

两端固定输流管道的参数共振实验*

陈 兵, 邓明乐, 张 静, 尹忠俊

(北京科技大学机械工程学院 北京, 100083)

摘要 将非接触式测振方法引入到输流管道的参数共振问题的实验研究。首先,通过激光测振技术获取了实验管道中部在脉动流激励下的振动信息;其次,通过确定管道振动频谱图中 1/2 倍频出现和消失时对应的激励频率,并在多组测试结果的基础上拟合出了管道第一振型 1/2 次谐波参数共振区域,且实验结果与利用平均法计算得到的理论结果定性一致;最后,对实验结果的误差成因进行了较深入地分析。得到如下结论:在一定平均流速下,两端固定管道在适当脉动幅值和脉动频率下可以发生参数共振现象,且参数共振区域的位置与流速关系较大;管道实际发生参数共振的范围要大于理论计算结果,这可能与选用平均法进行理论计算有关。

关键词 输流管道; 参数共振; 激光测振; 平均法

中图分类号 TH113; TB123

引 言

早在 19 世纪末期,就有学者观察到流体引起的管道振动现象。Paidoussis^[1]指出输流直管存在发散失稳和颤振失稳这两类重要失稳。在实际工程中,有压输流管道由于控制操作会在管道中形成脉动流,并通过流体和固体间的耦合作用诱发管道非线性振动,此时两端支承输流管道的动力学特性会发生很大变化,可能因参数共振而动态失稳。在国外,Paidoussis 等^[2]利用实验方法证实了输流管参数振动的存在。Namachchivaya 等^[3-4]分别用平均法和多尺度法研究了脉动内流作用下两端支承输流管道谐波参数共振和组合参数共振,详细阐述了系统发生参数共振的机理。在国内,Jin 等^[5]同样利用平均法分析了脉动流作用下输流管道相关的参数共振问题,并结合数值仿真方法研究了在共振区域内几种典型的动力学现象。梁峰等^[6]利用传统接触式的黏贴应变片的方法获取管道振动信息,进行了两端支承管道的参数共振实验。笔者在此基础上,利用该实验原理,重新搭建并优化振动实验系统,利用非接触式激光测振方法,对两端支承输流管道参数共振进行了实验研究,得到的实验测试结果与平均法算得的理论结果定性一致。

1 输流管道参数共振临界条件的计算

两端固定且竖直放置的输流管道简化模型如图 1 所示,其中: V 为管道内部流体的流速; x 和 y 分别为管道的纵向和横向位移。

在考虑管道材料的耗散系数以及重力影响因素的前提下,利用牛顿法,可得到两端固定输流管道无量纲运动微分方程^[5,7]为

$$2u_3\dot{\eta}' + [u^2 - T + (\beta\dot{u} - \bar{g})(1 - \xi) - \gamma \int_0^1 (\eta')^2 d\xi - 2\alpha\gamma \int_0^1 \eta' \dot{\eta}' d\xi] \eta'' + \alpha\dot{\eta}^{(4)} + \eta^{(4)} + \ddot{\eta} + \bar{g}\eta' = 0 \quad (1)$$

其中: $(\cdot)'$ 和 $(\cdot\cdot)$ 分别表示 $\frac{\partial(\cdot)}{\partial\xi}$ 和 $\frac{\partial(\cdot)}{\partial\tau}$; $\eta = \frac{y}{L}$; $\xi =$

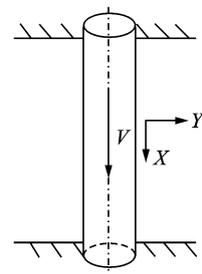


图 1 两端固定管道模型

Fig. 1 Model of clamped-clamped pipe conveying fluid

* 中央高校基本科研业务费资助项目(FRF-SD-12-014A);北京科技大学校冶金工程研究院基础理论研究基金资助项目(YJ2010-008)

收稿日期:2012-10-23;修回日期:2013-01-07

$$\frac{x}{L}; \Gamma = \frac{\bar{T}L^2}{EI}; \Pi = \frac{\bar{P}AL^2}{EI}; \gamma = \frac{\tilde{A}L^2}{2I}; k = \frac{KL^4}{EI}; p = \frac{GL^2}{EI};$$

$$u = \left(\frac{m}{EI}\right)^{\frac{1}{2}} LV; \tau = \left(\frac{EI}{M+m}\right)^{\frac{1}{2}} \frac{t}{L^2}; \beta = \left(\frac{m}{m+M}\right)^{\frac{1}{2}}; \bar{g} =$$

$$\frac{(m+M)gL^3}{EI}; \alpha = \left[\frac{EI}{(m+M)}\right]^{\frac{1}{2}} \frac{a}{L^2}; T \text{ 为管道预紧力}$$

且令 $T = \Gamma - \Pi(1 - 2\nu)$; x, y 分别为管道横截面的纵向和横向位移; t 为时间; m, M 分别为单位长度的流体和管道质量; V 为流体流速; \bar{P} 为管道端部单位面积上流体所受压力; F 为单位管道所受法向流体力; \tilde{A} 为管道横截面面积; A 为流体横截面面积; \bar{T} 为轴力; L 为管道总长; I 为截面极惯性矩; E, α 和 ν 分别为管材弹性模量黏弹性系数和泊松比。

考虑脉动流的情况,假定流速具有如下的无量纲表达式

$$u = u_0(1 + \mu \sin \omega \tau) \quad (2)$$

其中: u_0, μ 和 ω 分别为无量纲的脉动流平均流速、幅值(为小量)和圆频率。

ω 根据式(3)进行无量纲化处理

$$\omega = 2\pi f L^2 [(M+m)/EI]^{1/2} \quad (3)$$

其中: f 对应为实验中的有量纲的激励频率。

用如下2阶的 Galerkin 展开式^[7]对式(1)进行离散

$$\eta(\xi, \tau) = \sum_{r=1}^2 \varphi_r(\xi) q_r(\tau) \quad (4)$$

其中: ξ 为广义坐标; $\varphi_r(\xi)$ 为两端固定梁的振型函数。

利用振型函数正交性^[7],可以获得离散后的2阶微分方程组,经适当数学变换,可以获得输流管道振动的1阶状态方程组^[5]为

$$\dot{\mathbf{z}} = \mathbf{S}\mathbf{z} + \mu\omega\mathbf{B}_1\mathbf{z}\sin(\omega\tau) - \mu\mathbf{B}_2\mathbf{z}\cos(\omega\tau) - \mu\bar{\alpha}\mathbf{B}_3\mathbf{z} + \mathbf{Q}(\mathbf{z}) \quad (5)$$

其中: $\mathbf{z} = (q_1, q_2, q_3, q_4)^T$; $q_3 = \dot{q}_1$; $q_4 = \dot{q}_2$; $\alpha = \mu\bar{\alpha}$ 。

因篇幅所限,此处不给出 $\mathbf{S}, \mathbf{B}_1, \mathbf{B}_2, \mathbf{B}_3$ 和 \mathbf{Q} 的表达式。根据文献^[5]中使用的平均法可以得到两端支承管到第一振型1/2次谐波共振临界条件

$$|\omega/\omega_1 - 2| < [\mu^2(U_1^2 + V_1^2) - (\alpha\Delta_1/\omega_1)^2]^{1/2} \quad (6)$$

其中: $\Delta_1 = A_3^{11} + A_3^{22}$; $U_1 = (A_1^{22} - A_1^{11}) - (A_2^{12} + A_2^{21})/\omega_0$; $V_1 = (A_1^{12} + A_1^{21}) + (A_2^{22} - A_2^{11})/\omega_0$; A_j^i 为矩阵 \mathbf{A}_s 的第 i 行第 j 列的元素 ($i, j = 1, 2, 3, 4$); $\mathbf{A}_s = \mathbf{V}^{-1}\mathbf{B}_s\mathbf{V}$ ($s = 1, 2, 3$), 且矩阵 \mathbf{V} 由矩阵 \mathbf{A} 的特征向量组成; ω_1 为管道系统第1阶固有频率; ω_0 为考虑流体脉动频率 ω 在某范围内脉动时该范围的中心。

其具体表达式和计算过程参见文献^[5]。

通过临界条件式(6),可以计算出管道因发生第

1阶振型1/2次亚谐波共振的动态失稳的区域。

2 输流管道参数共振实验

2.1 实验系统主要构成

根据参数共振发生的参数要求,搭建了相应的实验系统,主要由动力部分、调控部分、实验台体和信号采集分析系统4个部分组成,主要构成及空间位置关系如图2所示。

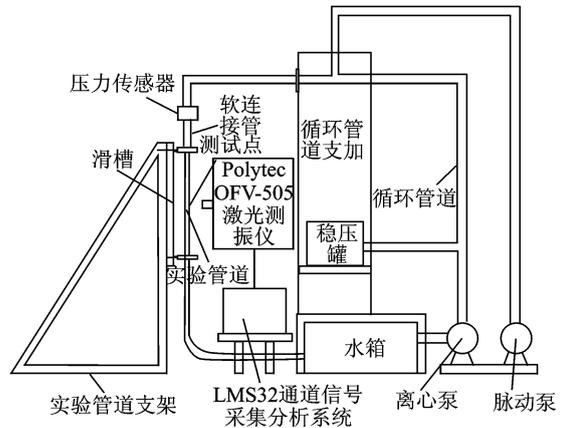


图2 输流管道振动实验系统示意图

Fig. 2 Sketch of vibration experiment system of pipe conveying fluid

动力部分由离心泵、脉动泵和稳压罐组成。离心泵为实验管道提供循环水,稳压罐接入离心泵的出口用来消除离心泵工作时造成流体扰动。脉动泵由一个三相电机和一个可调幅值的活塞组成,电机驱动连杆机构,继而带动活塞往复运动,形成规则的输流管道流体扰动,活塞行程通过电机主轴处的偏心轴偏心量 e 的大小来控制,进而改变输流管内流体扰动的幅值。

调控部分由两个变频器组成,分别用来控制离心泵和脉动泵转速,从而控制实验管路水流流速和脉动泵脉动频率。

实验台体主要由实验管道支架、循环管道支架、压力传感器、水箱、隔振垫片等组成。实验管道支架用来支承固定实验测试管道,上面布置有滑槽用以固定不同长度的管道;循环管道支架用以布置和固定循环管道,两个支架间通过软管连接。压力传感器固定在循环管道支架上,用于监测和采集实验管道入口处压力信号。台架之间用弹性垫片隔振,尽量减小循环管道支架部分对实验测试管道的扰动。

信号采集分析系统由32通道的LMS SCADAS数据采集分析系统和Polytec OFV-505激光

测振仪组成。LMS 数采系统主要是分析处理管道振动信号,并实时监测管道振动状态。Ploytec OFV-505 激光测振仪的主要优点是测试精度高(位移测试精度可达 2 pm)和非接触式,前者可以更好地获取管道参数振动发生和结束时的频率信息,后者则避免了传统测试方法(在管道上布置传感器或应变片)对管道固有特性的影响,使实验结果更加精确。图 3 是利用激光测振仪对实验管道进行振动测试的现场画面。



图 3 输流管道实验中的激光振动测试

Fig. 3 Laser vibration measurement in the experiment of pipe conveying fluid

2.2 实验主要参数的测量

本实验测试部分选用的是两种尺寸一样但刚度

表 1 实验管道主要参数

Tab. 1 Key parameters of pipes used in experiment

| 管道编号 | 管道长度/mm | 外径/mm× 内径/mm | 管道单位长度质量/ ($10^{-3} \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1}$) | 抗弯刚度/ ($10^{-3} \text{ N} \cdot \text{m}^{-2}$) | 无量纲黏弹性 系数 α | 质量比 参数 β |
|------|---------|-----------------|---|--|-----------------------|-------------------|
| 1 | 585 | 6×4 | 15.58 | 14.68 | 0.001 1 | 0.668 |
| 2 | 554 | 6×4 | 16.19 | 9.12 | 0.001 3 | 0.661 |

表 2 e 与 μ 的对应关系

Tab. 2 Relationship between e and μ

| e/mm | 5 | 6 | 7 | 8 |
|---------------|-------|-------|-------|-------|
| μ | 0.071 | 0.081 | 0.111 | 0.121 |
| e/mm | 8 | 9 | 10 | 12 |
| μ | 0.121 | 0.141 | 0.162 | 0.202 |

2.3 主要实验现象及实验数据

测试前,使管道通水自然伸展,再进行固定,即假设此时管道预紧力 T 为 0。在偏心量 e 一定时,由小到大增加脉动频率,通过 LMS 数采系统实时监测,观察管道振动的频谱图变化。以 2 号管在 $e=12, V_0=5.6 \text{ m/s}$ 时的频谱变化图为例,进行管

不同的尼龙管。该类管道刚度适中,但直线度较差,需要进行矫直处理。笔者将该管在两端有适当预紧力作用下置于温度低于其最大工作温度的高低温试验箱中保温一段时间,取出后其直线度能满足实验要求。然后对管道外形尺寸进行测量,并利用材料力学中常用的“悬臂梁挠度测量原理”测试实验管道抗弯刚度。笔者通过采集管道自由衰减信号,利用统计能量分析法获取管道的无量纲的黏弹性系数 α 。经测量和计算得到的管道主要参数如表 1 所示。

对管道内流平均流速 V_0 和流体脉动幅值 μ 的测量也是实验的关键步骤。因为管道内部流体流速与管道入口处的压力成一一对应关系,故可以通过测量在固定压力值下,某段时间内流经管道的水的质量来计算得到该压力下的管道内流平均流速。进行多组不同压力下的流速测试,可以拟合出压力-流速对应关系。当脉动泵工作时,压力出现波动,通过压力传感器和信号采集系统可以获得压力峰值,并通过压力-流速关系找出此时的流速峰值 V_m ,再根据式(7),计算出该种偏心轴偏心量 e 对应的脉动幅值 μ

$$\mu = V_m / V_0 - 1 \quad (7)$$

更换不同偏心量的偏心轴,按上述方法可以找出不同偏心量 e 与脉动幅值 μ 的对应关系,如表 2 所示。

道第 1 阶振型 1/2 次谐波参数共振现象的说明,图 4 所示为该种条件下 LMS 数采系统实时采集数据所得的频谱图。

如图 4 所示,当激励频率(脉动频率) $f=12.5 \text{ Hz}$,频谱图中的响应频率只有 1 个,即 1 个 1 倍频 f_1 ,且与 f 基本相等。分析可知, f_1 为脉动泵工作引起实验管道支架微小振动,进而致使实验管道出现强迫振动的响应频率。当 $f=14.2 \text{ Hz}$ 时,频谱图中出现了 f 的 1/2 倍频 $f_{1/2}$,该频率即为管道出现第 1 阶振型 1/2 次谐波参数共振时的响应频率。继续增加激励频率,当 $f=15.3 \text{ Hz}$ 时, $f_{1/2}$ 的幅值超过了 f_1 ,此时参数共振现象较为明显,管道振动的幅值也最大(大约管道 1/2 半径值)。当 f 增加到 16.6 Hz 时, $f_{1/2}$ 的幅值又小于 f_1 ,管道参数共

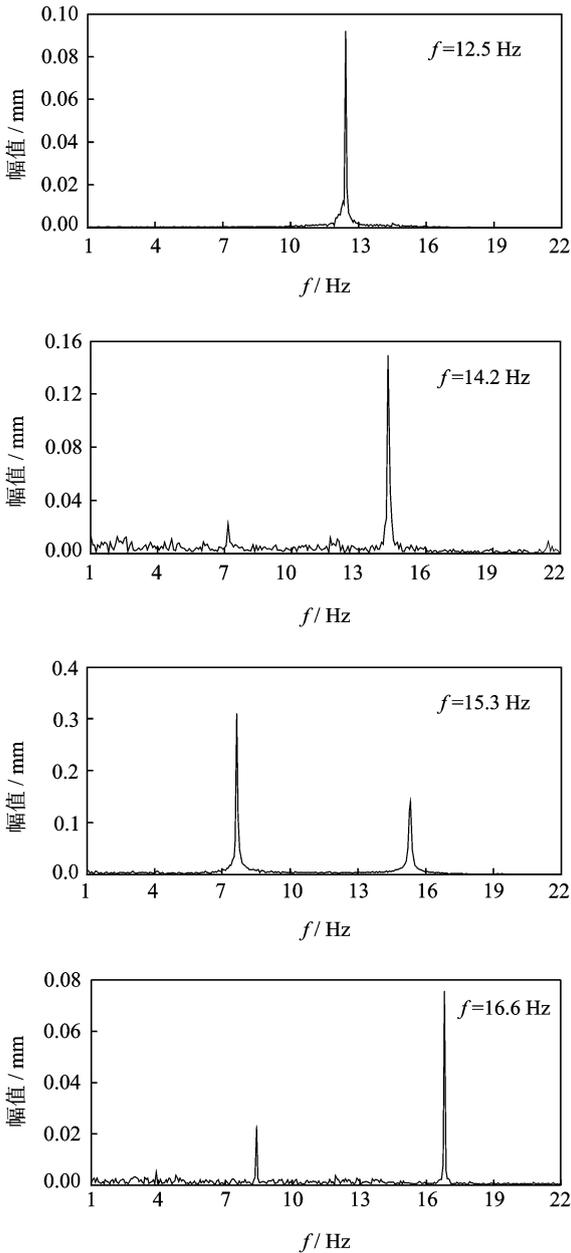


图4 2号管在不同激励频率下的频谱图

Fig. 4 Spectrum maps of pipe No. 2 under different excitations

振减弱,管道振动幅值减小。继续增加 f 时, $f_{1/2}$ 将完全消失,管道经历了一个完整的参数共振从开始到结束的过程。本实验就是要通过寻找和记录管道在不同脉动幅值 μ 下开始发生参数共振的激励频率 f_s 和结束参数共振的激励频率 f_e ,从而在 $\omega-\mu$ 平面上拟合出管道第1阶振型 1/2 次谐波参数共振区域(结合式(3)可获得 f_s 和 f_e 对应的无量纲圆频率 ω_s 和 ω_e)。

表3所示数据为实验中1号管在一种流速下的记录结果和2号管在两种不同流速下的记录结果。

表3 1号管和2号管的实验结果

Tab. 3 Experimental results of pipe No. 1 and pipe No. 2

| μ | 1号 | | 2号 | | | |
|-------|----------------|------------|----------------|------------|----------------|------------|
| | $V_1=5.60$ m/s | | $V_1=5.60$ m/s | | $V_2=4.95$ m/s | |
| | ω_s | ω_e | ω_s | ω_e | ω_s | ω_e |
| 0.071 | — | — | 47.61 | 50.35 | 48.29 | 51.72 |
| 0.081 | 45.25 | 48.82 | — | — | — | — |
| 0.111 | 44.36 | 49.42 | 43.50 | 52.06 | 45.21 | 52.75 |
| 0.121 | 43.46 | 49.72 | — | — | — | — |
| 0.141 | 42.87 | 50.31 | 42.47 | 52.75 | 43.50 | 53.26 |
| 0.162 | — | — | 42.81 | 53.09 | 43.16 | 53.77 |
| 0.202 | 41.98 | 51.20 | 41.44 | 53.77 | 43.16 | 54.46 |

3 实验结果与理论结果的对比

根据表3中的结果可以在 $\omega-\mu$ 平面上拟合出管道第1阶振型 1/2 次谐波参数共振区域,并与式(6)计算获得的理论结果进行对比,对比结果如图5,6所示。在图中“U”型区域内侧均为两端固定管道因为发生第1阶振型 1/2 参数共振而动态失稳的区域,“U”型区域外侧为动态稳定区域。根据图5中

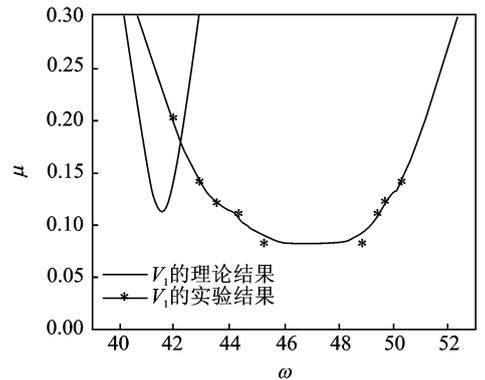


图5 1号管在 V_1 时的实验结果与理论结果对比

Fig. 5 Results comparison between experiment and theory for pipe No. 1 under V_1

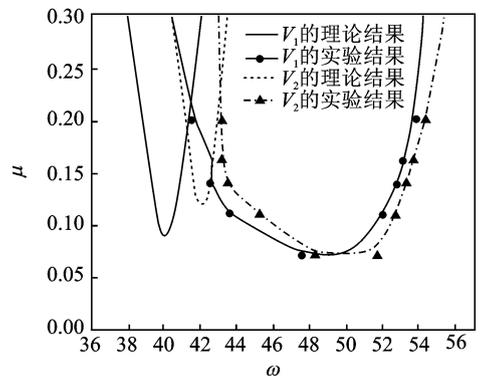


图6 2号管在 V_1 和 V_2 时的实验结果与理论结果对比

Fig. 6 Results comparison between experiment and theory for pipe No. 2 under V_1 and V_2

1号管在流速 V_1 时的结果以及图6中2号管在流速 V_1 和 V_2 时的结果可以发现,实验结果与理论结果虽存在一定的误差,但是在定性结果上是一致的,即失稳区域的形状是基本一样的。同时从图6中2号管在两种流速($V_1 > V_2$)下的理论结果可以发现,当流速减小时,失稳区域会向右侧移动,而对应的实验结果也能体现这一变化。以上这些均可以说明本实验结果与理论规律是相符的。

4 实验结果误差分析

由图5和图6可以发现,实验结果中的失稳区域相对于理论结果都向右移动了,即在脉动幅值一定时,实验中发生参数共振的频率要高于理论计算结果。经分析,造成这种误差的原因主要有:a.管道经矫直处理后可能仍存在几何缺陷,如管道在实验中可能存在微小幅度的正弦或抛物线形状的弯曲,这些都会使管道第1阶固有频率比理想中管道绝对笔直的理论计算结果要大,且这种微小幅度值越大,所造成的误差就会越大^[8];b.对管道两端进行固定时,管道实际处于受拉伸的状态,即一定幅值的预紧力不可避免,也使得参数共振区域向右移动^[5],与理论计算中认为预紧力为0不同;c.笔者用两端固定梁的振型函数替代了两端固定输流管的振型函数,且利用 Galerkin 法时存在模态截断误差;d.实验物理参数,如流速、管道抗弯刚度等存在测量误差。

同时可以发现,实验结果获得的失稳区域要比理论计算获得的失稳区域大,这与笔者采用平均法来求解参数共振区域有一定关系。因为平均法作为渐进法的一种只能获得共振点附近的信息,而在稍微远离共振点的地方仍有可能发生参数共振^[5]。另外,激光测振高精度的特点使管道第1阶模态1/2次亚谐波共振现象发生和结束时非常微小的现象也被观测和记录下来,由此得到的实验结果能更准确和全面地反映出管道参数共振范围,所以在这两种条件的共同影响下,使得实验共振区域最终大于理论共振区域。

最后,综合分析主要的实验过程可以发现:管道的笔直度是一个难以进行精确分析且不能忽略的因素;激光测振的高精度对微小振动的敏感性使得实验结果更容易受到外部因素的干扰。

5 结论

1) 两端固定输流管道在脉动流作用下实际发生参数共振的区域与平均法的计算结果有一定差

别,这与平均法只能计算共振点附近的参数共振有关,也与流体平均流速的测量有关。

2) 在允许一些误差存在的前提下,实验结果与理论分析结果是一致的,这在一定程度上证明了管道参数共振规律的正确性和本实验方案的可行性。

3) 输流管道的参数共振实验作为非线性振动实验的一种,涉及到众多物理参数(如流体参数)的测量,具有复杂程度高、结果影响因素的特点,因此对该实验进行合理规化和先进技术的应用十分必要。

参 考 文 献

- [1] Paidoussis M P. Fluid-induced instabilities of cylindrical structures [J]. Applied Mechanics Reviews, 1987, 40 (1): 163-175.
- [2] Paidoussis M P, Issid N T. Experiments on parametric resonance of pipes containing pulsatile flow [J]. ASME Journal of Applied Mechanics, 1976, 43: 198-202.
- [3] Namachchivaya N S. Non-linear dynamics of supported pipe conveying pulsating fluid—1: subharmonic resonance [J]. International Journal of Non-linear Mechanics, 1989, 24: 185-196.
- [4] Panda L N, Kar R C. Nonlinear dynamics of a pipe conveying pulsating fluid with combination, principal parametric and internal resonances [J]. Journal of Sound and Vibration, 2008, 309: 375-406.
- [5] Jin Jiduo, Song Zhiyong. Parametric resonances of supported pipes conveying pulsating fluid [J]. Journal of Fluids and Structures, 2005, 20: 763-783.
- [6] 梁峰, 金基铨, 杨晓东, 等. 输流管道参数共振的试验研究 [J]. 振动、测试与诊断, 2008, 28(4): 315-317. Liang Feng, Jin Jiduo, Yang Xiaodong, et al. Experimental investigation on parametric resonances of a fluid-conveying pipe [J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2008, 28(4): 315-317. (in Chinese)
- [7] Paidoussis M P. Fluid-structure interactions slender structure and axial flow: Vol. 1 [M]. New York: Academic Press, 1998: 69-88.
- [8] Wang Lin, Dai Huliang, Qian Qin. Dynamics of simply supported fluid-conveying pipes with geometric imperfections [J]. Journal of Fluids and Structures, 2012, 29: 97-106.



第一作者简介:陈兵,男,1976年4月生,博士、副教授。主要研究方向为大型复杂机电装备动力学。曾发表《基于多体动力学理论的履带车辆悬挂特性仿真研究》(《系统仿真学报》2005年第17卷第10期)等论文。

E-mail: bingchen9803@ustb.edu.cn

