

文章编号:1006-1355(2015)06-0036-05

双自由度自调谐吸振器及其吸振特性

侯九霄^{1,2}, 朱海潮^{1,2}

(1. 海军工程大学 振动与噪声研究所, 武汉 430033)

2. 船舶振动噪声重点实验室, 武汉 430033)

摘要:研制一种双自由度自调谐吸振器,可在竖直平动和横向摆动两个方向上调节自身的固有频率,实现两个方向的吸振。首先建立该吸振器的力学模型,对其移频特性进行分析,得到在两个方向上的移频特性曲线。其次建立多模态减振系统,对不同安装位置 and 不同激励频率条件下吸振器的吸振效果进行仿真研究,并与相同条件下的单自由度吸振器的吸振效果进行比较。结果表明,双自由度吸振器具有较大的移频范围,当安装在激励同侧时更有利于发挥其吸振效果,且其吸振效果优于单自由度吸振器。

关键词:振动与波;自调谐吸振器;双自由度;动力特性;吸振特性;

中图分类号:O328;TB535

文献标识码:A

DOI编码:10.3969/j.issn.1006-1355.2015.06.008

Double-DOF Self-tuning Vibration Absorber and Its Vibration Absorbing Characteristics

HOU Jiu-xiao^{1,2}, ZHU Hai-chao^{1,2}

(1. Institute of Noise & Vibration, Naval University of Engineering, Wuhan 430033, China;

2. National Key Laboratory on Ship Vibration & Noise, Wuhan 430033, China)

Abstract: A new kind of double degree of freedom (double-DOF) self-tuning vibration absorber has been developed, whose intrinsic frequencies in both vertical translation and horizontal rotation directions can be adjusted to absorb the vibration in the corresponding directions. First of all, the mechanics model of the vibration absorber was established. Its frequency-shift characteristic was analyzed, and the frequency-shift characteristic curves in the two directions were plotted. Then, to study the vibration absorbing effect under the condition of different installation positions and different excitation frequencies, the multi-modal damping system was established. The vibration absorbing effect of the double-DOF absorber was compared with that of the single-DOF absorber under the same input condition. The results show that, the resonant frequencies of the double-DOF vibration absorber can be adjusted in a large frequency band, and its vibration absorbing effect is better when installed on the same side of the excitation than that installed on the other side of the excitation, and is better than that of the single-DOF vibration absorber.

Key words: vibration and wave ; self-tuning vibration absorber ; double degree of freedom ; dynamic characteristics ; vibration absorbing characteristics

舰船上的机械、液压等动力设备在运行时,由于受到动态激励力的作用而发生振动,严重时会影响其可靠性,并造成噪声污染。动力吸振器(Dynamic Vibration Absorber,简称DVA)可将主系统的振动能量转移到附加的减振器系统上,来减小主系统振动。因被动式动力吸振器的吸振频率不能变

化,当振源特性发生变化时,其吸振效果会恶化。而调谐式动力吸振器通过对其参数的调节使其固有频率能够跟踪主系统外干扰力频率的变化,从而最大限度地抑制主系统的振动^[1,2],具有比被动式动力吸振器更好的适应性。自调谐动力吸振器有惯性可调式和刚度可调式两种,刚度可调式动力吸振器又分为机械式变刚度^[3-7]和智能材料变刚度^[8-10]。其中,机械式自调谐吸振器因其线性度好,调节范围广,能耗低,可靠性高等特点,而受到广泛关注。在国内,中国科学技术大学对组合梁式变刚度吸振器的减振特性和控制算法进行了近十年的研究^[11-13],研制出

收稿日期:2015-04-28

作者简介:侯九霄(1990-),男,河南新乡人,硕士生,主要研究方向:振动与噪声控制。

通讯作者:朱海潮(1963-),男,教授,博士生导师。

E-mail: haiczhu@163.com

一款机械式自调谐动力吸振器。

但是,工程实际中设备的振动通常是多个方向的,文献[13]中也提出由于减振对象的多模态耦合作用,当它们中一个被激励时,就会在另一些自由度上引起相同频率的振动。因此吸振器的安装位置会影响其吸振效果,甚至增加减振对象的振动。从实际应用出发,研制出一种新型机械式自调谐动力吸振器。该吸振器具有竖直方向和横摆方向两个自由度,能够同时吸收减振对象在竖直方向和横摆两个方向的振动,并且具有移频范围宽、阻尼小、可靠性高的优点。

1 结构和工作原理

1.1 结构模型

设计的吸振器如图1所示。

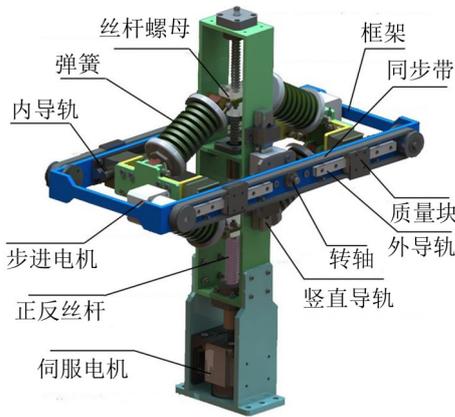


图1 双自由度自调谐吸振器的结构模型

图1中,四个弹簧构成组合梁结构,弹簧的一端与丝杆螺母铰接,上下两个丝杆螺母装在同一根正反丝杆上,丝杆与伺服电机连接,弹簧的另外一端通过内导轨与框架连接;质量块可以沿框架上的外导轨滑动,同时固定于同步带的一侧;同步带与步进电机连接;框架及固定在框架上的部件是吸振器的质量部分。

伺服电机带动正反丝杆旋转,可以改变组合梁结构的跨距;步进电机通过同步带带动质量块运动,改变质量块距转轴的距离。质量部分通过滑块与竖直导轨配合,可以沿竖直导轨上下运动;质量部分通过轴承与转轴配合,可以绕转轴做横向摆动。吸振器具有竖直方向和横摆两个方向的自由度。

1.2 力学分析

由四个弹簧构成的组合梁结构是吸振器的刚度部分,改变组合梁结构的跨距可以改变吸振器的等效刚度,进而改变竖直方向的固有频率。调节质量块距离转轴的距离可以改变吸振器绕转轴的转动惯量,进而改变横摆方向的固有频率。

建立双自由度机械式自调谐吸振器的力学模型,如图2所示,其中图2(a)是吸振器在竖直方向的力学模型,图2(b)是吸振器在横摆方向的力学模型,图2(c)是吸振器的等效简化模型。

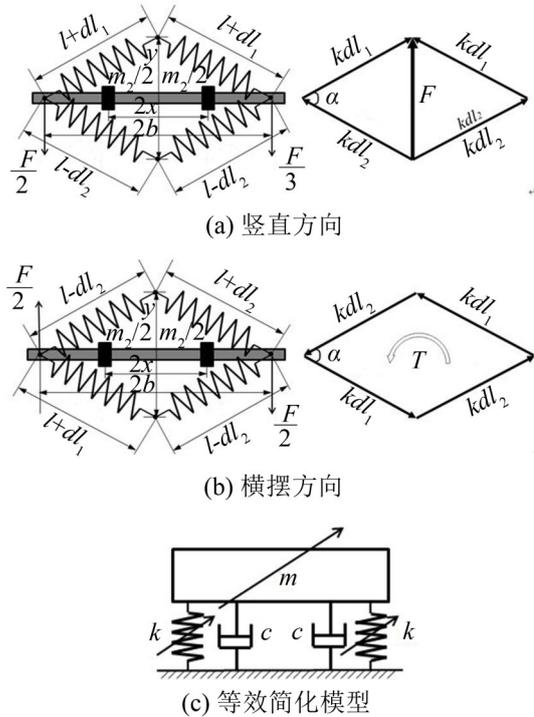


图2 双自由度自调谐吸振器的力学模型

在图2中当组合梁的变形不大时,以切代弧,吸振器在竖直方向的位移和力的关系为: $\Delta y = (ly)^2 \times F / k_0$ [9]。通过力学分析可得吸振器在竖直方向和横摆方向的等效刚度和组合梁跨度之间的关系

$$k_v = \left(\frac{y}{l}\right)^2 k_0 \quad (1)$$

$$k = \frac{k_v}{2} = \frac{1}{2} \left(\frac{y}{l}\right)^2 k_0 \quad (2)$$

$$k_t = \left(\sqrt{l^2 - \frac{y^2}{4}} + \frac{w}{2}\right)^2 \cdot \left(\frac{y}{l}\right)^2 k_0 \quad (3)$$

式中 l 为弹簧的原长, k_0 为单根弹簧的刚度, α 为弹簧之间的夹角, y 为组合梁在竖直方向的跨距, k_v 为吸振器在竖直方向的等效刚度, k_t 为吸振器在旋转方向的等效刚度, k 为吸振器的单边等效刚度。进而可得吸振器在竖直方向和横摆方向的无阻尼固有频率的计算公式如下

$$\omega_v = \sqrt{\frac{k_v}{m}} = \sqrt{\frac{(y/l)^2 k_0}{m}} = \frac{y}{l} \sqrt{\frac{k_0}{m}} \quad (4)$$

$$\omega_t = \sqrt{\frac{k_t}{I_t}} = \left(\sqrt{l^2 - \frac{y^2}{4}} + \frac{w}{2}\right) \cdot \left(\frac{y}{l}\right) \sqrt{\frac{k_0}{I_t}} \quad (5)$$

$$I_i = I_0 + m_1 \left(\sqrt{l^2 - \frac{y^2}{4} + \frac{w}{2}} \right)^2 + m_2 x^2 \quad (6)$$

式中 m 为吸振器的动质量, I_i 为吸振器绕转轴的转动惯量, ω_v 为吸振器竖直方向的固有频率, ω_h 为吸振器横摆方向的固有频率, I_0 为框架上固定部件的转动惯量, m_1 为随弹簧端部一起移动部分的质量, m_2 为四个质量块的质量, w 为弹簧中间连接部分的宽度, x 为质量块距转轴的距离。

本文中采用的参数如表 1 所示, 可得吸振器在两个方向上的移频特性如图 3。

表 1 吸振器的性能参数

尺寸/mm	质量/kg	频率范围/Hz	变化率
长: 470	动质量: 10		
宽: 290	静质量: 10	竖直: 14.5~57.5	295 %
高: 190	质量块: 2.2	横摆: 14.5~36.0	148 %

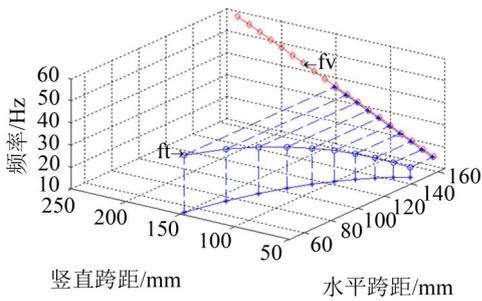


图 3 吸振器的移频特性

图 3 中, f_v 是吸振器竖直方向上的移频特性曲线, f_h 是横摆方向上的移频特性曲线, 由图 3 可知本双自由度吸振器的移频特性具有较好的线性度和较大的移频范围。但是在结构尺寸和动静比方面有待进一步的改进和提高。

1.3 吸振器控制方法

吸振器的控制方法如图 4 所示, 减振对象上装有加速度传感器, 通过频谱分析求得激励力频率, 进而控制吸振器的伺服电机和步进电机, 使其在竖直方向和横摆方向达到调谐状态。

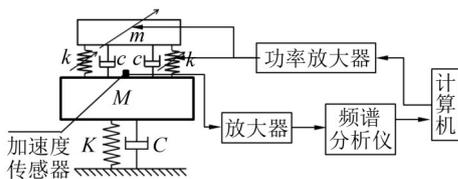


图 4 吸振器的控制方法

2 吸振效果理论分析

工程实际中采用柔性支撑的振动机械大部分属

于多模态系统, 近年来, 一些研究人员将吸振技术引入到多模态控制领域。为分析本设计吸振器在多模态系统中的吸振效果, 构建了如图 5 所示的多模态减振系统。

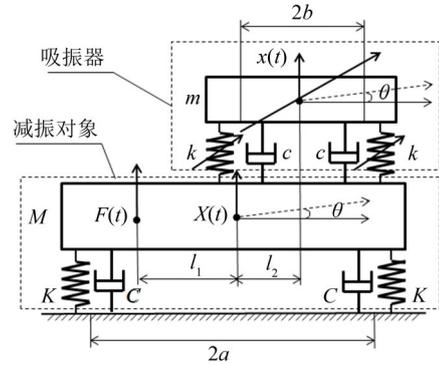


图 5 双自由度吸振器减振系统示意图

图 5 中, 分别以减振对象和吸振器的质心为原点建立如图所示的坐标系 $X(t)$ 、 Θ 、 $x(t)$ 和 θ , m 为吸振器的动质量, I_i 为吸振器绕其转轴的转动惯量, k 为吸振器的单边等效刚度, c 为吸振器的单边等效阻尼, M 为减振对象的动质量, I_i 为减振对象绕质心的转动惯量, 减振对象通过两个刚度为 K 、阻尼为 C 的隔振器与基础相连, $F(t)$ 为作用在减振对象的激励力, l_1 为激励点距离减振对象质心的距离, l_2 为吸振器质心距离减振对象质心的距离, 两隔振器的间距是 $2a$, 吸振器的水平跨距是 $2b$ 。减振对象和吸振器的质量块刚度较大, 分析时可以看作刚体。

以图 5 所示坐标, 建立该双自由度自调谐减振系统的运动微分方程

$$[m]\{\ddot{x}(t)\} + [c]\{\dot{x}(t)\} + [k]\{x(t)\} = \{f(t)\} \quad (7)$$

其中

$$[m] = \begin{bmatrix} M & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m & 0 & 0 \\ 0 & 0 & I & 0 \\ 0 & 0 & 0 & i \end{bmatrix}$$

$$[c] = \begin{bmatrix} 2C + 2c & -2c & 2cl_2 & 0 \\ -2c & 2c & -2cl_2 & 0 \\ 2cl_2 & -2cl_2 & 2Ca^2 + 2cb^2 + 2cl_2^2 & -2cb^2 \\ 0 & 0 & -2cb^2 & 2cb^2 \end{bmatrix}$$

$$[k] = \begin{bmatrix} 2K + 2k & -2k & 2kl_2 & 0 \\ -2k & 2k & -2kl_2 & 0 \\ 2kl_2 & -kl_2 & 2Ka^2 + 2kb^2 + 2kl_2^2 & -2kb^2 \\ 0 & 0 & -2kb^2 & 2kb^2 \end{bmatrix}$$

$$\{x(t)\} = \begin{bmatrix} X \\ x \\ \Theta \\ \theta \end{bmatrix} \quad \{f(t)\} = \begin{bmatrix} F(t) \\ 0 \\ -F(t)l_1 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (8)$$

式中 $[m]$ 为减振系统的质量矩阵, $[c]$ 为减振系统的阻

尼矩阵, $[k]$ 为减振系统的刚度矩阵, $\{x(t)\}$ 为减振系统的位移向量, $\{f(t)\}$ 为减振系统的激励力向量。

由减振系统的运动微分方程可以看出, 减振对象和吸振器的各个模态之间相互耦合。在受到激励力 $F(t)$ 作用时, 减振对象除了在竖直方向有响应外, 在横摆方向也有同频的响应, 同时吸振器的安装位置 l_2 变化时对减振对象的运动状态也有影响, 即对吸振器的吸振效果有影响。通过对方程(7)解耦, 即可求得该减振系统的运动状态。

吸振器的主要目的是减小主系统的振动, 减振对象的振动能量衰减情况是评价吸振器性能好坏的直接指标。利用减振对象在加装吸振器后与加装吸振器前减振对象振动的能量比来评判吸振器的吸振效果。双自由度吸振器的吸振效果的表达式为

$$J_d = 10 \lg \left| \frac{T_{\text{with}}}{T_{\text{without}}} \right| \quad (9)$$

其中

$$\begin{aligned} T_{\text{with}} &= MX_{\text{with}}^2 + I_1 \Theta_{\text{with}}^2 \\ T_{\text{without}} &= MX_{\text{without}}^2 + I_1 \Theta_{\text{without}}^2 \end{aligned} \quad (10)$$

式(9)中 T_{with} , T_{without} 分别表示有、无吸振器时减振对象振动的能量, X_{with} , Θ_{with} 和 X_{without} , Θ_{without} 分别表示有、无吸振器时减振对象在竖直方向和横摆方向运动的幅值。

3 仿真计算

该减振系统的参数设定如下: 吸振器的动质量 $m=10 \text{ kg}$, 吸振器的阻尼比 $\zeta_2=0.01$, 减振对象的质量 $M=105 \text{ kg}$, 减振对象绕质心的转动惯量 $I_1=6.313 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$, 隔振器的刚度 $K=2.42 \times 10^6 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1}$ 、阻尼比 $\zeta_1=0.05$, 激励力幅值恒定 $|F(t)|=1 \text{ N}$, 激振点距减振对象质心的距离 $l_1=0.36 \text{ m}$, $2a=0.6 \text{ m}$ 。

减振对象具有竖直方向和横摆方向的两阶振动模态, 对应的固有频率分别为 34.2 Hz 和 41.3 Hz 。

为了解双自由度自调谐吸振器的减振特性, 针对不同频率的激励力和不同的安装位置, 按照式(9)计算得到吸振器的吸振效果 J_d 如图6所示, 其中图6(a)是仿真计算的三维图, 图6(b)是计算结果的等高线图。

图6中, l_2 表示吸振器的安装位置, f 代表激励力频率, J_d 为双自由度吸振器的吸振效果。由图6可知, 双自由度吸振器在可调频段对减振对象的振动均有很好的抑制效果。安装位置不同时, 吸振器的吸振效果不同, 当装在激励力同一侧时, 吸振效果更好, 最高达到 -60 dB 。原因是, 减振系统中阻尼的存在会使系统的响应有相位延迟, 当吸振器安装在激励力对侧时会使耦合到其他模态的振动加强。对于

上述减振系统当不考虑阻尼时吸振器的吸振效果如图7所示。

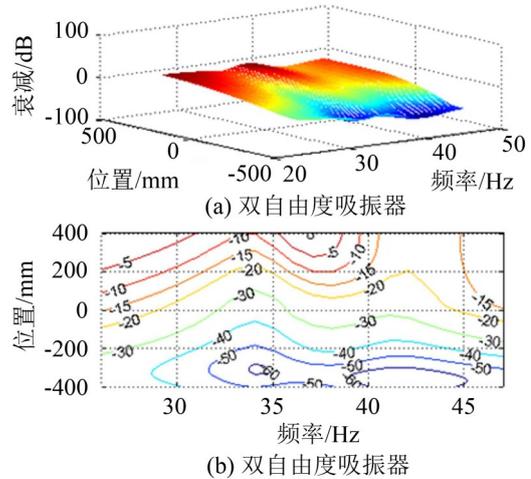


图6 双自由度自调谐吸振器的减振特性

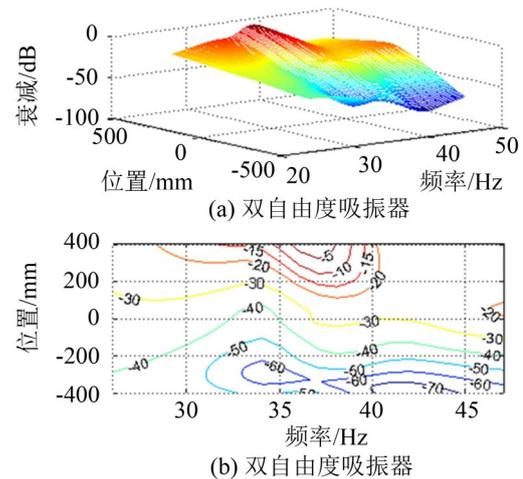


图7 无阻尼双自由度吸振器的减振特性

由图7可见, 不考虑减振系统的阻尼时, 双自由度减振系统的吸振效果较有阻尼情况下更好。因此, 减小吸振器的阻尼对于提高其吸振效果有积极作用。

4 单、双自由度吸振器吸振效果对比

为比较本文中双自由度自调谐吸振器和单自由度自调谐吸振器的减振特性, 建立与双自由度吸振器具有相同动质量的减振系统如图8所示。

图8中的吸振器为单自由度吸振器, 相当于在图7所示的减振系统中 $2b=0$ 的情况, 其他参数与图7所示的减振系统一致。将 $2b=0$ 带入式(6)求解单自由度减振系统的运动状态, 根据式(9)得到单自由度减振系统吸振效果 J_s 。对比双自由度吸振器和单自由度吸振器的吸振效果如图9所示。

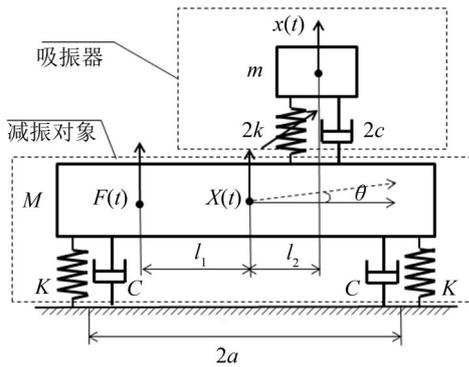


图8 单自由度吸振系统减振系统示意图

图9中,(a)、(b)是双自由度吸振器的吸振效果,(c)、(d)是等参数条件下单自由度吸振器的吸振效果。通过对比发现:双自由度吸振器的吸振效果优于单自由度吸振器;当安装在激励对侧时,在激励频率为35 Hz~40 Hz会引起减振对象振动的加剧,与文献[11]中的分析结果一致,而安装位置对双自由度吸振器的吸振效果影响较小。

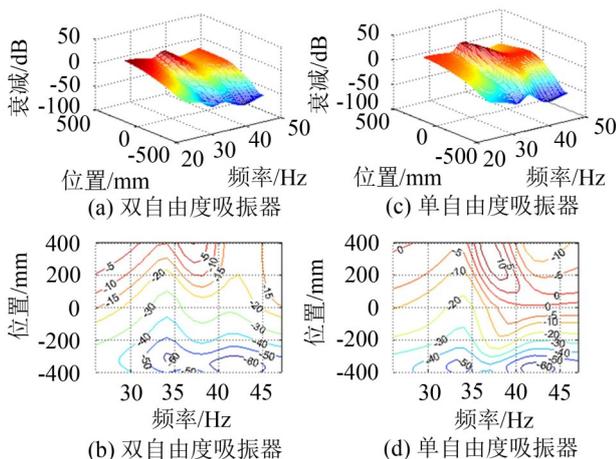


图9 单自由度和双自由度吸振器吸振效果的对比

5 结语

本文设计的双自由度自调谐吸振器,具有较大的移频范围和较好的线性度,在竖直方向和横摆方向的移频范围分别达到295%和148%。

对双自由度吸振器的减振特性的理论分析和仿真计算结果表明,在可调频段对减振对象的振动均有很好的抑制效果。安装位置对双自由度吸振器吸振特性有影响,安装在激励力一侧的吸振效果优于安装于激励力对侧。

与单自由度吸振器对比研究表明,相同参数条件下,双自由度吸振器的吸振效果优于单自由度吸振器。

参考文献:

- [1] 赵国迁. 几种典型的主动控制动力吸振器[J]. *交通科技与经济*, 2006, 5: 80-82.
- [2] 殷永康, 陈光治. 半主动动力吸振器的变刚度技术[J]. *机械科学与技术*, 2014, 33(7): 1000-1007.
- [3] Walsh P L, Lamancusa J S. A variable stiffness vibration absorber for minimization of transient vibrations [J]. *Journal of Sound and Vibration*, 1992, 158(2): 195-211.
- [4] Brennan M J. Vibration control using a tunable vibration neutralizer[J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, 1997, 211(2): 91-108.
- [5] Nagaya K, Kurusu A. Vibration control of a structure by using a tunable absorber and an optimal vibration absorber under auto tuning control[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 1999, 228(4): 773-792.
- [6] 周笛, 陈果, 刘明华, 等. 一种可调频式的管路动力吸振器研究与实验验证[J]. *噪声与振动控制*, 2015, 35(2): 217-221.
- [7] 张针粒, 李强, 刘记心, 等. 悬臂式动力吸振器的分布质量模型[J]. *噪声与振动控制*, 2014, 34(5): 38-41.
- [8] Davis C L, Lesieutre G A. An actively tuned solid-state vibration absorber using capacitive shunting of piezoelectric stiffness[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2000, 232(3): 601-617.
- [9] Williams K A, Chiu G T C, Bernhard R J. Dynamic modeling of a shapememory alloy adaptive tuned vibration absorber[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2005, 280: 211-234.
- [10] Lerner A A, Cunefare K A. Performance of MRE-based vibration absorbers[J]. *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, 2008, 19(5): 551-565.
- [11] 李剑锋, 龚兴龙, 张先舟, 等. 主动移频式动力吸振器及其动力特性的研究[J]. *实验力学*, 2005, 20(4): 507-514.
- [12] 徐振邦, 龚兴龙, 陈现敏, 等. 机械自调谐式动力吸振器的研究[J]. *中国机械工程*, 2008, 20(9): 1057-1061.
- [13] 徐振邦, 龚兴龙, 陈现敏. 机械式频率可调动力吸振器及其减振特性[J]. *振动与冲击*, 2010, 29(2): 1-7.