

液压激波作用下管道流固耦合的动力学建模

张慧贤^{1,2}, 寇子明^{1,3}, 吴娟^{1,3}, 陆春月^{1,3}

(1. 太原理工大学机械工程学院, 030024, 太原; 2. 黄淮学院电子科学与工程系, 463000, 河南驻马店;
3. 山西省矿山流体控制工程中心, 030024, 太原)

摘要: 为了研究在主动液压激波作用下管道振动的动力学特性,设计了一种液压激波变频控制系统,建立了激波作用下充液管道流固耦合的动力学模型.采用特征线-有限元法,用 Newmark 法编程,将由特征线法求得的流体各断面横向压力载荷施加到管道有限元的单元节点上,由此求得了管道横向各断面处及轴向的振动时程曲线,并通过快速傅里叶变换获取了管道横向及轴向的幅频特性曲线.试验发现,在激波作用下,充液管道的横向与轴向振动中基频的幅频特性吻合较好,而高阶频率由于谐波干扰信号非常严重,因此与数值模拟结果没有明确的对应关系.

关键词: 液压激波;流固耦合;特征线-有限元法

中图分类号: O351.2; TP29 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2012)03-0094-06

Dynamic Modeling and Experiments for Fluid Structure Interaction in Pipe Under Hydraulic Shock Wave

ZHANG Huixian^{1,2}, KOU Ziming^{1,3}, WU Juan^{1,3}, LU Chunyue^{1,3}

(1. College of Mechanical Engineering, Taiyuan University of Technology, Taiyuan 030024, China; 2. Electronic Science and Engineering Department, Huanghuai University, Zhumadian, Henan 463000, China; 3. Shanxi Province Mine Fluid Control Engineering Research Center, Taiyuan 030024, China)

Abstract: To investigate dynamic characteristics of fluid filled pipe under hydraulic excitation wave generated from a newly developed shock exciter, a hydraulic excitation system with frequency converter is designed, the dynamic model of fluid structure interaction for fluid-filled pipe is established, and the pressure and flow velocity of fluid distributed along the pipe are evaluated with method of characteristics. The numerical simulations show that the transverse excitation force gets simply harmonic at each cross section along the pipe and can be controlled almost linearly via adjusting the system pressure. Then method of characteristics-finite element is chosen to distribute the transverse excitation force on the finite element nodes of the pipe, and the time-history curves of transverse and axial excitation are plotted. The amplitude-frequency character of transverse and axial excitation is gained by FFT and compared with the measured data by three-axis acceleration transducer. It is found that the fundamental frequencies are basically consistent with each other, while the high order frequencies do not coincide due to the high frequency interference.

Keywords: hydraulic shock wave; fluid structure interaction; method of characteristics-finite element

收稿日期: 2011-06-22. 作者简介: 张慧贤(1975—),男,博士生;寇子明(通信作者),男,教授,博士生导师. 基金项目: 国家自然科学基金资助项目(50775154);山西省青年科学基金资助项目(2010201025);河南省教育厅自然科学研究计划项目(2011C460003).

网络出版时间: 2011-12-20

网络出版地址: <http://www.cnki.net/kcms/detail/61.1069.T.20111220.1805.005.html>

由于流体压力和流量的变化会引起充液管道的振动,使管道的固有频率随压力和流量的增大而减小,因此当激振源频率与管道固有频率相等时,便发生共振,从而引发失稳破坏。金基铎等人^[1]进行了充液管道两端不同支承方式及不同流态下共振响应的数值模拟,研究了管道在多种参数共同作用下失稳的临界值,为管道的失稳设计提供了理论基础。Per-Anders 等人^[2]在一维流体作用下对充液管道流固耦合进行了有限元分析,对自由振动下的瞬态响应进行了数值模拟。包日东等人^[3]研究了充液管道在内流或内外流共同作用以及不同支承边界条件下的动力学特性。Paidoussis 等人^[4]用线性分析和试验的方法研究了脉动流激励下的失稳区域和参数共振现象。文献^[5]通过一种变频控制的液压激波器,采用特征线法计算了基于水击理论的液压激振波沿管道的压力与流速分布,并通过试验验证了利用这种激波的可能性。

本文在变频激波器^[5]的基础上,将液压管道作为激振力产生振动的执行机构,通过三轴加速度传感器测试了管道上3个不同点的横向与轴向振动的振幅,通过傅里叶变换法(FFT)得到了充液管道上不同点在平面二维振动的幅频特性。然后,采用特征线-有限元模型,通过编程模拟出了管道流固耦合的动力学特性,并与试验结果进行了对比。

1 系统组成及数学模型

1.1 系统组成

图1为由激波器、管网、液压缸组成的液压管道激振系统,激波器相当于一个快速启闭的阀门,由电机通过变频器控制,激波器的B端为进油口,A、C端为回油口,分别连接被控管道1和回油管道2,在激波器转阀旋转的过程中,液压缸将在差动与非差动之间进行切换。当转阀分别旋转到A、B、C端口时,由于液压阀的瞬间关闭,油液将会在激波器和液压缸之间产生强烈的液压冲击,这种在激波器和液压缸配合下产生的液压激振波作用将诱发管道产生振动。如果将被诱发振动的管道作为振动执行机构,通过铺设振动筛板等弹性板振动单元,将有望改变现有振动机构的振动模式。

设计的液压激振系统的主要参数为:发生振动的管道1长1 800 mm,管外径 Φ 为34 mm,管壁厚度为5 mm,轴向弹簧的中径 Φ_m 为38 mm,钢丝直径 Φ_L 为3.5 mm;泵的额定转速为1 500 r/min,额定压力为31.5 MPa,公称排量为63 mL/r;激波器

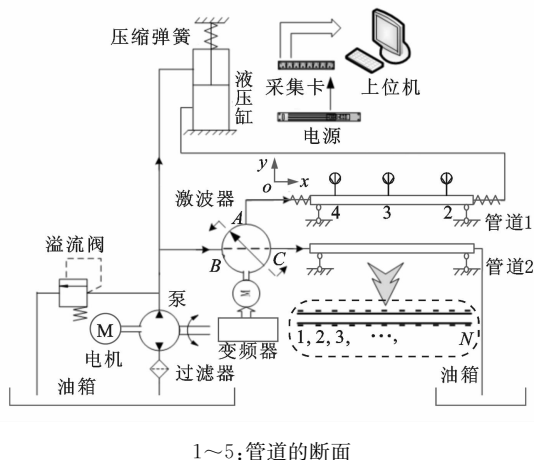


图1 管道液压激振测试系统原理图

电机磁极对数为3,功率为1.5 kW,变频器功率为3 kW。将3个三轴加速度传感器BZ1191分别安装在管道1的两端及中间,其安装点将液压缸至激波器之间的管道等分为4段,每个传感器各配BZ2703信号调理器(电压为1~5 V)并与PCI采集卡的3个通道相连。

1.2 液压激波的特征线模型

通过特征线法求解微分方程,可揭示液压激振系统脉动流的动力学特性,如果不考虑激波器的作用,则液压水击的连续方程及基本微分运动方程^[6]分别为

$$\frac{\partial p}{\partial t} + v \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{c^2}{g} \frac{\partial v}{\partial x} + v \sin \alpha = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{1}{g} \left(\frac{\partial v}{\partial t} + v \frac{\partial v}{\partial x} \right) + \frac{\lambda}{D} \frac{v |v|}{2g} = 0 \quad (2)$$

式中: p 为压力; c 为流体波速; α 为管轴与水平面的夹角; v 为流速; g 为重力加速度; λ 为阻力系数; D 为管道内径; x 为位置坐标,其正方向指向阀门; t 为时间。

为采用特征线法求解式(1)、式(2),沿图2所示的正特征线 c^+ 与负特征线 c^- 积分^[7-8],便可求出在特征线交点 P 处某时刻的压力 $p(x, t)$ 和流速 $v(x, t)$ 。将试验管道1沿 x 轴分成 N 等份(见图1中的虚线),并保证各断面与图2所示流体各断面重合。设每等份距离步长为 Δx ,时间步长为 $\Delta t = \Delta x/c$,则 c^+ 与 c^- 的差分方程分别为

$$\begin{aligned} (v_{Pi} - v_{i-1}) + \frac{g}{c} (p_{Pi} - p_{i-1}) + \frac{g}{c} v_{i-1} \Delta t \sin \alpha + \\ \frac{\lambda \Delta x}{2Dc} v_{i-1} |v_{i-1}| = 0 \end{aligned} \quad (3)$$

$$(v_{Pi} - v_{i+1}) - \frac{g}{c} (p_{Pi} - p_{i+1}) - \frac{g}{c} v_{i+1} \Delta t \sin \alpha -$$

$$\frac{\lambda \Delta x}{2Dc} v_{i+1} | v_{i+1} | = 0 \quad (4)$$

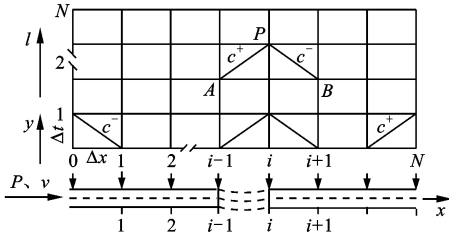


图2 激振管道的特征线-有限元模型

式中： p_{Pi} 、 v_{Pi} 分别为特征线交点P处的压力及流速； p_i 、 v_i 分别为管道断面处的压力及流速。式(3)、式(4)为特征方程组离散后的差分方程，通过编程即可实现数值解。

边界条件的确定如下：管道1的上边界为振动液压缸， $x=0$ ， $p_i=p$ ；下边界为激波器，设激波器按线性规律启闭，阀门开度 $\tau=1-t/t_s$ ， t_s 为阀门关闭时间，开度在1和0之间，对应着全开与全关。阀门可视为孔口出流，即当 $x=L$ （管道1长度）时， $v_{Pi}=(1-t/t_s)\varphi(2gp_{Pi})^{1/2}$ ，其中 φ 为流速系数。

1.3 流固耦合振动的有限元模型

将图1中的管道1简化为梁模型，在保证流体特征线各断面与管道有限元节点重合的条件下，将由特征线法求得的流体各断面横向压力载荷施加到管道有限元的单元节点上，可求得各断面处的动态响应。基于Hamilton变分原理，忽略管道黏弹性，考虑管内流体压力效应和管道断面轴向力的作用，推导出的充液管道振动方程^[1,9]为

$$EI \frac{\partial^4 y}{\partial x^4} + (m_f v^2 + Ap - T) \frac{\partial^2 y}{\partial x^2} + 2m_f v \frac{\partial^2 y}{\partial x \partial t} + \lambda \frac{\partial y}{\partial t} + (m_p + m_f) \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} = 0 \quad (5)$$

式中： m_f 为单位长度的液体质量； m_p 为单位长度的管道质量； E 为管道材料弹性模量； I 为管道断面对 x 轴的惯性矩； T 为轴向力； A 为管道的过流断面积。管道轴向为弹簧约束，轴向作用可视为简谐激振力作用下的强迫振动，即

$$F = 0.5\rho C_D v_i^2 D \sin \omega t$$

式中： ρ 为流体密度； C_D 为冲击系数。采用Galerkin法对式(5)进行有限元离散，其振动方程^[10]为

$$\mathbf{M}^e \ddot{\boldsymbol{\phi}} + \mathbf{C}^e \dot{\boldsymbol{\phi}} + \mathbf{K}^e \boldsymbol{\phi} = \mathbf{p}^e(x, t) \quad (6)$$

式中： $\mathbf{M}^e$ 为充液管道单元的质量矩阵； $\boldsymbol{\phi}$ 为节点位移向量； $\mathbf{C}^e$ 为充液管道单元阻尼矩阵； $\mathbf{K}^e$ 为充液管道单元刚度矩阵； $\mathbf{p}^e$ 为单元节点激振力向量。

考虑流-固耦合的作用，振动方程的各矩阵为

$$\mathbf{M}^e = \mathbf{M}_p^e + \mathbf{M}_{sf}^e \quad (7)$$

$$\mathbf{C}^e = \mathbf{C}_p^e + \mathbf{C}_{sf}^e \quad (8)$$

$$\mathbf{K}^e = \mathbf{K}_p^e + \mathbf{K}_{sf}^e \quad (9)$$

式中： $\mathbf{M}_p^e$ 为管道单元质量矩阵； $\mathbf{M}_{sf}^e$ 为单元固液耦合质量矩阵； $\mathbf{C}_p^e$ 为管道单元阻尼矩阵； $\mathbf{C}_{sf}^e$ 为单元固液耦合阻尼矩阵； $\mathbf{K}_p^e$ 为管道单元刚度矩阵； $\mathbf{K}_{sf}^e$ 为单元固液耦合刚度矩阵。

由于同时考虑了管道的轴向与横向振动，因此得到

$$\mathbf{M}_p^e = \mathbf{M}_a^e + \mathbf{M}_l^e \quad (10)$$

$$\mathbf{K}_p^e = \mathbf{K}_a^e + \mathbf{K}_b^e \quad (11)$$

式中： $\mathbf{M}_a^e$ 、 $\mathbf{M}_l^e$ 分别为管道单元轴向和横向的振动质量矩阵； $\mathbf{K}_a^e$ 、 $\mathbf{K}_b^e$ 分别为轴向刚度矩阵和弯曲刚度矩阵。若忽略 $\mathbf{C}_p^e$ ，则相应的表达式为

$$\mathbf{M}_p^e = m_p \left(\int_0^l \mathbf{U}^T \mathbf{U} dx + \int_0^l \mathbf{Q}^T \mathbf{Q} dx \right) \quad (12)$$

$$\mathbf{M}_{sf}^e = m_f \left(\int_0^l \mathbf{U}^T \mathbf{U} dx + \int_0^l \mathbf{Q}^T \mathbf{Q} dx \right) \quad (13)$$

$$\mathbf{C}_{sf}^e = \int_0^l [m_f v (\mathbf{Q}')^T \mathbf{Q} - \mathbf{Q}^T \mathbf{Q}'] dx \quad (14)$$

$$\mathbf{K}_p^e = E \left(A \int_0^l (\mathbf{U}')^T \mathbf{U}' dx + I \int_0^l (\mathbf{Q}')^T \mathbf{Q}' dx \right) \quad (15)$$

$$\mathbf{K}_{sf}^e = (Aq - m_f v^2) \int_0^l (\mathbf{Q}')^T \mathbf{Q}' dx \quad (16)$$

式中： $\mathbf{U}$ 、 $\mathbf{Q}$ 为位移的形函数矩阵。

根据有限元原理，各单元矩阵组装后的管道固液耦合振动方程为

$$\ddot{\mathbf{M}} + \mathbf{C} \dot{\boldsymbol{\phi}} + \mathbf{K} \boldsymbol{\phi} = \mathbf{q}(x, t) \quad (17)$$

式中： $\mathbf{M}$ 、 $\mathbf{C}$ 、 $\mathbf{K}$ 分别为充液管道的整体质量矩阵、整体阻尼矩阵、整体刚度矩阵； $\mathbf{q}$ 为整体外载荷向量。

2 数值计算

2.1 流体动力学特性

以图1所设计的液压激振测试系统为研究对象，则管道1为激振波的传输通道。综合管道流固耦合及阻力影响，设 $\lambda=0.02$ ， $p=4.5$ MPa，将管道分成4段，共有5个计算断面。其中，断面1对应液压缸，断面5对应激波器，断面2、3、4分别与3个加速度传感器重合， $\Delta x=0.9$ m， $\Delta t=5.35 \times 10^{-4}$ s。由于不同的关阀时间对应不同的阀门开度，并会影响管道不同断面的流速及压力，因此为了提高计算精度，管道的分段数可根据管长适当增大。

当系统压力为4.5 MPa、变频器频率为32 Hz

时,通过编程计算出的各断面的激振压力 p_r 值如表 1 所示. 图 3 表明,管道各断面的输出为简谐振动,断面 2 至断面 4 的压强逐渐升高,说明液压缸至激波器的沿程各断面压力呈递增趋势.

表 1 各断面的微振压力值

t/ms	p_r/MPa				
	断面 1	断面 2	断面 3	断面 4	断面 5
0.00	4.996 73	4.993 47	4.990 20	4.986 93	4.983 67
0.54	4.993 47	4.990 20	4.986 93	4.983 67	5.287 83
1.08	4.990 20	4.986 93	4.983 66	5.288 03	5.607 48
1.61	4.990 18	4.983 65	5.288 22	5.607 87	5.949 51
2.15	4.990 18	5.291 68	5.608 26	5.950 11	6.315 07
$\vdots$	$\vdots$	$\vdots$	$\vdots$	$\vdots$	$\vdots$
$10\Delta t$	5.808 18	6.621 88	7.441 48	8.270 38	9.116 58

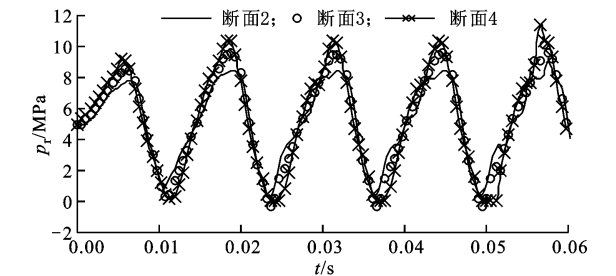


图 3 各断面输出激振压力的变化曲线

图 4 反映了断面激振压力与系统压力的关系,这与图 1 中流体在激波器作用下的实际工作状态完全相同,表明所建数学模型的正确性.

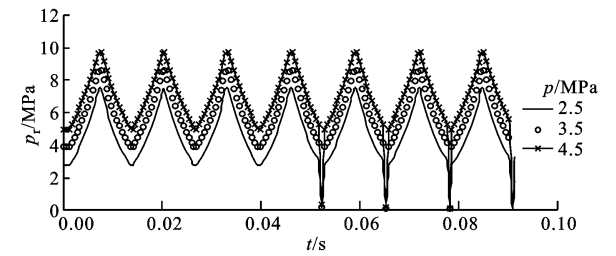


图 4 断面处激振压力与系统压力的关系

2.2 流固耦合的动力学特性

采用 Newmark 法求解式(17),由于充液管道分为 5 个计算断面 4 个单元,每个节点对应 3 个自由度,因此组合后的矩阵 M 、 C 、 K 均为 15 阶 $\times$ 15 阶的稀疏负矩阵. 根据管道振动的初始值,计算 $t+\Delta t$ 时刻的有效载荷向量及位移,然后根据位移计算出 $t+\Delta t$ 时刻的速度和加速度. 在满足 Newmark 参数

α 、 β 无条件收敛的情况下, α 、 β 分别取 0.5、0.25. 从图 5 中可看出,断面 2~断面 4 处的对应振幅依次增大,与图 3 中的各断面压力变化趋势相同,说明各断面振幅与断面压力成线性关系,而图 4 中断面处的激振压力随系统压力增大而增大,说明管道断面振幅可通过调节系统压力进行控制.

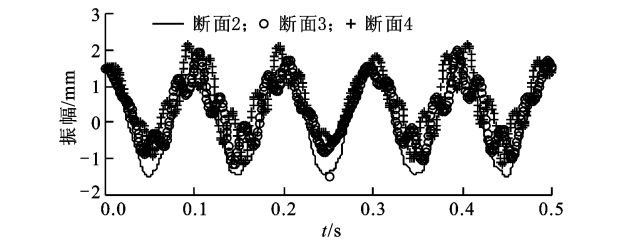


图 5 充液管道横向振动的时程曲线

在轴向力的作用下,管道轴向振动位移曲线如图 6 所示. 由于管道轴向为弹性约束,因此图 6 所示的管道轴向振动时程曲线也是简谐振动,但振动的频率比横向振动的频率要大得多,并且管道横向振动响应与激振力不同步,振动响应明显滞后于激振力. 相比图 3,图 6 中管道轴向振动由于受到弹簧的作用,其振动频率远高于图 3 中流体各断面处的激振压力波频率.

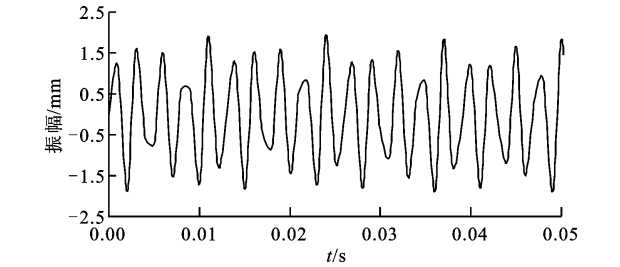


图 6 弹性约束下管道轴向振动时程曲线

2.3 幅频特性

选取图 1 中管道第 3 断面处的节点为研究对象,设系统压力为 4.5 MPa、变频器频率为 32 Hz,对管道流固耦合振动方程的横向与轴向时程曲线进行 FFT 变换,由此获取的幅频特性如图 7 所示. 由于管道横向振动为多自由度系统的振动,因此横向振动的幅频特性曲线峰值应有多个. 轴向振动可视作为在激振力作用下的单自由度受迫振动,幅频特性只有一个峰值(见图 7).

3 幅频特性对比

采用图 1 所示的三轴加速度传感器,对管道断面 3 处的横向振动及轴向振动的振幅进行测量,经

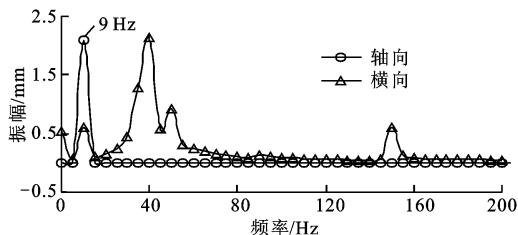


图7 横向振动与轴向振动的幅频特性

积分信号调理器二次积分运算后接入四通道 PCI 采集卡,通过采集软件动态地采集数据,并经标度变换来滤除高次谐波。

从图 8、图 9 看出,管道的振幅随变频器设定频率 f 的增加而减小。当 f 为 32 Hz 时,图 8 中横向振动的基频约 33 Hz,图 7 中横向振动的基频约为 40 Hz,图 9 中轴向振动的基频约为 10 Hz,图 7 中轴向振动基频的数值模拟结果约为 9 Hz。可见,充液管道上的横向与轴向振动基频的幅频特性与 FFT 幅频特性吻合较好,而高阶频率受谐波的干扰,使得其与数值模拟结果没有明确的对应关系。

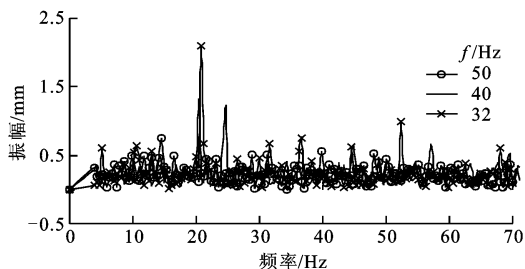


图8 充液管道横向振动的 FFT 幅频特性

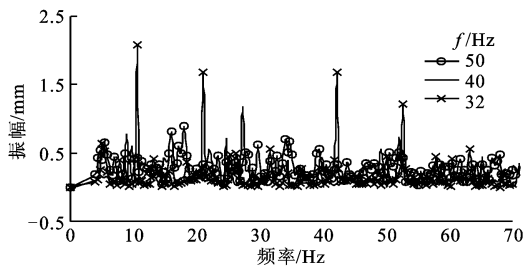


图9 充液管道轴向振动的 FFT 幅频特性

4 结 论

(1)为了研究管道在液压激波作用下的振动控制,本文设计了一种液压激波变频控制系统,根据固液耦合矩阵,建立了激波作用下充液管道流固耦合动力学模型。

(2)根据激波作用下一阶拟线性双曲型偏微分

方程组的初始条件,采用特征线法编程计算出了有压脉动流沿充液管道的压力与速度分布。数值模拟结果表明,管道在激波作用下,各断面输出的横向激振力为简谐波,液压缸至激波器沿程各断面的激振压力呈递增趋势,且断面激振压力随系统压力增大而增大。

(3)采用特征线-有限元法,将管道简化为梁-模型,用 Newmark 法编程将由特征线法求得的流体各断面横向激振压力载荷施加到管道有限元的单元节点上,由此求得了管道各断面处横向及轴向的振动时程曲线,并通过 FFT 法获取了幅频特性曲线。

(4)与三轴加速度传感器实测幅频特性进行了对比分析,发现在激波作用下充液管道的横向与轴向振动中,基频的幅频特性与 FFT 幅频特性吻合较好,而高阶频率受谐波的干扰重,使得其与数值模拟结果没有明确的对应关系。

参考文献:

- [1] 金基铎,宋志勇,杨晓东. 两端固定输流管道的稳定性和参数共振[J]. 振动工程学报,2004,17(2):190-195.
JIN Jiduo, SONG Zhiyong, YANG Xiaodong. Stability and parametric resonances of a clamped-clamped pipe conveying fluid [J]. Journal of Vibration Engineering, 2004,17(2):190-195.
- [2] PER-ANDERS G S. Dynamic finite element analysis of fluid-filled pipes [J]. Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, 2001,190:3111-3120.
- [3] 包日东,金志浩,闻邦椿. 分析一般支承输流管道的非线性动力学特性[J]. 振动与冲击,2008,27(7):87-90.
BAO Ridong, JIN Zhihao, WEN Bangchun. Analysis of nonlinear dynamic characteristics of commonly supported fluid conveying pipe [J]. Journal of Vibration and Shock, 2008,27(7):87-90.
- [4] PAIDOUSSIS M P, ISSID N T. Experiments on parametric resonance of pipes containing pulsatile fluid [J]. Applied Mechanics, 1976,43:198-202.
- [5] 寇子明,张慧贤,廉红珍,等. 变频液压可控周期性激振测试系统设计与仿真[J]. 农业机械学报,2011,42(5):226-230.
KOU Ziming, ZHANG Huixian, LIAN Hongzhen, et al. Design and simulation of an active hydraulic excitation system based on frequency conversion [J]. Transactions of Chinese Society for Agricultural Machinery, 2011,42(5):226-230.
- [6] WYLIE E B, STREETER V L. Fluid mechanics [M]. 6th ed. New York, USA: McGraw-Hill Book Co.,

1983.

[7] TIAN Wenxi, SU G H, WANG Gaopeng, et al. Numerical simulation and optimization on valve-induced water hammer characteristics for parallel pump feed-water system [J]. Annals of Nuclear Energy, 2008, 35: 2280-2287.

[8] 孙玉东, 刘忠族, 刘建湖, 等. 水锤冲击时管路系统流固耦合响应的特征线分析方法研究 [J]. 船舶力学, 2005, 9(4): 130-137.

SUN Yudong, LIU Zhongzu, LIU Jianhu, et al. Application of MOC to calculation of fluid-structural coupling response of piping system under impact of water hammer [J]. Journal of Ship Mechanics, 2005, 9(4): 130-137.

[9] JIN J D, SONG Z Y. Parametric resonances of supported pipes conveying fluid [J]. Journal of Fluids and Structures, 2005, 20: 763-783.

[10] 王世忠, 于石声. 载流管道固液耦合振动计算 [J]. 哈尔滨工业大学学报, 2001, 33(6): 816-818.

WANG Shizhong, YU Shisheng. Calculation for solid-liquid coupling vibration of fluid conveying pipe [J]. Journal of Harbin Institute of Technology, 2001, 33(6): 816-818.

(编辑 管咏梅)