

doi: 10.19562/j.chinasae.qcgc.2024.08.011

基于双电机主动横向稳定杆的车辆位姿联合控制研究

董志圣^{1,2}, 卢 荡¹, 刘泓江²

(1. 吉林大学, 汽车仿真与控制国家重点实验室, 长春 130012; 2. 浙江孔辉汽车科技有限公司, 湖州 313000)

[摘要] 针对集成双电机主动横向稳定杆车辆的车身姿态控制方法进行研究。首先建立了双电机主动横向稳定杆动力学模型以及包含侧倾、横向、横摆、俯仰、悬架垂向位移的车辆8自由度模型, 其次针对复杂工况下控制算法参数难整定问题, 提出了基于悬架高度信号、路面坡度信号等车辆状态信息的实际俯仰角估计方法、理想俯仰角标定方法以及俯仰工况辨识方法, 以双电机主动横向稳定杆为作动器设计了基于PID控制算法的俯仰子控制算法和侧倾子控制算法, 采用遗传算法对各子控制算法参数进行整定, 最后结合位姿控制矩阵设计了车辆位姿联合控制算法并进行试验验证。MATLAB/Simulink、CarSimRT与华海控制器进行的控制器算法在环测试结果表明, 在不同复杂工况下搭载双电机主动横向稳定杆车辆的侧倾角、侧倾角速度以及俯仰角的改善幅度均在10%以上, 证明了该控制算法的可行性及普适性。

关键词: 主动横向稳定杆; 联合控制; 俯仰和侧倾; 在环测试

Study on Vehicle Pose Joint Control Based on Dual Motor Active Lateral Stabilizer Bar

Dong Zhisheng^{1,2}, Lu Dang¹ & Liu Hongjiang²

1. Jilin University, State Key Laboratory of Automotive Simulation and Control, Changchun 130012;

2. Zhejiang KongHui Automobile Co., Ltd., Huzhou 313000

[Abstract] The pose control method of the vehicle with dual motor active lateral stabilizer bar is studied in this paper. Firstly, a dynamic model of a dual motor active lateral stabilizer bar and an eight-degree-of-freedom vehicle model including roll, lateral, yaw pitch, and suspension vertical displacement are established. Secondly, for the problem that the control algorithm parameters are difficult to adjust under complex working conditions, the actual pitch angle estimation method, the ideal pitch angle calibration method, and the pitch condition identification method based on vehicle state information such as suspension height signal and road slope signal are proposed. The pitch sub-controller and the roll sub-controller based on PID control algorithm are designed with the dual motor active lateral stabilizer bar as the actuator. Genetic algorithm is used to tune the parameters of each sub-controller. Finally, combined with the pose control matrix, the vehicle pose joint control algorithm is designed and verified through experiments. The Hardware in Loop results of MATLAB/Simulink CarsimRT and Rapid ECU show that the improvement of the roll angle, roll angle speed, and pitch angle of the vehicle equipped with dual motor active lateral stabilizer bar is more than 10% under different complex working conditions, which proves the feasibility and universality of the control algorithm.

Keywords: active lateral stabilizer bar; joint control; pitch and roll; hardware in loop test

原稿收到日期为2024年02月07日, 修改稿收到日期为2024年03月31日。

通信作者: 董志圣, 工程师, 博士, E-mail: dzs5211@163.com。

前言

双电机主动横向稳定杆由中部集成控制单元以及两侧摇臂构成,并通过两侧摇臂与车架相连。其根据车辆行驶过程中收集到的各种信息调整输出转矩,将摇臂的旋转运动转化为车身的垂向运动,实现行驶平顺性与操纵稳定性的提升。

国内外众多学者对主动横向稳定杆的动力学模型以及控制方法开展了研究。陈松等^[1]构建了直流电机式主动稳定杆的动力学模型以及侧倾角刚度数学模型,并分析了各结构参数对侧倾角刚度的影响规律。文献[2]~文献[4]中陈松等基于文献[1]中所述的主动稳定杆,提出了车辆侧倾控制以及防侧翻控制方法,并通过试验验证了所述方法的可行性。赵强等^[5-7]首先对主动稳定杆的结构形式以及控制方法进行总结,并针对液压式主动稳定杆分别设计了基于分层控制以及卡尔曼滤波的车辆稳定性控制算法,仿真结果表明所述算法对车辆稳定性的提升具有积极作用,但液压式主动稳定杆的结构特点使其无法改变车辆的行驶平顺性。Meng等^[8]设计了开关磁阻电机驱动式主动稳定杆,并控制电机达到目标转矩进而实现主动稳定杆的控制功能。Stañco等^[9]进行了稳定杆和弹簧的疲劳分析,其中稳定杆的应力数据由试验测得。

黄康等^[10]建立了液压马达式主动横向稳定杆的动力学模型,并以理想侧倾角与实际侧倾角的误差作为控制输入,设计了基于PID控制的主动横向稳定杆控制器,仿真以及实车试验证明了所述方法的正确性。马英照等^[11]以集成电机式主动横向稳定杆的新型电控空气悬架系统为研究对象,开发了基于模型设计的新型电控空气悬架系统集成控制策略以及电子控制单元,通过转向盘角阶跃输入工况以及双移线工况的仿真与硬件在环试验表明,所述控制策略及控制单元可改善车辆操纵稳定性。Nguyen等^[12-14]对主动稳定感的形式进行简要概述,并建立了主动稳定杆的非线性双轨动力学模型,设计了双输入模糊控制器以消除单输入信号的不稳定性,所述研究成果显著提升了车辆的行驶稳定性。Hwang等^[15]提出了基于转向特性的主动横向稳定杆控制策略,通过改变前后轴侧倾刚度来改变车辆的转向特性。

以上对于车身姿态抑制的研究大多以抑制车身的侧倾运动从而提升车辆操纵稳定性为目标。除侧

倾运动之外,俯仰是影响车辆行驶平顺性以及车辆坐姿的关键因素,因此俯仰控制以及俯仰与侧倾的联合控制同样成为众多学者研究的焦点。彭志召等^[16]采用转矩阻尼控制以及天棚控制设计了车辆俯仰—侧倾—垂向控制器,并基于自制常通孔式磁流变减振器和所述控制系统开展了实车试验。结果表明所述控制系统显著提升了车辆的乘坐舒适性、操纵稳定性以及行驶安全性。Zhang^[17]设计了一种滑模SA悬架控制器,并通过与被动悬架的对比表明,所述控制器对车辆行驶平顺性的提升较为显著。李东等^[18]基于非线性车辆模型提出了俯仰模糊控制器以抑制紧急制动工况下的俯仰角。

综上所述,目前有关主动横向稳定杆的研究大多集中于液压式主动稳定杆,且对其控制方法的研究均聚焦于车辆稳定性控制,对于以主动横向稳定杆为作动器的俯仰以及俯仰—侧倾联合控制鲜有提及。但是随着目前新能源汽车市场渗透率的逐年提高,汽车逐步走向电气化,电机式主动稳定杆代替了液压式主动稳定杆成为主流结构,且双电机主动横向稳定杆能够实现同轴两侧大小、方向均不同的主动转矩输出。针对上述特性,本文提出了基于PID控制算法的俯仰子控制算法以及侧倾子控制算法,并将二者结合进一步得到俯仰与侧倾联合控制算法,旨在提升车辆的行驶平顺性以及操纵稳定性。

1 系统模型

1.1 双电机主动横向稳定杆动力学模型

双电机主动横向稳定杆结构如图1所示,主要有驱动控制器、电动机、减速器、缓冲器以及摇臂等。电动机为主动输出转矩来源,减速器实现电动机输出转矩的降速增转矩,缓冲器实现小振幅激励下的

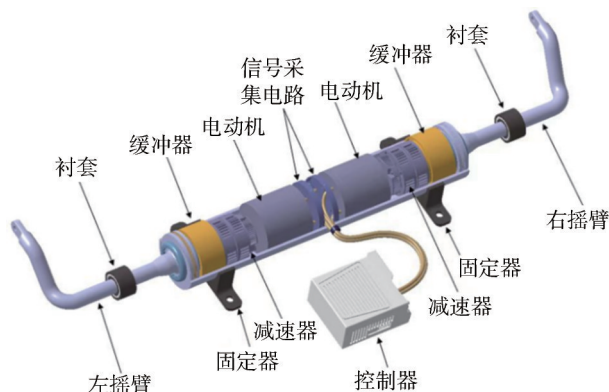


图1 双电机主动横向稳定杆结构

振动隔绝,以保证被动模式下不输出主动转矩时仍具有足够的缓振性能。在主动模式下,缓冲器压实后将减速器的输出转矩传递至摇臂端,进而带动车身的垂向运动。

主动横向稳定杆电动机模型如式(1)~式(3)所示:

$$\frac{d}{dt} i_d = \frac{1}{L_d} v_d - \frac{R}{L_d} i_d + \frac{L_q}{L_d} p \omega_m i_q \quad (1)$$

$$\frac{d}{dt} i_q = \frac{1}{L_q} v_q - \frac{R}{L_q} i_q + \frac{L_d}{L_q} p \omega_m i_d - \frac{\lambda p \omega_m}{L_q} \quad (2)$$

$$T_e = 1.5p [\lambda i_q + (L_d - L_q) i_d i_q] \quad (3)$$

式中: L_d 、 L_q 分别为电机 d 轴和 q 轴的电感; R 为定子绕组电阻; i_d 、 i_q 分别为电机 d 轴和 q 轴的电流; v_d 、 v_q 分别为 d 轴和 q 轴的电压; ω_m 为转子角速度; λ 为转子永磁体感应的磁通量幅值; p 为极对数; T_e 为电机的输出电磁转矩。

电机输出转矩经过减速器和缓冲器后传递至摇臂,采用1阶惯性环节模拟橡胶缓冲器,考虑减速器传动比和传动效率、缓冲器传动效率后得到主动横向稳定杆输出力矩:

$$T_{arc} = T_e i_r \eta \frac{1}{1 + \tau s} \eta_b \quad (4)$$

式中: T_{arc} 为减速器输出转矩; i_r 为减速器传动比; η 为减速器传动效率; η_b 为缓冲器传动效率。

主动横向稳定杆摇臂端通过拉杆与减振器相连,进而将摇臂的转动转化为直线运动,主动横向稳定杆输出的主动控制力为

$$F_{Ai} = \frac{T_{arc}}{l_2 \cos \delta \cos \beta} \quad (5)$$

式中: F_{Ai} 为各轴主动横向稳定杆输出的主动控制力; l_2 为摇臂长度; δ 为摇臂轴线与连杆轴线夹角; β 为连杆轴线与减振器轴线夹角。

1.2 集成双电机主动横向稳定杆车辆动力学模型

集成双电机主动横向稳定杆的车辆模型如图2所示,包含车身的俯仰运动、侧倾运动、侧向运动、横摆运动以及4个悬架的垂向运动。

轮胎模型如下:

$$\begin{cases} F_{yi} = D \sin [C \arctan \{ B \alpha - E (B \alpha - \arctan B \alpha) \}] \\ F_{yi} = F_{yi} + S_v \\ \alpha = \alpha_y + S_H \end{cases} \quad (6)$$

式中: α_y 为轮胎侧偏角; D 为峰值因子; C 为形状因子; B 为刚度因子; E 为曲率因子; S_v 为侧向力偏置因数; S_H 为侧偏角偏置因数,从轮胎试验数据中辨识得到。

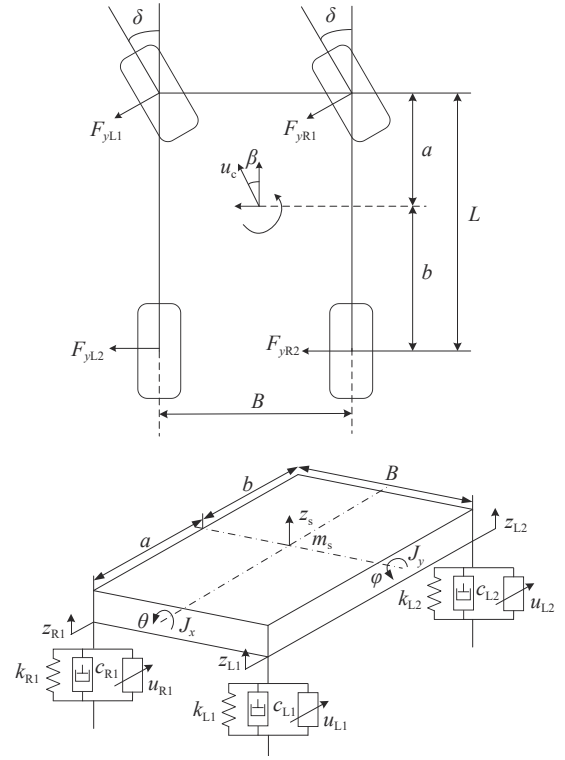


图2 车辆8自由度模型

侧向运动模型为

$$m(\dot{v}_y + v_x \gamma) = (F_{yL1} + F_{yR1}) \cos \delta + F_{yL2} + F_{yR2} \quad (7)$$

横摆运动模型为

$$I_z \ddot{\gamma} = a(F_{yL1} + F_{yR1}) \cos \delta - b(F_{yL2} + F_{yR2}) \quad (8)$$

侧倾运动模型为

$$I_x \ddot{\theta} = (F_{L1} + u_{L1} + F_{R1} + u_{R1} - F_{L2} - u_{L2} - F_{R2} - u_{R2}) \frac{B}{2} - M_f - M_r + m_s g h \theta + m_s a_y h \quad (9)$$

俯仰运动模型为

$$I_y \ddot{\varphi} = -a(F_{L1} + u_{L1} + F_{R1} + u_{R1}) + b(F_{L2} + u_{L2} + F_{R2} + u_{R2}) \quad (10)$$

悬架各连接点处位移为

$$\begin{cases} z_{L1} = z_s - a\varphi + \frac{B}{2}\theta \\ z_{R1} = z_s - a\varphi - \frac{B}{2}\theta \\ z_{L2} = z_s + b\varphi + \frac{B}{2}\theta \\ z_{R2} = z_s + b\varphi - \frac{B}{2}\theta \end{cases} \quad (11)$$

$$F_i = F_{Si} + F_{Di} + F_{Ai} \quad (12)$$

式中: m 为整车质量; v_x 为质心纵向速度; v_y 为质心侧向速度; F_{yi} 为4个车轮对应的侧向力; δ 为前轮转角; I_y 为车身俯仰转动惯量; φ 为俯仰角; a 为质心到前轴

距离; b 为质心到后轴距离; F_i 分别为4个悬架弹簧、减振器和主动横向稳定杆产生的合力; F_{Si} 为悬架弹簧的弹力; F_{di} 为悬架减振器的阻尼力; I_x 为车身侧倾转动惯量; θ 为车身侧倾角; B 为轮距; M_f 、 M_r 分别为前、后控制力矩; m_s 为簧上质量; g 为重力加速度; h 为车身质心到侧倾中心距离; I_z 为横摆转动惯量; γ 为车身横摆角。

2 车辆位姿联合控制器设计

本设计以降低车身俯仰角和侧倾角为目标,设计基于悬架高度信号以及车身纵向加速度信号的俯仰角预测方法及俯仰工况辨识方法,提出基于比例积分微分控制(简称“PID控制”)的俯仰、侧倾子控制算法及联合控制算法,如图3所示。图中: a_x 为车身 x 方向的加速度; $S_i(i=L1、R1、L2、R2)$ 为各悬架高度变化量; v_x 为纵向车速; l 为轴距; $\dot{\theta}(t)$ 为侧倾角速度; M_p 为俯仰子控制算法输出力矩; M_r 为侧倾子控制算法输出力矩。

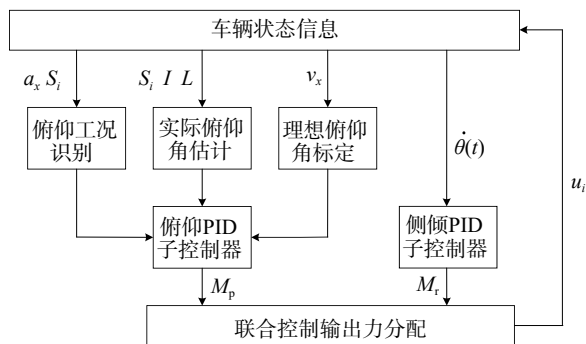


图3 联合控制策略

2.1 侧倾控制

侧倾控制策略如图4所示。侧倾控制以降低车身的侧倾角为目标,以理想侧倾角速度 $\dot{\theta}_{exp}$ 与实际侧倾角速度 $\dot{\theta}(t)$ 的误差 $e_{\theta}(t)$ 作为PID控制输入,其中 $\dot{\theta}_{exp}=0$ 。

在实际工况下,须避免控制器的频繁介入,同时车身须保持一定的侧倾角以保证驾驶员对路感信息的接收。为此,本文对侧倾角速度进行限值,当侧倾角速度绝对值大于 $0.3(^{\circ})/s$ 时,侧倾控制算法将根据侧倾角速度的误差输出抗侧倾输出力矩 M_r ,否则侧倾控制算法不工作。经过联合控制输出力分配得到各悬架处主动横向稳定杆抗侧倾输出力 $u_{ri}(i=L1、R1、L2、R2)$ 。

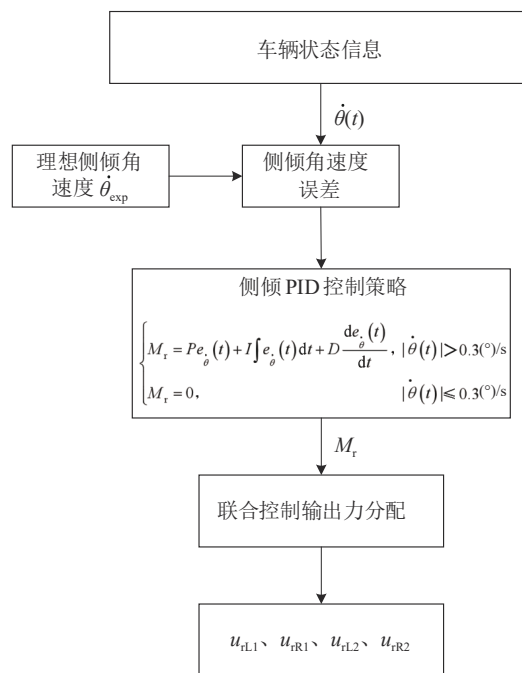


图4 侧倾控制策略

2.2 俯仰控制

当驾驶员进行加速或紧急制动操作以及车辆经过不平路面时,车身会产生不同程度的俯仰角,导致行驶平顺性降低。本文提出基于PID控制的俯仰控制策略,如图5所示,其中包含实际俯仰角估计方法、理想俯仰角标定方法以及工况辨识方法。

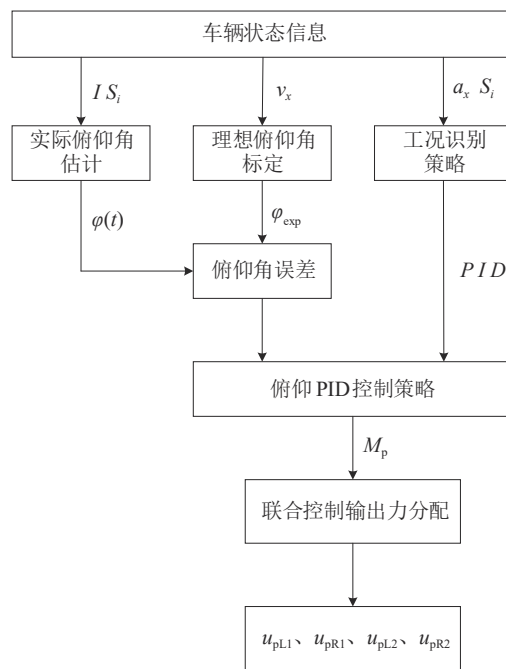


图5 俯仰控制策略

在不同车速下进行匀速直线行驶工况的仿真以对理想俯仰角 φ_{exp} 进行标定。根据悬架高度信号以及路面坡度信号采用式(12)进行实际俯仰角的估计,其中 φ_0 为车身俯仰角初始值。

$$\varphi(t) = \arctan\left(\frac{S_{L1} + S_{R1} - S_{L2} - S_{R2}}{2L}\right) + \varphi_0 + I \quad (12)$$

在估计得到实际俯仰角 $\varphi(t)$ 后,将标定得到的理想俯仰角 φ_{exp} 和估计得到的实际俯仰角 $\varphi(t)$ 间的误差 $e_c(t)$ 作为俯仰PID控制算法的输入信号。为解决复杂工况下控制算法参数难整定以及控制算法频繁介入问题,本文基于车辆行驶状态信息对俯仰工况进行划分,如图6所示,并设计了如下工况辨识策略,将控制算法参数作为工况辨识策略的输出。

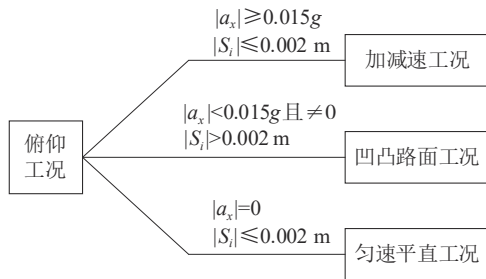


图6 俯仰工况分类

(1) 对 x 方向的车身加速度的绝对值进行限值操作。当 $|a_x| \geq 0.015g$ 时视为加减速工况;当 $|a_x| < 0.015g$ 且 $|a_x| \neq 0$ 时视为凹凸路面工况。根据上述策略,步骤(1)根据 x 方向加速度绝对值大小实时输出并调整PID参数。

(2) 对 x 方向的车身加速度的绝对值进行限值操作。当 $|a_x| \neq 0$ 时,步骤(2)直接输出步骤(1)的结果;当 $|a_x| = 0$ 时,视车辆处于匀速行驶或静止状态,此时主动横向稳定杆不施加任何控制力,步骤(2)输出控制算法参数均为0。

(3) 对悬架位移变化量的绝对值进行限值。当悬架位移变化量大于 0.002 m 时步骤(3)直接输出步骤(2)的输出结果,否则输出PID参数均为0。

上述控制策略中步骤(1)采用加速度信号对俯仰角产生变化的加减速工况和凹凸路面工况进行辨识,并输出工况对应的俯仰PID控制参数;步骤(2)与步骤(3)结合判断车辆是否处于匀速行驶、平稳路面工况,此时为避免控制算法频繁介入产生不必要的抖动,设定控制算法参数均为0,不输出额外的俯

仰控制力矩。

将俯仰角误差与工况辨识策略输出的控制算法参数输入到俯仰PID子控制算法中得到抗俯仰力矩 M_p ,通过联合控制出力分配得到各悬架处主动横向稳定杆抗俯仰垂向力 u_{pi} 。

2.3 联合控制出力分配

设子控制算法出力矩矩阵 $\mathbf{u}_1 = [M_r \ M_p]^T$,各车轮对应的主动横向稳定杆出力矩矩阵 $\mathbf{u}_2 = [u_{L1} \ u_{R1} \ u_{L2} \ u_{R2}]^T$,二者之间满足位姿控制方程^[19]:

$$\begin{cases} \mathbf{u}_1 = \mathbf{A}\mathbf{u}_2 \\ \mathbf{A} = \begin{bmatrix} -a & -a & b & b \\ \frac{B}{2} & -\frac{B}{2} & \frac{B}{2} & -\frac{B}{2} \end{bmatrix} \end{cases} \quad (13)$$

位姿矩阵 \mathbf{A} 的伪逆矩阵为

$$\mathbf{C} = \mathbf{A}^T(\mathbf{A}\mathbf{A}^T)^{-1} \quad (14)$$

由式(13)和式(14)可解算出主动横向稳定杆维持车身姿态所需的输出主动控制力。

3 算法ECU在环测试分析

为验证算法的有效性,基于上述车辆位姿联合控制算法,本试验搭建了实时的ECU在环测试试验台架,硬件设备采用NI的PXIe-1078型实时平台,ECU控制器采用的是华海科技的Rapid ECU-S2V2,计算机采用Windows系统计算机,如图7所示。在MATLAB/Simulink环境下搭建联合控制算法模型,通过华海Rapid自动编译平台将控制算法模型编译为代码写入到ECU中。将CarSim的整车模型通过CarSimRT模块及行驶工况下载至NI实时系统中,配置NI系统实时输出车辆状态信息,将这些信息输入给ECU控制器,ECU控制器运算输出目标主动控制力,实现闭环控制。CarSim整车模型参数如表1所示。

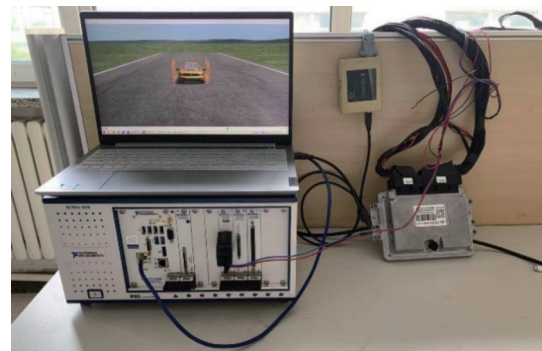


图7 联合控制策略ECU在环设备

表1 整车参数

| | | | |
|----------------------|-------|----------------------|---------|
| 参数 | 数值 | 参数 | 数值 |
| m_s/kg | 2 010 | B/m | 1.6 |
| a/m | 1.4 | b/m | 1.605 |
| $I_x/(kg \cdot m^2)$ | 928.1 | $I_y/(kg \cdot m^2)$ | 2 788.5 |
| $I_z/(kg \cdot m^2)$ | 3 234 | L/m | 3.005 |

PID参数标定较为复杂,将主动横向稳定杆与被动稳定杆的车辆性能指标对应相除进行无量纲化后构建如式(15)和式(16)所示的目标函数,采用遗传算法对PID参数进行优化,式中 φ_{pas_rms} 、 θ_{pas_rms} 、 $\dot{\theta}_{pas_rms}$ 分别代表被动稳定杆的俯仰角、侧倾角、侧倾角速度均方根值。优化后得到的PID参数如表2所示,表中参数P为比例参数,I为积分参数,D为微分参数。

$$F(X)_{pitch} = \varphi_{rms} / \varphi_{pas_rms} \tag{15}$$

$$F(X)_{roll} = \theta_{rms} / \theta_{pas_rms} + \dot{\theta}_{rms} / \dot{\theta}_{pas_rms} \tag{16}$$

表2 控制算法参数

| 参数 | 俯仰 (加减速工况) | 俯仰 (凹凸路面工况) | 侧倾 |
|----|---------------|----------------|-----|
| P | 298 | 140 | 122 |
| I | 134.4 | 204.3 | 456 |
| D | 21 | 19 | 8 |

针对理想俯仰角标定问题,从车辆动力学角度出发,首先应使期望的俯仰角尽可能小,其次受到车辆质心转移等因素影响,加减速工况与匀速工况下相同车速对应的俯仰角不同。而从驾驶员主观评价角度出发,车辆应具有一定程度的俯仰角以得到良好的驾驶反馈,使得驾驶员能够及时做出相对应的驾驶操作,确保舒适性和安全性。综合考虑上述因素,以不同车速匀速行驶工况得到的车辆稳态俯仰角作为理想俯仰角,如图8所示,俯仰角方向规定为前倾为“+”、后仰为“-”。

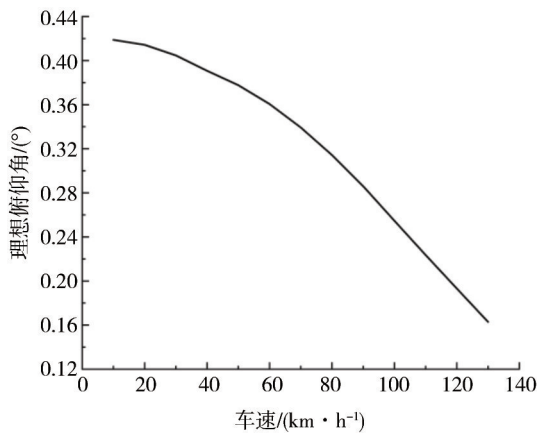


图8 理想俯仰角变化

考虑滑模控制算法具有鲁棒性强、响应快速等特点,分别以俯仰角误差和侧倾角速度误差作为输入信号,另外设计了传统滑模控制器,并在加减速工况、有凹凸路面的双移线复合工况以及有凹凸路面的脉冲复合工况下,进行联合控制算法、传统滑模控制算法及无控制被动稳定杆的测试对比。

3.1 加减速工况试验

设置加减速工况下车速、俯仰角随时间的变化情况,如图9所示。

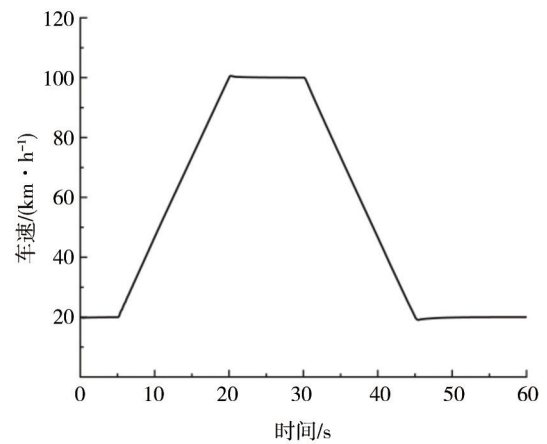


图9 目标车速随时间变化曲线

运行测试系统得到如图10所示的联合控制加减速工况下的主动横向稳定杆输出力的变化曲线。

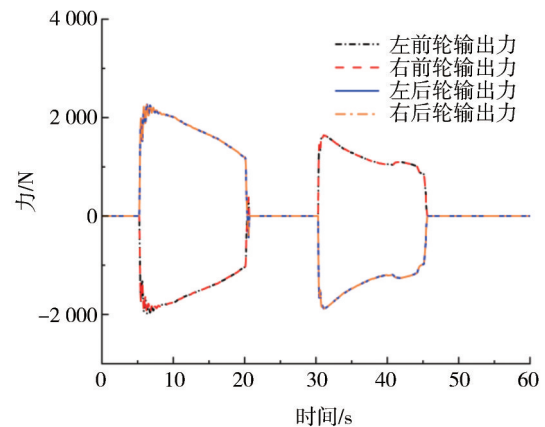


图10 联合控制加减速工况主动横向稳定杆输出力

由图11可知,单俯仰工况下传统滑模控制与联合控制效果一致。加减速工况下被动稳定杆俯仰角最大值为 0.74° ,变化范围为 $[-0.24^\circ, 0.74^\circ]$,均方根值为0.423 2;联合控制车身俯仰角的最大值为 0.59° ,降低了20.27%,变化范围为 $[-0.09^\circ, 0.59^\circ]$,均方根值为0.357 9,降低了15.43%。

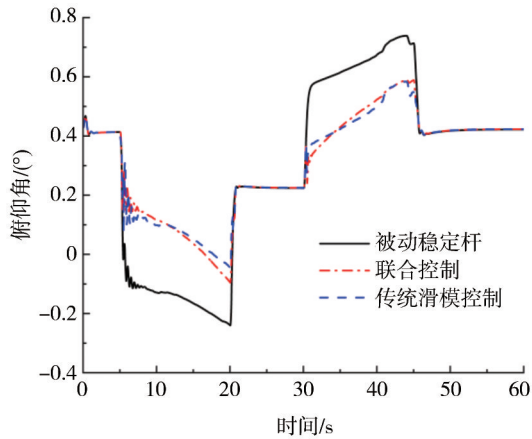


图11 加减速工况测试结果

3.2 复合脉冲工况试验

复合脉冲工况路面高程和转向盘转角的变化情况如图12和图13所示。ECU在环试验对比车速为80 km/h下的车身侧倾角、侧倾角速度、俯仰角控制效果。

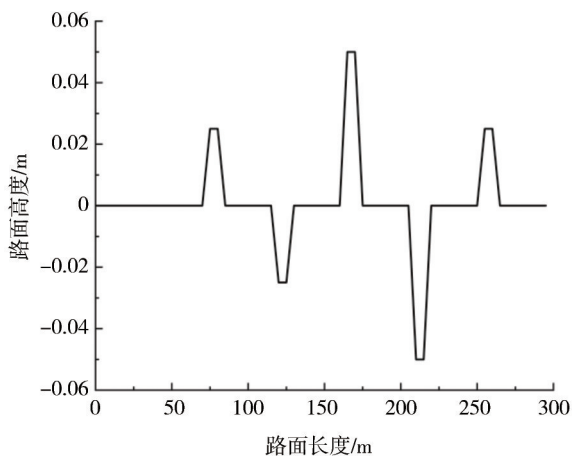


图12 路面高程信息

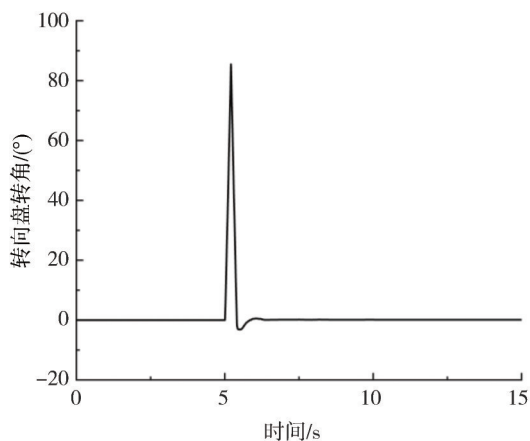


图13 转向盘转角输入时间历程

复合脉冲转角工况的仿真结果如图14和图15所示。被动稳定杆下车身侧倾角变化范围为 $[-0.64^\circ, 3.32^\circ]$,均方根值为0.274 2,侧倾角速度变化范围为 $[-10.34(^{\circ})/s, 12.7(^{\circ})/s]$,均方根值为1.026 1,俯仰角变化范围为 $[-0.31^\circ, 0.98^\circ]$,均方根值为0.175 9;联合控制下车身侧倾角变化范围为 $[0^\circ, 2.5^\circ]$,侧倾角速度变化范围为 $[0(^{\circ})/s, 8.25(^{\circ})/s]$,俯仰角变化范围为 $[-0.17^\circ, 0.8^\circ]$,三者均方根值分别为0.215 3、0.657 6、0.157 0,分别下降了21.48%、35.91%、10.74%。

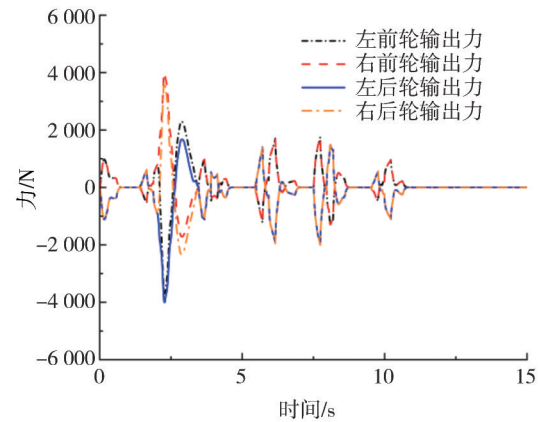


图14 联合控制复合脉冲工况主动横向稳定杆输出力

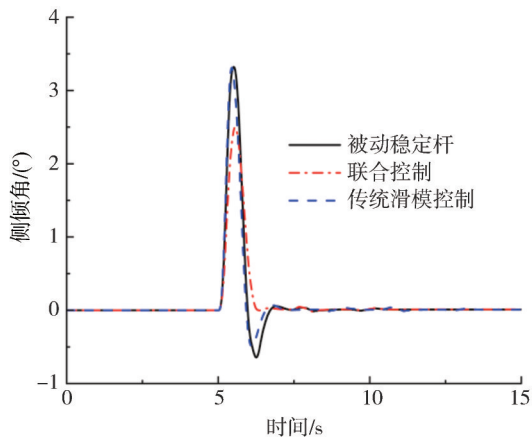
在复合脉冲工况下,双电机主动横向稳定杆可以输出大小、方向均不相同的垂向力。侧倾控制方面如图15(a)和图15(b)所示,传统滑模控制算法对侧倾角及角速度的改善效果较小,转向盘回正后车身仍存在多余侧倾动作。联合控制算法对于侧倾角位移、侧倾角速度峰值和超调的抑制效果更加明显,降低了侧倾梯度,优化了车辆瞬态下的响应特性,有助于提升驾驶员的稳定感和驾驶信心。

俯仰控制方面如图15(c)所示,传统滑模控制对凹凸路面引起的俯仰角突变的抑制效果较差,且曲线整体靠下,与初始状态相比车辆位姿有较大变化。联合控制算法在维持平缓路面路感的同时,仍能保证介入的及时性以及俯仰抑制的有效性。

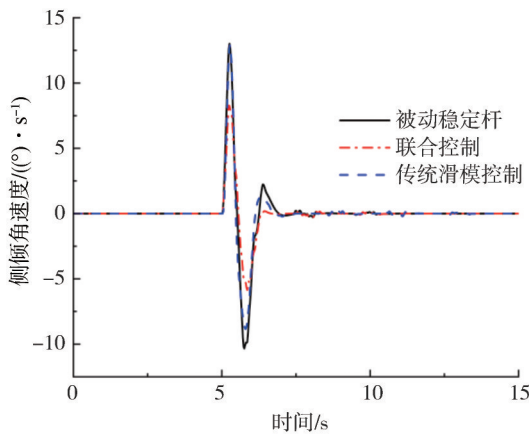
3.3 复合双移线工况试验

参照IOS3888-1《乘用车紧急变线试验车道第1部分:双移线》试验方法,设置双移线变换车道工况,设置车速80 km/h进行在环测试。

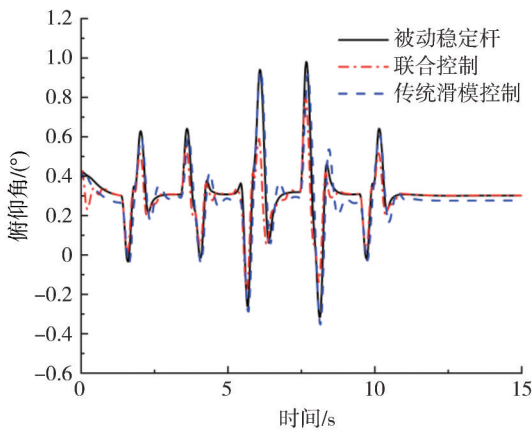
双移线与凹凸路面结合工况的仿真结果如图16和图17所示。被动稳定杆车身侧倾角变化范围为 $[-4.16^\circ, 3.55^\circ]$,均方根值为0.761 0,侧倾角速度变化范围为 $[-12.79(^{\circ})/s, 12.98(^{\circ})/s]$,均方根值



(a) 车身侧倾角



(b) 车身侧倾角速度



(c) 车身俯仰角

图15 复合脉冲工况测试结果

为 1.651 4,俯仰角变化范围为 $[-0.36^{\circ}, 0.98^{\circ}]$,均方根值为 0.180 2;联合控制下侧倾角变化范围为 $[-3.5^{\circ}, 3.04^{\circ}]$,侧倾角速度变化范围为 $[-10.08(^{\circ})/s, 9.91(^{\circ})/s]$,俯仰角变化范围为 $[-0.19^{\circ}, 0.79^{\circ}]$,三者均方根值分别为 0.681 3、1.326 4、0.159 4,分别下降了 10.47%、19.68%、11.54%。由图 17 可知,与

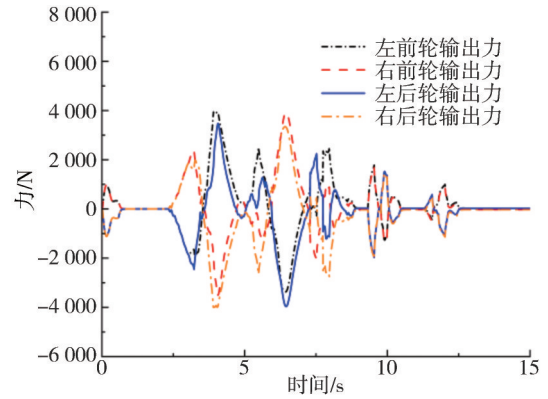
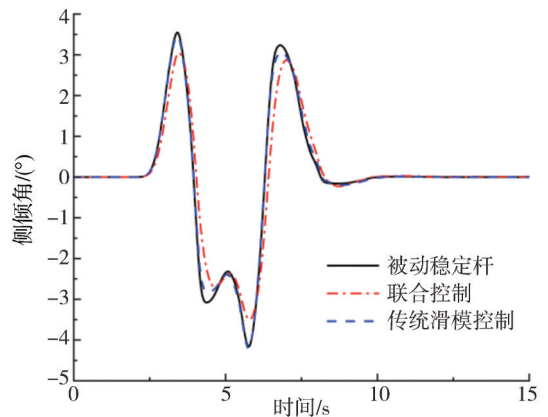
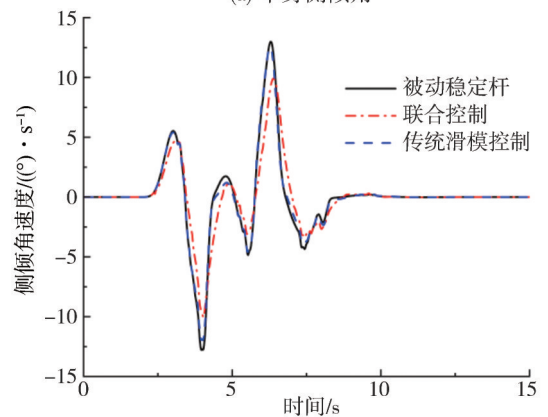


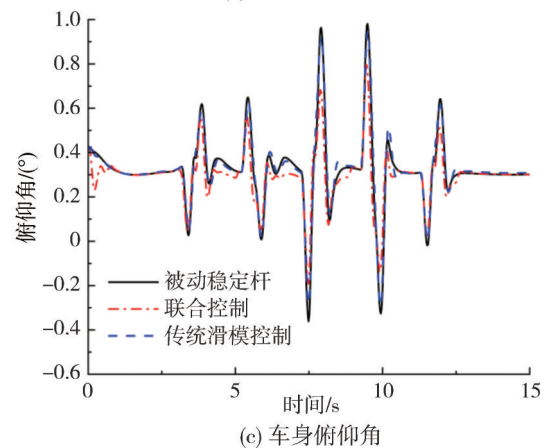
图16 联合控制复合双移线工况主动横向稳定杆输出力



(a) 车身侧倾角



(b) 车身侧倾角速度



(c) 车身俯仰角

图17 复合双移线工况仿真结果

传统滑模控制相比,联合控制对车辆侧倾梯度的降低与俯仰运动的抑制效果更佳,再次证明了联合控制的有效性和普适性。

4 结论与展望

构建双电机主动横向稳定杆动力学模型以及车辆8自由度模型。结合工程实践经验,提出基于悬架高度纵向车速、加速度信号的理想俯仰角标定方法、实际俯仰角估计方法以及俯仰工况辨识方法,提出了基于PID控制算法的俯仰子控制算法。还提出了基于PID控制算法的侧倾子控制算法,结合俯仰子控制算法以及位姿控制矩阵得到以双电机主动横向稳定杆为作动器的车辆位姿联合控制算法。

对不同复杂工况下、不同控制方法的在环测试及对比分析结果表明,在不同复杂工况下所述位姿联合控制算法能够保证主动横向稳定杆的及时介入,且车身侧倾角、侧倾角速度以及俯仰角均有更加明显的改善,证明所述位姿联合控制算法的普适性和有效性。

但是,因为试验条件限制,本文并未进行实车验证。在环测试与实车验证还存在一些不足,忽略了部分车辆动力学特性、轮胎的复合特性、信号干扰等因素。在下一步研究中,将进行双电机主动横向稳定杆样件开发及样车装配,进行文中所述工况下的联合控制算法调试,开展实车测试验证工作。

参考文献

- [1] 陈松,张红党,吴海东,等.一种新型主动横向稳定杆装置的设计与特性分析[J].汽车工程,2019,41(10):1117-1123,1137.
CHEN S, ZHANG H D, WU H D, et al. Design and characteristic analysis of a new active anti-roll bar device [J]. *Automotive Engineering*, 2019, 41(10): 1117-1123, 1137.
- [2] 陈松,张红党,吴海东,等.基于主动横向稳定杆与差动制动联合控制的车辆防侧翻研究[J].汽车工程,2019,41(9):1043-1049.
CHEN S, ZHANG H D, WU H D, et al. A research on vehicle rollover prevention based on combined control with active anti-roll bar and differential braking [J]. *Automotive Engineering*, 2019, 41(9): 1043-1049.
- [3] 陈松,夏长高,孙旭.基于滑模变结构理论的车辆主动横向稳定杆控制[J].中国机械工程,2016,27(23):3259-3265.
CHEN S, XIA C G, SUN X. Control an AARB of vehicle based on sliding mode variable structure theory [J]. *China Mechanical Engineering*, 2016, 27(23): 3259-3265.
- [4] 陈松,夏长高,潘道远,等.基于主动横向稳定杆的汽车侧翻混杂控制研究[J].汽车工程,2017,39(6):667-674.
CHEN S, XIA C G, PAN D Y, et al. A study on hybrid rollover control of vehicle with active anti-roll bar [J]. *Automotive Engineering*, 2017, 39(6): 667-674.
- [5] 赵强,孙柱.车辆主动式稳定杆系统的研究现状及展望[J].机电工程,2020,37(5):490-495.
ZHAO Q, SUN Z. Research status and prospects of vehicle active stabilizer bar system [J]. *Journal of Mechanical & Electrical Engineering*, 2020, 37(5): 490-495.
- [6] 赵强,刘传卫,张娜,等.基于粒子群优化的主动稳定杆系统自抗扰控制[J].华南理工大学学报(自然科学版),2023,51(6):52-61.
ZHAO Q, LIU C W, ZHANG N, et al. Active disturbance rejection control of active stabilizer system based on particle swarm optimization [J]. *Journal of South China University of Technology (Natural Science Edition)*, 2023, 51(6): 52-61.
- [7] 赵强,孙柱.基于卡尔曼滤波的车辆液压主动横向稳定杆最优控制研究[J].重庆交通大学学报(自然科学版),2020,39(11):128-135.
ZHAO Q, SUN Z. Optimal control of hydraulic active lateral stabilizer of vehicle based on Kalman filter [J]. *Journal of Chongqing Jiaotong University (Natural Science)*, 2020, 39(11): 128-135.
- [8] MENG Z, WANG L, SUN Y, et al. Application of switched reluctance motor in vehicle active stabilizer bar [J]. *Journal of Engineering Science and Technology Review*, 2019, 12(4): 168-175.
- [9] STAŃCO M, KOWALCZYK M, DZIALAK P. Numerical and experimental analysis of a front axis stabilizer bar [J]. *Materials Today: Proceedings*, 2022, 62: 2641-2647.
- [10] 黄康,潘毅,赵萍.汽车主动防侧倾系统建模与试验分析[J].中国机械工程,2017,28(22):2701-2706,2731.
HUANG K, PAN Y, ZHAO P. Modeling and experimental analysis of an active anti-roll system [J]. *China Mechanical Engineering*, 2017, 28(22): 2701-2706, 2731.
- [11] 马英照,严天一,赵燕乐.新型电控空气悬架系统集成控制策略研究[J].汽车工程,2021,43(9):1394-1401.
MA Y Z, YAN T Y, ZHAO Y L. Research on integrated control strategy of a new-type electronically controlled air suspension system [J]. *Automotive Engineering*, 2021, 43(9): 1394-1401.
- [12] NGUYEN T A, HOANG T B. Review on the stabilizer bar equipped with the vehicle [J]. *Journal of Mechanical Engineering Research and Developments*, 2021, 44(6): 156-161.
- [13] NGUYEN T A. Preventing the rollover phenomenon of the vehicle by using the hydraulic stabilizer bar controlled by a two-input fuzzy controller [J]. *IEEE Access*, 2021, 9: 129168-129177.
- [14] NGUYEN T A. Improving the stability of the passenger vehicle by using an active stabilizer bar controlled by the fuzzy method [J]. *Complexity*, 2021, 2021: 1-20.
- [15] HWANG H Y, LAN T S, CHEN J S. Developing a strategy to improve handling behaviors of a medium-size electric bus using ac-

- tive anti-roll bar[J]. *Symmetry*, 2020, 12(8): 1334.
- [16] 彭志召, 危银涛, 傅晓为, 等. 磁流变半主动悬架研究及实车试验分析[J]. *汽车工程*, 2021, 43(2): 269-277.
PENG Z Z, WEI Y T, FU X W, et al. Research and performance test of magnetorheological semi-active suspension system based on a real vehicle [J]. *Automotive Engineering*, 2021, 43(2): 269-277.
- [17] ZHANG Y. Sliding mode control for magneto-rheological vehicle suspension accounting for its nonlinearity[J]. *Applied Mechanics & Materials*, 2013, 433-435: 1072-1077.
- [18] 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): 61-63, 67.
LI D, ZHANG M M. Study of body posture control on emergency braking[J]. *Machinery Design & Manufacture*, 2018, 327(5): 61-63, 67.
- [19] 王硕. 基于多MEMS传感器的多轴重载车辆姿态控制研究[D]. 秦皇岛: 燕山大学, 2022.
WANG S. Research on attitude control of multi-axis heavy-duty vehicle based on multi-mems sensors [D]. Qinhuangdao: Yanshan University, 2022.

~~~~~

(上接第1402页)

- [23] LEE H, KANG S, CHUNG K S. Robust data augmentation generative adversarial network for object detection[J]. *Sensors*, 2023, 23(1): 157.
- [24] SAMPATH V, MAURTUA I, MARTIN J J A, et al. Intra-class image augmentation for defect detection using generative adversarial neural networks[J]. *Sensors*, 2023, 23(4): 1861.
- [25] KHATRI N, SHRESTHA R, NAM S Y. Security issues with in-vehicle networks, and enhanced countermeasures based on blockchain[J]. *Electronics*, 2021, 10(8): 893.
- [26] GOODFELLOW I J, POUGET-ABADIE J, MIRZA M, et al. Generative adversarial nets[C]. *2014 Advances in Neural Information Processing Systems 27(NIPS)*, 2014, 27: 2672-2680.
- [27] BERTHELOT D, SCHUMM T, METZ L. BEGAN: boundary equilibrium generative adversarial networks[J]. *arXiv*, 2017.
- [28] SAMPATH V, MAURTUA I, MARTIN J J A, et al. Intra-class image augmentation for defect detection using generative adversarial neural networks[J]. *Sensors*, 2023, 23(4): 1861.
- [29] KUMAR V, SINHA D. Synthetic attack data generation model applying generative adversarial network for intrusion detection [J]. *Computers & Security*, 2023, 125: 103054.
- [30] CHAWLA N V, BOWYER K W, HALL L O, et al. SMOTE: synthetic minority over-sampling technique [J]. *Journal of Artificial Intelligence Research*, 2002, 16: 321-357.
- [31] IDAKWO G, THANGAPANDIAN S, LUTTRELL J, et al. Structure-activity relationship-based chemical classification of highly imbalanced Tox21 datasets [J]. *Journal of Cheminformatics*, 2020, 12(1): 66.
- [32] HE H B, BAI Y, GARCIA E A, et al. ADASYN: adaptive synthetic sampling approach for imbalanced learning[C]. *2008 IEEE International Joint Conference on Neural Networks (IJCNN)*. IEEE, 2008: 1322-1328.

~~~~~

(上接第1421页)

- [17] LIU Q, YANG L, GAO M, et al. Objective evaluation index for the comprehensive performance of intelligent vehicle lane-changing trajectory[J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part D: Journal of Automobile Engineering*, 2023.
- [18] 吴斌, 朱西产, 沈剑平. 基于自然驾驶数据的驾驶员紧急制动行为特征[J]. *同济大学学报(自然科学版)*, 2018, 46(11): 1514-1519, 1535.
WU B, ZHU X C, SHEN J P. Driver emergency braking behavior based on naturalistic driving data[J]. *Journal of Tongji University (Natural Science)*, 2018, 46(11): 1514-1519, 1535.