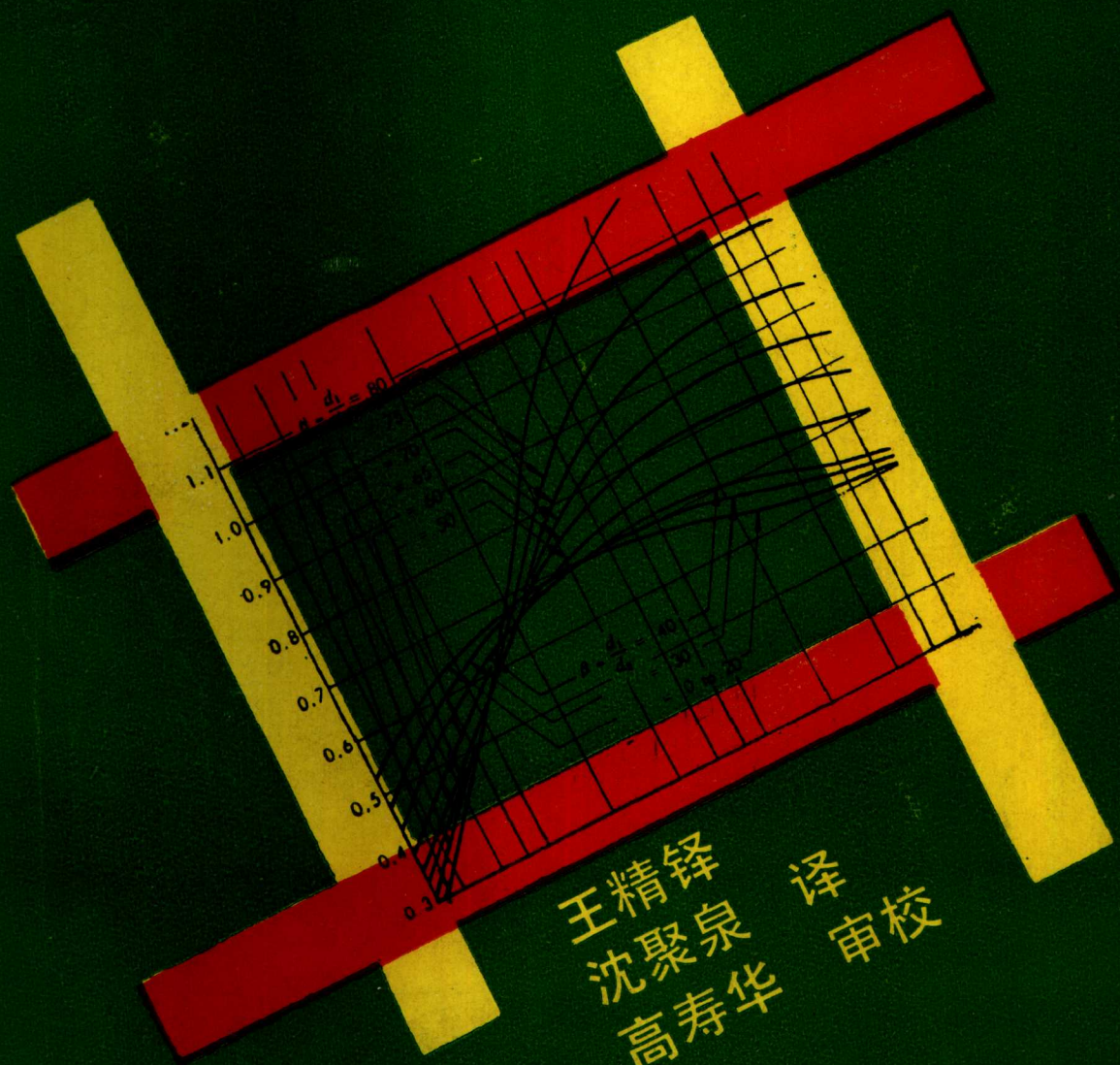


通过阀门、管件和管线的

TONGGUO FAMEN GUANJIAN HE GUANXIAN DE

流体运动

LIYOU TI YUN DONG



王精铎
沈聚泉
高寿华

译
审校

上海科学技术文献出版社

通过阀门、管件和管线的 流体运动

王精铎 沈聚泉 译

高寿华 审校

上海科学技术文献出版社

(沪)新登字 301 号

通过阀门、管件和管线的流体运动

王精铎 沈聚泉 译

高寿华 审校

*

上海科学技术文献出版社出版发行

(上海市武康路 2 号)

全国新华书店经销

上海科技文献出版社昆山联营厂印刷

*

开本 787×1092 1/16 印张 9 25 字数 230,000

1992 年 1 月第 1 版 1992 年 1 月第 1 次印刷

印数: 1—1 500

ISBN 7-80513-794-3/Z·192

定 价: 4.90 元

◀科技新书目▶ 242-250

前言

工业越是变化复杂,流体在工业机械中所起的作用也就越为重要。一百年前,水是在管道中由一地被送往另一地的唯一重要流体。但在今天,凡我们在生产加工中,输送或流体利用中能遇到的和可以被想象得到的每一种流体均可在管线中输送。原子能和火箭时代的今天,还要增加一些液体金属如钠、钾和铯,以及液氧液氮等等这样一些流体。早已由管线输送的极为普遍的如油,水,汽,酸和其他流体就不必再谈了。现在值得注意的是液压传动装置输送的不是单相流体,液动和气动机械单元广泛被应用于控制现代的飞船、潜水艇、自动设备、机床、挖泥机和筑路机,甚或用在要求准确控制流体流量的科学实验设备上等。

由于液压和流体机械已被广泛使用,使得每一个工程技术人员都认为他们必须熟悉流体流动的最基本的规律,为了简化和能实际的处理管道中流体流动这一课题的要求,克雷恩 (CRANE)公司于1935年出版了《流体流动和传热》一书。1942年又出版了关于通过阀门、管件和管线的流体流动课题方面的修订本。1983年用全部新的公式完成了新的410号技术论文册。在410号技术论文册中,克雷恩公司努力介绍了关于流体流动方面的最新的有价值的资料,并把为解决这些问题所需的辅助数据均以汇总表的形式绘出,对不常用的资料例外。从1957年至今,410号技术论文不断被再版,并且每次都按实际情况进行修订,使本技术论文内总有关于流体方面最新的可用资料,从而更好地为使用者服务。在第15版中(1976年)把阀门和管件及管道中的摩擦系数的当量值“ L/D ”和阻力系数值“ Y ”的概念做了变动。这一变动对雷诺数在湍流的流动条件下的大多数问题的影响是相当小的,但对层流区的流动来说,这一变动避免了对压力降的不适当夸大。与这个概念相一致的说法是把通过阀门和管件的流动阻力表示成阻力系数 K ,用以代替当量长度。从而使阀门和管件类设备的作用范围扩大了。

再一个重要修订是蒸汽的粘度和数据、孔板系数和管嘴系数。与以前的版本一样,仍包括解决一些比较简单的问题实用的图表。

本书的编排是:第一二章为理论介绍,第三四章是流动问题上的一些实际应用例子。附录A是流体的性质和阀门,管件的流动特性;附录B是单位换算和其它有用的设计资料。

这里介绍的关于流体通过阀门和管件的大多数资料均来自克雷恩工程实验室的精心开发和实验推导。对于由其它可靠文献而组成的有用文献,本文均给它的出处,以便于进一步研究介绍这方面的课题而提供参考文献。

美国克雷恩公司

目 录

第一章 管道中的流动理论

流体的物理性质	1
粘度	1
重量密度、比容、比重	2
管道中的流态种类——层流和湍流	3
平均流速	4
雷诺数	4
水力半径	4
一般能量方程——柏努利定理	5
压力的测量	5

第二章 通过阀门和管件的流体运动

管系中采用的阀门和管件的类型	12
阀门和管件承担的压力降	13
克雷恩公司的流体运动实验	13
压力降与流速的关系	14
阻力系数 K , 当量长度 $\frac{L}{D}$ 和流量	
系数 C_v	18
层流的条件	22
收缩和扩大	22
具有径缩阀座的阀门	23

第三章 通过阀门, 管件和管线的流量公式和计算图表

公式汇总	29
液体流动的公式和图表	36
管线中的流体速度	36
液体流动的雷诺数和清洁钢管的摩擦系数	
湍流液体管线中的压力降	40
层流液体管线中的压力降	43
通过管嘴和孔板的液体流量	45

第四章 流动问题的实例

非钢管的雷诺数和摩擦系数	60
计算阀的阻力值: $L, \frac{L}{D}, K$ 和流动	
系数 C_v	60
单向阀尺寸的计算	62

流体流动的通用公式——达西公式	6
摩擦系数	7
使用时期和运行情况对摩擦系数的影响	7
管道内可压缩流体的运动原理	8
全等温方程	8
简化的可压缩流动——气体管线方程	9
管线中可压缩流体运动公式的比较	9
气体和蒸气的极限流量	9
蒸汽概述	10

弯头的阻力	24
通过管嘴和孔板的流动	26
液体的流率	26
气体和蒸气的流率	26
可压缩流体在管嘴中的最大流率	27
通过短管的流率	27
通过阀门, 管件和管线的流体排放	28
液体的流率	28
可压缩流体的流率	28

可压缩流体运动的公式和图表	48
管线中可压缩流体的速度	48
可压缩流体的雷诺数, 清洁钢管的摩	
擦系数	50
在可压缩流体管线中的压力降	51
可压缩流体的简化流量公式	53
通过管嘴和孔口的可压缩流体的流量	56

缩径阀的流速和排放量	63
阀门, 管件和管线中的层流	64
管线系统中的压力降和流速	67
管线中的流动问题	74
从管系中排放的流体	77

通过锐孔流速计的流动 81

水力半径在流动问题上的应用 83

附录 A 流体的物理性质和在阀门、管件和管线中的流动特性

流体的物理性质 88

水和蒸汽的粘度 88

水与液体石油产品的粘度 89

不同液体的粘度 90

气体和蒸气的粘度 91

致冷剂蒸气的粘度 92

水的物理性质 92

石油的比重与温度的关系 93

各种液体的重量密度及比重 93

气体的物理性质 94

气体燃料的体积组成和比重 94

蒸汽的一些绝热指数(k)曲线 95

气体和蒸气的重量密度和比体积 95

流体的性质 98

饱和蒸汽和饱和水的性质 98

过热蒸汽的性质 102

过热蒸汽和压缩水的性质 105

附录 B 设计资料

引言 120

可压缩流体的当量体积和重量流量 120

粘度间当量的换算 121

绝对(动力)粘度的等值转换 121

运动粘度的等值转换 121

运动粘度和赛波特通用粘度的换算表 122

运动粘度和赛波特氟洛粘度的换算表 122

运动粘度, 赛波特通用粘度, 赛波特氟洛粘度和绝对粘度的变换 123

赛波特通用粘度图 124

60°F/60°F 时的 API 度, 波美度, 比重, 重量密度和磅/加仑间的量变换 125

蒸汽资料 125

锅炉能力 125

发动机马力 126

原动机的蒸汽消耗范围 126

输液泵所需的动力 127

锅炉能力的计算 87

喷嘴和孔板的流动特性 106

喷嘴的流动系数 C 106

方楞孔板的流体系数 C 106

压缩流体运动的净膨胀系数 Y 107

压缩流体运动的临界压力比 γ_c 108

管道、阀门和管件的流动特性 109

向大面积管道流动的可压缩流动的净膨胀系数 Y 109

管材相对粗糙度和全湍流的摩擦系数 110

各种类型工业管的摩擦系数 111

清洁工业钢管的摩擦系数 112

阀门和管件的典型阻力系数 (K)

——“ K ”系数表 113

当量长度 L 和 $\frac{L}{D}$ 及阻力系数 K 117

当量阻力系数 K 和流动系数 C_v 118

阀的类型 119

常用的等量变换 128

度量 128

重量 128

速度 128

密度 128

物理常数 128

温度 128

词头 128

液体的度量和重度 129

压力和压头的换算 129

以10为底的四位数对数表 130

通过40号钢管的流动水 132

通过40号钢管的流动空气 133

碳钢和合金钢管(不锈钢)的数据 135

温度转换表 139

专用词汇 140

参考文献 141

第一章 管道中的流动理论

输送流体从一处到另一处最常用的方法是迫使流体通过管系。最常用的管子是圆形管，因为圆形管不仅具有较大的结构强度，并且相应于每一单位管壁面积，提供比其它形状更大的断面积。本书中如不特殊说明，则皆指圆形截面内径均匀的密闭导管。

在流体力学中仅有少数特殊问题，例如管道中的层流可用理论数学方法使其全部得到解决，而所有其它问题则依据实验测出一些系数的方法来解决。为了解决管道中的流体流动问题，人们已提出了很多的经验公式，但是由于它们通常具有的极端局限性，因此只能适用于与推导该公式的试验条件十分相似的一些问题的求解。

由于在近代工业过程中要有各种各样的流体被进行输送，能够采用单一公式来处理管道中的任何流体运动，则是十分有利的，这一公式就是达西(Darcy)公式。该公式可以根据量纲分析法从理论推导得出；然后公式中的一个变量——摩擦系数，则必须由实测测得。这个公式广泛用于流体运动的领域中，也大量用于本书中。

流体的物理性质

任何流动问题的求解均要求掌握所处理流体的物理性质。影响流体流动性质的准确数值，诸如粘度和重量密度等。对于全部常用的流体来说已有很多人做了大量工作，这些数据可由附录A的各种图表中求得。

粘度 粘度表示在外力作用下流体的流动性能，它是外力作用在流动流体上的一种读数表示。流体的绝对粘度系数(简称绝对粘度)，是对流体内部变形力或剪切力阻力的一种测量。糖浆是高粘度流体，相对而言水的粘度是很低的，气体的粘度同水比则是一种小得很多的流体。

大多数流体的粘度是可预测的，仅有一少部份的粘度值是来自于以前的流体方面的工作。油墨，木浆和蕃茄酱是典型的触变性粘度的流体。

目前粘度的表示单位是比较混乱的。因此，在公式中代入粘度值时必须用统一的单位。在C. G. S(厘米，克，秒)或公制单位制中绝对粘度单位是泊，一泊等于100厘泊。泊的量纲是达因·秒/厘米²或克/厘米·秒。可以认为，只要相信以厘泊作为粘度单位，那么混乱现象就会大大减少，为此，再由于大多数手册和表格中均以厘泊作为粘度单位。本论文中所有粘度数据均用厘泊表示。

英制单位中一般用斯格勒/秒·英尺或磅·秒/英尺²为单位，但偶尔也可遇到磅(质)/英尺·秒或磅达·秒/英尺²的单位。水在68°F时的粘度是：

*Darcy公式与Veisbach公式或Darcy-Weisback公式齐名。

同样，有时修改Fanning公式时，使其摩擦系数是Darcy摩擦系数的 $\frac{1}{4}$ 。

$$\mu = 1 \text{ 厘泊}^* = \begin{cases} 0.01 \text{ 泊} \\ 0.01 \text{ 克/厘米} \cdot \text{秒} \\ 0.01 \text{ 达因} \cdot \text{秒/厘米}^2 \end{cases}$$

$$\mu_s = \begin{cases} 0.000672 \text{ 磅(质)/英尺} \cdot \text{秒} \\ 0.000672 \text{ 磅达} \cdot \text{秒/英尺}^2 \end{cases}$$

$$\mu_s' = \begin{cases} 0.000, 0209 \text{ 斯格勒/英尺} \cdot \text{秒} \\ 0.000, 0209 \text{ 磅(力)} \cdot \text{秒/英尺}^2 \end{cases}$$

运动粘度是绝对粘度对质量密度之比值。在公制系统中，运动粘度单位是沱，它的量纲是厘米²/秒，相当于 100 厘沱。

$$\nu(\text{厘沱}) = \frac{\mu(\text{厘泊})}{\rho'(\text{克/厘米}^3)} = \frac{\mu}{S}$$

按定义，上式中的比重 S 是以 4°C (39.2°F) 水为基准。本书中涉及的比重均以 60°F 水为基准。在英制系统里，运动粘度的量纲是英尺²/秒。

绝对和运动粘度的公、英制间的换算系数见附表 B 中的第 121 页。

流体(特别是气体和蒸气)绝对粘度的测量要求有比较精密的设备和相当熟练的实验技巧。另一方面，测量油和其它一些粘性液体的运动粘度可以用比较简单的仪器。在美国作为标准的粘度计算是赛波特(Saybolt)通用粘度计。用这个仪器测运动粘度时，只要测定出少量液体通过一个孔口所需的时间。因此，液体的赛波特粘度用秒来表示。对于很粘的液体选用赛波特福路仪。

与赛波特粘度计相类似的其他粘度计是恩氏(Engler)，欧洲赤松海军(Redwood Admiralty)和欧洲赤松(Redwood)粘度计，它们在美国没有广泛被使用。赛波特粘度和运动粘度之间的关系见第 122 页，从 123 页的图上可以得到运动粘度，赛波特通用粘度，赛波特福路粘度和绝对粘度的等量换算。

液体石油产品的 ASTM 标准粘度温度图见第 124 页。当已知某种油品在两种不同温度下的粘度时，就可用该图求得该油品在任一温度下的赛波特通用粘度值。一些最常见流体的粘度在附录的第 88 到 92 页中可查到。可以发现液体的粘度随温度升高而降低，而气体则增加。压力对液体和理想气体粘度的影响很小，在很多实际流动问题上可以不加考虑。与之相反，饱和或稍微过热蒸气的粘度随压力的变化而有显著变化。蒸气粘度见附录第 88 页。令人遗憾的是蒸气的一些数据是不完整的，有时甚至是相互矛盾。因此，对除了蒸汽之外的气体，由于缺乏可取的适宜的数据，而采取了对压力影响忽略不计的作法。

重量密度，比容和比重 物质的重量密度或比重是它的单位体积的重量，在英制单位系统用磅/英尺³表示，符号为 ρ 。公制系统中用克/厘米³表示，符号为 ρ' 。

重量密度的倒数是比容 $\bar{V}$ ，在英制单位中以一磅物质所占体积的英尺³数表示，可写成

$$\bar{V} = \frac{1}{\rho}$$

在公制单位中，每克物质所占体积的厘米³数，可以由重量密度的倒数表示，即

$$\frac{1}{\rho'}$$

*实际上，68°F 时水的粘度是 1.005 厘泊。

不同温度下水的重量密度和其它性质的变化见第92页。其它一些常见液体的重量密度见第93页。在流动问题中压力不是很高，它对液体重量密度的影响没有实际意义。

汽(气)体的重量密度受压力影响变化很大。称之为“理想”气体的重量密度可由下式计算得出：

$$\rho = \frac{144P}{RT}$$

个别气体常数 R 等于通用气体常数， $MR = 1545$ 。

$$R = \frac{1545}{M}$$

R 值及其它常用气体常数见第94 页。不同温度与压力条件下空气的重量密度 可在第 96 页中查到。

在蒸汽流动的计算中，密度的倒数比容是最常用的，蒸汽的这些值可见 第 98 到 105 页。关于气体的重量密度和比容可在 第97 页中查到。

比重是重量密度的相对量度。由于压力对液体的重量密度影响不大，在指定比重的基准时，温度是唯一要考虑的条件。液体的比重是在给定温度下液体重量密度同 标准 温度 60°F时水的重量密度之比：

$$S = \frac{\rho(\text{给定温度下的液体密度})}{\rho(60^\circ\text{F 时水的密度})}$$

比重计可以用于直接测量液体的比重。在美国有三种刻度的比重计：用于油的为 API 刻度比重计，和两种波美刻度比重计，一个用于比水重的液体，另一个用于比水轻的液体。比重计刻度与比重间的关系，对油来说：

$$\text{用于油类 } S(60^\circ\text{F}/60^\circ\text{F}) = \frac{141.5}{131.5 + \text{API度}}$$

$$\text{用于轻于水的液体 } S(60^\circ\text{F}/60^\circ\text{F}) = \frac{140}{130 + \text{波美度}}$$

用于重于水的液体

$$S(60^\circ\text{F}/60^\circ\text{F}) = \frac{145}{145 - \text{波美度}}$$

为了便于把液体比重计刻度转换成更多常用单位，可以参考第125页。

气体的比重是气体的分子量同空气的分子量之比，也可以是气体的气体常数同空气气体常数之比：

$$S_g = \frac{R(\text{空气})}{R(\text{气体})} = \frac{M(\text{气体})}{M(\text{空气})}$$

管道中的流态种类——层流和湍流

由简单的实验(如下图)很容易看到在管道中存在着完全不同的两种流态。这个实验是把细小的有色液流注入在玻璃管中流动的液体中，然后观察注入点向下方向，不同截面中这些色液的流动变化过程。

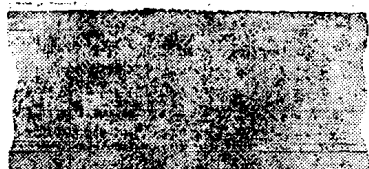


图 1-1 层流在水流中，但未被水流扰乱的色流线的实际照片。



图 1-2 介于层流和湍流区的边界流动，在临界流速下色流线消失了，这是湍流的象征。

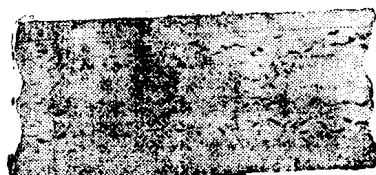


图 1-3 湍流色线在注入处的很短距离内就完全被分散了，这是一种全湍流的现象。

如果排放量或平均流速较小时，色液呈直线状流动，如图1-1所示，当流速逐渐增加时，这些色液条纹将继续呈直线状滚动，直至达到一定流速，这些条纹开始抖动或者突然断裂而成混流状态，如图 1-2 为示。发生这一现象时的速度称谓“临界速度”。在高于临界速度的情况下，色液无规则地完全扩散到管道主流中，如图 1-3 所示。

低于临界速度的流动形态称谓层流，有时称之为粘性流或线性流动。这种类型的流动特点是同心圆柱形液层有序地相互滑动过去，流体速度在管中心处为最大，而在管壁处则急剧地降到零。

流速大于临界速度的流动称之为湍流。在湍流中存在着流体质点，在主流动方向的横截面方向内无规则随机运动。在湍流中，横跨管直径的流速分布要较层流均匀得多，尽管湍流运动出现于贯穿管径的较大部分处，但在管壁处总有一薄层称之为边界层或次层流的流态存在。

平均流速 速度这一词语，如不说明就指在给定断面处的平均流速，它可由用于稳态流动的连续方程计算求得：

$$U = \frac{q}{A} = \frac{w}{A\rho} = \frac{w\bar{V}}{A} \quad 1-1$$

设计中采用的合理流速见第37和第49页。

雷诺数 Osborne Reynolds 的试验工作指出了在管道中流动类型。层流或湍流的确定，与管径、流体的密度和粘度以及流速有关。由这四个变量所组合成的无因次数称为雷诺数。它是质量流动动力同粘度产生的剪应力之比。雷诺数是：

$$R_e = \frac{Dv\rho}{\mu_e} \quad 1-2$$

(方程 1—2 的其它形式见第30页)

在工程中，如管里流动的雷诺数小于 2000，就被认为是层流；如果雷诺数大于 4000，则为湍流。在以上两值之间存在着“临界区”，在此区内流态究竟属层流还是湍流或者处于两者转移过程，要取决于很多可能的变化条件，因此是不可能预测的。准确的实验结果表明：层流的雷诺数可以低到 1200，高值可以延伸至 4000，但这些情况在一般实际问题中是不可能出现的。

水力半径 有时会遇到非圆形截面的导管，在这种情况下计算雷诺数时，采用当量直径(4倍水力半径)代替圆管直径。使用的摩擦系数见第111和第112页。

$$R_H = \frac{\text{流动区的剖面}}{\text{润湿的周边}}$$

上式适用于一般管道(未充满的圆管，椭圆管，正方形或矩形管)，但不能用于特别狭窄形

状，如环形管或扁长开口的管子等那些宽度远小于长度的情况。在这些情况下时，水力半径大约等于通过宽度的一半。

计算流通量的公式为

$$q = 0.0438 d^2 \sqrt{\frac{h_L D}{f L}}$$

d^2 值按实际流通面积的当量直径， $4R_H$ 代替 D 。

一般能量方程——柏努利定理

柏努利(Bernoulli)定理是能量守恒定律用于管道中流体运动的一种表达方式。在任一高于随选基准面的特定点上的总能量，等于势能头、压力头和速度头之和，如下式所示：

$$Z + \frac{144P}{\rho} + \frac{v^2}{2g} = H$$

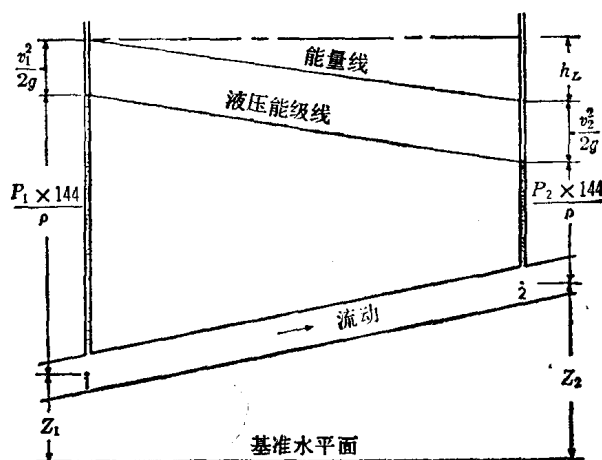


图1-4 液体中两点间的能量平衡

如果摩擦损失忽略不计，并且没有外加入能量，也不向外输出能量(例如泵或透平)，对于管系上式中的总水头 H 对流体的任一点来说即为常数。但在实际中总要遇到压头损失或能量的增减，这些也必须包括在柏努利方程中。液体内两点间的能量平衡可由此而写出，如图 1-4 所示。

应指出的是从 1 点到 2 点的管线摩擦损失是 h_L 英尺·磅/磅流体，它有时被作为流体的压头损(英尺)。方程可写成如下：

$$Z_1 + \frac{144P_1}{\rho_1} + \frac{v_1^2}{2g} = Z_2 + \frac{144P_2}{\rho_2} + \frac{v_2^2}{2g} + h_L \quad 1-3$$

所有流体流动的实际用公式均由柏努利定理导出来，只是计及摩擦损失时要加以修正。

压力的测量

图 1-5 描绘了表压与绝压间的关系。在地球的表面不存在理想的真空，但它却为压力

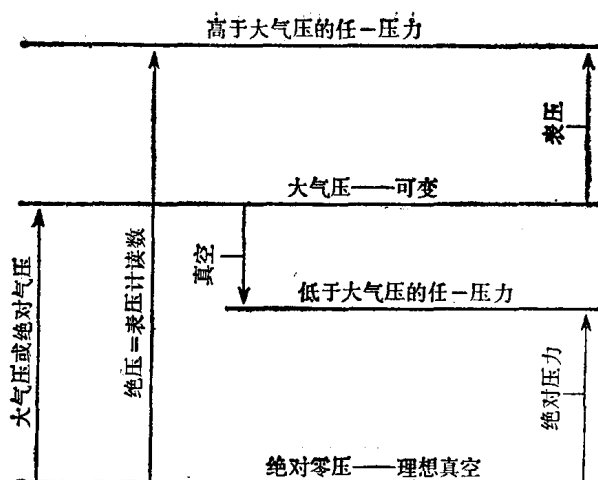


图1-5 表压与绝压间的关系

的测量提供了一个方便的基准。

气压是高于理想真空以上的大气压水平。

标准大气压是 14.696 磅/英寸²或 760 毫米汞柱。

表压是以理想真空作为绝压基准时，所测得高于大气压的值。

真空一般以英寸汞柱表示之，是低于大气压的压降值，真空条件常以绝对英寸汞柱表示之，也可以用毫米或微米汞柱表示。

流体流动的通用公式——达西方程

流体在管道中的流动总是伴随着流体粒子之间的相互摩擦而造成有用能的损失，也就是在流动方向上一定会产生压降。把普通的巴登管压力表如图 1-6 所示接装到有流体流动的管道上，则 P_1 表指示的静压将会高于 P_2 表的静压。

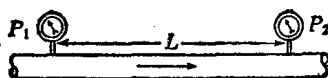


图1-6

计算压力降的一般方法，为达西(Darcy)方程，当用英尺液柱表示时，可以写成： $h_L = fLv^2/D2g$ ，通过一定的单位代换，上式也可以如下式所示用磅/英寸²来表示压力降。

$$\Delta P = \frac{\rho f L v^2}{144 D \cdot 2g} \quad 1-4$$

(这个方程的其它型式见第30页)

达西方程适用于任何液体在管线中的层流或湍流。但当管线中的流速过高时，引起液体在下游的压力低于液体的气化压力，而产生气蚀，将使计算流速不正确。对于气体和蒸气(可压缩流体)，经过适当的处理也可以采用达西方程。这些具体的限定见第8页。

方程 1-4 给出由于摩擦而产生的压力降，它适用于输送重量密度大体恒定的流体的等径均直管道，管道可以是水平、垂直布置，也可以倾斜布置。对于斜管、垂直管或变径管子，由于高度、速度和流体重量密度的变化，所产生压力降的变化必须按照柏努利定理进行计算(见第5页)。使用这个定理的例子见第71页。

摩擦系数 达西公式可用量纲分析理论推导出，但摩擦系数 f 必须由实验测得。层流时 ($R_e < 2000$) 的摩擦系数仅是雷诺数的函数；而湍流时 ($R_e > 4000$) f 同时也是管壁的特性函数。

存在一个称之为“临界区”的区域。在雷诺数约为 2000 到 4000 之间，在这个区域内流动可能是层流也可能是湍流，这与下列一些因素有关：诸如流体截面或流动方向的变化和管道上游设有阀门等堵阻件。在这个区内的摩擦系数是不确定的，它的下限值以层流为根据，而上限值则以湍流为依据。

在雷诺数大约高于 4000 时，流态再次变为比较稳定，确定摩擦系数也可得出。这是很重要的一点，因为只要工程技术人员掌握流动条件下流体的粘度和重量密度，就可知道该流体在管道中的流动特性。由于这一原因，当注意到前面所述的一些限定时，对于水、油和其它液体的流动以及可压缩流体的流动的有关计算，推荐采用方程 1-4。其优先于一些常用的经验公式。

如果流动为层流 ($R_e < 2000$)，则摩擦系数可用下式求得：

$$f = \frac{64}{R_e} = \frac{64\mu_r}{D\nu\rho} = \frac{64\mu}{124d\nu\rho}$$

把上值代入方程 1-4 那么压力降(磅/英寸²)就成为

$$\Delta P = 0.000668 \frac{\mu L \nu}{d^2} \quad 1-5$$

上式为用于层流的泊肖(Poiseuille)定律。

当流动为湍流时 ($R_e > 4000$)，摩擦系数不仅与雷诺数有关，还与相对粗糙度 ϵ/D 有关(管壁粗糙度 ϵ 同管直径 D 之比)。对于拉制黄铜管和玻璃管，其摩擦系数随雷诺数增加而迅速降低的程度远大于管壁比较粗糙的管子。

由于一般管子的内表面特性实际上与直径无关，只有在小管中管壁粗糙度对摩擦系数的影响比较大。因此，小管径的管子近似于管壁十分粗糙的管子，一般来说比同样材质的大管具有更大的摩擦系数。

L. F. Moody¹⁸ 提供了用于达西公式的最为有用并被广泛采用的摩擦系数资料数据，这些数据见第110至112页。Moody 教授对著名的 Pigott 和 Kemler^{25, 26} 摩擦系数图作了改进，引入了很多杰出科学家的最新的科研成果。

第111页上的摩擦系数曲线是依据第110页上的相对粗糙度和雷诺数绘制的。用计算的雷诺数同 ϵ/D 曲线的交点开始做水平投影与第110页左侧轴相交就可得 f 值。由于大多数计算涉及工业钢管，故为便于更直接解决问题而又提供了第112页图。但要记住，这些线图仅适用于新的清洁的管子。

使用时期和运行情况对摩擦系数的影响 管道摩擦系数对于管子的直径和粗糙度的变化是很敏感的。对于给定的流量和不变的摩擦系数，每英尺长度管道的压力降与直径的 5 次方变化成反比，即直径减少 2%，压力降增加 11%；直径减少 5%，压力降增加 29%。

管道通过长期运行后,管上将会有结聚、管垢、污物、结节或其他外来杂物。因此在选定管径时就要考虑这些因素给予适当余量。

权威人士指出,随着使用(即产生腐蚀和结垢过程)而使粗糙度的增加程度是可以根据管材和流体性质给以预测的。Ippen¹⁸在研讨使用年限的影响时,提出了镀锌钢管,使用三年之后粗糙度增加了一倍,摩擦系数增加了20%的例子。

管道内可压缩流体的运动原理

准确计算可压缩流体通过管道的压力降时,需知道压力与比体积的关系,但这对每个具体问题来说不是容易知道的。通常将绝热流动($p'V_o^k = \text{常数}$)和等温流动($p'V_o = \text{常数}$)来作为两个极端状态进行考虑。一般认为有良好保温的短管内的流动为绝热流动,这种认定应该是与实际相符的。因为除了由于流体摩擦产生的极少热量添加到系统以外,没有热量的输入和输出。

为了处理上的方便,更多半是由于更接近于管线中的流动实际,人们经常把流动作为等温,亦即恒温下的流动来处理。Dodge 和 Thompson¹证实了在适当的高压下,气体在保温管线中流动是最近于等温流动。

由于压力和体积间的关系也可能服从于其他称之为多变流动($p'V_o^n = \text{常数}$)的一些关系式,提供每种特殊情况的具体资料几乎是不可能的。

气体和蒸气的密度随压力变化而很大地变化,如图1—6中所示,当 P_1 和 P_2 间压力降大时,密度和速度也将会有显著的变化。

当用达西公式来处理诸如空气、蒸汽等一些可压缩流体的问题时,应遵守下列几个限定:

1. 如计算的压力降($P_1 - P_2$)约小于入口压力 P_1 的10%左右,当公式中采用的比容是按上游或下游两者任一已知条件选定时,则会得到满意的准确度。

2. 如计算的压力降($P_1 - P_2$)是在入口压力 P_1 的10—40%之间,当公式中采用的比容为上游和下游条件下的平均值时,则达西公式会给出可以接受的准确值;否则要用第9页上的方法。

3. 对像长管线中经常遇到的大压力降等一切问题,要用下面给出的方法来处理。

全等温方程 长管线中的气体流动极近于等温情况,与入口压力相比长管线中的压力降一般是近似的,这些问题的求解超出了达西方程适用范围。对于这类问题当采用全等温方程计算时可以获得准确的流动特性值。

$$w^2 = \left[\frac{144gA^2}{\bar{V}_1 \left(\frac{fL}{D} + 2 \log_e \frac{P_1'}{P_2'} \right)} \right] \left[\frac{(P_1')^2 - (P_2')^2}{P_1'} \right] \quad 1-6$$

本公式的推导基于下面的假设:

1. 等温流动,
2. 系统不接受外部做功或对外部做功,
3. 稳态流动,即排放不随时间而变化,
4. 气体服从理想气体定律,

5. 流速指截面平均流速,
6. 全部管道摩擦系数恒定,
7. 管道两端点间为直水平管。

简化的可压缩流动——气体管线方程 在气体管线工程的实际工作中, 还要再加上一条假设, 即

8. 由于管线长而可以不计加速度。

那么, 水平管线的排放公式可以写成:

$$w^2 = \left[\frac{144gDA^2}{\bar{V}_1 f L} \right] \left[\frac{(P_1')^2 - (P_2')^2}{P_1'} \right] \quad 1-7$$

如果是长管线, 及压力降同初始压力之比较小的短管线, 那么上式就与全等温方程相同。

由于在气体流动计算中常用标准英尺³/小时来表示流量, 为了方便起见可把方程 1—7 改写成如下形式:

$$q_h' = 114.2 \sqrt{\left[\frac{(P_1')^2 - (P_2')^2}{f L_m T S_g} \right] d^5} \quad 1-7a$$

其它常用于长管线中可压缩流动公式有:

Weymouth 公式²⁴

$$q_h' = 28.0 d^{2.667} \sqrt{\left[\frac{(P_1')^2 - (P_2')^2}{S_g L_m} \right] \frac{520}{T}} \quad 1-8$$

Panhandle 公式³, 适用于直径 6 英寸到 24 英寸的天然气管线, 雷诺数为 $5 \times 10^6 \sim 14 \times 10^6$, $S_g = 0.6$

$$q_h' = 36.8 E d^{2.6182} \left[\frac{(P_1')^2 - (P_2')^2}{L_m} \right]^{0.5394} \quad 1-9$$

流动效率系数 E 是一个实验系数, 在正常运行条件下, 一般取为 0.92, 在其它运行条件时的 E 值见 3—3 页。

管线中可压缩流动公式的比较 方程 1—7, 1—8 和 1—9 是由同一基本公式推导出来的, 只是在摩擦系数的计算上选用了不同的数据。

简化的可压缩流动与 Weymouth 或 Panhandle 公式中, 公式 1—7 通常采用 Moody¹⁸ 图中的摩擦系数。但是如果在简化公式中采用同样摩擦系数的话, 那么, 就会得到相同的结果。

Weymouth 摩擦系数按下式给出: $f = \frac{0.032}{d^{1/3}}$

Panhandle 摩擦系数按下式给出: $f = 0.1225 \left(\frac{d}{q_h' S_g} \right)^{0.1461}$

在 Panhandle 流量公式所限定的适用范围内, 算式给出摩擦系统较之由 Moody 公式或由 Weymouth 公式给出的摩擦系数低, 因此由 Panhandle 公式求出的流量将比采用 Moody 摩擦系数的简化可压缩流动公式求出的值大, 也较由 Weymouth 公式求出的值大。

用这些公式求解规定条件下的流量变化的示例见第 75 页。

气体和蒸气的极限流量 在前面的公式中 (方程 1—4 和 1—6 到 1—9) 具有这样不明显的点: 在一定的上游压力条件下可压缩流体在管线中将会达到一个不可能超越的最大

重量流量(即磅/秒), 不管下游压力再进一步降低。

可压缩流体在管线中的最大速度是以流体中声速移动的压力波的传播速度为极限。由于流体在均匀截面管道内向下流方向流动时, 压力跌落而使流速增加, 因此最大流速总是在管道的下游。如压力降达到足够大时, 那么出口速度可达声速。出口压力进一步降低, 对上游将不起什么影响, 因为压力波只能以声速传播, 并且“信号”也决不能向上游转移。在达到最大的排放量之后, 降低出口压力所得到的“过剩”压力降将在管端之外产生, 这一压力消耗在喷射流体的冲击波和湍流运动中。

管道中可能达到的最大速度是声速, 它由下式表示:

$$V_s = \sqrt{kg \cdot RT} = \sqrt{kg \cdot 144P/\bar{V}} \quad 1-10$$

式中 k 是恒压比热与恒容比热之比, 大多数双原子气体的 k 为 1.4, 一些气体和蒸汽的 k 值分别见第94 和 第95 页。在压力降大到一定程度时, 这个速度常发生在管道出口端或截面收缩区。方程中的压力, 温度和比体积是指出现在探讨点上的有关值。一般认为当可压缩流体通过内径均匀的一般短管道, 从一端向大截面排放时流动, 属于绝热流动, 这一假设在长度为其内径 220~130 倍的管道向大气排放, 空气的实验中所证实。绝热流动的完整理论¹⁹分析了修正系数的基础, 从而为确定适用于这一状态下的达西方程所需的修正系数提供了依据。由于这些修正系数可以补偿由于流体膨胀而引起流体性质的一些变化, 它们等同于净膨胀系数 Y , 详见第109 页。

含有 Y 系数的达西公式为:

$$w = 0.525Yd^2 \sqrt{\frac{\Delta P}{K\bar{V}_1}} \quad 1-11$$

(阻力系数 K 的定义见第18页)

必须说明的是: 式中的 K 为管线的总阻力系数, 包括出、入口损失和阀门及管件的损失。

从第109 页中求得 Y 的 $\frac{\Delta P}{P_1}$ 比值中的压力降 ΔP 是入口压力和大截面区压力间的测量压差。当可压缩流体通过管系向大气排放时, ΔP 等于入口表压或入口绝压同大气压之差。当 Y 系数值在第109 页图中的阻力系数 K 曲线限定的范围内时, ΔP 值也可用于方程 1—11 中。采用如上所规定的 ΔP , 当 $\frac{\Delta P}{P_1}$ 之比值在 K 曲线的范围之外时, 则在排放点或在管内的某些节流点就会产生声速流动的现象。这时在方程 1—11 中要用第109 页上的表、图中的 Y 和 ΔP 的极限值。

方程 1—11 的应用, 用公式计算 K 、 Y 和 ΔP 的实例见第79 页和第80 页。

第109页上的线图是基于理想气体一般定律和在出口处以声速排放为条件而绘制的, 对于所有大致上服从理想气体定律的气体来说, 采用以上线图均能获得正确的结果。这一类型的流体计算示例见第79 页。

这类流动情况同第26页上所阐述的通过喷嘴和文丘里管的流动情况是相似的, 这些问题的解法也类似。

蒸 汽 概 述

物质具有固态、液态和气态三种状态。当外界条件发生变化时, 它们可从一种状态变

到另一种状态。

水在一般大气环境条件下呈现液体状态。当水受到外部介质的加热时,水温就会升高,不久并会在水面上看到水泡不断地破裂和产生,这一现象称之为沸腾。

把 1 磅 60°F 的水加热到 61°F 所需的热量称为 1 英热单位,简写为 Btu。把 1 磅 32°F (冰点)的水加热到 212°F (沸点)所需的热量是 180.1Btu。在 50 磅/英寸² 的气压下,可以认为每 1 磅水升高 1°F 所需的热量均为 1Btu,而不计水温的影响。

采取普遍承认的以 32°F 为零热焓基准时, 212°F 水的热焓为 180.17Btu。这一热量称为液体热或显热。在大气压(14.7 磅/英寸²)下把 212°F 的水变成蒸汽,每磅水需加 970.3 Btu 的热量。在这个相变过程中温度保持恒定,所加的热称之为蒸发潜热。这样,在大气压下水沸腾变成蒸汽所需的总热量由 180.1Btu 和 970.3Btu 两部分组成,合计为 1150.5Btu/磅。

当我们加热未充满密闭容器内的水的时候,随着温度升高而形成蒸汽之后,压力将开始升高。

饱和蒸汽是与其汽化的水相接触的蒸汽,其温度为水的沸腾温度,和蒸汽凝结温度。它因产生的条件不同呈干态或湿态。“干”饱和蒸汽是一种不含有机混合的水粒子的蒸汽,相反而“湿”饱和蒸汽含有悬浮水粒子。在任何压力下蒸汽都有确定的温度。

过热蒸汽是在任一给定的压力下被加热到高于该压力下饱和蒸汽的温度的蒸汽。