

基于新型材料的吸振器设计及电流控制方法^{*}

宋伟志¹, 姚永玉¹, 赵海军^{1,2}, 赵红霞¹, 岳遂录¹, 陈智勇¹

(1. 洛阳理工学院机械工程学院 洛阳, 471023) (2. 天津职业技术师范大学汽车与交通学院 天津, 300222)

摘要 被动式吸振器(passive dynamic vibration absorber, 简称 PDVA)结构参数不可调, 减振频带单一, 不适用于宽频减振。为解决上述问题, 首先, 以磁流变弹性体(magnetorheological elastomer, 简称 MRE)为刚度元件, 设计一种刚度可调的自适应吸振器(adaptive dynamic vibration absorber, 简称 ADVA); 其次, 对弹性体原料组成及磁流变效应进行介绍和分析; 然后, 对受控系统增加吸振器, 引起系统新的共振问题提出了吸振器工作过程中的电流控制方法以消除新增的共振现象; 最后, 进行了仿真及实验研究。结果表明, 本设计可将减振频带拓宽至 11.37 Hz, 并且利用提出的电流控制方法可有效消除系统新增的共振峰。

关键词 被动式吸振器; 磁流变弹性体; 共振峰; 有效频带; 电流控制

中图分类号 TH113.1; U461.99

引言

吸振器发明于 1902 年, 因为性能稳定, 设计简单而应用广泛^[1]。被动式吸振器对于单频激励减振效果明显, 但不适应宽频减振^[2]。近些年自适应吸振器^[3-7]得到了快速发展。其结构参数(刚度、阻尼、质量等)可调, 故兼具结构简单、有效减振频带宽、无需大量能源供应等优点。但现有自适应吸振器多少存在一些缺点。如文献[3]所提吸振器, 通过调节液体质量改变吸振器固有频率, 实现宽频减振, 但响应速度慢, 同时在改变液体质量过程中可能引起振动能量发散。文献[6]所提吸振器响应速度快, 但添加吸振器引起受控系统新的共振峰。文献[7]利用形状记忆合金可以拓宽减振频带, 但响应速度慢。磁流变弹性体(magnetorheological elastomers, 简称 MRE)不易产生沉降^[8]、剪切模量可控且响应速度极快, 是理想的吸振器刚度元件。文中以 MRE 作为刚度元件设计吸振器, 减振频带可拓宽, 且响应速度快; 对变质量减振系统涉及质量控制策略^[9-11]进行改进, 提出适用于刚度调节的电流控制方法, 以消除增加吸振器而引起的受控系统新的共振峰; 同时文中还分析了 MRE 的材料组成及磁流变(magnetorheological, 简称 MR)效应的机理。

1 MRE 磁流变效应及系统仿真分析

在原材料不同配比下, 分别给励磁线圈供以 0~1 A 的电流, 对制备的 MRE 进行移频实验, 见图 1。结果表明当成分组成为羟基铁粉 60%、硅橡胶 20%、硅油 20% 时, MRE 的移频特性最为明显, 即采用上述质量比例时, 制备的 MRE 磁流变效应最好。

MRE 的 MR 效应机理为磁偶极子理论^[12]。MRE 在屈服阶段工作^[13], 其力学性能常采用剪切模量 G , 具体包括储能模量及损耗模量, 其值受工作频率及环境温度影响^[14], 可表示为

$$\tilde{G} = G_c + G_s = G_c(1 + j\eta) \quad (1)$$

其中: G_c 为储能模量; G_s 为损耗模量; η 为损耗因子; j 为虚数单位。

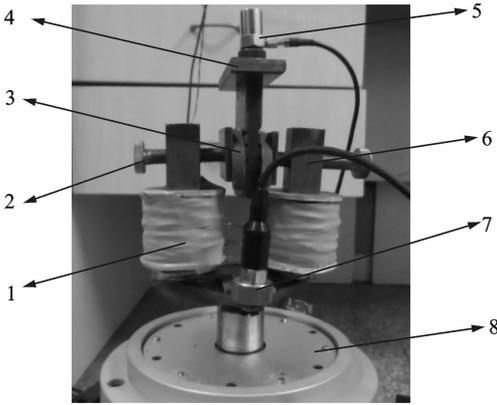
实验研究证明 η 在不同磁场下没有明显变化^[14], 磁流变效应主要表现为 G_c 的变化, 故可将式(1)写成

$$G = G_0 + \Delta G \quad (2)$$

其中: G_0 为初始模量; ΔG 为加入磁场后模量的增量。

考虑励磁性颗粒的空间结构, 当剪切受力方向

^{*} 国家自然科学基金联合基金资助项目(U1604141); 河南省重点研发及科研资助项目(17A430024, 17A535001, 182102310043); 河南省自然科学基金资助项目(162300410197); 洛阳理工学院预研资助项目(2017YZY13)
收稿日期: 2017-02-06; 修回日期: 2017-03-21



1.励磁线圈; 2.预紧螺栓; 3.MRE;
4.振子; 5,7.传感器; 6.高导磁架; 8.激振器

图1 移频实验系统

Fig.1 Frequency shift experiment system

与链状结构垂直时,励磁性颗粒磁总能可表示为

$$E = \sum \frac{m^2}{4\pi\mu_0\mu_f} \frac{(x + \gamma z)^2 + y^2 - 2z^2}{((x + \gamma z)^2 + y^2 + z^2)^{\frac{5}{2}}} \quad (3)$$

其中: m 为磁场下产生的磁偶极矩; μ_0 为绝对导磁率; μ_f 为基体相对导磁率; x, y, z 为某一研究励磁性颗粒的空间坐标; γ 为应变。

设 $x = kD_0, y = mD_0, z = nD_0$ (k, m, n 取整数)。求解中心颗粒的所有作用能同时对 γ 求导,易得 ΔG

$$\Delta G = \frac{9m^2\varphi}{32\pi^2\mu_0\mu_f d_0^3 R^3} \gamma \sum_{-k_{\max}}^{k_{\max}} \sum_{-m_{\max}}^{m_{\max}} \sum_{-n_{\max}}^{n_{\max}} \times \frac{n(k\lambda + \gamma n)(4n^2 - (k\lambda + \gamma n)^2 - (m\lambda)^2)}{((k\lambda + \gamma n)^2 + (m\lambda)^2 + n^2)^{7/2}} \quad (4)$$

其中: R 为励磁性颗粒球半径; $\lambda = D_0/d_0, D_0$ 为链间距, d_0 为颗粒间距,理想情况下励磁颗粒间距相等; φ 为体积比浓度。

考虑励磁颗粒场间相互效应,近似求得单链模型 ΔG 的简化结果

$$\Delta G = 3\varphi\mu_0\mu_f H_0^2 \left(\frac{R}{d_0}\right)^3 \zeta \left[\left(\frac{10}{A^2} + \frac{2}{B^2}\right) + \frac{48\beta\zeta}{A^3} \left(\frac{R}{d_0}\right)^3 \right] \quad (5)$$

其中: H_0 为所加磁场; $\beta = \frac{\mu_p - \mu_f}{\mu_p + 2\mu_f}$; μ_p 为代表颗粒间的相对磁导率,且 $\mu_p \approx 10^3, \mu_f \approx 1$,则 $\beta \approx 1 \times V = \frac{4}{3}\pi R^3$; V 为球形励磁颗粒体积; $A = 1 - 4\beta\cos^3\theta$ $\left(\frac{R}{d_0}\right)^3 \zeta$; $B = 1 + 2\beta\cos^3\theta \left(\frac{R}{d_0}\right)^3$; θ 为外力作用后,链状结构与磁场之间的夹角; $\zeta = \sum_{k=1}^{\infty} \frac{1}{k^3} \approx 1.202$ 。

当 $d_0 \gg R$ 时,式(5)可写为

$$\Delta G = 36\varphi\mu_0\mu_f\beta^2 H_0^2 \left(\frac{R}{d_0}\right)^3 \zeta \quad (6)$$

即为磁偶极子模型。

通过上述分析,在 MRE 未达到磁饱和前,其模量随外加磁场的增加而增加。

以 MRE 为弹性元件设计吸振器,见图 2,吸振器刚度^[14]为

$$k = \frac{GA}{h} = \frac{(G_0 + \Delta G)A}{h} \quad (7)$$

其中: A 为 MRE 端面面积; h 为 MRE 厚度。

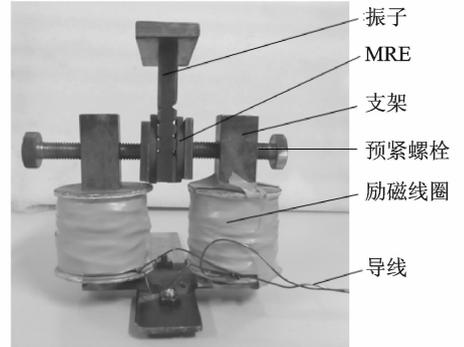


图2 基于 MRE 自适应吸振器

Fig.2 ADVA based on MRE

由实验系统结构建立运动方程^[11]为

$$\begin{cases} m_1\ddot{x}_1 + (c_1 + c_2)\dot{x}_1 - c_2\dot{x}_2 + k_1x_1 + k_2(x_1 - x_2) = F\sin\omega t \\ m_2\ddot{x}_2 + c_2(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) + k_2(x_2 - x_1) = 0 \end{cases} \quad (8)$$

其中: m_1, c_1, k_1 分别为受控系统质量、阻尼及刚度; m_2, c_2, k_2 分别为吸振器质量、阻尼及刚度。

求解上述方程易知当吸振器固有频率 ω_0 为

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{k_2}{m_2}} = \sqrt{\frac{(G_0 + \Delta G)A}{hm_2}} \quad (9)$$

与外界激频 ω 相等时,减振效果最好^[2],理想情况下可使受控系统振幅为零。根据式(8)建立系统仿真模型,仿真中参数选择如表 1,各参数采取国际标准单位制。

表 1 系统结构参数

Tab.1 System structure parameters

受控系统	数值	吸振器	数值
m_1/kg	0.5	m_2/kg	0.5
$k_1/(\text{N} \cdot \text{m}^{-1})$	80	$k_{2\min}/(\text{N} \cdot \text{m}^{-1})$	18
$c_1/(\text{N} \cdot \text{m} \cdot \text{s}^{-1})$	0.2	$k_{2\max}/(\text{N} \cdot \text{m}^{-1})$	27
		$c_2/(\text{N} \cdot \text{m} \cdot \text{s}^{-1})$	0.01

仿真中对受控系统有无吸振器进行了幅频分析,结果见图 3。图中, P 点为引入吸振器后,受控系

统新增的共振点, V 点为吸振器有效工作点。

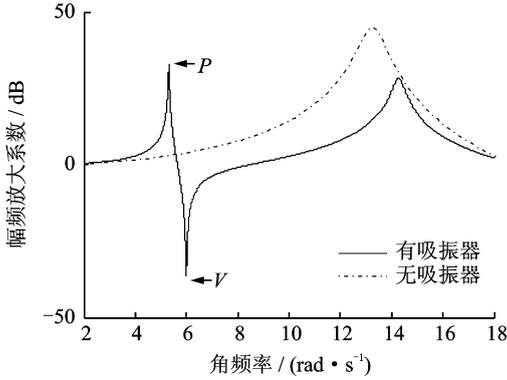


图 3 受控系统幅频特性

Fig. 3 Controlled system amplitude-frequency

根据上述分析可知, 当 $\omega_0 = \omega$ 时, 受控系统幅频值为 -39 dB (V 点), 吸振效果显著, 然而有效减振区域仅为一点。同时与无吸振器时的受控系统比较易发现, 受控系统新增一个共振峰 (P 点)。调节吸振器刚度以改变其固频, 可实现拓宽频带的目的, 具体实施结果见图 4, 图 5。

由图 4, 图 5 可知, 在刚度由 18 N/m 连续变化至 27 N/m 时, 吸振器工作频带被有效拓宽。

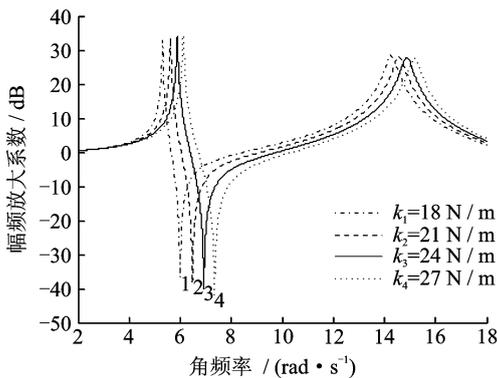


图 4 吸振器拓频效果

Fig. 4 absorber widen frequency effect

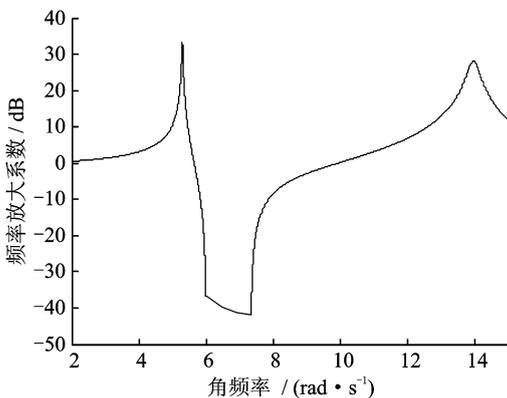


图 5 形成有效频带

Fig. 5 Form an effective band

基于 Simulink 仿真, 对受控系统进行时域分析。根据 ω 调节 k_2 , 使得 $\omega_0 = \omega$, 以保证吸振器高效的工作性能。图中在第 100 s 和 300 s 调节刚度, 实现对外界激振频率的追踪 (即 $\omega_0 = \omega$)。图中外界激振频率 ω 在第 200 s 时发生改变。

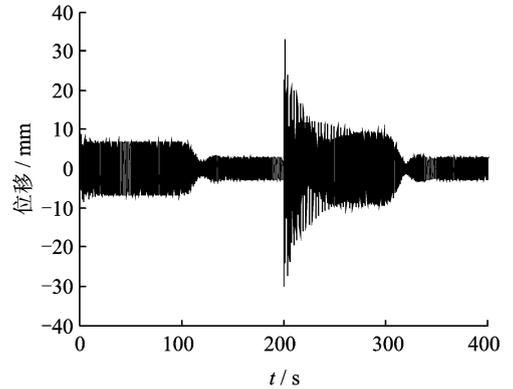


图 6 时域响应

Fig. 6 Time domain response

由图 6 吸振器减振效果可知, 通过调节吸振器刚度, 使得吸振器固有频率等于外界激振频率, 可显著提高吸振器的工作性能, 同时拓宽了吸振器减振频带。

2 基于 MRE 的动力吸振器实验分析

建立图 7 所示实验台, 实验中采用正弦扫频, 激振信号由激振器 3 产生, 加速度传感器 4 采集受控系统振动信号, 经电荷放大器 8 给数据采集仪 2, 再经数据处理单元 1 进行处理分析。过程中, 通过可控电源 7 调节励磁电流实现 MRE 外加磁场的控制, 电流调节范围为 $0 \sim 1.50$ A。分析受控系统在不同电流作用下的幅频特性曲线, 结果如图 8 所示。

由图 8 可知, 当电流从 0 增加到 1.50 A 的过程中, 曲线波谷 (吸振器固频) 由 20.89 Hz 平移到了 32.26 Hz, 频带达到 11.37 Hz。

根据图 8 拟合频率 f 及电流 I 间的关系, 如表 2 所示。

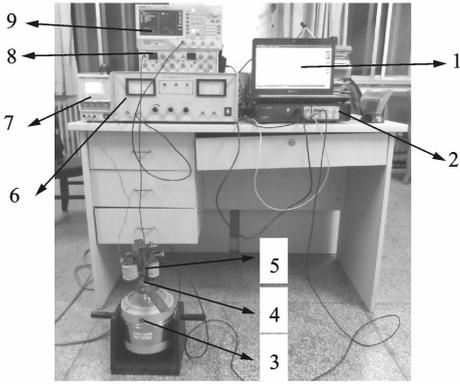
表 2 固有频率与电流关系

Tab. 2 Relationship between natural frequency and current

电流/A	0.00	0.50	1.00	1.50
固有频率/Hz	20.89	25.63	30.08	32.26

根据表 2, 对实验中吸振器电流进行控制, 与被动吸振器减振性能进行对比, 对比结果如图 9 所示。

通过图 9 对比表明, 自适应吸振器可以明显拓宽减振频带。同时发现, 受控系统新增的共振峰仍



1.数据处理及存储单元; 2.数据采集仪;
3.激振器; 4.加速度传感器; 5.半主动吸振器;
6.功率放大器; 7.可控直流电源; 8.电荷放大器;
9.信号发生器

图7 MRE的自适应吸振器实验台

Fig. 7 Adaptive vibration absorber test bench based on MRE

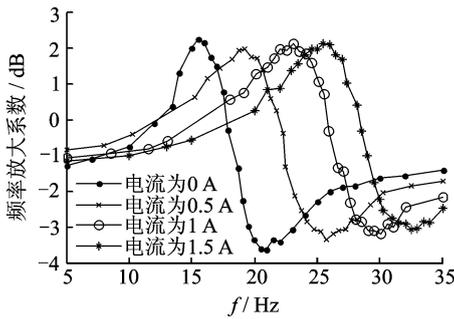


图8 吸振器拓频效果

Fig. 8 absorber widen frequency effect

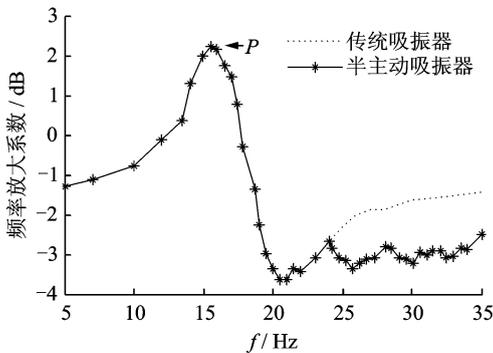


图9 被动及自适应吸振器减振性能对比

Fig. 9 Vibration performance comparison of PDVA and ADVA

然存在,如P点所示。

根据表2与图8,采集受控系统所受激振频率,提出实验中电流的控制方法,以消除新增的共振峰。电流控制具体流程如图10所示。

对吸振器施加电流控制方法后,受控系统幅频特性曲线如图11所示。

由图11可知,利用上述提出的电流控制方法可以消除由于增加吸振器而引起受控系统新的共振

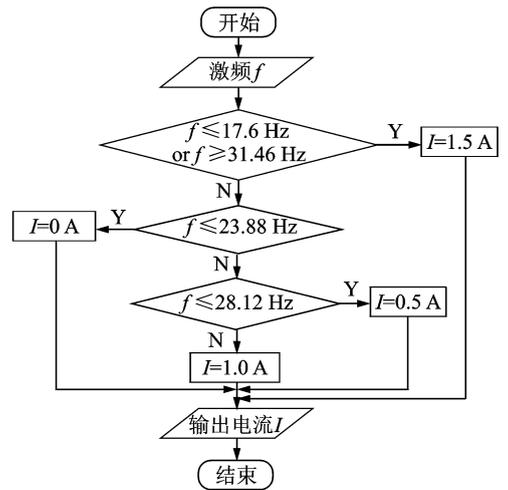


图10 电流控制流程

Fig. 10 Current control flow

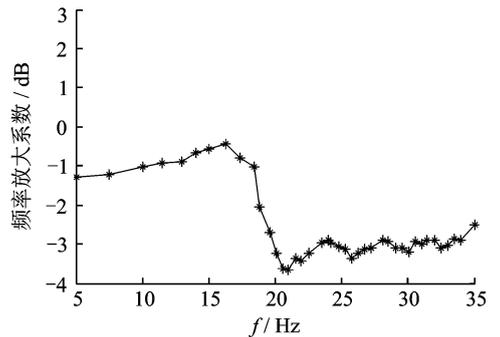


图11 电流作用下受控系统幅频特性

Fig. 11 Amplitude-frequency of the controlled system under current action

峰。同时,实验对受控制系统的时域进行了分析,具体结果如图12所示。

开始阶段通过幅频分析得到激振频率24.9 Hz,电流采用0.5 A,随着激振频率变为19.19 Hz,系统振动加剧,由上述电流方法调节电流为0 A,调节后结果见图12。

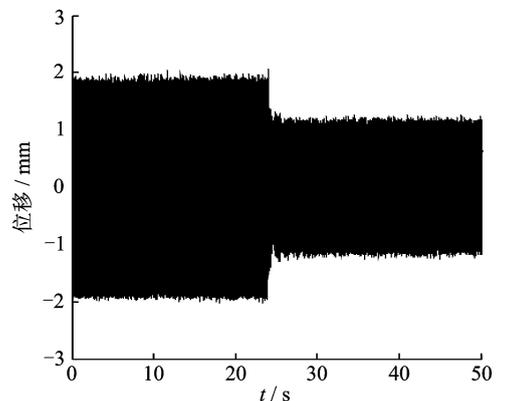


图12 消除共振效果

Fig. 12 eliminates resonance effects

图12同样表明,利用上述提出的电流控制方法调节电流,可有效消除由于添加吸振器而引起的受控系统新的共振峰,其振动幅值由原来的1.96 mm降低至1.23 mm,降幅达37.2%。

3 结束语

由磁偶极子理论可知,在磁饱和前MRE剪切模量与穿过磁场平方成正比;实验中受控系统幅频特性说明设计的吸振器有效拓宽了减振频带,约为11.37 Hz;通过频域及时域分析说明了提出的电流控制方法可有效消除共振峰,使受控系统振幅降低达37.2%,此方法易于实施且适用于其他自适应吸振器,具有较好的工程应用价值。

参 考 文 献

- [1] Frahm H. Device for damping vibration of bodies: USA, 989958[P]. 1911-04-18.
- [2] Williams K A, Chiu G T C, Bernhard R J. Passive-adaptive vibration absorbers using shape memory alloys [J]. *Smart Structures & Materials*, 1999, 3668: 630-641.
- [3] Gao Qiang, Zhang Weifeng, Liu Benchao, et al. An adaptive tuned vibration absorber based on variable mass [J]. *Noise Control Engineering Journal*, 2011, 59 (5): 491-496.
- [4] Franchek M A, Ryan M W. Adaptive passive vibration control [J]. *Journal of Sound and Vibration*, 1995, 189(5): 565-585.
- [5] Walsh P L. A variable stiffness vibration absorber for minimization of transient vibration [J]. *Journal of Sound and Vibration*, 1992, 158(2): 195-211.
- [6] Deng Huaxia, Gong Xinglong, Wang Lianhua. Development of an Adaptive Tuned Vibration Absorber with Magnetorheological Elastomer [J]. *Smart Materials and Structures*, 2006, 15(5): 111-116.
- [7] Williams K, Chiu G, Bernhard R. Adaptive-passive absorbers using shape-memory alloys [J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2002, 249(5): 835-848.
- [8] 王鸿云, 郑惠强, 李泳鲜. 磁流变液技术及应用研究 [J]. *材料导报*, 2008, 22(6): 92-99.
Wang Hongyun, Zheng Huiqiang, Li Yongxian. Research on magnetorheological fluid technology and its application [J]. *Materials Review*, 2008, 22(6): 92-99. (in Chinese)
- [9] Gao Qiang, Duan Chendong, Fang Xiangbo, et al. Resonance reduction of primary system using variable mass tuned [J]. *Noise Control Engineering Journal*, 2014, 62(3): 138-144.
- [10] Demchuk S A, Kuz'min V A. Viscoelastic properties of magnetorheological elastomers in the regime of dynamic deformation [J]. *Journal of Engineering Physics and Thermophysics*, 2002, 75(2): 396-400.
- [11] 宋伟志, 周辉, 赵艳青, 等. 基于磁流变弹性体变刚度动力吸振器的研究 [J]. *舰船科学技术*, 2015, 37 (11): 64-68.
Song Weizhi, Zhou Hui, Zhao Yanqing, et al. Study of variable stiffness dynamic vibration absorber based on Magnetorheological elastomer in China [J]. *Ship Science and Technology*, 2015, 37(11), 64-68. (in Chinese)
- [12] 仲维畅. 磁偶极子与磁粉探伤 [J]. *无损检测*, 1990, 12 (3): 66-70.
Zhong Weichang. Magnetic dipole and magnetic particle inspection in China [J]. *Nondestructive Testing*, 1990, 12(3): 66-70. (in Chinese)
- [13] Jolly M R, Carlson J D, Muñoz B C, et al. The magneto-viscoelastic response of elastomer composites consisting of ferrous particles embedded in polymer matrix [J]. *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, 1996, 7(6): 613-622.
- [14] 龚兴龙, 邓华夏, 李剑锋, 等. 磁流变弹性体及其半主动吸振技术 [J]. *中国科学技术大学学报*, 2007, 37 (10): 1192-1203.
Gong Xinglong, Deng Huaxia, Li Jianfeng, et al. Magnetorheological elastomers and corresponding semi-active vibration absorption technology in China [J]. *Journal of University of Science and Technology of China*, 2007, 37(10): 1192-1203. (in Chinese)
- [15] 方生, 龚兴龙, 张先舟, 等. 磁流变弹性体力学性能的测试与分析 [J]. *中国科学技术大学学报*, 2004, 34 (4): 456-463.
Fang Sheng, Gong Xinglong, Zhang Xianzhou, et al. Testing and analysis of mechanical properties of magnetorheological elastomers in China [J]. *Journal of University of Science and Technology of China*, 2004, 34 (4): 456-463. (in Chinese)



第一作者简介:宋伟志,男,1987年5月生,助教。主要研究方向为汽车振动控制。曾发表《基于磁流变弹性体变刚度动力吸振器的研究》(《舰船科学技术》2015年第37卷第11期)等论文。
E-mail: songweizhi110@sina.com

通信作者简介:姚永玉,女,1972年8月生,副教授。主要研究方向为机械动力学及设备故障诊断。
E-mail: 458934141@qq.com

