

文章编号: 1000-4750(2015)02-0233-08

气液固三相管流耦合水击振动特性的 参数影响分析

陈 明, 伍建林, 王建华

(解放军后勤工程学院供油工程系, 重庆 401311)

摘 要: 以气液固三相管流为研究对象, 采用矢量通量分裂法并结合 Lax-Wendroff 格式和迎风 Warming-Beam 格式, 对浆液池-管道-阀门系统的耦合水击振动响应进行了数值计算, 分析了含气率、固液密度比以及固液弹模比等参数对系统振动特性的影响。结果表明: 增加含气率可有效地降低压力和应力波速, 同时削弱流体压力波动和管道振动强度; 当固液密度比增大时, 管系振动强度随之增大, 系统振动能量的增量主要集中在流体里, 造成流体压能升高较快; 随着固液弹模比的增加, 管系压能和振动强度均增加, 但增幅很小; 当固液弹模比增加到某种程度后, 其对系统压能和振动强度的影响可忽略。

关键词: 气液固三相流; 流固耦合; 水击; 振动特性; 参数影响

中图分类号: O353 文献标志码: A doi: 10.6052/j.issn.1000-4750.2013.09.0825

ANALYSIS OF PARAMETRIC INFLUENCE OF A COUPLED WATER HAMMER ON THE VIBRATION CHARACTERISTICS OF GAS-LIQUID-SOLID THREE-PHASE FLOW IN PIPELINES

CHEN Ming, WU Jian-lin, WANG Jian-hua

(Department of Petroleum Supply Engineering, Logistical Engineering University of PLA, Chongqing 401311, China)

Abstract: With gas-liquid-solid three-phase flow as a research subject, the vibration responses induced by a coupled water hammer in a slurry reservoir-pipeline-valve system are obtained by combining the flux vector splitting method with a Lax-Wendroff scheme and an upwind Warming-Beam scheme. The influences of void fraction, density ratio, and elastic modulus ratio between the solid phase and liquid phase on vibration characteristics of the system are analyzed. The numerical results show that the velocities of pressure waves and stress waves decrease with the increase of void fraction, and the intensity of pressure fluctuation and pipe vibration fall simultaneously. As the density ratio between solid phase and liquid phase increases, the vibration of pipeline system becomes stronger, and additional vibration energy of the pipeline system mostly concentrates in the fluid, thus the pressure energy in the fluid rises rapidly. With increased elastic modulus ratio between solid phase and liquid phase, both pressure energy and vibration intensity in the pipeline system increase slightly. When the elastic modulus ratio between solid phase and liquid phase increases past a certain extent, its influence on the pressure energy and vibration intensity of the pipeline system can be neglected.

Key words: gas-liquid-solid three-phase flow; fluid-structure interaction; water hammer; vibration characteristics; parametric influence

管道输送作为一种具有效率高、成本低、无污染等优点的输送方式, 已经在众多领域得到了广泛

的应用。在管输过程中, 由于动力或控制系统动作等扰动原因, 常会使输送系统出现水击工况, 引起

收稿日期: 2013-09-05; 修改日期: 2014-05-12

基金项目: 重庆市自然科学基金项目(2010BB7421)

通讯作者: 陈 明(1982—), 男, 重庆人, 讲师, 博士, 主要从事输流管道流固耦合互动研究(E-mail: chenchen8201@126.com).

作者简介: 伍建林(1969—), 男, 四川人, 副教授, 博士, 主要从事石油气管道水力瞬变研究(E-mail: wjlwfwf@126.com);

王建华(1964—), 男, 浙江人, 教授, 硕士, 硕导, 主要从事输流管道流固耦合动力学研究(E-mail: wjh8331128@163.com).

流体喘振。在流固耦合作用下, 流体喘振会进一步诱发管道产生剧烈振动, 轻则降低系统运行的可靠性, 重则会使管道结合部松动渗漏甚至爆裂成灾。据不完全统计, 在工业生产中, 由于水击振动导致的管道接头损坏以及管道破裂一般占管道系统总破坏率的 75% 以上^[1]。因此, 有效地分析、研究管流耦合水击振动规律以及相关参数对耦合振动的影响, 为管输系统的设计、运行和调度提供依据, 对于确保安全生产、避免人身伤亡、减少能源损失等均具有重要的现实意义。

目前, 各国学者对管道水击耦振问题进行了大量研究。Paidoussis^[2]、张立翔^[3]、Lee^[4]、Omer^[5]、刘龙^[6]等先后建立了描述输流管道非线性动力学行为的流固耦合振动模型。Wiggert^[7]、魏鑫^[8]、Kochupillai^[9]、任建亭^[10]、李帅军^[11]、Dai^[12]等分别采用特征线法、有限元法、行波法以及传递矩阵法等对管流耦振模型进行了时频域求解。金基铎^[13]、包日东^[14]、荆洪英^[15]、Liu^[16]、Ni^[17]等分别就不同约束条件下的输流管道临界流速和稳定性问题进行了研究。Zhang^[18]、李艳华^[19]、杨超^[20]等研究了管道结构参数对系统振动特性的影响。柳贡民等^[21]研究了蒸汽参数对蒸汽管路系统固有特性的影响。林君哲等^[22]分析了航空发动机液压管路流体压力、流速、轴向力等参数对振动特性的影响。

就相关文献资料来看, 目前对管道水击耦振问题的研究主要集中在数学模型的建立与求解, 以及管系的临界流速和参数共振分析等方面, 并且研究的流体介质多为纯液体, 较少考虑液体中存在气相和固相的情形^[23]。事实上, 随着多相混输工艺的推广应用或客观因素的影响(如夹带气体和固体杂质), 实际的管输介质往往以多相流体形式存在, 而又以气液固三相混合流动最具一般性。因此, 本文以气液固三相管流为研究对象, 主要分析含气率、固液密度比、固液弹模比等参数对管系振动特性的影响, 以期为进一步研究多相管流水击耦振问题提供一定的理论指导。

1 气液固三相管流耦合水击模型及求解方法

1.1 数学模型

在工业生产中, 冶金部门常采用水力输送精矿和尾矿, 煤炭与电力部门则用水力输送煤渣等。为

了便于管道水力输送, 减小设备磨损, 降低输送流速和费用, 这些固体物料颗粒通常较细, 在紊流扩散作用下能够维持均匀的悬移运动, 沉降十分缓慢。此时, 固体颗粒、液体以及由于各种原因混入的少量气体所形成的气液固三相流动形式比较稳定, 并且在管道横截面上各相的浓度分布较为均匀。对于这类管输系统而言, 可将管内流动当作伪均质流, 按均相流理论来进行分析^[24]。

设气、液、固三相均匀混合, 相间无速度差、无质量传递并处于绝热状态。不考虑瞬变过程中液体的闪蒸, 忽略参数在管道横截面上分布不均匀的影响且不作薄壁管假设。此时, 气液固三相流的耦合水击模型可表示为^[25]:

$$A \frac{\partial \Phi}{\partial t} + B \frac{\partial \Phi}{\partial x} = F \quad (1)$$

式中:

$$\Phi = [V_m \quad H \quad U \quad \sigma]^T;$$

$$A = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & K^* \rho_m g & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 2\mu R^2 \rho_m g / [(2Re + e^2)E] & 0 & -1/E \end{bmatrix};$$

$$B = \begin{bmatrix} 0 & g & 0 & 0 \\ 1 & 0 & -2\mu(1+e/R) & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -1/\rho_p \\ 0 & 0 & 1 & 0 \end{bmatrix};$$

$$F = \begin{bmatrix} -F_m / (\rho_m A_t) - g \sin \alpha \\ 0 \\ F_m / (\rho_p A_p) - g \sin \alpha \\ 0 \end{bmatrix};$$

V_m 为多相流体流速; H 为管内流体压头; U 为管道轴向振动速度; σ 为管壁轴向应力; E 为管材的弹性模量; μ 为泊松比; R 为管道内半径; e 为管壁厚度; A_p 为管壁横截面积; A_t 为管道内截面积; ρ_p 为管材的密度; g 为重力加速度; α 为管道倾角; ρ_m 为多相流体的密度, $\rho_m = \rho_g v_g + \rho_s v_s + \rho_l (1 - v_g - v_s)$, ρ 、 v 分别为各相的密度和体积分数, 下标“g、s、l、m”分别表示气相、固相、液相和混合相; K^* 为综合系数, $K^* = 1/K_m + 4R(1-\mu^2) \cdot (R+e)/(2REe + Ee^2)$; $K_m = [v_g/K_g + v_s/K_s + (1-v_g - v_s)/K_l]^{-1}$, K 为各相的体积弹性模量; x 为管道轴向; t 为时间; F_m 为管壁与流体之间单位长度的摩擦阻力, $F_m = \rho_m f_m A_t |V_m| V_m \{1 + \varphi [v_s(\rho_s/\rho_l -$

1)+ $v_g \sin \alpha$]/(4R); f_m 为流体与管壁间的摩擦因数; φ 为压力系数。

式(1)的特征方程为 $|B - \lambda A| = 0$, 由该方程可解出 4 个不相等的实根, 即考虑耦合效应的水击波速和轴向应力波速:

$$\lambda_{1,2} = \pm C_m = \pm \sqrt{\frac{1}{2} \left[q^2 - (q^4 - 4a_m^2 a_p^2)^{\frac{1}{2}} \right]} \quad (2)$$

$$\lambda_{3,4} = \pm C_p = \pm \sqrt{\frac{1}{2} \left[q^2 + (q^4 - 4a_m^2 a_p^2)^{\frac{1}{2}} \right]} \quad (3)$$

式中: $q^2 = a_m^2 + a_p^2 + \frac{4\mu^2 R(R+e)}{(2R+e)e} \frac{\rho_m}{\rho_p} a_m^2$; a_m 为不考虑耦合效应的水击压力波速, $a_m^2 = 1/(K^* \rho_m)$; a_p 为不考虑耦合效应的轴向应力波速, $a_p^2 = E/\rho_p$ 。

1.2 求解方法

在求解水击方程的众多数值方法中, 以特征线法最为流行, 但用其求解耦合水击模型时, 通常存在多波插值问题, 容易引入较大的数值衰减, 影响计算精度。为避免此问题, 本文采用矢通量分裂法进行求解。

将式(1)进行通量分裂, 并按照 Lax-Wendroff 格式和迎风 Warming-Beam 格式进行数值离散。限于篇幅, 具体过程可见文献[26]。经推导, 式(1)可表示为如下差分形式^[26]:

$$W_j^{n+1} = W_j^n - \frac{\Delta t}{\Delta x} (D_{j+1/2}^n - D_{j-1/2}^n) + \Delta t T F_j^n \quad (4)$$

$$D_{j+1/2} = Y_{j+1/2}^+ + Y_{j-1/2}^-, \quad D_{j-1/2} = Y_{j-1/2}^+ + Y_{j-3/2}^- \quad (5)$$

$$Y_{j+1/2}^+ = Y_j^+ + \frac{1}{2} \left(I - \frac{A^+ \Delta t}{\Delta x} \right) \cdot \min\text{mod}(\Delta Y_{j-1}^+, \Delta Y_j^+) \quad (6)$$

$$Y_{j-1/2}^- = Y_{j+1}^- - \frac{1}{2} \left(I + \frac{A^- \Delta t}{\Delta x} \right) \cdot \min\text{mod}(\Delta Y_j^-, \Delta Y_{j+1}^-) \quad (7)$$

$$\Delta Y_{j-1}^\pm = Y_j^\pm - Y_{j-1}^\pm, \quad \Delta Y_j^\pm = Y_{j+1}^\pm - Y_j^\pm, \quad \Delta Y_{j+1}^\pm = Y_{j+2}^\pm - Y_{j+1}^\pm \quad (8)$$

式中: $W = T A \Phi$; $T = \begin{bmatrix} t_{11} & t_{12} & t_{13} & t_{14} \\ t_{21} & t_{22} & t_{23} & t_{24} \\ t_{31} & t_{32} & t_{33} & t_{34} \\ t_{41} & t_{42} & t_{43} & t_{44} \end{bmatrix}$; 对于

$$i = 1 \text{ 或 } 2, t_{i1} = 1, t_{i2} = \lambda_i, t_{i3} = \frac{2\mu(1+e/R)\lambda_i^2}{C_p^2 - \lambda_i^2}, t_{i4} =$$

$$\frac{2\mu C_p^2(1+e/R)\lambda_i}{C_p^2 - \lambda_i^2}; \text{ 对于 } i = 3 \text{ 或 } 4, t_{i1} = \frac{2\mu R^2 \rho_m}{(2Re+e^2)E}$$

$$\frac{C_m^2 \lambda_i^2}{(C_m^2 - \lambda_i^2)}, t_{i2} = \frac{2\mu R^2 \rho_m}{(2Re+e^2)E} \frac{C_m^2 \lambda_i^3}{(C_m^2 - \lambda_i^2)}, t_{i3} = 1 -$$

$$\frac{4\mu^2(R^2+Re)\rho_m}{(2Re+e^2)E} \frac{C_m^2 \lambda_i^2}{(C_m^2 - \lambda_i^2)}, t_{i4} = \lambda_i; Y^+ = A^+ W, Y^- =$$

$$A^- W; A^+ = \text{diag}(\lambda_1^+, \lambda_2^+, \lambda_3^+, \lambda_4^+), A^- = \text{diag}(\lambda_1^-, \lambda_2^-, \lambda_3^-, \lambda_4^-),$$

$$\lambda_i^+ = (\lambda_i + |\lambda_i|)/2, \lambda_i^- = (\lambda_i - |\lambda_i|)/2;$$

$\min\text{mod}(a, b)$ 可表述为: 当 $ab \leq 0$ 时, 函数值为零;

$ab > 0$ 时, 函数值取 a, b 中绝对值较小的那个值;

I 为单位阵; 上标 n 为时步编号; 下标 j 为差分网格节点编号; Δt 为时间步长; Δx 为管道差分段长度。

将管系初值代入上述差分格式, 然后结合相应的边界条件按时间序列依次循环计算, 便可得出系统各时刻的数值解。本格式的稳定性条件是 $Cr = \max(C_m, C_p) \Delta t / \Delta x \leq 1$ 。

将管系初值代入上述差分格式, 然后结合相应的边界条件按时间序列依次循环计算, 便可得出系统各时刻的数值解。本格式的稳定性条件是 $Cr = \max(C_m, C_p) \Delta t / \Delta x \leq 1$ 。

2 参数影响分析

通常大直径输液管道发生水击耦振的程度剧烈、危害较大, 故本文以如图 1 所示的浆液池-大直径管道-阀门系统作为分析对象。管道中流体的初始流速为 1m/s, 阀后压力为 0MPa, 管道和阀门能够自由地做轴向振动。管道长为 20m, 外径为 813mm, 管壁厚 8mm, 管材弹性模量为 210GPa, 管材密度为 7900 kg/m³, 泊松比取为 0.3。液相为清水, 密度取为 1000kg/m³, 体积模量为 2.14GPa。管系由末端阀门瞬时关闭引发水击。



图 1 浆液池-管道-阀门系统示意图

Fig.1 Diagram of slurry reservoir-pipeline-valve system

2.1 含气率对系统振动特性的影响

含气率是多相流体的一个重要参数, 因为气相的体积模量通常比液相和固相小 4 个~6 个数量级, 因此即使流体含气率不高, 其对系统振动特性的影响都是不可忽略的。设流体中固相为铁精矿粉(颗粒直径约为 0.071mm), 弹性模量为 105GPa, 密度为 4760kg/m³, 体积浓度取为 0.168。气相为空气气泡, 其体积模量按下式计算^[27]:

$$K_g = \rho_m g H k \quad (9)$$

式中, k 为空气的绝热指数。

流体中的压力波速随含气率变化的曲线如图 2 所示。从图 2 可以看出, 在含气率为 0~0.03 范围内, 压力波速随含气率增加急剧降低, 而含气率大于 0.2 以后, 波速变化趋于平缓。考虑流固耦合效应前后, 压力波速变化曲线差异很小, 只是在含气率为 0 时, 不计流固耦合的压力波速为 861m/s, 大于考虑流固耦合效应的波速 839m/s。图 3 是管道中的应力波速随含气率变化的曲线。从图 3 可以看出, 考虑流固耦合效应时, 应力波速的变化趋势与压力波速相似; 而不计耦合效应时, 应力波速为常数, 不受含气率影响。这是因为在非耦合应力波速计算公式中, 应力波速只与管材弹模和密度有关, 而与流体的物性参数无关。

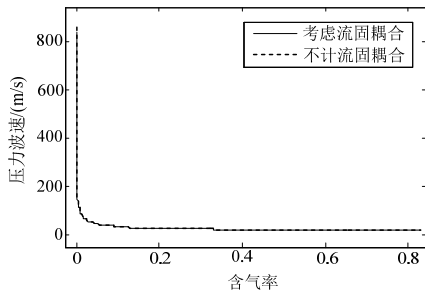


图 2 压力波速随含气率的变化曲线

Fig.2 Variation of pressure wave velocity with void fraction

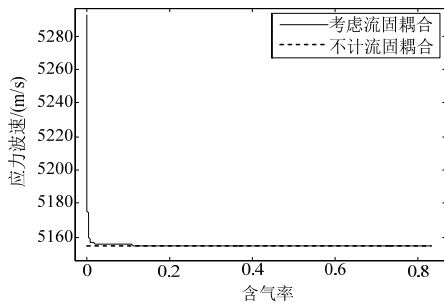


图 3 应力波速随含气率的变化曲线

Fig.3 Variation of stress wave velocity with void fraction

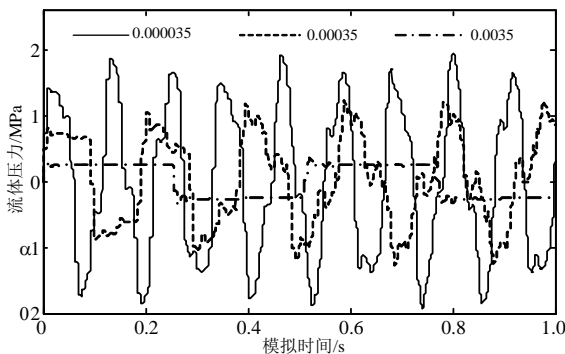
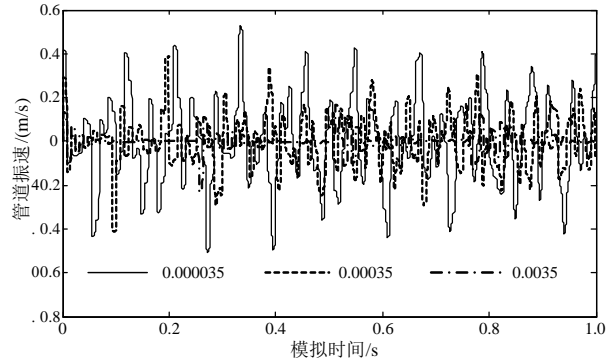
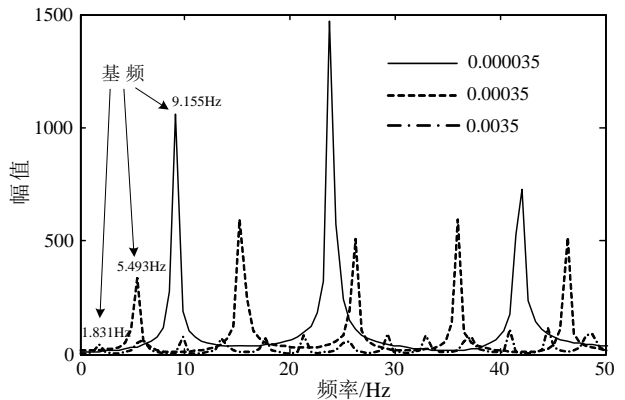


图 4 不同含气率条件下的阀门端压力响应对比

Fig.4 Comparison among pressure responses at valves with different void fractions



(a) 时域响应对比



(b) 频域响应对比

图 5 不同含气率条件下的阀门端振速的时频域响应对比
Fig.5 Comparison among vibration velocity responses in both time and frequency domains at valves with different void fractions

分别令浆体含气率为 0.000035、0.00035 和 0.0035 来考察阀门端的压力响应和管道振动情况, 如图 4 和图 5 所示。从图中的计算曲线来看, 随着含气率的增加, 压力波动幅度和管道振动幅度明显降低, 并且波(振)动频率也随之减小。这种情况类似于管道结构阻尼对系统能量耗散的情形。因此, 可以把输送介质中的气体看作是一种能量耗散性阻尼, 在保持流型不变的情况下, 适当增加介质中的含气率可有效地削弱压力波动和管道振动。

2.2 固液密度比对系统振动特性的影响

目前在工业生产中采用管道水力输送的固体物料种类很多, 不同物料之间的物性差异较大。经进一步研究发现, 固液密度比对系统瞬态特性的影响非常显著, 浆体浓度(即流体中固相含量)对水击波速的影响会因固液密度比的不同而出现很大差异。

设浆体中含气率保持为 0.00035, 图 6 显示了在不同固液密度比条件下, 浆体浓度对流体压力波速的影响。从图 6 可以看出, 固液密度比存在一个临界值(在本算例中大致为 1.15)。当固液密度比小

于临界值时, 压力波速随浆体浓度增加而增加; 反之, 压力波速则随着浆体浓度的增加而减小。固液密度比对管道应力波速的影响如图 7 所示。从该图可看出, 管道应力波速随浆体浓度变化的趋势不受固液密度比影响, 只是在不同固液密度比下, 波速增加的程度有所不同。

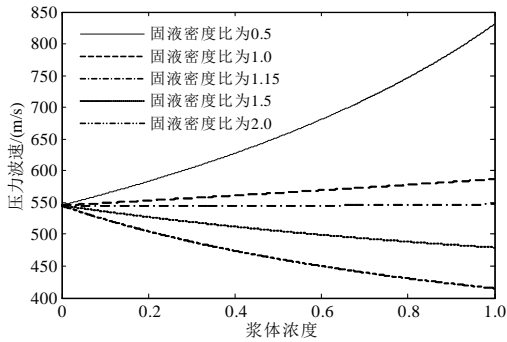


图 6 固液密度比对压力波速变化的影响

Fig.6 Influence of density ratio between solid and liquid phases on pressure wave velocity

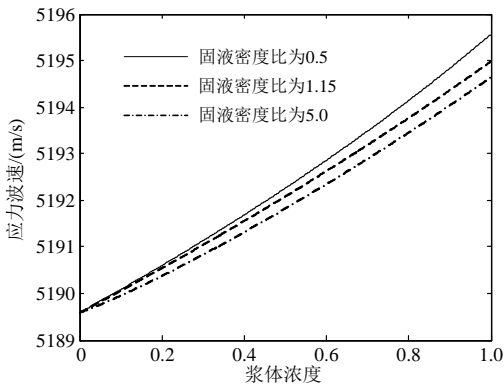


图 7 固液密度比对应力波速变化的影响

Fig.7 Influence of density ratio between solid and liquid phases on stress wave velocity

令浆体浓度为 0.568, 固液密度比取 0.5~5.0, 间隔 0.3, 则阀门处流体压力和管道振动速度的最大值和有效值如图 8、图 9 所示。

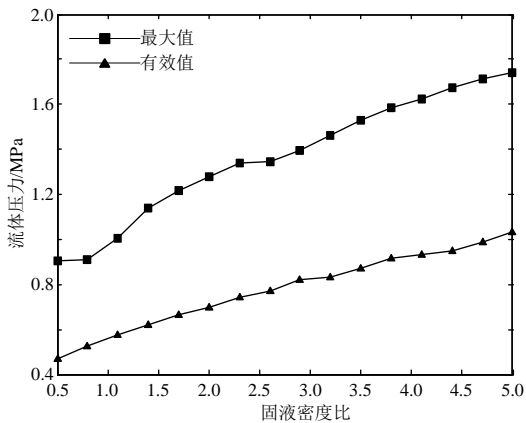


图 8 阀门处流体压力响应

Fig.8 Pressure responses of fluid at valve

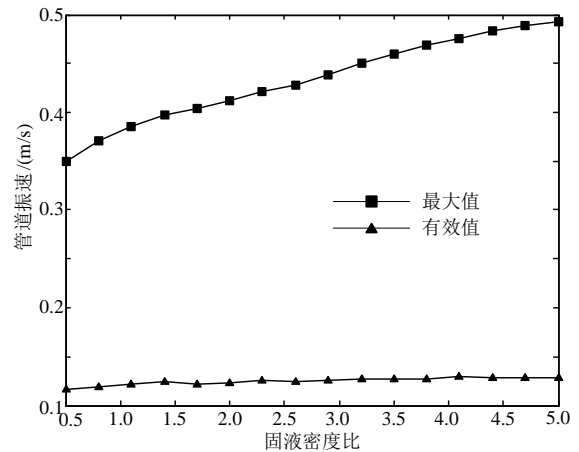


图 9 阀门处管道振动速度响应

Fig.9 Vibration velocity responses of pipe at valve

从图 8、图 9 的计算曲线可以看出, 随着固液密度比的增加, 流体压力的最大值和有效值均增大, 并且在结合部耦合作用下, 管道振速情况呈相同的变化趋势。这说明管系的振动强度随固液密度比的增加而增大。结合图 6 来看, 虽然固液密度比的增加降低了压力波速, 但却使得流体整体密度的增加程度更大, 单位体积具有更强的惯性, 由惯性水击原理可知水击压力波的强度应随之增大。管道振速有效值(即振动强度)的增加幅度小于流体压力有效值(即压力能)的增加幅度, 表明随着固液密度比的增加, 系统振动能量的增量主要集中在流体内, 造成流体压力能升高较快。

2.3 固液弹模比对系统振动特性的影响

固液弹模比为固相与液相的体积弹性模量之比。当浆体浓度变化时, 不同的固液弹模比参数将使多相流体的整体体积模量发生不同的改变, 进而影响到压力和应力波速的变化趋势。图 10 显示了不同固液弹模比对管道应力波速的影响(图中实线表示固液密度比为 4.76, 虚线表示固液密度比为 0.76)。从图 10 可以看出, 固液弹性模量比对管道应力波速的影响是明显的, 而固液密度比相对于固液弹模比而言, 对应力波速的影响较小。固液弹模比同样存在着临界值(本算例中大致为 1.0), 当弹模比小于临界值时, 应力波速随浆体浓度的增加而减小; 而弹模比大于临界值时, 应力波速则随浆体浓度的增加而增加。

固液弹性模量比对流体压力波速的影响如图 11 所示。从该图可以看出, 固液弹模比并没有改变压力波速随浆体浓度变化的趋势, 但会影响变化的程度。总的来说, 它对压力波速的影响小于固液密度比造成的影响。此外, 从图 11 还可以发现在同

一浆体浓度下，压力波速随着固液弹模比的增加而增加。这是因为固液弹模比的增大使得多相流体整体的体积模量增大，这意味着流体逐渐变硬，其弹性减小，刚性增加，因此水击波传播得更快。倘若流体体积模量无穷大，则水击波速也将变为无穷大。

令浆体浓度为 0.568，固液密度比分别取 0.76 和 4.76，固液弹模比取 0.1~50 的值，则阀门处流体压力和管道振动速度的最大值和有效值如表 1 所示。

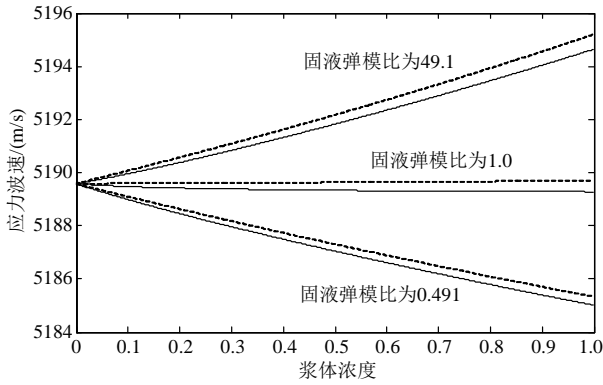


图 10 不同固液弹模比对应应力波速的影响

Fig.10 Influence of elastic modulus ratio between solid and liquid phases on stress wave velocity

从表 1 的数据可以看出，尽管固液密度比取值不同，但流体压力最大值和有效值均随着固液弹模比的增大而增大，但增幅很小。当固液弹模比超过某一数值时(在本算例中为 1.0)，流体压力响应的变化程度减小，趋于稳定。在结合部耦合作用下，管道振速最大值和有效值的变化情况与流体压力响应变化相似。这说明当流体弹性随固液弹模比的增加而降低到某种程度后，其对系统压力能和振动强度的影响可忽略。

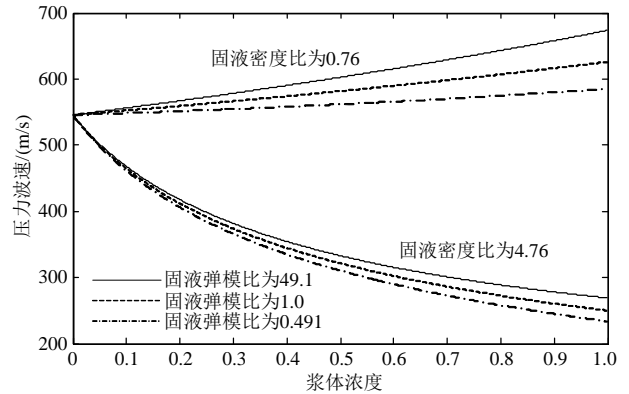


图 11 不同固液弹模比对压力波速的影响

Fig.11 Influence of elastic modulus ratio between solid and liquid phases on pressure wave velocity

表 1 不同固液弹模比条件下的数值计算结果

Table 1 Numerical results with different elastic modulus ratios between solid and liquid phases

固液 弹模比	流体压力/MPa (固液密度比为 0.76)		管道振动速度/(m/s) (固液密度比为 0.76)		流体压力/MPa (固液密度比为 4.76)		管道振动速度/(m/s) (固液密度比为 4.76)	
	最大值	有效值	最大值	有效值	最大值	有效值	最大值	有效值
0.1	0.7053	0.3796	0.3059	0.0865	1.1811	0.7338	0.4240	0.0936
0.3	0.8082	0.4549	0.3479	0.1055	1.5180	0.8754	0.4648	0.1136
0.5	0.8313	0.4797	0.3558	0.1098	1.5893	0.9183	0.4758	0.1212
1.0	0.8605	0.4962	0.3620	0.1136	1.6601	0.9692	0.4833	0.1242
5.0	0.8978	0.5149	0.3671	0.1190	1.7122	0.9952	0.4885	0.1286
10.0	0.8992	0.5151	0.3677	0.1191	1.7164	0.9969	0.4891	0.1287
20.0	0.9004	0.5155	0.3681	0.1191	1.7181	0.9979	0.4894	0.1290
30.0	0.9008	0.5157	0.3682	0.1191	1.7192	0.9982	0.4895	0.1291
40.0	0.9011	0.5158	0.3682	0.1192	1.7192	0.9984	0.4895	0.1291
50.0	0.9011	0.5159	0.3682	0.1192	1.7193	0.9984	0.4895	0.1292

3 结论

本文以浆液池-大直径管道-阀门系统为研究对象，分析了多相流体物性参数对系统振动响应的影响，得出的主要结论如下：

(1) 随着含气率的增加，压力和应力波速先是急剧降低，随后变化平缓，同时压力波动幅度和管道振动幅度明显降低，并且波动和振动频率也随之减小。因此，可以把流体中的气相看作是能量耗散性

阻尼，在维持流型不变的前提下，适当增加含气率可有效地削弱压力波动和管道振动。

(2) 对流体压力波速而言，固液密度比存在某个临界值。当固液密度比小于临界值时，压力波速随浆体浓度增加而增加；反之，压力波速则随浆体浓度增加而减小。管道应力波速随浆体浓度的变化趋势不受固液密度比影响，只是在不同固液密度比下，应力波速增加的程度有所不同。当固液密度比增大时，管系的振动强度随之增大，系统振动能量

的增量主要集中在流体里。

(3) 对管道应力波速而言,固液弹模比同样存在着临界值。当弹模比小于临界值时,应力波速随浆体浓度的增加而减小;反之,应力波速则随浆体浓度增加而增加。固液弹模比不改变压力波速随浆体浓度变化的趋势,但会影响变化程度。固液弹模比的增加将使流体压能和管道振动强度轻微增加,同时使流体整体刚性增加,弹性降低。当固液弹模比增加到某种程度后,其对系统压力能和振动强度的影响可以忽略。

参考文献:

- [1] 金锥, 姜乃昌, 汪兴华, 等. 停泵水锤及其防护[M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2004: 1—3.
Jin Zhui, Jiang Naichang, Wang Xinghua, et al. Protection of pump-stopping water hammer [M]. Beijing: China Architecture & Building Press, 2004: 1—3. (in Chinese)
- [2] Paidoussis M P, Li G X. Pipes conveying fluid: A model dynamical problem [J]. *Journal of Fluids and Structures*, 1993, 7(2): 137—204.
- [3] 张立翔, 黄文虎. 输流管道非线性流固耦合振动的数学建模[J]. *水动力学研究与进展(A 辑)*, 2000, 15(1): 116—128.
Zhang Lixiang, Huang Wenhui. Nonlinear dynamical modeling of fluid-structure interaction of fluid-conveying pipes [J]. *Journal of Hydrodynamics (Series A)*, 2000, 15(1): 116—128. (in Chinese)
- [4] Lee S I, Chung J. New non-linear modeling for vibration analysis of a straight pipe conveying fluid [J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2002, 254(2): 313—325.
- [5] Omer F, Pan L Y, Li B R. Study of transient transverse vibration for a pipe [J]. *Journal of Engineering and Applied Sciences*, 2011, 6(2): 114—121.
- [6] 刘龙, 轩福贞, 董达善. 脉动流作用下粘弹性直管动力学特性分析[J]. *工程力学*, 2011, 28(10): 41—45.
Liu Long, Xuan Fuzhen, Dong Dashan. Dynamic analysis of visco-elastic straight pipes conveying pulsating fluid in Hamiltonian system [J]. *Engineering Mechanics*, 2011, 28(10): 41—45. (in Chinese)
- [7] Wiggert D C, Tijsseling A S. Fluid transients and fluid-structure interaction in flexible liquid-filled piping [J]. *Applied Mechanics Reviews*, 2001, 54(5): 455—481.
- [8] 魏鑫, 孙冰, 于子文, 等. 火箭推进系统充液管路的流固耦合动响应分析[J]. *航空动力学报*, 2010, 25(4): 852—856.
Wei Xin, Sun Bing, Yu Ziwen, et al. Dynamic response analysis of fluid-structure interaction in liquid-filled pipes of rocket feed system [J]. *Journal of Aerospace Power*, 2010, 25(4): 852—856. (in Chinese)
- [9] Kochupillai J, Ganesan N, Padmanabhan C. A new finite element formulation based on the velocity of flow for water hammer problems [J]. *International Journal of Pressure Vessels and Piping*, 2005, 82(1): 1—14.
- [10] 任建亭, 林磊, 姜节胜. 管道流固耦合振动的行波方法研究[J]. *应用力学学报*, 2005, 22(4): 530—535.
Ren Jianting, Lin Lei, Jiang Jiesheng. Traveling wave method for pipe fluid-structure interaction [J]. *Chinese Journal of Applied Mechanics*, 2005, 22(4): 530—535. (in Chinese)
- [11] 李帅军, 柳贡民, 陈浩. 考虑流固耦合的管内压力波传递特性分析[J]. *振动与冲击*, 2012, 31(24): 177—182.
Li Shuaijun, Liu Gongmin, Chen Hao. Pressure wave propagation characteristics in fluid-filled pipes with fluid-structure interaction [J]. *Journal of Vibration and Shock*, 2012, 31(24): 177—182. (in Chinese)
- [12] Dai H L, Wang L, Qian Q, Gan J. Vibration analysis of three-dimensional pipes conveying fluid with consideration of steady combined force by transfer matrix method [J]. *Applied Mathematics and Computation*, 2012, 219(5): 2453—2464.
- [13] 金基铎, 杨晓东, 张宇飞. 固定约束松动对输流管道稳定性和临界流速的影响[J]. *振动与冲击*, 2009, 28(6): 95—99.
Jin Jiduo, Yang Xiaodong, Zhang Yufei. Analysis of critical flow velocities of pipe conveying fluid under relaxation of boundary conditions [J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2009, 28(6): 95—99. (in Chinese)
- [14] 包日东, 金志浩, 闻邦椿. 端部约束悬臂输流管道的动力学特性[J]. *工程力学*, 2009, 26(1): 209—215.
Bao Ridong, Jin Zhihao, Wen Bangchun. Dynamical behaviors of restrained cantilever pipe conveying fluid [J]. *Engineering Mechanics*, 2009, 26(1): 209—215. (in Chinese)
- [15] 荆洪英, 金基铎, 闻邦椿. 一端固定具有中间支承输流管道临界流速及稳定性分析[J]. *机械工程学报*, 2009, 45(3): 89—93.
Jing Hongying, Jin Jiduo, Wen Bangchun. Stability and critical flow velocity analysis of a clamped pipe conveying fluid with intermediate support [J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2009, 45(3): 89—93. (in Chinese)
- [16] Liu G M, Li Y H. Vibration analysis of liquid-filled pipelines with elastic constraints [J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2011, 330(13): 3166—3181.
- [17] Ni Q, Zhang Z L, Wang L. Application of the differential transformation method to vibration analysis of pipes conveying fluid [J]. *Applied Mathematics and Computation*, 2011, 217(16): 7028—7038.
- [18] Zhang X M. Parametric studies of coupled vibration of cylindrical pipes conveying fluid with the wave propagation approach [J]. *Computers & Structures*, 2002, 80(3): 287—295.

- [19] 李艳华, 柳贡民, 马俊. 考虑流固耦合的典型管段结构振动特性分析[J]. 振动与冲击, 2010, 29(6): 50—53.
Li Yanhua, Liu Gongmin, Ma Jun. Research on fluid-structure interaction in fluid-filled pipes [J]. Journal of Vibration and Shock, 2010, 29(6): 50—53. (in Chinese)
- [20] 杨超, 范士娟. 管材参数对输液管流固耦合振动的影响[J]. 振动与冲击, 2011, 30(7): 210—213.
Yang Chao, Fan Shijuan. Influence of pipe parameters on fluid-structure coupled vibration of a fluid-conveying pipe [J]. Journal of Vibration and Shock, 2011, 30(7): 210—213. (in Chinese)
- [21] 柳贡民, 陈浩, 李帅军. 蒸汽参数对管路系统动力特性的影响研究[J]. 固体力学学报, 2012, 33(2): 168—175.
Liu Gongmin, Chen Hao, Li Shuaijun. Research on the influence of steam parameters on dynamic characteristics of pipeline system [J]. Chinese Journal of Solid Mechanics, 2012, 33(2): 168—175. (in Chinese)
- [22] 林君哲, 周恩涛, 杜林森, 等. 流体参数对航空发动机液压管路振动特性的影响[J]. 东北大学学报(自然科学版), 2012, 33(10): 1453—1456.
Lin Junzhe, Zhou Entao, Du Linsen, et al. Effect of fluid parameters on vibration characteristics of hydraulic pipe of aero-engine [J]. Journal of Northeastern University (Natural Science), 2012, 33(10): 1453—1456. (in Chinese)
- [23] 李明, 宫敬, 李清平, 等. 输流管道流体结构互动响应研究[J]. 石油化工高等学校学报, 2010, 23(1): 60—65.
Li Ming, Gong Jing, Li Qingping, et al. Fluid structure interaction vibration of pipes conveying fluid [J]. Journal of Petrochemical Universities, 2010, 23(1): 60—65. (in Chinese)
- [24] 周云龙, 洪文鹏, 孙斌. 多相流体力学理论及其应用[M]. 北京: 科学出版社, 2008: 277—278.
Zhou Yunlong, Hong Wenpeng, Sun Bin. Multiphase Hydrodynamics Theory and its Application [M]. Beijing: Science Press, 2008: 277—278. (in Chinese)
- [25] 陈明, 焦光伟, 雍岐卫, 等. 管道气液固三相流的耦合瞬变模型研究[J]. 后勤工程学院学报, 2011, 27(3): 30—34.
Chen Ming, Jiao Guangwei, Yong Qiwei, et al. Study on coupling hydraulic transient model of gas-liquid-solid three-phase flows in the pipelines [J]. Journal of Logistical Engineering University, 2011, 27(3): 30—34. (in Chinese)
- [26] Chen M, Jiao G W, Deng S S, et al. Flux vector splitting solutions for coupling hydraulic transient of gas-liquid-solid three-phase flow in pipelines [J]. Applied Mathematics and Mechanics (English Edition), 2013, 34(7): 811—822.
- [27] 包日东, 毕文军, 唐黎明. 含气成品油管流中的声传播特性[J]. 沈阳化工学院学报, 2008, 22(3): 238—242.
Bao Ridong, Bi Wenjun, Tang Liming. Acoustic transmitting characteristics in gas-oil two-phase pipeline flowing [J]. Journal of Shenyang Institute of Chemical Technology, 2008, 22(3): 238—242. (in Chinese)