

文章编号:1671-1637(2014)05-0043-08

基于磁流变阻尼器的铁道车辆模糊半主动控制

李忠继^{1,2}, 戴焕云², 曾 京²

(1. 中国中铁二院工程集团有限责任公司 科学技术研究院, 四川 成都 610031;

2. 西南交通大学 牵引动力国家重点实验室, 四川 成都 610031)

摘要:研究了基于磁流变阻尼器的铁道车辆半主动悬挂系统的控制方法,建立了50自由度的车辆多体动力学模型和磁流变阻尼器的Spencer模型。运用模糊控制方法设计了基于车体加速度和速度反馈的模糊控制器,利用电压控制函数和滞回特性分离法建立了磁流变阻尼器的逆模型,用于预测控制电流。采用数值仿真方法研究了基于磁流变阻尼器的模糊半主动悬挂系统的特性,分析了装用半主动悬挂系统车辆的动力学性能。仿真结果表明:采用基于逆模型的模糊控制方法,阻尼器实际阻尼力能有效跟踪控制系统的期望阻尼力。相对于被动悬挂,基于磁流变阻尼器的模糊半主动悬挂系统能够有效地减小车体1~10 Hz范围内的振动,改善车辆的运行平稳性。当车辆运行速度为250 km·h⁻¹时,振动加速度减小53.3%。当车辆运行速度为100~300 km·h⁻¹时,车辆运行平稳性指标改善率为6%~9%。

关键词:铁道车辆;动力学模型;半主动控制;模糊控制;磁流变阻尼器;Spencer模型;逆模型

中图分类号:U270.11

文献标志码:A

Fuzzy semi-active control of railway vehicle with magnetorheological dampers

LI Zhong-ji^{1,2}, DAI Huan-yun², ZENG Jing²

(1. Institute of Science and Technology, China Railway Eryuan Engineering Group Co., Ltd., Chengdu 610031, Sichuan, China; 2. State Key Laboratory of Traction Power, Southwest Jiaotong University,

Chengdu 610031, Sichuan, China)

Abstract: The control methods of semi-active suspension system for railway vehicle with magnetorheological (MR) dampers were studied. The multi-body dynamics model with 50 freedom degrees of railway vehicle and the Spencer model of MR damper were set up. The fuzzy controller based on the feedback of velocity and acceleration was designed. The inverse model of MR damper predicting the control current was built by using the voltage control function and the separating method of hysteresis characteristic. With the simulation method, the characteristic of fuzzy semi-active suspension system with MR dampers was studied and the dynamics performance of vehicle with semi-active suspension system was analyzed. Simulation result shows that when the fuzzy control method based on the inverse model is used, the actual damping force can track accurately the desired value given by the controller. Compared with the passive suspension system, the fuzzy semi-active suspension with MR dampers can reduce vehicle vibration in the range of 1-10 Hz. When vehicle speed is 250 km·h⁻¹, vehicle vibration acceleration decreases by 53.3%. The riding comfort index increases by 6%-9% when the speed of vehicle ranges from

收稿日期:2014-05-20

基金项目:国家973计划项目(2011CB711106)

作者简介:李忠继(1983-),男,河北赤城人,中国中铁二院工程集团有限责任公司工程师,工学博士,从事轨道与车辆系统结构和动力学研究。

100 km · h⁻¹ to 300 km · h⁻¹. 2 tabs, 15 figs, 18 refs.

Key words: railway vehicle; dynamics model; semi-active control; fuzzy control; MR damper; Spencer model; inverse model

Author resume: LI Zhong-ji(1983-), male, engineer, PhD, +86-28-86445021, lizhongji@live.com.

0 引 言

半主动减振系统能够有效抑制车体的低频振动,对车辆的运行平稳性有明显的改善作用^[1-4]。磁流变阻尼器作为一种阻尼力可控的减振器很适合应用于半主动悬挂系统。磁流变阻尼器的阻尼介质是磁流变液。磁流变液是由微米级的磁极化粒子均匀混合在载体母液中形成的悬浮液。通过改变磁流变液周围的磁场,磁流变液会呈现出自由流体、线性粘滞流体和半固体三种状态^[5]。

磁流变阻尼器半主动悬挂系统控制主要包括磁流变阻尼器控制和车辆半主动控制 2 部分。车辆半主动控制器的作用是根据车辆系统状态反馈决定给出半主动控制系统的作用力指令。磁流变阻尼器的控制作用是使其阻尼力跟随半主动控制系统作用力指令。磁流变阻尼器的控制器常用设计方法是建立其逆模型,依据期望力直接确定电流或电压指令。在磁流变阻尼器逆模型的求解上各国学者做了大量研究^[6-16],提出了多种磁流变阻尼器逆模型的求解方法。Wang 等提出了电压控制函数分离法,将电压控制函数和滞环函数等效线性分离,通过参数拟合方法获得电压控制函数的参数值^[6-7];Liao 等提出了神经网络方法,利用试验数据对神经网络进行反向训练得到阻尼器的逆模型^[8-10];Shen 等提出了线性近似方法,忽略了磁流变阻尼器的滞环,因此,计算效率较高,但计算精度相对较低^[11-12]。在车辆半主动控制器方面,应用于工程实际的主要是由 Karnopp 等提出的开关控制方法和天棚阻尼方

法^[1-4,11]。此外 Liao 等用 LQR 最优控制方法^[9-10]、Yokoyama 等用滑模控制方法^[13]、陈杰平等用模糊控制方法^[14]、Zong 等用神经网络模糊控制方法^[17]和 H_∞ 最优控制方法^[18]对铁道车辆半主动悬挂控制进行了仿真研究。但以上学者或单独研究磁流变阻尼器特性及其阻尼力特性^[5-7],或将减振器考虑为理想可控减振器,单独研究半主动控制策略^[4,13-14],而未对采用磁流变阻尼器的半主动悬挂车辆进行全面研究。本文结合前人的研究成果,建立了车辆系统模型和磁流变阻尼器的 Spencer 现象模型,通过电压控制函数和滞环特性分离的方法,求取了磁流变阻尼器的逆模型,设计了基于速度和加速度反馈的半主动模糊控制器,研究了采用磁流变阻尼器的轨道车辆的模糊半主动控制方法,并通过数值仿真验证了磁流变阻尼器控制器和半主动控制器对车体振动的控制效果。

1 系统模型

1.1 铁道车辆系统模型

将车辆系统考虑为多刚体系统,整个系统包括 4 个轮对、8 个转臂、2 个转向架构架和 1 个车体共计 15 个刚体组成。系统模型见图 1; K_p 为一系垂向刚度; C_p 为一系垂向阻尼; C_{yaw} 为抗蛇行减振器阻尼; K_s 为二系垂向刚度; C_s 为二系垂向阻尼; F 为磁流变半主动阻尼器阻尼力。车辆系统中每一刚体坐标系的原点取在其质心 O 位置,并以速度 V 沿轨道中心线向前(x 方向)运动。坐标系的 y 轴平行于轨道平面指向右方, z 轴垂直于轨道平面指向下

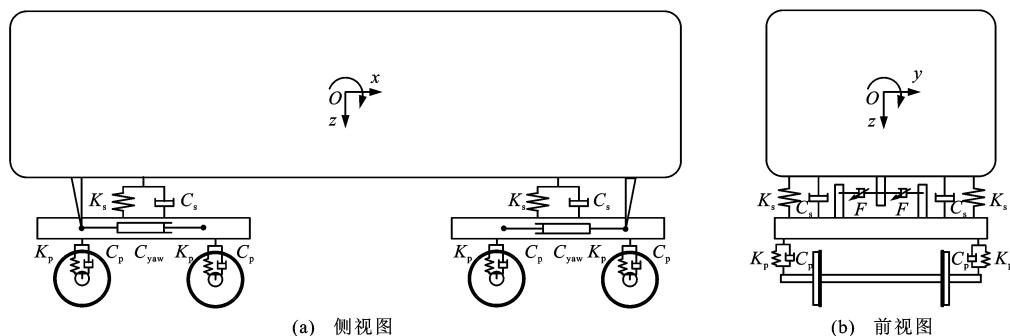


图 1 车辆系统模型

Fig. 1 Vehicle system model

方。整个系统共有 50 个自由度,分别为:轮对的纵向、横向、垂向、侧滚、点头与摇头运动 X_{wj} 、 Y_{wj} 、 Z_{wj} 、 φ_{wj} 、 θ_{wj} 、 ψ_{wj} , $j=1, \dots, 4$, j 为轮对序号;转臂的点头运动 θ_{wm} , $m=1, \dots, 8$, m 为转臂序号;转向架构架的纵向、横向、垂向、侧滚、点头与摇头运动 X_{ti} 、 Y_{ti} 、 Z_{ti} 、 φ_{ti} 、 θ_{ti} 、 ψ_{ti} , $i=1, 2$, i 为构架序号;车体的纵向、横向、垂向、侧滚、点头与摇头运动 X_c 、 Y_c 、 Z_c 、 φ_c 、 θ_c 、 ψ_c 。车辆系统动力学方程为

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{q}} + \mathbf{C}\dot{\mathbf{q}} + \mathbf{K}\mathbf{q} + \mathbf{B}u_s = \mathbf{g}(\dot{\mathbf{q}}, \mathbf{q}, t) + \mathbf{G}\mathbf{e} \quad (1)$$

式中: \mathbf{q} 为系统各自由度对应的状态变量组成的 50 维状态向量; \mathbf{M} 、 \mathbf{C} 、 \mathbf{K} 分别为系统的质量矩阵、阻尼矩阵和刚度矩阵; \mathbf{B} 为控制的输入矩阵; u_s 为控制的输入量; $\mathbf{g}(\dot{\mathbf{q}}, \mathbf{q}, t)$ 为关于系统状态变量和时间 t 的非线性力元函数; \mathbf{G} 为轨道激励的输入分布矩阵; \mathbf{e} 为轨道激励的输入量。

本文采用的轨道激励为中国某线路的实测轨道谱,采用非线性轮轨接触关系。

1.2 磁流变阻尼器模型

磁流变阻尼器现象模型是 Spencer 等在 Bouc-Wen 磁流变阻尼器滞环模型的基础上提出的,能够很好地描述磁流变阻尼器的滞环特性^[5],模型结构见图 2,模型各参数取值见表 1。现象模型的阻尼力 F 为

$$F = c_1(u)\dot{D} + k_1(d - d_0) \quad (2)$$

$$\dot{D} = [\alpha(u)M + c_0(u)\dot{d} + k_0(d - D)] \cdot [c_0(u) + c_1(u)]^{-1} \quad (3)$$

$$\dot{M} = -\gamma|\dot{d} - \dot{D}|M|M|^{n-1} - \beta(\dot{d} - \dot{D})|M|^n + A(\dot{d} - \dot{D}) \quad (4)$$

$$\dot{u} = -\eta(u - v) \quad (5)$$

式中: d 为阻尼器活塞位移; d_0 为阻尼器的初始位移; D 为模型中引入的虚拟自由度变量; k_0 为高速区刚度; k_1 为阻尼器蓄能器刚度; u 为作用于阻尼器励磁线圈上的实际电压; v 为控制器给出的驱动电

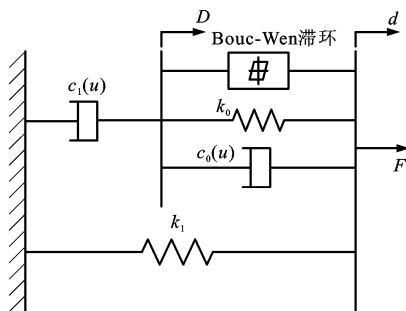


图2 磁流变阻尼器现象模型

Fig. 2 Phenomenological model of MR damper

压; M 为 Bouc-Wen 滞环的中间变量; γ 、 β 、 A 、 n 为 Bouc-Wen 滞环调节参数; η 为控制电压的滞后参数; $c_0(u)$ 为高速区粘滞阻尼电压控制函数; $c_1(u)$ 为低速区粘滞阻尼电压控制函数; $\alpha(u)$ 为 Bouc-Wen 滞环的电压控制函数。

表1 磁流变阻尼器模型参数

Tab. 1 Parameters of MR damper model

参数	值
$k_0/(\text{N} \cdot \text{cm}^{-1})$	46.9
$k_1/(\text{N} \cdot \text{cm}^{-1})$	5
$c_{0a}/(\text{N} \cdot \text{s} \cdot \text{cm}^{-1})$	0.2
$c_{0b}/(\text{N} \cdot \text{s} \cdot \text{cm}^{-1})$	300.5
$c_{1a}/(\text{N} \cdot \text{s} \cdot \text{cm}^{-1})$	2 830
$c_{1b}/(\text{N} \cdot \text{s} \cdot \text{cm}^{-1})$	2.95
$\alpha_a/(\text{N} \cdot \text{V} \cdot \text{cm}^{-1})$	100
$\alpha_b/(\text{N} \cdot \text{V} \cdot \text{cm}^{-1})$	3 000
γ/cm^{-2}	363
β/cm^{-2}	363
A	301
η/s^{-1}	204
n	2
d_0/cm	0

将电压控制函数考虑为线性函数,引入线性参数 α_a 、 α_b 、 c_{1a} 、 c_{1b} 、 c_{0a} 、 c_{0b} 可得

$$\begin{cases} \alpha(u) = \alpha_a + \alpha_b u \\ c_1(u) = c_{1a} + c_{1b} u \\ c_0(u) = c_{0a} + c_{0b} u \end{cases} \quad (6)$$

按照式(2),可以得到在不同的电压驱动下阻尼器的阻尼力特性和示功分别见图 3、4。图 5 为驱动电压为 1 V 时,不同频率激励下磁流变阻尼器的力特性。可见模型很好地描述了磁流变阻尼器滞环随着激励频率增加而增大的特性。

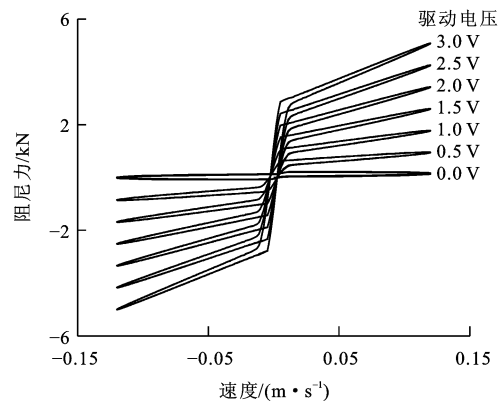


图3 速度-力特性

Fig. 3 Velocity-force characteristics

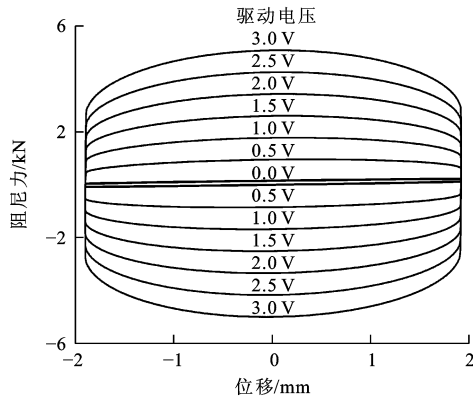


图 4 位移-力特性

Fig. 4 Displacement-force characteristics

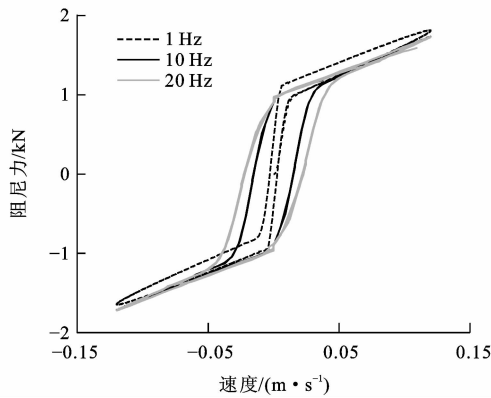


图 5 速度-力特性对比

Fig. 5 Comparison of velocity-force characteristics

2 控制系统设计

2.1 控制方法和流程

控制系统由模糊控制器、半主动控制器和磁流变阻尼器逆模型组成,控制流程见图 6。数据采集装置根据传感器从车辆系统中采集来的车体运动加速度 a_c 和磁流变阻尼器活塞与缸体的相对运动速

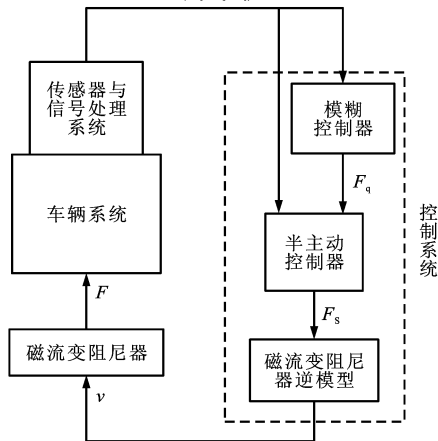


图 6 控制流程

Fig. 6 Control flow

度,以下简称活塞速度,经过信号处理得到车体的横向速度 V_c 和构架的速度 V_b 。模糊控制器根据 V_c 和 a_c 确定期望控制力 F_q ,半主动控制器根据车体和构架的运动速度信号,对 F_q 计算得到半主动阻尼力 F_s 。最后由磁流变阻尼器逆模型求出控制电压,并将控制指令发给磁流变阻尼器,磁流变阻尼器做出响应,给出实际的阻尼力 F 。

2.2 模糊控制器

模糊控制方法不依赖与被控系统的精确模型,具有很好的鲁棒性,适用于对具有强非线性和时变性的车辆系统进行控制^[7]。横向半主动的控制目标是减小轨道车辆横向振动,改善车辆运行平稳性,据此,本文将车体的横向振动速度 V_c 和振动加速度 a_c 作为控制系统的输入,磁流变阻尼器的期望出力 F_q 为模糊系统的控制输出。根据车辆实际运行规律确定输入量 V_c 和 a_c 的论域分别为 $[-0.2, 0, 2]$ 和 $[-2, 2]$,均量化为 7 个等级,分别为负大(NB)、负中(NM)、负小(NS)、零(ZO)、正小(PS)、正中(PM)、正大(PB),其模糊集可表示为

$$U_1 = \{NB, NM, NS, ZO, PS, PM, PB\}$$

输出 F_q 量化等级为 9 级,其模糊集为

$$U_2 = \{-4, -3, -2, -1, 0, 1, 2, 3, 4\}$$

隶属度函数选用高斯隶属函数,反模糊化方法采用重力中心法。根据控制目标和实际经验确定控制规则见表 2。

表 2 模糊控制规则

Tab. 2 Fuzzy control rules

a_c	V_c						
	NB	NM	NS	ZO	PS	PM	PB
NB	-4	-3	-1	0	1	1	2
NM	-4	-3	-1	0	1	2	3
NS	-4	-3	-1	0	1	3	3
ZO	-4	-3	-1	0	1	3	4
PS	-3	-3	-1	0	1	3	4
PM	-3	-2	-1	0	1	3	4
PB	-2	-1	-1	0	1	3	4

2.3 半主动控制器

半主动控制是通过调节驱动电压或电流的大小改变阻尼器的阻尼系数,使得半主动阻尼器的出力尽量逼近模糊控制器给出的目标控制力,达到衰减车体振动的目的。但是在目标力和阻尼器速度相反的情况下,磁流变阻尼器不能跟踪目标控制力。为

为了避免此时磁流变阻尼器对车体做正功加剧车体振动,此时半主动控制器将输出控制力置 0。根据这种思想可以得到半主动控制器的控制规则为

$$F_s = \begin{cases} F_q & V_c(V_c - V_b) > 0 \\ 0 & V_c(V_c - V_b) \leq 0 \end{cases} \quad (7)$$

2.4 磁流变阻尼器的逆模型

由于 Spencer 模型结构复杂,难于直接求其逆函数,因此,本文利用分离电压控制函数和滞环算子求解其模型,忽略控制电压对阻尼力滞环宽度的影响,把电压的控制作用视为是对阻尼力的一个增益,Spencer 现象模型可以表达为

$$F = f(v)F_s \quad (8)$$

式中: F_s 为分离后的 Spencer 滞环模型阻尼力; $f(v)$ 为电压控制函数。

根据阻尼器的实际使用工况,取 u 的常用值 u_0 代入原始 Spencer 模型,并忽略驱动电压滞后项,故分离模型可以表示为

$$F_s = c_1(u_0)\dot{D} + k_1(d - d_0) \quad (9)$$

$$\dot{D} = \frac{1}{c_0(u_0) + c_1(u_0)} [\alpha(u_0)M + c_0(u_0)\dot{d} + k_0(d - D)] \quad (10)$$

电压控制函数 $f(v)$ 描述了控制电压 v 和 F/F_s 之间的函数关系,因此,在求取 $f(v)$ 时,可以首先测得在不同驱动电流下磁流变阻尼器的出力值,得到控制电压和出力值间的关系曲线,然后选用合适的函数表达式进行拟合。本文选用自然指数函数进行拟合,引入参数 B 、 I 、 E ,则 $f(v)$ 可以写成

$$f(v) = Be^{-v/I} + E \quad (11)$$

为了使拟合函数能够更准确地表达阻尼器的常用工况的工作特性,拟合数据的激励频率和激励幅

值应选用实际工况中的常用值。经计算得到 B 为 -5.798 , I 为 5.427 , E 为 5.821 。综合式(8)、(11)可以得到 Spencer 模型的逆模型为

$$v = I \ln[A/(F/F_s - E)] \quad (12)$$

3 数值仿真结果分析

利用 Simulink 与 Simpack 分别建立控制系统、阻尼器模型和车辆系统模型,见图 7,运用联合仿真的方法,对车辆系统动态响应进行仿真计算,车辆运行速度范围为 $50 \sim 300 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ 。

3.1 半主动阻尼系统性能

以车辆运行速度为 $250 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ 时半主动阻尼器的动态响应为例分析本文建立的半主动悬挂系统的动态性能,图 8~10 分别为阻尼器活塞和缸体的相对速度、控制器输出的控制电压与期望阻尼力的时间历程,图 11 为仿真过程活塞速度和阻尼力的散点图。可以看出,在大部分区域,阻尼器实际输出的阻尼力能够很好地跟随控制信号。但是在期望阻尼力为 0 或者接近于 0 时,实际阻尼力不能严格跟随控制期望力,这是磁流变阻尼器的特性决定的,从图 3、11 可见控制电流设置为 0 时阻尼器的阻尼系数并不为 0,因此,就出现了残余阻尼力,实际阻尼力不能跟踪期望阻尼力。另外,当期望阻尼力发生突变时,实际阻尼力也不能完全跟随期望阻尼力,通常会发生超调。这时由于半主动阻尼控制策略期望力发生突变时,必然伴随着活塞速度或者车体振动速度的换向,然而本文所采用的磁流变阻尼器逆模型是通过分离电流函数的方法得到,忽略了电流对滞环的影响,这就有可能会产生逆模型在换向位置对电流估计出现误差,造成超调。在逆模型中加入

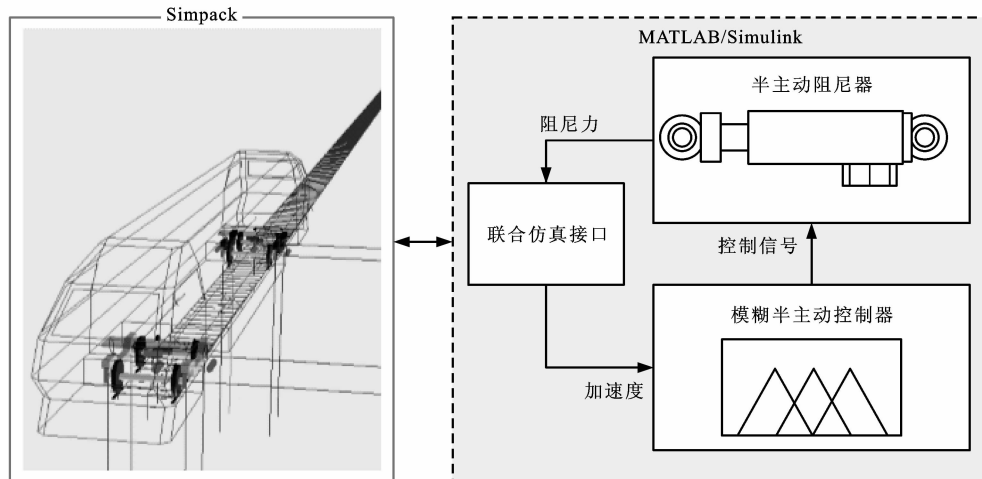


图 7 仿真模型

Fig. 7 Simulation model

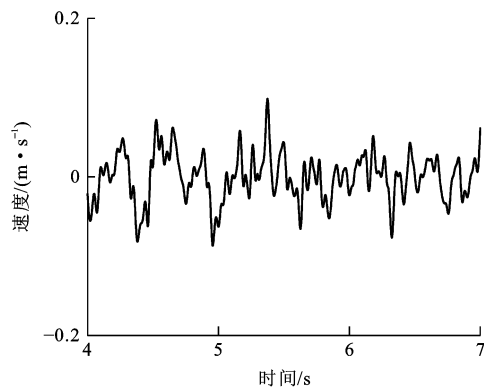


图 8 速度曲线

Fig. 8 Velocity curve

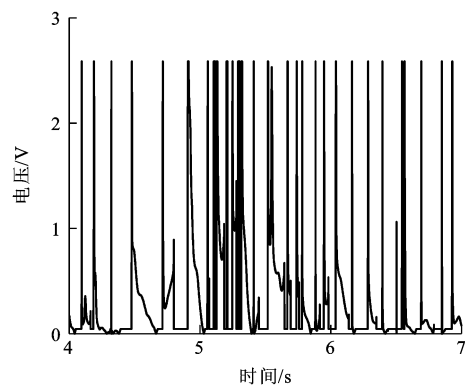


图 9 控制电压曲线

Fig. 9 Control voltage curve

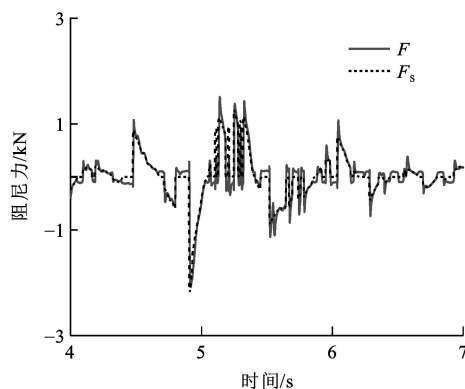


图 10 阻尼力曲线

Fig. 10 Damping force curves

适当的滞后环节可使超调减小。但是滞后不能过大,否则会影响控制效果。图 12 为加入滞后环节和未加入滞后环节系统的动态响应,显见,加入积分反馈环节后超调改善较大。

3.2 车辆系统动力学性能

图 13 为车速为 $250 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ 时车体的横向加速度时间响应,可见采用模糊半主动控制方法能够使得车体加速度幅值大大降低,振动加速度最大值减幅达到了 53.3%。图 14 为加速度功率谱密度的

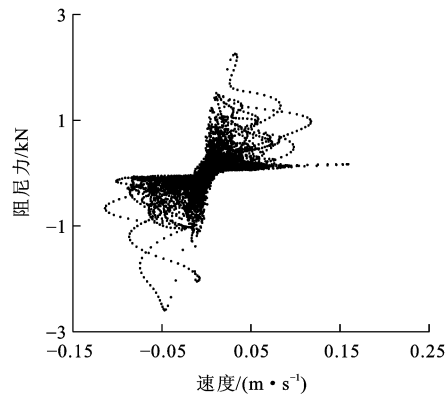


图 11 速度-阻尼力的散点

Fig. 11 Velocity-damping force scatter points

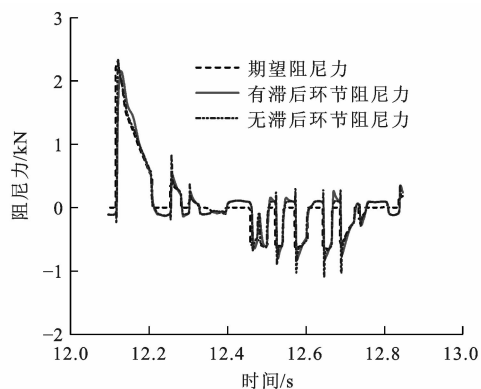


图 12 阻尼器动态响应对比

Fig. 12 Comparison of MR damper dynamic responses

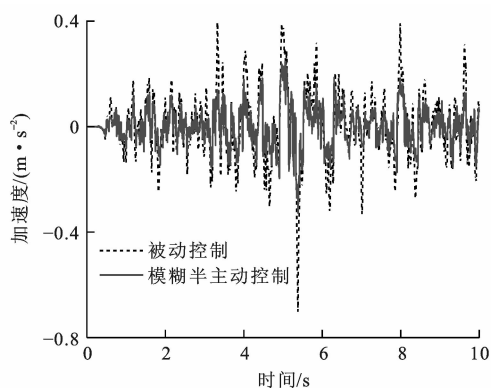


图 13 车体横向加速度

Fig. 13 Carbody lateral accelerations

对比,可见半主动控制系统对车体的低频振动有特别明显的控制作用,特别是 $1 \sim 10 \text{ Hz}$ 的振动能量大幅度减小,只有在 24 Hz 以上振动能量有所增大,但是由于该频段的振动对车辆平稳性影响不大,而且其本身增幅不大,故不影响控制效果评价。

图 15 为采用模糊半主动磁流变阻尼器和装有被动减振器的车辆不同运行速度下的横向平稳性指标对比,采用的是 GB 5599—85 中规定的评价方法。当车辆的运行速度为 $100 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ 时,平稳性指标的改善幅

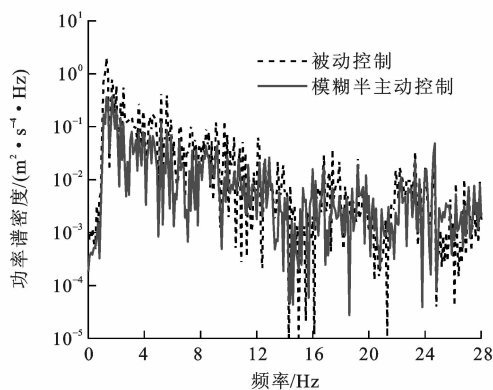


图14 车体横向加速度功率谱密度

Fig. 14 Carbody lateral acceleration FFTs

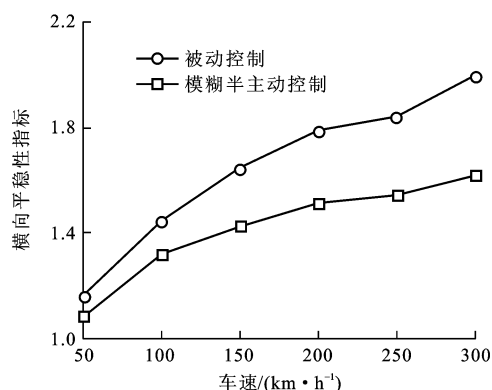


图15 车体运行平稳性

Fig. 15 Riding performances of carbody

度为 0.09 , 改善率为 7% ; 速度为 $200 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ 时, 平稳性指标改善幅度为 0.15 , 改善率为 8% ; 运行速度为 $300 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ 时, 平稳性指标改善幅度为 0.19 , 改善率为 9% 。可见半主动阻尼系统有效地改善了车辆的运行平稳, 而且车辆运行速度越高改善效果越明显。

4 结 语

(1) 建立了详细的磁流变阻尼器模型, 考虑了控制电压的滞后作用, 使得模型更接近于实际。

(2) 设计了半主动模糊控制器, 利用分离电压控制函数和滞环特性建立磁流变阻尼器逆模型, 求取控制电流。

(3) 半主动阻尼器仿真数据显示, 采用基于逆模型的控制方法, 阻尼器实际阻尼力能有效跟踪控制系统的期望阻尼力。

(4) 车辆动力学仿真数据表明, 相对于被动悬挂, 采用基于磁流变阻尼器的模糊半主动悬挂系统能够有效地减小车体低频振动, 改善车辆的运行平稳性, 改善率为 $6\% \sim 9\%$ 。

(5) 磁流变阻尼器半主动悬挂系统能有效地改

善车辆运行平稳性, 是车辆智能控制技术的发展方向, 前景广阔。但目前的研究还停留在理论仿真阶段, 未来需要进一步开展实车试验研究。

参考文献:

References :

- [1] KARNOPP D, CROSBY M J, HARWOOD R A. Vibration control using semi-active force generators[J]. Journal of Manufacturing Science and Engineering, 1974, 96(2): 619-626.
- [2] KARNOPP D. Active and semi-active vibration isolation[J]. Journal of Mechanical Design, 1995, 117(B): 177-185.
- [3] 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[J]. 中国铁道科学, 2004, 25(6): 27-31.
ZENG Jing, DAI Huan-yun, WU Ping-bo. Dynamics performance study of railway passenger car system based on on/off damping control[J]. China Railway Science, 2004, 25(6): 27-31. (in Chinese)
- [4] 李忠继, 戴焕云, 田合强. 比例溢流阀式半主动悬挂系统仿真研究[J]. 中国铁道科学, 2012, 33(3): 67-73.
LI Zhong-ji, DAI Huan-yun, TIAN He-qiang. Simulation study on the semi-active suspension system with proportional relief valve[J]. China Railway Science, 2012, 33(3): 67-73. (in Chinese)
- [5] SPENCER B F, DYKE S J, SAIN M K, et al. Phenomenological model of a magnetorheological dampers[J]. Journal of Engineering Mechanics, 1997, 123(3): 230-238.
- [6] WANG En-rong, MA Xiao-qing, RAKHELA S, et al. Modelling the hysteretic characteristics of a magnetorheological fluid damper[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 2003, 217(7): 537-550.
- [7] 王皖君, 应 亮, 王恩荣. 可控磁流变阻尼器滞环模型的比较[J]. 机械工程学报, 2009, 45(9): 100-108.
WANG Wan-jun, YING Liang, WANG En-rong. Comparison on hysteresis models of controllable magneto-rheological damper[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2009, 45(9): 100-108. (in Chinese)
- [8] LIAO W H, WANG D H. Neural network modeling and controllers for magnetorheological fluid dampers[C]//IEEE. The 10th IEEE International Conference on Fuzzy Systems. Melbourne: IEEE, 2001: 1323-1326.
- [9] LIAO W H, WANG D H. Semi-active suspension systems for railway vehicles using magnetorheological dampers. Part I: system integration and modelling[J]. Vehicle System Dynamics, 2009, 47(11): 1305-1325.
- [10] LIAO W H, WANG D H. Semi-active suspension systems for railway vehicles using magnetorheological dampers. Part II: simulation and analysis[J]. Vehicle System Dynamics, 2009, 47(12): 1439-1471.
- [11] SHEN Y, GOLNARAGHI M F, HEPPLER G R. Semi-active vibration control schemes for suspension systems using magnetorheological dampers[J]. Journal of Vibration and Control, 2006, 12(1): 3-24.

- [12] LIAO W H, WANG D H. Semi-active vibration control of train suspension systems via magnetorheological dampers[J]. Journal of Intelligent Material Systems and Structures, 2003, 14(3): 161-172.
- [13] YOKOYAMA M, HEDRICK J K, TOYAMA S. A model following sliding mode controller for semi-active suspension systems with MR dampers[C]//IEEE. Proceedings of American Control Conference. Arlington: IEEE, 2001: 2652-2657.
- [14] 陈杰平, 冯武堂, 郭万山, 等. 整车磁流变阻尼器半主动悬架变论域模糊控制策略[J]. 农业机械学报, 2011, 42(5): 7-13, 19. CHEN Jie-ping, FENG Wu-tang, GUO Wan-shan, et al. Vehicle magnetorheological fluid damper semi-active suspension variable universe fuzzy control simulation and test[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Machine, 2011, 42(5): 7-13, 19. (in Chinese)
- [15] 刘宏友, 曾 京, 李 莉, 等. 高速列车二系横向阻尼连续可调式半主动悬挂系统的研究[J]. 中国铁道科学, 2012, 33(4):

69-74.

LIU Hong-you, ZENG Jing, LI Li, et al. Study on secondary lateral continuous adjustable damping semi-active suspension device for high-speed train[J]. China Railway Science, 2012, 33(4): 69-74. (in Chinese)

- [16] LI Zhong-ji, NI Yi-qing, DAI Huan-yun, et al. Viscoelastic plastic continuous physical model of a magnetorheological damper applied in the high speed train[J]. Science China-Technological Sciences, 2013, 56(10): 2433-2446.
- [17] ZONG Lu-hang, GONG Xing-long, GUO Chao-yang, et al. Inverse neuro-fuzzy MR damper model and its application in vibration control of vehicle suspension system[J]. Vehicle System Dynamics, 2012, 50(7): 1025-1041.
- [18] ZONG Lu-hang, GONG Xing-long, XUAN Shou-hu, et al. Semi-active H_∞ control of high-speed railway vehicle suspension with magnetorheological dampers[J]. Vehicle System Dynamics, 2013, 51(5): 600-626.

(上接第 42 页)

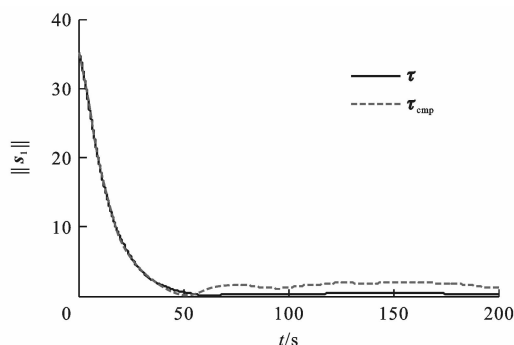


图 7 海况(b)下定位性能比较

Fig. 7 Comparison of positioning performances in case (b) and Control of Ships, Rigs, and Underwater Vehicles[M]. Trondheim: Marine Cybernetics, 2002.

- [4] GRØVLEN Å, FOSSEN T I. Nonlinear control of dynamic positioned ships using only position feedback: an observer backstepping approach[C]//IEEE. Proceedings of the 35th IEEE Conference Decision and Control. Kobe: IEEE, 1996: 3388-3393.
- [5] FOSSEN T I, GRØVLEN Å. Nonlinear output feedback control of dynamically positioned ships using vectorial observer backstepping[J]. IEEE Transactions on Control Systems Technology, 1998, 6(1): 121-128.
- [6] 王元慧, 隋玉峰, 吴 静. 基于非线性模型预测的船舶动力定位控制器设计[J]. 哈尔滨工程大学学报, 2013, 34(1): 110-115. WANG Yuan-hui, SUI Yu-feng, WU Jing. Marine dynamic position system based on nonlinear model predictive control[J]. Journal of Harbin Engineering University, 2013, 34(1): 110-115. (in Chinese)
- [7] 杜佳璐, 李文华, 郑 凯, 等. 船舶动力定位系统的非线性输出反馈控制[J]. 华南理工大学学报: 自然科学版, 2012, 40(2):

70-75, 91.

DU Jia-lu, LI Wen-hua, ZHENG Kai, et al. Nonlinear output feedback control of dynamic positioning system of ships[J]. Journal of South China University of Technology: Natural Science Edition, 2012, 40(2): 70-75, 91. (in Chinese)

- [8] MUHAMMAD S, DÒRIA-CEREZO A. Passivity-based control applied to the dynamic positioning of ships[J]. IET Control Theory and Applications, 2012, 6(5): 680-688.
- [9] DO K D. Global robust and adaptive output feedback dynamic positioning of surface ships[J]. Journal of Marine of Science and Application, 2011, 10(3): 325-332.
- [10] FOSSEN T I, STRAND J P. Passive nonlinear observer design for ships using Lyapunov methods: full-scale experiments results with a supply vessel[J]. Automatica, 1999, 35(1): 3-16.
- [11] LORIA A, FOSSEN T I, PANTELEY E. A separation principle for dynamic positioning of ships: theoretical and experimental results[J]. IEEE Transactions on Control Systems Technology, 2000, 8(2): 332-343.
- [12] 赵大威, 边信黔, 丁福光. 非线性船舶动力定位控制器设计[J]. 哈尔滨工程大学学报, 2011, 32(1): 57-61. ZHAO Da-wei, BIAN Xin-qian, DING Fu-guang. Design of a nonlinear controller for dynamic ship positioning[J]. Journal of Harbin Engineering University, 2011, 32(1): 57-61. (in Chinese)
- [13] SWAROOP D, HEDRICK J K, YIP P P, et al. Dynamic surface control for a class of nonlinear systems[J]. IEEE Transactions on Automatic Control, 2000, 45(10): 1893-1899.
- [14] POLYCARPOU M M, IOANNOU P A. A robust adaptive nonlinear control design[J]. Automatica, 1996, 32(3): 423-427.
- [15] DING Fu-guang, WANG Yuan-hui, TAN Jin-feng. Application of nonlinear filter on the position estimation of dynamic positioned ship[C]//IEEE. Proceedings of the 8th World Congress on Intelligent Control and Automation. Taipei: IEEE, 2011: 1071-1074.