

文章编号:1006-1355(2017)04-0188-04+213

宽频吸振器设计及其刚度控制

宋伟志, 赵海军, 姚永玉, 周 辉, 陈智勇, 李洲稷

(洛阳理工学院 机械工程学院, 河南 洛阳 471023)

摘 要:针对传统吸振器减振频带狭窄的问题进行半主动吸振器研究,介绍磁流变弹性体的制备原料及配比。基于磁偶极子理论分析磁流变效应。利用 Matlab 对半主动吸振器进行建模和仿真,并分析其宽频减振性能,针对添加吸振器导致的受控系统共振现象,提出消除共振的刚度控制方法。以磁流变弹性体为弹性元件设计吸振器,通过实验验证所设计吸振器的宽频减振效果,分析受控系统的幅频特性,并对提出的控制方法进行验证。

关键词:振动与波;半主动动力吸振器;磁流变弹性体;幅频特性;控制方法

中图分类号:TH113.1

文献标识码:A

DOI编码:10.3969/j.issn.1006-1355.2017.04.037

Design of Vibration Absorbers in Broad Frequency Band and Their Stiffness Control Based on MRE

SONG Wei-zhi, ZHAO Hai-jun, YAO Yong-yu,
ZHOU Hui, CHEN Zhi-yong, LI Zhou-ji

(Luoyang Institute of Science and Technology, College of Mechanical Engineering,
Luoyang 471023, Henan China)

Abstract : The significance of research of semi-active vibration absorbers is introduced in view of the defects of narrow damping frequency band of the passive vibration absorbers. The ingredient and prescription of magneto rheological elastomer (MRE) are introduced. The magneto rheological effect is analyzed based on magnetic dipole theory. The semi-active vibration absorber is modeled and simulated by means of Matlab code to analyze the broadband vibration performance. The control method of eliminating resonance phenomenon of the control system caused by adding vibration absorber is proposed. Finally, the semi-active vibration absorber is designed with MRE elements and its broadband vibration reduction performance is demonstrated by experiment. The amplitude frequency characteristics of the control system are analyzed and the proposed control method is verified.

Key words : vibration and wave; semi-active vibration absorber; magneto-rheological elastomer (MRE); amplitude frequency characteristic; control method

自 Frahm 发明吸振器至今已有百余年的历史^[1]。传统的吸振器结构参数固定,激频等于吸振器固有频率时,性能才突出^[2],对于变频激励,减振性能大幅降低。

半主动吸振器通过改变结构参数(如阻尼、质量、刚度等)调节固有频率拓宽减振频带,且兼有结构简单、不需要大量外界能量供应等优点^[3-7]。磁流变弹性体(Magne- torheological elastomers, MRE)

作为新型智能材料克服了磁流变液(Magne- torheological Fluid, MRF)容易产生沉降的问题^[8],同时还有剪切模量可控、响应速度极快等优点,是设计半主动吸振器刚度元件的理想材料。

文中将介绍制备 MRE 的原料组成、配比和制备过程,分析说明 MRE 磁流变效应的机理,设计基于 MRE 的半主动吸振器。根据吸振器结构建立 Matlab 仿真模型,并进行实验,通过理论及实验验证所设计吸振器的宽频减振性能,同时验证提出的控制方法消除受控系统共振的效果^[9]。

1 材料制备及分析

MRE 原材料包括磁性颗粒、粘弹性母体及适量添加剂。磁性颗粒的导磁性能、外形尺寸,添加剂品

收稿日期:2017-02-09

基金项目:国家自然科学基金联合基金资助项目(U1604141);
河南省重点科研资助项目(17A430024)

作者简介:宋伟志(1987—)男,河北省正定县人,硕士研究生,助教,主要研究方向为汽车 NVH。

E-mail: songweizhi110@sina.com

种、母体性能、材料组成比例都会影响MRE的磁流变效应^[10]。材料制备中选用的原材料及比例为羟基铁粉60%、硅橡胶20%、硅油20%、固化剂0.5 ml^[11]。制备中将各原材料混合并充分搅匀,真空处理并置于强磁场下固化,以使磁性颗粒形成链状结构。制备的MRE见图1。



图1 磁流变弹性体

MRE磁致模量变化的机理主要是基于磁偶极子理论^[12],即弹性体中的磁性颗粒在变化的场强下产生不同的作用力,导致材料模量变化。

不同于MRF,MRE在屈服阶段工作,故MRE力学性能一般用剪切模量 G 分析。作为粘弹性材料,MRE的剪切模量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^[13],可表示为

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

上式中 G_c 为储能模量, G_s 为损耗模量, η 为损耗因子。实验证明损耗因子在变化磁场中变化不明显^[14],磁场作用下模量变化主要变现为储能模量的变化,式(1)可表示为

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

其中 G_0 为未加磁场时弹性体模量, ΔG 为磁场作用中的增量。以磁性颗粒空间结构模型为基础,剪切方向垂直于链状结构时,可得到磁性粒子受磁总能为

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

式中 m 为磁场作用下产生的磁偶极矩, μ_0 为真空导磁率, μ_f 为母体相对导磁率, x 、 y 、 z 分别为模型中任意磁性颗粒与研究颗粒的相对空间坐标, γ 为剪切应变。

以 D_0 表示相邻链间距, d_0 为颗粒间距,近似认为颗粒等距排列,故可设 $x = kD_0$, $y = mD_0$, $z = nD_0$ (k, m, n 为正整数)。将中心颗粒所有作用能求和,并对 γ 求导可得 ΔG

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

式中 R 为磁性颗粒半径, $\lambda = D_0/d_0$, φ 为颗粒体积比浓度。

考虑到磁性颗粒磁化后引起附近颗粒二次磁化,需考虑颗粒局部场效应,由此可得出单链模型 ΔG 近似计算式为

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

式中 H_0 为外加磁场, $\beta = \frac{\mu_p - \mu_f}{\mu_p + 2\mu_f}$, μ_p 为颗粒相对导磁率,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 为受到外力变形后磁场与磁性链间的夹角, $\zeta = \sum_{k=1}^{\infty} \frac{1}{k^3} \approx 1.202$ 。

当颗粒间距远远大于颗粒半径时,式(5)可表示为

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

即磁偶极子模型。

由上述分析可知,材料制备完毕后,空间结构确定,未达到磁饱和前,材料剪切模量增量与外加磁场平方成正比。

以MRE为吸振器弹性元件,采用剪切模式设计吸振器,结构示意图见图2^[15],其中吸振器刚度可表示为

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

式中 A 为MRE横截面积, h 为MRE厚度。

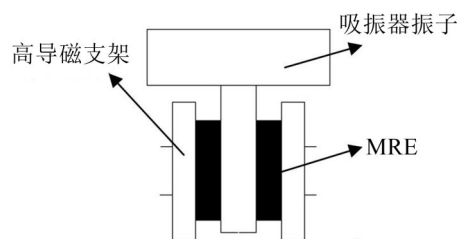


图2 MRE剪切式吸振器模型

2 仿真研究

根据实验中吸振器的工作形式,可建立二自由度模型如图3所示。由以上模型建立运动方程并求解,易知吸振器固有频率为

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

当其等于 ω 时,即吸振器固有频率等于激频时,吸振器减振效果最好^[11]。由此可知以磁流变弹性体为弹性元件设计的吸振器通过调节弹性元件刚度可

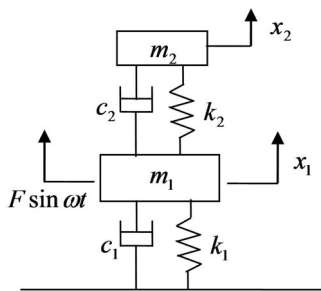


图2 受控系统-吸振器二自由度模型

实现宽频减振。

基于上述运动学方程,用 Simulink 进行建模及仿真,参数见表1。

表1 受控系统-吸振器结构参数

受控系统	数值	吸振器	数值
m_1/kg	1	m_2/kg	0.1
$k_1/(\text{N}\cdot\text{m}^{-1})$	4	$m_{2\min}/(\text{N}\cdot\text{m}^{-1})$	0.1
$c_1/(\text{N}\cdot\text{m}\cdot\text{s}^{-1})$	0.2	$k_{2\max}/(\text{N}\cdot\text{m}^{-1})$	0.16
		$c_2/(\text{N}\cdot\text{m}\cdot\text{s}^{-1})$	0.001

首先通过对比分析在有、无吸振器情况下受控系统的振动,仿真结果见图3所示的受控系统幅频特性曲线。

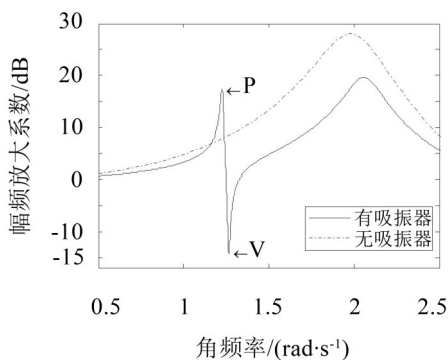


图3 受控系统幅频特性

由图3易见,吸振器固有频率和外界激频相等时,放大系数达-15 dB(见图中V点),吸振器减振效果显著,但其减振频带十分狭窄,此外,同无吸振器时受控系统幅频曲线比较可发现,外界激振频率变化还可能引起受控系统共振(图中P点),这显然是十分不利的。根据式(9),绘出在不同刚度条件下受控系统的幅频特性曲线,见图4。

若刚度可连续调节,则可形成如图5所示的有效减振频带(图中黑色加粗部分)。

由图5得知,通过调节刚度,可有效拓宽减振频带,但由于受控系统施加吸振器后增加的共振峰(见图中P1)仍然存在,对此提出如下刚度调节方法。

利用上述刚度控制方法,再次对受控系统进行幅频分析,其结果见图7。

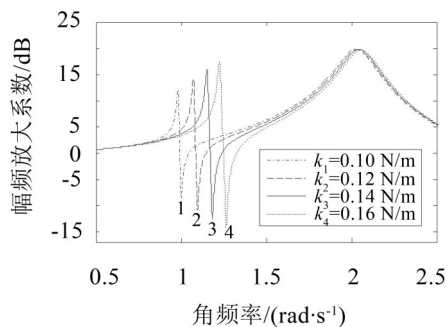


图4 不同刚度条件下受控系统幅频特性

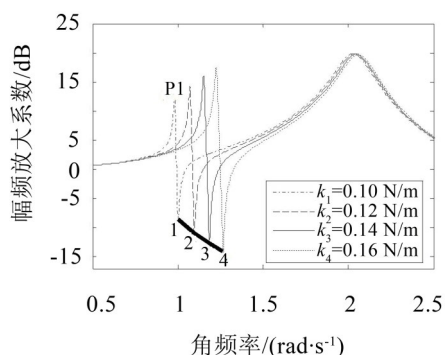


图5 吸振器减振频带

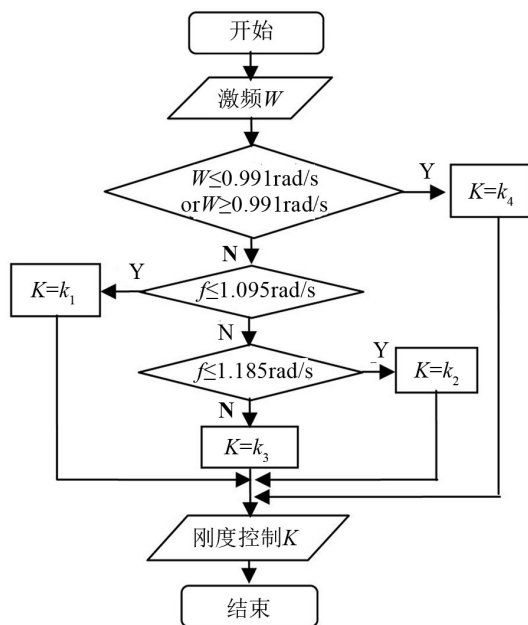


图6 吸振器刚度控制方法

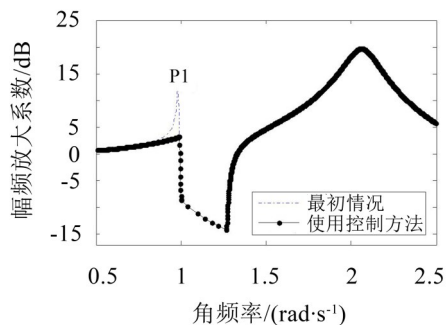


图7 共振峰消除效果

由图7可知,受控系统由于使用吸振器后,存在一值为12 dB的共振峰,在使用上述刚度控制方法后,共振峰被消除,对应值为3.199 dB,降低8.801 dB。为进一步说明共振峰消除效果,利用上述所提刚度控制方法分析受控系统时域响应。分析中,激励频率采用受控系统在共振处所对应频率减去0.982 rad/s,仿真结果见图8。

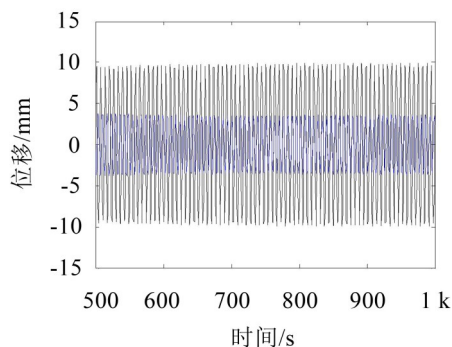


图8 时域对比

图中黑色对应未使用控制方法的计算结果,蓝色对应使用提出的控制方法的计算结果,系统响应稳定后,对应幅值分别为9.86 mm和3.48 mm,幅值降低约64.71%。

3 实验论证

为研究MRE半主动吸振器的工作性能,搭建实验台^[1]。实验中,通过控制电流的大小改变穿过MRE磁场的强度,励磁线圈选用电流范围为0至1.5 A。采集受控系统振动数据并分析不同电流下的幅频曲线,结果见图9。观察受控系统幅频曲线,电流在0~1.5 A的变化过程中,吸振器固有频率从20.98 Hz变化到32.53 Hz,即可将有效减振频带拓宽11.55 Hz。

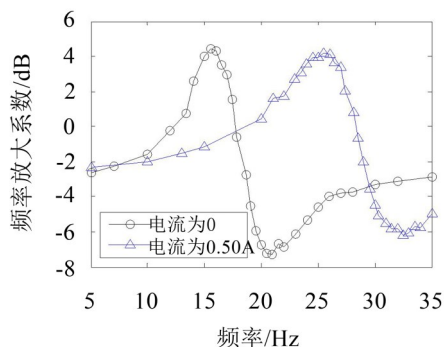


图9 电流变化情况下受控系统幅频特性

由图9得到在两种电流工况下吸振器固频 ω_0 与电流 I 间的关系,即可分别求得对应的有效刚度。依据仿真中提出的刚度控制方法,分别做出受控系统在有、无使用控制方法下的时域响应。实验

中,将激励频率调节到受控系统的共振点 $f=15.5$ Hz,结果见图10。

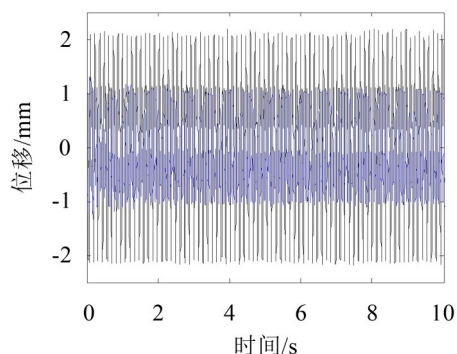


图10 控制方法实验验证

其中蓝色和黑色分别对应使用和未使用提出的控制方法时受控系统的时域响应。由图可知,未使用控制方法时,响应幅值为2.15 mm,使用后为1.05 mm,振幅降低约51.16%。

4 结语

介绍制备MRE的原料组成及最佳配比,基于磁偶极子在理论上分析磁流变弹性体磁流变效应的原理,通过Simulink建模仿真说明半主动吸振器宽频吸振的原理,并提出消除共振的控制方法。实验证明设计的半主动吸振器可有效拓宽减振频带,频带范围约为11.55 Hz,同时利用提出的控制方法使受控系统振幅降低达51.16%,消除受控系统由于增加吸振器后引起的共振,此方法易于实施且有较好的通用性,具有一定的应用价值。

参考文献:

- [1] FRAHM H. Device for damping vibration of bodies[P]. US patent: 989958. 1911
- [2] 靳晓雄,张立军. 汽车振动分析[M]. 上海:同济大学出版社,2002:81-89.
- [3] WALSH P L. A variable stiffness vibration absorber for minimization of transient vibration[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 1992, 158(2): 195-211.
- [4] WILLIAMS K, CHIU G, BERNHARD R. Adaptive-passive absorbers using shape-memory alloys[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2002, 249(5): 835-848.
- [5] FRANCHEK M A, RYAN M W. Adaptive passive vibration control[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 1995, 189(5): 565-585.
- [6] DENG H X, GONG X L, WANG L H. Development of an adaptive tuned vibration absorber with magnetorheological elastomer[J]. *Smart Materials and Structures*, 2006, 15: 111-116.

(下转第213页)