

DOI:10.19651/j.cnki.emt.2314567

基于主动悬架的整车车身姿态控制策略研究^{*}

潘公宇 范菲阳 冯鑫

(江苏大学汽车与交通工程学院 镇江 212013)

摘要: 针对车辆在行驶过程中产生的车身姿态失衡问题,提出了一种基于姿态补偿的主动悬架整车车身姿态控制策略。在建立整车七自由度动力学模型,并基于随机路面进行实车试验验证整车模型的准确性的基础上,构建了模型预测控制器,根据状态观测器估计的各信号求解各个悬架的垂向控制力以衰减车辆垂向振动;进而以模糊算法为基础设计车身姿态补偿控制策略,使电磁直线作动器产生反作用力以抑制车身姿态恶化。选取某型号直线电机作为主动悬架力源,将垂向控制力与姿态补偿力合并得到各悬架控制所需电磁作动力,以此计算电机所需目标电流,并通过MATLAB/Simulink平台对主动悬架系统进行仿真。仿真结果表明:所提出的基于主动悬架的整车车身姿态控制策略在不影响车辆垂向控制效果的基础上,能够大幅降低车辆质心侧倾角和俯仰角的均方根值,车身姿态得到有效控制。

关键词: 主动悬架;整车姿态;模糊控制;状态观测器

中图分类号: TH16 **文献标识码:** A **国家标准学科分类代码:** 580.99

Research on the whole vehicle attitude control strategy based on active suspension

Pan Gongyu Fan Feiyang Feng Xin

(School of Automotive and Traffic Engineering, Jiangsu University, Zhenjiang 212013, China)

Abstract: An active suspension body attitude control strategy based on attitude compensation is proposed to address the body attitude imbalance problem generated during vehicle driving. Based on the establishment of a seven-degree-of-freedom dynamics model for the vehicle and the verification of the accuracy of the vehicle model based on random road tests, a model predictive controller is constructed to solve the vertical control force for each suspension based on the signals estimated by the state observer to attenuate the vehicle droop vibration; and then the vehicle attitude compensation control strategy is designed based on a fuzzy algorithm to cause the electromagnetic linear actuator to generate a reaction force to suppress the body attitude deterioration. A certain type of linear motor is selected as the active suspension force source, and the electromagnetic force required for suspension control is obtained by combining the vertical control force with the attitude compensation force, which is used to calculate the target current required by the motor, and the active suspension system is simulated by the MATLAB/Simulink platform. The simulation results show that the proposed active suspension control strategy based on attitude compensation can significantly reduce the root mean square values of the vehicle centre of mass and pitch angle without affecting the vehicle droop control effect, and the body attitude is effectively controlled.

Keywords: active suspension; vehicle attitude; fuzzy control; state observer

0 引言

随着科技的发展和人们生活水平日益提高,汽车保有量也持续增加,汽车技术领域逐渐智能化^[1-4],但与此同时,因交通事故导致的伤亡人数同样在急剧增加,人们越来越

关注车辆的乘坐舒适性与行驶安全性。车辆在行驶过程中,无论是驾驶员的操作或是道路状况都会导致车身产生俯仰、侧倾和垂向振动等运动状况,这些运动状况轻则会引起乘客身体不适、货物受损;重则引起车辆侧翻、人员伤亡。针对这些问题,大量学者提出不同的主动悬架系统控制策

收稿日期:2023-09-09

^{*} 基金项目:国家自然科学基金(52072157)项目资助

略来抑制车身运动。詹长书等^[5]在主动悬架系统的基础上,采用果蝇算法优化径向神经网络模型直接瞬时出力控制方法,通过台架试验测量主动悬架所用电机输出力,验证了所提控制策略的有效性。寇发荣等^[6]考虑不同路面工况对车辆行驶状态的影响,针对主动悬架采用模型预测控制(model predictive control, MPC),在提前识别路面状态的基础上,建立目标函数并针对不同路面确定加权权重的取值,实现对主动悬架的控制。李仲兴等^[7]考虑轮毂电机驱动汽车中不平衡电磁力的影响,提出了基于显式模型预测控制(explicit model predictive control, EMPC)理论的主动悬架控制方法,有效降低了质心垂向加速度、轮胎动载荷和电机偏心距的均方根值。李东等^[8]重点研究车辆在紧急制动情况下的车身俯仰角过大问题,在主动悬架及滑移率模糊控制的基础上提出了俯仰模糊控制策略,较好的抑制了车辆的垂向和俯仰运动,改善了车辆的性能。Duc 等^[9]针对主动悬架提出了一种模糊滑膜 PID (proportion intergration differentiation, PID)算法,对于抑制车辆振动,效果显著。Papadimitrakis 等^[10]提出了一种径向神经网络模型预测控制器以实现对主动悬架的控制,有效地缓解了由道路不平引起的车辆振动。

从上述相关研究中可发现,主动悬架可以对车身运动起到有效抑制作用,但现有对车辆垂向、俯仰及侧倾控制的研究大多还停留在四分之一悬架系统,鲜有涉及基于主动悬架的整车姿态控制,无法解决不同自由度对车身姿态的影响。其次,整车车身垂向、俯仰和侧倾运动相互耦合,存在难以兼顾控制的问题,当主动悬架控制器中加入车身姿态控制后,会对悬架的垂向控制及乘坐舒适性产生影响;对主动悬架的控制需要获得相关状态变量作为反馈信号,然而,考虑传感器价格昂贵和性能存在一些局限性的问题,无法对悬架状态变量进行实时监测。

为解决整车身垂向、俯仰和侧倾控制相互耦合的问题,本文以某 SUV 作为研究对象,设计了基于主动悬架的整车身姿态控制策略,将主动悬架的控制分为垂向控制和姿态控制两个模块,分别针对垂向振动和整车姿态设计算法求解出各悬架的最优垂向控制力以及姿态补偿力,将两部分力合并得到各主动悬架所需的电磁作动力,通过对姿态补偿力进行约束,确保姿态补偿力的加入不会过多干预垂向控制效果,在保证乘坐舒适性的前提下对车身姿态进行有效控制。设计主动悬架状态观测器以获取相关反馈信号,并在 MATLAB/Simulink 中分别与被动悬架和无姿态补偿控制悬架进行仿真对比,通过时域分析,验证主动悬架整车身姿态控制算法的有效性。

1 主动悬架动力学模型的建立

1.1 整车悬架动力学模型

建立整车七自由度悬架振动模型,如图 1 所示,在建模时假设:

- 1) 车身结构为刚体,且不发生形变;
- 2) 仅考虑车身在垂向、俯仰和侧倾方向的运动;
- 3) 仅考虑悬架减振器阻尼系数对车身的影响,忽略轮胎胎阻尼;
- 4) 轮胎与路面始终保持附着状态^[11]。

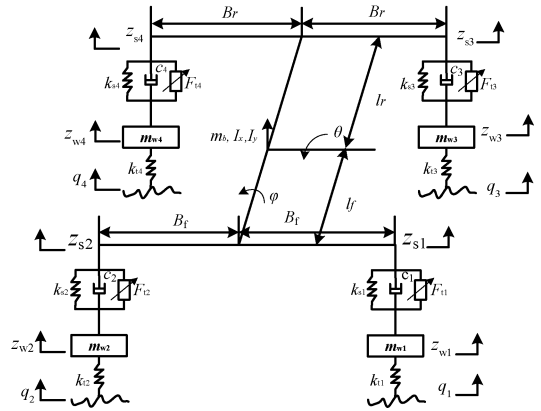


图 1 整车悬架动力学模型

图 1 中, m_b 为车辆簧上质量,单位为 kg, m_{wi} 为轮胎质量,单位为 kg; q_i 为各悬架所受路面激励 ($i=1, 2, 3, 4$, 下同),单位为 m; k_{ti} 为轮胎刚度; k_{si} 为悬架弹簧刚度; z_c 为车身质心处的垂向位移,单位为 m; z_{si} 为各悬架承载处的垂向位移,单位为 m; z_{wi} 为各轮胎的垂向位移,单位为 m; c_i 为减振器阻尼系数; F_{ti} 为作动器提供给悬架的电磁力,单位为 N; I_x, I_y 分别为车身绕 x 轴、 y 轴的转动惯量,单位为 $N \cdot m^2$; θ 为车身俯仰角,单位为 rad; φ 为车身侧倾角,单位为 rad; B_f, B_r 分别为前轴轮距的一半和后轴轮距的一半,单位为 m; l_f, l_r 分别为前轮、后轮至车辆横向中心线的距离,单位为 m。

根据牛顿第二定律和汽车动力学特性,车辆质心处垂向、侧倾和俯仰运动方程可表示为:

$$\begin{cases} m_b \ddot{z}_c = -f_1 - f_2 - f_3 - f_4 \\ I_\varphi \ddot{\varphi} = B_f(f_1 + f_2) - B_r(f_3 + f_4) \\ I_\theta \ddot{\theta} = -l_f(f_1 - f_2) - l_r(f_3 - f_4) \end{cases} \quad (1)$$

车轮的垂向位移方程可表示为:

$$\begin{cases} m_{w1} \ddot{z}_{w1} = -k_{t1}(z_{w1} - q_1) - f_1 \\ m_{w2} \ddot{z}_{w2} = -k_{t2}(z_{w2} - q_2) - f_2 \\ m_{w3} \ddot{z}_{w3} = -k_{t3}(z_{w3} - q_3) - f_3 \\ m_{w4} \ddot{z}_{w4} = -k_{t4}(z_{w4} - q_4) - f_4 \end{cases} \quad (2)$$

当俯仰角与侧倾角较小可不计时有如下关系:

$$\begin{cases} z_{s1} = z_c - l_f \theta + B_f \varphi \\ z_{s2} = z_c - l_f \theta - B_f \varphi \\ z_{s3} = z_c + l_r \theta + B_r \varphi \\ z_{s4} = z_c + l_r \theta - B_r \varphi \end{cases} \quad (3)$$

悬架力可表示为:

$$\begin{cases} f_1 = c_1(\dot{z}_{w1} - \dot{z}_{s1}) + k_{s1}(z_{w1} - z_{s1}) - F_{t1} \\ f_2 = c_2(\dot{z}_{w2} - \dot{z}_{s2}) + k_{s2}(z_{w2} - z_{s2}) - F_{t2} \\ f_3 = c_3(\dot{z}_{w3} - \dot{z}_{s3}) + k_{s3}(z_{w3} - z_{s3}) - F_{t3} \\ f_4 = c_4(\dot{z}_{w4} - \dot{z}_{s4}) + k_{s4}(z_{w4} - z_{s4}) - F_{t4} \end{cases} \quad (4)$$

1.2 动力学模型试验验证

根据《GB/T4970-2009 汽车平顺性试验方法》,选取B级路面作为试验道路,试验道路全长约500 m,如图2所示,试验车辆相关参数如表1所示。



图2 试验道路

表1 试验样车基本参数

参数	数值
m_s/kg	1 245
$I_\theta/(\text{kg}\cdot\text{m}^2)$	1 356
$I_\varphi/(\text{kg}\cdot\text{m}^2)$	480
m_{wi}/kg	35
$k_{si}/(\text{N}\cdot\text{m}^{-1})$	19 600
$k_{ti}/(\text{N}\cdot\text{m}^{-1})$	200 000
$c_i/(\text{N}\cdot\text{s}\cdot\text{m}^{-1})$	1 100
B_f/m	0.775
B_r/m	0.775
l_f/m	1.08
l_r/m	1.62

鉴于车辆簧上质量加速度较容易测得并且加速度传感器精度较高,因而将加速度传感器安装于弹簧上端顶部位置以采集各轮处簧上质量加速度,使用LMS数据采集平台对各加速度传感器信号进行收集和分析。试验车辆在驶过道路前50 m处时加速至35 km/h,随后保持匀速行驶,并记录数据。

由图3可知,实车试验的左前轮簧上质量加速度与仿真结果基本保持一致。在实车试验与仿真环境下,左前轮簧上质量加速度的均方根值分别为 $0.76 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$ 和 $0.71 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$,误差为7.50%,仿真结果与实车试验数据误差较小,因此,所建立的整车模型可以比较准确的反映实际情况,能够满足后续的研究需求。

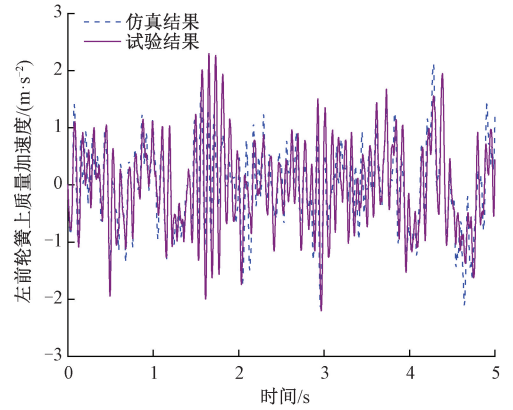


图3 左前轮簧上质量加速度

2 电磁直线作动器模型及路面模型的建立

2.1 电机数学模型

直线电机反应速度较快,能较好地满足主动悬架需求,建立直线电机在 d - q 轴坐标系中的数学模型^[12]。

d 轴、 q 轴电压平衡方程可表示为:

$$\begin{cases} u_d = \frac{d\varphi_d}{dt} - \varphi_q\omega_r + Ri_d \\ u_q = \frac{d\varphi_q}{dt} + \varphi_d\omega_r + Ri_q \end{cases} \quad (5)$$

磁链方程可表示为:

$$\begin{cases} \varphi_d = L_d i_d + \varphi_{pm} \\ \varphi_q = L_q i_q \end{cases} \quad (6)$$

电磁推力方程可表示为:

$$F_t = \frac{3N_p\pi}{2\tau}(\varphi_d i_q - \varphi_q i_d) \quad (7)$$

运动学方程可表示为:

$$m \frac{dv}{dt} = F_t - F_z - Bv \quad (8)$$

式中: i 为电流,单位为A; u 为电压,单位为V; L 为电感,单位为mH; R 为电枢电阻,单位为 Ω ; N_p 为极对数; φ 为磁链,单位为Wb; φ_{pm} 为磁链幅值,单位为Wb; ω_r 为角速度,单位为rad/s; v 为动子相对定子速度,单位为m/s; F_t 为电磁力,单位为N; F_z 为负载力,单位为N; B 为黏性摩擦因数,单位为 $\text{N}\cdot\text{s}/\text{m}$; τ 为极距,单位为m; m 为动子和负载质量,单位为kg。当采用磁场定向控制时($i_d=0, i_q=i$),上述电机模型中的电磁推力可简化为:

$$F_t = \frac{3N_p\pi}{2\tau}\varphi_d i \quad (9)$$

令 $\frac{3N_p\pi}{2\tau}\varphi_d$ 为推力常数 K_i ,则电磁推力可表示为:

$$F_t = K_i i \quad (10)$$

以某教研团队研究的直线电机为例^[13],具体参数如表2所示。

表 2 电磁直线作动器主要尺寸

电机参数	数值大小
初级外径/mm	150
初级内径/mm	72
初级长度/mm	288
次级长度/mm	475
极数	11
线圈电感/mH	12
每相电阻/ Ω	7
永磁体内径/mm	60
气隙长度/mm	1
极距/mm	24
绕组匝数	110
槽数	12

为了获得所研究直线电机的推力特性,为后续仿真模型建立基础,进行推力特性试验。试验通过移动导轨使定子分别处于 0、40、60 mm 处,并在这 3 个位置出将电流值从 0 A 逐渐增加至 6 A,根据输入电流及拉压力传感器获得关系图,如图 4 所示,电磁推力和输入电流呈良好的线性关系,斜率为推力常数 K_i ,大小约为 189 N/A,因此理想推力的值等于电流值与推力常数的乘积。

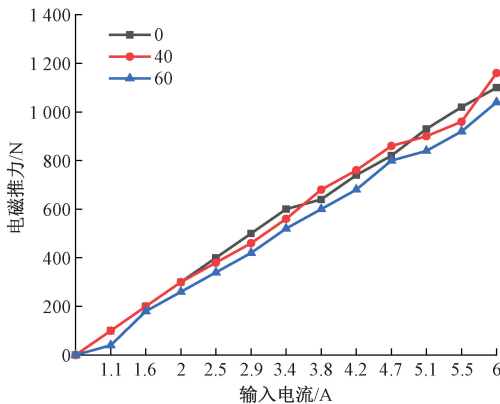


图 4 电磁推力—输入电流特性曲线

2.2 四轮路面激励模型

在车辆行驶过程中,轮胎受到来自路面的激励导致车身产生随机振动,因此有必要建立路面模型作为悬架系统的外界干扰。考虑建立的整车七自由度动力学模型,因此本文构建四轮路面激励模型以分析路面干扰对各悬架的影响,利用滤波白噪声法所生成的单轮路面激励时域表达式为^[14]:

$$\dot{q}(t) = -2\pi f_0 q(t) + 2\sqrt{G_d(n_0)}v\omega(t) \quad (11)$$

式中: $q(t)$ 为路面不平度位移; f_0 为空间截止频率; n_0 为参考空间频率; $G_d(n_0)$ 为路面不平度系数; v 为车速; $\omega(t)$ 为白噪声。用式(11)描述左前轮受到的路面激励,而右前轮处的路面激励与左前轮受到的路面激励之间的关系可表示为^[15]:

$$\gamma(n, B) = \left[1 + \left(\frac{nB^a}{n_0} \right)^\omega \right]^{-p} \quad (12)$$

式中: $a=1$,为相关函数密度; P 为参考因子; $\omega=2$,为频率指数; B 为轮距,单位为 m。

结合左右车轮相关函数生成左前和右前车轮路面激励 $q_{fl}(t)$ 和 $q_{fr}(t)$, 可表示为:

$$\begin{cases} q_{fl}(t) = q_1(t) \\ q_{fr}(t) = L^{-1}\{G(s)L^{-1}[q_{fl}(t)] + [1-G(s)]L[q_2(t)]\} \end{cases} \quad (13)$$

利用车辆轴距除以车速得到后轮所受路面激励较前轮所受路面激励的滞后时间 τ , 左后轮和右后轮处的路面激励可表示为:

$$\begin{cases} q_{rl}(t) = q_{fl}(t - \tau) \\ q_{rr}(t) = q_{fr}(t - \tau) \end{cases} \quad (14)$$

通过传递函数来描述左后轮和右后轮处的路面激励, 可表示为:

$$\begin{cases} q_{rl}(t) = L^{-1}\{G_{rl}(s)L[q_{fl}(t)]\} \\ q_{rr}(t) = L^{-1}\{G_{rr}(s)L[q_{fr}(t)]\} \end{cases} \quad (15)$$

式中: $G_{rl}(s)$ 和 $G_{rr}(s)$ 可以利用路面激励的传递函数通过帕德近似法来表示:

$$\begin{cases} G_{rl}(s) = \frac{1 - \frac{\tau}{2}s + \frac{\tau^2}{12}s^2}{1 + \frac{\tau}{2}s + \frac{\tau^2}{12}s^2} \\ G_{rr}(s) = \frac{1 - \frac{\tau}{2}s + \frac{\tau^2}{12}s^2}{1 + \frac{\tau}{2}s + \frac{\tau^2}{12}s^2} \end{cases} \quad (16)$$

在 MATLAB/Simulink 中搭建相应的模型进行仿真, 以 C 级路面为例, 当车速 $v=30$ km/h 时, 路面激励时域信号如图 5 所示。

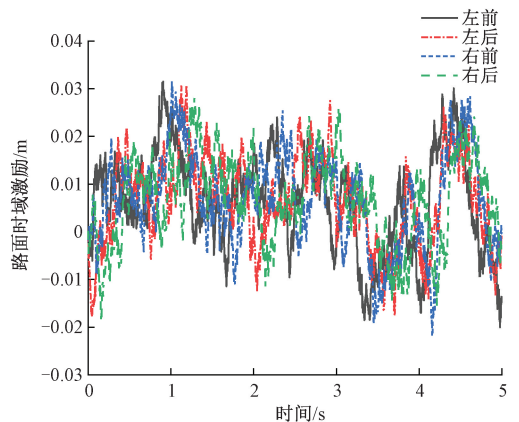


图 5 车速 30 km/h 时 C 级路面时域激励

3 整车车身姿态控制策略设计

由于汽车行驶工况较为复杂,在路面激励的作用下,车

身产生随机振动,通过垂向控制器和模糊姿态控制器计算出各悬架所需主动电磁力的大小并通过电机输出,最终实现悬架的主动控制。

3.1 整车垂向模型预测控制器设计

垂向控制模块依据模型预测控制原理对各悬架的垂向振动进行抑制,提高驾乘人员乘坐舒适性。模型预测控制(model predictive control, MPC)是一种有限时域内的滚动优化控制算法,在处理带有约束的最优问题上具有突出的优势^[16-18]。本文利用 MPC 求解出各悬架的最优垂向主动控制力,以抑制车辆的垂向振动。

根据前文所述建立系统的状态空间方程:

$$\begin{cases} \dot{\mathbf{x}}(t) = \mathbf{A}\mathbf{x}(t) + \mathbf{B}\mathbf{u}(t) + \mathbf{B}_w\boldsymbol{\omega}(t) \\ \mathbf{y}(t) = \mathbf{C}\mathbf{x}(t) + \mathbf{D}\mathbf{u}(t) + \mathbf{D}_w\boldsymbol{\omega}(t) \end{cases} \quad (17)$$

其中:

$$\begin{cases} \mathbf{x}(t) = [\tilde{z}_c \quad z_{si} \quad z_{wi} \quad \dot{\tilde{z}}_c \quad \dot{z}_{si} \quad \dot{z}_{wi}] \\ \mathbf{u}(t) = [F_{u1} \quad F_{u2} \quad F_{u3} \quad F_{u4}] \\ \mathbf{y}(t) = [\tilde{z}_c \quad F_{di} \quad f_{di}] \\ \mathbf{w}(t) = [q_1 \quad q_2 \quad q_3 \quad q_4] \end{cases} \quad (18)$$

式中: $\mathbf{x}(t)$ 为系统状态变量; $\mathbf{u}(t)$ 为控制输入量; $\mathbf{w}(t)$ 为外部扰动; F_{u_i} 为 MPC 控制器计算出的当前时刻用于抑制悬架垂向振动的最优垂向控制力; F_{di} 为四轮轮胎动载荷; f_{di} 为各悬架承载处的动行程; \mathbf{A} 和 \mathbf{C} 为系统矩阵; \mathbf{B} 为输入矩阵; \mathbf{D} 为输出矩阵; \mathbf{B}_w 和 \mathbf{D}_w 为扰动矩阵。

同时, \mathbf{x} 作为预测模型状态量, \mathbf{u} 为预测模型输入量, \mathbf{y} 为预测模型输出量。对连续时间状态方程进行离散化处理,可表示为:

$$\begin{cases} \mathbf{x}(k+1) = \mathbf{A}_d\mathbf{x}(k) + \mathbf{B}_d\mathbf{u}(k) + \mathbf{B}_{dw}\boldsymbol{\omega}(k) \\ \mathbf{y}(k) = \mathbf{C}_d\mathbf{x}(k) + \mathbf{D}_d\mathbf{u}(k) + \mathbf{D}_{dw}\boldsymbol{\omega}(k) \end{cases} \quad (19)$$

其中:

$$\begin{cases} \mathbf{A}_d = e^{\mathbf{A}T_s} \\ \mathbf{B}_d = \int_0^{T_s} e^{\mathbf{A}\tau} \mathbf{B} d\tau \\ \mathbf{B}_{dw} = \int_0^{T_s} e^{\mathbf{A}\tau} \mathbf{B}_w d\tau \\ \mathbf{C}_d = \mathbf{C} \\ \mathbf{D}_d = \mathbf{D} \end{cases} \quad (20)$$

式中: T_s 为采样时间; τ 为积分时间常数;

在每一个采样时刻,随着矩阵元素的重新计算,预测模型也会不断更新,以满足 MPC 控制器的设计要求。

选取质心垂向加速度、悬架动行程、轮胎动载荷作为 MPC 控制器的控制目标,从衰减垂向振动的角度优化主动悬架性能。根据式(19)所建立的离散时域状态方程,构建目标函数可表示为:

$$J = \sum_{i=1}^N (\mathbf{y}(k+i) - \mathbf{y}_{ref}(k+i))^T \mathbf{Q}_i (\mathbf{y}(k+i) - \mathbf{y}_{ref}(k+i)) + \sum_{i=0}^{N-1} \mathbf{u}(k+i)^T \mathbf{R}_i (\mathbf{u}(k+i)) \quad (21)$$

式中: \mathbf{Q}_i 和 \mathbf{R}_i 为对称正定加权矩阵; \mathbf{y}_{ref} 为目标参考轨迹,表示车辆质心垂向加速度、悬架动行程和轮胎动载荷的参考值,上述参考值越趋近于0,则表示悬架性能越优,故参考向量 $\mathbf{y}_{ref} = [0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0]^T$ 。

但在实际主动悬架系统中,作动器提供的主动控制力由于受到悬架动行程条件的限制存在一定的范围,将此限制以约束的形式考虑到控制器的设计中,而悬架动行程的约束可表示为:

$$f_{dpress} \leq f_{di} \leq f_{dstretch} \quad (22)$$

式中: f_{dpress} 为悬架压缩行程极值; $f_{dstretch}$ 为悬架拉伸行程极值。

同时,结合电磁直线电机特性考虑控制力 F_{ui} 的约束,可表示为:

$$|F_{ui}| \leq F_{ui\max} \quad (23)$$

结合式(17)~(23),系统垂向模型预测控制问题可表示为:

$$\begin{aligned} \min J \\ s.t. \quad \mathbf{x}(k+1) = \mathbf{A}_d\mathbf{x}(k) + \mathbf{B}_d\mathbf{u}(k) \\ |\mathbf{y}(k+i)| \leq \mathbf{y}_{\max} \\ |\mathbf{u}(k+i)| \leq \mathbf{u}_{\max} \end{aligned} \quad (24)$$

由于外部扰动存在一定的不确定性,导致预测模型在有限时域内的预测输出与主动悬架系统的实际输出相比有一定偏差,因此将 k 时刻计算出的最优控制序列中的第一个控制量作用于系统,并将 $k+1$ 时刻的状态作为初始状态对未来状态进行预测,继续求解最优控制问题,不断迭代,重复上述过程。

3.2 整车模糊姿态算法设计

车辆在行驶过程中除了产生垂向振动以外,还会发生俯仰和侧倾运动,由于这些运动相互耦合和干扰,导致车身扭转,影响了乘坐舒适性以及行驶安全性。为了抑制车身姿态恶化,本文进一步设计整车姿态补偿控制策略,以车辆前悬架侧倾模型为例。

图6为车辆1/2悬架侧倾示意图,车身侧倾力矩表示为:

$$M_c = m_b \cdot a_y \cdot h_g \quad (25)$$

式中: a_y 表示侧向加速度; h_g 表示质心高度。

h_r 表示侧倾中心高度,当质心位置发生横向位移,此时产生的横向位移力矩为:

$$M_h = m_b \cdot g \cdot (h_g - h_r) \cdot \varphi \quad (26)$$

由于车身倾斜,导致车身两侧载荷发生转移,此时两侧载荷转移力矩为:

$$M_{zf} = (F_{rRF} - F_{rLF}) \cdot B_f / 2 \quad (27)$$

$$M_{zr} = (F_{rRR} - F_{rLR}) \cdot B_f / 2 \quad (28)$$

式中: F_{rRF} 、 F_{rLF} 、 F_{rRR} 、 F_{rLR} 分别表示右前、左前、右后、左后轮胎垂向力; B_f 表示车辆前轴轮距。

在整个车辆悬架位置分布的分析中,可以发现当车身侧倾时,如果能够产生一个与该状态方向相反的作用力

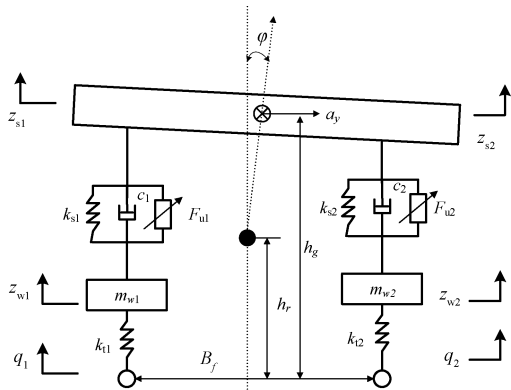


图 6 前悬架侧倾示意图

Δf ,即可产生一个抗侧倾的力矩 M_f ,如果忽略与悬架相关的硬点位置的偏移,那么这个抗侧倾力矩可以被简化为:

$$M_f = B_f \cdot (\Delta f_{LF} - \Delta f_{RF}) + B_r \cdot (\Delta f_{LR} - \Delta f_{RR}) \quad (29)$$

式中: B_r 为车辆后轴轮距; Δf_{LF} 、 Δf_{RF} 、 Δf_{LR} 、 Δf_{RR} 分别表示车辆左前、右前、左后、右后悬架的姿态补偿力。

对车身纵向中心线取矩可得:

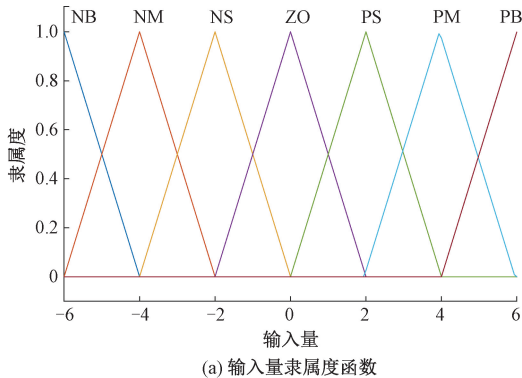
$$Mc + Mh - Mzf - Mzr - Mf = 0 \quad (30)$$

由式(25)~(30)可知,当车身处于侧倾状态下,悬架作动器若能提供与之相反的作动力,可有效的抑制车身侧倾。同样,当车身处于俯仰运动下,悬架作动器若能提供与之相反的作动力,可有效的抑制车身俯仰。

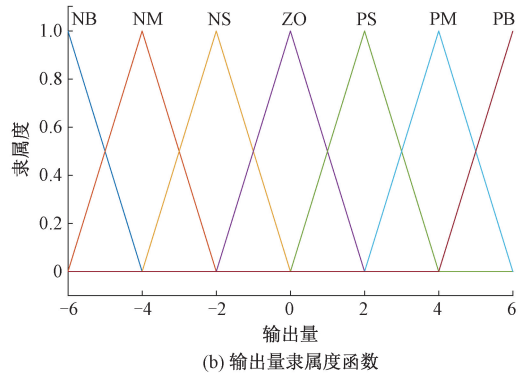
对车身俯仰与侧倾进行控制是一个复杂的非线性系统控制问题,难以用准确的数学公式表示,而模糊算法不需要精确的数学模型且鲁棒性较强,因此,本文基于模糊算法设计姿态补偿控制策略以抑制车身的俯仰侧倾运动。在工程实践中,输入输出量的大小通常是用语言形式进行描述,一般采用大中小 3 个词汇描述模糊控制器的输入、输出量的状态,加上零状态以及正负,分为负大、负中、负小、零、正小、正中和正大这 7 个模糊变量,用英文简记为[NB、NM、NS、O、PS、PM、PB]。

考虑车身质心俯仰加速度和侧倾加速度变化较快,因此选取车身质心俯仰角和车身质心侧倾角来反映车辆发生俯仰与侧倾的程度,并将这两个参数作为模糊控制器的输入,将各悬架中由作动器提供的姿态补偿力 Δf_{ij} 作为模糊控制器的输出,设计了一种二输入四输出的模糊控制器,通过对被动悬架的仿真分析,确定所设计模糊控制器的输入输出量的基本论域均取 $[-6, 6]$ ^[19]。考虑实际车辆的操纵稳定性和驾乘人员的乘坐舒适性,将车辆质心俯仰角和车辆质心侧倾角的量化因子分别设计为 120、60,同时为避免姿态补偿模块的加入对整车主动控制效果造成过大影响,设定作动器所能提供的最大姿态补偿力为 1 000 N,因此将姿态补偿力比例因子 K_s 设为 200。输入输出均采用三角形隶属度函数,如图 7 所示。

根据上文对姿态补偿控制算法的总结以及实际工程经



(a) 输入量隶属度函数



(b) 输出量隶属度函数

图 7 输入输出量隶属度函数

验分析,得到表 3~6 的模糊控制规则。在 Matlab 模糊逻辑控制器中,模糊规则使用条件语句进行表示,例如若 $e = NM, ec = NB$ 时, $U_1 = NS, U_2 = PB, U_3 = NB, U_4 = NS$,可表示为 if(e is NM) and (ec is NB) then (U_1 is NS)(U_2 is PB)(U_3 is NB)(U_4 is NS)。通过使用条件语句在 Matlab 中设计相应的模糊控制器,使用曲面观测器可以更直观的观察模糊规则,如图 8 所示。

表 3 左前悬架姿态补偿力 (Δf_{LF}) 的模糊控制规则

e	ec						
	NB	NM	NS	O	PS	PM	PB
NB	NS	O	O	PS	PM	PB	PB
NM	NS	NS	O	PS	PM	PM	PB
NS	NM	NS	NS	O	PS	PM	PM
O	NM	NM	NS	NS	PS	PS	PM
PS	NM	NM	NM	NS	O	PS	PS
PM	NB	NM	NM	NM	O	O	PS
PB	NB	NB	NM	NM	NS	O	O

3.3 整车主动悬架控制算法设计

主动悬架安装了直线电机作为作动器,与半主动悬架不同的是,其产生的力不受悬架两端相对速度的限制,力的范围可以覆盖全部象限,如图 9 所示。

将最优垂向控制力 F_{ui} 与姿态补偿力 Δf_{ij} 合并计算得到主动悬架所需电磁力 F_{ii} ,然后通过除以推力常数 K_i

表4 左后悬架姿态补偿力(Δf_{LR})的模糊控制规则

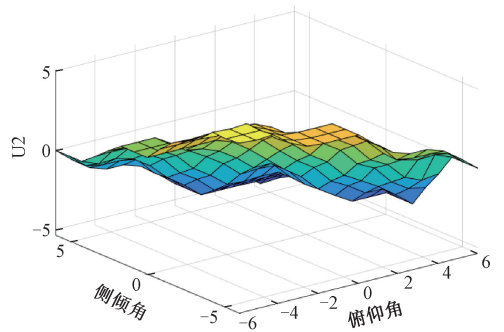
e	ec						
	NB	NM	NS	O	PS	PM	PB
NB	NB	NB	NB	NM	NS	O	O
NM	NB	NB	NB	NS	NS	O	O
NS	NB	NM	NM	NS	O	PS	PS
O	NM	NM	NS	O	PS	PM	PM
PS	NS	NS	O	PS	PS	PM	PB
PM	O	O	PS	PS	PM	PB	PB
PB	O	O	PM	PM	PM	PB	PB

表5 右前悬架姿态补偿力(Δf_{RF})的模糊控制规则

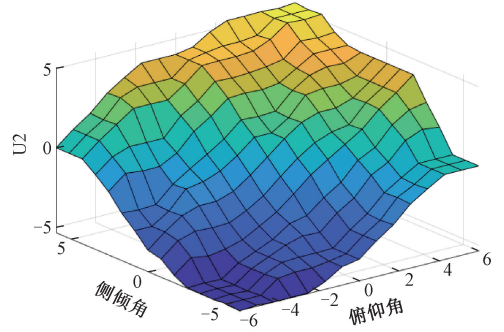
e	ec						
	NB	NM	NS	O	PS	PM	PB
NB	PB	PB	PM	PS	PS	O	O
NM	PB	PB	PM	PS	PS	O	NS
NS	PM	PM	PM	PS	O	NS	NS
O	PM	PM	PS	O	NS	NM	NM
PS	PS	PS	O	NS	NS	NM	NM
PM	PS	O	NS	NM	NM	NM	NB
PB	O	O	NM	NM	NM	NB	NB

表6 右后悬架姿态补偿力(Δf_{RR})的模糊控制规则

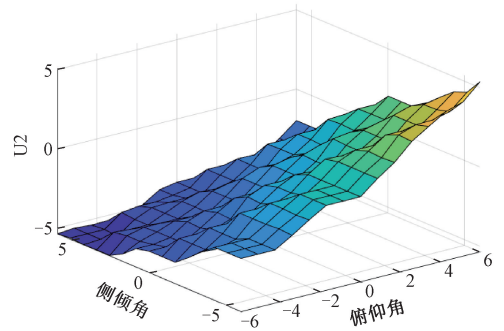
e	ec						
	NB	NM	NS	O	PS	PM	PB
NB	NS	NS	NM	NM	NB	NB	NB
NM	NS	NS	NS	NM	NM	NB	NB
NS	O	O	NS	NS	NM	NM	NB
O	O	O	O	NS	NS	NM	NM
PS	PS	PS	O	O	NS	NS	NM
PM	PM	PS	PS	O	O	NS	NM
PB	PB	PM	PS	PS	O	NS	NS



(b) 左后悬架姿态补偿力(Δf_{LR})变化曲面图

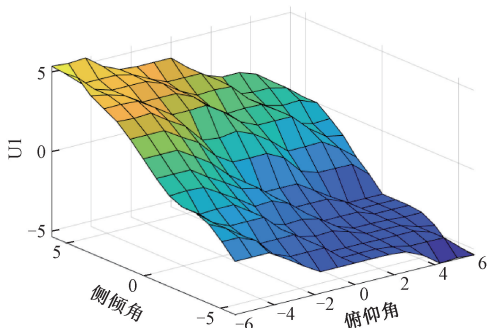


(c) 右前悬架姿态补偿力(Δf_{RF})变化曲面图

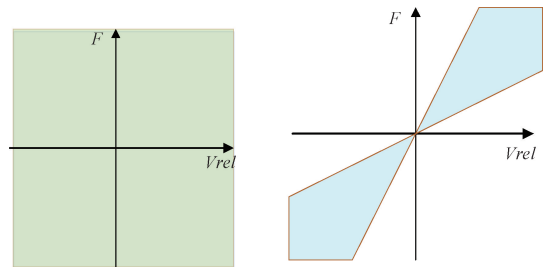


(d) 右后悬架姿态补偿力(Δf_{RR})变化曲面图

图8 模糊控制规则



(a) 左前悬架姿态补偿力(Δf_{LF})变化曲面图



(a) 主动悬架作动力 (b) 半主动悬架作动力

图9 半主动与主动悬架力覆盖象限范围

(由推力特性试验获得)来得到直电机的输入电流值。各悬架的作动器等效输入理想电流值分别为:

$$\begin{cases}
 i_{dLF} = (\Delta f_{LF} + F_{u1}) / K_i \\
 i_{dRF} = (\Delta f_{RF} + F_{u2}) / K_i \\
 i_{dLR} = (\Delta f_{LR} + F_{u3}) / K_i \\
 i_{dRR} = (\Delta f_{RR} + F_{u4}) / K_i
 \end{cases} \quad (31)$$

式中： i_{dLF} 、 i_{dLR} 、 i_{dRF} 和 i_{dRR} 分别为左前、右前、左后以及右后电磁主动悬架直线作动器所需电流值； F_{a1} 、 F_{a2} 、 F_{a3} 和 F_{a4} 分别为左前、右前、左后以及右后悬架所需的垂向控制力。

3.4 悬架状态观测器设计

由于成本和技术因素，实际车辆系统中并非所有状态变量都可通过传感器直接获取，为保证垂向控制器和姿态补偿控制器的控制效果，构建卡尔曼滤波状态观测器对相关状态变量进行估计^[20]。将式(17)线性离散化为状态方程与测量方程：

$$\begin{cases} x(k+1) = A_d x(k) + B_d u_c(k) + B_{od} \omega(k) \\ y(k) = H_d \omega(k) + v(k) \end{cases} \quad (32)$$

式中： A_d 、 B_d 、 B_{od} 、 H_d 为系统矩阵； $\omega(k)$ 为过程噪声； $v(k)$ 为测量噪声。假设系统过程噪声及测量噪声是零均值的高斯白噪声随机过程向量序列，可表示为：

$$p(\omega) \sim N(0, Q) \quad (33)$$

$$p(v) \sim N(0, R) \quad (34)$$

式中： Q 为过程噪声协方差矩阵； R 为测量噪声协方差矩阵。

卡尔曼滤波算法的相关预测步骤可表示为：

$$\hat{x}(k|k-1) = A_d \hat{x}(k-1|k-1) + B_d u_c(k) \quad (35)$$

$$P(k|k-1) = A_d P(k-1|k-1) A_d^T + B_{od} Q B_{od}^T \quad (36)$$

$$K(k) = P(k|k-1) H_d^T / [H_d P(k|k-1) H_d^T + R] \quad (37)$$

$$\hat{x}(k|k) = \hat{x}(k|k-1) + K(k) [y(k) - H_d \hat{x}(k|k-1)] \quad (38)$$

$$P(k|k) = [I - K(k) H_d] P(k|k-1) \quad (39)$$

对于主动悬架系统而言，车辆质心垂向加速度和各簧下质量垂向加速度较容易通过加速度传感器测得，其余状态变量(车身质心处垂向位移 z_c 及速度 \dot{z}_c 信号、簧下质量垂向位移 z_s 及速度信号 \dot{z}_s 、俯仰角 θ 及速度信号 $\dot{\theta}$ 、侧倾角 φ 及速度信号 $\dot{\varphi}$)均可由卡尔曼滤波状态观测器获得。

4 仿真结果分析

为验证带姿态补偿的主动悬架模型预测控制效果，在随机路面工况下将其与不带姿态补偿模块的主动悬架控制以及被动悬架进行仿真对比。基于 MATLAB/Simulink 平台对 MPC 控制器的加权参数进行调整，最终得到了满意的控制结果。部分仿真结果如图 10~11 所示，主动悬架性能评价指标均方根值对比如表 7 所示。

由图 10 可知，与被动悬架相比，无姿态补偿模块的主动悬架控制对于车身侧倾角和俯仰角的改善并不十分明显，仅下降了 3.16% 和 7.33%。与此同时，在有姿态补偿力作用的主动悬架控制下，相比于被动悬架，车身侧倾角和俯仰角分别降低了 18.39% 和 20.43%，相比于无姿态补偿

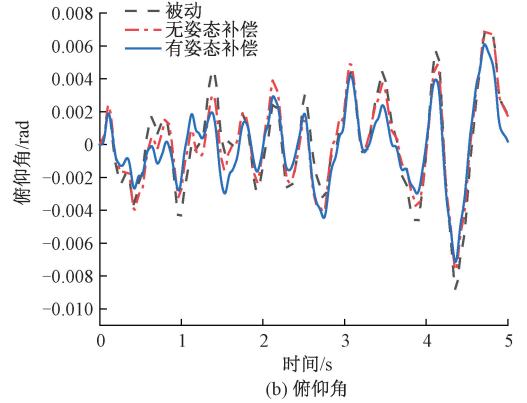
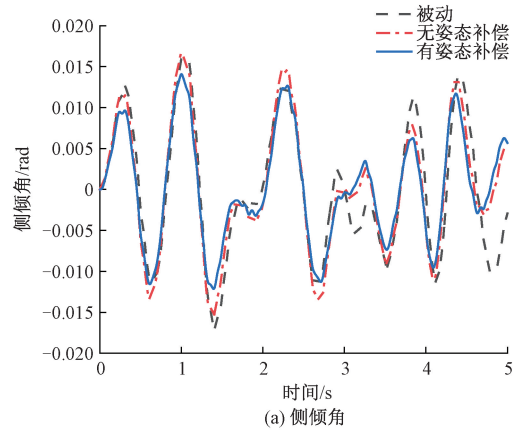
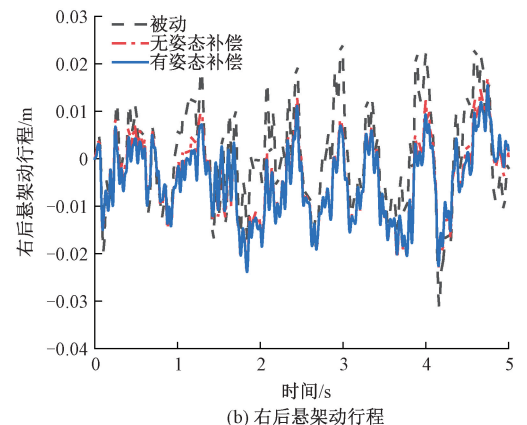
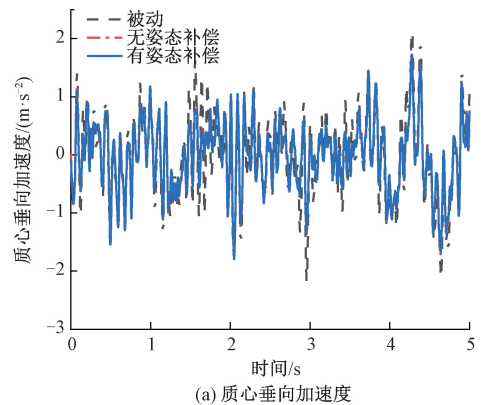


图 10 整车车身姿态控制效果对比



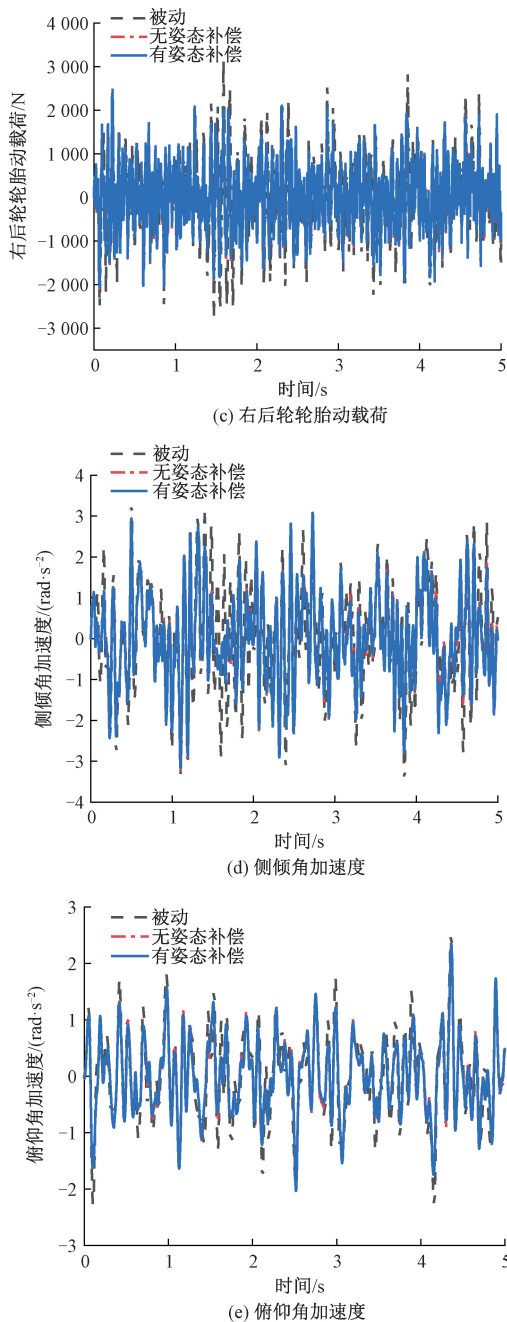


图 11 主动悬架系统控制效果对比

表 7 主动悬架性能评价指标均方根值

评价指标	被动悬架	无姿态补偿	有姿态补偿
$\ddot{z}_c / (\text{m} \cdot \text{s}^{-2})$	0.707 7	0.592 6	0.585 1
$\theta / (\text{rad} \cdot \text{s}^{-2})$	0.771 0	0.656 0	0.661 0
$\ddot{\varphi} / (\text{rad} \cdot \text{s}^{-2})$	1.268 3	1.074 5	1.086 7
θ / rad	0.003 0	0.002 7	0.002 3
φ / rad	0.008 2	0.007 9	0.006 7
DTL_4 / KN	0.874 1	0.720 6	0.720 6
z_{s4} / m	0.010 3	0.009 3	0.009 1

模块的主动悬架控制改善了 15.72%和 14.13%，能够有效抑制车辆俯仰和侧倾，对控制整车车身姿态，效果显著。

由图 11 可知，与被动悬架相比，主动悬架在质心垂向加速度、悬架动行程(以右后悬架为例)、轮胎动载荷(以右后轮为例)、侧倾角加速度和俯仰角加速度这五个评价指标的均方根值均有所下降，其中无姿态补偿主动悬架控制的质心垂向加速度均方根值较被动悬架相比降低 16.27%，悬架动行程均方根值降低 9.37%，而有姿态补偿模块主动悬架控制的这两项评价指标均方根值降低更为明显，其中质心垂向加速度均方根值较被动悬架相比降低 17.33%，悬架动行程均方根值降低 11.49%。与被动悬架相比，无论是否有姿态补偿模块，主动悬架控制的轮胎动载荷均方根值均降低 17.56%。与此同时，主动悬架控制的侧倾角加速度和俯仰角加速度均方根值较被动悬架分别降低 15.29%和 14.92%，当姿态补偿模块加入后，二者虽然分别恶化 1.14%和 0.78%，但仍处于可控范围内。虽然姿态补偿控制模块是在车辆垂向控制的基础上加入控制车身姿态的力(即姿态补偿力)，但通过上述分析比较可以得到，这部分力的加入并没有过多干预车辆垂向控制的效果，使得悬架系统在能够保证乘坐舒适性的前提下，有效控制整车车身姿态，提高车辆行驶安全性。

5 结 论

本文对车身姿态失衡问题及主动悬架的控制研究得到以下成果：

考虑悬架系统无法准确获取所需全部状态变量的问题，构建悬架状态观测器并通过仿真验证其精度，根据估计出的各信号对主动悬架进行控制，满足后续垂向控制器和姿态补偿控制器的需求。

针对车身产生的垂向、俯仰及侧倾三个方向的运动，建立兼顾车身垂向、俯仰及侧倾运动的整车主动悬架控制器，为后续 MATLAB/Simulink 的仿真奠定基础。

通过分析仿真结果，所提出的垂向控制在姿态补偿模块的加入后，既保证车辆的垂向振动得到衰减，同时车身俯仰角及侧倾角也得到了控制，防止车身姿态失衡，提高了车辆的行驶平顺性和操纵稳定性。

虽然所提的基于主动悬架的整车车身姿态控制策略有效的改善了乘坐舒适性及行驶安全性，但由客观条件所限，未进行主动悬架实车试验验证。未来可以导出控制策略，在装有电磁主动悬架的实车上进行试验。

参考文献

[1] 张坚. 发展智能汽车电子产业打造数字产业新增长极[J]. 内燃机与配件, 2022, 358(10): 115-117.
 [2] 邱彬, 王芳, 刘万祥. 中国汽车产业发展趋势分析[J]. 汽车工业研究, 2022, 308(1): 2-9.
 [3] 段辉. 汽车悬架控制方法及研究趋势[J]. 汽车与驾驶维修, 2018, 465(5): 79.

- [4] 汪少华, 翟旭辉, 孙晓强, 等. 车辆刚度阻尼多级可调式油气悬架系统分析及控制研究[J]. 振动与冲击, 2022, 41(12): 168-177.
- [5] 詹长书, 苏立庆. 基于粒子群优化的主动悬架 PID 控制策略[J]. 科学技术与工程, 2022, 22(10): 4180-4186.
- [6] 寇发荣, 胡凯仑, 陈若晨, 等. 基于 ResNeSt 网络路面状态识别的主动悬架模型预测控制[J]. 控制与决策, 2023, 4(18): 1-9.
- [7] 李仲兴, 李忠远, 刘晨来. 基于显式模型预测控制的轮毂驱动电动车垂向振动研究[J]. 振动与冲击, 2022, 41(11): 259-265.
- [8] 李东, 张明梅. 紧急制动下车身姿态的控制研究[J]. 机械设计与制造, 2018, 327(5): 55-57, 61.
- [9] DUC N N, TUAN A N. Proposing an original control algorithm for the active suspension system to improve vehicle vibration: Adaptive fuzzy sliding mode proportional-integral-derivative tuned by the fuzzy (AFSPIDF) [J]. Heliyon, 2023, 9(3): e14210-e14210.
- [10] MYRON P, ALEX A. Active vehicle suspension control using road preview model predictive control and radial basis function networks [J]. Applied Soft Computing, 2022: 108646.
- [11] 刘欢, 李韶华, 张培强. 刚柔耦合特种车辆越障行驶动力学分析及悬架优化[J]. 动力学与控制学报, 2021, 19(3): 74-82.
- [12] 历达, 张涛, 唐传胜. 直线永磁同步电机变论域模糊 PID 控制技术研究[J]. 机床与液压, 2012, 40(15): 27-29.
- [13] 张建强. 基于电磁直线作动器的某 SUV 主动悬架技术研究[D]. 南京: 南京理工大学, 2019.
- [14] 于斌, 张军伟, 李陆浩, 等. 路面随机输入时域仿真及试验分析[J]. 中国农机化学报, 2020, 41(11): 75-82.
- [15] 黄大山, 王炳奇, 刘海亮, 等. 四轮车辆路面激励数学模型[J]. 兵器装备工程学报, 2021, 42(2): 142-146.
- [16] 徐明生. 磁流变半主动悬架道路预瞄模型预测控制策略研究[D]. 长春: 吉林大学, 2021.
- [17] PEDRO J O, NHLAPO S M S, MPANZA L J. Model predictive control of half-car active suspension systems using particle swarm optimisation [J]. IFAC-PapersOnLine, 2020, 53(2): 14438-14443.
- [18] 江洪, 陈勃, 吴楚骐. 轮毂电机电动汽车半主动悬架模型预测控制[J]. 重庆理工大学学报(自然科学), 2022, 36(8): 65-74.
- [19] 马克. 汽车主动悬架的模糊控制策略研究[D]. 重庆: 重庆理工大学, 2018.
- [20] PAN H, SUN W, GAO H, et al. Nonlinear tracking control based on extended state observer for vehicle active suspensions with performance constraints [J]. Mechatronics, 2015, 30: 363-370.

作者简介

潘公宇, 博士, 教授, 主要研究方向为车辆系统动力学、车辆振动控制技术。

E-mail: 774513912@qq.com

范菲阳(通信作者), 硕士, 主要研究方向为车辆振动控制技术。

E-mail: ffy12326@126.com