

基于改进天棚阻尼的半主动悬架系统 动力学与电磁兼容特性分析

高翔¹, 邱巍², 沈林林³

(1. 南京师范大学电气与自动化工程学院, 江苏 南京 210023)

(2. 江苏苏美达成套设备工程有限公司, 江苏 南京 210018)

(3. 华菱星马汽车(集团)股份有限公司, 安徽 马鞍山 243000)

[摘要] 磁流变阻尼器(MRD)对实现智能车辆悬架系统具有重要的应用价值。在建立整车 7-DoF 悬架系统模型和修正的 MRD Bouc-wen 滞环模型基础上,应用磁流变(MR)“四分之一”车辆悬架系统的改进型天棚阻尼控制策略,设计了一种对整车 4 个 MR 悬架子系统进行独立控制的半主动异步控制器,并考虑整车前、后轮的间距,应用带延时的谐波和平滑脉冲,及实测的随机路面信号作为路面车轮的激励输入,对 MR 悬架和被动整车动力学系统的垂直、俯仰和侧倾运动性能进行了系统的比较研究,同时验证了控制器的电磁兼容特性。结果表明:提出的基于天棚阻尼策略的半主动控制器能理想地改善 MR 整车悬架系统的乘坐舒适性和操纵安全性等多目标悬架性能,其控制电流的传导与辐射噪声均满足国家标准要求,为进一步开展 MR 智能车辆悬架系统的半主动解耦控制研究奠定了理论基础。

[关键词] 整车悬架系统,磁流变阻尼器,天棚阻尼律,半主动控制,传导噪声

[中图分类号] U463.33 **[文献标志码]** A **[文章编号]** 1672-1292(2019)04-0049-07

Analysis of Dynamics and Electromagnetic Compatibility Characteristics of Semi-Active Suspension System Based on Improved Canopy Damping

Gao Xiang¹, Qiu Wei², Shen Linlin³

(1. School of Electrical and Automation Engineering, Nanjing Normal University, Nanjing 210023, China)

(2. Sumec Complete Equipment and Engineering Co., Ltd., Nanjing 210018, China)

(3. Valin Xingma Automobile(Group) Co., Ltd., Maanshan 243000, China)

Abstract: Magnetorheological damper (MRD) has an important application value for realizing intelligent vehicle suspension system. Based on the establishment of the vehicle 7-DoF suspension system model and the modified MRD Bouc-wen hysteresis model, and the improved canopy damping of the proposed magneto-rheological (MR) “quarter” vehicle suspension system, the paper designs a semi-active asynchronous controller that independently controls the four MR suspension systems of the whole vehicle, and considers the distance between the front and rear wheels of the vehicle, and applies harmonics with delay and smoothing pulses. As well as the measured random road signal as the excitation input of the road to the wheel, the system compares the vertical, pitch and roll motion performance of the MR suspension and passive vehicle dynamics system, and verifies the electromagnetic compatibility of the controller. The results show that the proposed semi-active controller based on the canopy damping strategy can effectively improve the multi-target suspension performance of the MR vehicle suspension system, such as ride comfort and steering safety. At the same time, the control current conduction and radiation noise are satisfied. National standards require a solid theoretical foundation for further research on semi-active decoupling control of MR smart vehicle suspension systems.

Key words: vehicle suspension system, magnetorheological damper, Skyhook damping, semi-active control, transmission noise

收稿日期: 2019-09-10.

基金项目: 国家自然科学基金(51475246).

通讯联系人: 邱巍, 高级工程师, 研究方向: 机械工程及其自动化. E-mail: qiuwei@sumec.com.cn

悬架系统是确保路面车辆驾乘舒适性和运行安全性的重要因素,受控于直流磁场的可控磁流变阻尼器及其半主动控制是实现新一代磁流变智能车辆悬架的重要途径,是近十年来国内外学者研究的热点课题^[1-4]. 目前在 MRD 滞环 $F-v$ 特性建模和基于“四分之一”MR 车辆悬架的半主动控制研究方面已取得了重要的研究成果. 典型的 MRD 模型有 Spencer 等学者提出的 Bouc-wen 滞环 $F-v$ 模型^[5]和 Wang 等学者提出的 Sigmoid 滞环 $F-v$ 模型^[6],前者能正确描述 MRD 的瞬态特性但描述 MRD 稳态特性的精度差,后者描述 MRD 稳态特性的精度高但不能正确描述 MRD 的瞬态特性. 关于“四分之一”MR 车辆悬架系统的半主动控制研究主要针对改善车辆垂直运动的驾乘舒适性悬架性能,典型的控制策略有 Skyhook(天棚)控制和 H_∞ 控制等^[2-4]. 整车悬架系统有垂直、俯仰和侧倾 3 种运动方式的多目标悬架性能的控制要求,目前已有关于 MR 整车架系统的半主动控制研究成果发表. Choi 等学者^[4]较早地开展了针对车箱负荷质量变化,将 H_∞ 控制策略应用于 MR 整车悬架减振的半主动自适应控制研究;杨谋存等^[7]开展了将模糊 T-S 神经网络控制策略应用于某轻型越野车悬架系统 7-DoF 模型的 MR 整车悬架系统的半主动控制研究;廖昌荣等^[8]提出了一种把天棚、地棚混合控制策略与模糊智能控制策略相结合的整车分级模糊协调控制策略. 上述成果有力地推动了 MR 整车悬架系统的半主动控制研究,但对于 MR 整车悬架系统俯仰和侧倾运动性能分析尚未建立起系统的研究方法,且所设计的控制器较为复杂,此外关于半主动控制电流可能引起的电磁干扰问题尚未引起研究人员的注意,离实际推广应用尚有较大距离.

本文针对整车 7-DoF 悬架系统模型^[9],应用提出的 MRD 修正 Bouc-wen 滞环模型^[10]和针对“四分之一”MR 车辆悬架系统的改进型天棚阻尼控制策略^[2],设计了一种基于天棚阻尼策略的 MR 整车悬架系统的半主动控制器,应用延时的谐波和平滑脉冲,以及实测的随机路面信号激励,建立研究 MR 整车悬架系统垂直、俯仰和侧倾运动多目标悬架性能的系统分析方法,并对半主动控制的 MR 整车悬架系统和被动整车悬架系统的垂直、俯仰和侧倾运动悬架性能进行了系统的比较研究,为进一步开展磁流变智能车辆悬架系统的半主动解耦控制研究奠定理论基础.

1 7-DoF MR 整车悬架系统模型

首先,建立合适的 MR 整车悬架模型,以实现纵向、俯仰和侧倾运动的多目标性能评价. 图 1 所示为 7-DOF 整车 MR 悬架模型. 其中, M 为簧载质量; I_θ 和 I_ϕ 为俯仰和滚转运动的惯性矩; x_g 、 θ 、 Φ 代表垂直位移、俯仰和滚转角; b 和 l_l 、 l_r 分别为从前后的距离以及左右轮到簧载质量的重心的距离; m_{ui} 、 k_{si} 、 c_{si} 、 F_{MRi} 、 k_{ti} 分别表示非簧载质量、悬架刚度系数、悬架阻尼系数、MR 阻尼力和轮胎刚度系数; x_{si} 、 x_{ui} 、 x_{ti} 表示 4 个 2-DoF 车辆悬架子系统的簧载、非簧载质量和道路激励位移. 此处,下标 $i=1,2,3,4$ 分别表示整车左右两侧的前悬架系统和后悬架系统,所提出的悬架模型可以很容易地用来描述 MR 悬架系统,通过设置 $c_{si}=0$ 进行车辆悬架,并通过设置 $F_{MRi}=0$ 来描述被动整车悬架.

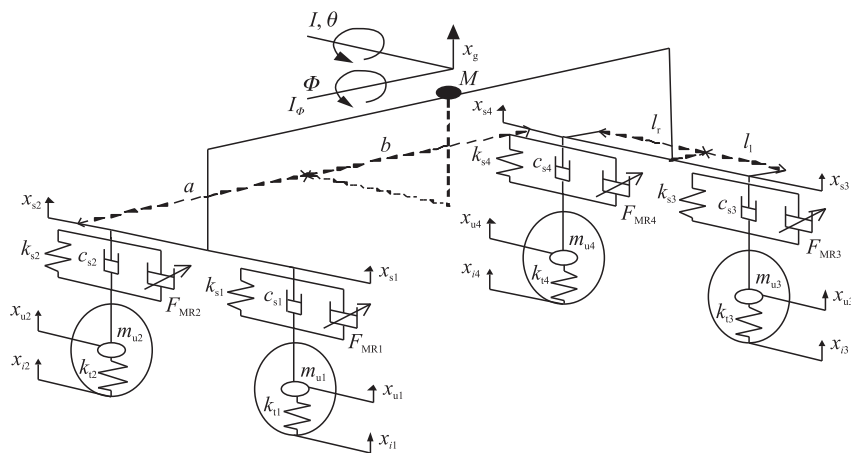


图 1 7-DoF 整车被动与 MR 悬架动力学模型

Fig. 1 7-DoF dynamic model of MR and passive full-vehicle suspensions

因此,MR 和被动整车悬架的广义动力学方程可描述为:

$$\begin{cases} M\ddot{x}_g = -\sum_{i=1}^4 c_{si}(\dot{x}_{si} - \dot{x}_{ui}) - \sum_{i=1}^4 k_{si}(x_{si} - x_{ui}) - \sum_{i=1}^4 F_{MRi}, \\ I_\theta \ddot{\theta} = a \sum_{i=1}^2 c_{si}(\dot{x}_{si} - \dot{x}_{ui}) + k_{si}(x_{si} - x_{ui}) + F_{MRi} - b \sum_{i=3}^4 c_{si}(\dot{x}_{si} - \dot{x}_{ui}) + k_{si}(x_{si} - x_{ui}) + F_{MRi}, \\ I_\phi \ddot{\phi} = -l_1 [c_{s1}(\dot{x}_{s1} - \dot{x}_{u1}) + k_{s1}(x_{s1} - x_{u1}) + F_{MR1} + c_{s3}(\dot{x}_{s3} - \dot{x}_{u3}) + k_{s3}(x_{s3} - x_{u3}) + F_{MR3}] + \\ l_r [c_{s2}(\dot{x}_{s2} - \dot{x}_{u2}) + k_{s2}(x_{s2} - x_{u2}) + F_{MR2} + c_{s4}(\dot{x}_{s4} - \dot{x}_{u4}) + k_{s4}(x_{s4} - x_{u4}) + F_{MR4}], \\ m_{ui} \ddot{x}_{ui} = c_{si}(\dot{x}_{si} - \dot{x}_{ui}) + k_{si}(x_{si} - x_{ui}) - k_{ti}(x_{ui} - x_{ti}) + F_{MRi}, \end{cases} \quad (1)$$

式中, \dot{x}_{si} 和 \dot{x}_{ui} 表示簧载质量和非簧载质量的位移速度; \ddot{x}_g 、 $\ddot{\theta}$ 、 $\ddot{\phi}$ 分别表示簧载质量的垂直位移、俯仰角和侧倾角加速度。

F_{MRi} 代表 4 个 MR2-DoF 车辆悬架系统中的 MR 阻尼力, 可通过 MR 阻尼器的修正的滞环 Bouc-wen 现象模型来计算。模型表达式为:

$$F_d = f(i_d) = c(i_d) F_h(v_r), \quad 0 \leq i_d \leq I_m; \quad (2)$$

$$c(i_d) = 1 + \frac{k_2}{1 + \exp(-a_0(i_d + I_0))} - \frac{k_2}{1 + \exp(-a_0 I_0)}; \quad (3)$$

$$F_h(x_r, v_r) = c_1 \dot{y} + k_1(x_r - x_0); \quad (4)$$

$$x_r = x_s - x_u;$$

$$\dot{y} = \frac{1}{c_0 + c_1} [\alpha z + c_0 \dot{x}_r + k_0(x_r - y)]; \quad (5)$$

$$\dot{z} = -\gamma |\dot{x}_r - \dot{y}| |z| |z|^{n-1} - \beta (\dot{x}_r - \dot{y}) |z|^n + A (\dot{x}_r - \dot{y}).$$

式中, i_d 和 I_m 分别表示 MRD 直流驱动电流以及最大驱动电流; $c(i_d)$ 为基于 Sigmoid 函数的驱动电流调节函数, 准确地描述了对驱动电流的非线性饱和响应特性, $c(i_d) \geq 1$, 当驱动电流 $i_d = 0$ 时, $c(i_d) = 1$; x_r 、 v_r 表示阻尼器活塞行程位移和速度, $F_h(v_r)$ 用来描述当 $i_d = 0$ 时即在被动方式下 MRD 输出阻尼力与活塞的动行程速度 v_r 之间的滞回关系, x 表示活塞动行程, y 和 z 为无量纲内变量; k_0 、 k_1 、 k_2 、 a_0 、 I_0 、 α 、 β 、 γ 、 c_0 、 c_1 、 n 、 A 、 x_0 为模型中的待定常数。对商用 MRD 进行模式辨识, 驱动条件为直流 12 V, 最大电流 $I_m = 0.5$ A, 得到 $k_0 = 184.1$, $k_1 = 1\,528.1$, $k_2 = 10.092$, $a_0 = 7.526$, $I_0 = 0.069$, $\alpha = 20\,373.7$, $\beta = 233\,849.1$, $c_0 = 1\,368.7$, $c_1 = 6\,222.7$, $n = 2$, $A = 20.6$, $x_0 = -0.004$ 。

2 基于天棚阻尼策略的半主动控制器设计

Karnopp 等提出的天棚阻尼调节策略率能理想地改善车辆悬架系统的驾乘舒适性, 其基本思想是抑制车辆簧载质量加速度在簧载质量速度与阻尼器相对速度相位一致与不一致时, 可以分别通过增大和减小阻尼器的阻尼系数来实现。作者针对“四分之一”车辆 MR 悬架子系统成功地提出了一种基于 MRD 驱动电流的改进型天棚半主动控制策略^[2-3], 本文将提出的改进型天棚半主动控制策略直接应用到 MR 整车悬架系统的半主动控制研究, 可极大地减少 MR 整车悬架系统半主动控制器设计的复杂性, 可实现对整车 4 个 MR 悬架子系统内的 4 个 MRD 的独立控制。该控制器具有简单易实现的特点, 在车辆运行时仅需实时测量 4 个悬架子系统的簧载和非簧载质量相对于路面的运动速度。

$$i_{di} = \begin{cases} k_d |\dot{x}_{si}|^m & \dot{x}_{si}(\dot{x}_{si} - \dot{x}_{ui}) > 0 \\ 0 & \dot{x}_{si}(\dot{x}_{si} - \dot{x}_{ui}) \leq 0 \end{cases}, \quad i = 1, 2, 3, 4. \quad (6)$$

式中, i_{di} 为 4 个 MRD 的驱动控制电流; \dot{x}_{si} 、 \dot{x}_{ui} 分别表示 4 个 MR 悬架子系统的簧载和非簧载质量的运动速度; k_d 为控制器增益; 指数 m ($m \geq 2$) 为控制器阶数, 可抑制 MRD 低速运动时的滞环特性和拓宽 MRD 的磁场饱和频带。本文选取控制器参数 $m = 2$ 和 $k_d = 3$ 。表 1 列出了以福特 Granada 轿车为例的 7-DoF 车辆模型参数^[9]。

表 1 整车模型参数
Table 1 Vehicle model parameters

参数	数值	参数	数值	参数	数值
车身质量 M	1 480 kg	前悬架刚度 $K_{s1,2}$	17 kN/m	转动惯量 J_{θ}	2 440 kg·m ²
后悬架刚度 $K_{s3,4}$	22 kN/m	转动惯量 J_{ϕ}	380 kg·m ²	前悬架阻尼系数 $C_{s1,2}$	1.5(kN·s)/m
前轮非簧载质量 $m_{u(1,2)}$	40.5 kg	后悬架阻尼系数 $C_{s3,4}$	1.5(kN·s)/m	后轮非簧载质量 $m_{u(3,4)}$	40.5 kg
车身质心至前轴距离 a	1.25 m	前轮胎刚度 $K_{t1,2}$	192 kN/m	车身质心至后轴距离 b	1.51 m
后轮胎刚度 $K_{t3,4}$	192 kN/m	轴距 l_r, l_f	0.88 m		

3 多目标悬架性能分析

将天棚半主动异步控制器应用到如图 1 所示的福特 Granada 轿车的 7-DoF 动力学系统,建立了基于 Matlab/Simulink 的被动整车悬架和 MR 整车悬架的仿真分析平台,应用谐波、平滑脉冲和实测随机路面激励信号^[2],并考虑实际车辆前、后轮在路面行驶时存在的时延特性,对 MR 整车悬架系统的垂直、俯仰和侧倾 3 种运动状态的稳态和瞬态性能进行系统分析,以建立较为系统的针对 MR 整车悬架系统多目标悬架性能的分析方法. 此处假设车辆行驶速度为 $v=60$ km/h,则前、后轮间的时延 $t_0=(a+b)/v=0.17$ s.

4 谐波激励

谐波激励是分析系统稳态性能的常用方法. 选取接近车辆簧载和非簧载质量共振频率、带时延的单谐波信号对车辆前、后车轮加以激励,分析车辆纵向运动的质心位移加速度($a_g=\ddot{x}_g$)和非簧载位移加速度($a_{ui}=\ddot{x}_{ui}$)的时域稳态响应, a_g 等效地表示车辆簧载位移加速度,可以合理地评价悬架系统对簧载质量共振抑制的悬架性能;选取变幅度的多谐波信号对车辆前、后、左、右四轮同时加以激励,分析车辆纵向运动的质心位移加速度传输率(T_{ag})和轮胎动载荷系数(DLC_{*i*})频域响应,鉴于 MRD 是典型的非线性器件, T_{ag} 定义为在给定频率的谐波激励下质心位移加速度均方根(RMS)对激励位移加速度均方根的比率,DLC_{*i*} 定义为在给定频率的谐波激励下轮胎动态力($F_{ui}=k_{ui}(x_{ui}-x_{ii})$)均方根对轮胎静态力的比率^[3],可以合理地评价悬架系统对车辆在路面频谱范围的共振抑制、振动隔离和车轮与路面保持接触等悬架性能;选取不同幅度但频率相同的单谐波信号对车辆左、右侧车轮加以激励,并考虑前、后轮的时延,分析车辆侧倾和俯仰运动的侧倾角和俯仰角加速度的时域稳态响应,可以合理地评价悬架系统对车辆侧倾和俯仰运动抑制的操纵稳定性悬架性能.

图 2(a)和(b)示出了在频率为 1.5 Hz、幅值为 2.0 cm 的谐波信号激励下,MR 悬架和被动悬架整车动力学系统纵向运动的质心和左、前悬架子系统的非簧载质量位移加速度稳态响应的比较,此处车辆后两轮的激励信号较前两轮的激励信号时延了 0.17 s. 结果表明,MR 悬架系统 a_g 的峰值较之被动悬架系统降低了 30%,对簧载质量共振抑制有明显的效果. 但 MR 悬架系统 a_{ui} 的峰值较之被动悬架系统增加了 100%,牺牲了部分非簧载质量共振抑制的悬架性能;由于 MRD 具有很强的滞环和阻尼力饱和等非线性特性,在

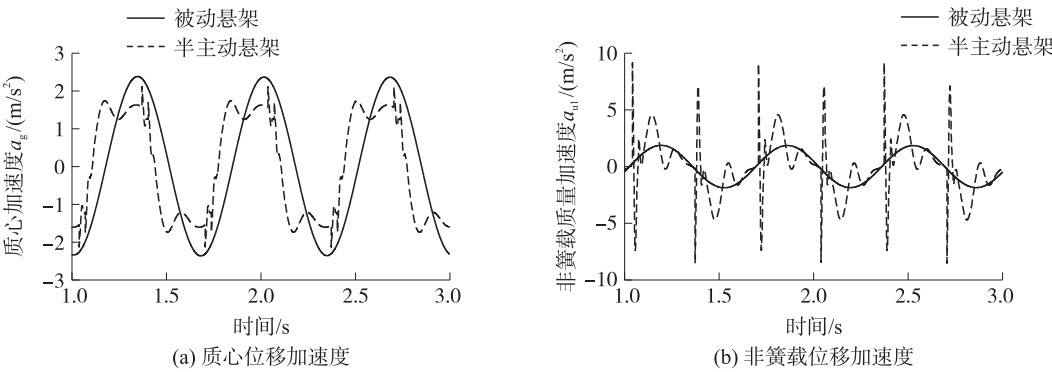


图 2 MR 悬架和被动悬架系统在谐波激励下的时域稳态响应比较
Fig. 2 Comparison of time-domain steady-state responses of MR suspension and passive suspension systems under harmonic excitation

a_{ul} 响应上产生了明显的高频自激振荡;由于半主动控制方式在式(5)中条件 $\dot{x}_{si}(\dot{x}_{si}-\dot{x}_{ui})=0$ 附近产生的阻尼力突变不连续性,导致了在 a_g 和 a_{ul} 某些时刻(如 1.05、1.35、1.65 s 等)产生了不良的冲激响应。

图 3(a) 和(b) 示出了车辆在路面主导频谱范围内,MR 悬架和被动悬架整车动力学系统质心位移加速度传输率和左、前轮胎动载荷系数频域响应的比较。此处,应用式(7)所示的在低频($f \leq f_T$)保持恒定幅度和在高频($f > f_T$)产生恒定加速度的变幅度谐波激励信号,以避免 MR 悬架系统由于 MRD 的非线性特性在高频高加速度时处于饱和和工作状态^[2]:

$$x_{ii} = \begin{cases} a_m \sin(2\pi ft) & f \leq f_T; \\ a_m (f_T/f) \sin(2\pi ft) & f > f_T. \end{cases} \quad (7)$$

式中,幅度 $a_m = 1.0$ cm;转折频率 $f_T = 1.3$ Hz;频率 f 取 0~25 Hz 范围里的离散值。

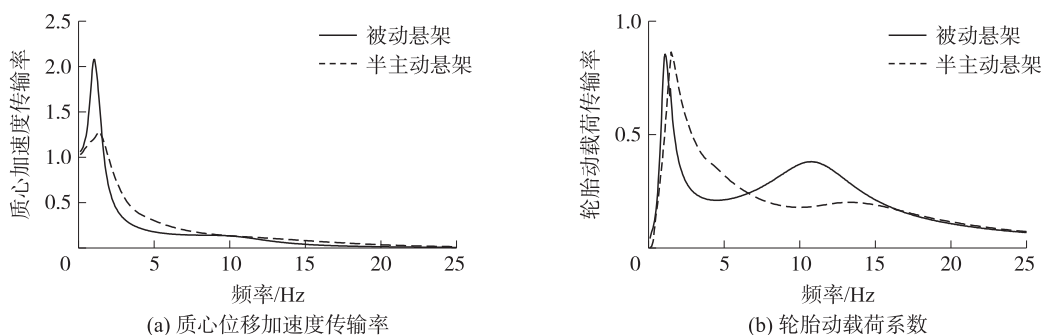


图 3 MR 悬架和被动悬架系统在变幅度谐波激励下的频域响应比较

Fig. 3 Frequency response comparison of MR suspension and passive suspension system under variable amplitude harmonic excitation

结果显示,MR 悬架系统 T_{ag} 在簧载质量共振频 1.5 Hz 附近的峰值较之被动悬架系统降低了 40%,极大地改善了对簧载质量共振抑制的能力,但在中频段(2.0~8.0 Hz)数值略有增加,牺牲了系统中频段的部分隔振悬架性能;MR 悬架系统 DLC_1 数值在中、高频段(6.5~15.5 Hz)数值有明显降低,改善了车辆轮胎与路面可靠接触的悬架性能,但在中频段(2.0~6.5 Hz)略有增加。此外,MR 悬架系统的簧载质量共振频率较之被动悬架系统产生了一定的提高偏移。

图 4(a) 和(b) 示出了 MR 悬架和被动悬架整车动力学系统俯仰角加速度($a_\theta = \ddot{\theta}$)和侧倾角加速度($a_\phi = \ddot{\phi}$)时域稳态响应的比较。此处,对车辆前、后车轮施加了时延为 0.17 s、频率为 1.5 Hz 的谐波激励,对车辆左、右两侧车轮施加的谐波激励在幅度上分别为 2.5 cm 和 0.5 cm,对车辆左、右两侧车轮施加不对称激励信号可以方便地分析车辆俯仰和侧倾运动悬架性能。结果表明,MR 悬架系统较之被动悬架系统, a_θ 和 a_ϕ 在数值上有大幅度下降,有利于车辆运动姿态的保持,从而提高了车辆操纵稳定性悬架性能。与图 2(a) 和(b) 的情况一致, a_θ 和 a_ϕ 因 MRD 的滞环特性存在自激振荡;由于半主动控制方式的不连续性,在 1.05、1.35、1.65 s 等时刻产生了不良的冲激响应。

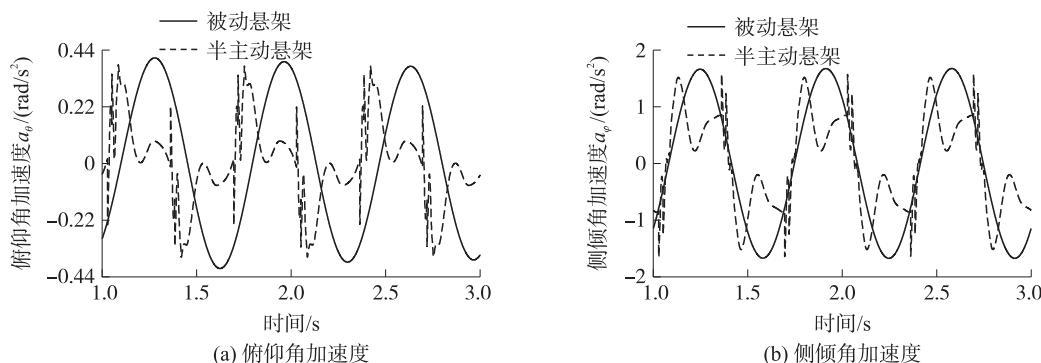


图 4 MR 悬架和被动悬架系统在车辆两侧车轮不对称谐波激励下的时域稳态响应比较

Fig. 4 Time-domain steady-state response comparison of MR suspension and passive suspension systems under asymmetric harmonic excitation of wheels on both sides of a vehicle

5 控制器传导电磁噪声分析

选取 GJB151A 标准^[11],进一步分析在典型路面激励下的控制器传导电磁噪声.车辆在运行时经常会遇到高坡和凹坑的路面,应用式(8)和式(9)所产生的平滑脉冲信号作为车轮的激励输入^[2],可理想地评价车辆悬架系统抗冲击悬架性能,此处同样考虑到了车辆前、后车轮间的时延:

$$x_{i1,2}=0.25a_me^2(\mu\omega_0t)^2e^{-\mu\omega_0t}, \quad (8)$$

$$x_{i3,4}=0.25a_me^2[\mu\omega_0(t-t_0)]^2e^{-\mu\omega_0(t-t_0)}u(t-t_0), \quad (9)$$

式中, a_m 为平滑脉冲信号幅值; ω_0 为基波频率; μ 为刚度参数; t_0 为前、后车轮间的时延; $u(t-t_0)$ 为阶跃信号.选取 $a_m=2.0\text{ cm}$, $\omega_0=10.4\text{ rad/s}$, $\mu=3$, $t_0=0.17\text{ s}$.

从图 5 可以看出,平滑脉冲激励下,HSMC 控制电流的传导 EMI 噪声峰值和辐射 EMI 噪声峰值均出现在低频段.平滑脉冲激励下,HSMC 控制电流的传导 EMI 噪声数据为:低频段峰值为 83 dB μ V,中频段峰值为 61 dB μ V,高频段峰值为 42 dB μ V;HSMC 控制电流的辐射 EMI 噪声数据为:低频段峰值为 30 dB μ T,中频段峰值为 8 dB μ T,高频段峰值为-12 dB μ T,几乎没有噪声.其传导 EMI 噪声与辐射 EMI 噪声均远低于 GJB151A 标准中规定的限值.

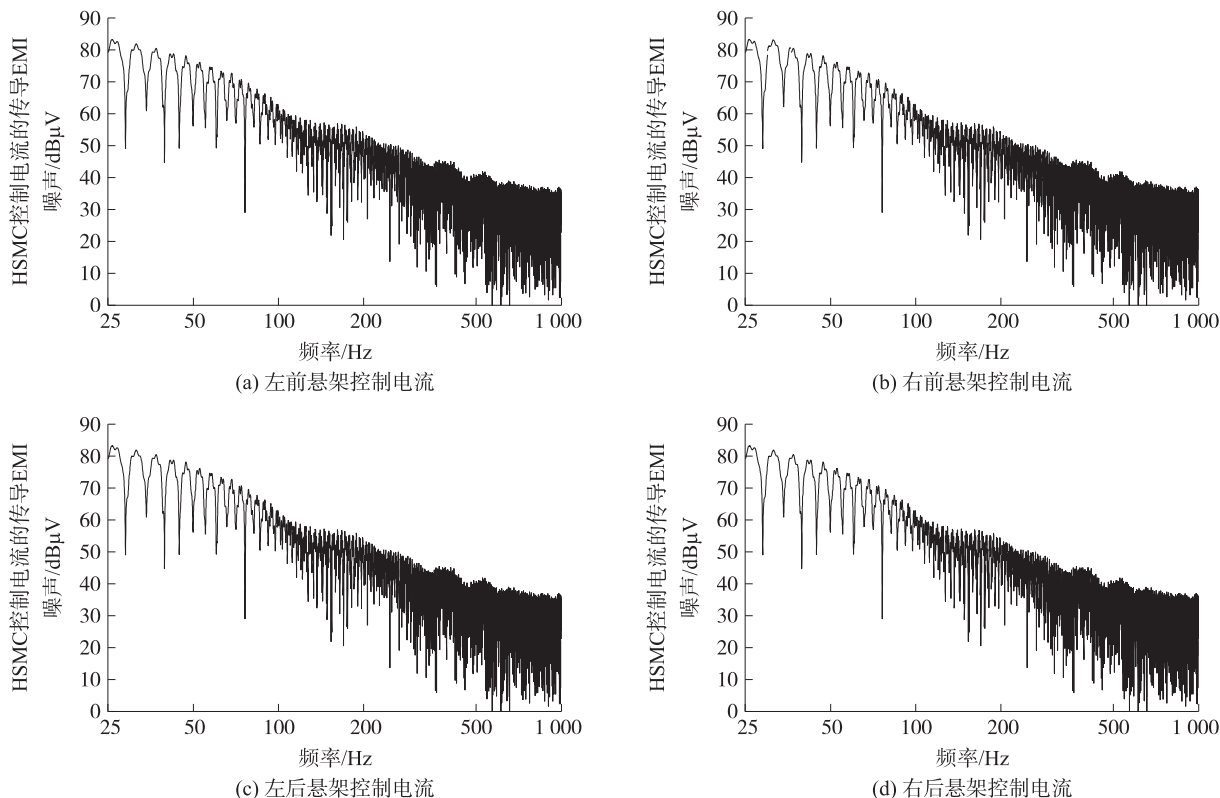


图 5 MR 悬架和被动悬架系统在平滑脉冲激励下的时域瞬态响应比较

Fig. 5 Time-domain transient response comparison of MR suspension and passive suspension systems under smooth impulse excitation

车辆在实际路面运行时车轮受到的激励信号一般是随机信号,应用加拿大报道的某公路实测路面随机数据作为车轮激励输入对悬架系统的性能进行分析,更能贴近车辆运行的实际工况.从图 6 可以看出随机路面谱激励下,HSMC 控制电流的传导 EMI 噪声峰值和辐射 EMI 噪声峰值均出现在低频段.随机路面谱激励下,HSMC 控制电流的传导 EMI 噪声数据为:低频段峰值为 100 dB μ V,中频段峰值为 88 dB μ V,高频段峰值为 65 dB μ V;HSMC 控制电流的辐射 EMI 噪声数据为:低频段峰值为 45 dB μ T,中频段峰值为 35 dB μ T,高频段峰值为 12 dB μ T,噪声非常小.其传导 EMI 噪声与辐射 EMI 噪声均远低于 GJB151A 标准中规定的限值.

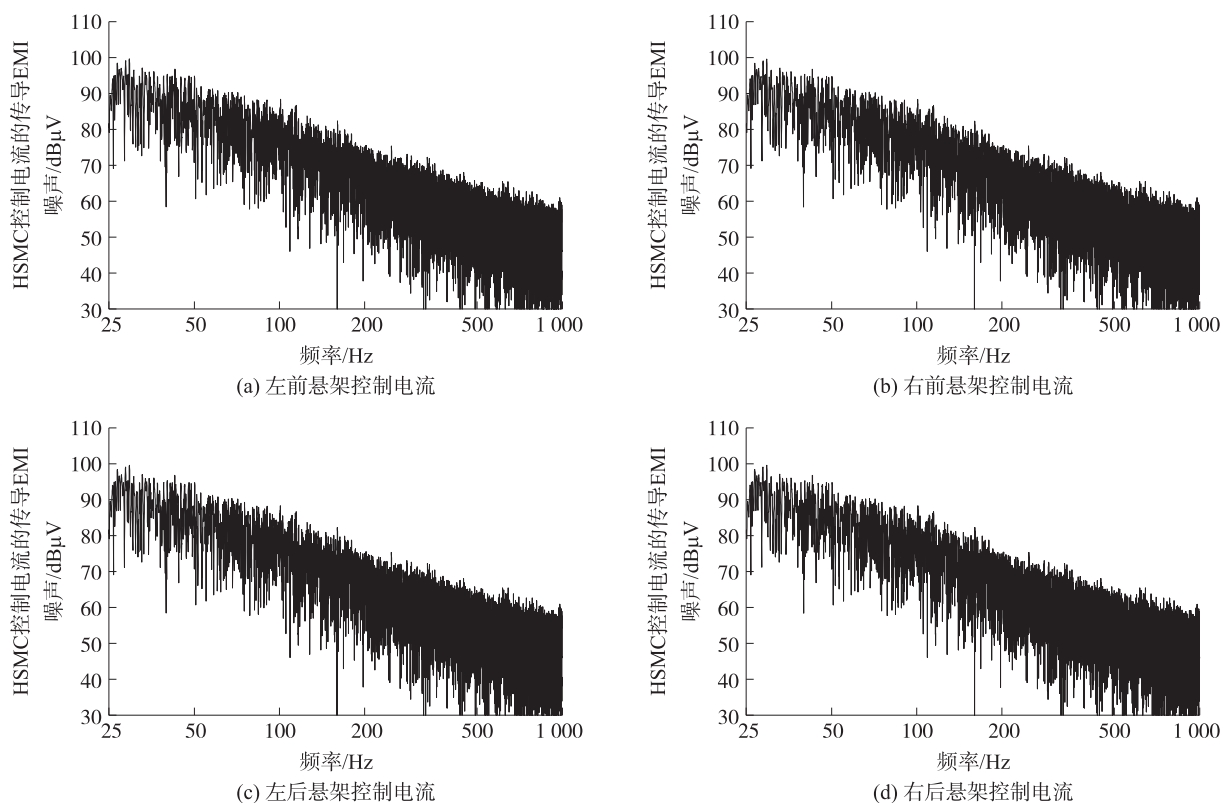


图6 MR悬架和被动悬架系统在实测路面随机信号激励下的PSD响应比较

Fig. 6 Comparison of PSD responses of MR suspension and passive suspension system under random signal excitation of measured pavement

6 结论

(1)根据MRD修正Bouc-wen滞环 $F-v$ 模型建立7-DoF MR和被动整车悬架系统的综合动力学模型,为MR整车悬架系统的半主动控制研究提供了有效的分析平台。

(2)考虑整车前、后轮的间距,提出了带延时的谐波、平滑脉冲和实测随机路面激励信号,建立了研究整车垂直、俯仰和侧倾运动的多目标悬架性能的比较系统的研究方法。

(3)应用针对“四分之一”MR悬架子系统的改进型Skyhook阻尼控制策略设计对整车4个MR悬架子系统进行独立控制的MR悬架系统半主动异步控制器,对提高整车驾乘舒适性和操纵稳定性综合悬架性能有潜在作用。

(4)整车MR悬架系统半主动异步控制器在冲击性路面激励和随机路面激励下的半主动控制电流传导噪声均远低于GJB151A标准中规定的限值。

[参考文献] (References)

- [1] LEE H S, CHOI S B. Control and response characteristics of a magneto-rheological fluid damper for passenger vehicles[J]. Journal of intelligent material systems and structures, 2000, 11(1): 80-87.
- [2] WANG E R, YING L, WANG W J, et al. Semi-active control of vehicle suspension with MR-damper: part I—controller synthesis and evaluation[J]. Chinese journal of mechanical engineering, 2008, 21(1): 13-19.
- [3] WANG E R, YING L, WANG W J, et al. Semi-active control of vehicle suspension with MR-damper: part II—evaluation of suspension performance[J]. Chinese journal of mechanical engineering, 2008, 21(2): 52-59.
- [4] CHOI S B, LEE H S, PARK Y P. H_{∞} control performance of a full-vehicle suspension featuring magneto-rheological dampers[J]. Vehicle system dynamics, 2002, 38(5): 341-360.

(下转第91页)

- incident plane wave on apertures in multiple sides of rectangular enclosure[J]. IEEE transactions on electromagnetic compatibility,2010,52(3):566-577.
- [10] ROBINSON M P,TURNER J D,THOMAS D W P,et al. Shielding effectiveness of a rectangular enclosure with a rectangular aperture[J]. Electronics letters,1996,32(17):1559-1560.
- [11] ARANEO R,LOVAT G. Fast MoM analysis of the shielding effectiveness of rectangular enclosures with apertures, metal plates, and conducting objects[J]. IEEE transactions on electromagnetic compatibility,2009,51(2):274-283.
- [12] 孟培雯,刘云飞,顾敏明. 机箱孔缝对电磁屏蔽效能的影响研究[J]. 现代电子技术,2012,35(13):155-158.
MENG P W,LIU Y F,GU M M. Influence of enclosure holes or slots on electromagnetic shielding effectiveness[J]. Modern electronics technique,35(13):155-158.(in Chinese)
- [13] KHAN Z A,BUNTING C F,DESHPANDE M D. Shielding effectiveness of metallic enclosures at oblique and arbitrary polarizations[J]. IEEE transactions on electromagnetic compatibility,2005,47(1):112-122.
- [14] WANG L,GAO Y,SHEN Y,et al. Analysis on shielding effectiveness of aperture arrays with different spacing[C]//International Symposium on Electromagnetic Compatibility. Detroit,USA:IEEE,2008.
- [15] 周泽伦. 带孔缝箱体电磁屏蔽效能的研究[J]. 西安科技大学学报,2016,36(1):122-126.
ZHOU Z L. Research on the shielding effectiveness of the box with apertures[J]. Journal of xi'an university of science and technology,2016,36(1):122-126.(in Chinese)

[责任编辑:严海琳]

(上接第55页)

- [5] SPENCER B F,DYKE D J,SAIN K M,et al. Phenomenological model of a magneto-rheological damper[J]. J of Eng Mech,1997,123(3):230-238.
- [6] WANG E R,MA X Q,RAKHEJA S,et al. Modeling hysteretic characteristics of an MR-fluid damper[J]. Journal of automobile engineering,2003,217(D7):537-550.
- [7] 杨谋存,殷晨波,孙后存,等. 半主动悬架的一种智能控制设计与稳定性分析[J]. 南京航空航天大学学报,2009,41(3):375-379
YANG M C,YIN C B,SUN H C,et al. Semi-active suspension system design based on intelligent control strategy and stability analysis[J]. Journal of Nanjing university of aeronautics & astronautis,2009,41(3):375-379.(in Chinese)
- [8] LIAO C R,LI R,YU M,et al. Control of automotive suspensions vibration via magneto-rheological damper[J]. Chinese journal of mechanical engineering,2005,41(6):128-132.
- [9] 喻凡,林逸. 汽车系统动力学[M]. 北京:机械工业出版社,2005.
YU F,LIN Y. Dynamics of automotive system[M]. Beijing:China Machine Press,2005.(in Chinese)
- [10] WANG W J,YING L,WANG E R. Comparison on hysteresis models of controllable magneto-rheological damper[J]. Journal of mechanical engineering,2009,45(9):100-108.
- [11] YAN W,YU J,TANG Q,et al. Analysis and mitigation on conducted electromagnetic interference of semi-active control strategy for magneto-rheological damper[J]. International journal of applied electromagnetics and mechanics,2016,50(2):247-254.

[责任编辑:严海琳]