

文章编号: 1000-0887(2002) 06-0627-08

分析管流水力_热力瞬变的双特征线法^{*}

邓松圣, 周明来, 蒲家宁

(后勤工程学院 军事供油工程系, 重庆 400016)

(戴世强推荐)

摘要: 研究了管道内流体流动的水力瞬变及热力瞬变, 改进了分析介质顺序输送管流水力瞬变的特征线法; 推导了含流速 v 的 3 次方的热力瞬变方程, 构造了相应的特征线法; 建立了分析介质顺序输送管流耦合的水力_热力瞬变的双特征线法。

关键词: 管流; 水力瞬变; 热力瞬变; 特征线法

中图分类号: O351.2 文献标识码: A

引 言

自 20 世纪 60 年代以来, 特征线法一直是分析管流水力瞬变的有力工具, 但是较少考虑热力瞬变过程。由于各种原因, 当管内流体流量发生变化时, 流体的摩擦生热会改变, 从而引起流体温度改变, 尤其在大流量时更是如此。流体温度改变使得流体粘度及水力摩擦系数发生变化, 进而使流量变化。因此, 水力瞬变过程与热水瞬变过程是互相关联的。

在研究介质顺序输送管流的水力瞬变时, 曾假定在前后两种流体交界处有 $\rho_1 v_1 = \rho_2 v_2$ ^[1] (注: 下标 1 和 2 代表前后两种不同的流体, ρ 表示流体密度, v 代表流体速度), 使得模拟结果不符合实际。本文将其改进为 $Q_1 = Q_2$ (注: Q 表示流体体积流量), 并对已有的分析介质顺序输送管流的特征线法进行了改进和归一化处理, 使模拟结果更符合实际, 而且节省运算时间。

本文推导了含有速度 v 的 3 次方的管流热力瞬变方程, 构造了热力瞬变特征线法, 并和改进后的水力瞬变特征线法结合, 得到分析介质顺序输送管流的水力瞬变和热力瞬变耦合过程的双特征线法。

1 改进和归一化的水力瞬变特征线法

在分析介质顺序输送管流等情形的水力瞬变时, 对传统的水力瞬变方程引入修正系数 α , 得到以流量 Q 和压力 p 为未知量的管流水力瞬变特征线方程组^[1, 2]。

$$C^+: \quad \frac{dx}{d\tau} = \frac{\alpha}{\alpha}, \quad (1)$$

$$\frac{\rho \alpha}{A} \frac{dQ}{d\tau} + \frac{dp}{d\tau} + \frac{\rho \alpha g}{\alpha} \sin\theta + \frac{\rho f}{2A^2 D \alpha} Q |Q| + \frac{\rho \alpha}{A \alpha} (1 - \alpha^2) \frac{\partial Q}{\partial \tau} = 0; \quad (2)$$

* 收稿日期: 1999_04_07; 修订日期: 2001_12_24

作者简介: 邓松圣(1963—), 男, 重庆人, 副教授, 博士。

$$C^-: \quad \frac{dx}{d\tau} = -\frac{a}{\alpha}, \quad (3)$$

$$\frac{\rho\alpha}{A} \frac{dQ}{d\tau} - \frac{dp}{d\tau} + \frac{\rho g}{\alpha} \sin\theta + \frac{\rho f}{2A^2 D \alpha} Q |Q| + \frac{\rho}{A\alpha} (1-\alpha^2) \frac{\partial Q}{\partial \tau} = 0, \quad (4)$$

式中 A 为管道流通面积; p 为流体压力; ρ 为流体密度; a 为水击波传播速度; Q 为流体体积流量; τ 为时间; x 为轴向坐标; θ 为管道轴线与水平线的夹角; D 为管内径; f 为水力摩阻系数; g 为重力加速度; α 为修正系数; C^+ 表示正特征线; C^- 表示负特征线。

需要指出的是,在式(2)满足的条件下,式(1)成立,在式(4)满足的条件下,式(3)成立。与未引入修正系数 α 的水力瞬变特征线方程相比,增加了 $(\rho/A\alpha)(1-\alpha^2)\partial Q/\partial \tau$ 这一项,该项表示 $dx/d\tau = \pm a$ 不成立时引入的修正值。

在传统分析方法中,只要满足 $dx/d\tau = \pm a$,则可直接对常微分方程求解。由于方程(2)和(4)具有偏微分项,只能近似处理^[1,2]。这里对 $\rho_1 v_1 = \rho_2 v_2^{[1]}$ 这一假定进行了改进,认为 $Q_1 = Q_2$,分析方法如下:

第一步 忽略式(2)和式(4)中的偏导数项,对于正特征线 C^+ ,沿 A 点与 P 点间积分(示于图1),得到

$$C^+: \quad p_{p^*} = R_{a^*} - S_{a^*} Q_{p^*}, \quad (5)$$

$$R_{a^*} = p_{a\tau} + \frac{\rho_p \alpha_{ap} \alpha_{ap}}{A_{ap}} Q_{a\tau} - \frac{\rho_p \alpha_{ap} g \Delta \tau}{\alpha_{ap}} \sin\theta_{ap}, \quad (6)$$

$$S_{a^*} = \frac{\rho_p \alpha_{ap} \alpha_{ap}}{A_{ap}} + \frac{\rho_p \alpha_{ap} f_{ap}}{2A_{ap}^2 D_{ap} \alpha_{ap}} |Q_{a\tau}| \Delta \tau, \quad (7)$$

式中下标*为临时值; τ 为前一时步之值; a 为图1中结点 A 之值; p 为图1中结点 P 之值; ap 为图1中结点 A 与结点 P 间物理量的平均值。

对于负特征线 C^- ,沿 P 点与 B 点间积分,得到

$$C^-: \quad p_{p^*} = R_{b^*} + S_{b^*} Q_{p^*}, \quad (8)$$

$$R_{b^*} = p_{b\tau} - \frac{\rho_p \alpha_{bp} \alpha_{bp}}{A_{bp}} Q_{b\tau} + \frac{\rho_p \alpha_{bp} g \Delta \tau}{\alpha_{bp}} \sin\theta_{bp}, \quad (9)$$

$$S_{b^*} = \frac{\rho_p \alpha_{bp} \alpha_{bp}}{A_{bp}} + \frac{\rho_p \alpha_{bp} f_{bp}}{2A_{bp}^2 D_{bp} \alpha_{bp}} |Q_{b\tau}| \Delta \tau. \quad (10)$$

式(8)至式(10)中各下标的意义与式(5)~(7)中的类似。

利用式(5)和式(8)得到中间结点流量的临时值

$$Q_{p^*} = \frac{R_{a^*} - R_{b^*}}{S_{a^*} + S_{b^*}}. \quad (11)$$

第二步 利用式(11)求得的中间结点的临时值 Q_{p^*} 和前一时步的结点值 $Q_{p\tau}$ 、 $Q_{a\tau}$ 和 $Q_{b\tau}$,

计算 $\int_{\tau}^{\tau+\Delta\tau} \frac{1}{\alpha} (1-\alpha^2) \frac{\partial Q}{\partial \tau} d\tau$ 如下:

$$C^+: \quad \int_{\tau}^{\tau+\Delta\tau} \frac{1-\alpha^2}{\alpha} \frac{\partial Q}{\partial \tau} d\tau = \frac{1-\alpha_{ap}^2}{2\alpha_{ap}} (Q_{a^*} - Q_{a\tau} + Q_p - Q_{p\tau}), \quad (12)$$

$$C^-: \quad \int_{\tau}^{\tau+\Delta\tau} \frac{1-\alpha^2}{\alpha} \frac{\partial Q}{\partial \tau} d\tau = \frac{1-\alpha_{bp}^2}{2\alpha_{bp}} (Q_{b^*} - Q_{b\tau} + Q_p - Q_{p\tau}). \quad (13)$$

对式(2)和(4)进行积分,并将式(12)和(13)代入得

$$C^+: \quad p_p = R_a - S_a Q_p, \quad (14)$$

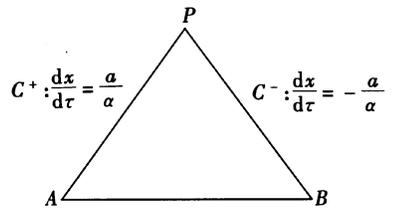


图1 水力瞬变特征线

$$R_a = R_{a^*} - \frac{\rho_{ap} a_{ap} (1 - \alpha_{ap}^2)}{2A_{ap} \alpha_{ap}} (Q_{a^*} - Q_{a\tau} - Q_{p\tau}), \quad (15)$$

$$S_a = S_{a^*} + \frac{\rho_{ap} a_{ap}}{2A_{ap} \alpha_{ap}} (1 - \alpha_{ap}^2); \quad (16)$$

$$C^-: p_p = R_b + S_b Q_p, \quad (17)$$

$$R_b = R_{b^*} + \frac{\rho_{bp} a_{bp} (1 - \alpha_{bp}^2)}{2A_{bp} \alpha_{bp}} (Q_{b^*} - Q_{b\tau} - Q_{p\tau}), \quad (18)$$

$$S_b = S_{b^*} + \frac{\rho_{bp} a_{bp}}{A_{bp} \alpha_{bp}} (1 - \alpha_{bp}^2). \quad (19)$$

由式(14)和(17)求得中间结点的流量

$$Q_p = \frac{R_a - R_b}{S_a + S_b}. \quad (20)$$

将式(20)代入式(14)或式(17)可以求得内部结点的压力 p_p 。管道边界结点应作相应的处理^[2]。文献[3]利用本文改进和归一化的水力瞬变特征线法,分析了一条成品油顺序输送管道在首站施加一个扰动如输送介质切换引起的水力瞬变过程。首站出口压力和流量的模拟值与试验值吻合较好,不同时刻模拟压力值与试验值的误差的绝对平均值为3.37%,对流量该值为2.57%。

2 热力瞬变特征线法

2.1 热力瞬变方程推导

为推导管流的热力瞬变特征线方程,特作如下假设:

- 1) 流动为一维,沿截面速度均匀分布;
- 2) 截面温度均匀分布,管流温度仅与 x 及 τ 有关;
- 3) 流体与环境间的综合传热系数为定值;
- 4) 忽略轴向导热;
- 5) 摩擦力做功被看作内热源。

选取热平衡控制体如图2所示,根据能量守恒得

$$dq_v + de_c + dw + de_m = de_i, \quad (21)$$

式中 dq_v 为摩擦生热量; de_c 为控制体因为对流获得的净热量; dw 为外界对控制体做功; de_m 为环境传给控制体的热量; de_i 为控制体内贮存能量增量。

$$de_i = \frac{\partial}{\partial \tau} (\rho e^\circ) A \Delta x, \quad (22)$$

式中 e° 为单位质量流体的总内能。

$$de_c = \rho e^\circ A - \left[\rho e^\circ A + \frac{\partial}{\partial x} (\rho e^\circ A) \Delta x \right] = - \frac{\partial}{\partial x} (\rho e^\circ A) \Delta x, \quad (23)$$

$$dw = pvA - \left[pvA + \frac{\partial}{\partial x} (pvA) \Delta x \right] = - \frac{\partial}{\partial x} (pvA) \Delta x, \quad (24)$$

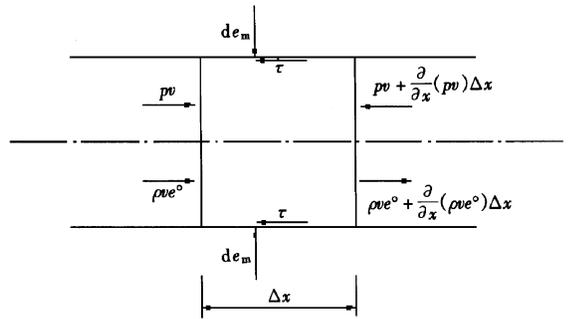


图2 热平衡控制体

$$dq_v = \frac{f\Omega^3}{2D} A \Delta x = Fv\Omega \Delta x, \quad (25)$$

式中 F 的表达式为

$$F = \frac{fv^2}{2D}, \quad (26)$$

$$de_m = qA\rho\Delta x. \quad (27)$$

式(27)中 q 的表达式为

$$q = \frac{KD_s\pi(t_0 - t)}{A\rho}, \quad (28)$$

式中 t_0 为环境温度; K 为综合传热系数; t 为管内流体温度; D_s 为定义 K 的名义直径。

将式(22)至式(27)代入式(21)得

$$FvA\rho\Delta x - \frac{\partial}{\partial x}(e^\circ\Theta)A\Delta x - \frac{\partial}{\partial x}(pv)A\Delta x + qA\Delta x\rho = \frac{\partial}{\partial \tau}(\rho e^\circ)A\Delta x, \quad (29)$$

由式(29)得

$$q = \frac{1}{\rho} \frac{\partial}{\partial \tau}(\rho e^\circ) - Fv + \frac{1}{\rho} \frac{\partial}{\partial x}(e^\circ\Theta) + \frac{1}{\rho} \frac{\partial}{\partial x}(pv) = \frac{de^\circ}{d\tau} + \frac{e^\circ}{\rho} \left[\frac{\partial \rho}{\partial \tau} + \frac{\partial}{\partial x}(\Theta) \right] + \frac{p}{\rho} \frac{\partial v}{\partial x} + \frac{v}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} - Fv. \quad (30)$$

将连续性方程

$$\frac{\partial \rho}{\partial \tau} + \frac{\partial}{\partial x}(\Theta) = 0 \quad (31)$$

和内能与焓的关系式

$$e^\circ = i^\circ - \frac{p}{\rho} \quad (32)$$

代入式(30)得

$$q = \frac{d}{d\tau} \left[i^\circ - \frac{p}{\rho} \right] + \frac{p}{\rho} \frac{\partial v}{\partial x} + \frac{v}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} - Fv, \quad (33)$$

式中 e° 、 i° 分别表示单位质量流体的滞止内能和滞止焓。

将 $i^\circ = i + v^2/2$ 代入式(33)得

$$q = \frac{di}{d\tau} + v \frac{dv}{d\tau} - \frac{1}{\rho} \frac{dp}{d\tau} + \frac{v}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} - Fv, \quad (34)$$

式中 i 表示单位质量流体的焓值。

用 v 乘以动量方程

$$\frac{dv}{d\tau} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + F = 0, \quad (35)$$

得到

$$v \frac{dv}{d\tau} + v \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + vF = 0 \quad (36)$$

将式(36)代入式(34)得

$$q = \frac{di}{d\tau} - \frac{1}{\rho} \frac{dp}{d\tau} - 2Fv. \quad (37)$$

将热力学第二 di 方程

$$di = c_p dT + [v - T(\partial v / \partial T)_p] dp \quad (38)$$

代入式(37)得

$$q = c_p \frac{dt}{d\tau} - \frac{T\alpha_p}{\rho} \frac{dp}{d\tau} - \frac{fv^3}{D}, \quad (39)$$

式中 v 为质量体积; c_p 为定压热容; α_p 为流体介质热膨胀系数; T 为绝对温度。

式(39)的物理意义是,摩擦生热加上流体介质的内能等于向环境的散热及克服流体膨胀吸热。

2.2 管流热力瞬变特征线法

由式(39)可知,当 $dx/d\tau = v$ 时,热力特征线方程组为

$$\frac{dx}{d\tau} = v, \quad (40)$$

$$c_p \frac{dt}{d\tau} - \frac{T\alpha_p}{\rho} \frac{dp}{d\tau} - \frac{fv^3}{D} - q = 0. \quad (41)$$

本文尝试对含有 v^3 的特征线方程进行离散化处理,式(40)和(41)沿 C 点与 P 点(示于图3)进行积分得

$$x_p - x_c = v \Delta \tau, \quad (42)$$

$$c_p(t_p - t_c) - \frac{0.5(2 \times 273.15 + t_p + t_c)}{\rho} \alpha_p(p_p - p_c) - \frac{f}{DA^3} Q_p Q_c (Q_p + Q_c) 0.5 \Delta \tau + \frac{K\pi D_s}{A\rho} [0.5(\tau_p + t_c) - t_0] \Delta \tau = 0. \quad (43)$$

由式(43)便可以求得内部结点 P 的温度 t_p 。边界结点应列出其相应的热力瞬变特征线方程^[2]。

在实际中,由于热力瞬变过程和水力瞬变过程是相互耦合的,对每一时步均采用迭代法求解,直到满足要求的精度为止。

3 水力_热力瞬变的双特征线法

3.1 水力_热力瞬变的双特征线法

式(1)、(2)、(3)、(4)和式(40)、(41)构成了管流耦合的水力_热力瞬变双特征线方程。耦合分析方法如下:1)计算稳态管流的流量、压力及温度等值;2)当某种边界条件发生变化时,根据前述改进和归一化的水力瞬变特征线法计算管道结点的流量与压力值,此时认为温度

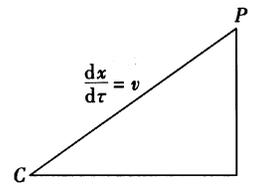


图3 热力瞬变特征线

为前一时步之值;3)应用热力瞬变特征线法计算各结点流体的温度值;4)根据计算出的温度值,并计算物性 ρ 和 μ 等,进而计算水力摩阻系数 f ;5)重复步骤2)~4),直到满足规定的迭代精度,从而完成一个时步的计算;6)对以后时步重复进行上述计算,直至完成介质输送计划。由于计算热力瞬变的步长远小于计算水力瞬变的步长,因此,在热力瞬变计算时一些点的流量及压力值需要插值。

3.2 基本数据

选取管道为水平管道,直径 $D = 0.3436$ m,壁厚 $\delta = 6$ mm,管材弹性模量 $e = 2 \times 10^{11}$ Pa。全线共有4个泵站,各个泵站配有3台泵:ksy390_80,ksy390_190和ksy390_380,泵站间距为130 km。管道首站入口压力 $p_i = 198000$ Pa,环境温度 $t_0 = 21.2$ °C,管道入口温度为 $t_n = 32.0$ °C。先输送柴油达稳态,再切换成汽油。在20 °C时流体物性如下:

柴油:

$$v = 5.2 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}, \quad \rho = 830 \text{ kg/m}^3, \quad k = 1.1 \times 10^9 \text{ Pa}$$

在首站介质切换引起的压力扰动波的作用下, 流量发生变化。在稳态时流量为 98.95 kg/s, 在 $\tau = 29.65$ s 时, 全线流量如表 3 所示 (m 为质量流量)。

表 3 $\tau = 29.65$ s 时全线流量分布

$m/(kg/s)$ 点 站间	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
1~2	72.44	85.25	88.51	99.40	98.96	98.95	98.95	98.95	98.95	98.95	98.94	98.77	98.71	98.65
2~3	99.07	99.03	99.01	98.95	98.95	98.95	98.95	98.95	98.95	98.95	98.94	98.77	98.71	98.65
3~4	99.07	99.03	99.01	98.95	98.95	98.95	98.95	98.95	98.95	98.95	98.94	98.77	98.71	98.65
4~终	99.07	99.03	99.01	98.95	98.95	98.95	98.95	98.95	98.95	98.95	98.94	98.93	98.91	98.88

3) 流量变化对温度的影响

尽管纯对流作用尚未波及到一些点, 但是这些点的温度已发生了变化, 这是由于首站发出压力下降和(或)因混油界面运动, 流量发生了变化, 摩擦生热发生了变化所致。表 4 和表 5 分别示出了在 $\tau = 79.062.3$ s 时, 全线流量及温度分布。

表 4 $\tau = 79.062.3$ s 时全线流量分布

$m/(kg/s)$ 点 站间	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
1~2	86.16	86.17	86.18	86.19	86.18	86.18	86.17	86.16	86.14	86.12	86.09	99.26	99.22	99.18
2~3	99.60	99.56	99.52	99.48	99.44	99.40	99.36	99.31	99.27	99.23	99.18	99.13	99.09	99.04
3~4	99.46	99.42	99.38	99.34	99.30	99.26	99.22	99.18	99.14	99.10	99.06	99.02	98.98	98.94
4~终	99.36	99.33	99.29	99.26	99.22	99.19	99.16	99.12	99.09	99.05	99.02	98.98	98.95	98.92

表 5 $\tau = 79.062.3$ s 时全线温度分布

$t/^\circ\text{C}$ 点 站间	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
1~2	33.38	32.19	31.14	30.20	29.36	28.63	27.99	27.45	27.04	26.80	26.77	26.76	26.65	26.47
2~3	27.56	27.26	26.96	26.67	26.39	26.14	25.90	25.68	25.48	25.30	25.13	24.98	24.84	24.72
3~4	25.81	25.61	25.41	25.23	25.06	24.91	24.77	24.65	24.53	24.43	24.34	24.26	24.18	24.11
4~终	25.20	25.03	24.86	24.72	24.59	24.49	24.39	24.30	24.22	24.14	24.07	24.01	23.95	23.90

4) 热容对温度分布的影响

热容对温度分布的影响很大。因为在数值模拟中, 例如 $\tau = 79.062.3$ s 时, 在首站与 2 站间, 由于介质携带的物理热较稳态时少, 因而介质温度较稳态时低; 在第 2 站与第 3 站间, 由于该段介质的热容大、输量较高及摩擦生热较高等, 因而介质温度较稳态时高。

5) K 对界面预测的影响

随着 K 值减小, 混油界面运动速度加快, 模拟计算结果如表 6 所示。

表 6 不同 K 值时的界面运动速度

$K/(W/m^2 \cdot ^\circ C)$	0.8	1.4	2.0	2.5
混油界面运动速度 $v/(m/s)$	1.3140	1.3039	1.2979	1.2977

可见, 正确选定 K 对提高模拟计算精度十分重要。

4 结 论

对传统的分析介质顺序输送管流水力瞬变的特征线法进行了改进, 并得到了归一化的计算公式, 模拟结果和试验结果相符; 推导了考虑摩擦生热等因素的热力瞬变方程, 提出了处理含有速度 3 次方项的特征线方程的计算方法; 提出了分析介质顺序输送管流耦合的水力_热力瞬变双特征线法, 数值试验表明, 该法具有较高的精度, 使介质顺序输送管流的在线和离线仿真分析更准确。

[参 考 文 献]

- [1] 风间常则“4th international conferene on pressure surges”に参加しこ[J]. 配管技术, 1984, 26(7): 136—143.
- [2] 邓松圣. 成品油顺序输送过程数值分析及最优决策技术研究[D]. 博士学位论文. 重庆: 重庆后勤工程学院, 1997.
- [3] 邓松圣、蒲家宁. 顺序输送水力瞬变全过程模拟[J]. 油气储运, 1996, 15(12): 16—19.

Double Method of Characteristics to Analyze Hydraulic Thermal Transients of Pipeline Flow

DENG Song_sheng, ZHOU Ming_lai, PU Jia_ning

(Department of Petroleum Supply Engineering, Chongqing College of Logistic Engineering, Chongqing 400016, P R China)

Abstract: The hydraulic and thermal transients in pipeline flow were studied. The method of characteristics for hydraulic transient analysis of batch transport of pipeline flow had been improved. The thermal transient equation, in which the term with v^3 was involved, had been inferred, while the corresponding method of characteristics was constructed. The double method of characteristics, which can be used to study the coherent hydraulic_thermal transients of batch transport of pipeline flow, was developed.

Key words: pipeline flow; thermal transient; hydraulic transient; method of characteristics