

车辆磁流变半主动悬架混合阻尼模糊 电流控制研究^{* 1}

胡国良¹, 刘前结², 李刚¹

(1 华东交通大学载运工具与装备教育部重点实验室,南昌 330013; 2 厦门大学航空航天学院,厦门 361005)

摘要: 基于可调 Sigmoid 力学模型,对磁流变阻尼器(Magnetorheological Damper, MRD) 的阻尼动态特性进行辨识拟合,建立 1/4 车半主动磁流变悬架系统模型。在混合阻尼控制基础上,利用模糊控制器,提出一种混合阻尼模糊电流控制策略,实现对 MRD 等效阻尼系数的连续可调与阻尼分配系数的自动调节,增加其灵活控制性与自适应性。在此基础上,同时分别在冲击路面与随机路面激励下,将该算法与混合阻尼开关电流控制和被动控制进行仿真对比分析,结果表明所提控制策略具有更好的减振性能。

关键词: 磁流变阻尼器; 力学模型; 车辆悬架; 混合阻尼模糊电流控制; 减振效果

中图分类号: U463.33 文献标志码: A 文章编号: 1671-3133(2018)10-0094-08

DOI: 10.16731/j.cnki.1671-3133.2018.10.015

Hybrid damping fuzzy current control of semi-active vehicle suspension with magnetorheological damper

Hu Guoliang¹, Liu Qianjie², Li Gang¹

(1 Key Laboratory of Conveyance and Equipment, Ministry of Education, East China

Jiaotong University, Nanchang 330013, China;

2 School of Aerospace Engineering, Xiamen University, Xiamen 361005, Fujian, China)

Abstract: The nonlinear damping characteristics of Magnetorheological Damper (MRD) were expressed with the proposed adjustable sigmoid model to simulate its mechanical experimental results, and a quarter-car model with MRD was also established. Based on the hybrid damping control strategy, a Hybrid damping Fuzzy current Control (HFC) strategy was proposed by using fuzzy controller, which realizes the continuous adjustment of the equivalent damping coefficient of MRD and the automatic regulating for the damping distribution coefficient, so that it could have a better flexibility and adaptability. On the basis of the above, numerical simulations for the proposed algorithm, Hybrid damping On-off current Control (HOOC) and passive control strategy were investigated to demonstrate the effectiveness of the proposed approaches under the bump road and random road excitation. The results show that the proposed control strategy has a better damping performance.

Keywords: magnetorheological damper; mechanical model; vehicle suspension; hybrid damping fuzzy current control; vibration attenuation effect

磁流变阻尼器(MRD) 因其价格低廉、制造工艺相对简单和减振效果较好等优点,在半主动车辆悬架中的应用已成为国内外学者研究热点^[1-2]。由于 MRD 阻尼特性呈现出较强的非线性滞回特性,使得整个车辆悬架系统的数学模型呈现高度非线性,故建立较为精确的 MRD 力学模型是半主动悬架系统设计的关键

任务之一。为了能够准确地拟合 MRD 的动态阻尼特性,国内外许多学者已经提出了多种不同的 MRD 力学模型,主要可分为非参数和参数模型两类,其中非参数模型主要包括多项式模型、神经网络模型等^[3-4],但该建模方法未考虑分析磁流变液的流变特性,普适性较差。参数模型是对 MRD 进行物理建模,将其等

* 国家自然科学基金项目(51475165, 11462004, 51765015); 江西省主要学科学术和技术带头人资助计划项目(20162BCB22019); 江西省创新驱动 5511 科技创新人才项目(20165BCB18011)

效替换为弹性元件和阻尼元件的组合物,应用于半主动控制的模型主要有 Bingham 模型及现象模型等^[5]。

半主动悬架系统设计的另一核心任务是建立控制算法,合适的控制算法能使半主动悬架几乎达到与主动悬架一样的减振效果。传统的混合阻尼控制主要由天棚阻尼控制和地棚阻尼控制组成,一般通过开关控制实现对阻尼力的控制,文献[6]将一种含有模糊控制的混合阻尼开关控制应用于履带车辆磁流变半主动悬架减振控制中,有效地提高了车辆的平顺性与道路友好性;文献[7]基于 MRD 的改进 Bingham 模型,在半主动悬架控制试验平台上对比分析了天棚阻尼开关电流控制与天棚阻尼连续控制的控制效果,试验结果表明开关控制在整体上要稍优于连续控制。但是,上述类型控制方法中的控制参数(如天棚、地棚阻尼系数)是根据确定的系统参数计算优化而得,当被控系统参数(如车辆簧载质量)发生变化时,控制参数便不能达到理想的控制效果,甚至在某些情况下使半主动悬架的性能劣于被动悬架。另外,传统混合阻尼控制中大都需建立 MRD 逆模型,从而增加了车辆悬架系统模型的非线性^[8-9]。

基于此,本文采用可调 Sigmoid 力学模型对 MRD 的阻尼动态特性进行辨识拟合,建立 1/4 车辆半主动磁流变悬架模型。针对上述问题,根据车辆的实时控制输出,提出一种混合阻尼模糊电流控制,并实现对阻尼分配系数的自动调节,增加其自适应性。在此基础上,分别在冲击路面与随机路面激励下,将该算法与混合阻尼开关电流控制和被动控制进行仿真对比分析,验证所提控制方法的有效性。

1 MRD 的可调 Sigmoid 力学模型

图 1 所示为试验用 MRD 实物图,该阻尼器为课题组加工所得,属于剪切阀式单出杆式阻尼器。

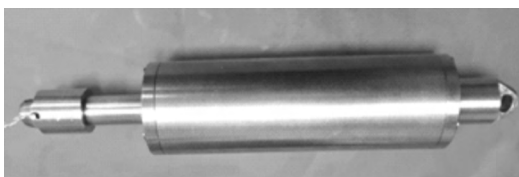


图 1 试验用 MRD 实物图

图 2 所示为 MRD 力学性能试验系统,主要由 INSTRON 拉伸机、MRD、控制监控器以及 WYK-301 型直流稳压稳流电源组成。

由图 2 所示可知,MRD 上端与试验台支架相连固定于上横梁而保持不动,下端承受模拟振动的激励。

试验中,采用频率为 1 Hz,振幅为 10 mm 的正弦激励信号,控制电流分别为 0、0.25、0.5、0.75 和 1 A,对 MRD 进行力学特性试验,试验获得示功特性($F-x$)曲线及速度特性($F-v$)曲线如图 3 所示。

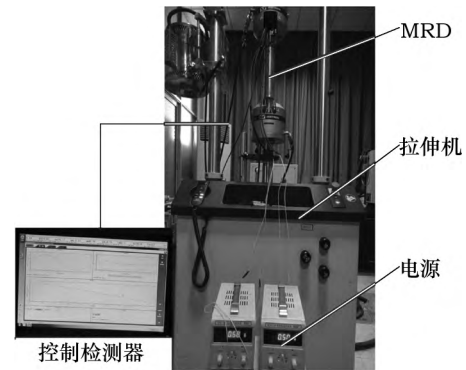


图 2 MRD 力学性能试验系统

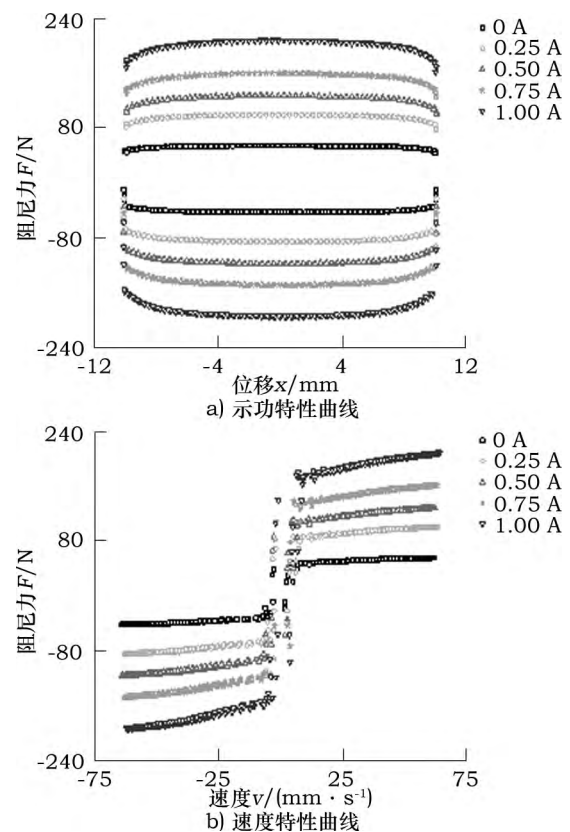


图 3 MRD 力学特性试验曲线

以往常用 Bingham 模型准确地描述 MRD 的非线性滞回特性,但由于其表达简单,精度较低,不能够拟合力学特性曲线的非线性特性和滞回特性,后续不断提出多种修正 Bingham 模型^[10]。现象模型可以较为准确地反映 MRD 的非线性滞回特性,但是由于需要识别的参数较多,辨识较繁复,求解逆模型十分困难。通用 Sigmoid 模型采用不对称的 Sigmoid 函数来描述

MRD 的力学特性,同时考虑了激励信号频率与幅度等因素的影响,能够准确描述 MRD 的非线性电流控制特性,但模型参数辨识较困难,且物理概念不甚清晰^[11]。本文作者提出了一种可调 Sigmoid 模型^[12],该模型由一个粘滞阻尼器、弹簧元件和一个 Sigmoid 滞回力单元并联组成,主要包含一个简单的 Sigmoid 函数,因此参数识别较容易,并且能方便地耦合到控制器中,其表达式为:

$$F = F_m [1 - e^{-(\alpha + \frac{\beta}{\omega} \dot{x})}] / [1 + e^{-(\alpha + \frac{\beta}{\omega} \dot{x})}] + C_0 |\dot{x}|^n \text{sgn}(\dot{x}) + K_0(x - x_0) + m \ddot{x} \quad (1)$$

式中: F_m 为最大屈服力,影响滞回环的长度;系数 α ($\alpha > 0$) 决定了速度特性曲线低速区滞回环的宽度;系数 β ($\beta > 0$) 决定了速度特性曲线中滞回环从屈服前区到屈服后区的光滑程度,以得到 S 型的光滑曲线;为了消除频率对示功特性的影响,在速度前加入激振频率 ω 的倒数; C_0 为粘滞阻尼系数,它决定了屈服后区速度特性曲线的斜率; n 为影响剪切稀化的行为指数, $0 < n < 1$; K_0 为蓄能器刚度, m 为惯性效应的等效质量, K_0 与 m 共同决定速度特性曲线高速区顺时针磁滞环的宽度; x_0 为 K_0 的初始位移,影响 MRD 力学特性曲线的上下对称性。

上述模型稍显复杂,需要识别的参数过多。由图 3 可知,在高速区的磁流变液剪切稀化现象不是很明显,且试验激振频率维持在一定较小范围内,惯性效应非常弱,为了简化上述的 MRD 力学计算模型,忽略其剪切稀化现象和惯性效应等,得出简化的力学模型表达式为:

$$F = F_m [1 - e^{-a(\dot{x} + kx)}] / [1 + e^{-a(\dot{x} + kx)}] + C_0(\dot{x} + kx) + f_0 \quad (2)$$

式中: a 为与屈服前区阻尼系数相关的参数; k 为滞回环宽度比例因子 $k = V_0/X_0$,其中 V_0 和 X_0 分别为阻尼力 $f=0$ 时的临界速度和临界位移; f_0 为偏置阻尼力。

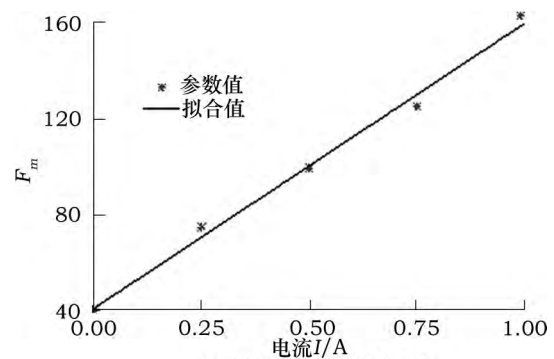
结合图 3 可看出,MRD 的最大阻尼力随电流增加逐渐递增。分别对每组数据进行参数辨识,参数辨识时采用非线性最小二乘法进行拟合,拟合的原则是使模型预测力与实测力的误差平方和最小化,从而得到该电流下的参数辨识结果。然后研究不同电流下一参数与电流的关系,辨识出与电流相关的参数。可调 Sigmoid 模型参数辨识结果如表 1 所示。

由表 1 可知,参数 a k f_0 变化不明显,可认为是一常值,本文取其均值 $a = 843.72$ $k = 0.31$ $f_0 = 6.99$ 。而最大屈服力 F_m 和粘滞阻尼系数 C_0 则随电流的增

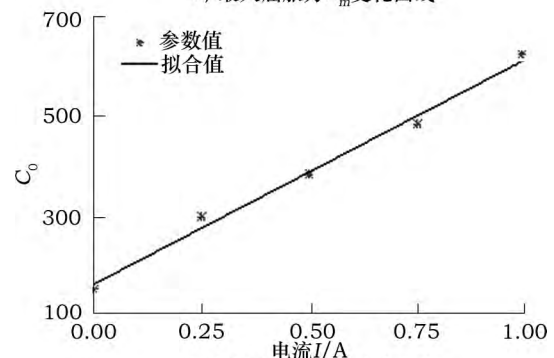
大而增大,具有较明显的线性关系,这两个参数随电流变化的关系如图 4 所示。

表 1 可调 Sigmoid 模型参数辨识结果

电流/A	参数值				
	F_m	a	k	C_0	f_0
0.00	39.54	726.57	0.29	151.45	7.26
0.25	74.62	965.35	0.32	297.35	8.06
0.50	99.18	813.77	0.32	382.74	6.55
0.75	124.97	938.63	0.32	484.31	6.52
1.00	163.13	774.29	0.30	622.56	6.54



a) 最大屈服力 F_m 变化曲线



b) 粘滞阻尼系数 C_0 变化曲线

图 4 F_m C_0 随电流变化的关系

由线性回归方法得到参数 F_m 和 C_0 与电流的关系为:

$$\begin{aligned} F_m &= b_1 I + c_1 = 119.01I + 40.78 \\ C_0 &= b_2 I + c_2 = 451.67I + 161.85 \end{aligned} \quad (3)$$

式中: I 为电流; b_1 、 c_1 均为表示参数 F_m 与电流之间关系的辨识系数; b_2 、 c_2 均为表示参数 C_0 与电流之间关系的辨识系数。

根据式(2)与式(3),得到可调 Sigmoid 模型的表达式为:

$$F = (b_1 I + c_1) [1 - e^{-a(\dot{x} + kx)}] / [1 + e^{-a(\dot{x} + kx)}] + (b_2 I + c_2)(\dot{x} + kx) + f_0 \quad (4)$$

图 5 所示为不同电流下获得的可调 Sigmoid 模型拟合结果与试验数据对比,可以看出可调 Sigmoid 模

型能较好的拟合 MRD 的非线性滞回特性,可有效地用于半主动控制系统中。

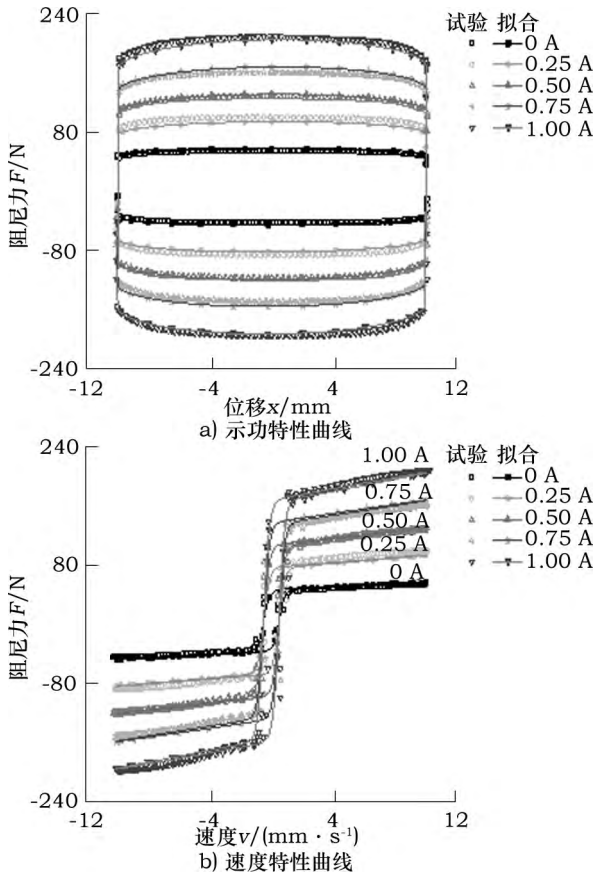


图 5 模型结果与试验数据对比

2 车辆悬架系统模型

1/4 车辆悬架模型的参数值如表 2 所示。图 6 所示为装有 MRD 的 1/4 车辆悬架模型,其中 MRD 的力学模型采用辨识得到的可调 Sigmoid 模型,该系统运动微分方程为:

$$\begin{cases} m_b \ddot{z}_b + k_s(z_b - z_w) = f_d \\ m_w \ddot{z}_w + k_s(z_w - z_b) + k_t(z_w - z_r) = -f_d \end{cases} \quad (5)$$

式中: m_b 和 m_w 分别为车身质量与车轮质量; k_s 和 k_t 分别为悬架刚度与轮胎刚度; z_b 、 z_w 和 z_r 分别为车身质量、车轮质量和路面激励的位移; f_d 为 MRD 产生的输出阻尼控制力。

表 2 1/4 车辆悬架模型参数

参数	m_b /kg	m_w /kg	$k_s/(N \cdot m^{-1})$	$k_t/(N \cdot m^{-1})$
参数值	219	53	12 480	240 000

选取阻尼控制力 f_d 和路面激励的位移 z_r 作为输入量,选取状态向量为:

$$Z = [z_b \quad z_w \quad \dot{z}_b \quad \dot{z}_w]^T \quad (6)$$

其状态空间方程可表示为:

$$\begin{bmatrix} \dot{z}_b \\ \dot{z}_w \\ \ddot{z}_b \\ \ddot{z}_w \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ -\frac{k_s}{m_b} & \frac{k_s}{m_b} & 0 & 0 \\ \frac{k_s}{m_w} & -\frac{(k_s + k_t)}{m_w} & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} z_b \\ z_w \\ \dot{z}_b \\ \dot{z}_w \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & \frac{1}{m_b} \\ \frac{k_t}{m_w} & -\frac{1}{m_w} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} z_r \\ f_d \end{bmatrix} \quad (7)$$

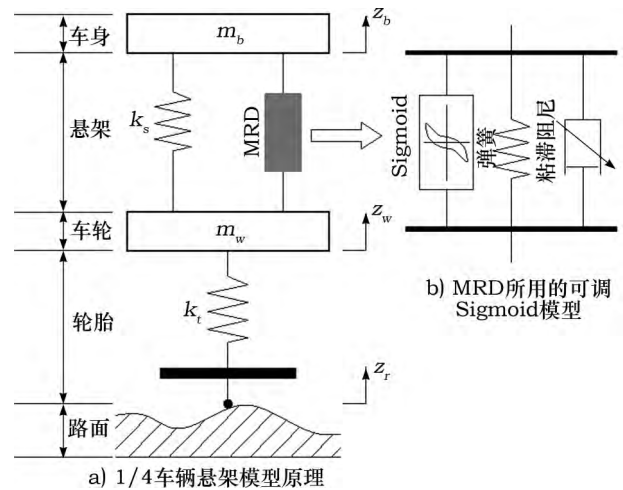


图 6 1/4 车辆悬架模型

3 混合阻尼电流控制

传统混合阻尼控制策略中,施加到 MRD 激励线圈上的控制电流需要通过建立其逆模型计算得到,从而增加了整个车辆悬架系统模型的非线性。而模糊控制不需要被控对象的精确数学模型,在实际中可根据经验建立较好的非线性控制效果,因此本文中 MRD 的控制电流直接通过模糊控制和开关控制来实现。

3.1 混合阻尼开关电流控制

基于实用性与简单性考虑,将混合阻尼控制策略进行简化,在天棚和地棚控制中使控制电流只在两个状态之间进行切换,且考虑到在开关阈值附近可能产生较为频繁的振荡^[7],因此,对判断控制电流开关状态的阈值进行了改进,改进后的混合阻尼开关电流控制策略如下:

$$I = \delta I_s + (1 - \delta) I_g \quad (8)$$

$$I_s = \begin{cases} I_{on} & \dot{z}_b (\dot{z}_b - \dot{z}_w) \geq w \\ 0 & \dot{z}_b (\dot{z}_b - \dot{z}_w) < w \end{cases}$$

$$I_g = \begin{cases} I_{on} & -\dot{z}_w (\dot{z}_b - \dot{z}_w) \geq w \\ 0 & -\dot{z}_w (\dot{z}_b - \dot{z}_w) < w \end{cases}$$

式中: δ 为阻尼分配系数; I_s 为天棚开关控制电流; I_g 为地棚开关控制电流; I_{on} 为开状态的控制电流; w 为开关阈值, 为一较小的正数。

在混合阻尼开关电流控制中, 天棚开关控制的目的是为了提升乘坐舒适性, 其控制电流的切换原则为: 当悬架相对速度与车身速度方向相同时, 输出阻尼控制力和车身运动方向相反, 其阻尼力阻碍车身的运动, 此时车辆悬架应设置尽可能大的阻尼值, 即切换至大电流以抑制车身振动。而当悬架相对速度与车身速度方向相反时, 输出阻尼控制力就会和车身运动方向相同, 加剧了车身的振动, 天棚开关控制在这时切换电流为零使 MRD 不工作, 从而尽可能地衰减车身振动。地棚开关控制是以牺牲部分乘坐舒适性为代价而获得较好的操纵稳定性, 其控制电流的切换过程则与天棚开关控制相反。

混合阻尼开关电流控制通过阻尼分配系数将天棚控制和地棚控制相结合, 从而在两者控制性能之间综合互补, 具体实施过程中无需建立数学模型, 且控制简单、实用性好。

3.2 混合阻尼模糊电流控制

在本文第 3.1 节混合阻尼开关电流控制中, MRD 的黏度系数只能在几种不同的状态值下进行切换, 以达到衰减悬架振动的目的。但实际控制过程中, MRD 的黏度系数是连续可调的。为了实现这一过程, 采用以下修正混合阻尼控制策略:

$$C_e = \lambda C_{es} + (1 - \lambda) C_{eg} \quad (9)$$

$$C_{es} = \begin{cases} C_{\max} \left(\frac{\dot{z}_b}{\dot{z}_b - \dot{z}_w} \right) & \dot{z}_b (\dot{z}_b - \dot{z}_w) \geq 0 \\ C_{\min} & \dot{z}_b (\dot{z}_b - \dot{z}_w) < 0 \end{cases}$$

$$C_{eg} = \begin{cases} C_{\max} \left(\frac{-\dot{z}_w}{\dot{z}_b - \dot{z}_w} \right) & -\dot{z}_w (\dot{z}_b - \dot{z}_w) \geq 0 \\ C_{\min} & -\dot{z}_w (\dot{z}_b - \dot{z}_w) < 0 \end{cases} \quad (10)$$

式中: C_e 为 MRD 的等效阻尼系数; λ 为阻尼分配系数; C_{es} 为天棚控制下 MRD 的等效阻尼系数; C_{eg} 为地棚控制下 MRD 的等效阻尼系数; C_{\max} 为 MRD 在输入控

制电流最大时的等效最大阻尼系数; C_{\min} 为 MRD 在输入控制电流为零时的等效最小阻尼系数。

由于 MRD 等效阻尼系数随施加控制电流的增大而增大, 因此对修正混合阻尼控制策略采用模糊控制来实现。在模糊控制器中, 采用二输入一输出的形式, 选取悬架相对速度 $(\dot{z}_b - \dot{z}_w)$ 与车身速度 \dot{z}_b (或车轮速度 $-\dot{z}_w$) 作为两个输入变量, 选取可调 Sigmoid 模型的施加控制电流 I 作为输出变量。输入与输出变量均用 7 个语言子集来描述, 其中输入变量的语言子集均为: NB(负大)、NM(负中)、NS(负小)、ZE(零)、PS(正小)、PM(正中)和 PB(正大), 其隶属度函数如图 7 所示, 而输出变量的语言子集为: ZE(零)、VS(很小)、RS(较小)、S(小)、L(大)、RL(较大)和 VL(很大), 其隶属度函数如图 8 所示, 它们的实际变化范围分别由相应的比例因子所决定。根据式(11), 按照 “If-and-Then” 调整原则, 相应的模糊控制规则如表 3 所示。

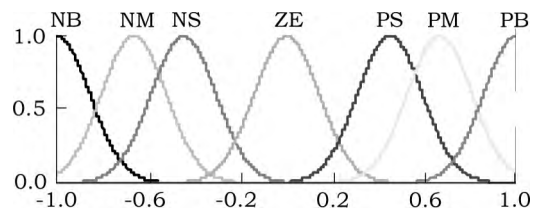


图 7 模糊电流控制器中输入变量的隶属度函数

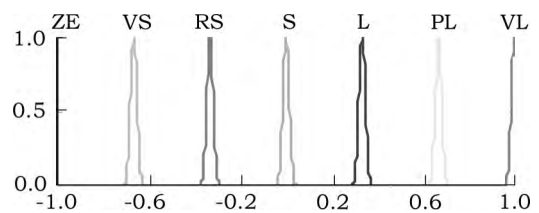


图 8 模糊电流控制器中输出变量的隶属度函数

表 3 基于控制电流的模糊控制规则

I	$\dot{z}_b - \dot{z}_w$						
	NB	NM	NS	ZE	PS	PM	PB
\dot{z}_b	NB	S	L	VL	ZE	ZE	ZE
或	NM	RS	S	RL	ZE	ZE	ZE
$-\dot{z}_w$	NS	VS	RS	S	ZE	ZE	ZE
	ZE	ZE	ZE	ZE	ZE	ZE	ZE
	PS	ZE	ZE	ZE	ZE	S	RS
	PM	ZE	ZE	ZE	ZE	RL	S
	PB	ZE	ZE	ZE	ZE	VL	L

表 3 中, 当左侧输入变量为车身速度 \dot{z}_b 时, 则体现了天棚阻尼控制的思想; 当左侧输入变量为车轮速度 $-\dot{z}_w$ 时, 则体现了地棚阻尼控制的思想。通过调整 λ 值, 可以改变天棚阻尼控制与地棚阻尼控制的权重分配, 从而改变车辆的平顺性与操纵稳定性。传统混

合阻尼控制策略中, λ 值是预先设置的常值,不能随行驶工况和道路激励的变化而自动调节,很难获得理想的减振效果^[13]。因此,本文利用模糊控制器,以车身绝对速度 v_b 和车轮绝对速度 v_w 作为输入变量,以阻尼分配系数 λ 作为输出变量,根据 v_b 和 v_w 的实时变化,对 λ 值进行自动调节。输入变量 v_b 、 v_w 的语言子集均为:VS(很小)、S(小)、M(中)、L(大)和VL(很大),其隶属度函数如图9所示。采用上述输出变量 λ 的7个语言子集来描述此处的输出变量 λ ,其隶属度函数见图8。按照“If-and-Then”调整原则,相应的模糊控制规则如表4所示。上述模糊控制均采用 Mamdani 法进行模糊推理,解模糊化的过程选择重心法。

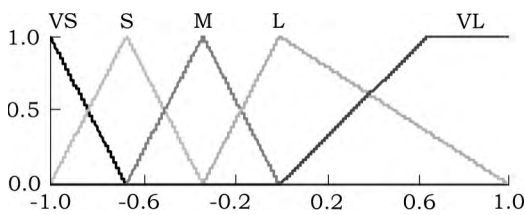


图9 模糊 λ 值控制器中输入变量的隶属度函数

表4 基于控制 λ 值的模糊控制规则

λ	v_b				
	VS	S	M	L	VL
VS	S	RL	RL	VL	VL
S	VS	S	L	RL	RL
v_w	M	VS	RS	S	RL
L	VS	VS	RS	S	L
VL	ZE	VS	RS	RS	S

混合阻尼模糊电流控制通过模糊控制实现了天棚与地棚混合的阻尼控制(包括阻尼分配系数的自适应),整个控制过程无需建立复杂的数学模型,同时可根据车辆实际运行情况,连续调整 MRD 的阻尼系数,输出较理想的阻尼力。

4 数值仿真分析

为验证混合阻尼模糊电流控制方法的有效性,分别对车辆悬架进行了冲击路面激励与随机路面激励的数值仿真分析。同时,采用混合阻尼开关电流控制与被动控制悬架(即输入控制电流为 0 A)作为参照对比分析。1/4 车辆悬架模型相关参数见表2。在混合阻尼开关电流控制中,开状态的控制电流 $I_{on} = 1.5$ A,开关阈值 $w = 0.002$,阻尼分配系数 $\delta = 0.6$ 。

4.1 冲击路面激励响应

冲击路面激励常用于描述悬架的瞬态响应特性,重点反映了悬架的响应峰值和振荡停止时间等。本

文采用的冲击路面激励是在一光滑路面上设置一个凸起冲击路面,具体表示为^[14]:

$$z_r(t) = \begin{cases} \frac{h}{2} \left[1 - \cos\left(\frac{2\pi v}{l}t\right) \right] & 0 \leq t \leq \frac{l}{v} \\ 0 & t > \frac{l}{v} \end{cases} \quad (12)$$

式中: $z_r(t)$ 为路面激励; h 、 l 分别为凸起路面的高度与长度; v 为车速。

选取 $h = 0.07$ m, $l = 0.8$ m, $v = 0.856$ m/s,冲击路面激励下的悬架系统动态响应如图10所示。与被动悬架相比,混合阻尼模糊电流控制策(HFC控制)与混合阻尼开关电流控制(HOOC控制)下的半主动悬架车身加速度、悬架动行程与车轮动载荷的峰值下降百分比如图11所示。半主动悬架的各项响应峰值得到有效控制,且振荡衰减较快,其减振效果明显优于被动悬架。其中混合阻尼模糊电流控制与混合阻尼开关电流控制下的车身加速度比被动悬架分别降低了46.2%和40.5%,悬架动行程分别降低了71.5%和59.6%,车轮动载荷则分别降低了42.9%和31%。

综合图10与图11可看出,混合阻尼模糊电流控制策略相对于混合阻尼开关电流控制策略具有更好的减振性能。在混合阻尼开关电流控制下,由于在开关阈值的存在,其车身加速度和车轮动载荷进入光滑路面后也一直在较小范围内频繁振荡。

4.2 随机路面激励响应

为了进一步验证混合阻尼模糊电流控制方法的有效性,选取了一随机路面激励进行数值仿真分析,所选随机路面激励考虑了路面不平度,能够更好地反映真实的车辆行驶路面,其路面激励表示可表示为^[15]:

$$\dot{z}_r(t) = -\mu v z_r(t) + \sigma \sqrt{G_q(n_0)} v w_0(t) \quad (13)$$

式中: $z_r(t)$ 为路面激励; μ 、 σ 为待定系数; $G_q(n_0)$ 为路面不平度系数; $w_0(t)$ 为协方差为1的白噪声; v 为车速。

选取系数 $\mu = 0.111$ m⁻¹, $\sigma = 4.44$ m, C级路面不平度系数 $G_q(n_0) = 256 \times 10^{-6}$ m³,车速 $v = 20$ m/s。图12所示为随机路面激励下的悬架系统功率谱响应,混合阻尼模糊电流控制有效的改善了悬架的减振性能,特别是在低、高频共振峰处。从图12a可观察到,混合阻尼模糊电流控制在低频区和高频共振峰处大幅改善了车辆的乘坐舒适性,而在高频区有所恶化,在对车辆舒适性影响较大的4~8 Hz频段内减振效果则不明显;而混合阻尼开关电流控制在低频区的控制

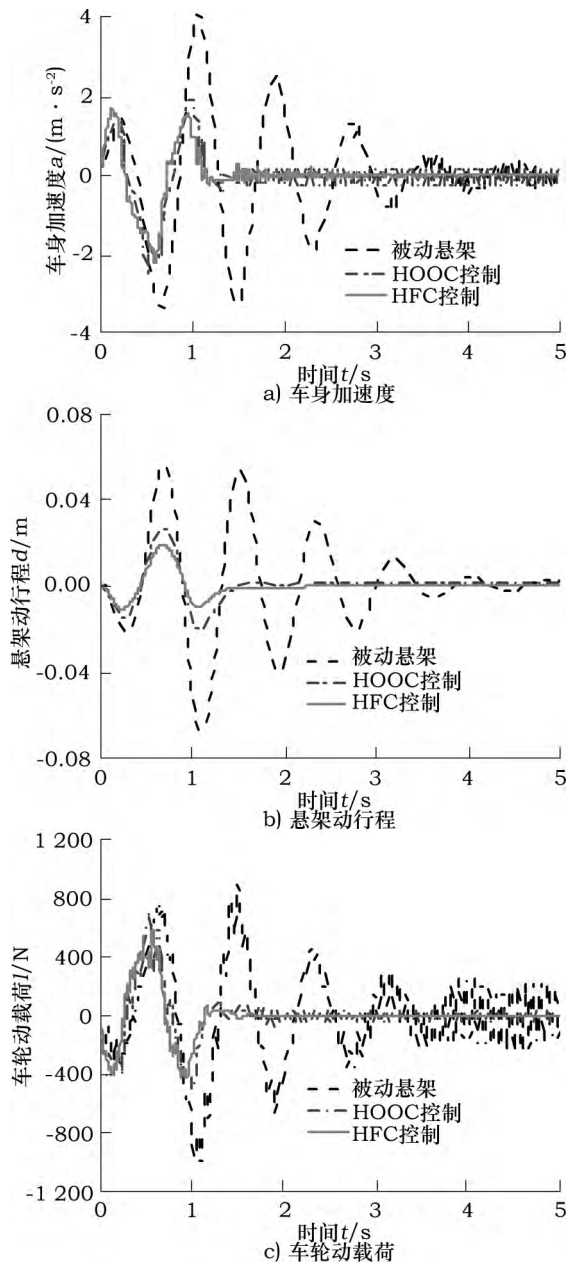


图 10 冲击路面激励下的悬架系统动态响应

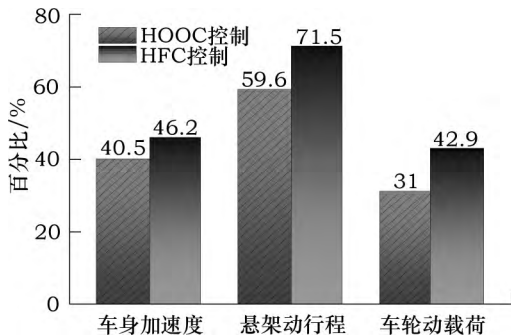


图 11 响应峰值下降百分比

改善效果明显弱于混合阻尼模糊电流控制,且在中、高频区的车身加速度恶化更为显著。由图 12b 可知,

混合阻尼模糊电流控制和混合阻尼开关电流控制在整个频段范围内使悬架动行程得到显著抑制,且混合阻尼模糊电流控制在低、中频段的控制效果明显优于混合阻尼开关电流控制,而在高频区两者改善幅度相差不多。由图 12c 可发现,混合阻尼模糊电流控制在整个频段范围内使车轮动载荷得到大幅抑制,特别是在低、中频段;而混合阻尼开关电流控制仅在低、中频段使车轮动载荷得到一定抑制,且控制效果逊于混合阻尼模糊电流控制,在高频区减振效果则不明显。

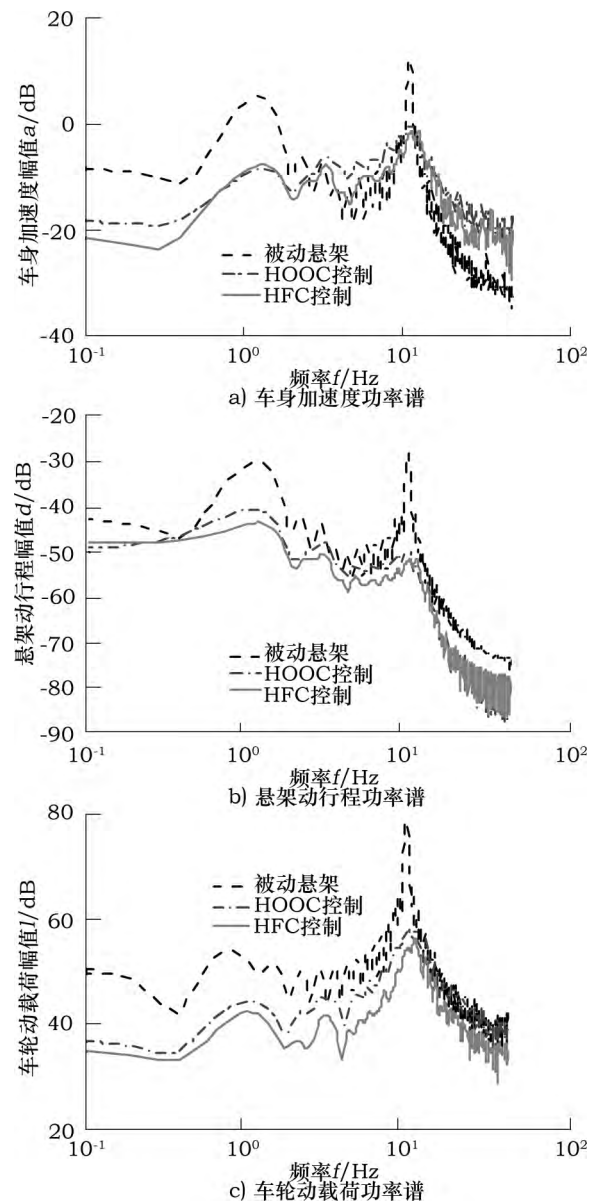


图 12 随机路面激励下的悬架系统功率谱响应

5 结语

1) 采用可调 Sigmoid 模型对 MRD 阻尼动态特性进行了拟合,得到的可调 Sigmoid 模型能较好的描述

MRD 的非线性滞回特性。

2) 基于可调 Sigmoid 模型建立了 1/4 车辆磁流变悬架模型,分别在冲击路面与随机路面激励验证了混合阻尼模糊电流控制策略的有效性。在冲击路面激励时,混合阻尼模糊电流控制能够对车身加速度、悬架动行程与车轮动载荷进行有效地抑制,且振荡衰减较快,其减振效果明显优于混合阻尼开关电流控制。在冲击路面激励时,混合阻尼模糊电流控制在低频区和高频共振峰处能够大幅降低车身加速度,而在高频区有所恶化,在整个频段范围内使悬架动行程和车轮动载荷都得到明显抑制,特别是在低频和高频共振峰处。相对于混合阻尼开关电流控制,它具有更好的减振性能,进一步验证了混合阻尼模糊电流控制方法的有效性。

3) 混合阻尼模糊电流控制策略利用模糊智能控制,能够同时实现对 MRD 等效阻尼系数的连续可调与阻尼分配系数的自动调节,其控制策略可以有效兼顾车辆平顺性和操纵稳定性,且不需要建立 MRD 的逆模型,具有简单实用、易于实现等特点。

参考文献:

- [1] XU Y ,AHMADIAN M ,SUN R. Improving vehicle lateral stability based on variable stiffness and damping suspension system via MR damper[J]. IEEE Transactions on Vehicular Technology 2014 63(3):1071-1078.
- [2] 喻晶,李礼夫.汽车悬架的磁流变减振器阻尼力调节特性的研究[J].现代制造工程 2009(2):74-76.
- [3] SINGH D ,AGGARWAL M L. Passenger seat vibration control of a semi-active quarter car system with hybrid Fuzzy-PID approach[J]. International Journal of Dynamics & Control 2017 5(2):287-296.
- [4] KHALID M ,YUSOF R ,JOSHANI M ,et al. Nonlinear identification of a magneto-rheological damper based on dynamic neural networks[J]. Computer-Aided Civil and Infrastructure Engineering 2014 29(3):221-233.
- [5] MUGHAL U N. State of the art review of semi active control for magnetorheological dampers. International Conference on Nonlinear Problems in Aviation and Aerospace. ICNPAA 2016 World Congress [C]. La Rochelle: AIP 2017:1-13.
- [6] ATA W G ,SALEM A M. Semi-active control of tracked vehicle suspension incorporating magnetorheological dampers [J]. Vehicle System Dynamics 2017 55(5):626-647.
- [7] 宗路航,陈现敏,郭朝阳,等.磁流变阻尼器半主动控制方法的实验研究[J].实验力学 2010 25(2):143-150.
- [8] 姜康,张腾,冯忠祥,等.磁流变阻尼器悬架的一种半主

动控制策略[J].重庆交通大学学报(自然科学版),2016 35(6):153-157.

- [9] ELTANTAWIE M A. Decentralized neuro-fuzzy control for half car with semi-active suspension system [J]. International Journal of Automotive Technology 2012 13(3):423-431.
- [10] 刘中良.磁流变阻尼器动力学模型的建立和数值模拟研究[D].长沙:中南大学 2012.
- [11] WANG W J ,ZHANG W G ,WANG E R. Generation and modeling of asymmetric hysteresis damping characteristics for a symmetric magnetorheological damper. ICICTA. 2009 Second International Conference on Intelligent Computation Technology and Automation [C]. Zhangjiajie: IEEE Computer Society 2009:184-189.
- [12] HU G L ,LIU Q J ,LI G ,et al. Simulation and analysis of adjustable Sigmoid model for a typical magnetorheological damper [J]. Hydromechanics Engineering ,2016 ,44 (24):9-15.
- [13] SUN S S ,DENG H X ,LI W H ,et al. Improving the critical speeds of high-speed trains using magnetorheological technology [J]. Smart Materials & Structures ,2013 ,22(11):1-14.
- [14] DU H P ,LAM J ,CHEUNG K C ,et al. Direct voltage control of magnetorheological damper for vehicle suspensions [J]. Smart Materials & Structures 2013 22(10).
- [15] RATH J J ,VELUVOLU K C ,DEFOORT M. Adaptive super-twisting observer for estimation of random road excitation profile in automotive suspension systems [J]. Scientific World Journal 2014(10).

作者简介:胡国良,华东交通大学载运工具与装备教育部重点实验室主任、教授、博士、博士生导师。研究方向主要为磁流变智能器件及结构、流体传动及控制。已发表论文一百余篇。

刘前结 通信作者。

E-mail: glhu2006@163.com

收稿日期:2017-06-20