

基于磁流变弹性体的汽车减振系统仿真分析^{*}

曹宽宽, 邓益民, 叶伟强

(宁波大学 机械工程与力学学院, 浙江 宁波 315211)

摘要: 为了实现汽车减振效果实时可调, 提高驾乘舒适性, 采用了一种新型智能材料—磁流变弹性体(MRE)作为汽车悬架系统的核心材料, 运用 Matlab Simulink 软件建立了汽车减振系统仿真模型, 并相应建立了实验装置, 通过计算获得了该系统模型在不同磁场下的等效阻尼和等效刚度, 对其减振效果进行了仿真和实验分析。研究结果表明, 磁流变弹性体应用于汽车减振系统有效并可以实现减振效果可调。

关键词: 汽车减振; 磁流变弹性体; 仿真分析; 等效阻尼; 等效刚度

中图分类号: TB381

文献标识码: A

文章编号: 1001-4551(2010)03-0025-05

Simulation study of an automotive vibration reduction system based on magneto-rheological elastomer

CAO Kuan-kuan, DENG Yi-min, YE Wei-qiang

(Faculty of Mechanical Engineering and Mechanics, Ningbo University, Ningbo 315211, China)

Abstract: Aiming at realizing the automotive's vibration reduction capability to be non-adjustable to varying road conditions and the comfortableness of the drivers and passengers, a new smart material namely magneto-rheological elastomer (MRE) was attempted for the automotive vibration reduction system. A simulation model was created based on Matlab Simulink software and a test rig was also developed. The model was used to calculate the equivalent stiffness and damping properties of the system under different magnetic field strength. Further on, the vibration reduction effect of the system was studied through both simulation analysis and experimental verification. The study result shows that it is effective to apply MRE for automotive vibration reduction and the effect of such a vibration reduction system can be adjusted.

Key words: automotive vibration reduction; magneto-rheological elastomer(MRE); simulation study; equivalent damping; equivalent stiffness

0 引言

目前, 大多数车辆中的悬架系统都是由弹性元件和刚性元件组成, 其特性参数固定, 因此存在以下问题: ①因悬架动行程和系统的固有频率的平方成反比, 则当车辆系统的某些参数发生改变而使其固有频率降低时, 将使系统动行程增大, 振动加剧。②由于悬架系统组件受到其刚度和阻尼的限制, 故其参数的取值范围非常有限。③车辆的悬架系统参数不能随着路况、载荷、车速的变化而进行及时的自适应调节, 从而使其减振效果变差, 进一步降低了操作的稳定性和乘坐的

舒适性^[1]。

针对这些问题, 国内外学者主要提出了用主动悬架和半主动悬架的方法实现减振效果可调, 但由于主动悬架需要高精度的伺服机构、复杂的仪器设备和较大的外部动力源, 这就使其结构复杂、成本高、功耗大; 而半主动悬架系统则存在着调节范围小、调节能力不可控等缺陷。

磁流变弹性体不但具有可控性、可逆性、响应迅速等高新技术特征, 还具有稳定性好、结构简单、成本低、功耗小等独特的优点, 并且这种材料的刚度和阻尼可由磁场强度控制^[2], 即可以根据路况、载荷、车速的变化

收稿日期: 2009-10-14

基金项目: 浙江省教育厅学科带头人专项基金资助项目(2008-2011)

作者简介: 曹宽宽(1983-), 男, 浙江宁波人, 主要从事磁流变弹性体应用方面的研究。E-mail: ckk5201@163.com

通信联系人: 邓益民, 男, 教授, 博士, 硕士生导师。E-mail: dengyimin@nbu.edu.cn

来自适应调节磁场强度,实现车辆减振效果的实时可调。目前,这种新材料的应用还处于起步阶段,绝大多数的应用都是利用它的阻尼和刚度可变的特点。例如,Watson 和 Canton^[3]在其申请的 1 个专利中,用磁流变弹性体的可变阻尼和刚度使汽车的轴衬套作用效果可变,从而使乘客的乘坐舒适性大幅度增加;Stewart 等^[4]设计了一种使用磁流变弹性体的可调支架和衬套,并测试了其随外部扭矩变化转移振动的效果;Ginder 等^[5-6]建立一个基于磁流变弹性体的自适应移频式吸振器,根据他们的最初实验预测其可变频率范围在 500 Hz ~ 600 Hz 之间;邓华夏和龚兴龙^[7]建立了一种基于磁流变弹性体,剪切模量由磁场控制的自适应移频式吸振器,其减振效果明显。

基于国内外的研究现状,本研究提出将磁流变弹性体应用于汽车减振,并研究其减振效果。

1 Simulink 汽车振动模型

1.1 汽车振动系统模型

汽车振动包括垂直振动、俯仰振动、侧倾振动和侧向振动等。作为磁流变弹性体汽车减振研究的第一步,笔者只研究垂直振动,并用白噪声作为垂直激励输入。该振动系统的假设条件包括:

(1) 左右车轮受到相同的不平度垂直激励时,车辆不存在侧倾振动,无侧向位移和横摆振动。

(2) 不考虑发动机和传动系统对车身的影响,将车身系统视为刚性簧上质量。

(3) 车轴和与其相联的主轮视为簧下质量,车轮在中心线上与路面点接触。

(4) 由于轮胎阻尼相对于车辆减振器阻尼来说可以忽略,因此只考虑轮胎的刚度作用。

基于上述假设的 1/4 汽车振动系统简化模型如图 1 所示^[8-10]。

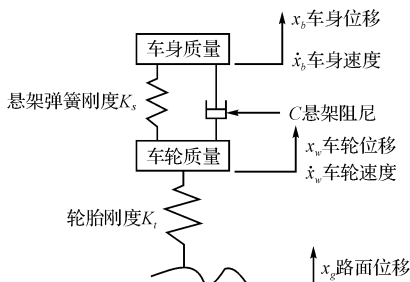


图 1 1/4 汽车振动模型

根据牛顿第二运动定理,可以得出系统的运动方程如下:

$$m_b \ddot{x}_b = -C(\dot{x}_b - \dot{x}_w) - k_s[x_b(t) - x_w(t)] \quad (1)$$

$$m_w \ddot{x}_w = C(\dot{x}_b - \dot{x}_w) + k_s[x_b(t) - x_w(t)] - k_t[x_w(t) - x_g(t)] \quad (2)$$

式中 x_g —路面位移, m; x_b —车身位移, m; x_w —车轮位移, m; m_b —车身质量, kg; m_w —车轮质量, kg; k_s —悬架弹簧刚度, N/m; k_t —轮胎刚度, N/m; C —车辆悬架减振器阻尼, N · s/m。

本研究选择白噪声作为路面输入信号,即:

$$\dot{x}_g(t) = -2\pi f_0 x_g(t) + 2\pi \sqrt{G_0 U_0} w(t) \quad (3)$$

式中 x_g —路面位移, m; G_0 —路面不平度系数, m³/cycle; U_0 —车辆前进速度, m/s; f_0 —车身的固有频率, Hz。

1.2 典型参数下汽车的振动输出

结合式(1) ~ 式(3),可得系统的空间状态方程为:

$$\dot{X}(t) = AX(t) + FW(t) \quad (4)$$

式中 $X(t)$ —系统状态矢量, $X(t) = [\dot{x}_b(t) \quad \dot{x}_w(t) \quad x_b(t) \quad x_w(t) \quad x_g(t)]^T$; $W(t)$ —白噪声输入矩阵, $W(t) = [w(t)]$;

$$A = \begin{bmatrix} \frac{-C}{m_b} & \frac{C}{m_b} & -\frac{K_s}{m_b} & \frac{K_s}{m_b} & 0 \\ \frac{C}{m_w} & \frac{-C}{m_w} & \frac{K_s}{m_w} & \frac{-K_t - K_s}{m_w} & \frac{K_t}{m_w} \\ 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -2\pi f_0 \end{bmatrix};$$

$$F = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 2\pi \sqrt{G_0 U_0} \end{bmatrix}。$$

在 Simulink 中建立该汽车振动模型的仿真框图如图 2 所示。

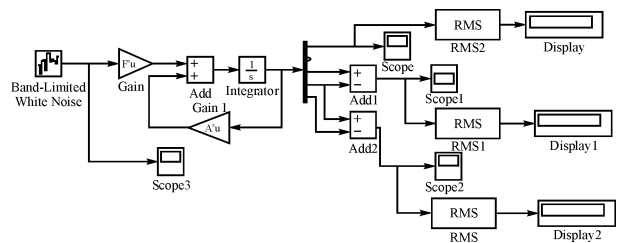


图 2 Simulink 汽车振动模型框图

初始情况取:

$$m_b = 320 \text{ kg}, m_w = 40 \text{ kg}, C = 1\,000 \text{ N/(m/s)},$$

$$K_s = 22\,000 \text{ N/m}, k_t = 200\,000 \text{ N · s/m},$$

$$G_0 = 5 \times 10^{-6} \text{ m}^3/\text{cycle}, U_0 = 20 \text{ m/s}, f_0 = 0.1 \text{ Hz}。$$

则可得各矩阵的数值如下:

$$A = \begin{bmatrix} \frac{-1\,000}{320} & \frac{1\,000}{320} & \frac{-22\,000}{320} & \frac{22\,000}{320} & 0 \\ \frac{1\,000}{40} & \frac{-1\,000}{40} & \frac{22\,000}{40} & \frac{-222\,000}{40} & \frac{200\,000}{40} \\ 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -0.2\pi \end{bmatrix};$$
$$F = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 2\pi \sqrt{5 \times 10^{-6} \times 20} \end{bmatrix} \circ$$

在 Simulink 中的模拟结果如图 3 ~ 图 5 所示。

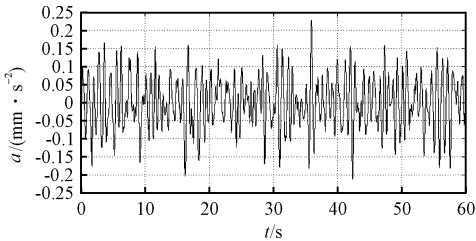


图3 车身加速度

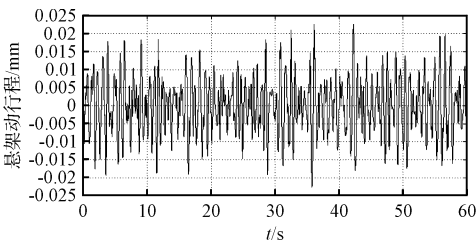


图4 汽车悬架动行程

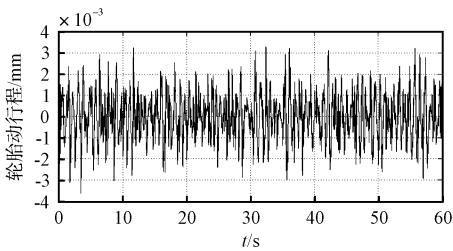


图5 汽车轮胎位移

以上各指标的均方根值如表 1 所示。

表 1 初始情况下各指标的均方根值

指标	车身加速度 /(mm·s ⁻²)	悬架动行程 /mm	轮胎动位移 /mm
均方根值	3.82	15.36	1.68

2 磁流变弹性体的特性参数

以常温下的硅橡胶和甲基硅油作为基体,以羰基

铁粉作为铁磁颗粒制作磁流变弹性体,其中硅油和硅橡胶的体积比是 1 : 1,羰基铁粉的平均颗粒大小为 5 μm,然后将这三者混合均匀,接着将其置入成型模具中抽成真空并密封放在静磁场中(磁场大小为0.6 T 左右),一段时间后即可得到磁流变弹性体。

磁流变弹性体是一种磁滞粘弹性材料,这种材料的磁滞环可以通过循环加载力实验得到,磁滞环所包含的面积就是该过程中磁流变弹性体所消耗的能量,不同磁场下的剪切刚度曲线如图 6 所示。

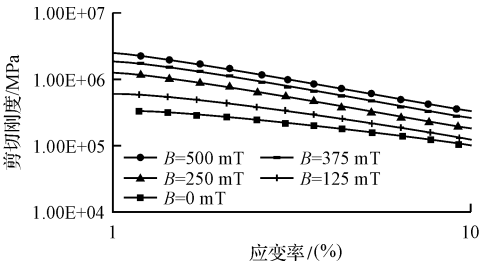


图6 不同磁场下的剪切刚度曲线

根据实验曲线和材料力学计算方法,得到不同磁场下的磁流变弹性体减振系统的等效阻尼和等效刚度如表 2 所示。

表 2 不同磁场下的阻尼和刚度

参数	各个参数的值		
磁场强度/mT	0	250	500
等效阻尼/(N·s·m ⁻¹)	543.5	1 086.7	1 753.5
等效刚度/(N·m ⁻¹)	9 846.2	18 067.2	27 546.8

等效刚度 K_c :

$$K_c = GA/h \tag{5}$$

式中 G —磁流变弹性体的剪切模量; A —它的表面积; h —它的厚度。

3 磁流变弹性体减振系统的仿真分析

基于磁流变弹性体的汽车振动模型如图 7 所示,弹性体在剪切模式下工作。根据两个加速度传感器反馈回来的信号来判断车上的振动情况,并以此为依据调节控制磁场强度的电流的大小,从而使驾乘人员始终处于舒适的乘坐状态。

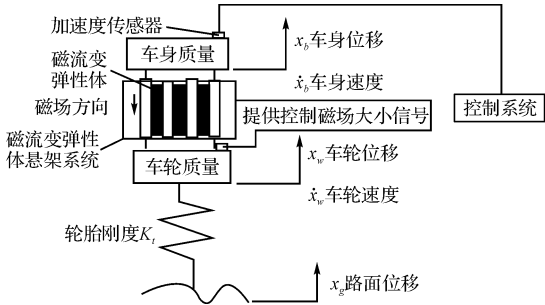


图7 基于磁流变弹性体的汽车振动模型

将等效刚度和等效阻尼代入如图 7 所示的磁流变弹性体悬架系统汽车振动模型,则该模型就可以简化成如图 1 所示的模型,其在 Simulink 中的减振效果仿真框图如图 2 所示,将等效刚度和等效阻尼的数据代入,其不同等效刚度和等效阻尼的仿真结果如图 8 ~ 图 13 所示,由于篇幅所限,本研究只比较不同磁场下车身加速度和悬架动行程的情况,分析磁场改变对它们的影响。

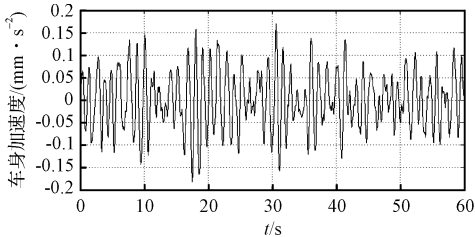


图 8 无场下车身加速度

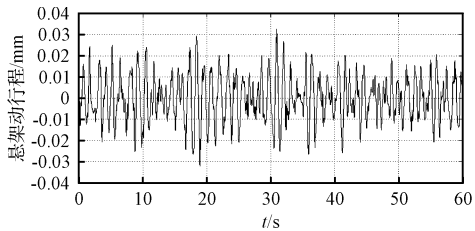


图 9 无场下汽车悬架动行程

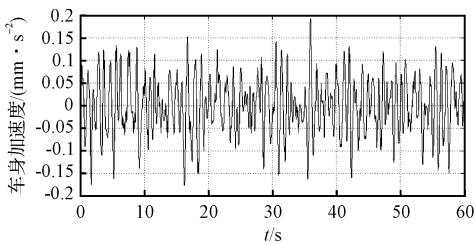


图 10 250 mT 磁场下的车身加速度

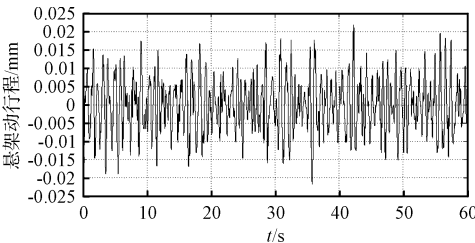


图 11 250 mT 磁场下汽车悬架系统动行程

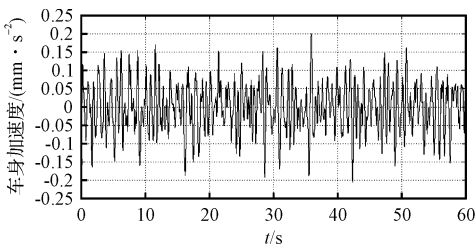


图 12 500 mT 磁场下车身加速度

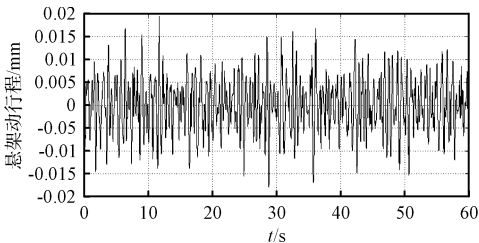


图 13 500 mT 磁场下的汽车悬架动行程

不同磁场作用下各个指标的均方根值如表 3 所示。

表 3 不同磁场下的均方根值

磁场强度/mT	车身加速度/(mm·s ⁻²)	悬架动行程/mm
0	1.43	29.12
250	2.68	23.05
500	1.23	21.23

基于磁流变弹性体的汽车减振系统在不同磁场下的减振效果的仿真分析结果表明,不同磁场下的振动输出曲线有明显的区别,而均方根值则量化证明了这一点:在不同磁场下,磁流变弹性体产生的粘滞阻尼和等效刚度不同,这造成了不同的振动输出;磁场强度并非越大越好,而是要保持在一定的范围之内;对于某一恒定振动输入和车身速度来说,存在一个减振效果最佳的粘滞阻尼和等效刚度。因此,用磁流变弹性体作为减振材料能够实现减振效果实时可调。

4 磁流变弹性减振系统的实验验证

基于上述的磁流变弹性体汽车减振系统模型,笔者建立了验证汽车减振效果的实验装置,并开展了以下 3 部分的对比实验:

(1) 在相同厚度磁流变弹性体和激振频率下,减振前后的加速度在不同磁场强度下的均方根值如表 4 所示(厚度为 3 mm,激振频率为 150 r/min,加速度传感器的输出为电压信号,100 mV/g)。

表 4 不同磁场强度下的加速度均方根值

	磁场强度/mT		
	0	120	180
减振前	0.091 162	0.093 216	0.090 662
减振后	0.073 588	0.069 829	0.066 751
减振比/(%)	19.78	25.09	26.57

(2) 在相同激振频率和磁场下,减振前后的加速度在不同磁流变弹性体厚度下的均方根值如表 5 所示(激振频率为 150 r/min,磁场强度为 120 mT)。

表 5 不同厚度下的加速度均方根值

	不同厚度/mm	
	3	6
减振前	0.093 216	0.091 162
减振后	0.069 829	0.066 851
减振比/(%)	25.09	26.61

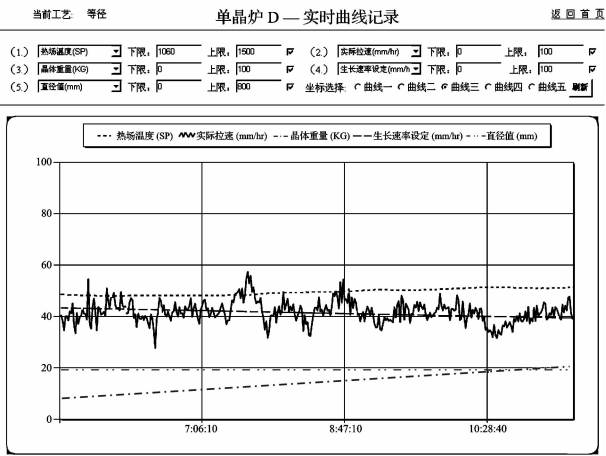


图 5 系统实时曲线页面

4 结束语

本研究提出了一种基于 Web 的单晶生长炉远程监控系统,详细介绍了系统的结构、PLC 通信的实现以及 Web 服务器的设计。该系统已经在北京某单位投入使用,不仅为单晶炉生产管理提供了有效手段,还为单晶炉远程故障诊断、企业信息化管理等的实施提供

(上接第 28 页)

(3) 在相同厚度和磁场下的,减振前后的加速度在不同激振频率下的均方根值如表 6 所示(厚度为 6 mm,磁场强度为 120 mT)。

表 6 不同激振频率下的加速度均方根值

	不同激振频率/(r · min ⁻¹)	
	150	200
减振前	0.093 496	0.100 574
减振后	0.067 429	0.071 282
减振比/(%)	27.88	28.91

从 3 个对比实验分析可知,磁场强度的改变对减振效果的影响最明显:开始时,磁场强度的影响很明显,随着其强度的增大,这种影响逐渐减弱,前述的仿真结果也反映了这种趋势;影响次之的是磁流变弹性体厚度,影响最小的是激振频率。

5 结束语

磁流变弹性体作为一种新型智能材料,在减振应用方面具有广阔的前景。但有关其在汽车减振方面的应用研究,目前还处于初始阶段。本研究通过建立基于磁流变弹性体的汽车减振模型,运用 Simulink 仿真软件对不同磁场下该减振模型的减振效果进行仿真,并建立实验装置进行对比实验,测试并验证了不同情况下的减振效果,从仿真和实验结果的比较中证实,不同的磁场强度可以获得不同的减振效果。研究结果表

了良好的技术基础。

参考文献(References):

[1] 李留臣. 单晶炉设计之我见[J]. 电子工业专用设备, 2008,37(3):20-23.

[2] OMRON SYSMAC CS/CJ Series Communications Commands Reference Manual[Z].

[3] 许建凤,田建创,方 蕾. 基于串口服务器的 PLC 网络控制系统[J]. 浙江工业大学学报,2008,36(2):195-197.

[4] 詹晓东,胡云卿,肖 雷,等. 基于 B/S 的网络制造系统[J]. 机电工程,2009,26(1):21-24.

[5] 李晓波,高 倩. 基于触摸屏和 PLC 的交通灯监控系统设计[J]. 机电技术,2008(4):63-65.

[6] 薛迎成. 研华工控机在污水处理控制系统的应用[J]. 现代制造技术与装备,2009(1):66-68.

[7] 方 捷,杜伯奇,王德山,等. 高效煤粉锅炉的推广与应用[J]. 现代制造技术与装备,2008(6):55-56.

[8] 董方武,刘泽波,贾祥素. 基于 ZigBee 技术的染整后处理监控系统[J]. 轻工机械,2009,27(1):61-64.

[编辑:李 辉]

明,磁流变弹性体应用于汽车减振系统有效并可以实现减振效果实时可调。

参考文献(References):

[1] 孙建明. 车辆主动悬架系统控制技术研究[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工程大学轮机工程系, 2003.

[2] 张先舟. 磁流变弹性体的研制及机理研究[D]. 合肥: 中国科学技术大学力学与机械工程系,2005.

[3] WATSON J R, CANTON M. Method and Apparatus for Varying the Stiffness of a Suspension Bushing: US 5,609,353 [P],1997.

[4] STEWART W M, NICHOLS M E. Method and Apparatus for Reducing Brake Shudder: US 5,816,587[P],1998.

[5] GINDER J M, NICHOLS M E. Controllable-stiffness components based on magneto-rheological elastomers [C]//Proceeding of SPIE 2000. Australia: [s. n.],2000:418-425.

[6] GINDER J M, SCHLOTTER W F, NICHOLS M E. Magneto-rheological elastomers in tunable vibration absorbers [C]//Proceedings of SPIE 2001. Australia: [s. n.],2001: 103-110.

[7] DENG H X, GONG X L. Application of magneto-rheological elastomer to vibration absorber [J]. **Communication in Nonlinear Science and Numerical Simulation**, 2008, 13 (9):1938-1947.

[8] 雷雨成,陈昌明. 汽车平顺性与操纵稳定性优化的对策论方法[J]. 同济大学学报,1997,25(4):434-439.

[9] 王连明,宋宝玉. 汽车平顺性建模及其仿真研究[J]. 哈尔滨工业大学学报,1998,30(5):80-84.

[10] 蒙留纪,蒙倩娜. 新型汽车主动阻尼悬挂减振系统检测与维修[J]. 机械,2009,36(7):61-64.

[编辑:张 翔]