

轮毂式电机驱动电动汽车主动悬架滑模控制研究^{*}

张云^{1,2} 孙劭泽² 金贤建^{2†} 李韶华³ 杨俊朋² 王佳栋²

(1. 福特汽车工程研究南京有限公司, 南京 211100)(2. 上海大学 机电工程与自动化学院, 上海 200072)

(3. 石家庄铁道大学 机械工程学院, 石家庄 050043)

摘要 悬架作为车身、车架和车轮之间的一个连接结构系统,对车辆的行驶平顺性、操纵稳定性、驾乘舒适性等具有较大影响.针对新型主动悬架系统能改善驾乘舒适性、防止驾驶者的疲劳,以及保证极限工况危急时刻车辆操控权限的优点,建立采用悬置轮毂式电机驱动的电动汽车四分之一主动悬架模型,设计了基于电磁作动器的主动悬架滑模控制系统,运用李雅普诺夫判据证明了该系统的稳定性,并采用趋近律方法降低滑动模态带来的抖振影响.在 Matlab/Simulink 中进行四分之一主动悬架建模,与 Carsim 联合仿真实验,使用白噪声模拟的 B 级路面与冲击激励作为输入验证主动悬架系统的车身垂向加速度、悬架动挠度、轮胎动载荷等性能,结果表明:设计的滑模控制系统能够减少车身所受影响,明显提高车辆的驾乘舒适性和平顺性.

关键词 电动汽车, 主动悬架, 滑模控制, 驾乘舒适性, 平顺性

DOI: 10.6052/1672-6553-2021-014

引言

伴随着全球日益复杂的环境问题,轮毂式电机驱动电动汽车作为一种新型能源车辆越来越受到人们青睐.而电动汽车的 NVH 问题,即噪声、振动及舒适性的改善问题,也成为研发的重点.其中驾乘舒适性和车辆行驶安全性是对车辆性能评判中最为重要的两个性能指标,而悬架系统是车辆底盘的关键部件,不仅对这两个性能起着决定作用,而且还影响汽车动力的发挥^[1,2].因此,如何提升悬架性能是目前各国在悬架上的研究方向.

目前国内外学者对主动悬架控制进行了大量的研究, Mantaras 等^[3]应用基于层次分析法的车辆半主动悬架 LQR 最优控制方法,实现了车辆评价指标的综合优化、提高了车辆的平顺性及舒适性,但 LQR 控制鲁棒性较差; Sun 等^[4]研究了汽车主动悬架的振动问题,提出了一种饱和自适应鲁棒控制策略,并验证了该控制律的有效性; 颜文俊等^[5]提出非线性半主动悬架系统模糊控制策略,能大幅度地抑制车身加速度和轮胎动载荷,并一定程度地改善悬架动行程.此外,对于主动悬架常用的控制方

法还有神经网络控制^[6]、鲁棒 H_∞ 控制^[7]、滑模控制^[8]等.然而国内外对于轮毂式电机驱动电动汽车主动悬架研究则相对较少,且考虑问题均不完善.李以农等^[9]提出了电磁主动悬架多目标粒子群优化设计方法,以抑制轮毂电机驱动电动汽车的振动负效应问题,但引起车轮动载荷响应恶化; Du 等^[10]提出了一种考虑簧载质量变化、执行器故障和控制输入约束的轮毂式电机驱动电动汽车主动悬架可靠模糊 H_∞ 控制策略,结果证明了该策略的有效性.

本文将建立悬置式轮毂电机电动汽车四分之一主动悬架模型,设计基于电磁作动器的主动悬架滑模控制策略,运用李雅普诺夫判据证明该系统的稳定性,并引入趋近律方法降低滑动模态带来的抖振现象.最后在 MATLAB/Simulink 环境中与 Carism 进行联合仿真,验证所设计主动悬架滑模控制系统对车辆驾乘舒适性及平顺性的影响.

1 电动汽车主动悬架系统建模

1.1 两自由度系统模型

本文悬置式轮毂电机优化结构,加入电磁作动器与传感器,可建立电动汽车主动悬架系统的四分

2020-03-21 收到第 1 稿, 2020-08-17 收到修改稿.

^{*} 国家自然科学基金资助项目(51905329), 交通工程结构力学行为与系统安全国家重点实验室基金(KF2020-26), 上海市青年教师培养重点资助计划(ZZsd19038)

[†] 通讯作者 E-mail: xianjianjin@shu.edu.cn

之一模型,如图1所示.为了简化计算,可做以下假设:将汽车悬架系统中的如弹簧、减振器、轮胎以及橡胶衬套等非线性弹性部件视为线性元件;忽略轮胎的阻尼性等.

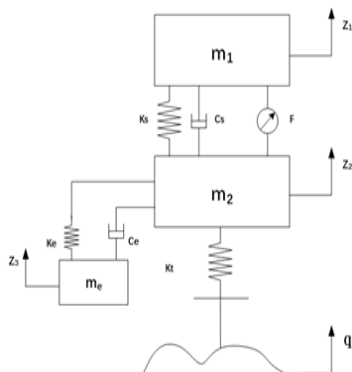


图1 主动悬架四分之一模型

Fig.1 Quarter model of active suspension

在主动悬架系统的四分之一模型中, m_1 表示簧载质量(车身与负载质量); z_1 表示车身垂向位移; m_2 表示非簧载质量(轮胎与悬架质量); z_2 表示为轮胎的垂向位移; m_e 表示为轮毂电机质量; z_3 表示为轮毂式电机的垂向位移; k_s 、 k_e 、 k_t 分别表示悬架、轮毂电机吸振器和轮胎的弹性系数; C_s 、 C_e 分别表示悬架、轮毂电机吸振器的阻尼系数; q 表示路面抖动输入; F 表示主动控制力.

根据主动悬架系统的四分之一模型,可建立如下系统动态方程:

$$\begin{cases} m_1 \ddot{z}_1 + (z_1 - z_2)k_s + (\dot{z}_1 - \dot{z}_2)c_s + F = 0 \\ m_2 \ddot{z}_2 - (z_1 - z_2)k_s - (\dot{z}_1 - \dot{z}_2)c_s - (z_3 - z_2)k_e - (\dot{z}_3 - \dot{z}_2)c_e + (z_2 - q)k_t - F = 0 \\ m_e \ddot{z}_3 - (z_3 - z_2)k_e - (\dot{z}_3 - \dot{z}_2)c_e = 0 \end{cases} \quad (1)$$

1.2 电磁作动器设计

作动器是车辆主动悬架控制中实现振动主动控制的主要部件,其工作机理图如图2所示.衔铁所受电磁力计算如下:

$$\begin{cases} F_1 = (\mu s N^2 (i_0 + i)^2) / (4(x_0 + x)^2) \\ F_2 = (\mu s N^2 (i_0 - i)^2) / (4(x_0 - x)^2) \end{cases} \quad (2)$$

其中, F_1 、 F_2 分别为作用在衔铁上的向下、向上的电磁力; μ 为真空磁导率; s 为衔铁表面面积; N 为电磁线圈匝数; x_0 为初始时刻衔铁上表面到电磁线圈a或衔铁下表面到电磁线圈b的距离; x 为衔铁移动的距离; i_0 为初始时刻流经电磁线圈a、b的电流,且为给定常数; i 为衔铁受到电磁力作用后流经电磁线圈的电流,并且随衔铁移动距离的变化而变化.

由(2)式可得电磁作动器所受合力为

$$F_{\text{合力}} = K \left[\left(\frac{i_0 - i}{x_0 - x} \right)^2 - \left(\frac{i_0 + i}{x_0 + x} \right)^2 \right] \quad (3)$$

其中, $K = \frac{\mu s N^2}{4}$

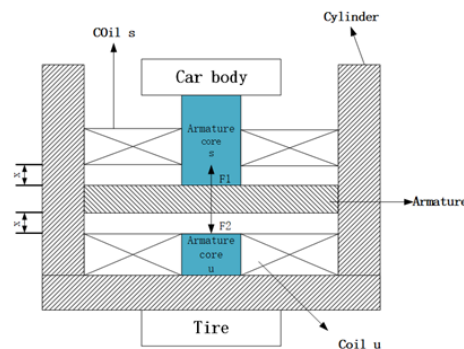


图2 电磁作动器工作机理图

Fig.2 Basic principle of plectromagnetic actuator

2 滑模控制器设计

2.1 滑模控制定义

对于如下系统

$$\dot{x} = f(x, u, t) \quad (4)$$

其中, $x \in R^n$, $u \in R^m$, $t \in R$. 首先,确定切换函数

$$s(x), s \in R^m \quad (5)$$

然后,求控制函数

$$u = \begin{cases} u^+(x) s(x) > 0 \\ u^-(x) s(x) < 0 \end{cases} \quad (6)$$

若 $u^+(x) \neq u^-(x)$,则:

- 1) 滑动模态存在,即式(6)成立;
- 2) 满足前文所提到的可达性条件,即切换面外全部系统点将短时间内运动到滑模区;
- 3) 控制器稳定可靠^[8].

2.2 滑模控制器设计

由于系统运动到滑模面时运动点未处于静止状态,惯性的作用使其穿越切换面形成抖振.实际系统中受到一些因素的影响,系统会在滑模切换面上、下做高频抖振,形成锯齿态运动轨迹,这不仅影响控制精度,还可能引起系统震荡及失稳,破坏系统性能,所以,应首先解决降低抖振的问题.本文采用趋近律方法解决抖振问题,指数趋近律形式如下

$$\dot{s} = -\xi \operatorname{sgn}(s) - \kappa s \quad (7)$$

通过调整趋近律参数 κ 、 ξ ,可以保证滑动模品质,并且减弱抖振现象.调整参数中, ξ 值取很小、 κ 值取相对大,大的 κ 值保证趋近速度在远离滑模面较

快,能在很短的时间达到滑模面;而小的 ξ 值保证了在滑模面附近时趋近速度小,有利于削弱抖振.由式(1)定义如下坐标变换量

$$x = \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \\ x_4 \\ x_5 \\ x_6 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} z_1 \\ \dot{z}_1 \\ z_2 \\ \dot{z}_2 \\ z_3 \\ \dot{z}_3 \end{bmatrix} \quad (8)$$

将式(3)带入,可得系统动力学模型为

$$\begin{cases} \dot{x}_1 = x_2 \\ \dot{x}_2 = -\frac{k_s}{m_1}(x_1 - x_3) - \frac{C_s}{m_1}(x_2 - x_4) - \frac{K}{m_1} \left[\left(\frac{i_0 - i}{x_0 - x} \right)^2 - \left(\frac{i_0 + i}{x_0 + x} \right)^2 \right] \\ \dot{x}_3 = x_4 \\ \dot{x}_4 = \frac{k_s}{m_2}(x_1 - x_3) + \frac{C_s}{m_2}(x_2 - x_4) + \frac{k_e}{m_2}(x_5 - x_3) + \frac{C_e}{m_2}(x_6 - x_4) + \frac{k_t}{m_2}(x_3 - q) + \frac{\kappa}{m_2} \left[\left(\frac{i_0 - i}{x_0 - x} \right)^2 - \left(\frac{i_0 + i}{x_0 + x} \right)^2 \right] \\ \dot{x}_5 = \dot{x}_6 \\ \dot{x}_6 = -\frac{k_e}{m_e}(x_5 - x_3) + \frac{C_e}{m_e}(x_6 - x_4) \end{cases} \quad (9)$$

$$y = z_1 - z_2 = x_1 - x_3 \quad (10)$$

对于切换函数,一般选取如下

$$s = c_1 e + c_2 \dot{e} + \cdots + c_{n-1} e^{(n-2)} + e^{(n-1)} \quad (11)$$

其中, e 表示参考值与实际反馈值之间的误差,即跟踪误差;参数 $c_i (i = 1, 2, \cdots, n-1)$ 需满足 Hurwitz 多项式 $c_1 + c_2 p + \cdots + c_{n-1} p^{(n-2)} + p^{(n-1)}$,且参数 c_i 值影响系统的运动点向切换面运动的趋近速度.本文选取控制切换函数为

$$s = ce + \dot{e} \quad (12)$$

且

$$e = y - y_d \quad (13)$$

其中, y_d 为理想悬架动挠度.将式(9)、式(10)代入得

$$\dot{e} = x_2 - x_4 - \dot{y}_d \quad (14)$$

由式(12)得

$$\dot{s} = c\dot{e} + \ddot{e} \quad (15)$$

其中,

$$\ddot{e} = \dot{x}_2 - \dot{x}_4 - \ddot{y}_d \quad (16)$$

则由式(9)、式(14)、式(15)和式(16)得

$$\begin{aligned} \dot{s} = & c(x_2 - x_4 - \dot{y}_d) - \frac{k_s}{m_1}(x_1 - x_3) \\ & - \frac{C_s}{m_1}(x_2 - x_4) - \frac{K}{m_1} \left[\left(\frac{i_0 - i}{x_0 - x} \right)^2 - \left(\frac{i_0 + i}{x_0 + x} \right)^2 \right] \\ & - \left(\frac{k_s}{m_2}(x_1 - x_3) + \frac{C_s}{m_2}(x_2 - x_4) + \frac{k_e}{m_2}(x_5 - x_3) + \frac{C_e}{m_2}(x_6 - x_4) + \frac{k_t}{m_2}(x_3 - q) + \frac{K}{m_2} \left[\left(\frac{i_0 - i}{x_0 - x} \right)^2 - \left(\frac{i_0 + i}{x_0 + x} \right)^2 \right] \right) - \ddot{y}_d \end{aligned} \quad (17)$$

令 $\dot{s} = 0$,可得

$$i = \frac{-(x_0^2 - y^2)^2}{4Kx_0^2 i_0} \left\{ \frac{m_1 m_2}{m_2 - m_1} c - C_s(x_2 - x_4) - \frac{m_1 + m_2}{m_2 - m_1} k_s(x_1 - x_3) + \frac{m_1}{m_2 - m_1} \left[\frac{k_t(x_3 - q)}{+k_e(x_5 - x_3)} + C_e(x_6 - x_4) \right] \right\} + \frac{i_0(x_1 - x_3)}{x_0} \quad (18)$$

即等效控制项:

$$i_{eq} = i \quad (19)$$

一般地讲,滑模控制器中,控制律由等效控制项 i_{eq} 和切换控制项 i_{sw} 组成,其中,切换控制项可保证系统鲁棒性,抖振也由其导致,即

$$i_{\text{控制律}} = i_{eq} + i_{sw} \quad (20)$$

可设计切换项为

$$i_{sw} = \frac{m_1 m_2}{m_2 - m_1} \frac{(x_0^2 - y^2)^2}{4Kx_0^2 i_0} \lambda \operatorname{sgn}(s), \lambda \geq D \quad (21)$$

将式(18)~式(21)代入式(17),整理得

$$s = c\dot{e} + \ddot{e} = \frac{k_t}{m_2} q - \lambda \operatorname{sgn}(s) \quad (22)$$

令 $\bar{q} = \frac{k_t}{m_2} q, \left| \bar{q} \right| \leq D$,则

$$\dot{s} = \left| \bar{q} \right| - \lambda \operatorname{sgn}(s) \quad (23)$$

该主动悬架系统滑模控制器的稳定性由李雅普诺夫稳定性判据第二定理判断,即:设李雅普诺夫函数 $V(x)$ 正定,如果 $V(x)$ 负定,则控制系统的平衡状态为渐进稳定,本文中取李雅普诺夫正定函数

$V(x)$ 为:

$$V(x) = \frac{1}{2} s^2 \quad (24)$$

对上式求导得

$$\dot{V}(x) = s\dot{s} \quad (25)$$

将式(23)代入上式得

$$\begin{aligned} \dot{V}(x) &= s \left(\left| \dot{q} \right| - \lambda \operatorname{sgn}(s) \right) \\ &= s \dot{q} - \lambda |s| \leq 0 \end{aligned} \quad (26)$$

综上所述,由 $V(x)$ 正定、 $\dot{V}(x)$ 负定满足李雅普诺夫稳定性判据,故该主动悬架滑模控制器处于稳定状态。

3 仿真与分析

为验证所设计的主动悬架控制器的有效性,在 Matlab/Simulink 环境中搭建悬置轮毂式电机驱动的电动汽车四分之一主动悬架模型,与 Carsim 进行联合仿真分析。

3.1 B级路面仿真

在仿真测试中,通过白噪声进行模拟的随机路面输入,限制白噪声的幅值范围对不同路面进行仿真.生活中常见的路况接近于B级路面,可由道路模型生成得如图3所示的随机B级路面.同时,通过将滑模控制器的输出设置为零,该悬架系统可以等效于被动悬架模型,再与滑模控制器正常工作时的主动悬架进行仿真对比。

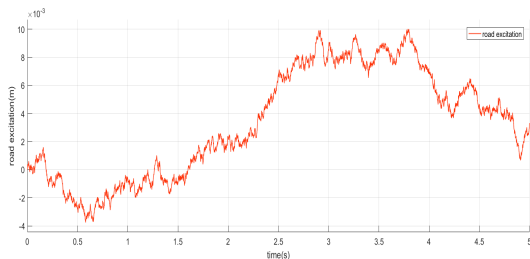


图3 随机B级道路路面激励

Fig.3 Random class B road pavement excitation

仿真测试中,悬架动挠度 y_d 在仿真过程中设计为零,滑模控制器的相关参数经调整测试取值为: $\kappa=150, \xi=8, c=10, \lambda=2$.车速设置为20m/s,仿真步长为1ms,仿真时间为5s。

被动悬架与主动悬架系统仿真测试结果对比如图4-6所示,图4-6分别为车身垂向加速度、悬架动挠度和轮胎动挠度.结果表明所设计主动悬架控制系统的效果显著,在受到路面较大振动时,可

以尽可能减少车身所受影响,使车轮尽可能与地面接触,保证动力输出,同时确保驾乘舒适性。

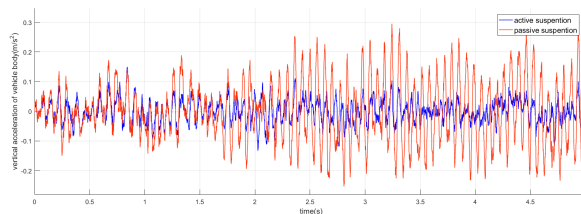


图4 车身垂向加速度对比

Fig.4 The comparison of vertical acceleration of vehicle body

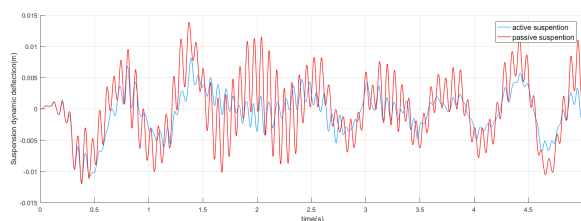


图5 悬架动挠度对比

Fig.5 The comparison of dynamic deflection of suspension

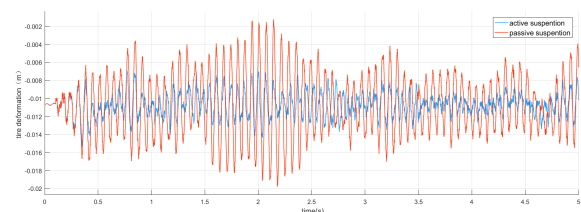


图6 轮胎动挠度对比

Fig.6 The comparison of dynamic deflection of tires actuator

3.2 冲击激励仿真

为进一步验证所设计主动悬架系统的有效性,还进行了冲击激励的仿真测试,冲击仿真可更加直观体现主动悬架的悬架性能.冲击激励模型产生的冲击信号如图7所示.仿真结果如图8-图10所示.图8-图10分别为车身垂向加速度、悬架动挠度和轮胎动挠度.结果表明,在冲击激励仿真中,所设计主动悬架系统也表现出相当优异的悬架性能,并且由于滑模控制器的趋近效果,可以在更短的时间内将抖振现象消除。

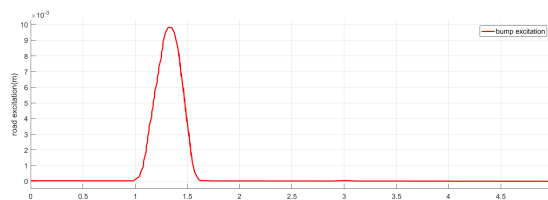


图7 冲击信号激励

Fig.7 Shock signal excitation

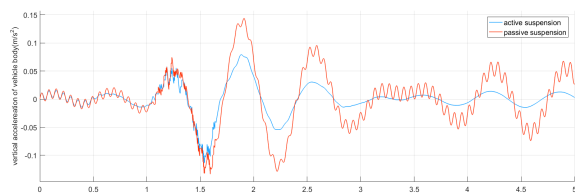


图8 冲击激励下车身垂向加速度对比

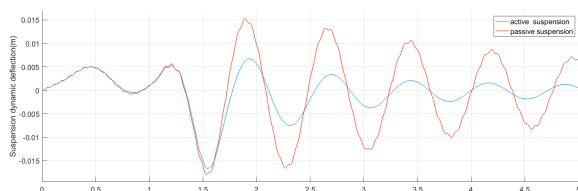
Fig.8 The comparison of vertical acceleration of vehicle body
pact excitation

图9 冲击激励悬架动挠度对比

Fig.9 The comparison of dynamic deflection of suspension

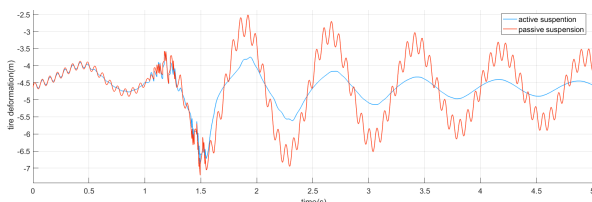


图10 冲击激励下轮胎动挠度对比

Fig.10 The comparison of dynamic deflection of tires under impact
excitation

4 结论

(1)为了改善轮毂式电机驱动电动汽车主动悬架性能,建立了轮毂式电机驱动电动汽车四分之一主动悬架模型,为以后进行电动汽车主动悬架分析提供了部分系统模型基础。

(2)根据所建立的模型,设计了基于电磁作动器的主动悬架滑模控制系统,运用李雅普诺夫判据,证明了该系统的稳定性,并采用趋近律方法,降低滑动模态带来的抖振影响。

(3)进行了 Matlab/Simulink 与 Carsim 联合仿真,分别在以白噪声模拟的B级路面与冲击激励下验证了所设计主动悬架滑模控制系统的有效性和可行性,表明了该系统能够在保证性能的前提下改善车辆安全性、驾乘舒适性、操作稳定性等。

(4)本文只是设计基于轮毂电机驱动电动汽车主动悬架的滑动模态控制方法,在后续研究中,我们将对轮毂电机偏心与路面机理的耦合进行分析,以及对相应的先进控制方法展开深入研究。

参考文献

- 1 Deshpande V S, Shendge P D, Phadke S B. Nonlinear control for dual objective active suspension systems. *IEEE Transactions on Intelligent Transportation Systems*, 2016, 18(3): 656 ~ 665
- 2 Vu V T, Sename O, Dugard L, et al. Enhancing roll stability of heavy vehicle by LQR active anti-roll bar control using electronic servo-valve hydraulic actuators. *Vehicle System Dynamics*, 2017, 55(9): 1405 ~ 1429
- 3 Mantaras D A, Luque P. Ride comfort performance of different active suspension systems. *International Journal of Vehicle Design*, 2005, 40(1-3): 106 ~ 125
- 4 Sun W, Zhao Z, Gao H. Saturated adaptive robust control for active suspension systems. *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, 2012, 60(9): 3889 ~ 3896
- 5 颜文俊,董丹,王维锐,等.非线性半主动悬架系统模糊控制策略.控制工程,2011,18(6):941 ~ 946(Yan W J, Dong D, Wang W R, et al. Fuzzy control strategy for nonlinear semi-active suspension system. *Control Engineering*, 2011, 18(6): 941 ~ 946(in Chinese))
- 6 Eski I, Yıldırım Ş. Vibration control of vehicle active suspension system using a new robust neural network control system. *Simulation Modelling Practice and Theory*, 2009, 17(5): 778 ~ 793
- 7 Wu J, Zhou H, Liu Z, et al. A load-dependent PWA- H_∞ controller for semi-active suspensions to exploit the performance of MR dampers. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2019, 127: 441 ~ 462
- 8 Zhao J, Wong P K, Ma X, et al. Design and analysis of an integrated sliding mode control-two-point wheelbase preview strategy for a semi-active air suspension with stepper motor-driven gas-filled adjustable shock absorber. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part I: Journal of Systems and Control Engineering*, 2018, 232(9): 1194 ~ 1211
- 9 李哲,郑玲,胡一明,等.轮毂驱动电动汽车振动负效应及抑制方法.重庆大学学报,2019,42(2):20 ~ 29(Li Z, Zheng L, Hu Y M, et al. Negative vibration effects and suppression methods of hub-driven electric vehicles. *Journal of Chongqing University*, 2019, 42(2): 20 ~ 29(in Chinese))
- 10 Shao X, Naghdy F, Du H. Reliable fuzzy H_∞ control for active suspension of in-wheel motor driven electric vehicles with dynamic damping. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2017, 87: 365 ~ 383

SLIDING MODE CONTROL FOR ACTIVE SUSPENSION OF IN-WHEEL-DRIVE ELECTRIC VEHICLES *

Zhang Yun^{1,2} Sun Shaoze² Jin Xianjian^{2†} Li Shaohua³ Yang Junpeng² Wang Jiadong²

(1.Ford Motor Engineering Research Nanjing Co., Ltd., Nanjing 211100, China)

(2.School of Mechatronic Engineering and Automation, Shanghai University, Shanghai 200072, China)

(3.Shijiazhuang Tiedao University, Shijiazhuang 050043, China)

Abstract Suspension, as a connection structure system among the body, frame and wheels, has a great effect on vehicle ride comfort, handling stability, and driving comfort. As the new active suspension system can improve driving comfort, prevent fatigue of the driver, and ensure vehicle control authority under extreme working conditions, a quarter active suspension model of in-wheel-drive electric vehicles is established. A sliding mode controller(SMC) of an electro-magnetic actuator-based active suspension is also designed, in which stability of the system is proved using Lyapunov criterion and the chattering in SMC is reduced by adopting the reaching law method. Simulations on B-level road and bump excitations are implemented to verify the performance of the designed controller-based the active suspension system, regarding the vertical acceleration of the vehicle body, the suspension dynamic deflection, and the tire dynamic load. The results show that the SMC can reduce the impact on the vehicle body and significantly enhance the vehicle driving comfort and ride comfort.

Key words electric vehicles, active suspension, sliding mode control, driving comfort, ride comfort

Received 21 March 2020, Revised 17 August 2020.

* The project supported by the National Science Foundation of China (51905329), the State Key Laboratory of Mechanical Behavior and System Safety of Traffic Engineering Structure(KF2020-26), the Shanghai Young Teacher Training Key Foundation(ZZsd19038).

† Corresponding author E-mail: xianjianjin@shu.edu.cn