

磁流变减振器滞回特性的改进 Bouc – Wen 模型^{*}

王维锐¹ 吴 参² 陈 颖³ 王 芳⁴

(1. 浙江大学机械设计所, 杭州 310027; 2. 杭州电子科技大学机械工程学院, 杭州 310018;

3. 浙江财经学院工商管理学院, 杭州 310018; 4. 浙江交通职业技术学院汽车系, 杭州 311112)

【摘要】 由于现有的磁流变减振器数学模型不能准确描述其特性, 因此对大行程磁流变阻尼器进行了动态特性试验。根据测试结果分析激励位移、激励频率和电流变化时, 磁流变减振器的弹性、阻尼、电流饱和等基本特征的动态非线性特性。已有的 Bouc – Wen 模型在低速下滞回环描述不准确, 在高速下缺少滞回特性, 并且无法表述单出杆减振器中蓄能器造成阻尼力偏置的现象, 因此根据试验结果提出一种改进的 Bouc – Wen 模型, 通过试验数据对改进的 Bouc – Wen 模型进行参数辨识, 并重点分析速度-力特性曲线在低速与高速情况下所形成滞环的斜率及宽度, 试验数据验证了改进 Bouc – Wen 模型的正确性。

关键词: 磁流变减振器 滞回特性 Bouc – Wen 模型 参数建模

中图分类号: U463.33⁺5.1 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2011)02-0048-06

Modified Bouc – Wen Model Based on Hysteretic Characteristic Experiment of Magneto-rheological Damper

Wang Weirui¹ Wu Can² Chen Ying³ Wang Fang⁴

(1. Institute of Mechanical Design, Zhejiang University, Hangzhou 310027, China

2. School of Mechanical Engineering, Hangzhou Dianzi University, Hangzhou 310018, China

3. Business Administration College, Zhejiang University of Finance and Economics, Hangzhou 310018, China

4. Automobile Department, Zhejiang Vocational and Technical Institute of Transportation, Hangzhou 311112, China)

Abstract

The existing mathematical model of magneto-rheological damper (MRD) could not describe its characteristics correctly, so dynamic characteristic test on large scaled MRD was carried out. According to the test data, the dynamic nonlinear feature on elastic, damping and current saturation characteristics of MRD was analyzed with variable excitation displacement, excitation velocity and controlling current. Bouc – Wen model was not accurate enough to reflect hysteretic loop in low speed and lack hysteretic characteristics in high speed. It was also unable to express the offset phenomenon of damping force caused by pressure accumulator in single rod damper. Thus, a modified Bouc – Wen model was established. The parameters of the new model were identified with the test data, and the slope and width of hysteretic loop in velocity-force curves under high and low speed emphatically analyzed. The modified Bouc – Wen model was verified by experiment data finally.

Key words Magneto-rheological damper, Hysteretic characteristics, Bouc – Wen model, Parameter modeling

引言

磁流变减振器是基于磁流变液在磁场的作用下

可以在毫秒级的时间内快速、可逆地由流动性良好的牛顿流体转变为具有屈服强度、低流动性的塑性固体原理的可控阻尼器^[1]。因其阻尼力由可控阻

收稿日期: 2010-01-13 修回日期: 2010-03-05

^{*} 浙江省重大科技攻关资助项目(2004C11029)和杭州电子科技大学科研基金资助项目(KYF015610027)

作者简介: 王维锐, 博士后, 助理研究员, 主要从事车辆悬架控制研究, E-mail: wwrzju@126.com

通讯作者: 吴参, 博士, 讲师, 主要从事车辆底盘研究, E-mail: notemple@gmail.com

尼力部分与被动结构阻尼力部分共同构成,实现无级可控,所以在车辆悬架领域有广泛应用。但是该减振器外特性呈强烈非线性并带有滞回环,使得其数学模型很难精确简洁地描述其性能。

目前文献中常用的模型可分为 3 类:伪静力模型、参数化动力模型和非参数化模型。伪静力模型主要用于磁流变减振器的设计^[2-3]。该类模型一般能较好地反映阻尼力-位移特性,却不能很好地拟合阻尼力-速度曲线。参数化动力模型目前应用最广的是 Bingham 模型和 Bouc - Wen 模型,前者更多用于试验场合和工程领域^[4-5],而后者由于参数难以确定而更多停留在仿真阶段。Boada 等用缓慢递归的方法来拟合 Bouc - Wen 参数^[6],Kwok 等用粒子群优化算法来模拟其参数^[7]。这两种模型除了能够较好地模拟阻尼力-位移响应外还能在一定程度上反映阻尼力-速度曲线,尤其是 Bouc - Wen 模型能够较好反映低速时的滞回情况。另外,Sigmoid 模型也引起了众多学者的注意^[8]。但是该类模型都没有考虑在整个振动过程中的滞回特性,即无论速度大小都存在滞环,并不能简单用塑性来代替。并且以上模型都是针对磁流变减振器受确定磁场作用时,在正弦激励下所表现出的屈服前粘弹性和屈服后粘塑性特性进行描述,并不针对实际控制器设计,也就是没有考虑励磁电流的影响。非参数化模型往往数学表达过于复杂,或者依赖于特定的平台。如 Metered 等用神经网络来拟合减振器试验数据^[9]。这种方法不仅对计算环境有较高要求,而且其计算精度仍存在问题。

本文基于实物试验,借鉴各个参数化动力模型各自的优点,以电流强度、弹性或阻尼元件和运动参数(如位移、速度、加速度等)这一些实际物理量来研究改进现有的滞环模型。

1 滞环特性试验分析

由于减振器本身的滞环特性以及磁流变材料流变特性的非线性,目前对于控制器所用磁流变减振器的较精确控制模型仍需通过试验确定其主要参数。为获得磁流变减振器的基本特性,设计如下试验。

1.1 试验方案

选用自行设计的磁流变减振器,该减振器属于单筒式单出杆减振器,其钢筒长度 400 mm,直径 39.5 mm,最大拉伸长度 543 mm,最小压缩长度 338 mm。其内部线圈室温时电阻为 7.2 Ω,控制所允许的最大输入电流为 1.2 A。

为确定该磁流变减振器稳定工作状态时的特性,采用清华汽车工程开发研究院与北京华谷减振

设备有限公司联合开发的减振器综合性能试验台对磁流变减振器进行台架试验。

测试试验环境温度 20℃,正弦激励振幅 ±30 mm,励磁电流分别为 0、0.2、0.4、0.6、0.8、1.0、1.2 A,将试验数据分成 2 组,测得磁流变减振器在不同电流下的示功值:第 1 组激励频率分别为 0.5、1.0、1.5、2.0、2.5、3.0、3.5 Hz,对应最高速度分别为 0.094、0.189、0.283、0.377、0.471、0.566、0.660 m/s,用于参数拟合;第 2 组激励频率为 4 Hz,对应最高速度 0.754 m/s,用于模型验证。

1.2 试验结果分析

当输入激励电流为 1.0 A,激励频率分别为 0.5、1.0、1.5、2.0、2.5、3.0、3.5 Hz,振幅为 30 mm 正弦信号时,该磁流变减振器外特性曲线如图 1 所示。

在相同的电流和位移情况下,阻尼力随着速度的增加而增加,但是在不同的频率下,相同速度的阻尼力并不相等。从图 1a 可以看到,在激励速度与加速度同向时,相同速度的阻尼力基本相等,显示出磁流变减振

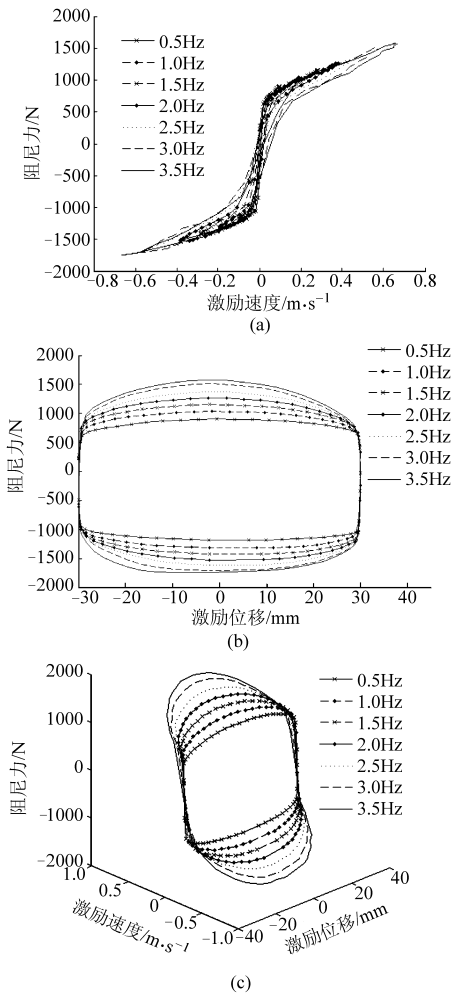


图 1 磁流变减振器在一定电流下的外特性曲线

Fig.1 External characteristic curves of MRD in certain current

(a) 速度-力曲线 (b) 位移-力曲线 (c) 位移-速度-力曲线

器的 Bingham 塑性行为;在激励速度与加速度反向时,相同速度的阻尼力随频率的增加而减小,并且在速度接近零时,存在较大的滞环。这种现象主要是因为当磁流变减振器作低速运动时,磁流变流体呈现粘-弹性,而当磁流变减振器作高速运动时,磁流变流体呈现粘-塑性,即:磁流变流体在不同速度下存在不同的阻尼特性。同时,滞回环的大小主要取决于速度发生变向时的加速度值,加速度大,惯性作用明显,滞回环变大。图 1b 所示,随着激励频率的增大曲线所围的面积增大,从物理意义上讲,就是每个振动周期中所损耗的能量逐渐变大。再观察图中的封闭曲线,其并非标准

的矩形,在位移为零的区域附近有明显的凸起,这是由减振器中的弹性力造成的。同时当频率较大时,会出现不规整的变形,如图 1b 中最外部曲线的左下角,这种现象主要是因为减振器内部的浮动活塞无法跟上振动频率而造成短时间气压过低形成的,提高减振器内的充气压力可以明显改善这一状况。图 1c 中可以清晰地看到减振器力的两个主要构成部分:阻尼力和弹性力在减振器总阻尼力中的影响。

当输入激励电流为 0、0.2、0.4、0.6、0.8、1.0、1.2 A,激励频率 2 Hz、振幅 30 mm 正弦信号时,该磁流变减振器外特性曲线如图 2 所示。

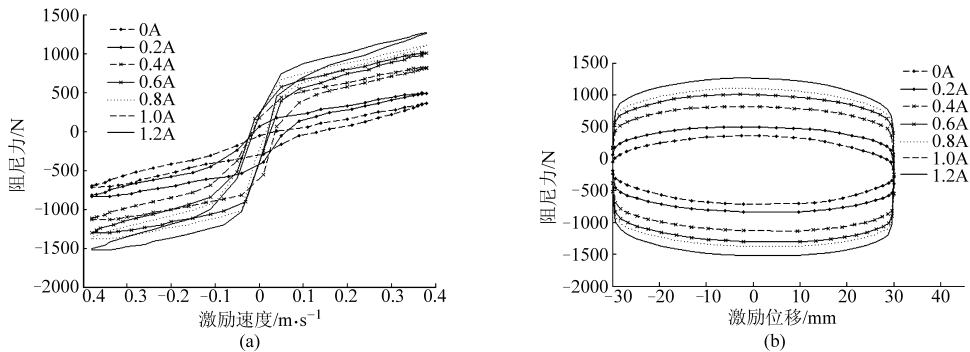


图2 磁流变减振器在不同电流下的外特性曲线
Fig.2 External characteristic curves of MRD in variable current
(a) 速度-力曲线 (b) 位移-力曲线

从图 2 可以看出,在相同的外部激励幅值和频率下,磁流变减振器的阻尼力随着电流的增大而增大。这是因为随着磁流变减振器线圈中电流的增大,磁流变液受到的磁场强度增强,其屈服点相应提高。这是磁流变减振器阻尼力可调的根本原因。在图中只能发现 6 条较明显的曲线,这是因为电流 1.0 A 和 1.2 A 的减振器特性曲线基本重合,在大于 1.0 A 的控制电流下,此时电流所产生的磁场强度接近磁流变材料的磁饱和强度,其阻尼力变化已经很不明显。

另外,从图 1、图 2 中可以明显看出阻尼力存在偏置现象,即中心点不为 0 N,而是向负半轴有一定的偏移,这是由蓄能腔中高压气体弹性所造成的。该减振器充气压力为 2.0 MPa,图中显示其偏置大约为 -118.6 N。阻尼力中除了包含减振器弹性力和粘滞力外,还存在一部分摩擦力的作用。

通过以上分析可以看到,磁流变减振器的外特性具有强非线性,并且造成其非线性的原因相当复杂,使用常规方法很难精准的描述该减振器模型。基于以上测试结果,用改进 Bouc - Wen 模型的方法来建立较简洁准确的磁流变减振器数学模型。

2 减振器特性分析和建模

现有文献的动态模型中,Bingham 模型能较好地模

拟阻尼力-位移响应,却不能很好地模拟力-速度的非线性响应,尤其是缺少滞环特性的描述。非线性滞回双粘性模型能够较好地模拟非线性力-位移和力-速度特性,但是不能拟合磁流变减振器在低速时的回复力衰减现象,尤其在速度零点附近阻尼力没有平滑过渡。Bouc - Wen 模型能较好地模拟阻尼力-位移曲线,但是对滞回环描述不甚准确,由于惯性力的影响,使得速度与加速度同向与反向曲线不同;Bouc-Wen 模型描述较大速度的阻尼力曲线时与 Bingham 模型相同,为一直线,而实际情况却是在整个速度范围内都呈现滞回环,为修正此不足,在 Bouc - Wen 模型中加入加速度项,得

$$\begin{cases} F = c_0 \dot{x} + \alpha z + k_1 \ddot{x} \\ \dot{z} = -\gamma |\dot{x}| z |z|^{n-1} - \beta \dot{x} |z|^n + A \ddot{x} \end{cases} \quad (1)$$

- 式中 F ——磁流变减振器阻尼力
 c_0 ——磁流变材料屈服后粘性系数
 $\dot{x}$ ——激励速度 $\ddot{x}$ ——激励加速度
 z ——滞变位移 n ——曲线圆滑系数
 γ ——与滞回环宽度相关的调节参数
 β ——与滞回环高度相关的调节参数
 α ——滞变力在减振器总阻尼力中所占比例的调节参数
 A ——与最大阻尼力相关的比例系数
 k_1 ——减振器塑性阶段滞回环宽度调节参数

在实测过程中由于传感器不可避免地产生噪声,所以对所测数据,在远离测试频段进行了适当的滤波处理。如图 3 所示,可以看到修正后的 Bouc - Wen 曲线能够更好地描述减振器塑性阶段的滞回特性,但是该模型与试验曲线存在一定的偏置,参考 Bingham 模型中减振器本身的阻尼力 f_0 ,再考虑单出杆减振器蓄能器本身的刚度 k_2 ,修正模型为

$$\begin{cases} F = c_0 \dot{x} + \alpha z + k_1 \ddot{x} + k_2 x + f_0 \\ \dot{z} = -\gamma |\dot{x}| z |z|^{n-1} - \beta \dot{x} |z|^n + A \dot{x} \end{cases} \quad (2)$$

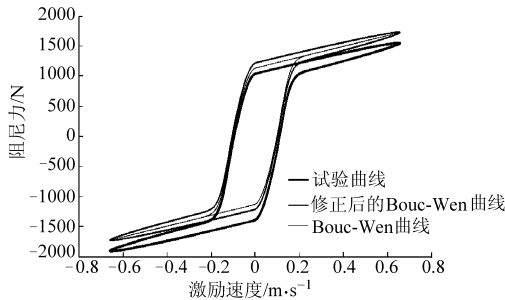


图 3 加入加速度后的 Bouc - Wen 曲线

Fig. 3 Bouc - Wen curves with acceleration

如图 4 所示,改进后的 Bouc - Wen 曲线:能够较好地反映减振器在速度接近零时的滞回特性;能够准确描述减振器在塑性阶段的滞环特性;能够表现当激励频率变大时,滞回环变大并发生倾斜的现象;能反映减振器本身的摩擦力和蓄能器带来的偏置。

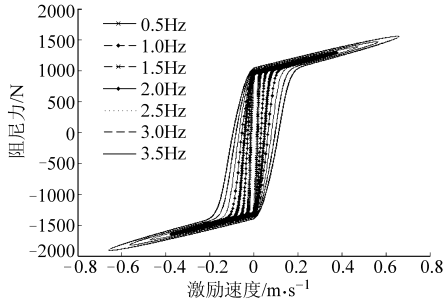


图 4 改进后的 Bouc - Wen 曲线

Fig. 4 Modified Bouc - Wen curves

3 改进 Bouc - Wen 模型参数求解

3.1 参数识别原理

改进 Bouc - Wen 模型具有完全非线性特性,要确定其中各参数,需进行参数识别。目前非线性系统参数识别方法较多,对于含滞回环的复杂参数用 Levenberg-Marquardt 方法,应用 1stopt 工具进行参数识别;对模型中一些物理意义比较明确的参数用最小二乘法理论,应用 Matlab 工具进行参数估计。

3.2 参数识别分析

在仿真中发现,曲线圆滑系数 $n=2$ 时就能基本满足仿真曲线的圆滑要求。因此将式(2)简化为

$$\begin{cases} F = c_0 \dot{x} + \alpha z + k_1 \ddot{x} + k_2 x + f_0 \\ \dot{z} = -\gamma |\dot{x}| z |z| - \beta \dot{x} |z|^2 + A \dot{x} \end{cases} \quad (3)$$

依据试验测试结果及上述方法,对激励振幅 30 mm,激励电流 1.0 A,激励频率分别为 0.5、1.0、1.5、2.0、2.5、3.0、3.5 Hz 的数据拟合,可得常量参数: $c_0 = 1\ 331.03$, $\alpha = 2\ 756.93$, $k_1 = -6.79$, $k_2 = 991.01$, $\beta = 2\ 187.11$, $\gamma = 11\ 232.56$,该状态下 $A = 1\ 132$ 。由图 5 可以看到这组参数能够很好地模拟一定电流下随频率改变的减振器外特性曲线。

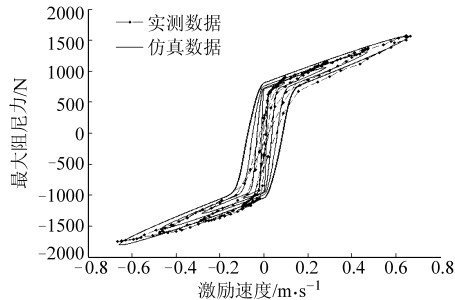


图 5 一定电流下减振器拟合曲线

Fig. 5 Fitting curves of damper in certain current

再分析输入激励电流为 0、0.2、0.4、0.6、0.8、1.0、1.2 A,激励频率 2 Hz、振幅 30 mm 正弦信号的情况。在磁场激励电流大于 1 A 时,磁流变减振器磁场饱和,最大阻尼力基本不变,在小于 1 A 的情况下,最大阻尼力与控制电流呈线性关系,如图 6 所示。

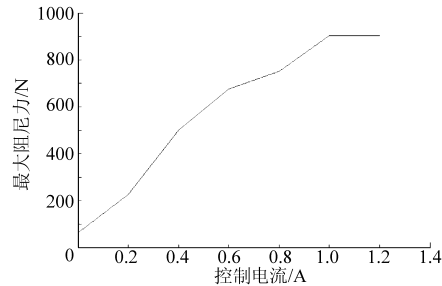


图 6 控制电流-最大阻尼力曲线

Fig. 6 Control current-max damper force curves

由于模型中的最大阻尼力与比例系数 A 最为相关,因此建立函数关系

$$A = f(I) \quad (4)$$

分析式(2), $\dot{x}$ 取最大值,即激励输入为: $x = B \sin(2\pi ft)$,其中 $B = 0.03\text{ m}$, $f = 3.5\text{ Hz}$,则

$$\dot{x}_{\max} = B \times 2\pi f = 0.66 \quad (5)$$

当 $\dot{x}$ 取最大值时,减振器阻尼力最大,同时 $\ddot{x}$ 为零,忽略减振器本身的阻尼力 f_0 和单出杆减振器蓄能器本身的刚度 k_2 这两个不相关因素,式(3)简化为

$$\begin{cases} F = c_0 \dot{x}_{\max} + \alpha z \\ \dot{z} = \dot{x}_{\max} (-\gamma z |z| - \beta z^2 + A) \end{cases} \quad (6)$$

由图 6,可以取 F 对激励电流 I 线性增大,再由式(6)计算得到每个 F 对应的相关系数 A ,将计算

得到的 A 与激励电流 I 一一关联建立表达式

$$A = p_1 I^2 + p_2 I + p_3 \quad (0 \leq I \leq 1) \tag{7}$$

如图 7 所示,拟合得到 $p_1 = 834.8, p_2 = 579.5, p_3 = -42.5$ 。由此代入式(2)得到改进的 Bouc - Wen 模型

$$\begin{cases} F = c_0 \dot{x} + \alpha z + k_1 \ddot{x} + k_2 \dot{x} + f_0 \\ \dot{z} = -\gamma |\dot{x}| z |z| - \beta \dot{x} |z|^2 + (p_1 I^2 + p_2 I + p_3) \dot{x} \end{cases} \tag{8}$$

式中 $c_0 = 1\,331.03, \alpha = 2\,756.93, k_1 = -6.79, k_2 = 991.01, \beta = 2\,187.11, \gamma = 11\,232.56, p_1 = 834.8, p_2 = 579.5, p_3 = -42.5$ 。

为了与其他类型的磁流变减振器模型相区别,称式(8)为改进 Bouc - Wen 模型。

4 模型验证

当减振器活塞相对缸体受到正弦激励振幅为

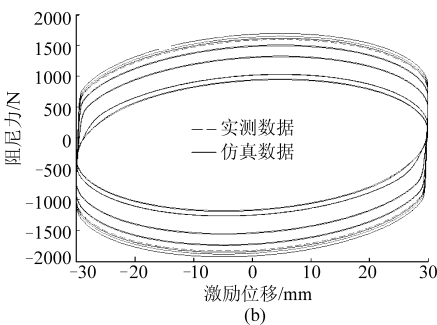
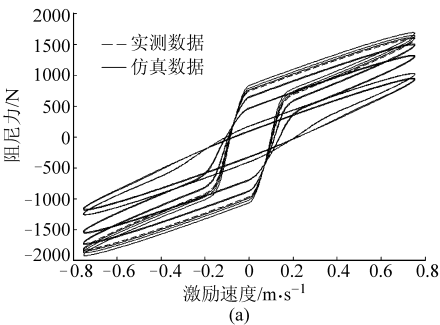


图 8 改进 Bouc - Wen 模型仿真与实测结果比较
Fig. 8 Comparison between experiment data and the simulation of modified Bouc - Wen model
(a) 减振器速度-力对比曲线 (b) 减振器位移-力对比曲线

结果能够较精确地反映磁流变减振器的外特性,但是在大电流时误差相对加大。由图 8a 可知,当电流为 0.8 A 时出现最大误差。由图 8b 可知,位移为 0 mm 出现最大误差。这些误差是由于在拟合过程中无法完全与实际点重合,对于一些不敏感的参数用定值代替了时变函数,或者省略了高阶项所导致。但由仿真结果可知,改进 Bouc - Wen 模型很好地逼近了实测数据,使得最大误差不超过 6%。

5 结束语

对自行设计的磁流变减振器进行实际测量,在

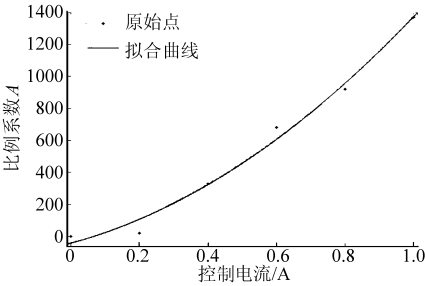


图 7 比例系数-控制电流曲线
Fig. 7 Curve of proportional coefficient vs control current

$\pm 30\text{ mm}$,激励电流分别为 0、0.2、0.4、0.6、0.8、1.0 A,激励频率为 4 Hz(对应最高速度 0.754 m/s),改进 Bouc - Wen 模型的仿真结果如图 8 所示,可以看到仿真结果与实测结果相同。

从图中可以看出,改进 Bouc - Wen 模型的仿真

分析其试验数据的基础上,提出改进 Bouc - Wen 模型。与现有模型相比,该模型能够很好地反映磁流变减振器在整个振动过程低、高速情况下的滞回特性,并考虑了由减振器蓄能器引入的偏置力与减振器本身的内部摩擦,进一步将模型参数与激励电流关联,通过实际数据分析得到了参数对电流的函数曲线,这为设计磁流变减振器的控制器提供了便利,使以半主动控制方式操纵磁流变减振器变得容易实现。用试验数据与拟合后的仿真曲线对比,表明该改进 Bouc - Wen 模型能够很好地反映磁流变减振器的外特性。

参 考 文 献

1 张莉洁,王昊,钱林方. 冲击载荷下磁流变阻尼器动态特性分析及模型参数识别[J]. 机械工程学报,2009,45(1): 211 ~ 217.
Zhang Lijie, Wang Jiong, Qian Linfang. Dynamic performance analysis and model parameter identifications of MR dampers under impact load[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2009, 45(1):211 ~ 217. (in Chinese)
2 Gavin H P, Hanson R D, Filisko F E. Electrorheological dampers, part I: analysis and design[J]. Journal of Applied Mechanics,1996,63(3):669 ~ 675.
3 Kamath G M, Hurt M K, Wereley N M. Analysis and testing of Bingham plastic behavior in semi-active electrorheological

- fluid dampers[J]. *Smart Materials and Structures*, 1996, 5(5): 576 ~ 590.
- 4 刘伟,刘大维,陈焕明,等. 基于联合仿真的半主动悬架车辆行驶平顺性研究[J]. *农业机械学报*, 2009, 40(6): 16 ~ 22.
Liu Wei, Liu Dawei, Chen Huanming, et al. Ride comfort of MR-damper semiactive suspension systems based on co-simulations[J]. *Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery*, 2009, 40(6): 16 ~ 22. (in Chinese)
- 5 周燕. 基于磁流变阻尼器的汽车半主动悬架的神经模糊控制[J]. *南京理工大学学报:自然科学版*, 2008, 32(6): 715 ~ 718.
Zhou Yan. Neuro-fuzzy control of semi-active vehicle suspension system with magneto-rheological-damper[J]. *Journal of Nanjing University of Science and Technology: Natural Science*, 2008, 32(6): 715 ~ 718. (in Chinese)
- 6 Boada M J L, Calvo J A, Boada B L, et al. Modeling of a magnetorheological damper by recursive lazy learning[J]. *International Journal of Non-linear Mechanics*, In Press, Corrected Proof, 2008.
- 7 Kwok N M, Ha Q P, Nguyen T H, et al. A novel hysteretic model for magnetorheological fluid dampers and parameter identification using particle swarm optimization[J]. *Sensors and Actuators A: Physical*, 2006, 132(2): 441 ~ 451.
- 8 杨礼康,潘双夏,王维锐,等. 磁流变减振器滞回特性试验及建模方法[J]. *机械工程学报*, 2006, 42(11): 138 ~ 143.
Yang Likang, Pan Shuangxia, Wang Weirui, et al. Experiment and modeling research on hysteretic loop of magnetorheological damper[J]. *Chinese Journal of Mechanical Engineering*, 2006, 42(11): 138 ~ 143. (in Chinese)
- 9 Metered H, Bonello P, Oyadiji S O. The experimental identification of magnetorheological dampers and evaluation of their controllers[J]. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2010, 24(4): 976 ~ 994.
- ~~~~~

(上接第 42 页)

- 2 王霄锋. 汽车可靠性工程基础[M]. 北京:清华大学出版社,2007.
- 3 魏道高. 4×4 特种车辆横向与转向行驶稳定性计算及 8×8 车辆通过性研究[R]. 北京:清华大学博士后研究报告, 2006.
Wei Daogao. The calculation of stability of a 4×4 special vehicle steering run and across function of a 8×8 off-road vehicle [R]. Beijing: Tsinghua University, 2006. (in Chinese)
- 4 李幼德,李弼,邓怀庆. 松软地面驱动轴荷变化的研究[J]. *吉林工业大学学报*,1990,20(3):6 ~ 13.
Li Youde, Li Reng, Deng Huaiqing. Dynamic axle weightts of vehicles runing on soft surfaces[J]. *Journal of Jilin University of Technology*, 1990,20(3):6 ~ 13. (in Chinese)
- 5 魏道高,区颖刚,洪添胜. HN2500 滩涂车设计研究[C]//全国第 9 届土壤地面机器系统会议论文集,广州,1998.
Wei Daogao, Ou Yinggang, Hong Tiansheng. Research on the design of HN2500 shore-vehicle[C]//Proceeding of Ninth Terrain-Machinery System Conference, Guangzhou, 1998. (in Chinese)
- 6 Bekker M G. Prediction of design and performance parameters in agro-forestry vehiche[R]. National Research Council of Canada, Ottawa, 1983.
- 7 魏道高,王霄锋,金达锋,等. 四桥独立悬架车辆越障性能计算研究[J]. *汽车工程*,2007,29(3):816 ~ 818,822.
Wei Daogao, Wang Xiaofeng, Jin Dafeng, et al. A study on the calculation of the cross obstacle performance of 4-axle independent suspension vehicles[J]. *Automotive Engineering*, 2007,29(3):816 ~ 818,822. (in Chinese)