

# 简谐激励下磁流变弹性体支撑悬臂梁碰撞特性分析

刘子良, 赵倩, 王重阳, 闻邦椿  
(东北大学 机械工程与自动化学院, 辽宁 沈阳 110819)

**摘 要:** 利用磁流变弹性体在外加磁场作用下刚度可调可控的特点, 基于剪切受力方式, 设计以磁流变弹性体作为主要弹性元件的支撑结构, 搭建简谐激励作用下悬臂梁碰撞故障实验系统. 对不同外加磁场控制电流作用下系统的振动响应特性进行了实验测试, 分析和研究了系统在不同控制电流下的移频降幅性能, 以及碰撞工况下的振动响应. 实验结果表明: 在控制电流作用下, 能有效增加磁流变弹性体的刚度, 实现系统的固有频率和振幅的可控性; 控制悬臂梁碰撞故障严重程度, 提高设备寿命.

**关 键 词:** 悬臂梁; 磁流变弹性体; 碰撞; 移频; 降幅

中图分类号: TB 123      文献标志码: A      文章编号: 1005-3026(2016)11-1650-05

## Impact Analysis of Cantilever Beams Supported by MRE with Harmonic Excitation

LIU Zi-liang, ZHAO Qian, WANG Chong-yang, WEN Bang-chun  
(School of Mechanical Engineering & Automation, Northeastern University, Shenyang 110819, China.  
Corresponding author: LIU Zi-liang, E-mail: abagnale\_liu@163.com)

**Abstract:** Using the adjustable and controllable characteristics of MRE (magnetorheological elastomers) under the action of applied magnetic fields, the structural support which takes MRE as the main elastic component was designed, and the cantilever beam's impact fault experimental system with harmonic excitation was established based on the mode of shear force. Then, the experimental tests of vibration response under the action of control currents with different applied magnetic fields were carried out, and the performances of frequency shift and amplitude reduction of the system as well as the vibration response under the condition of impact were analyzed. The results showed that the stiffness of MRE is increased effectively with the control current, the controllability of natural frequency and amplitude of the system is then realized, and the severity of impact fault becomes controllable and the equipment life is thereby improved.

**Key words:** cantilever beam; MRE (magnetorheological elastomers); impact; frequency shift; amplitude reduction

磁流变弹性体(MRE)是被发现于20世纪90年代的一种新型智能材料,它是将软磁性微米级颗粒均匀分散于流态高分子基体后,放入高磁感磁场下固化而成的具有流变特性的高弹性聚合物.在外加磁场下,磁性颗粒受力改变弹性体的力学性能,且响应连续、迅速、具有可逆性.磁流变弹性体兼具磁流变材料和弹性体的优点,较之磁流变液,克服了磁性颗粒沉降、稳定性差、密封工作等缺点,更具稳定性且经济便利.因此,磁流变弹性体在航空航天、汽车、柔性结构振动控制等领域具有更广阔的应用前景,受到广大学者的关注<sup>[1]</sup>.

20世纪90年代初,日本Shiga等<sup>[2]</sup>将铁粉掺入硅树脂中制备出一种利用外部磁场控制其性能的凝胶,开启了磁流变材料的先河. Jolly等<sup>[3]</sup>对磁流变弹性体的力学性能进行了测验和分析,证实有场制备的弹性体比无场制备性能初始值高40%. Davis<sup>[4]</sup>研究表明,磁性颗粒体积分数为27%的磁流变弹性体具有最优异的磁流变性能.

王桦等<sup>[5]</sup>对磁流变弹性体剪切性能进行了动态试验研究,研究表明其剪切模量随着磁感应强度增强而增加,且 80% 铁粉质量比的弹性体剪切性能优越. 磁流变弹性体磁控刚度的特性逐渐被开发利用. Zhou 等<sup>[6]</sup>利用磁流变弹性体作为夹层材料,制备出刚度可控的三明治梁. Ginder 等<sup>[7]</sup>利用磁流变弹性体的力学性能可控特性,设计出了磁流变弹性体轴衬. 2001 年, Ginder 等<sup>[8]</sup>开创性地研制出可移频的磁流变弹性体吸振器试验机,对磁流变弹性体在吸振、减振系统中移频功能的利用给予了后人启示. 李季等<sup>[9]</sup>利用磁流变弹性体设计了一种新型结构的主动隔振装置,实验证明通过改变外加磁场能有效改变系统固有频率,达到宽频隔振的效果. 汪建晓等<sup>[10]</sup>设计了应用于转子上的磁流变弹性体阻尼器,在磁场作用下有效改变转子系统的固有频率和阻尼. 但大多磁流变弹性体减振吸振结构均利用于线性受力系统,对含非线性力故障系统研究较少.

本文根据磁流变弹性体刚度在外加磁场下可调可控的特性,设计了一套简单实用的剪切受力模式的减振支撑结构,用于对悬臂梁结构受简谐激励作用下碰撞故障的抑制,并对其在不同控制电流下的振动响应进行了仿真分析和实验研究.

# 1 磁致效应介绍及磁流变弹性体支撑结构设计

## 1.1 磁流变弹性体的磁致效应及工作模式

磁流变弹性体是由微米级粒径软磁性颗粒均布于黏弹性高分子聚合物基体中而成的功能材料. 其制备工艺分有场预结构化制备和无场制备,有场预结构化制备的磁流变弹性体中,软磁性颗粒有序地排列在黏弹性基体中,形成规范的磁致链条,如图 1a 所示. 软磁性颗粒在磁场中受到磁化,产生相互作用的磁力. 当弹性体受力产生剪切变形时,规则的磁致链条在剪切外力的作用下发生倾斜. 倾斜的磁致链条在外磁场的作用下,产生与外剪切力相反的磁力矩  $M_{\text{IR}}$  (图 1b),从而增加弹性体的刚性. 从宏观角度来看,磁流变弹性体在外磁场作用下,随着磁场磁感应强度  $B$  的变化,其剪切模量随之发生变化. 这种效应,是磁流变材料的本质效应,即剪切磁致效应(拉伸情况下同理).

目前,磁流变弹性体的应用中,使弹性体发挥磁致效应的外加磁场(磁致激励磁场)方向通常是与磁致链条方向平行的. 磁流变弹性体所抵抗的外力方向,一般分为平行于磁致链条方向和垂

直于磁致链条方向. 软磁颗粒在磁致激励磁场的磁化作用下,增强弹性体基体的抗拉和抗剪切性能. 因此,根据磁流变弹性体的应用性能强化种类,将磁流变弹性体分为挤压式和剪切式. 本文主要利用剪切式磁流变弹性体,增强不同工况下系统的剪切模量.

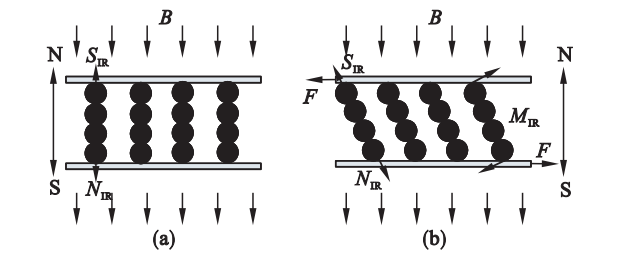


图 1 磁流变弹性体微观受力  
Fig. 1 Microcosmic force of MRE  
(a)—规则链条; (b)—倾斜链条.

## 1.2 磁流变弹性体的制备及磁控支撑设计

为使磁流变弹性体具有更优良的磁致效应,采取有场预结构化的制备工艺. 基体材料选择硅橡胶,因为硅橡胶固化前易于磁致链条均匀生成,固化后有足够强度和稳定性,磁流变效应较高,且常温即可固化. 软磁性颗粒选用德国 Basf 的粒径为  $3 \sim 6 \mu\text{m}$  球形羰基铁粉. 该颗粒具有饱和磁感应强度高、磁化率高、剩磁少等优点. 以二甲基硅油作为润滑剂,并添加偶联剂增强弹性体的韧性. 采用质量比为 59% ,20% ,20% ,1% 的配方,将原材料混合且搅拌均匀,进行抽真空后入模,放入预结构化磁场中 24h 常温固化. 实验中,磁流变弹性体实际使用尺寸为  $50 \text{ mm} \times 50 \text{ mm} \times 6 \text{ mm}$ ,具体性能见文献[11].

磁控磁流变弹性体支撑结构采用两个盘式电磁铁夹持磁流变弹性体支撑构造而成. 磁流变弹性体支撑使用 2 mm 厚铝板和上述磁流变弹性体以“3+2”模式粘结组成,如图 2 所示. 两个盘式电磁铁最大控制电流为 1.8 A,最大磁感应强度为 600 mT. 该设计构造简单,容易制造,且满足基本的功能需要.



图 2 磁流变弹性体支撑结构  
Fig. 2 Supporting structure based on MRE

## 2 磁流变弹性体支撑悬臂梁碰撞系统动力学建模

弹性体支撑悬臂梁碰撞系统如图 3 所示. 悬臂梁碰撞系统参数: 悬臂梁集中质量为  $m_1$ , 悬臂梁长度为  $L$ , 磁流变弹性体的静态刚度为  $k_{rue}$ , 悬臂梁受到简谐激振力为  $F = F_0 \cos \omega t$ , 悬臂梁与碰撞位置的距离为  $\delta$ . 该系统所满足的动力学方程为

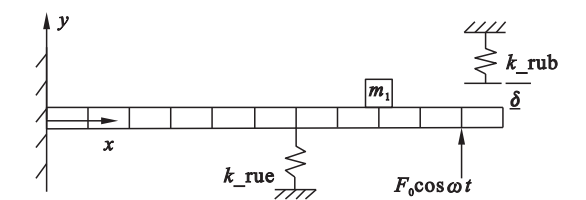


图 3 弹性体支撑悬臂梁碰撞系统

Fig. 3 Cantilever beam collision system supported by elastomer

$$M\ddot{y} + C\dot{y} + Ky + F'(y) = F_0 \cos(\omega t) \quad (1)$$
其中:  $M$  为系统总质量矩阵;  $C$  为系统总阻尼矩阵;  $K$  为系统的总刚度矩阵;  $F'(y)$  为非线性碰撞力, 其值与悬臂梁的响应有关, 具体表达式为

$$F'(y) = \begin{cases} k_{rub} \times (y - \delta), & y > \delta; \\ 0, & y \leq \delta. \end{cases} \quad (2)$$

式中,  $k_{rub}$  为悬臂梁与碰撞点间的碰撞刚度.

## 3 动力学仿真分析

### 3.1 不同支撑刚度下的移频减振特性

在不考虑自由端碰撞的情况下, 悬臂梁系统仿真参数取值如下: 悬臂梁选取  $400 \text{ mm} \times 80 \text{ mm} \times 3 \text{ mm}$  铝板做为主结构, 弹性模量  $E = 6.9 \times 10^6 \text{ Pa}$ , 泊松比  $\nu = 0.3$ , 材料密度  $\rho = 2700 \text{ kg/m}^3$ ; 磁流变弹性体支撑位于悬臂梁固定端右侧  $190 \text{ mm}$  处, 初始支撑刚度为  $k_{rue} = 1.96 \times 10^5 \text{ N/m}$ ; 距离自由端  $40 \text{ mm}$  处施加  $F = 20 \times \cos(100t) \text{ N}$  的简谐激振力. 在 Ansys 中建立模型, 然后导出系统质量刚度矩阵, 在 Matlab 中进行仿真计算. 支撑刚度  $k_{rue} = 1.96 \times 10^5 \text{ N/m}$  时, 系统的振幅达到  $1 \text{ mm}$ . 随着  $k_{rue}$  的逐渐升高, 系统的固有频率出现移频和降幅. 这种现象的本质是支撑刚度的改变导致系统总刚度  $K$  变大而使固有频率变大; 激振外力幅值不变的情况下, 系统刚度的增大, 使系统振幅降低, 如图 4 所示.

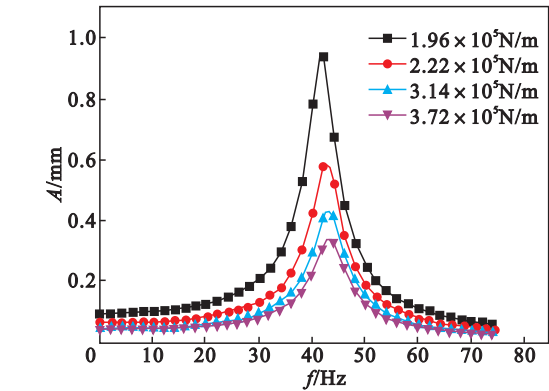


图 4 不同支撑刚度下系统移频降幅现象

Fig. 4 Frequency shift and amplitude decline phenomenon under different support stiffness

### 3.2 不同支撑刚度下悬臂梁碰撞动力学特性

对悬臂梁自由端施加碰撞故障, 碰撞间隙  $\delta = 4 \times 10^{-4} \text{ m}$ , 碰撞刚度  $k_{rub} = 1 \times 10^7 \text{ N/m}$ . 距离悬臂梁自由端  $40 \text{ mm}$  处施加  $F = 10 \times \cos(100t) \text{ N}$  的简谐激振. 当在  $1.96 \times 10^5 \sim 3.72 \times 10^5 \text{ N/m}$  范围内改变支撑刚度  $k_{rue}$  时, 悬臂梁响应如图 5 所示. 当未施加外加控制磁场时, 支撑刚度为  $1.96 \times 10^5 \text{ N/m}$ , 系统振动响应幅值为  $0.468 \text{ mm}$ ; 逐渐改变控制磁场的电流从  $0 \sim 1.8 \text{ A}$  变化 (图 5), 系统振动响应幅值逐渐减小; 当支撑刚度达到  $3.72 \times 10^5 \text{ N/m}$  时, 系统振动响应幅值达到  $0.438 \text{ mm}$ . 由频域图观察发现, 随着支撑刚度的增加, 系统振动分倍频对应的幅值随之减小.

## 4 实验研究与结果分析

### 4.1 简谐激励悬臂梁碰撞系统的设计

实验系统的设计思路如图 6 所示. 在碰撞系统中, 采用  $400 \text{ mm} \times 80 \text{ mm} \times 3 \text{ mm}$  的铝板作为测试悬臂梁. 在悬臂梁中间位置胶结磁流变弹性体支撑, 支撑两侧以盘式电磁铁夹持. 悬臂梁末端下方, 安装 1 台 JZK-5 模态激振器. 激振器通过 B&K 功率放大器与函数信号发生器相连. 设定函数信号发生器输出正弦激励信号, 通过功率放大器放大, 使激振器产生  $F(t) = F_0 \sin(2\pi ft)$  的激振力作用于悬臂梁末端. 通过 LabView 软件对直流电源进行控制调节, 改变磁致激励电磁铁的磁感应强度, 从而实现对磁流变弹性体的刚度控制. 信号经安装在悬臂梁上的加速度传感器传入 NI 采集卡后输入计算机进行数据处理并存储. 主碰撞系统实物如图 7 所示.



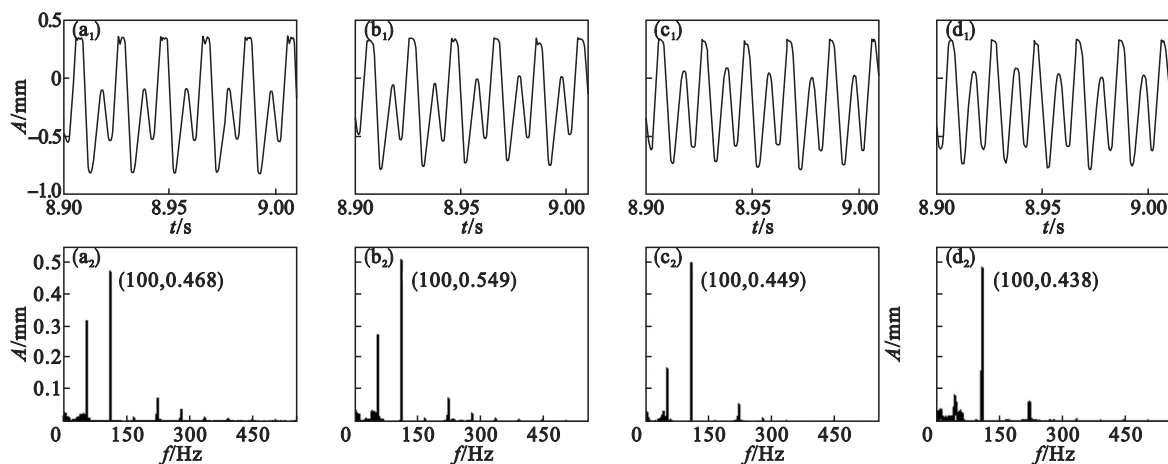


图 5 不同支撑刚度下碰撞系统的响应

Fig. 5 Response of the collision system under different support stiffness

(a)—0 A; (b)—0.6 A; (c)—1.2 A; (d)—1.8 A.

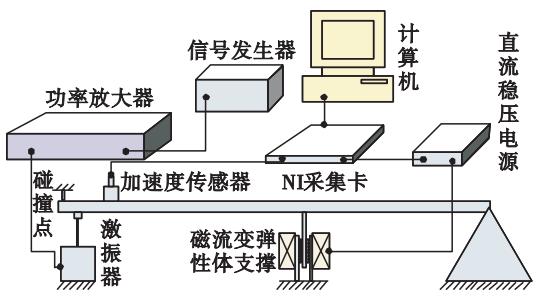


图 6 测试系统示意图

Fig. 6 Schematic diagram of the test system

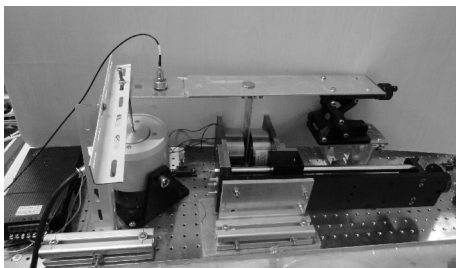


图 7 主碰撞系统实物图

Fig. 7 Physical model of the main collision system

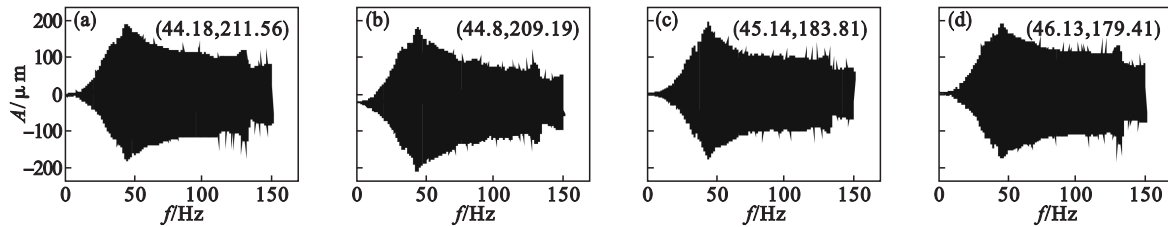


图 8 不同控制电流下系统扫频图

Fig. 8 Response of the frequency-sweep under different control current

(a)—0 A; (b)—0.6 A; (c)—1.2 A; (d)—1.8 A.

图中可以看出,随着增大外加磁场控制电流,悬臂梁系统的刚度逐渐增大,振动幅度随之减小。工频振幅由  $112.82\text{ }\mu\text{m}$  减小到  $81.23\text{ }\mu\text{m}$ ,大大降低了碰摩故障严重化的可能性。由于系统的刚度增加,导致碰摩刚度相应提高,从各分频、倍频幅值观察发现,大多数幅值并未提高反而减小,反映出磁流

变弹性体可控刚度结构对碰撞故障的控制能力.

由于实验系统存在一定故障误差的干扰,虽不能精确定量分析,但从仿真和实验结果比较能

定性地说明磁流变弹性体支撑在外加控制磁场的作用下实现系统移频降幅;在发生碰撞故障情况下,通过改变外加控制磁场,实现对碰撞故障的控制.

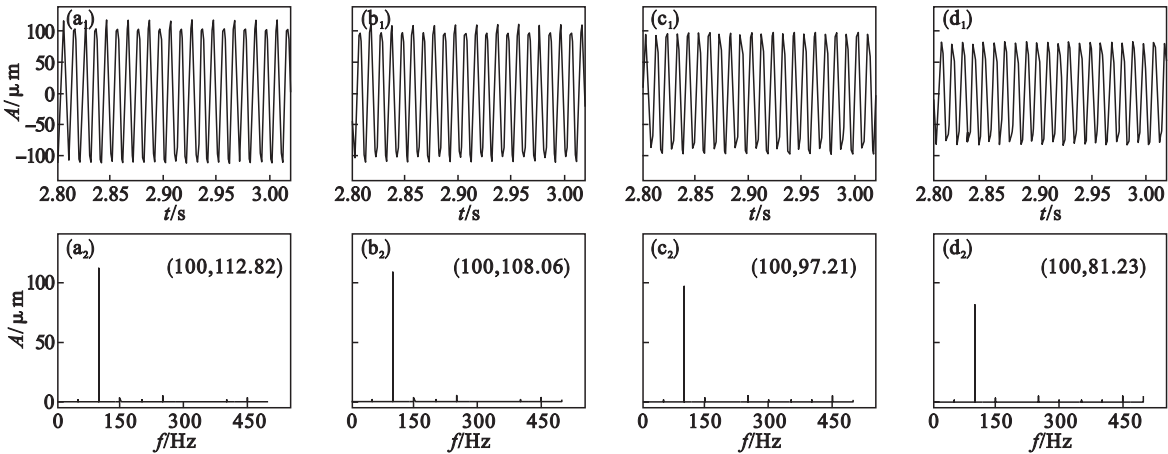


图 9 不同控制电流下碰撞系统振动响应  
Fig. 9 Vibration response of collision system under different control current  
(a)—0 A; (b)—0.6 A; (c)—1.2 A; (d)—1.8 A.

5 结 论

- 1) 增大外加磁场控制电流,悬臂梁振动响应幅值降低.表明磁流变弹性体支撑能在外部控制下增大刚度,实现悬臂梁结构在不同激励下的振动响应幅值控制.
- 2) 通过改变外加磁场控制电流,可以实现系统固有频率增大或减小,从而可以通过外部控制改变弹性体刚度,实现系统的移频,使悬臂梁系统避开某些危险频域的激励.
- 3) 当悬臂梁系统出现碰撞故障时,可以通过改变外加磁场控制电流对碰撞故障进行控制,降低故障频率下系统振动响应幅值,延长寿命.

致谢:在论文写作过程中姚红良副教授给予了大量理论指导和实验帮助.

参考文献:

[ 1 ] 魏克湘,孟光,夏平,等.磁流变弹性体隔振器的设计与振动特性分析[J].机械工程学报,2011,47(11):69-74.  
(Wei Ke-xiang, Meng Guang, Xia Ping, et al. Design and vibration characteristics analysis of magnetorheological elastomer isolators[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2011, 47(11): 69-74. )

[ 2 ] Shiga T, Okada A, Kurauchi T. Magnetroviscoelastic behavior of composite gels[J]. Journal of Applied Polymer Science, 1995, 58: 787-792.

[ 3 ] Jolly M R, Carlson J D, Munoz B C, et al. The magnetroviscoelastic response of elastomer composites consisting of ferrous particles embedded in a polymer matrix [J]. Journal of Intelligent Material System & Structures,

1996, 7: 613-622.

[ 4 ] Davis L C. Model of magnetorheological elastomers [ J ]. Journal of Applied Physics, 1999, 85 ( 6 ) : 3348-3351.

[ 5 ] 王桦,周刚毅,方生,等.磁流变弹性体剪切性能的动态试验研究[J].实验力学,2004,19(3):1-5.  
( Wang Hua, Zhou Gang-yi, Fang Sheng, et al. An investigation on the shear property of MR elastomer by dynamic experiment [ J ]. Journal of Experimental Mechanics, 2004, 19 ( 3 ) : 1-5. )

[ 6 ] Zhou G Y, Wang Q. Magnetorheological elastomer-based smart sandwich beams with nonconductive shins [ J ]. Smart Materials and Structures, Materials Structures, 2005, 14: 1001-1009.

[ 7 ] Ginder J M, Nichols M E, Elie L D, et al. Controllable-stiffness components based on MREs [ C ] // Proceedings of SPIE. Beach, 2000: 418-425.

[ 8 ] Ginder J M, Schlotter W F, Nichols M E. MREs in tunable vibration absorbers [ C ] // Proceedings of SPIE. Beach, 2001: 103-110.

[ 9 ] 李季,赵韩,梁天也,等.新型磁流变弹性体隔振器关键技术[J].噪声与振动控制,2014,34(6):184-187.  
( Li Ji, Zhao Han, Liang Tian-ye, et al. Key technology of a new-type magnetorheological elastomer vibration Isolator [ J ]. Noise and Vibration Control, 2014, 34 ( 6 ) : 184-187. )

[ 10 ] 汪建晓,王世旺,孟光.磁流变弹性体阻尼器-转子系统的脉冲响应实验研究[J].佛山科学技术学院学报,2006,24(4):27-30.  
( Wang Jian-xiao, Wang Shi-wang, Meng Guang. Experimental study on pulse responses of an MR elastomer damper-rotor system [ J ]. Journal of Foshan University, 2006, 24 ( 4 ) : 27-30. )

[ 11 ] 王威.磁流变弹性体变刚度隔振系统及其减振性能研究[D].宁波:宁波大学,2011.  
( Wang Wei. Design of variable-stiffness vibration isolation system based on magnetorheological elastomer and study of its vibration reduction performance [ D ]. Ningbo: Ningbo University, 2011. )