

# 用于管道减振的新型动力吸振器

陈 果<sup>1</sup> 程小勇<sup>1</sup> 刘明华<sup>2</sup> 罗 云<sup>2</sup> 侯民利<sup>2</sup> 赵 斌<sup>1</sup>

1. 南京航空航天大学, 南京, 210016

2. 成都飞机工业(集团)有限责任公司, 成都, 610092

**摘要:**设计了一种适用于管路系统减振的弹簧片式动力吸振器。该吸振器在结构上采用螺栓与管路进行连接,采用弹簧片-质量块构成弹簧-质量系统对振动进行吸收,具有结构简单、调频和安装方便的优点。对动力吸振器进行了结构设计并进行了参数选择,建立管路有限元模型分析了安装减振器前后系统的谐响应,最后进行了实验验证。实验结果表明,动力吸振器将共振频率下的振动降低了90%以上,与相同质量大小的质量块的减振效果的比较表明,吸振器的减振效果明显优于质量块的减振效果。

**关键词:**动力吸振器;管路振动;结构设计;减振;弹簧片

**中图分类号:**TH113

**DOI:**10.3969/j.issn.1004-132X.2014.23.001

## A New Type of Dynamic Vibration Absorber for Pipe System Vibration Suppression

Chen Guo<sup>1</sup> Cheng Xiaoyong<sup>1</sup> Liu Minghua<sup>2</sup> Luo Yun<sup>2</sup> Hou Minli<sup>2</sup> Zhao Bin<sup>1</sup>

1. Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing, 210016

2. Chengdu Aircraft Industrial (Group) Co., Ltd., Chengdu, 610092

**Abstract:** A new spring type of dynamic vibration absorber for pipe system vibration suppression was designed. The absorber connected with the main system by bolted connections, and leaf spring and mass were used to constitute the spring-mass system. The parameters of the vibration absorber were selected firstly, then the finite element model of the pipeline system was set up to analyze the harmonic response between pre-and post installation of the damper; finally, experiments were completed to confirm the system. The results show that: the vibration in the resonant frequency will be reduced 90% with the dynamic vibration absorber, the effects of block with the same mass as damper were compared, and the results show that vibration damping has a greater effect than that of mass. This designed dynamic vibration absorber can reduce pipeline vibration levels significantly, and have a good damping effect.

**Key words:** dynamic vibration absorber; pipeline vibration; mechanic design; vibration attenuation; leaf spring

## 0 引言

管路系统是介质传输和能量传送的重要通道,在大型动力机械领域运用广泛。周边恶劣的振动环境使得管路系统中普遍存在着由于基础激励、压力脉动等因素引发的共振问题<sup>[1-2]</sup>,管路振动引起的故障主要有振动疲劳和振动磨损两类<sup>[3]</sup>。

目前,管路减振的应用研究主要致力于管路的消振,采用的方法主要有增加卡箍和修改结构等。刘伟等<sup>[4]</sup>对发动机卡箍位置的动力灵敏度进

行了分析并对关键卡箍位置进行了优化设计;顾文彬等<sup>[5]</sup>研究了直管结构在自由振动、瞬态响应和随机响应下支承的最优位置计算,表明不同激励形式下直管卡箍的最优位置不同;陈艳秋等<sup>[6]</sup>在有限元的基础上采用遗传算法对发动机导管进行了优化,从而实现了发动机管路的快速振动设计;田树军等<sup>[7]</sup>根据动态摩擦项液压管路分段集中参数建模思想,利用 Simulink 对液压管路系统进行了优化设计及性能分析;Wang<sup>[8]</sup>分别以变形最小化和基频最大化为目标,采用启发式优化算法实现了直梁结构的支承位置优化设计。张振华等<sup>[9]</sup>计算分析了舰船管道系统在存在流体激励、外部干扰力和基础振动情况下的动态响应,研究了如何减小基础振动对管路系统振动的影响;

收稿日期:2013-08-08

基金项目:国家自然科学基金资助项目(61179057);成都飞机工业(集团)有限责任公司资助项目

Chen 等<sup>[10]</sup>对管路系统的耦合振动进行了主动控制研究,改变管道内流体流速以实现主动控制。Anh 等<sup>[11]</sup>研究了钟摆式动力吸振器系统的阻尼特性,并结合海洋中结构的例子进行了数值模拟。总体而言,上述方法的减振效果明显,然而,这些方法的不足在于,需要对现有管路或周边结构进行修改,在许多情况下,由于安装条件的限制,无法在管路现场得以实施,而动力吸振方法对管道周围环境的依赖小,只需安装于管道即可实现减振,因此,基于动力吸振的管路减振方法为有针对性地降低工作频率下的管路振动提供了重要思路。文献<sup>[12]</sup>研究了利用内外环式调谐质量阻尼器进行管路系统减振的方法,减振效果比较明显,然而,该减振器在结构设计方面较为复杂,不便于频率调节和安装。

本文基于动力吸振思想,设计了一种新型的管路减振器设计方案,并针对实际建立的管路试验台,进行了有限元仿真,加工了吸振器,通过实验验证了减振器的减振有效性和设计方案的可行性。

## 1 动力吸振器应用于管系减振的原理

为了将动力吸振器(dynamic vibration absorber, DVA)应用于管路系统的减振,需要对管系进行有针对性的吸振器设计,首先对管系的振动特性和动力吸振器的特性进行说明。

管系是一个连续系统,工程中利用有限元法或传递函数法将该连续系统转化为一个多自由度的模型,虽然多自由度振动系统的振动包含了各阶振型,但若各阶模态频率相隔较远,在共振频率处,通常表现为单一模态的振动,此时,可忽略各模态之间的相互影响,可以将各模态分别处理<sup>[13]</sup>。目前,很多减振研究工作都是针对系统的某一模态进行的,在实际的管路工况中,工作频率段附近的共振点为主要讨论的频率,因此管路系统可以简化为单一共振频率下的单自由度模型。

动力吸振器是由质量块、弹簧、阻尼器组成的振动系统,它一般是悬挂安装在需要减振的系统中,不需要额外支承。它的工作机理如下:当结构振动时,同时带动动力吸振器振动,动力吸振器的运动产生的惯性力又反作用到结构上,从而有效地抑制主结构的振动。

我们把原系统称为主系统,动力吸振器称为子系统,由于调谐阻尼器是单自由度系统,所以它与主结构组合后构成一个二自由度系统,如图 1 所示。其中,  $f(t)$  为激励信号;  $m_1$ 、 $c_1$ 、 $k_1$  分别为主

结构的质量、阻尼和弹簧刚度;  $m_2$ 、 $c_2$ 、 $k_2$  分别为吸振器的质量、阻尼和弹簧刚度。将子系统和主系统分离<sup>[14]</sup>,设子系统与主系统的对接力  $p(t)$  的 Fourier 变换为

$$p(\omega) = -m_2\omega^2 U_2(\omega) = -m_2\omega^2 \frac{k_2}{k_2 - m_2\omega^2} U_1(\omega) \quad (1)$$

其中,  $\omega$  为激振频率,  $U_1(\omega)$  和  $U_2(\omega)$  分别为主系统位移  $u_1(t)$  和子系统位移  $u_2(t)$  的 Fourier 变换。由动力学原理,可以得到  $m_1$  处的原点频响函数为

$$H_{11}(\omega) = \frac{(k_2 - m_2\omega^2)H(\omega)}{(k_2 - m_2\omega^2) - k_2 m_2 \omega^2 H(\omega)} \quad (2)$$

其中,  $H(\omega)$  为系统位移频响函数。激励频率的一个重要特征是:若激励频率满足  $\omega = \sqrt{k_2/m_2}$ , 则  $|H_{11}(\omega)| = 0$ 。即当外激励频率与子系统的固有频率相等时,质量  $m_1$  将不振动,动力吸振器即利用此原理对主系统进行吸振。

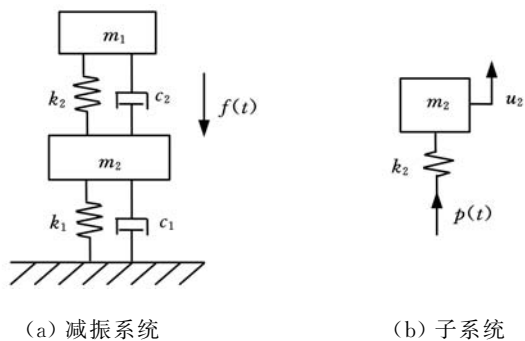


图 1 主系统与附加子系统

## 2 动力吸振器的结构设计

由于管道是圆柱形,呈现周向特性,振动的方向可能是沿径向的任一方向,而弹簧和阻尼器都是单向元件,表现出单向性,所以需设计有各向振动特性且便于安装的吸振器。

图 2 为针对管路设计的动力吸振器结构详图。吸振器采用螺栓连接安装在管道上,由于系统需要子结构质量尽量小,所以内圈夹持件采用密度较小的合金铝 6061;周向通过弹簧片固定 4

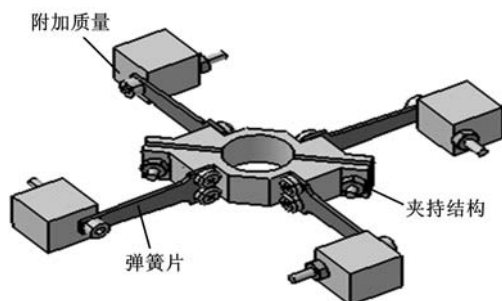


图 2 动力吸振器模型

个质量块,又由于动力吸振器在动载荷环境条件下工作,所以弹簧片采用弹性较好且屈服强度高的弹簧钢 65Mn。整个动力吸振器结构包括两个夹持结构、多个弹簧片、与弹簧片数量相等的附加质量块,及其他连接螺钉等,主要结构材料的基本数据见表 1,将动力吸振器安装到管路中实现减振。

表 1 动力吸振器各部件材料参数

名称	材料	密度 (kg/m <sup>3</sup> )	弹性模量 (GPa)	泊松比
夹持件	6061 合金铝	2.80×10 <sup>3</sup>	68.9	0.330
弹簧片	65Mn	7.85×10 <sup>3</sup>	196	0.226
质量块	Q235	7.85×10 <sup>3</sup>	200	0.300

### 3 动力吸振器的结构参数选择

上述设计的动力吸振器结构需要根据减振对象的结构来选择其结构参数,为说明动力吸振器的参数选择过程,本文首先设计了一段空间走向的管道,然后以该管道为对象,介绍动力吸振器结构参数选择的过程。

#### 3.1 管路系统的设计

主结构为空间 3 个方向上的管路,其模型如图 3 所示,管路由 4 根管道通过管接头连接而成,管道所用材料为镀锌钢,外径为 21 mm,壁厚为 3 mm,两固定支承间管路总质量为 3.45 kg。

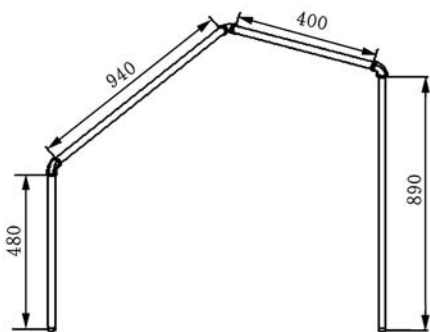


图 3 主结构模型

本文将主系统阻尼  $\zeta_i$  假设为比例阻尼,即  $C = a_0 M + a_1 K$ ,其中,  $a_0, a_1$  为常数,  $M$  为质量矩阵,  $K$  为刚度矩阵,可以得到第  $i$  阶阻尼比为

$$\zeta_i = \frac{1}{2} \left( \frac{a_0}{\omega_i} + a_1 \omega_i \right) \quad (3)$$

式中,  $\omega_i$  为第  $i$  阶固有频率。

显然,通过模态试验得到主系统任意两阶固有频率和阻尼比,即可解出  $a_0, a_1$ ,并进而得到系统的阻尼系数矩阵  $C$ 。通过实测与计算,解得  $a_0 = 0.244, a_1 = 6 \times 10^{-5}, \zeta_1 = 0.004$ 。

其他仿真参数的取值与试验一致:管系的质

量  $m_1 = 3.45 \text{ kg}$ ,目标频率为  $\omega_1 = 97.5 \text{ Hz}, k_1 = 1.3 \text{ MN/m}$ 。

#### 3.2 结构参数选择

本文设计的动力吸振器由于包含 4 个弹簧-质量系统,所以其结构类似于单自由度系统安装了多个动力吸振器,为了模拟动力吸振器对系统响应的影响,对系统建立数学模型进行模拟计算。对于系统受迫振动的情况,其微分动力学方程为

$$\left. \begin{aligned} m_1 \ddot{x}_1 + (c_1 + c_2) \dot{x}_1 - c_2 \dot{x}_2 + (k_1 + k_2) x_1 - k_2 x_2 &= f(t) \\ m_2 \ddot{x}_2 + c_2 \dot{x}_2 - c_2 \dot{x}_1 + k_2 x_2 - k_2 x_1 &= 0 \\ m_3 \ddot{x}_3 + c_3 \dot{x}_3 - c_3 \dot{x}_1 + k_3 x_3 - k_3 x_1 &= 0 \\ m_4 \ddot{x}_4 + c_4 \dot{x}_4 - c_4 \dot{x}_1 + k_4 x_4 - k_4 x_1 &= 0 \\ m_5 \ddot{x}_5 + c_5 \dot{x}_5 - c_5 \dot{x}_1 + k_5 x_5 - k_5 x_1 &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

令激励  $f(t) = F e^{j\omega t}$ ,响应  $x_1 = X_1 e^{j\omega t}$  代入式 (4) 可得到系统的位移频响函数为

$$H(\omega) = X_1 / F = \frac{1}{-m_1^2 \omega^2 + j \sum_{i=1}^5 (c_i \omega) + \sum_{j=1}^5 k_j - \sum_{n=1}^5 \frac{(j c_n \omega + k_n)^2}{-m_n \omega^2 + j c_n \omega + k_n}} \quad (5)$$

本文设计的动力吸振器的阻尼由空气阻尼产生,对给定环境下工作的动力吸振器来说为一定值,其阻尼值可以通过模态试验测得,实测大小为  $\zeta_i = 0.02 (i=2,3,4,5)$ ,所以只需对弹簧的刚度进行调整,以达到减振效果<sup>[15]</sup>。

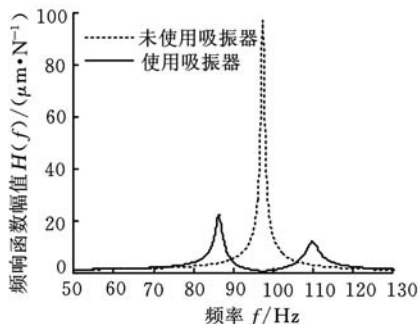
当 4 个子系统的频率完全一致时,通过对系统的位移频响函数幅值进行模拟可以看出,质量比太小时,这两个固有频率很接近反共振频率,在动力吸振器质量较大时,可避免上述问题,但实际结构希望质量尽可能小,所以质量比  $\mu_i = m_i / m_1 (i=2,3,4,5)$  的通常取值为被调谐质量的 1% 或稍大一些,本文取每个质量块质量大小为 45g。由此可确定弹簧的刚度为

$$k_i = \mu_i \alpha_i^2 k_1 \quad i=2,3,4,5 \quad (6)$$

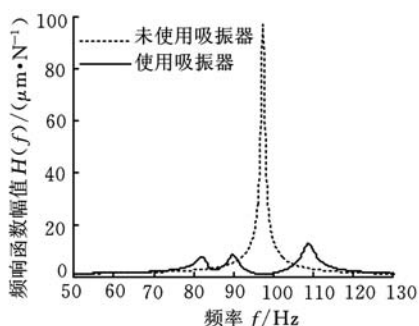
其中,  $\alpha_i$  为各子系统与主系统的频率比。由于实际应用系统中存在泵、动力系统等环节,管路中的压力脉动以及转子转动中的振动等因素会在管路上加载一个恒定的频率载荷,使整个管系以这个频率做受迫振动,因此需要分析管路在频域中的特性。本文分别计算了管路系统在安装动力吸振器前后基础激励下的响应,利用 MATLAB 分别模拟了不同频率比  $\alpha$  下的频响函数幅值,不同组合情况如表 2 所示,分为 4 个子结构频率全部相等、3 个相等、2 个相等、全部不等 4 种情况,模拟结果如图 4 所示。

表 2 子结构不同固有频率组合 Hz

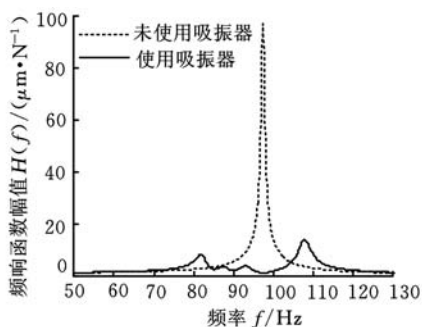
序号	$\omega_1$	$\omega_2$	$\omega_3$	$\omega_4$	$\omega_5$
1	97.5	97.5	97.5	97.5	97.5
2	97.5	97.5	97.5	97.5	85.0
3	97.5	97.5	97.5	90.0	85.0
4	97.5	97.5	105.0	90.0	85.0



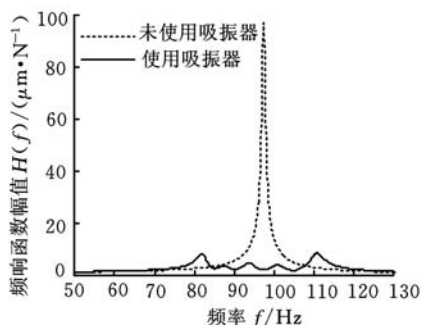
(a) 频率全部相等



(b) 3 个频率相等



(c) 2 个频率相等



(d) 频率全部错开

图 4 系统的频响函数幅值

从图 4 中可以看出,管路在安装动力吸振器后,系统在原共振频率附近产生了不同个数幅

有限的共振峰,当 4 个子系统频率相等时,共振峰为 2 个,当子系统中存在不同频率时,峰数增加,当频率全部错开时,出现 5 个峰值。可以看出,在质量比相同的情况下,附加的子结构的固有频率错开一定值时,对峰值的抑制效果更好。

#### 4 有限元仿真验证

为验证本文所设计的动力吸振器的减振效果,本节首先使用 CATIA 对动力吸振器和管路系统进行三维建模,然后进一步使用 ANSYS 对管路系统分别在未使用和使用动力吸振器情况下的谐响应进行仿真对比。

首先将建好的管路系统三维模型导入到 ANSYS 中,在前处理时管路三维数模的边界条件是管系左右端固定支承。在 ANSYS 模态分析模块中对管系进行模态分析,得到需要减振频率处(97.5 Hz)的振型,如图 5 所示,从图 5 可以看出管路中间位置振动位移较大,从而确定了吸振器安装的位置。



图 5 管路的振型

然后,将建立的动力吸振器三维模型装配到上述管路振动较大部位,然后将模型导入到 ANSYS 中,边界条件是管系右端固定支承,左端施加基础激励,激励幅值为 1 mm,如图 6 所示。

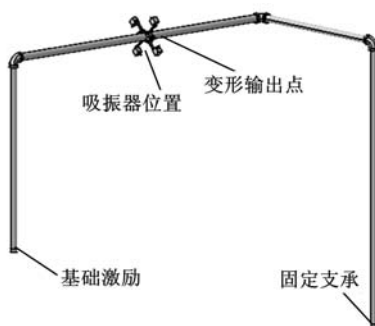
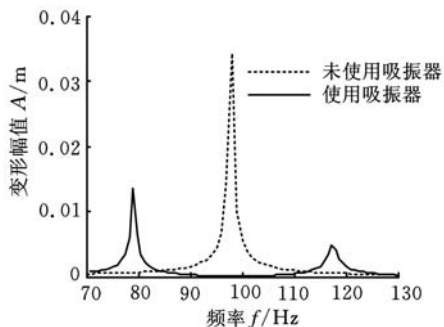


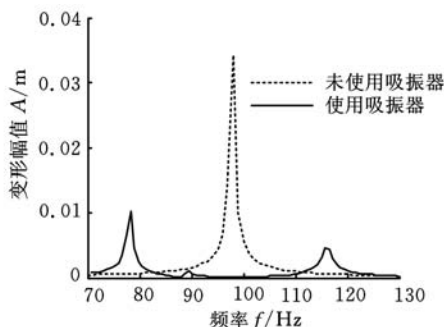
图 6 安装动力吸振器位置

同上一节一样,需要验证不同固有频率组合下的频响幅值。本文通过在 CATIA 中改变质量块装配位置,来实现子结构频率的不同组合,并在模态计算模块中对动力吸振器模态进行计算,通过调整使得子结构的固有频率组合情况如表 2 所

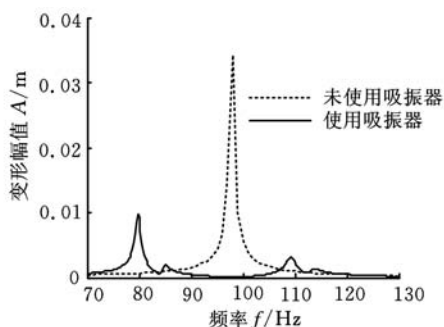
示。确定完模态后在谐响应模块中分别计算各种情况下系统的位移谐响应,在振动幅值较大部位选择一个点输出变形幅值的大小,结果如图 7 所示。



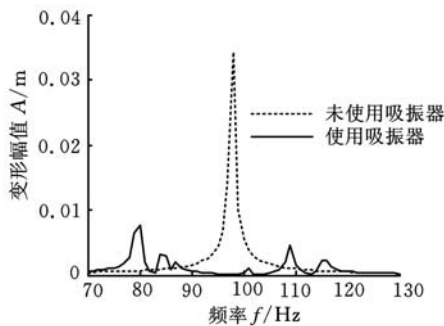
(a)固有频率全部相等



(b)3个固有频率相等



(c)2个固有频率相等



(d)固有频率全部错开

图 7 系统的频响幅值

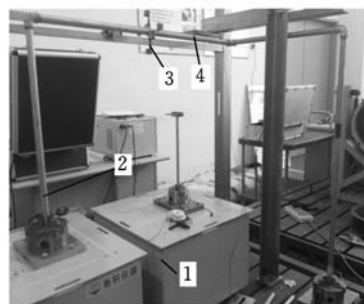
从图 7 可以看出,管路在安装动力吸振器后,系统的幅值得到很大抑制,当子系统频率全部相等时,共振峰为 2 个,共振峰随着不同频率的增加而增加,且对振动的抑制效果越来越好,和上节模

拟计算的规律相仿。

## 5 实验验证

为进一步验证动力吸振器的实际减振效果,笔者设计了空间管线走向的管道振动实验台,加工了动力吸振器,然后对管道分别进行了未使用和使用动力吸振器情况下的振动实验以及模态试验,并将两种情况下的振动加速度和频率响应函数进行了对比分析。同时为了验证其他结构参数带来的影响,即动力吸振器夹持到管路中后附加质量的影响,在振动测试部分测试了在系统中装配与动力吸振器相同质量的质量块的情况,并与其他两种情况进行了对比。

实验台如图 8 所示,管路左端通过夹具固定在振动台台面上,右端通过夹具固定在基础平台,管系由左端的振动台产生激励,提供正弦波信号。动力吸振器如图 9 所示,结构主要由夹持件、弹簧片和质量块构成,在装配时,通过移动质量块在弹簧片上的位置,使 4 个子结构的固有频率错开一定值。



1. 振动台 2. 管路 3. 动力吸振器 4. 振动传感器

图 8 实验管路

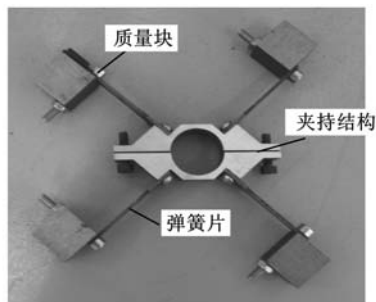


图 9 动力吸振器

首先通过振动实验说明动力吸振器对管路系统在共振频率处的减振效果。实验中,通过控制台将振动台频率调整到管路共振频率处(97.5 Hz),以对管路左端进行基础激励,从而使整个管路系统产生剧烈振动,加速度传感器布置在图 8 所示位置。为了对比减振效果,对管路分 3 种情况进行测试:①没有安装动力吸振器;②在

振动最大值处加与动力吸振器等重的质量块,把子质量拆卸下粘贴到夹持结构上实验(图 10);  
③在振动最大值处安装动力吸振器。测得 3 种情况下的加速度响应如图 11 所示。

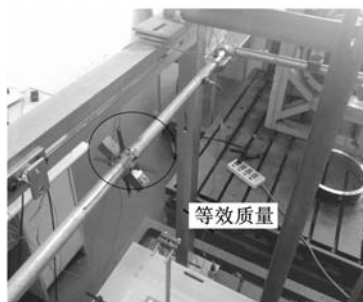


图 10 加等效质量

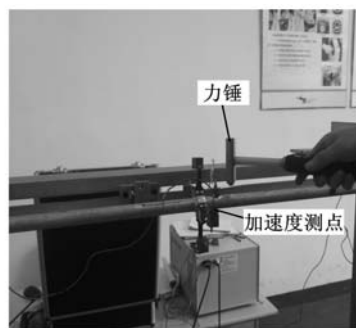
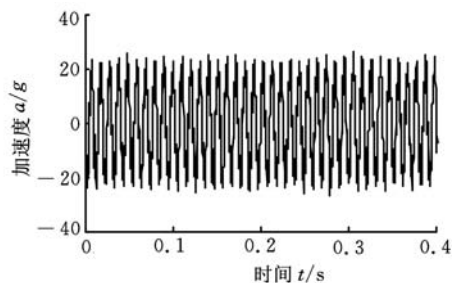
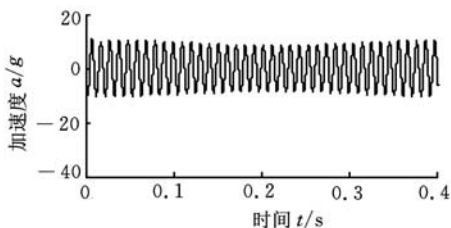


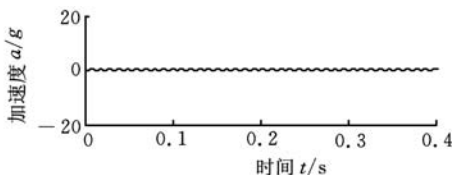
图 12 管路模态试验



(a) 不加动力吸振器时的加速度响应



(b) 加质量块时的加速度响应



(c) 加动力吸振器时的加速度响应

图 11 管路振动加速度响应

由图 11 可以看出:当动力吸振器自振频率接近或等于主结构的固有频率时,管路测点的加速度响应在 20 g 左右,当安装质量块时,测点的加速度响应降低到 10 g 左右,当安装动力吸振器后,测点的响应降为 0.5 g。可以看出,动力吸振器在原共振频率处对管路系统振动的减少量在 90% 以上。在管系中安装质量块,由于改变了系统固有频率,虽然也能在一定程度上抑制振动,但动力吸振器吸振效果与之相比更为显著。

为了验证动力吸振器在频域上对系统的振动抑制效果,本文对管路系统在未使用动力吸振器

和使用动力吸振器下分别进行模态测试,如图 12 所示,实验时,力锤敲击点选在吸振器安装位置附近原振动位移最大处,加速度测点布置在敲击点位置,力锤敲击后得到两种情况下的频率响应函数,如图 13 所示。

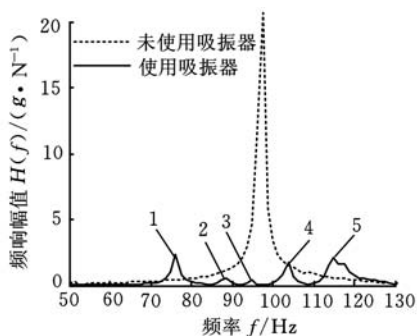


图 13 动力吸振器频域减振效果图

可以看出,加速度的频响幅值得到很大抑制,由于子结构的固有频率全部错开,因此在原共振频率附近产生了 5 个幅值有限的共振频率。

## 6 结语

在管路系统减振设计中,经常由于安装条件限制使得传统施加卡箍和改变管形等方法无法实施,针对该问题,本文设计了一种弹簧片式动力吸振器并将其应用到管道系统减振设计中。该吸振器在结构上采用螺栓与管路进行连接,采用弹簧片-质量块构成弹簧-质量系统对振动进行吸收,具有结构简单、调频和安装方便的优点。该吸振器可对管道周向进行减振,另外,具有多个阻尼器可同时对管路系统进行减振。

仿真实验、振动测试实验和模态试验结果表明,该动力吸振器对管路系统振动有良好的减振效果,可以有效地应用于实际管路系统减振设计中。

## 参考文献:

- [1] 许锬俊. 航空发动机导管结构完整性要求的初步研究[J]. 航空发动机, 1994(3): 53-62.  
Xu Ejun. Preliminary Research on Aero Engine Duct

- Structural Integrity Requirements[J]. *Aeroengine*, 1994(3):53-62.
- [2] 航空发动机设计手册总编委会. 航空发动机设计手册(第19分册)转子动力学及整机振动[M]. 北京:航空工业出版社,2000.
- [3] 陈果,罗云,郑其辉,等. 复杂空间载流管道系统流固耦合动力学模型及其验证[J]. *航空学报*,2013,33(3):597-609.  
Chen Guo, Luo Yun, Zheng Qihui, et al. The Fluid-Structure Coupling Dynamic Model and Its Verification of Complex Spatial Fluid-conveying Pipe System[J]. *Acta Aeronautica et Astronautica Sinica*, 2013,33(3):597-609.
- [4] 刘伟,曹刚,翟红波,等. 发动机管路卡箍位置动力灵敏度分析与优化设计[J]. *航空动力学报*,2012,27(12):2756-2762.  
Liu Wei, Cao Gang, Zhai Hong, et al. Sensitivity Analysis and Dynamic Optimization Design of Support's Positions for Engine Pipelines[J]. *Journal of Aerospace Power*,2012,27(12):2756-2762.
- [5] 顾文彬,冯奇. 船舶管路系统弹性支承在冲击作用下的位置优化设计[J]. *噪声与振动控制*,2002,22(4):3-6.  
Gu Wenbin, Feng Qi. The Position Optimizing of Ship's Pipe System Support under Shock Excitation [J]. *Noise and Vibration Control*,2002,22(4):3-6.
- [6] 陈艳秋,朱梓根. 基于遗传算法的航空发动机管路优化设计[J]. *航空动力学报*,2002,17(4):421-425.  
Chen Yanqiu, Zhu Zigen. Piping System Design of Aero-Engine Using Genetic Algorithms[J]. *Journal of Aerospace Power*,2002,17(4):421-425.
- [7] 田树军,张宏. 液压管路动态特性的 Simulink 仿真研究[J]. *系统仿真学报*,2006,18(5):1136-1146.  
Tian Shujun, Zhang Hong. Study on Simulation of Hydraulic Pipelines' Dynamic Characteristic [J]. *Journal of System Simulation by Simulink Software*,2006,18(5):1136-1146.
- [8] Wang D. Optimization of Support Position to Minimize the Maximal Deflection of Structures[J]. *International Journal of Solids and Structures*,2004,41(26):7445-7458.
- [9] 张振华,吴梵,冯文山. 载流管道在基础振动下的振动控制[J]. *海军工程大学学报*,2001,13(6):83-85.  
Zhang Zhenhua, Wu Fan, Feng Wenshan. Vibration Control of Pipes on Vibrational Groundsill[J]. *Journal of Naval University of Engineering*,2001,13(6):83-85.
- [10] Chen Bin, Yi Menglin. A Mathematics Modal Investigation of Ideal Fluids in Pipeline of Moving Ending[J]. *Journal of Harbin Institute of Technology*,2007,14(2):259-262.
- [11] Anh N D, Matsuhisa H, Viet L D, et al. Vibration Control of an Inverted Pendulum Type Structure by Passive Mass-Spring-Pendulum Dynamic Vibration Absorber[J]. *Journal of Sound and Vibration*,2007,3087(2):187-201.
- [12] 曾胜,任意,程涛涛,等. 利用调谐质量阻尼器进行管路系统减振[J]. *振动、测试与诊断*,2012,32(5):823-826.  
Zeng Sheng, Ren Yi, Cheng Taotao, et al. Vibration Suppression of Pipe System with Tuned Mass Damper[J]. *Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis*,2012,32(5):823-826.
- [13] 伍良生,顾仲权,张阿舟. 阻尼动力吸振器减振问题的进一步研究[J]. *振动与冲击*,1994(1):1-7.  
Wu Liangsheng, Gu Zhongquan, Zhang Azhou. A Further Investigation of Using Vibration Absorber to Reduce Vibration[J]. *Journal of Vibration and Shock*,1994(1):1-7.
- [14] 胡海岩,孙久厚,陈怀海. 机械振动与冲击[M]. 北京:航空工业出版社,2002.
- [15] 同长虹,张小栋. 调谐质量阻尼器参数优化及其应用[J]. *振动、测试与诊断*,2007,27(2):146-149.  
Tong Changhong, Zhang Xiaodong. Parameter Optimization of Toned Mass Dampers and Its Application to Bridge Vibration[J]. *Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis*,2007,27(2):146-149.

(编辑 袁兴玲)

作者简介:陈 果,男,1972年生。南京航空航天大学民航学院教授、博士研究生导师。主要研究方向为航空发动机整机、飞机管路振动建模与故障动力学分析。获国家科技进步一等奖1项、部级科技进步一等奖1项。发表论文130余篇。程小勇,男,1987年生。南京航空航天大学民航学院硕士研究生。刘明华,男,1964年生。成都飞机工业(集团)有限责任公司副总工程师、研究员级高级工程师。罗云,男,1970年生。成都飞机工业(集团)有限责任公司副总工艺师、研究员级高级工程师。侯民利,男,1968年生。成都飞机工业(集团)有限责任公司高级工程师。赵斌,男,1989年生。南京航空航天大学民航学院硕士研究生。

# 用于管道减振的新型动力吸振器

作者: [陈果](#), [程小勇](#), [刘明华](#), [罗云](#), [侯民利](#), [赵斌](#), [Chen Guo](#), [Cheng Xiaoyong](#),  
[Liu Minghua](#), [Luo Yun](#), [Hou Minli](#), [Zhao Bin](#)

作者单位: [陈果,程小勇,赵斌,Chen Guo,Cheng Xiaoyong,Zhao Bin\(南京航空航天大学,南京,210016\)](#), [刘明华,罗云,侯民利,Liu Minghua,Luo Yun,Hou Minli\(成都飞机工业集团 有限责任公司,成都,610092\)](#)

刊名: [中国机械工程](#) 

英文刊名: [China Mechanical Engineering](#)

年, 卷(期): 2014(23)

本文链接: [http://d.g.wanfangdata.com.cn/Periodical\\_zgjxgc201423001.aspx](http://d.g.wanfangdata.com.cn/Periodical_zgjxgc201423001.aspx)