

瞬变流动中液体管道摩阻损失计算方法综述

才 建¹, 宫 敬¹, 宋生奎²

(1. 中国石油大学(北京) 城市油气输配技术北京市重点实验室, 北京 102249 ;
2. 徐州空军学院航空油料物资系, 江苏 徐州 221006)

摘要 综述基于拟恒定假设基础上瞬变流控制方程摩阻积分项的近似处理方法, 指出传统的拟恒定摩阻模型不能十分准确地描述瞬变流动过程的真实物理现象。总结国外非恒定摩阻的计算模型及各种模型的计算思路与适用范围, 指出非恒定摩阻模型的研究方向, 期望结合特征线理论使液体管道水击计算更接近实际, 提出了不考虑流动过程, 应用测量数据辨识校正摩阻系数的新方法。

关键词 非稳定摩阻; 瞬变流; 水击; 剪切应力; 摩阻系数辨识

中图分类号 :TE832 **文献标识码** :A **文章编号** :1006-764X(2007)02-0090-05

A review of calculation methods for friction-induced loss of transient flow in pipes//CAI Jian¹, GONG Jing¹, SONG Sheng-kui²(1. Beijing Key Laboratory of Urban Oil and Gas Distribution Technology, China University of Petroleum(Beijing), Beijing 102249, China ; 2. Department of Aviation Oil and Material, Xuzhou Airforce College, Xuzhou 221006, China)

Abstract : Approximate methods for dealing with the friction integral term of controlling equations for transient flow, based on the traditional quasi-steady friction assumption, were summarized, and the traditional quasi-steady friction models were proved to be inaccurate for description of transient flow in pipes. Moreover, the unsteady friction calculation models at abroad as well as their thoughts and scopes of application were reviewed, and the trend of their further development was proposed, i. e. the combination of the surge calculation with the characteristic line theory to make the surge calculation much closer to the reality. Finally, a new method for identifying and revising friction factors by means of measured data without consideration of flow process was put forward.

Key words : unsteady friction ; transient flow ; surge ; shear stress ; identification of friction coefficient

管道内液体流动过程中由于边界条件变化、外界扰动等原因往往使液体处于非稳定流动状态, 这对管道的结构设计、布置和泵站的稳定运行有显著影响。液体非稳定流动计算中主要需关注的是管道摩阻项的处理(尤其是高黏或高速流体及短管流体), 摩阻的不准确计算将会导致液柱分离及不满流预测的误报警, 降低沿线压力预测的精度, 造成实时监测控制不及时, 给管道设计及生产管理带来很大的不便^[1-2]。影响摩阻计算的因素主要有流动条件(慢瞬变与快瞬变, 层流与湍流) 及流体特性(黏度)。传统的摩阻计算采用稳态流动摩阻关系式, 其计算结果在管壁切应力有准稳态特性的慢瞬变过程中比较接近实际, 实验表明^[3-5], 利用摩阻拟恒定近似条件计算得到的非稳态摩阻与测量结果相比存在很大的误差, 它不能描述出压力波的波形畸变与幅值衰减, 无法得到准确的速度分布。为了提高管道仿真计算的准确性, 非稳态摩阻计算尤为重要。

1 传统摩阻损失的计算方法

以管道瞬变流动控制方程^[6]为基础, 拟恒定假设下, 瞬变流动过程壁面剪切应力 τ_w 与稳态流动时壁面剪切应力 τ_{ws} 相同, 应用达西摩阻公式计算摩阻损失, 将流量 Q 代替流速 v , 采用特征线解法得到特征方程如下:

$$\begin{aligned} C^+ & \begin{cases} \Delta x = a \Delta \tau \\ \frac{a}{gA} (Q_P - Q_A) + (H_P - H_A) + \frac{\lambda}{2gDA^2} \int_{x_A}^{x_P} Q |Q| dx = 0 \end{cases} \\ C^- & \begin{cases} \Delta x = -a \Delta \tau \\ \frac{a}{gA} (Q_P - Q_B) + (H_P - H_B) + \frac{\lambda}{2gDA^2} \int_{x_B}^{x_P} Q |Q| dx = 0 \end{cases} \end{aligned}$$

式中带下标 P 的变量为待求变量, 各项变量的含义见文献^[6-7]。在计算中采用了达西公式计算摩阻, 瞬变流动过程中达西摩阻系数 λ 随着雷诺数变化而变化, 将其作常量处理使计算的流速变化量小, 瞬变压力幅值小、衰减快。使用列宾宗公式计算

摩阻时,摩阻系数只与管道的固有参量有关,与流量无关,只要处于同一流态区域内,其摩阻系数不变。如按固定摩阻系数计算瞬态摩阻,则达西公式的误差为列宾宗公式的2~3倍,但列宾宗公式的非指数项会使编程求解计算变得复杂^[7]。两种公式计算管道摩阻均需近似处理方程的摩阻项,按其计算精度,通常有一阶、二阶精度模型,也可采用更高阶的精度模型。一阶模型为线性显式近似模型,适用于摩阻损失比较小的低压头管道的瞬变分析过程^[6]。在摩阻损失较大或长输水管道的摩阻计算中,需采用二阶近似模型^[8]。二阶近似模型主要采用平均速度计算的非线性隐式近似模型、梯形法近似模型、 ϵ 近似模型及准二阶近似模型。前3种二阶近似模型计算时需要迭代,在一定条件下模型才收敛,给编程求解带来很大的不便。此外也有一种不用迭代而直接求解的方法^[9]——准二阶近似模型,其具有二阶计算精度,无需迭代,有良好的稳定性且算法容易实现,计算中常采用列宾宗摩阻计算公式并用准二阶近似模型。另外,对摩阻项的积分可以采用更高阶的积分方法(如三阶精度的辛普生法)。

2 瞬态非稳定摩阻损失处理方法

拟恒定假设计算非稳定流动摩阻损失,低估了瞬变时的壁面剪切力,不能准确描述管道流动的真实物理现象,因此为了提高数值计算的精度,采用非稳定摩阻计算模型尤为重要。许多学者通过大量的实验研究,并在一定的理论基础之上提出了不少非稳定摩阻计算模型,这些模型中较主要的有以下4种。

2.1 摩阻项取决于非稳定流速 v 及当地瞬时加速度 $\frac{\partial v}{\partial t}$

1956年Daily等^[10]研究了光滑管非稳定摩阻系数的变化规律,得出早期的非稳定摩阻计算模型,摩阻项取决于非稳定流速 v 与瞬时加速度 $\frac{\partial v}{\partial t}$;1959年Carstens等^[11]在假设稳态与非稳态流动湍流速度范围相近的条件下,得到湍流非稳态剪切应力表达式,包括稳态与非稳态剪切应力之和。虽然他们的实验结果并不能证明此公式的合理性,但是由于此类型公式的计算方法比较简单,此后许多学者在其基础上做了进一步的研究工作。

1973年Safwat等^[12]在U形管道中进行了系列实验,证实了振荡流动的摩阻取决于流体振荡的频率,得到了与Carstens等类似的模型。

此外Shuy等^[13]、Brunone等^[14-15]及Komp

等^[16]均在考虑瞬时加速度的基础上进行了实验与理论研究,其中Brunone等在实验测试的基础上得到的模型至今仍被广泛应用,其模型如下:

$$\tau = \frac{f \rho v^2}{2} + \frac{k}{4} \rho D \delta \frac{\partial v}{\partial t}$$

$$\text{其中} \quad \delta = \begin{cases} 1 & v \frac{\partial v}{\partial t} > 0 \\ 0 & \text{其他} \end{cases}$$

式中: k 为经验非稳态摩阻系数。

2.2 摩阻项取决于非稳定流速 v 及当地瞬时加速度 $\frac{\partial v}{\partial t}$ 、瞬时对流加速度 $\frac{\partial v}{\partial x}$

1991年Brunone等^[14-15]发展了自己的一维模型,在模型中引入波速及对流加速度。后来Vitkovsky^[17]研究了Brunone公式在不同的流动条件下的适用情况,结果表明Brunone公式无法正确预测某些特殊情况下的流动过程,如沿 x 轴正向流动管道的上游阀门突然关闭的情况。因此,Vitkovsky等^[17]及Bughezem等^[18]修正了Brunone公式:

$$\tau = \frac{f \rho v^2}{2} + \frac{k}{4} \rho D \left(\frac{\partial v}{\partial t} - a \operatorname{sign}(v) \left| \frac{\partial v}{\partial x} \right| \right)$$

式中:在 $v \geq 0$ 时 $\operatorname{sign}(v) = 1$, $v < 0$ 时 $\operatorname{sign}(v) = -1$ 。 k 值由试错法得到经验值,或以Vardy等^[19]的剪切衰减系数 C^* 代替, C^* 可按下式计算得到:

$$\begin{aligned} \text{层流} \quad C^* &= 0.00476 \\ \text{湍流} \quad C^* &= \frac{7.41}{Re^{14.3/Re^{0.05}}} \end{aligned}$$

式中: Re 为雷诺数。

上述类型的模型考虑了对流项,并引入了压力波速,使摩阻与管道流体特征联系起来,从而更真实地模拟了非稳态摩阻;由于 k 值依赖于雷诺数,如何将雷诺数结合到模型中将是下一步的研究方向。

2.3 摩阻项取决于非稳定流速 v 与历史速度变化的权函数 $W(\tau)$

1968年Zielke^[20]从N-S方程出发,利用拉普拉斯变换及其反变换推导出管道层流瞬变流管壁切应力公式:

$$\tau(t) = \frac{4\rho v}{R} u(t) + \frac{2\rho v}{R} \int_0^t \frac{\partial u(u)}{\partial t} W(t-u) du = \tau_{WS} + \tau_{WU}$$

式中: τ_{WS} 为瞬变流拟恒定剪切力; τ_{WU} 为瞬变流非恒定剪切力; W 为加权函数,与历史流速有关。

Zielke的加权函数模型从理论上证实了非恒定层流摩阻等于拟恒定摩阻与非恒定摩阻之和,从一定程度上揭示了层流瞬变流摩阻的本质,简化了非恒定摩阻的计算,而且不受随时间变化的压力梯度的限制,可用于一般非恒定层流计算,适用于任意坡度的管段,与Holmboe等^[21]的试验结果吻合很好。

由于该模型忽略了对流项,对于存在较强对流条件下的计算不准确,而且模型数值计算需要大量的时间与存储空间,此外将摩阻与管壁切应力表达为恒定流动关系式,所以可能与实际情况不相符。

很多研究者对权函数模型进行了改进,并将其应用到湍流瞬变流中^[22-27],以提高模型的计算效率,并且所得结果都与 Holmboe 等^[21]的试验结果吻合很好。

1975 年 Trikhaf^[22]用近似加权函数简化了 Zielke 模型,在数值计算时只需前一时步的值,方便了数值计算。

1981 年 Achard 等^[23]研究二维柱体层流,以时间相关的局部平衡方程为出发点,在一维情况下得出与 Zielke 模型相同的结果。他们发现 Zielke 模型在低频率时可以表示为一阶常微分方程,在最大频率内得到了精确解,对于湍流瞬变流的情况,非恒定剪切应力没有解析解,而且一维非恒定摩阻的计算变得非常复杂。

1993 年 Vardy 等^[24]在 Zielke 权函数模型的基础上提出中度雷诺数的湍流模型。1995 年 Vardy 等^[25]将其模型发展为高雷诺数的情况,将管内流体以黏度变化分为 2 个区,假设层流边界层区黏度线性变化,核心区黏度无穷大,在 Zielke 模型的基础上得到如下模型:

$$\tau(t) = \rho f \frac{v(t)|v(t)|}{8} + \frac{4\rho\nu}{D} \int_0^t \frac{\partial v(u)}{\partial t} du$$

$$W(t-u)du = \tau_{ws} + \tau_{wu}$$

$$W(t) = \frac{\alpha \exp(-\beta t)}{\sqrt{\pi t}} \quad \alpha = \frac{D}{4\sqrt{\nu}}$$

$$\beta = \frac{0.54\nu R^k}{D^2} \quad k = \lg\left(\frac{14.3}{R^{0.05}}\right)$$

2003~2004 年, Vardy 等^[26-27]在更符合实际的黏度假设基础上,推导出更合理的分别适用于水力光滑区与水力粗糙区的任意雷诺数的剪切应力模型,该模型模拟结果与实验结果吻合更好。

2.4 摩阻项取决于管道横截面非稳定流速的分布规律

1970 年 Wood 等^[28]把管流分为层流边界层区和核心势流区,假设只有边界层受黏性影响,边界层厚度不变,核心区流速为常数。此方法仅适用于非恒定湍流,故其应用前景不大。1985 年 Ohmi 等^[29]综合特征线方程和湍流的四区模型对管道湍流瞬变流动过程进行了计算,但如何采用依赖波动频率的临界雷诺数还存在很大问题。

1991 年 Vardy 等^[30]借助一维特征线法,利用同心圆柱环模型推导了拟二维非恒定摩阻计算模型,

其基本方程如下:

$$\begin{aligned} \frac{g}{c^2} \frac{\partial H}{\partial t} + \frac{gu_j}{c^2} \frac{\partial H}{\partial x} + \frac{\partial u_j}{\partial x} &= \frac{1}{\rho a_j} (m_{j-1} - m_j) \\ g \frac{\partial H}{\partial x} + \frac{\partial u_j}{\partial t} + u_j \frac{\partial u_j}{\partial x} &= \frac{1}{\rho a_j} [m_{j-1} (u_{j-1} + u_j) - \\ &\quad \frac{1}{2} m_j (u_{j+1} + u_j) - (F_{j-1} - F_j)] \end{aligned}$$

式中: m_j 为 j 单元上的侧向质量流, $m_j = 2\pi r \rho \nu$; F_j 为 j 单元剪切力, $F_j = 2\pi r \tau$, τ 为相邻环间的切应力,由牛顿内摩擦定律计算, $\tau = \mu \frac{\partial u}{\partial r} = \mu \left(\frac{u_j - u_{j-1}}{r_j - r_{j-1}} \right)$ 。

该模型采用一维特征线法计算,所得结果与实验结果吻合,较精确地描述了压力波形的畸变及幅值的衰减,适用于层流和湍流流动,同时也证明了 Zielke 模型的正确性。但该模型假设断面压力为常数,计算前需要判断非恒定流动流态(目前没有明确的判别准则),且该模型考虑径向流速,控制方程多,计算采用的是适用于振荡流的五区湍流模型,对一般的非恒定流是否成立有待于进一步研究。

1992 年, Eichinger 等^[31]在 Ohmi 等的研究基础上综合特征线法和 $k-\varepsilon$ 湍流模型对管道层流和湍流进行计算,方程如下:

$$\frac{\partial k}{\partial t} - \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left[r \left(\nu + \frac{\nu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial r} \right] - \nu_t \left(\frac{\partial U}{\partial r} \right)^2 + \varepsilon - D = 0$$

$$\frac{\partial \varepsilon}{\partial t} - \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left[r \left(\nu + \frac{\nu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial r} \right] -$$

$$C_{\varepsilon 1} f_1 \frac{\varepsilon}{k} \nu_t \left(\frac{\partial U}{\partial r} \right)^2 + C_{\varepsilon 2} f_2 \frac{\varepsilon^2}{k} - E = 0$$

涡流黏性系数

$$\nu_t = C_\mu f_\mu \frac{k^2}{\varepsilon}$$

雷诺方程

$$\frac{\partial U}{\partial t} - \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left[r \left(\nu + \nu_t \right) \frac{\partial U}{\partial r} \right] + \frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x} = 0$$

该方法基于涡流黏性原则,所得结果与实测结果相符,描述了压力波形的畸变及幅值的衰减。此模型适用于非恒定层流及湍流,可用同一个公式计算且不必划分流态,但该模型在求解断面流速分布时同样需要预先给定压力梯度,限制了它的应用范围。此外,该模型的涡流黏性原则未得到证实,并且忽略了径向流速的影响,应结合 Vardy 同心圆柱环方法改进模型。

1997 年 Silva-Araya 等^[32]推导了适用于水力光滑管湍流的模型。该模型假定能量耗散与摩阻损失成正比,在运动方程摩阻项中引入能耗因子 e_f ,得到动量方程如下:

$$\frac{\partial Q}{\partial t} + gA \frac{\partial H}{\partial x} + e_f \frac{fQ|Q|}{2A} = 0$$

$$E_s = \frac{f_0 A}{2D} \int_{t_1}^{t_2} V^3 dt$$

$$E_t = 2\pi \int_{t_1}^{t_2} \int_0^R \frac{\partial u}{\partial r} \left(\mu \frac{\partial u}{\partial r} - \rho \overline{u'v'} \right) r dr dt$$

$$e_f = E_t / E_s$$

式中: E_s 为恒定流的耗散能量; E_t 为瞬变流的耗散能量; $\overline{u'v'}$ 为湍流雷诺应力项。

该模型由湍流模型求涡流黏性系数,进而求得雷诺应力,再由运动方程求得瞬时速度分布,进一步求解 E_t 、 E_s 、 e_f ,将求得的能耗因子代入动量方程,结合特征线方法进行数值计算。此模型采用的运动方程忽略了对流加速度的二阶空间导数和径向速度分量,在流速趋近于零时能耗因子趋向无穷大,显然不符合实际,因此有待于进一步研究能量耗散模型,尤其是能量耗散因子的确定。

3 应用现代数学方法辨识管道摩阻系数

在管网运行过程中,随着管网的改造、老化、运行工况的改变,管网内的特性参数会不断变化,因此准确合理地确定摩阻系数将为管网的正常设计、运营、管理及压力流量的实时控制和准确计量提供理论依据。计算机、计算技术和自动控制理论不断完善和发展,为辨识校正管网中的摩阻系数提供了技术保证。

辨识校正摩阻系数的方法^[33-36]主要是在建立管道瞬变流动控制方程组的基础上,将摩阻系数作为未知的变量,采集不同工况下测量点的实时数据,采用传统辨识方法、最优化方法、奇异值分解方法、瞬变流反问题分析方法、遗传算法、ANN 方法等进行数值计算,辨识管道内各个管段未知的摩阻系数。辨识校正管网摩阻系数需要尽可能多的实测数据,并保证测量数据相关性尽可能小,以减小辨识校正的误差。

诚然,摩阻系数并不是一成不变的,随着时间的推移,工况和操作点可能发生变化,需要对其进行在线或离线修正,以得到更适合当时状况的辨识模型或软测量模型,提高模型的适应范围。

水力、蒸汽管网中的介质均为均一的,其物性参数的描述比较容易。在建立瞬变流控制方程基础上,利用一维特征线方法,在水力、蒸汽管网摩阻系数的辨识校正方面已经有一定的基础^[34-35]。但由于长距离输油管道的输运距离比较长,沿线温度变化较大,管道穿越不同地点时影响管道各点的物性参数,而且中间测量点相对较少,因此测量点之间的流体特性参数(尤其是摩阻系数)变化较大,测量点之间的管道需要分段处理,建立辨识模型缺少大量节点

处的实际数据,其辨识处理过程与各个节点可采集现场数据的水力、蒸汽管网不同,需要建立各个管段之间摩阻系数的关系后,采用各种辨识方法建立模型,进行辨识校正计算。

4 结 语

关于管道内非恒定流动状态下液体摩阻损失的计算,传统的方法已经证明不能很好地解决实际问题,因此许多学者正致力于非恒定摩阻计算方法的研究,虽然他们较准确地描述了与频率有关的摩阻损失对非恒定流动的影响,提出了多种解决方法和途径,但是仍存在很多问题,推导过程中仍然采用恒定流的关系式,并利用假设条件,甚至有些推导的前提条件还未得到证实,应用于工程实际还有一定难度,已建立的大部分模型的正确性只是在单管及简单管网系统中验证过,由于实验条件与实验介质的限制,是否适用于长距离复杂输油管道系统瞬变计算还需要进一步论证。

辨识校正摩阻系数的方法避免了复杂的流动过程,能够较准确地计算输送介质物性较单一的水力、蒸汽管网等情况,省去了非稳定摩阻系数计算中流态的判别过程,但需要大量的现场数据,采集数据需要去噪处理,将其应用于长距离输油管道还需要做大量的研究工作。

参考文献:

- [1] SHUY E B, APELT C J. Friction effects in unsteady pipe flows [C]//Proc 4th Int Conf on Pressure Surges. Bath, England: BHRA, 1983: 147-164.
- [2] BRUNONE B, GOLIA U M, GRECO M. Effects of two-dimensionality on pipe transients modeling [J]. Journal of Hydraulic Engineering, 1995, 121(12): 906-912.
- [3] HOLOMBE E L, ROULEAU W T. The effect of viscous shear on transients in liquid lines [J]. Journal of Basic Engineering, 1967, 89(1): 174-180.
- [4] VARDY A E. Unsteady flows: fact and friction [C]//Proc 3rd Int Conf on Pressure Surges. Canterbury, England: BHRA, 1980: 15-26.
- [5] BERGANT A, SIMPSON A R. Estimating unsteady friction in transient cavitating pipe flow [C]//Proc 2nd Int Conf on Water Pipeline Systems. Edinburgh, Scotland: BHR Group, 1994: 333-342.
- [6] 张国忠. 瞬变流 [M]. 山东: 石油大学出版社, 1994: 16-20.
- [7] 蒲家宁. 管道水击分析与控制 [M]. 重庆: 机械工业出版社, 1991: 8-11.
- [8] WYLIE E B, STREETER V L. Fluid transients in systems [M]. New Jersey: Prentice Hall Inc Englewood Cliffs, 1993.
- [9] LAUSHEY L M, KALAITJIS M, TOLLETT R M. New finite

function model of transient turbulent pipe flow[J]. Journal of Hydraulic Research ,1993 ,31(4) :533-548.

- (收稿日期 2005-10-14 编辑:高建群)

河海大学一项国家自然科学基金重点项目通过验收

河海大学主持的国家自然科学基金重点项目“太湖流域富营养化控制机理研究”以优异成绩“A”通过国家自然科学基金委员会验收。验收组专家一致认为该项目经过4年深入研究全面完成了预期计划,并在以下几个方面取得了突破性成果:①揭示了污染物在太湖流域不同下垫面中迁移转化的机理及规律性;②揭示了污染物在河网水体中的降解循环规律;③建立了水动力作用下太湖水体透明度模型和富营养化仿真预测系统;④提出了湖泊流域富营养化控制的方法。

(本刊编辑部供稿)