# [研究・设计]

DOI:10.3969/j.issn.1005-2895.2018.02.006

# 基于梁模型的管路振动主动控制器设计

## 魏辰,郑水英,吴 价

(浙江大学能源工程学院,浙江杭州 310027)

摘 要:现有的管路振动主动控制器设计中,大多以较简单的二自由度简化模型为基础,只考虑了刚体位移,而忽略了管路结构变形对振动的影响。课题组提出一种考虑管路结构变形的主动控制策略,以连续梁模型为基础建立复杂管路系统模型,将系统动力方程经模态变换到广义坐标下,针对广义坐标设计主动控制器,最终达到减小管路各个部位各个方向上振动的效果。使用 MATLAB Simulink 进行仿真计算,结果显示该主动控制器能较好地减小管路系统振动。

关 键 词:管路系统;振动;主动控制;减振;ANSYS;Simulink

中图分类号:0322;TP319.9

文章编号:1005-2895(2018)02-0031-05

# Design of Active Controller for Pipe System Vibration Based on Beam Model

WEI Chen, ZHENG Shuiying, WU Jia

(College of Energy Engineering, Zhejiang University, Hangzhou 310027, China)

Abstract: Most of the existing design of active pipe system vibration controllers are based on a two DOFs simplified model, which only considers the displacement of rigid body but neglects the impact of pipeline structural deformation. An active control strategy considering the structural deformation of pipe system was introduced. Based on the continuous beam model, a complex pipeline system model was established to transform the system dynamic equations to generalized coordinates. An active controller especially for generalized coordinates was designed, and reducing vibration of each part of pipe system in different directions was achieved. MATLAB Simulink simulation results show that the active control system has excellent vibration reduction effects.

Keywords: pipe system; vibration; active control; vibration reduction; ANSYS; Simulink

文献标志码:A

管路系统在化工、航空、军工等领域应用广泛,是 主要的流体输运途径<sup>[1]</sup>。由于管路结构上出现弯头、 管径变化等情况,流体流经管路时不可避免地产生流 速、压力的变化,进而引起管路的振动。活塞式压缩机 或往复泵工作的间歇性引起气流压力和速度呈周期性 变化,称作"流体脉动",流体脉动是管路系统发生振 动的主要原因之一<sup>[23]</sup>。此外,管路系统还受地震、风 载、外力冲击等作用,都可能引起管路系统的振动。

由于管路系统存在的尺度多变、流体情况复杂、流 固耦合等问题,其振动特性非常复杂。随着各类工业 设备对系统可靠性及寿命要求的不断提高,而管路系 统的振动产生、传播机理日益复杂,因此对管路系统振 动的振动控制方面的研究显得非常重要。

振动控制技术按控制方法可分为被动控制、主动 控制和混合控制。主动控制的优点在于适应性强,反 应迅速,控制效果在理论上可达到最佳水平。振动主 动控制技术在航天领域应用较多<sup>[4-5]</sup>,航天领域中的被 控对象结构较简单,振动频率成分较单一,不同频率成 分对应的振型方向基本一致。但对于管路系统,振动 中包含有多阶的频率成分,且不同阶的振型在方向上 不一致,最关键的是,二自由度简化模型并没有考虑管 路自身的结构变形对振动的影响<sup>[6-7]</sup>。而对于结构较 复杂、尺寸较大的管路系统来说,结构变形是管路振动 的主要影响因素,所以现有的基于二自由度简化模型

### 收稿日期:2017-11-18;修回日期:2017-12-28

基金项目:国家重点研发计划项目:危险化学品储存设施燃爆毁伤效应及事故调查技术(2016YFC0801204)。

第一作者简介:魏辰(1993),男,甘肃省兰州人,硕士研究生,主要研究方向为管路振动主动控制。E-mail:weichen15@zju.edu.cn

疘

的主动控制技术难以应用在管路系统上。

#### 1 模型建立

现有的振动主动控制技术多以二自由度简化模型 为基础,只考虑了系统的刚体运动而忽略了结构变形, 但在管路系统中,结构变形对振动的影响很大,所以二 自由度简化模型并不适用。因此,笔者考虑管路结构 变形,以连续梁模型为基础建立复杂管路系统模 型<sup>[8]</sup>。

管路系统的强迫振动方程为:

$$\frac{\partial}{\partial x^2} (EI \frac{\partial^2 w}{\partial x^2}) + \rho A \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} = F(x,t) - F_A(x,t)_\circ (1)$$

式中:E为弹性模量,I为惯性矩,w为管路位移, $\rho$ 为材 料密度,A为横截面积,F为激励力, $F_A$ 为主动控制力, x为管路纵向坐标。

由振型叠加法,管路的位移可展开成

$$w(x,t) = \sum_{i=1}^{N} \varphi_i(x) \eta_i(t), i = 1, 2, 3, L, N_{\circ} \quad (2)$$

式中: $\varphi_i$ 为第i阶振型, $\eta_i$ 为第i阶广义坐标,N为以振型叠加法计算时所取的振型阶数。

系统的动能、势能、阻尼做功可写作:

$$T_{dn} = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^{N} M_i \dot{\eta}_i^2(t) + \frac{1}{2} \sum_{i=1}^{S} m_i \dot{z}_i^2(t), i = 1, 2, 3, \dots, N;$$

$$V = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^{N} K_i \eta_i^2(t) + \frac{1}{2} \sum_{i=1}^{S} k_i [z_i(t) - w(x_a^i, t)]^2; i = 1, 2, 3, \dots, N;$$

$$D = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^{S} c_i [\dot{z}_i(t) - \dot{w}(x_a^i, t)]^2, i = 1, 2, 3, \dots, S_o$$
(2)

式中: $T_{dn}$ 为动能,V为势能,D为阻尼做功, $M_i$ 为梁的 第i阶主质量, $k_i$ 为第i阶主刚度, $z_i$ 为主动控制器动子 的广义坐标,S为主动控制器个数。

拉格朗日方程<sup>[9]</sup>为:

$$\frac{d}{dt}\left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_{i}}\right) - \frac{\partial T}{\partial q_{i}} + \frac{\partial V}{\partial q_{i}} + \frac{\partial D}{\partial \dot{q}_{i}} = Q_{i}, i = 1, 2, 3, \cdots, N + S_{\circ}$$

$$\tag{4}$$

式中:Q<sub>i</sub>为系统广义力,q<sub>i</sub>为系统广义坐标。

 $q_1 = \eta_1, q_2 = \eta_2, \dots, q_N = \eta_N, q_{N+1} = z_1, \dots, q_{N+S} = z_{S^{\circ}}$ 

将式(3) 代入式(4) 中,可求得系统动力方程:  

$$\begin{bmatrix} \begin{bmatrix} M^{d} \end{bmatrix} & 0 \\ 0 & \begin{bmatrix} m \end{bmatrix} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{\eta} \\ \ddot{z} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \begin{bmatrix} C \end{bmatrix} & \begin{bmatrix} P \end{bmatrix} \\ \begin{bmatrix} P \end{bmatrix} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{\eta} \\ \dot{z} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \begin{bmatrix} K \end{bmatrix} \begin{bmatrix} R \end{bmatrix} \begin{bmatrix} R \end{bmatrix} \begin{bmatrix} R \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \eta \\ z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F\varphi(x_{f}) - F_{A}\varphi(x_{a}^{i}) \\ F_{A} \end{bmatrix}$$
(5)

式中: $M^d$ 为管路模态质量矩阵,[m],[c],[k]分别为

主动控制器的质量、阻尼及刚度矩阵,x<sub>f</sub>为激励力作用 位置坐标,x<sup>i</sup><sub>a</sub>为各个主动控制器动子坐标,**φ**为梁各阶 振型组成的列向量。

其中, 
$$\begin{bmatrix} C \end{bmatrix} = \sum_{i=1}^{s} c_i \varphi(x_a^i) \varphi^{\mathsf{T}}(x_a^i);$$
  
 $\begin{bmatrix} \mathbf{K} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{K}^d \end{bmatrix} + \sum_{i=1}^{s} k_i \varphi(x_a^i) \varphi^{\mathsf{T}}(x_a^i);$   
 $\mathbf{P} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -c_1 \varphi(x_a^1) & \cdots & -c_i \varphi(x_a^i) & \cdots & -c_s \varphi(x_a^s) \end{bmatrix};$   
 $\mathbf{R} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -k_1 \varphi(x_a^1) & \cdots & -k_i \varphi(x_a^i) & \cdots & -k_s \varphi(x_a^s) \end{bmatrix}_{\circ}$   
 $\mathbf{P} : m_i, c_i \ \pi \ k_i \ \beta \ \exists \ b \ \exists \ \mathbf{E} \ \mathbf{E} \ \mathbf{m} \end{bmatrix}, \begin{bmatrix} \mathbf{C} \end{bmatrix}, \begin{bmatrix} \mathbf{K} \end{bmatrix} = \nabla \mathbf{H} \ \mathbf{H$ 

上元素;  $[K^{d}]$  为管路模态刚度矩阵。

对式(5)进行拉氏变换,得

$$\begin{bmatrix} \boldsymbol{\eta} \\ z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} s^{2} \begin{bmatrix} \boldsymbol{M}^{d} \end{bmatrix} + s \begin{bmatrix} \boldsymbol{C} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \boldsymbol{K} \end{bmatrix} & s \begin{bmatrix} \boldsymbol{P} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \boldsymbol{R} \end{bmatrix} \\ s \begin{bmatrix} \boldsymbol{P} \end{bmatrix}^{\mathrm{T}} + \begin{bmatrix} \boldsymbol{R} \end{bmatrix}^{\mathrm{T}} & s^{2} \begin{bmatrix} \boldsymbol{m} \end{bmatrix} + s \begin{bmatrix} \boldsymbol{c} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \boldsymbol{k} \end{bmatrix} \end{bmatrix}^{-1} \cdot \begin{bmatrix} F \boldsymbol{\varphi}(x_{f}) & -F_{\mathrm{A}} \boldsymbol{\varphi}(x_{a}^{i}) \\ F_{\mathrm{A}} \end{bmatrix}_{\circ}$$
(6)

#### 2 控制系统设计

由系统动力方程可以看出,对于主动控制器,有  $m\ddot{z}_1 + [P]^T[\dot{\eta}] + c_1\dot{z}_1 + [R]^T[\eta] + k_1z_1 = F_{A,o}$  (7) 为减小管路振动,应构造条件使得管路位移尽量 小,其方程式为:

$$w(x,t) = \sum_{i=1}^{N} \varphi_i(x) \eta_i(t) = 0_{\circ}$$
 (8)

将式(8)代入式(7),可得

$$F_{\rm A} = m\ddot{z}_1 + c\dot{z}_1 + kz_{1\,0} \tag{9}$$

即应使主动控制器产生的主动控制力满足式(9) 的条件,在实际应用中,由于传感器采集得到的信号数 据进行微分积分等处理时误差较大,考虑实际情况中 激励力往往为简谐激励,对控制器应适当简化,设计主 动控制力为:

$$F_{\rm A} = (k_1 - \omega^2 m) z_{1 \circ}$$

式中ω为激振力的频率。

将动力方程式(5)变换到状态空间,在 Simulink 中画出模型框图,如图1所示。

#### 3 仿真计算结果

为检验主动控制器的减振效果,建立一个振动包 含多阶频率成分、不同阶振型方向不一致的管路模型, 如图 2 所示。模型由直管和支管组成,直管长 4 m,外 径 89 mm,内径 81 mm;支管包含一段竖管,90°弯头和 一段直管,其中竖管长 0.5 m,弯头中心半径 114 mm, 直管长 0.5 m。



图 1 Simulink 系统框图 Figure 1 Simulink system diagram

在 ANSYS 中建立管路模型,选取 BEAM188 单元, 直管部分2端简支,计算前4阶模态振型,模态分析时 选取针对质量矩阵正则化,此时各节点的位移为模型







的正则振型,对应的模态质量即为1。管路模型前4 阶振型如图3所示。

图3 管路模型前4阶振型

Figure 3 First four modes of pipe system model

模型一阶振型为 X 方向的摆动, 二阶、三阶振型 为 YZ 平面上的振动, 四阶的振型为空间振动, 但振幅 较小, 故在仿真计算中只考虑前 3 阶模态。

提取模型各个节点的位移作为管路振型,在副管 部分施加不同方向、不同频率的激励力,分别计算管路 振动。二阶振型为 YZ 平面的振动,共振频率为 8.2 Hz,故施加 Z 方向、频率为 8 Hz 的激励力,比较管路各 个节点在有主动控制与无控情况下的振动情况。作图 时为了便于观察,将各个节点的位移放大了 1 000 倍。 从图 4 可以明显看出,只在副管部分安装了一个主动

4

无控

主动控制

5

t/s

(c) Z方向

2

t/s

(c) Z方向

5





Figure 6 System response at 8 Hz excitation in Y direction

在不同方向、不同频率的激励力作用下,主动控制 后管路在各个方向上的振动均有减小,有良好的减振 效果。

#### 4 结语

考虑管路结构变形,以连续梁模型为基础建立复 杂管路系统模型。由管路系统的强迫振动方程得到系 统的动能、势能及阻尼做功表达式。为了降低计算的 难度,将振动方程进行模态变换,得到系统关于广义坐 标的振动方程,大大减少了计算量。由系统动力方程 可以求出系统广义坐标振动最小时主动控制力的表达 式,作为主动控制时的控制器。将动力方程变换到状 态空间,在 MATLAB Simulink 中进行仿真计算。结合 模型的振动特性分析,分别对模型的支管部分施加不 同方向、不同频率的激励力,以激起系统不同阶的共





#### Figure 7 System response at 8 Hz excitation in Z direction

振。对比有主动控制与无控情况下的管路振动,可以 发现,管路各个位置、各个方向上的振动均有所减小, 减振效果良好。

#### 参考文献:

- [1] 任意.利用调谐质量阻尼器进行管路系统减振的研究[D].杭州: 浙江大学,2011:1-2.
- [2] HAMBRIC S A, BOGER D A, FAHNLINE J B, et al. Structure and fluid-borne acoustic power sources induced by turbulent flow in 90° piping elbows[J]. Journal of fluids & structures, 2010, 26(1):121 – 147.
- [3] WATSON W D. Vibration analysis key to compressor-foundation maintenance[J]. Oil & gas journal, 1988,86(32): 40-45.

- [4] 吕俊超.基于音圈电机的微重力条件下主动隔振系统研究[D]. 哈尔滨:哈尔滨工业大学,2012:3-4.
- [5] 陈照波, 吕俊超, 焦映厚. 音圈电机驱动的双层主动隔振系统设计 与仿真[J]. 噪声与振动控制, 2012(5):26-30.
- [6] 吕俊超,陈照波,焦映厚,等.基于音圈电机的 Stewart 主动隔振平 台设计[J]. 机械设计与制造,2013(2):62-65.
- [7] 朱雅辉, 翁泽宇, 耿超, 等. 半主动控制浮筏隔振系统的开关算法 与仿真研究[J]. 机电工程, 2016, 33(3):265-270.
- [9] 倪振华.振动力学[M].西安:西安交通大学出版社,1989.

#### (上接第30页)

#### 参考文献:

- CHAMRA L M, WEBB R L, RANDLETT M R. Advanced micro-fin tubes for condensation [J]. International journal of heat & mass transfer, 1996, 39(9):1839 – 1846.
- [2] 吴晓敏,李辉,龚鹏,等.水平微肋管内蒸发及冷凝换热性能研究
   [J].工程热物理学报,2006,27(3):460-462.
- [3] 武永强,罗忠.一种新型高效传热铜管的冷凝传热性能实验研究
   [J].制冷与空调,2006,6(1):75-78.
- [4] 蔡运亮.内螺纹铝管综合性能及应用前景分析[J].制冷与空调, 2014,14(2):11-14.
- [5] ECKELS S J, DOERR T M, PATE M B. In-tube heat transfer and pressure drop of R134a and ester lubricant mixtures in a smooth tube and a micro-fin tube: part I evaporation [J]. ASHRAE transactions,

1993,100(2):265-282.

- [6] 秦妍,张剑飞.关于内螺纹管及光管冷凝器换热效果的实验分析 [J].制冷与空调,2011,11(1):59-61.
- [7] APREA C, GRECO A, VANOLI G P. Condensation heat transfer coefficients for R22 and R407C in gravity driven flow regime within a smooth horizontal tube [J]. International journal of refrigeration, 2003,26(4):393-401.
- [8] 王智科. 微小內螺纹管管內冷凝的实验研究及工程模型[D]. 杭州:浙江大学,2012:34-36.
- [9] 欧阳新萍,陈静竹,李泰宇.3种管内强化管沸腾换热性能对比
   [J].化工学报,2015,66(6):2076-2081.
- [10] 曾延琦,吴礼,何强,等. Ø5 mm 瘦齿大螺旋角内螺纹铜管换热 性能研究[J]. 制冷与空调,2015,15(7):21-23.