

文章编号: 0258-0926(2016)S2-0092-04; doi: 10.13832/j.jnpe.2016.S2.0092

管道系统多频吸振器性能试验研究

刘天彦, 李朋洲, 席文兵, 张 鯤

中国核动力研究设计院, 成都, 610213

摘要: 针对管道系统的振动噪声和安全问题, 本文根据多频吸振器的设计方法, 设计了一种适用于一回路管道系统的多频吸振器, 通过典型管道系统模型, 对多频吸振器性能进行试验分析, 通过对试验数据的比较与分析, 说明该种多频吸振对管道系统的振动具有明显的抑制作用。

关键词: 多频; 吸振器; 试验研究

中图分类号: TB123 文献标志码: A

Experimental Study of Multi Frequency Vibration Absorber in Pipe System

Liu Tianyan, Li Pengzhou, Xi Wenbing, Zhang Kun

Nuclear Power Institute of China, Chengdu, 610213, China

Abstract: As important engineering structures, the pipe system is widely used in the primary circuit of the reactor. According to the vibration and noise and safety problems in pipeline system, a new type of multi frequency vibration absorber is designed. And the effectiveness of DVA is validated through experiments. In the experiments, the vibration of pipe and the vibration transmission in pipe system is significantly reduced.

Key words: Multi frequency, DVA, Experiments

0 引言

管道系统是核动力装置中广泛应用的一种重要工程结构, 也是振动和噪声传播的重要途径。管道的强烈振动会使管道与附件、管道之间的连接结构等部位发生磨损和松动, 引起管道和支吊架材料的疲劳损伤, 甚至发生断裂; 同时, 管路系统中的流体脉动引起的管路振动和管壁的机械振动与结构噪声也由支撑传递至与管道相关的结构, 不利于对振动噪声的控制和隔离。管道振动问题在很大程度上是由于机械结构的阻尼不足而引起的, 作为对策, 动力吸振器具有较好的应用前景^[1-5]。本文根据反应堆管道系统特点设计了实验模型, 提出了一种管道多频吸振器设计, 并利用试验进一步验证了吸振器性能。

1 试验设计

1.1 试验模型系统

管道系统主要由直管、三通、阀门组成, 并通过管道支吊架连接到安装基础上, 对于管道吸振器来说, 三通和阀门并不会对吸振器性能产生本质影响^[3], 因此在只考虑直管、支吊架和安装基础的情况下, 管道系统可以简化为矩形薄板基础上的多跨等截面连续梁模型(图1)。

1.2 试验装置

实验装置主要由激振器、激振器支架、弹簧支架、直管、矩形薄板等组成。激振器支架与矩形薄板下端固定在反力墙上, 激振器通过激振器支架吊装在管道左侧端点 F_{10} 处, 弹簧支架及矩形薄板通过螺栓安装, 弹簧支架上端受力 F_{11} 、

收稿日期: 2016-10-09; 修回日期: 2016-12-20

作者简介: 刘天彦(1987—), 男, 助理研究员, 现主要从事反应堆结构力学工作

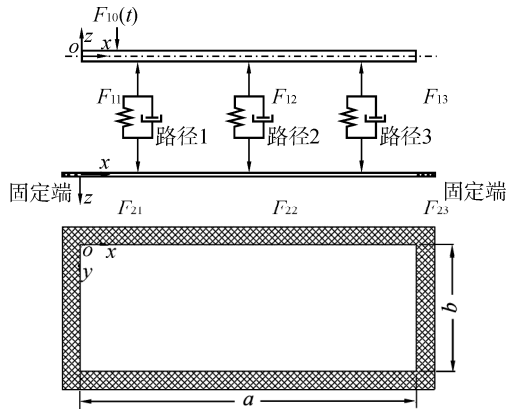


图1 管道系统简化模型

Fig. 1 A Simplified Model of Pipe System

F_{12} 、 F_{13} ，下端受力 F_{21} 、 F_{22} 、 F_{23} ，直管两端自由，矩形薄板四边通过螺栓固定在支撑块上。直管模拟件为空心钢管，直径 $d=57$ mm，壁厚 $\delta=4.8$ mm，长度 $l=3$ m；矩形薄板外形尺寸为 $3\text{ m} \times 0.6\text{ m} \times 0.01\text{ m}$ ；弹簧支架的刚度实测为 5.56×10^5 N/m。

1.3 试验方法

试验采用振动传递函数和传递功率流作为评价指标，对比吸振器安装前后振动加速度级和功率流的变化来判断吸振器效果。模型振源来自激励器，并采用随机激励的方式。

试验测试中，振动传递函数通过振动加速度和激振力对比得到，而振动加速度和激励力则通过加速度计和力传感器直接采集得到。

输入功率流通过采集激励力与激励点处的加速度和式(1)、式(2)计算得到。

$$P(\omega) = \frac{1}{2} \text{Re}(Fv^*) = \frac{1}{2\omega} \text{Im}(F^*a) \quad (1)$$

$$P(\omega) = \frac{1}{\omega} \text{Im}(G_{Fa}) = \frac{1}{\omega} G_{aa} \text{Im}(A) \quad (2)$$

式中，Re、Im 分别表示实部和虚部， F^* 、 v^* 、 x^* 分别为力 F 、速度 v 、位移 x 的共轭复函数； a 为加速度； G_{Fa} 为力与加速度的互功率谱密度； G_{aa} 为激励点处响应加速度的自谱密度； ω 为频率。

测量传递功率流时，首先测量弹簧支架的传递加速度阻抗，然后在激励器激励下，分别采集弹簧支架上下两端的加速度，利用式(1)、式(2)计算出传递功率流。

$$P_{tr} = \frac{1}{\omega} \text{Im} \left[(A_{12}^{2B}) \cdot G_{a_1 a_2} \right] \quad (3)$$

式中， A_{12}^{2B} 为当输出端钳制时弹簧支架的原点加

速度阻抗； $G_{a_1 a_2}$ 为弹簧支架上下两端加速度的互谱密度。

通过式(3)可以得到模型的输入输出功率，以及各路径传递功率。

2 参数确定

针对管道系统等多自由度系统，在进行试验前，如何确定动力吸振器安装的位置和方向，如何选择和设计子系统的结构参数是需要首先解决的问题^[2]。一般的动力吸振器参数优化研究多针对单自由度主系统，将连续系统简化为单自由度振动结构将会大为简化连续系统的动力吸振器参数选择。

本文利用动能守恒，由系统质量矩阵 $[M]$ 和各点位移 x_j 得到系统等效质量^[4]，由：

$$M_{ij} = x_j^T [M] x_j \quad (4)$$

利用第 i 阶对质量矩阵 $[M]$ 归一化的特征向量 Φ_i ：

$$x_j = \Phi_i / \phi_{ij} \quad (5)$$

式中， ϕ_{ij} 为 Φ_i 在 j 点的分量。

将式(5)代入式(4)中，可得：

$$M_{ij} = \frac{\Phi_i^T [M] \Phi_i}{\phi_{ij}^2} \quad (6)$$

由于 Φ_i 是对质量矩阵 $[M]$ 归一化的，则：

$$\Phi_i^T [M] \Phi_i = 1 \quad (7)$$

利用改进后的固有模态法可以得到等价质量：

$$M_{ij} = \frac{1}{\phi_{ij}^2} \quad (8)$$

在将系统简化为单自由度系统后，根据定点理论，利用频率响应函数设计对应频率的动力吸振器的最佳参数。

在主系统不存在阻尼的情况下，最优同调条件的频率比为：

$$\frac{\omega_n}{\Omega_n} = \frac{1}{1 + \mu} \quad (9)$$

以及最优阻尼：

$$\xi = \sqrt{\frac{3\mu}{8(1+\mu)^3}} \quad (10)$$

式中， ω_n 为吸振器的固有频率； Ω_n 为管道的固有频率； μ 为质量比。

针对不同的振动控制指标的需求，通过类似

的方法，可以得到基于加速度控制的动力吸振器最优设计条件。最优同调条件的频率比为：

$$\frac{\omega_n}{\Omega_n} = \sqrt{\frac{1}{1+\mu}} \quad (11)$$

以及最优阻尼：

$$\xi = \sqrt{\frac{3\mu}{4(1+\mu)(2+\mu)}} \quad (12)$$

由于加装多个吸振器后，吸振器之间存在相互干扰，需要对吸振器参数进行修正。考虑到动力吸振器和主系统的传递函数，动力吸振器在远离工作频带的频率点处对主系统振幅影响不大，主要是质量影响，故将其视为 1 个集中质量，重新计算主系统的等价质量和固有频率，并以此来计算多频吸振器参数。

工作频率具体参数通过模态分析和有限元计算分析得到。首先计算模型的固有频率，计算结果见表 1。

表 1 模态分析结果

Table 1 Results of Modal Analysis

阶数	频率/Hz	Y 向有效质量/kg	Z 向有效质量/kg
1	30.95	1.15	33.49
2	35.16	15.30	21.16
3	54.98	22.75	51.17
4	93.14	6.61×10^{-2}	35.57
5	95.49	86.16	193.33
6	97.88	1.55	4.07
7	111.53	3.34×10^{-3}	4.56
8	149.18	0.12	5.35
9	159.48	3.34	12.85
10	173.26	0.87	46.07

利用有限元模型进行谐响应分析，在直管最左端节点施加单位激励力，可以得到输入功率流与各路径输出功率流总和的对比频谱图（图 2）和功率流落差频谱图（图 3）。

根据有限元的计算结果，模型在 93 Hz 及 111 Hz 处振动较大，设计吸振器在该频率处进行模型的振动控制。设计如图 4 所示的吸振器，根据式（11）、式（12）和模态计算结果，确定模型在 93.15 Hz 及 111.53 Hz 处模态向量最大分量为 0.185 和 0.360。该模型在对应频率处的等效质量为 29.21 kg 和 7.7 kg。质量块质量为 1 kg，吸振器的设计频率为 91.2 Hz 和 105 Hz。安装位置选择在对应模态向量腹点处，方向与模态方向一致。

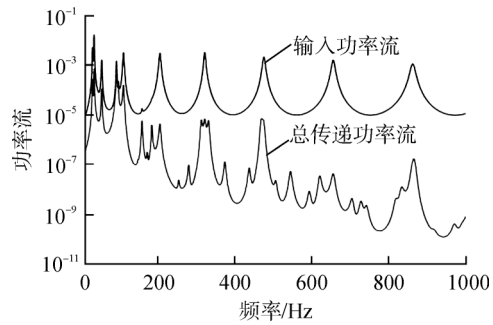


图 2 输入功率流与各路径输出功率流总和的对比
Fig. 2 Comparison of Input and Output Power Flow

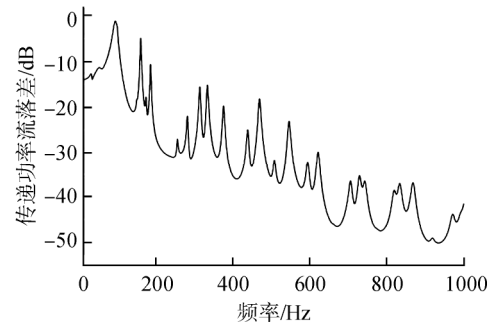


图 3 功率流落差频谱图
Fig. 3 Spectrogram of Power Flow Level Difference

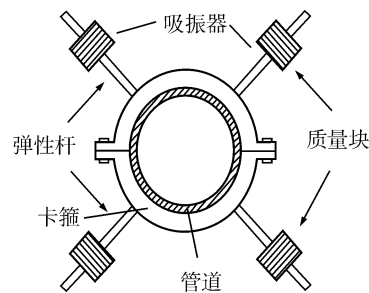


图 4 吸振器示意图
Fig. 4 Schematic Diagram of Dynamic Vibration Absorber(DVA)

3 试验结果及数据分析

通过对试验数据进行分析，并将模型输入功率实测结果与有限元计算结果对比，在 10~1000 Hz 的分析频段内，计算结果与实测结果相对一致（图 5）。说明吸振器的设计参数是有效的，并进一步进行吸振器的减振效果分析。

对比吸振器安装前后激励点输入功率与弹簧支架下端输出功率总和之间的传递功率流落差（图 6），在吸振器设计频段，模型的传递功率流落差有明显的下降，同时在 10~315 Hz 范围内，隔振后比隔振前传递功率流落差总级降低 7.7 dB 左右，说明吸振器对管道的振动控制取得了明显

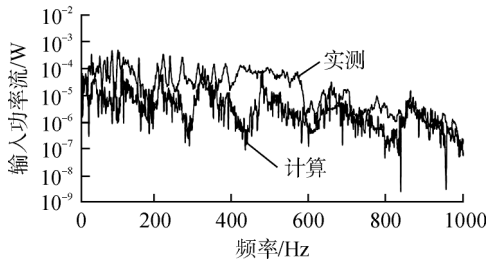


图 5 模型输入功率实测结果与有限元计算结果对比

Fig. 5 Comparing Test and Simulation Result of Input Power Flow

的效果。

通过传递特性测试可以更清楚的看到吸振器对设计频率的控制效果。

通过图 7 和图 8 可以看到在 10~315 Hz 频段内，安装吸振器后参考点的模型传递函数变化，

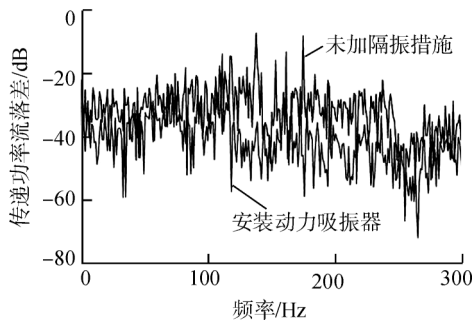


图 6 安装吸振器前后传递功率落差对比

Fig. 6 Testing Results of Power Flow before and after DVA Installation

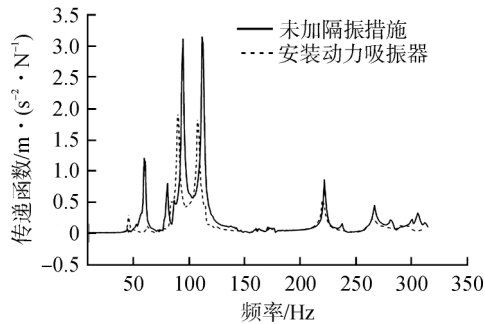


图 7 安装吸振器前后支架下端传递函数对比

Fig. 7 Testing Results of Transfer Function before and after DVA Installation

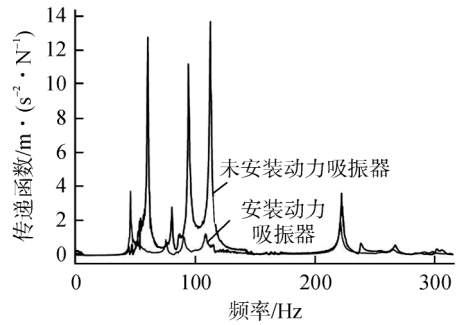


图 8 安装吸振器前后管道右端传递函数对比

Fig. 8 Testing Results of Transfer Function before and after DVA Installation

在吸振器设计频段，控制频率点的传递特性曲线都有显著降低。其中，直管管夹部位下端（图 7）传递函数在目标频率点处加速度级降低了 20.0 dB，在目标频率点附近频带加速度级峰值降低了 3.0 dB；直管右端（图 8）传递函数在目标频率点处加速度级降低了 28.2 dB，在目标频率点附近频带加速度级峰值降低了 20.1 dB。

4 结论

针对管道系统等对振动控制的需求，本文通过试验研究验证了多频吸振器的控制效果。试验结果证明了管道多频吸振器的有效性，为空间复杂管道系统的振动控制应用提供了一条有效途径。

参考文献：

[1] Rice HJ. Practical Non-Linear Vibration Absorber Design [J]. Journal of Sound & Vibration, 1987, 116(3): 545-559.
 [2] 背户一登, 动力吸振器及其应用[M]. 北京: 机械工业出版社, 2012.
 [3] 尹志勇, 钟荣, 刘忠族. 管路系统振动噪声控制技术研究现状与展望[J]. 舰船科学技术, 2006, 28(S2): 23-29.
 [4] 背户一登, 大熊政明, 山下繁生, 等. 多自由度系の等價質量同定法[J]. 機機 C 編, 1987, 53(485): 52-58.
 [5] 张洪田, 刘志刚, 张志华, 等. 动力吸振技术的现状与发展[J]. 噪声与振动控制, 1996, 3: 22-25.

(责任编辑：张明军)