

时滞 在磁流变主动控制系统中的影响*

马新娜[†] 杨绍普

(石家庄铁道大学信息科学与技术学院, 石家庄 050043)

摘要 在分析磁流变阻尼器的时滞特征, 时滞对单自由度磁流变控制系统影响基础上, 将磁流变阻尼器应用于高速机车系统的振动控制中. 从理论角度分析了基于磁流变阻尼器的四分之一机车系统在主动控制下的时滞问题, 并进一步探讨了主动控制下时滞对高速机车系统整车悬挂系统的影响. 仿真分析了高速机车系统整车模型应用磁流变阻尼器后, 在主动控制下的时滞影响. 结果表明, 能够快速反映的磁流变阻尼器并不能彻底消除控制系统的时滞问题. 磁流变主动控制系统在较大时滞的影响下, 高速机车振动加剧, 安全性受到威胁, 甚至失去控制.

关键词 主动控制, 时滞, 高速机车, 磁流变阻尼器

引言

由于控制系统信号传输、计算、控制器响应等各个环节均存在时间滞后, 使得系统的状态变量不仅仅受到控制系统当前状态的影响, 还与系统过去状态有关. 控制系统中的时滞成为一个无法回避的问题^[1]. 国内外的专家学者在研究时滞对控制系统的影响方面做了大量工作. 国外的 Nader Jalili 等人提出了有关车辆悬架时滞控制系统的优化方法^[2]. Triantafyllou 等人在车辆时滞系统中应用鲁棒控制, 得到较好的控制效果^[3]. 国内的曾京研究了时滞对客车系统临界速度的影响^[4]. 陈健等人运用天棚控制方法建立了二系半主动悬挂车辆时滞模型, 分析了在不同速度下时滞对车体平稳性的影响. 研究表明当时滞较大时车辆运行情况恶化, 半主动控制基本失效^[5]. 刘永强等人根据时滞产生的机理, 将高速动车组车辆系统半主动控制中的时滞分为采集和执行两类时滞的方法进行分析^[6]. 为提高控制效率, 降低时滞影响, 准确、快速的反应是选择各个控制环节的关键因素之一. 近些年来, 新型的智能材料磁流变液, 因为瞬时反应, 耗能较少, 变化可逆等特点受到广泛关注. 磁流变阻尼器是磁流变液的一种主要应用设备, 是控制元件的理想替代品. 磁流变阻尼器在建筑抗震、桥梁减振、汽车、机械等领域中得到了一定的应用.

文中将磁流变阻尼器作为主动控制元件应用于高速机车系统. 通过理论研究和仿真分析, 探讨时滞 在磁流变控制系统中的影响.

1 单自由度磁流变控制系统

1.1 磁流变阻尼器

磁流变阻尼器的强非线性特征, 给建立合理的数学模型带来了一定困难. 本文采用描述简洁、概念清晰的 Bingham 模型进行研究. Bingham 模型将磁流变阻尼器等效为线性粘滞阻尼器和库仑摩擦元件并联的形式表示^[7], 如下图 1 所示.

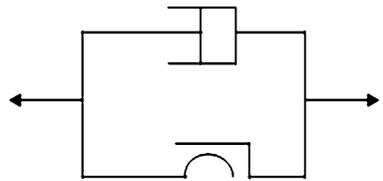


图 1 磁流变阻尼器 Bingham 模型

Fig. 1 Bingham model of MRD

磁流变阻尼器阻尼力可以表示为:

$$F = f \operatorname{sgn}(\dot{x} - \dot{x}_1) + c(\dot{x} - \dot{x}_1)$$

$$F = f_1 + f_2 v$$

$$c = c_1 + c_2 v$$

式中, $\dot{x} - \dot{x}_1$ 是磁流变阻尼器的活塞与缸体间的相对速度. v 为加在磁流变阻尼器上的电压值. f 是磁场引起的磁流变阻尼器的屈服力, 与磁场磁流

变流体屈服应力和电流有关. c 是磁场磁流变流体屈服后的粘滞阻尼系数. sgn 是符号函数. f_1 和 c_1 为磁流变阻尼器上无电压时的系数常量, f_2 和 c_2 为电压系数.

由于控制时滞的作用,磁流变阻尼器接受到的控制量的作用时间与磁流变阻尼器的状态不同步. 假设存在控制时滞 τ , 则作用于磁流变阻尼器的控制量的时间为 $t_1 = t - \tau$, 时滞影响下的阻尼力可表示为:

$$F(t) = [f_1 + f_2 v(t - \tau)] \text{sgn}(\dot{x}(t) - \dot{x}_1(t)) + [c_1 + c_2 v(t - \tau)](\dot{x}(t) - \dot{x}_1(t))$$

设 $\dot{x} - \dot{x}_1$ 取值为 0 和 1 之间的随机函数值, 取时滞量 $\tau = 1\text{s}$, 分析计算时滞对磁流变阻尼器阻尼力的影响, 如图 2 所示:

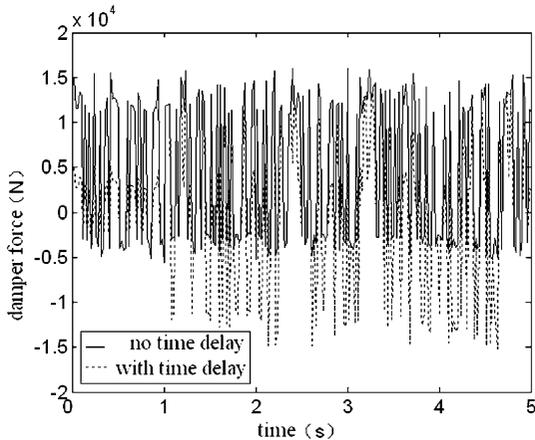


图2 时滞对磁流变阻尼器的影响

Fig.2 Effect of time delay on MRD

由图 2 可知, 在随机函数的作用下, 磁流变阻尼器虽然响应快, 但在时滞作用下的控制量滞后于当前阻尼器的状态, 使实际控制量与需要的控制量之间存在偏差. 为系统的控制效果带来严重影响, 甚至有可能使控制系统失去稳定性.

1.2 单自由度磁流变控制系统

考虑一个基于磁流变阻尼器的单自由度控制系统, 模型如下图 3 所示. 该模型可以代表悬挂机械、建筑结构等磁流变阻尼器控制系统^[8].

根据牛顿运动定律, 质量块 m 所受力为弹簧弹性力 F_1 和磁流变阻尼器阻尼力 F_2 两部分作用力. 假设弹簧为线性的, 考虑时滞 τ 的影响, 磁流变控制系统的动力学方程可表示为如下形式.

$$m\ddot{x} + F_1 - F_2(t - \tau) = 0$$

随机函数作为外界激励 x_0 . 取时滞量 $\tau = 3\text{s}$.

计算时滞对基于磁流变阻尼器的单自由度控制系统振动加速度的影响, 如图 4 所示.

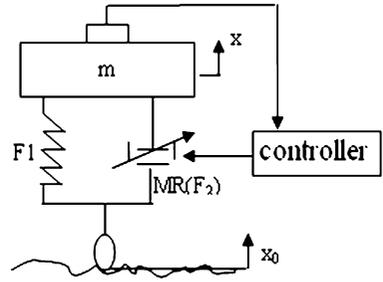


图3 单自由度磁流变控制系统模型

Fig.3 Model of a single degree of freedom MRD control system

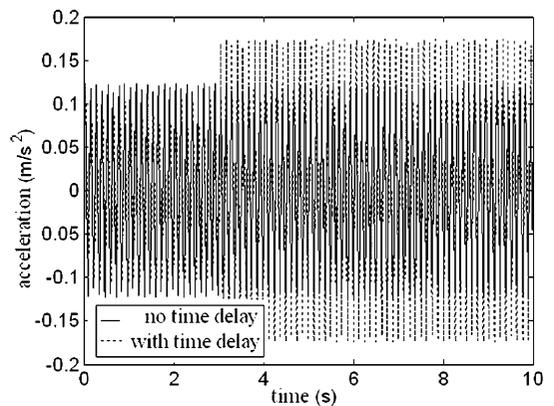


图4 时滞对单自由度磁流变控制系统的影响

Fig.4 Effect of time delay on a single degree of freedom MRD control system

由图 4 知, 在时滞状态下, 单自由度磁流变控制系统的振动加速度明显增大, 稳定性恶化, 影响控制效果.

2 时滞在 1/4 机车磁流变控制系统中的影响

2.1 磁流变控制系统模型

将磁流变阻尼器应用于高速机车悬挂系统的横向振动控制, 是有利于寻求提高高速机车系统安全、稳定、平稳运行的有效方法和措施. 但是, 由于信号采集、传输、计算以及阻尼器反应等过程的客观存在, 造成实际高速机车控制系统中的时滞不可避免. 以四分之一横向高速机车悬挂系统为研究对象, 磁流变阻尼器作二系横向减振器安装在转向架和车体之间, 分析时滞对高速机车磁流变控制系统的影响^[9]. 建立四分之一高速机车系统横向动力学模型如图 5 所示.

根据牛顿运动定律,建立四分之一高速机车系统横向动力学模型的动力学方程.

$$\begin{cases} m_2 \ddot{y}_2 + c_2 (\dot{y}_2 - \dot{y}_1) + k_2 (y_2 - y_1) + F = 0 \\ m_1 \ddot{y}_1 - c_2 (\dot{y}_2 - \dot{y}_1) - k_2 (y_2 - y_1) + c_1 (\dot{y}_1 - \dot{y}_0) + k_1 (y_1 - y_0) - F = 0 \end{cases} \quad (1)$$

式(1)中, F 为磁流变阻尼器提供的阻尼力. m_1, m_2 分别为二分之一转向架质量和四分之一车体质量. y_0 为轮对横向位移, y_1 为转向架横向位移, y_2 为车体横向位移. c_1, k_1 分别是一系横向阻尼和一系横向刚度. c_2, k_2 分别是二系横向阻尼和二系横向刚度.

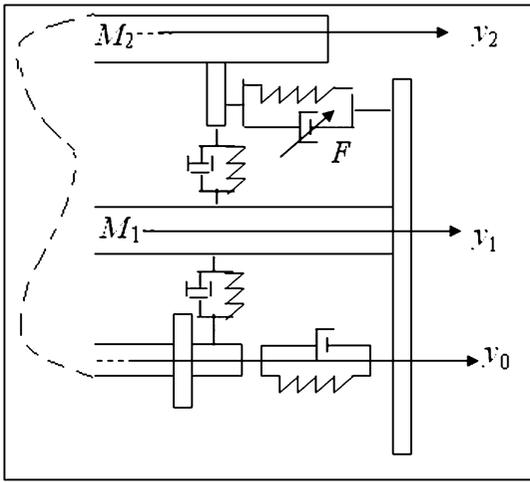


图5 1/4 机车横向动力学模型

Fig.5 Model of a quarter of locomotive system

2.2 主动控制下的时滞理论分析

假设时滞为 τ , 磁流变阻尼器为主动控制作动器^[9,10]. 磁流变阻尼器的阻尼力可表示为:

$$F = C_v [\dot{y}_2(t - \tau) - \dot{y}_1(t - \tau)]$$

设 $y_r(t) = A_r e^{rt}$, 其中 $r = 0, 1, 2$. 进行如下变换:

$$\begin{aligned} y_0(t) &= A_0 e^{rt} & \dot{y}_0(t) &= A_0 \lambda e^{rt} & \ddot{y}_0(t) &= A_0 \lambda^2 e^{rt} \\ y_1(t) &= A_1 e^{rt} & \dot{y}_1(t) &= A_1 \lambda e^{rt} & \ddot{y}_1(t) &= A_1 \lambda^2 e^{rt} \\ y_2(t) &= A_2 e^{rt} & \dot{y}_2(t) &= A_2 \lambda e^{rt} & \ddot{y}_2(t) &= A_2 \lambda^2 e^{rt} \end{aligned}$$

则,磁流变阻尼器的阻尼力可表示为:

$$F = C_v \lambda e^{rt - \tau} (A_2 - A_1)$$

将式(1)表示成矩阵形式如下:

$$\begin{bmatrix} m_1 \lambda^2 + c_2 \lambda + k_2 + c_1 \lambda + k_1 + C_v \lambda e^{-\tau \lambda} & -c_2 \lambda - k_2 - C_v \lambda e^{-\tau \lambda} \\ -c_2 \lambda - k_2 - C_v \lambda e^{-\tau \lambda} & m_2 \lambda^2 + c_2 \lambda + k_2 + C_v \lambda e^{-\tau \lambda} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} A_1 e^{rt} \\ A_2 e^{rt} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} (c_1 \lambda + k_1) A_0 e^{rt} \\ 0 \end{bmatrix}$$

设 A 为

$$\begin{bmatrix} m_1 \lambda^2 + c_2 \lambda + k_2 + c_1 \lambda + k_1 + C_v \lambda e^{-\tau \lambda} & -c_2 \lambda - k_2 - C_v \lambda e^{-\tau \lambda} \\ -c_2 \lambda - k_2 - C_v \lambda e^{-\tau \lambda} & m_2 \lambda^2 + c_2 \lambda + k_2 + C_v \lambda e^{-\tau \lambda} \end{bmatrix}$$

则式(1)具有非零解的充要条件为:

$$|A| = 0 \quad (2)$$

根据运动稳定性理论,可通过研究一次近似方程的特征值来判断系统稳定性. 如果式(1)的所有特征值的实部均为负,则磁流变控制系统处于零解稳定状态. 如果存在特征值具有正的实部,则磁流变控制系统处于不稳定的状态. 如果存在一对纯虚特征值,其余均为负实部,则磁流变控制系统处于临界状态,运行速度即线性临界速度. 磁流变控制系统稳定的临界条件是式(1)有纯虚根 $\lambda = iw$, 系统呈现以 w 为基频的自激振动.

将 $\lambda = iw$ 代入式(2),分析临界条件.

$$|A| = m_1 m_2 w^4 - iw^3 [m_1 (c_2 + C_v e^{-\tau \lambda}) + m_2 (C_1 + C_2 + C_v e^{-\tau \lambda})] - w^2 (m_1 k_2 + c_1 c_2 + c_1 C_v e^{-\tau \lambda} + m_2 k_1 + m_2 k_2) + iw (k_2 c_1 + k_1 c_2 + k_1 C_v e^{-\tau \lambda}) + k_1 k_2 = 0 \quad (3)$$

令上式(3)的实部为零,虚部为零,则

$$m_1 m_2 w^4 - w^2 (m_1 k_2 + c_1 c_2 + c_1 C_v e^{-\tau \lambda} + m_2 k_1 + m_2 k_2) + k_1 k_2 = 0 \quad (4)$$

$$-iw^3 [m_1 (c_2 + C_v e^{-\tau \lambda}) + m_2 (c_1 + c_2 + C_v e^{-\tau \lambda})] + iw (k_2 c_1 + k_1 c_2 + k_1 C_v e^{-\tau \lambda}) = 0 \quad (5)$$

由式(5)进行变换可得

$$w^2 = \frac{k_2 c_1 + k_1 c_2 + k_1 C_v e^{-\tau \lambda}}{m_1 (c_2 + C_v e^{-\tau \lambda}) + m_2 (c_1 + c_2 + C_v e^{-\tau \lambda})} \quad (6)$$

将式(6)代入式(4),可以求得 $e^{-\tau \lambda}$, 即临界时滞状态下磁流变控制系统本身和 C_v 的关系.

由式(4)进行变换可得

$$C_v = \frac{m_1 m_2 w^4 - w^2 (m_1 k_2 + c_1 c_2 + m_2 k_1 + m_2 k_2) + k_1 k_2}{w^2 c_1 e^{-\tau \lambda}} \quad (7)$$

将式(7)代入式(6),可得时滞影响下磁流变控制系统在临界时滞状态时频率 w 的情况.

3 时滞在整车磁流变控制系统中的影响

3.1 理论探讨

以三轴转向架 $2C_0$ 机车系统为研究对象,磁流变阻尼器作抗蛇形减振器分别安装于前后转向架

与车体之间. 假设车体、转向架和轮对均为刚体, 各部分通过一系、二系悬挂连接起来, 考虑轮对的横移和摇头, 前后转向架和车体的横移、侧滚和摇头, 形成一个 21 自由度的质量 - 弹簧 - 阻尼系统^[9]. 基于磁流变阻尼器的高速机车系统的动力学方程可以表示为如下形式.

$$M\ddot{X} + C\dot{X} + KX + q + F = 0 \quad (8)$$

式中 M 为机车系统的质量系数矩阵. C 、 K 为机车系统的一系、二系悬挂阻尼和刚度系数矩阵. X 为 21 自由度向量. q 为轨道不平顺激励力向量. F 为磁流变阻尼器提供的控制力向量.

对高速机车系统的整车时滞特征进行理论分析. 令 $X(t) = Ae^{\lambda t}$, 则

$$\dot{X}(t) = A\lambda e^{\lambda t}$$

$$\ddot{X}(t) = A\lambda^2 e^{\lambda t}$$

采用主动控制策略, 磁流变阻尼器提供的控制力 F 可以表示为 $F = ma$. 以最快使车体加速度为零作为控制目标, 假设时滞为 τ , 则时滞影响下的理想主动控制力可以表示为:

$$F = fm_2\dot{x}_{19}(t - \tau) \quad (9)$$

式中, f 为主动控制系数, m_2 为车体质量, $\dot{x}_{19}(t - \tau)$ 为时滞情况下反馈到磁流变主动控制器的车体横向加速度.

将式(9)带入式(8)进行变换, 得到:

$$[M\lambda^2 + C\lambda + K + fm_2D\lambda^2 e^{-\lambda\tau}]X(t) = -q \quad (10)$$

其中, D 为 21×21 的稀疏常数矩阵. D 矩阵中, 元素 $D[15][19]$ 、 $D[16][19]$ 的值为 $2b_2^4$, $D[20][19]$ 的值为 $-4b_2^4$, 其它元素为零.

假设

$$E = [M\lambda^2 + C\lambda + K + fm_2D\lambda^2 e^{-\lambda\tau}]$$

则式(10)可简化成如下形式.

$$EX = -q \quad (11)$$

式(8)具有非零解的充要条件为:

$$|E| = 0 \quad (12)$$

若式(8)的所有根都有负实部, 则系统渐近稳定. 系统稳定性的临界条件是式(8)有纯虚根 $\lambda = iw$. 临界状况下, 系统呈现以 w 为基频的自激振动.

将 $\lambda = iw$ 代入式(12), 分析临界情况.

$$|E| = |-w^2M + K + iwC - w^2D(\cos(-w\tau) + i\sin(-w\tau))| \quad (13)$$

求解上面的式(13), 可得出系统无条件渐近稳定的临界状态. 由于式(13)中矩阵维数过高, 求

精确的数值解存在困难.

3.2 仿真分析

以基于磁流变阻尼器的 21 自由度 $2C_0$ 机车横向动力学主动控制模型为研究对象进行仿真分析. 美国 6 级轨道谱作为轨道不平顺激励. 运用三角级数法来模拟轨道随机不平顺的时域特性. 车辆运行速度为 200km/h; 状态方程的求解使用 New - Mark 补偿法. 利用 MatLab 软件环境进行仿真分析. 截取时滞为 30ms, 50ms, 80ms 三种情况下时滞对基于磁流变阻尼器的机车整车系统横向加速度的影响. 如下图 6、图 7、图 8 所示.

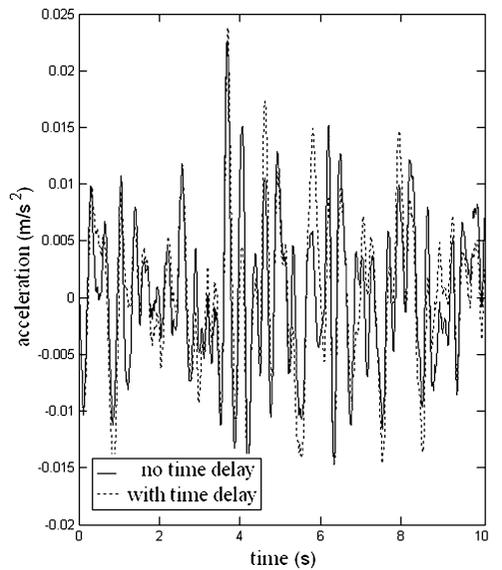


图 6 时滞 30ms 对磁流变控制系统的影

Fig. 6 Effect of 30 ms time delay on MR damper control system

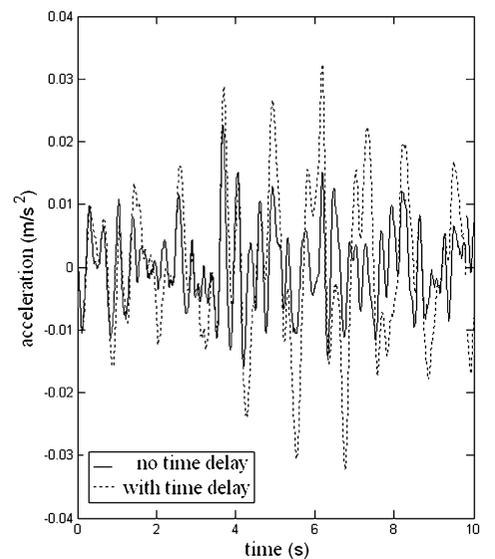


图 7 时滞 50ms 对磁流变控制系统的影

Fig. 7 Effect of 50 ms time delay on MR damper control system

由仿真分析图6可知,在时滞为30 ms的情况下,高速机车系统的横向振动加速度受到的影响不明显,磁流变控制系统的运行状况没有恶化。

由仿真分析图7可知,在时滞50 ms的情况下,机车系统的横向运动加速度明显变大,运动状况恶化,但是系统还没有失去稳定性。

由仿真分析图8可知,在时滞80 ms的情况下,机车系统的横向振动加速度急剧上升,运行状况严重恶化,磁流变阻尼器控制下的机车系统失去稳定性。

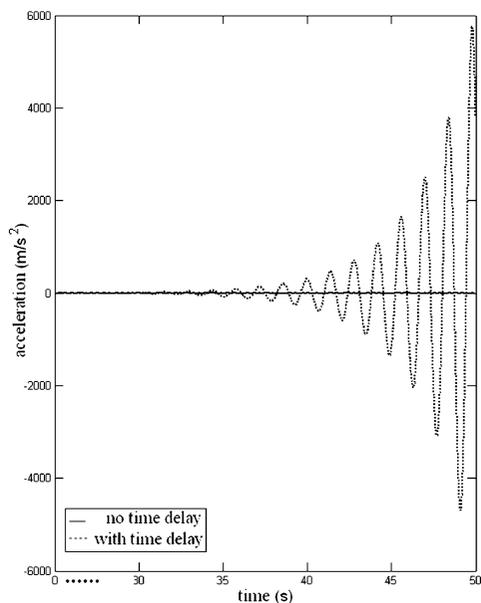


图8 时滞80ms对磁流变控制系统的影响

Fig.8 Effect of 80 ms time delay on MR damper control system

4 结论

本文通过分析磁流变阻尼器的时滞特征,对单自由度磁流变控制系统、1/4 机车磁流变控制系统和21 自由度机车磁流变控制系统的理论研究和仿真分析可知,具有毫秒级反映速度的磁流变阻尼器,可以在一定程度上减小控制系统的时滞,但不能消除控制系统本身由于信号采集、传输等环节带来的时滞及其影响。时滞量较大的情况下,应用了磁流变阻尼器横向主动控制的高速机车系统仍然可能发生剧烈振动甚至失去稳定性,威胁行车安全。对磁流变控制系统进行时滞补偿的研究是下一步要做的工作。

参 考 文 献

- 1 Stepan G. Retarded dynamics system: stability and characteristic functions. Essex: Longman Scientific and Technical, 1989
- 2 Nader Jalili, Ebrahim Esmailzadeh. Optimum active vehicle suspensions with actuator time delay. *Transactions of the ASME*, 2001(123):54~61
- 3 Triantafyllou M S, Grosenbaugh M A. Robust control for underwater vehicle systems with time delay. *Journal of Oceanic Engineering*, 1991,16(1):146~151
- 4 曾京,戴焕云,邬平波. 基于开关阻尼控制的铁道客车系统的动力学性能研究. *中国铁道科学*, 2004,25(6):27~31 (Zeng J, Dai H Y, etc. Dynamics performance study of railway passenger car system based on on/off damping control. *China Railway Science*, 2004,25(6):27~31 (in Chinese))
- 5 陈健,王开文,等. 控制时滞对半主动悬挂车辆动力学性能的影响. *铁道机车车辆*, 2006, 26(4):9~11 (Chen J, Wang K W, etc. Effects of control time lag on vehicle dynamics performances with semi-active suspensions. *Railway Locomotive & Car*, 2006, 26(4):9~11 (in Chinese))
- 6 刘永强. 基于磁流变阻尼器的高速动车组半主动控制与时滞分析[博士学位论文]. 北京:北京交通大学, 2011 (Liu Y Q. Semi-active control of high-speed EMUs and time delay analysis based on magnetorheological damper [PhD Thesis]. Beijing: Beijing Jiaotong University, 2011 (in Chinese))
- 7 刘朝晖,李德建. 磁流变阻尼器的 bingham 模型及其 simulink 仿真分析. *科技信息*, 2008,17:27~29 (Liu Z H, Li D J. MR Damper: bingham model and simulink analysis. *Science & Technology Information*, 2008,17:27~29 (In Chinese))
- 8 马新娜,杨绍普,等. 磁流变阻尼器系统的非线性动力学分析. *振动与冲击*, 2011:30(6):31~35 (Ma X N, Yang S P, etc. Nonlinear dynamic analysis of magnetorheological damper system. *Journal of Vibration and Shock*, 2011:30(6):31~35 (in Chinese))
- 9 马新娜. 基于磁流变阻尼器的高速机车横向振动控制与动力学分析[博士学位论文]. 北京:北京交通大学. 2012:113~119 (Ma XN. Study on lateral vibration control and dynamics of high-speed locomotive based on magnetorheological damper [PhD Thesis]. Beijing: Beijing

Jiaotong University, 2012:113 ~ 119 (in Chinese))

vibration control with time delay. *Journal of Vibration Engineering*, 1997, 10(3):273 ~ 279 (in Chinese))

10 胡海岩. 振动主动控制中的时滞动力学问题. 振动工程学报, 1997, 10(3):273 ~ 279 (Hu H. On dynamics in

EFFECT OF TIME DELAY ON MRD ACTIVE CONTROL SYSTEM*

Ma Xinna[†] Yang Shaopu

(Shijiazhuang Tiedao University, Shijiazhuang Hebei Province, Shijiazhuang 050043, China)

Abstract Effect of time delay can't be ignored, because of time delay's objective existence in control system. As the new component, magnetorheological damper with quick response has been widely used. On the basis of analyzing time delay of magnetorheological damper and effect of time delay on a single degree of freedom magnetorheological damper control system, it is proposed that magnetorheological dampers can be applied to high-speed locomotive control system. Theoretical studies is finished about time delay problem in 1/4 locomotive system based on magnetorheological damper under active control strategy. And further discusses is given involving effect of time delay on high-speed locomotive system under active control strategy. Simulations are included about effect of time delay on whole locomotive active control system.

Key words active control, time delay, high-speed locomotive, magnetorheological damper

Received 25 April 2012, revised 11 June 2012.

* The project is supported by the National Natural Science Foundation of China(10902074) and the Program for Changjiang Scholars and Innovative Research Team in University (IRT0971)

[†] Corresponding author E-mail: maxinnamxn@yahoo.com.cn