

整车磁流变减振器半主动悬架变论域模糊控制策略*

陈杰平¹ 冯武堂² 郭万山² 乔印虎¹ 陈皓云¹

(1. 安徽科技学院工学院, 凤阳 233100; 2. 奇瑞汽车股份有限公司, 芜湖 241009)

【摘要】 在建立整车磁流变减振器(MRD)半主动悬架模型基础上,利用八板块方法设计了整车的变论域控制策略。基于重构的标准B级和C级路面激励信号,分别在10、20和30 m/s 3个车速下进行了整车在直线和转向行驶工况下的仿真研究。在完成试验车辆改装基础上,进行了大量台架和道路工况下的试验。仿真和试验结果显示,所设计的半主动悬架和控制策略可以有效地提高车辆行驶的平顺性,磁流变半主动悬架与被动悬架相比振动强度可降低9%~22%,结果表明所建立的模型和控制策略是可行的。

关键词: 汽车 磁流变减振器 半主动悬架 变论域模糊控制 仿真 试验

中图分类号: U463.33+5.1; O361.3 文献标识码: A 文章编号: 1000-1298(2011)05-0007-07

Whole Vehicle Magnet Rorheological Fluid Damper Semi-active Suspension Variable Universe Fuzzy Control Simulation and Test

Chen Jieping¹ Feng Wutang² Guo Wanshan² Qiao Yinhu¹ Chen Haoyun¹

(1. College of Engineering, Anhui Science and Technology University, Fengyang 233100, China

2. Chery Automobile Co., Ltd., Wuhu 241009, China)

Abstract

The variable universe control strategy was adopted from the octa-plate control method for whole vehicle MRD semi-active suspension model. Simulations of vehicle travelling both straight and turning with the speed of 10 m/s, 20 m/s and 30 m/s were done in reconstruction standards B and C level road excitation signal. Large numbers of bench tests and road test have been done upon the completion of the modification of the vehicle. Simulation results showed that the designed semi-active suspension and control strategy had effectively improved the smoothness of the ride and there was 9% to 22% reduction in vibration intensity of the magneto rheological semi-active suspension and the passive suspension. The results showed that the model and the control strategy were feasible.

Key words Vehicle, Magnet rorheological fluid damper, Semi-active suspension, Variable universe fuzzy control, Simulation, Test

引言

半主动悬架可以有效提高车辆的平顺性,而且具有性能接近主动悬架、成本低、安全性好等特点^[1~3]。可变阻尼减振器是构成半主动悬架的关键部件之一,而利用功能材料——磁流变液生产的可控阻尼减振器由于具有结构简单、控制方法灵活而引起广泛关注。目前,围绕磁流变减振器(MRD)构

成的半主动悬架(SAS)进行了大量研究^[4~7],但大多局限于利用1/4或1/2模型进行控制仿真研究,开展整车MRD SAS控制研究和试验的文献资料较少。1/4模型只能研究车辆的垂向振动情况,1/2车辆模型也只能研究车辆垂向和俯仰运动^[8~9],难以全面研究和考察整车情况下半主动控制的效果。本文通过建立整车MRD半主动悬架模型,完成变论域模糊控制器设计,分别进行整车直线和阶跃转向

收稿日期: 2010-08-13 修回日期: 2010-12-22

* 国家自然科学基金资助项目(50575064)、安徽省“十一五”科技攻关计划资助项目(07010202055)、安徽省教育厅自然科学基金资助项目(KJ2007B127)和安徽科技学院重点建设学科资助项目(AKXK20102-5)

作者简介: 陈杰平,副教授,博士,主要从事车辆CAD和控制研究,E-mail: chen369100@163.com

工况下的仿真研究,同时利用自制的4个MRD^[10]完成整车半主动悬架改造,进行台架和道路试验。

1 整车半主动悬架数学建模

汽车行驶中经常处于不同程度的转向状态,转向对悬架运动状态有重要影响^[11]。为了完整地描述车辆复杂的运动,对车辆动态响应及控制进行研究,首先必须建立整车半主动悬架系统数学模型。为简单起见,建模中作如下假设:①假设左右悬架对称,悬架与转向系不干涉,忽略纵倾和垂直位移转向。②车轮与路面不产生滑动,不考虑地面切向力对轮胎侧偏特性的影响。③假设侧向加速度不超过 $0.4g$,侧偏角不超过 $4^\circ \sim 5^\circ$,侧偏角与侧偏力呈线性关系。④不考虑转向轮绕主销转动与整车运动及自身滚动间的耦合效应。⑤不考虑悬架弹性形变引起的转向轮定位参数变化。⑥不考虑轮胎回正力矩的作用和车轮的转动惯量影响。⑦不考虑驾驶员的反馈作用。

利用4个MRD替换被动减振器,建立三视图综合模型如图1所示。

模型的8个自由度为: β 、 z_s 、 φ 、 θ 、 z_{url} 、 z_{urr} 、 z_{ufl} 、 z_{ufr} ;将4个路面随机信号输入 q_{rr} 、 q_{rl} 、 q_{fl} 、 q_{fr} 看作干扰噪声。 δ 为驾驶员给定输入转向参数,可以认为是一常量。 c_{sij} ($i=f,r,j=r,l$)为MRD的基值阻尼系数, f_{dij} ($i=f,r,j=r,l$)为MRD提供的可控制力,其他参数所表示的含义与通常文献中的含义一致,此处不再赘述。

(1)转向方程:考虑车身侧倾影响,汽车转向运动方程为^[12]

$$mu(\dot{\beta} + \omega_z) = F_{yfl} + F_{yfr} + F_{yrl} + F_{yrr} + m_s h \ddot{\theta} \quad (1)$$

$$I_z \dot{\omega}_z = l_f (F_{yfl} + F_{yfr}) - l_r (F_{yrl} + F_{yrr}) \quad (2)$$

(2)整车悬架模型:车身垂直运动方程

$$m_s \ddot{z}_s = F_{fl} + F_{fr} + F_{rl} + F_{rr} \quad (3)$$

车身俯仰运动方程

$$I_y \ddot{\varphi} = l_r (F_{srl} + F_{srr}) - l_f (F_{sfl} + F_{sfr}) \quad (4)$$

车身侧倾运动方程

$$I_x \ddot{\theta} = m_s u (\dot{\beta} + \omega_z) h + m_s g h \theta + (F_{sfr} + F_{srr} - F_{sfl} - F_{srl}) b \quad (5)$$

非悬挂质量运动方程

$$m_{ufl} \ddot{z}_{ufl} = k_{tfl} (q_{fl} - z_{ufl}) - F_{sfl} \quad (6)$$

$$m_{ufr} \ddot{z}_{ufr} = k_{tfr} (q_{fr} - z_{ufr}) - F_{sfr} \quad (7)$$

$$m_{url} \ddot{z}_{url} = k_{trl} (q_{rl} - z_{url}) - F_{srl} \quad (8)$$

$$m_{urr} \ddot{z}_{urr} = k_{trr} (q_{rr} - z_{urr}) - F_{srr} \quad (9)$$

(3)轮胎数学模型:为便于研究,不考虑因载荷变化而引起轮胎特性变化,并且认为在小转角条件

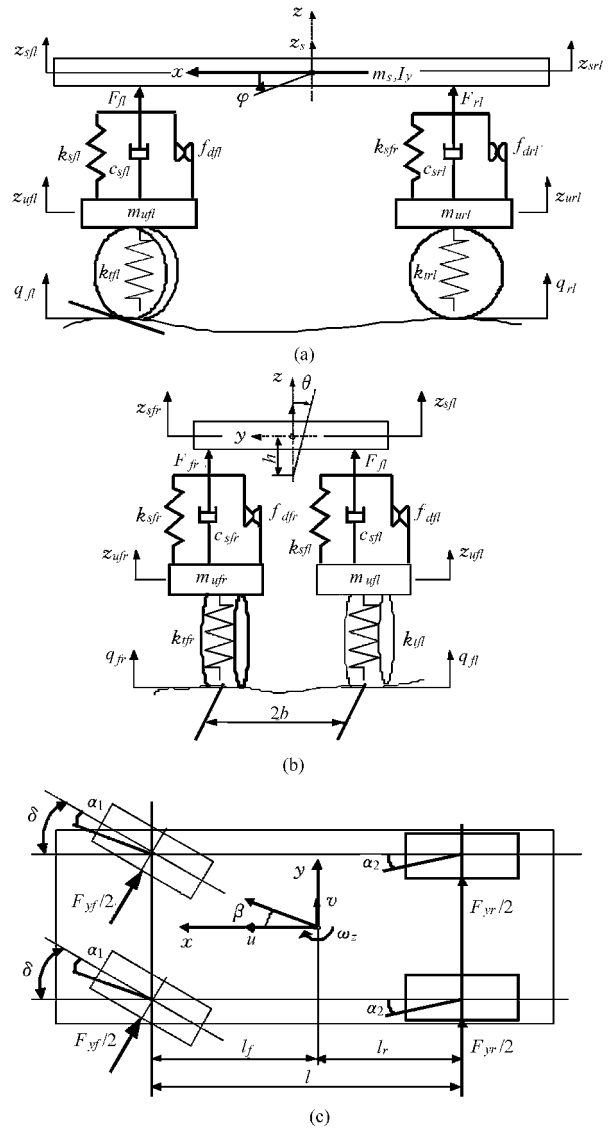


图1 转向与悬架系统综合模型

Fig.1 Steering and suspension system integrated model

(a) 俯仰运动模型 (b) 侧倾运动模型 (c) 转向运动模型

下轮胎特性是线性的,在忽略轮胎阻尼情况下考虑侧倾影响,则轮胎垂直载荷和侧偏力为

$$F_{ij} = k_{ij} (z_{ij} - z_{uij}) \quad (10)$$

$$F_{yij} = k_{fij} \beta_{ij} \quad (11)$$

$$F_{yrj} = k_{rj} \beta_{rj} \quad (12)$$

$$\beta_{fl} = \beta_{fr} = \delta - \beta - \frac{l_f}{v} \omega_z + E_f \theta \quad (13)$$

$$\beta_{rl} = \beta_{rr} = -\beta + \frac{l_r}{v} \omega_z + E_r \theta \quad (14)$$

$$F_{sfl} = k_{sfl} (z_{ufl} - z_{sfl}) + c_{sfl} (\dot{z}_{ufl} - \dot{z}_{sfl}) + f_{dfl} \quad (15)$$

$$F_{sfr} = k_{sfr} (z_{ufr} - z_{sfr}) + c_{sfr} (\dot{z}_{ufr} - \dot{z}_{sfr}) + f_{dfr} \quad (16)$$

$$F_{srl} = k_{srl} (z_{url} - z_{srl}) + c_{srl} (\dot{z}_{url} - \dot{z}_{srl}) + f_{drl} \quad (17)$$

$$F_{srr} = k_{srr} (z_{urr} - z_{srr}) + c_{srr} (\dot{z}_{urr} - \dot{z}_{srr}) + f_{drr} \quad (18)$$

当俯仰角 φ 、侧倾角 θ 在小范围内,冗余坐标与广义坐标存在如下的近似约束关系为

$$\begin{cases} z_{sfl} = z_s - l_f \varphi + b\theta \\ z_{sfr} = z_s - l_f \varphi - b\theta \\ z_{srl} = z_s + l_r \varphi + b\theta \\ z_{srr} = z_s + l_r \varphi - b\theta \end{cases} \quad (19)$$

综合以上转向模型、整车悬架模型、轮胎模型和路面模型,设状态变量为

$$\mathbf{X} = [\beta, \omega_z, z_s, \dot{z}_s, \theta, \dot{\theta}, \phi, \dot{\phi}, z_{ufl}, \dot{z}_{ufl}, z_{ufr}, \dot{z}_{ufr}, z_{url}, \dot{z}_{url}, z_{urr}, \dot{z}_{urr}, q_{fl}, q_{fr}, q_{rl}, q_{rr}]^T$$

输入量

$$\mathbf{u} = [\delta, f_{dfl}, f_{dfr}, f_{drl}, f_{drr}]^T$$

干扰量

$$\mathbf{q} = [q_{fl}(t), q_{fr}(t), q_{rl}(t), q_{rr}(t)]^T$$

输出量 $\mathbf{Y}$ 包括悬架垂向加速度、俯仰角加速度、侧倾角加速度、动挠度及轮胎动变形等参数,即

$$\mathbf{Y} = [\beta, \omega_z, \ddot{\phi}, \ddot{\theta}, \ddot{z}_s, z_{sfl} - z_{ufl}, z_{sfr} - z_{ufr}, z_{srl} - z_{url}, z_{srr} - z_{urr}, z_{yfl} - q_{fl}, z_{yfr} - q_{fr}, z_{yrl} - q_{rl}, z_{yrr} - q_{rr}]^T$$

整理可得到系统的状态方程

$$\begin{aligned} \dot{\mathbf{X}} &= \mathbf{A}\mathbf{X} + \mathbf{B}_1\mathbf{u} + \mathbf{B}_2\mathbf{q} \\ \mathbf{Y} &= \mathbf{C}\mathbf{X} + \mathbf{D}_1\mathbf{u} + \mathbf{D}_2\mathbf{q} \end{aligned} \quad (20)$$

2 路面高程重构数学模型

在车辆平顺性研究和控制中,如果使用的激励信号过小,则不能产生足以激励系统的能量,无法全面对系统进行研究分析;反之,如果激励信号过大,可能会超出系统所能承受的激励强度,放大系统的不良,导致系统响应与实际偏差过大。所以,在利用路面随机高程作为激励信号对车辆振动进行仿真研究时,需对仿真研究中生成的激励信号进行验证,以确保对车辆模型输入激励的正确。

国外从 20 世纪 50 ~ 60 年代开始对路面功率谱进行研究,通过路面功率谱来评价路面质量和汽车振动响应,迄今已提出了多种不同的路面谱密度表示方法^[13]。但是,对于给定的路面功率谱密度 PSD,重构的路面高程并不是唯一的,所得到的道路函数只是相应于某一速度时给定路面谱的当量路面高程的一个样本函数。重构的基本思想是:将路面高程的随机波动抽象为满足一定条件的白噪声,然后进行变换,拟合出路面随机不平度的时域模型。生成路面高程时域模型的方法有很多^[14],主要有滤波白噪声生成法、随机序列生成法、谐波叠加法、AR(ARMA)法以及快速 Fourier 逆变换生成法等。文献[15]根据白噪声滤波法完成的路面

高程重构为

$$\dot{q}(t) = -2\pi n_{00} u q(t) + 2\pi n_0 \sqrt{G_q(n_0)} u W(t) \quad (21)$$

式中 n_{00} ——下截止空间频率, $n_{00} = 0.011 \text{ m}^{-1}$

$G_q(n_0)$ ——路面不平度系数, m^3

$W(t)$ ——均值为零的 Gauss 白噪声

$q(t)$ ——路面随机高程位移, m

n_0 ——路面参考空间频率, $n_0 = 0.1 \text{ m}^{-1}$

根据式(21)可得到不同车速驶过不同等级路面情况下的时域响应输出。根据标准规定的均方根和功率谱进行了验证,证明所生成的路面与标准规定一致,可以作为平顺性振动分析的输入激励。假设汽车左、右轮胎路面输入激励不相关,前、后轮胎只存在因轴距而引起的时间延迟,即可得到整车 4 个车轮的激励信号。

3 变论域模糊控制器设计

3.1 模糊控制器设计

整车半主动悬架控制不仅要考虑汽车的垂直振动,同时还要考虑车体俯仰和侧倾运动。根据基于八板块(octa-plate control method,简称 OPCM)的整车控制算法^[16],把整车模型看成 4 个 1/4 车体模型、前后 2 个 1/2 车体模型和左右 2 个 1/2 车体模型之和,如图 2 所示。对每个分块分别进行相应独立控制,然后把抑制垂直运动、侧倾运动和俯仰运动需要的 3 个作用力叠加起来,即可得到实现总体控制目标的各个减振器的阻尼力。

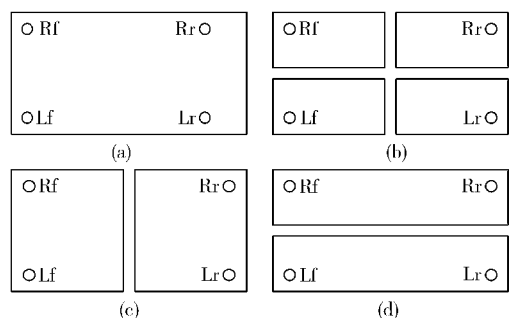


图2 整车八板块架构图

Fig. 2 Octa-plate control method

- (a) 整车板块 (b) 4 个 1/4 垂直运动板块
(c) 2 个俯仰运动板块 (d) 2 个侧倾运动板块

(1) 垂直运动控制策略

模糊控制规则以使簧载质量垂直加速度最快衰减到零为原则,以悬架的簧载质量与非簧载质量相对速度 v ,簧载质量的垂直加速度 a_z 作为输入,减振器控制电流 I_{az} 作为输出,采用图 3 所示的隶属度函数,建立模糊控制规则如表 1 所示。

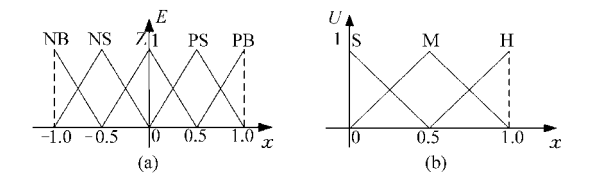


图3 垂直控制策略

Fig.3 Vertical control strategy

(a) 输入变量隶属度函数 (b) 输出变量隶属度函数

表1 垂直控制策略模糊规则

a_z	v				
	NB	NS	Z	PS	PB
NB	S	S	H	H	H
NS	S	S	M	M	M
Z	M	S	S	S	S
PS	M	M	S	S	S
PB	H	H	H	S	S

(2) 俯仰控制策略

以车身的俯仰角速度 $\dot{\varphi}$ 和俯仰角加速度 $\ddot{\varphi}$ 为输入,减振器控制电流 I_{φ} 作为输出。根据专家经验和仿真调整,其论域、语言变量和隶属度函数与输入取相同,如图4所示。模糊控制规则如表2所示。

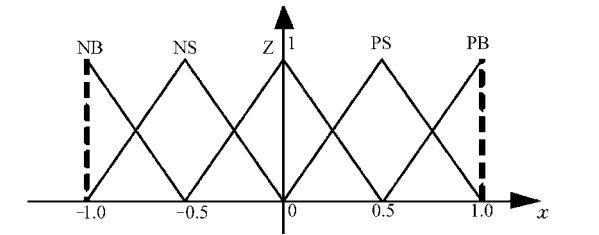


图4 俯仰控制策略输入、输出变量隶属度函数

Fig.4 Pitch control strategy of input and output variables of the membership functions

表2 俯仰角加速度模糊控制规则

$\ddot{\varphi}$	$\dot{\varphi}$				
	NB	NS	Z	PS	PB
NB	PB	PB	PS	Z	Z
NS	PB	PS	PS	Z	Z
Z	PS	Z	Z	Z	NS
PS	Z	Z	Z	NS	NS
PB	Z	Z	NS	NS	NB

(3) 侧倾控制策略

以车身的侧倾角速度 $\dot{\theta}$ 和侧倾角加速度 $\ddot{\theta}$ 为输入,减振器控制电流 I_{θ} 作为输出。模糊语言取 [NB,NS,Z,PS,PB],隶属度函数取三角形隶属度函数如图5所示。左右悬架减振器模糊控制规则如

表3、表4所示。

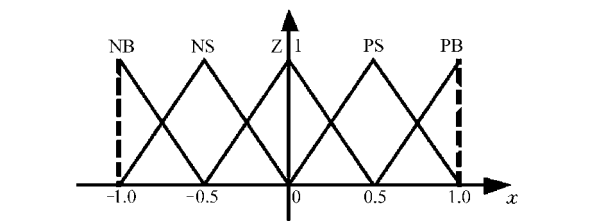


图5 侧倾控制策略输入、输出变量隶属度函数

Fig.5 Lateral control strategy of input and output variables of the membership functions

表3 侧倾角加速度模糊控制规则(左侧)

$\dot{\theta}$	$\ddot{\theta}$				
	NB	NS	Z	PS	PB
NB	PB	PS	PS	Z	Z
NS	PS	PS	PS	Z	Z
Z	PS	Z	Z	Z	NS
PS	Z	Z	NS	NS	NS
PB	Z	Z	NS	NB	NB

表4 侧倾角加速度模糊控制规则(右侧)

Tab.4 Lateral angle acceleration fuzzy control rule (right)

$\dot{\theta}$	$\ddot{\theta}$				
	NB	NS	Z	PS	PB
NB	NB	NS	NS	Z	Z
NS	NS	NS	NS	Z	Z
Z	NS	Z	Z	S	PS
PS	Z	Z	PS	PS	PB
PB	Z	Z	PS	PS	PB

3.2 变论域模糊控制器设计

传统的模糊控制中,模糊控制规则、输入输出变量论域等关键参数确定后无法实时改变,输入输出变量相对于其论域过大或过小时,难以保证达到预期控制精度。1999年,李洪兴^[17~18]正式提出了变论域自适应模糊控制方法如图6所示,其思想就是在模糊控制规则形式不变的前提下,使论域随着误差变小而收缩,随着误差增大而膨胀,使模糊控制具备适应控制对象实时变化的能力,控制在更精确的局部区域内逼近理想控制输出,有效克服了模糊控制精度不高的缺点,改善控制效果。

实际应用中要将论域逐点进行伸缩较为复杂,逐点变换论域几乎是不可能的。事实上,如果假定系统的物理论域 $e(t) \in E = [-e, e]$,经量化因子映射到模糊控制的论域上为 $N_j = [-n_j, n_j]$,其量化因子为 $k_j = n_j/e_j$ 。这样,当输入量的物理论域 E 发生

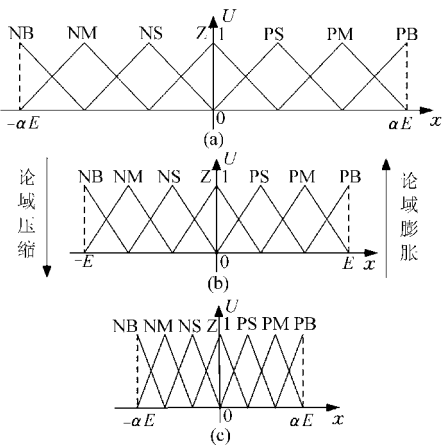


图6 论域变化示意图
Fig.6 Domain changes schemes

变化时,就可以通过改变量化因子使输入量变化后仍能落在原来的模糊论域里,从而使模糊控制器的核心部分保持不变,实现采用模糊规则来实现伸缩因子。两输入单输出基于模糊规则的变论域自适应模糊控制器结构如图7所示。

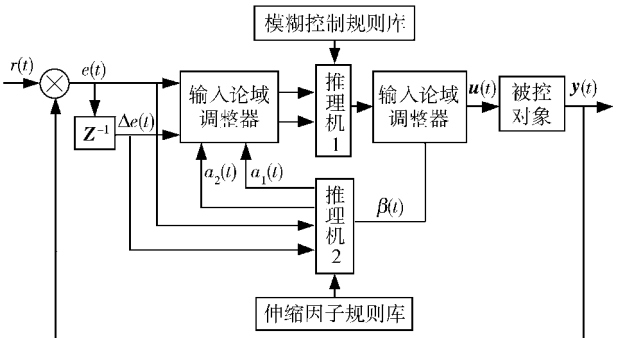


图7 两输入单输出变论域模糊控制器结构图
Fig.7 Two input and single output variable domain and fuzzy controller structure

按照前述整车姿态控制架构,根据上述变论域模糊控制理论和算法、输入输出变量的关系,可完成变论域模糊控制系统设计。

4 仿真比较

利用前述建立的整车模型、路面模型,结合所设计的模糊或者变论域模糊控制器,可以构建如图8所示的仿真框图。

图9所示为直线行驶工况下被动悬架、模糊控制和变论域模糊控制的仿真结果。

直线行驶工况下其侧倾响应为高阶无穷小,可忽略不予考虑。当对前轮施加转角5°阶跃时被动悬架、模糊控制和变论域模糊控制仿真如图10所示。

同理可以得到车速10 m/s和30 m/s下,车辆直线行驶和转向行驶的时域响应(响应曲线略)。同

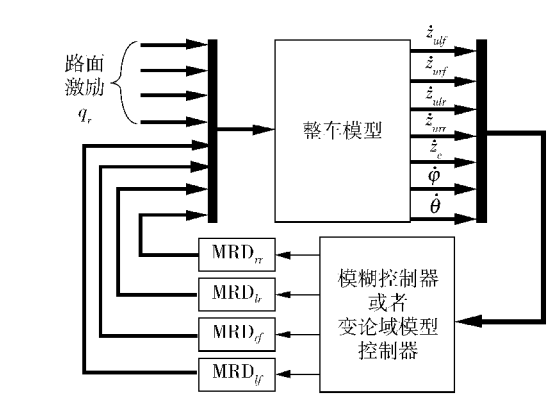


图8 控制系统仿真框图
Fig.8 Control system simulation diagram

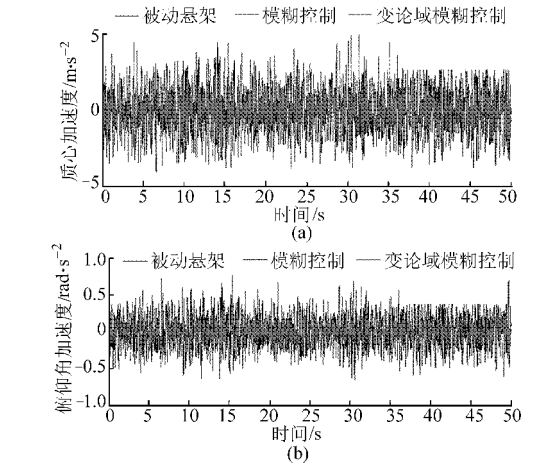


图9 直线行驶时车辆振动时域响应
($u=20\text{ m/s}$, B级路面)
Fig.9 Straight driving vibration time domain response
($u=20\text{ m/s}$, grade B road profile)
(a) 垂向振动 (b) 俯仰振动

时,可得不同工况下均方根值如表5、6所示。

表5 直线行驶工况下的均方根值比较(B级路面)
Tab.5 Straight driving conditions of the RMS comparison
(grade B road profile)

时域响应	控制策略	行驶速度/ $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$		
		10	20	30
垂向振动加速度 $/\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$	被动	0.796 2	1.124 8	1.375 0
	模糊	0.592 6	0.836 2	1.020 4
	变论域	0.574 0	0.790 8	0.946 9
俯仰角加速度 $/\text{rad}\cdot\text{s}^{-2}$	被动	0.119 4	0.168 7	0.206 2
	模糊	0.084 2	0.118 6	0.144 3
	变论域	0.076 1	0.100 4	0.116 7

5 试验结果

根据上述设计完成的控制算法,利用设计制作的控制器的软硬件,完成试验汽车改装,进行了实车台架试验和道路试验。

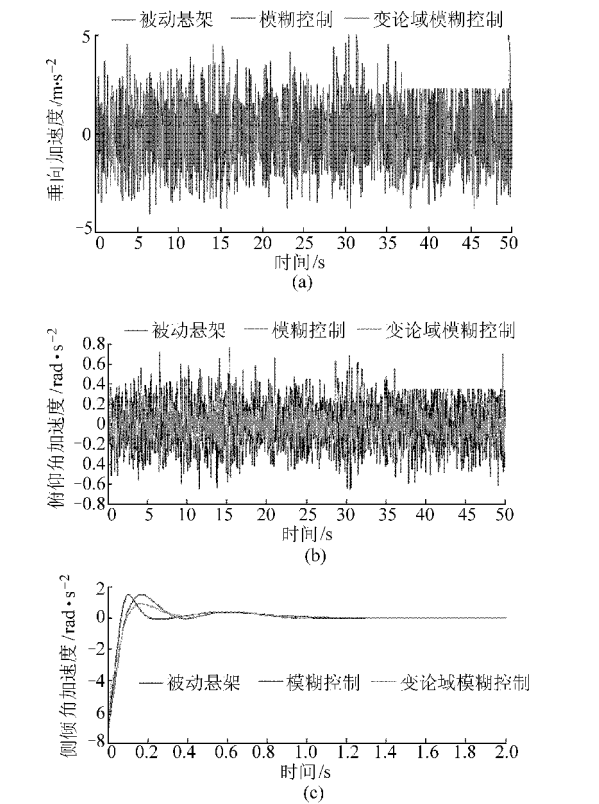


图 10 转向行驶时车辆振动时域响应
($u = 20\text{ m/s}$, B 级路面)

Fig. 10 Steering driving vibration time domain response
($u = 20\text{ m/s}$, grade B road profile)

(a) 垂向振动 (b) 俯仰振动 (c) 侧倾振动

表 6 转向行驶工况下的均方根比较 (B 级路面)

Tab.6 Steering driving conditions of the RMS comparison (grade B road profile)

时域响应	控制策略	行驶速度/ $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$		
		10	20	30
垂向振动加速度 $\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$	被动	0.795 9	1.124 5	1.374 6
	模糊	0.592 4	0.835 9	1.020 1
	变论域	0.573 9	0.790 6	0.946 6
俯仰角加速度 $\text{rad}\cdot\text{s}^{-2}$	被动	0.119 4	0.169 6	0.206 1
	模糊	0.084 2	0.118 5	0.144 2
	变论域	0.076 1	0.100 3	0.116 6
侧倾角加速度 $\text{rad}\cdot\text{s}^{-2}$	被动	0.011 9	0.014 6	0.018 1
	模糊	0.015 2	0.017 4	0.020 8
	变论域	0.013 7	0.015 6	0.017 7

5.1 台架试验结果

表 7 和表 8 是谐波激励下空载和满载时的响应情况。表 9 为随即激励信号情况下的响应情况。

5.2 道路试验结果

按照标准分别进行了 40 km/h 和 60 km/h 两种车速下驶过凸块和直线工况下在随机路面上的响应,绘制出了垂向加速度时域响应曲线并进行了数

据处理,结果如图 11、12 和表 10、11 所示。

表 7 空载台架试验各点幅值比较 (被动/半主动)

Tab.7 Amplitude value comparison no-load bench tests (passive/semi-active) m/s^2

试验点	响应	激励类型	
		5 mm、2 Hz	10 mm、2 Hz
前座椅处	垂向	1.64/1.24	5.24/4.92
	横向	0.24/0.21	1.10/0.87
	纵向	0.25/0.19	1.04/0.77
质心处	垂向	1.29/1.03	4.81/4.18
	横向	0.24/0.18	0.58/0.44
	纵向	0.23/0.18	0.59/0.41

表 8 满载台架试验各点幅值比较 (被动/半主动)

Tab.8 Amplitude value comparison load bench tests (passive/semi-active) m/s^2

试验点	响应	激励类型	
		5 mm、2 Hz	10 mm、2 Hz
前座椅处	垂向	1.59/1.41	4.93/4.63
	横向	0.24/0.19	0.97/0.81
	纵向	0.22/0.18	0.92/0.69
质心处	垂向	1.17/0.91	4.65/4.23
	横向	0.24/0.18	0.57/0.45
	纵向	0.12/0.17	0.53/0.40

表 9 随机激励台架试验各点均方根比较 (被动/半主动)

Tab. 9 Each point RMS comparison of random excitation bench tests (passive/semi-active) m/s^2

试验点	响应	激励类型	
		空载	满载
前座椅处	垂向	1.69/1.46	1.58/1.42
	横向	0.62/0.49	0.51/0.42
	纵向	0.59/0.46	0.47/0.34
质心处	垂向	1.58/1.37	1.47/1.33
	横向	0.37/0.25	0.32/0.23
	纵向	0.33/0.26	0.31/0.24

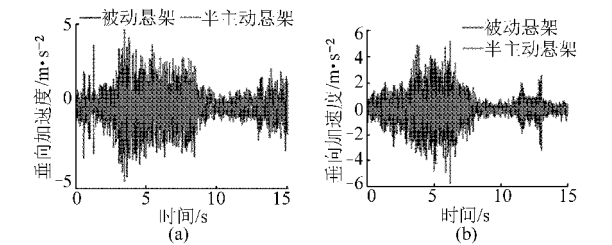


图 11 汽车驶过凸块时的响应

Fig. 11 Response of cars passing convex block

(a) 40 km/h (b) 60 km/h

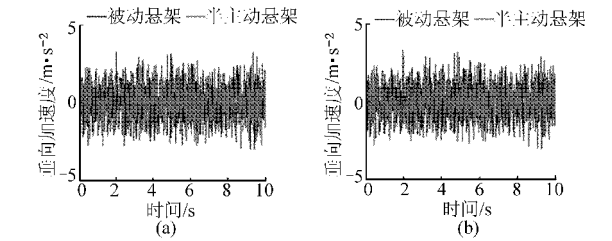


图 12 汽车驶过随机路面时域响应

Fig. 12 Time domain response of car driving in random road
(a) 40 km/h (b) 60 km/h

表 10 满载过凸块时各点均方根比较 (被动/半主动)				
Tab. 10 RMS comparison of full load vehicle passing convex block (passive/semi-active) m/s ²				
试验点	响应	车速/km·h ⁻¹		
		40	60	
前座椅处	垂向	1.62/1.33	1.92/1.68	
	横向	0.46/0.35	0.55/0.48	
	纵向	0.56/0.47	0.67/0.56	
质心处	垂向	1.61/1.36	1.86/1.67	
	横向	0.43/0.34	0.56/0.45	
	纵向	0.53/0.44	0.64/0.53	

6 结束语

在建立整车 MRD 半主动悬架模型的基础上，

表 11 满载随机路面时各点均方根比较 (被动/半主动)				
Tab. 11 RMS comparison of full load vehicle passing random road (passive/semi-active) m/s ²				
试验点	响应	车速/km·h ⁻¹		
		40	60	
前座椅处	垂向	0.61/0.46	0.75/0.63	
	横向	0.21/0.16	0.33/0.22	
	纵向	0.23/0.18	0.34/0.24	
质心处	垂向	0.58/0.45	0.72/0.59	
	横向	0.20/0.15	0.26/0.21	
	纵向	0.22/0.16	0.29/0.23	

完成了变论域模糊控制系统设计,进行了大量仿真研究,并利用自制的 MRD 进行了实车改装和不同工况的试验。通过台架和不同工况下试验所得到的时域响应和数据分析可知,采用 MRD 变论域模糊控制的半主动悬架能够有效地提高整车的平顺性,采用磁流变半主动悬架汽车的行驶平顺性比采用普通被动悬架性能提高 9% ~ 22%。而且,满载时半主动悬架的控制效果比空载情况时的控制效果要好一些,并且试验证明,所设计的半主动悬架控制系统和控制策略是正确可行的,能有效改善整车行驶平顺性。

参 考 文 献

1 陈龙,周孔亢,李德超. 车辆半主动悬架控制技术的研究[J]. 农业机械学报,2002,33(1):25~28.
Chen Long, Zhou Kongkang, Li Dechao. Study on control technology of semi-active suspension on a vehicle [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2002, 33 (1):25~28. (in Chinese)

2 李以农,郑玲. 车辆半主动悬架非线性控制方法的研究[J]. 农业机械学报,2005,36(5):9~15.
Li Yinong, Zheng Ling. Research on nonlinear control methods of automotive semi-active suspension [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2005, 36 (5):9~15. (in Chinese)

3 张孝祖,武鹏,黄少华. 基于模糊鲁棒控制的车辆半主动悬架性能分析[J]. 农业机械学报,2006,37(5):1~4.
Zhang Xiaozu, Wu Peng, Huang Shaohua. Performance analysis of vehicle semi-active suspension based on fuzzy and robust control method [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2006, 37(5):1~4. (in Chinese)

4 曹民,喻凡. 车用磁流变减振器的研制[J]. 机械工程学报,2004,40(3):186~190.
Cao Min, Yu Fan. Development of magnetorheological damper for vehicle [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2004, 40 (3):186~190. (in Chinese)

5 刘韶庆,姚斌,袁善发,等. 磁流变减振器半主动悬架的 Fuzzy-PID 开关切换控制[J]. 农业机械学报,2006,37(12):4~7.
Liu Shaoqing, Yao Bin, Yuan Shanfa, et al. Fuzzy-PID switch control on semi-active suspensions with MR damper [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2006, 37(12):4~7. (in Chinese)

6 贾永枢,周孔亢. 车用磁流变液流变特性分析及试验[J]. 机械工程学报,2009,45(6):246~250.
Jia Yongshu, Zhou Kongkang. Rheological properties analysis and experiment of magnetorheological fluid for automobile [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2009, 45 (6):246~250. (in Chinese)

7 赵剡水,周孔亢,李仲兴,等. 磁流变减振器半主动悬架的系统时滞[J]. 机械工程学报,2009,45(7):221~227.
Zhao Yanshui, Zhou Kongkang, Li Zhongxing, et al. Time lag of magnetorheological damper semi-active suspensions[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2009, 45(7):221~227. (in Chinese)