

基于MPC的独立驱动电动汽车稳定性集成控制

李聪¹, 景晖², 黄好³, 王刚², 安伟彪²

- (1. 桂林航天工业学院 机电工程学院, 广西, 桂林 541004;
2. 桂林电子科技大学 机电工程学院, 广西, 桂林 541004;
3. 柳州五菱汽车工业有限公司 技术中心, 广西, 柳州 545007)

摘要: 针对独立驱动电动汽车在高附着系数路面高速急转时易发生侧翻事故, 在低附着系数路面急转易发生侧滑失稳事故, 且单一控制器在不同附着系数路面适应性较差等问题, 根据独立驱动电动汽车特点设计了基于分层式结构的稳定性集成控制器。建立了整车动力学模型, 并进行了车辆状态参数估计; 设计了稳定性集成控制器的控制策略, 对车辆的侧倾、横向稳定性状态判定条件和协调策略的制定进行了研究, 分别设计了侧倾稳定性控制器和横向稳定性控制器; 设置了路面附着系数0.9到0.2的对接路面仿真工况, 并在此工况下对所设计的控制器的控制性能进行了仿真测试。结果表明, 所设计的稳定性集成控制器相比于单一控制器具有更好的适应性, 可有效降低车辆高速行驶过程中的横向载荷转移系数、质心侧偏角等状态量, 提高车辆行驶的稳定性 and 安全性。

关键词: 电动汽车; 模型预测控制; 侧倾稳定性; 横向稳定性; 集成控制

中图分类号: U461.6 文献标志码: A DOI: 10.3969/j.issn.2095-1469.2022.06.06

Integrated Stability Control for Independently Driven Electric Vehicles Based on MPC

LI Cong¹, JING Hui², HUANG Hao³, WANG Gang², AN Weibiao²

- (1. School of Mechanical Engineering, Guilin University of Aerospace Technology, Guilin 541004, Guangxi, China;
2. School of Mechanical and Electrical Engineering, Guilin University of Electronic Technology, Guilin 541004, Guangxi, China; 3. Technical Centre of Liuzhou Wuling Automobile Industry Co., Ltd., Liuzhou 545007, Guangxi, China.)

Abstract: The vehicle is prone to rollover accidents on the high adhesion coefficient road at high speed, while on the low adhesion coefficient road the vehicle is prone to sideslip instability accidents. Due to the poor adaptability of a single controller for different road adhesion coefficients, the integrated stability controller based on a hierarchical structure is designed according to the characteristics of independently driven electric vehicles. Initially the vehicle dynamics model is established and the vehicle state parameters are estimated. Then the control strategy of the integrated stability controller is designed. The paper studies the conditions for determination of vehicle roll and lateral stability states and the coordination strategies between the two

收稿日期: 2022-06-05 改稿日期: 2022-07-10

基金项目: 2022年广西创新驱动发展重大专项项目(桂科AA22372);
广西自然科学基金(2020GXNSFAA297031)

参考文献引用格式:

李聪, 景晖, 黄好, 等. 基于MPC的独立驱动电动汽车稳定性集成控制[J]. 汽车工程学报, 2022, 12(6): 759-772.

LI Cong, JING Hui, HUANG Hao, et al. Integrated Stability Control for Independently Driven Electric Vehicles Based on MPC[J]. Chinese Journal of Automotive Engineering, 2022, 12(6): 759-772. (in Chinese)



types of stability. A roll stability controller and a lateral stability controller are designed respectively. Finally the performance of the designed controller is tested by the simulations in which the road adhesion coefficients from 0.9 to 0.2 are set. The results show that the proposed integrated stability controller has higher adaptability than the single controller. With the proposed controller, the lateral load transfer coefficient and the centroid sideslip angle can be effectively reduced during high-speed driving, and therefore the vehicle stability and safety are improved.

Keywords: electric vehicle; model predictive control; roll stability; lateral stability; integrated control

电动汽车已成为汽车产业发展的重点方向。相比其他驱动形式的电动汽车,以轮毂电机或轮边电机作为直接动力源的分布式驱动电动汽车结构简单,提高了能量传递效率且力矩响应迅速,这为实现更加出色的稳定性控制技术提供了基础。研究人员针对电动汽车的主动安全稳定性控制已经展开了许多研究^[1]。这些主动安全稳定性控制技术的广泛应用,有效降低了事故发生率,保证了车内人员的生命安全,但仍存在一些问题没有被很好地解决。因此,提升车辆在行驶过程中的稳定性,基于分布式驱动电动汽车展开稳定性控制相关研究具有十分重要的意义^[2]。

近年来,车辆侧倾作为一种严重的交通事故越来越受到人们的关注,世界各大车企和国内外学者也针对车辆的防侧翻主动安全控制做了大量研究,采用了许多先进控制技术防止车辆发生侧翻事故。现阶段车辆侧倾控制技术主要通过主动转向控制、主动悬架控制、主动横向稳定杆和差动制动控制来实现^[3]。NAM等^[4]考虑到模型参数的不确定性,设计了一种基于鲁棒控制的主动前轮转向侧倾控制器,通过直接控制车身姿态,进而抑制车辆在行驶过程中的侧倾角,避免车辆发生侧翻危险。ZHU等^[5]重点研究了主动悬架在重型车辆上的应用,提出了一种分层式防侧翻控制系统,上层控制系统通过模型预测控制(Model Predictive Control, MPC)控制器来控制车身姿态,优化前后车轮防侧翻力矩的分配,下层控制系统通过线性二次型高斯(Linear Quadratic Gaussian, LQG)控制器改善车辆簧载质量的俯仰运动。吉林大学陈志韬等^[6]设计了新型双通道电控式主动横向稳定杆结构,提出

了线性二次最优控制方法,通过联合仿真验证所设计的主动横向稳定杆结构可以实现对车辆侧倾的控制。

研究人员将先进的控制理论应用到车辆主动安全技术开发中来,先进的车辆横向稳定性控制技术相继出现^[7]。长安大学李然等^[8]采用差动制动控制方法对分布式驱动电动汽车的横向稳定性控制进行了研究,通过仿真验证了车辆在恶劣工况下的横摆稳定性。KRISHNA等^[9]设计了基于模糊逻辑的横向稳定性控制器,该控制器通过产生附加前轮转角实现车辆的横向稳定性控制。魏振亚等^[10]设计了一种双级预警控制模式,当车辆处于较低风险程度时采用差动制动控制模式,处于较高风险程度时采用主动转向和差动制动联合控制方式保证车辆横向稳定性,并通过半实物仿真系统验证了该控制策略的有效性。

单一控制器只对固定的工况进行设计,所以通常不具有良好的适应性,面临复杂多变的工况时控制效果会变得比较差,而分层式集成控制系统具有集成度好、拓展性强等优点,是目前车辆集成控制中被采用最多的方案。吉林大学谢宪毅^[11]设计了一种车辆稳定性集成控制系统,该集成控制系统由车辆稳定性控制器和车辆操纵性控制器组成,通过质心侧偏角速度和质心侧偏角相平面实现各个子控制器的协调控制。SONG Pan^[12]设计了一种车辆主动安全分层式集成控制器,提出了一种可以将有约束控制分配化解为无约束控制子分配的转矩分配策略,实现了对车辆横摆,纵向以及侧向的运动控制。ATAEI等^[13]基于转矩矢量控制方法提出了一种针对电动汽车的集中式集成控制器,该控制器基

于 MPC 算法, 目的是实现车辆滑移率、操纵稳定性、防侧翻稳定性和横向稳定性的集成控制, 仿真结果显示该集中式集成控制器在不同工况下可以较好地实现车辆的多目标控制, 但该控制器算法复杂, 仍需大量实车试验才能验证其可靠性。

精确且实时地获取车辆状态量是实现车辆稳定性控制的基础, 然而有些关键状态量, 如侧向速度等无法通过传感器或低成本方法直接获取, 因此有必要通过状态估计的方法获取车辆状态参数。近年国内外研究学者对车辆状态量估计开展了研究, 目前主要有滑模估计方法, 最小二乘法估计方法和卡尔曼滤波估计方法等^[14]。由于卡尔曼滤波估计方法所用的方程是时间域内的递推形式, 求解时无需存储大量数据, 运算速度快、实时性较好, 被广泛采用。

综上所述, 国内外针对车辆的侧倾、横向稳定性控制和集成控制研究已取得许多成果, 但仍存在一些问题。例如, 目前存在多种稳定性控制指标, 但这些指标大多在实际中无法以低成本的方式获取, 使该控制方法只能局限于仿真研究阶段。上述部分控制算法鲁棒性较差, 未考虑空间状态变量的约束问题, 导致控制效果较差; 集成稳定性控制存在控制器间出现耦合现象、切换平顺性效果差等问题。针对以上问题, 本文设计了基于 MPC 的防侧滑稳定性控制器和防侧翻稳定性控制器, 提升了控

制的鲁棒性。采用分层式集成控制结构设计了车辆稳定性集成控制器, 综合考虑侧滑和侧翻因素并建立协调策略, 使得控制器之间的协调控制更加合理, 切换更加流畅, 改善了集成控制器效果差的情况。最后通过 CarSim/Simulink 联合仿真对设计的控制器进行仿真验证。

1 整车动力学模型与车辆状态估计

1.1 整车动力学模型

1.1.1 整车平面四轮动力学模型

为更好地研究稳定性控制的问题, 建立了车辆动力学模型。图 1 为建立的整车平面四轮动力学模型, 根据该模型可建立车辆沿 x 、 y 轴的纵向和横向动力学方程以及绕 z 轴方向的横摆力矩动力学方程。

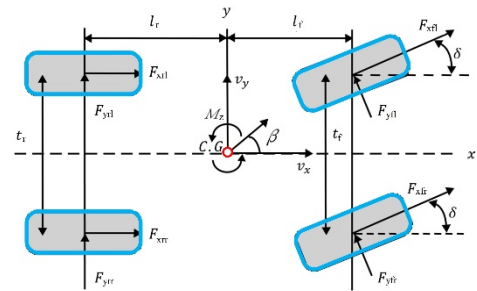


图 1 整车平面四轮动力学模型

其具体方程如式 (1) ~ (3) 所示。

车辆沿 x 轴方向的纵向动力学方程为：

$$\dot{v}_x + v_y r = \frac{1}{m} (F_{xfl} \cos \delta + F_{xrl} \cos \delta - F_{yfl} \sin \delta - F_{yrl} \sin \delta + F_{xfr} + F_{xrr})。 \quad (1)$$

车辆沿 y 轴方向的横向动力学方程为：

$$\dot{v}_y + v_x r = \frac{1}{m} (F_{xfr} \sin \delta + F_{xrl} \sin \delta + F_{yfr} \cos \delta + F_{yrl} \cos \delta + F_{yfl} + F_{yrr})。 \quad (2)$$

车辆绕 z 轴方向的横摆力矩动力学方程为：

$$\dot{r} = \frac{1}{I_z} [l_f (F_{xfl} + F_{xfr}) \sin \delta + \frac{t_f}{2} (F_{yfl} - F_{yfr}) \sin \delta - l_r (F_{yrl} + F_{yrr}) + l_r (F_{yfl} + F_{yfr}) \cos \delta - \frac{t_r}{2} (F_{xrl} - F_{xfr}) \cos \delta - \frac{t_r}{2} (F_{xrl} - F_{xfr})]。 \quad (3)$$

式中： m 为整车质量； r , v_x , v_y 分别为车辆坐标系下的横摆角速度、纵向速度和侧向速度； δ 为前轮转角； β 为车辆的质心侧偏角； I_z 为车辆绕 z 轴转动惯量； l_* 为分别为车辆质心 $C.G$ 到前轴和后轴的距离

($*$ = f (前), r (后))； t_* 为前轮和后轮的轮距 ($*$ = f, r)； F_{yij} 和 F_{xij} 分别为 4 个车轮的侧向力和纵向力 (ij = fl (左前轮), fr (右前轮), rl (左后轮), rr (右后轮))。

为满足实时性等要求,将模型简化为可以描述车辆动态特性的单轨动力学模型,该模型包含了车辆横向和横摆动力学特性。

车辆简化后的横向加速度微分方程为:

$$\dot{v}_y = \frac{1}{m}(C_{af}\alpha_f \cos \delta + C_{ar}\alpha_r) - v_x r_0 \quad (4)$$

车辆简化后的横摆角速度微分方程为:

$$\dot{r} = \frac{1}{I_z}(l_f C_{af}\alpha_f \cos \delta - l_r C_{ar}\alpha_r) + \frac{1}{I_z}M_{F_x} \quad (5)$$

式中: C_{af} , C_{ar} 分别为前后轮侧偏刚度; α_f 为前轮侧偏角; α_r 为后轮侧偏角; I_z 为车辆绕 z 轴转动惯量; M_{F_x} 为附加横摆力矩,目的是维持车辆的稳定性行驶,其表达式为:

$$M_{F_x} = \frac{l_f}{R} \sin \delta (T_{fr} + T_{fl}) + \frac{l_r}{2R} \cos \delta (T_{fr} - T_{fl}) + \frac{l_r}{2R} (T_{rr} - T_{rl}) \quad (6)$$

式中: R 为有效车轮半径; T_{ij} ($ij = fl, fr, rl, rr$) 为4个车轮的驱动转矩; t_f 和 t_r 分别为前轮和后轮的轮距。

车辆的横向动力学方程为:

$$\dot{v}_y = a_y - r v_x \quad (7)$$

式(7)中车辆的侧向加速度 a_y 定义为:

$$a_y = \frac{1}{m}(C_{af}\alpha_f \cos \delta + C_{ar}\alpha_r) \quad (8)$$

轮胎侧偏角计算表达式为:

$$\alpha_f = \delta - \arctan \frac{v_y + l_f r}{v_x + t_f r/2} \quad (9)$$

$$\alpha_r = -\arctan \frac{v_y - l_r r}{v_x - t_r r/2} \quad (10)$$

假设车辆的纵向速度和前轮转角恒定不变,则轮胎的侧偏角微分方程表达式为:

$$\dot{\alpha}_i = \frac{\partial \alpha_i}{\partial r} \dot{r} + \frac{\partial \alpha_i}{\partial v_y} \dot{v}_y + \frac{\partial \alpha_i}{\partial v_x} \dot{v}_x \quad (11)$$

式中:最后一项分母中有 v_x^2 ,由于数值远远小于前两项,所以在后续的计算过程中可以忽略不计,其具体表达式为:

$$\dot{\alpha}_i \approx \eta_{i,v} \dot{v}_y + \eta_{i,r} \dot{r} \quad (12)$$

$$\eta_{i,v} = \frac{1}{v_{x0} + (v_{y0} + k_i l_i r_0)^2 / v_{x0}} \quad (13)$$

$$\eta_{i,r} = \frac{-k_i l_i}{v_{x0} + (v_{y0} + k_i l_i r_0)^2 / v_{x0}} \quad (14)$$

式中: $i=f, r$; $k_f = 1$; $k_r = 1$ 。

车轮滑移率的计算表达式为:

$$\lambda_{ij} = \begin{cases} \frac{\omega_{ij} R}{v_{ij}} - 1 & (v_{ij} > \omega_{ij} R, v_{ij} \neq 0) \\ 1 - \frac{\omega_{ij} R}{v_{ij}} & (v_{ij} < \omega_{ij} R, \omega_{ij} \neq 0) \end{cases} \quad (15)$$

式中: $ij=fr, fl, rl, rr$ 。

采用线性表达式计算轮胎的纵向力 F_{xij} 和侧向力 F_{yij} ,具体表达式为:

$$F_{xfl} = F_{xfr} = C_{lf} \lambda_{fj} \quad (16)$$

$$F_{xrl} = F_{xrr} = C_{lr} \lambda_{rj} \quad (17)$$

$$F_{yfl} = F_{yfr} = C_{af} \left(\beta + \frac{l_f r}{v_x} - \delta \right) \quad (18)$$

$$F_{yrl} = F_{yrr} = C_{ar} \left(\beta - \frac{l_r r}{v_x} \right) \quad (19)$$

式中: C_{af} , C_{ar} 分别为前后轮侧偏刚度; C_{lf} , C_{lr} 分别为前后轮纵向刚度。

1.1.2 侧倾动力学模型

为满足侧倾控制的需求,需要建立整车侧倾动力学模型。该模型包括了等效侧倾刚度、等效阻尼系数、簧载质量等可以影响车辆侧倾稳定性的主要参数。图2为建立的整车侧倾动力学模型。

车辆侧倾运动动力学方程为:

$$(I_x + m_s h_r^2) \ddot{\phi} = m_s a_y h_r - C_\phi \dot{\phi} - (K_\phi - m_s g h_r) \phi \quad (20)$$

式中: I_x 为车辆绕 x 轴转动惯量; h_r 为车辆质心 $C.G$ 到侧倾中心的距离; m_s 为车辆的簧载质量; K_ϕ 为悬架的等效侧倾刚度; C_ϕ 为悬架的等效阻尼系数; ϕ 为侧倾角; $\dot{\phi}$ 为侧倾角速度; $\ddot{\phi}$ 为侧倾角加速度。

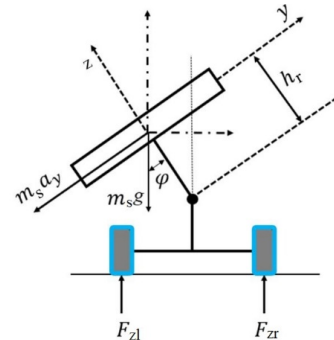


图2 侧倾动力学模型

1.2 车辆状态参数估计

1.2.1 基于UKF的车辆状态估计

前几节内容中搭建的车辆动力学模型为UKF状态观测器的设计提供了基础。由式(2)、(3)和式(20)可以得到车辆非线性状态和观测方

程为：

$$\begin{cases} \dot{x}(t) = f(x(t), u(t)) + w(t) \\ y(t) = h(x(t), u(t)) + v(t) \end{cases} \quad (21)$$

式中： $v(t)$ 为测量噪声； $w(t)$ 为过程噪声。

其中：

$$f(x(t), u(t)) = \begin{bmatrix} \frac{1}{m} (F_{xfr} \sin \delta + F_{xfl} \sin \delta + F_{yfr} \cos \delta + F_{yfl} \cos \delta + F_{yrl} + F_{yrr}) - v_x r \\ \frac{1}{I_z} [l_f (F_{xfl} + F_{xfr}) \sin \delta + \frac{t_f}{2} (F_{yfl} - F_{yfr}) \sin \delta - l_r (F_{yrl} + F_{yrr}) + l_f (F_{yfl} + F_{yfr}) \cos \delta - \frac{t_f}{2} (F_{xfl} - F_{xfr}) \cos \delta - \frac{t_r}{2} (F_{xrl} - F_{xrr})] \\ \frac{1}{(I_x + m_s h_r^2)} \left[\frac{m_s h_r}{m} (C_{af} \alpha_f \cos \delta + C_{ar} \alpha_r) - C_\phi \dot{\phi} - (K_\phi - m_s g h_r) \phi \right] \\ \dot{\phi} \end{bmatrix} \quad (22)$$

$$h(x(t), u(t)) = \begin{bmatrix} \frac{1}{m} (C_{af} \alpha_f \cos \delta + C_{ar} \alpha_r) \\ r \end{bmatrix} \quad (23)$$

式中：状态变量： $x(t) = [v_y \ r \ \dot{\phi} \ \phi]^T$ ；观测变量： $y(t) = [a_y \ r]^T$ ；系统输入： $u(t) = \delta$ 。

将UKF估计算法的采样时间设置为 Δt ，对式(21)进行离散化处理后得到式(24)：

$$\begin{cases} x(k+1) = f(x(k), u(k)) + w(k) \\ y(k) = h(x(k), u(k)) + v(k) \end{cases} \quad (24)$$

UKF具体设计步骤如图3所示^[15-16]：

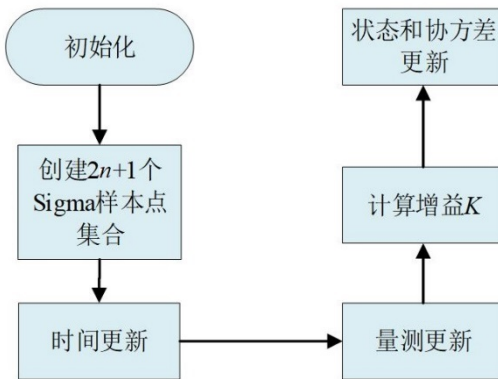


图3 UKF状态估计原理框架

最终得到状态估计表达式为：

$$\hat{x}_k = \hat{x}(k|k-1) + K(k) [y(k) - \hat{y}(k|k-1)] \quad (25)$$

$$P_k = P(k|k-1) - K(k)P_{yy}K(k)^T \quad (26)$$

1.2.2 轮胎侧偏刚度在线估计

轮胎侧偏刚度是车辆动力学方程线性化处理的重要参数，该参数会随着车辆行驶状况动态变化，可以间接反映出车辆的稳定性。本文为提高稳定性控制器的适应性和鲁棒性，根据车辆实时反馈的状态量对轮胎侧偏刚度进行了在线估计。具体估计方程为：

$$\dot{v}_{y0} = \frac{1}{m} (\hat{C}_{af} \alpha_{f0} \cos \delta_0 + \hat{C}_{ar} \alpha_{r0}) - v_{x0} r_0 \quad (27)$$

$$\dot{r}_0 = \frac{1}{I_z} (l_f \hat{C}_{af} \alpha_{f0} \cos \delta_0 - l_r \hat{C}_{ar} \alpha_{r0}) + \frac{1}{I_z} M_{F_{x0}} \quad (28)$$

$$\begin{cases} \hat{C}_{af} = \frac{I_z \dot{r}_0 + m a_{y0} l_r - M_{F_{x0}}}{\alpha_{f0} (l_f + l_r) \cos \delta_0} \\ \hat{C}_{ar} = \frac{-I_z \dot{r}_0 + m a_{y0} l_f + M_{F_{x0}}}{\alpha_{r0} (l_f + l_r)} \end{cases} \quad (29)$$

侧偏刚度估计方程(29)是由状态方程(27)和(28)推导而来，其中 $\hat{C}_{af}$ 和 $\hat{C}_{ar}$ 分别为当前采样时刻的前轮侧偏刚度和后轮侧偏刚度； α_{f0} 和 α_{r0} 分别为当前采样时刻的前轮侧偏角和后轮侧偏角； $\dot{r}_0$ 为当前采样时刻的车辆横摆角速度； $M_{F_{x0}}$ 为当前采样时刻的附加横摆力矩； δ_0 为当前采样时刻的前轮转角。

2 基于MPC的车辆稳定性集成控制器设计

2.1 车辆稳定性集成控制器设计

图4为基于MPC的稳定性控制逻辑图,驾驶员驾驶车辆将驱动转矩和方向盘转角发送至整车模型。车辆在行驶过程中会将可测状态量实时反馈,UKF状态估计器通过接收部分可测状态量和轮胎力对车辆侧向速度 v_y 、侧倾角 ϕ 等状态量进行实时估计,然后将被估计状态量和车辆反馈的可测状态量一同发送至车辆稳定性集成控制器。车辆稳定性集成控制器会对车辆的实时行驶状态进行监测,当监测到车辆有侧倾或侧滑的趋势时,相应的稳定性控制器会使能产生附加转矩,保证车辆稳定行驶。

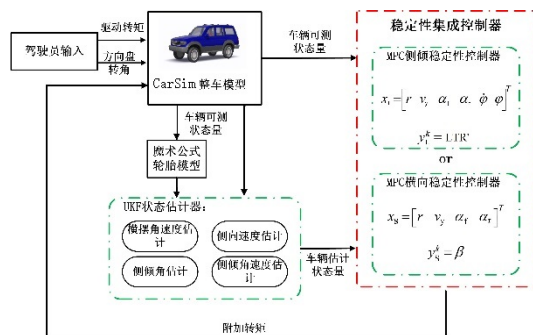


图4 稳定性集成控制框架

由于单一控制器在不同附着系数路面适应性较差无法达到预期控制效果,为了最大程度发挥各MPC控制器的性能,本节采用分层式集成控制结构设计了稳定性集成控制器。所设计的稳定性集成控制器共分为上、下两层,上层监督决策模块包含了协调控制器,下层执行控制模块包含了各子MPC控制器,即横向稳定性控制器和侧倾稳定性控制器。其中,上层监督决策模块作为稳定性集成控制器设计的关键,直接影响了控制系统的合理性和控制的精确度。该模块的设计还包含了对车辆稳定性状态判定条件的选取和协调策略的制定。对车辆侧倾趋势的判断是现阶段车辆侧倾控制的难点之一,由于横向载荷转移系数(Lateral Load Transfer Rate, LTR)具有简单且适应能力强,可以应对复杂工况下的车辆侧倾控制的优点,所以本文选择LTR作为MPC侧倾稳定性控制器的控制目标,其中LTR计算公式为:

$$\text{LTR} = \frac{|F_{z1} - F_{z2}|}{F_{z1} + F_{z2}} \in [0, 1]。 \quad (30)$$

式中:LTR变化范围为0~1,当该系数达到1时代表车辆发生侧翻。本文考虑到车轮的垂直载荷在实际中不容易被测量,使用车载传感器或状态估计器获取的状态值代替垂直载荷进行LTR的近似计算。近似表达式为:

$$\text{LTR}' \approx \frac{2h_r}{l_c} (\sin \phi + a_y \cos \phi / g)。 \quad (31)$$

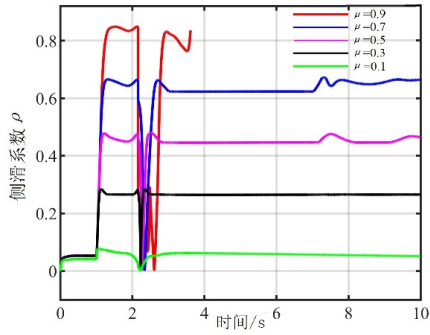
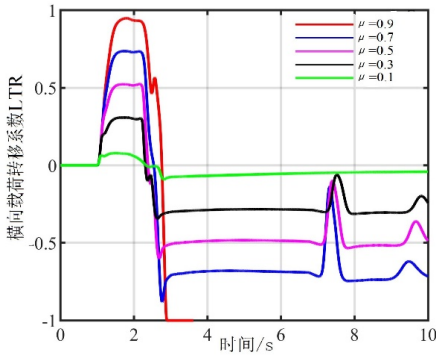
式中: h_r 为车辆侧倾中心到质心的距离; l_c 为车辆悬架弹簧之间的距离; g 为重力加速度; ϕ 为侧倾角。

LTR作为描述车辆侧翻稳定性状态的判定条件,其数值大小直接反映了车辆侧倾危险程度^[17]。而侧滑系数 ρ 可以用来评价车辆行驶过程中的横向稳定性,其中 ρ 根据轮胎的侧向力 F_y 和垂向力 F_z 的比值计算得到,具体如式(32)所示, ρ 的数值越小,表明车辆越易发生侧滑失稳。由于上述两个系数都可以快速反馈车辆的稳定性状态,所以本文立足于研究对象,选取 ρ 和LTR作为车辆稳定性状态判定条件。

$$\rho = \frac{F_y}{F_z}。 \quad (32)$$

为了确定车辆稳定性状态判定条件的阈值区间,建立合适的协调策略^[18],选取鱼钩转向和蛇形转向作为测试工况,绘制了路面附着系数、侧滑系数 ρ 和横向载荷转移系数之间的关系如图5~6所示。LTR和 ρ 随着方向盘转角的变化而变化,车辆在附着系数0.9的路面执行鱼钩和蛇形工况时,发生了侧翻,LTR达到了-1, ρ 最大值约为0.83。在附着系数0.7的路面执行相同转向时,鱼钩工况下的LTR达到了-0.88,蛇形工况达到了-0.8,而 ρ 最大值分别为0.63和0.65。在附着系数0.5的路面行驶时,鱼钩工况下的LTR最大值约为0.52,蛇形工况的LTR最大值约为0.5, ρ 最大值分别约为0.44和0.45。这表明车辆在该附着系数路面上执行高速急转工况时,更趋向于发生平面侧滑失稳;而在附着系数0.3的路面上行驶时,不同工况下LTR最大值约为0.3, ρ 最大值为0.25。

通过设置不同车速、不同方向盘转角进行了多

(a) 不同路面附着系数下的 ρ_i 对比

(b) 不同路面附着系数下的LTR对比

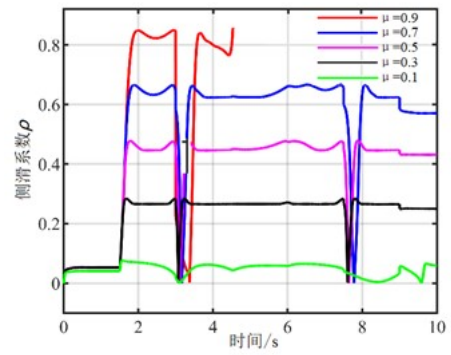
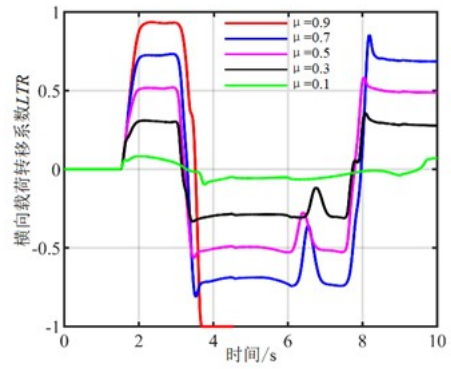
图5 不同路面附着系数下 ρ_i 和LTR对比(鱼钩工况)

组仿真测试, 确定了判定条件LTR和侧滑系数的阈值区间, 制定了如图7所示的协调策略。

当车辆速度和方向盘转角低于设定阈值时, 表明车辆处于安全行驶状态, MPC横向稳定性控制器和MPC侧倾稳定性控制器不会使能; 当车辆速度和方向盘转角超过设定阈值时, 上层监督决策模块会对LTR和侧滑系数 ρ 进行实时监测。当 ρ 小于0.5, LTR小于0.6时, 表明车辆行驶在较低附着系数路面, 容易发生横向侧滑失稳, 仅需使能MPC横向稳定性控制器; 当 ρ 大于等于0.5, LTR大于等于0.6时, 表明车辆行驶在附着系数较高的路面, 在高速急转等工况下容易发生侧翻失稳, 需使能MPC侧倾稳定性控制器; 当 ρ 大于0.5, LTR小于0.6时, 设定使能MPC横向稳定性控制器。

2.2 车辆侧倾稳定性控制器的设计

根据模型预测控制理论^[19], 对于车辆侧倾稳定性控制器, 结合以上建立的车辆动力学方程(4), (5), (12)和(20), 可以得到线性状态方

(a) 不同路面附着系数下的 ρ_i 对比

(b) 不同路面附着系数下的LTR对比

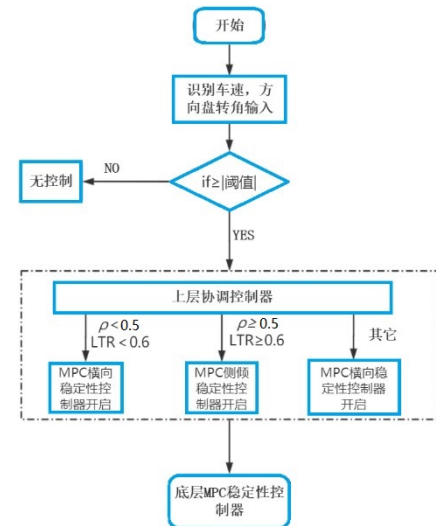
图6 不同路面附着系数下 ρ_i 和LTR对比(蛇形工况)

图7 协调策略流程图

程为:

$$\dot{x}_L' = A_L' x_L' + B_L' u_L'. \quad (33)$$

式中: 状态量 $x_L = [r \ v_y \ \alpha_f \ \alpha_r \ \dot{\phi} \ \phi]^T$, 控制量 $u_L = [T_n^L \ T_{fr}^L \ T_n^L \ T_{tr}^L \ \varepsilon_L]^T$ 。其中: ε_L 为松弛因子, 保证控制器在规定的计算时间内有最优解,

T_{ij}^L 为侧倾稳定性控制器产生的控制量,即4个车轮的附加转矩 ($ij=fl, fr, rl, rr$);

$$A_L' = \begin{bmatrix} 0 & 0 & l_f C_{af} \cos \delta & -C_{af} l_r & 0 & 0 \\ -v_x & 0 & \frac{C_{af} \cos \delta}{m} & C_{af}/m & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{(C_{af} \cos \delta) m_s h_r}{m} & \frac{C_{af} m_s h_r}{m} & 0 & \frac{-K_\varphi}{C_\varphi} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \end{bmatrix},$$

$$B_L' = \begin{bmatrix} \frac{2l_f \sin \delta t_f \cos \delta}{2R} & \frac{2l_f \sin \delta t_r \cos \delta}{2R} & \frac{-t_r}{2R} & \frac{t_r}{2R} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \dots & 0 \\ \vdots & \ddots & \ddots & \ddots & \vdots \\ 0 & \dots & \dots & \dots & 0 \end{bmatrix}_{5 \times 6},$$

$$E_L' = \begin{bmatrix} I_z & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -\eta_{f,r} & -\eta_{f,v} & 1 & 0 & 0 & 0 \\ -\eta_{r,r} & -\eta_{r,v} & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & I_x + m_s h_r^2 & b_\varphi \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}.$$

MPC是离散时间控制方法,需要对状态方程(33)进行离散化处理,离散状态方程表达式为:

$$x_L^{k+1} = A_L^k x_L^k + B_L^k u_L^k. \quad (34)$$

式中: $A_L^k = (E_L')^{-1} A_L' T + I$, $B_L^k = (E_L')^{-1} B_L' T$.

其次是建立预测输出方程,本文为保证车辆在低附着系数路面上行驶的稳定性,选取近似垂直载荷系数LTR'为输出量,其预测输出方程为:

$$y_L^k = C_L x_L^k. \quad (35)$$

式中:

$$C_L = [0, 0, 2h_r C_{ar} \cos \delta / (m l_e g), 2h_r C_{ar} / (m l_e g), 0, 2h_r / l_e]$$

以 k 时刻为起点,将 $[k, k + N_p]$ 时刻的式(35)依次带入到式(34)中,经过计算得到了 y_L^k 到 $y_L^{k+N_p}$ 的预测输出方程,然后将这些方程组合成矩

阵形式,得到了离散状态的预测输出表达式为:

$$\bar{y}_L^k = \Omega_L^k \bar{x}_L^k + \Theta_L^k \bar{u}_L^k. \quad (36)$$

式中:

$$\bar{y}_L^k = [y_L^k \cdots y_L^{k+N_p}]^T;$$

$$\Omega_L^k = [(C_L A_L^k) \cdots (C_L A_L^{k+N_p})]^T;$$

$$\Theta_L^k = \begin{bmatrix} C_L B_L^k & 0 & \cdots & \cdots & 0 \\ C_L A_L^k B_L^k & C_L B_L^k & 0 & \cdots & 0 \\ \vdots & \ddots & \ddots & \ddots & \vdots \\ \vdots & \ddots & \ddots & \ddots & \vdots \\ C_L \tilde{A}_L^{k+N_p-1} B_L^k & \cdots & \cdots & \cdots & C_L B_L^k \end{bmatrix}.$$

然后对MPC控制器中的目标函数进行设计,设计目标函数的目的是求得最优控制序列。具体的目标函数设计如式(37)所示。

$$J_L = \frac{1}{2} \sum_{k=1}^{N_p} \|u_L^k - w_L\|_{R_L}^2 + \|u_L^k - u_L^p\|_{T_L}^2 + 2q_L^T u_L^k. \quad (37)$$

式中:

$$w_L = [T_{fl}^{Ld} \quad T_{fr}^{Ld} \quad T_{rl}^{Ld} \quad T_{rr}^{Ld} \quad 0]^T;$$

$$q_L = [0 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad r_L^{1e}]^T;$$

$$T_L = \text{diag}(t_L^T t_L^T t_L^T t_L^T t_L^T); R_L = \text{diag}(r_L^T r_L^T r_L^T r_L^T r_L^{2e}).$$

N_p 为预测时域; u_L^k 为控制器产生的4个车轮期望附加转矩 T_{ij}^L ; w_L 中的 T_{ij}^{Ld} 是为了维持一定的车速而施加的4个车轮驱动转矩,仿真中通过车辆反馈获取; u_L^p 为控制器上一时刻求解出的控制量; T_L , R_L 为权重矩阵, t_L^T 为侧倾稳定性控制器控制增量的权重; r_L^T 为侧倾稳定性控制器控制量的权重; r_L^{1e} 和 r_L^{2e} 分别为相关松弛因子的权重。目标函数共分为3项:第1项作用是当控制器检测到控制目标数值大于设定的阈值时,控制器将产生附加转矩;第2项作用是保证控制量的平稳变化,避免产生较大振荡影响车辆正常行驶;第3项作用是避免控制器出现无解情况。

为便于编程求解,将式(37)中一般形式的目标函数转换成标准二次规划(QP)形式。具体表达式为:

$$J_L = \frac{1}{2} \bar{u}_L^k{}^T (\bar{R}_L + \bar{T}_L) \bar{u}_L^k + \bar{u}_L^k{}^T (\bar{q}_L^T - \bar{w}_L^T \bar{R}_L - \bar{u}_L^p{}^T \bar{T}_L)^T. \quad (38)$$

式中：

$$\begin{aligned}\overline{w}_L^T &= [w_{L,1}^T \cdots w_{L,N_p}^T], \\ \overline{q}_L^T &= [q_{L,1}^T \cdots q_{L,N_p}^T], \\ \overline{u}_L^T &= [(u_{L,1}^p)^T \cdots (u_{L,N_p}^p)^T], \\ \overline{u}_L^k &= [(u_L^k)^T \cdots (u_{L,N_p}^k)^T], \\ \overline{R}_L &= \text{diag}[R_{L,1} \cdots R_{L,N_p}], \\ \overline{T}_L &= \text{diag}[T_{L,1} \cdots T_{L,N_p}].\end{aligned}$$

最后是约束条件的设计，为实现车辆在高速急转工况下的侧倾稳定性，对车辆的近似垂直载荷系数LTR'进行了约束，具体的约束方程为：

$$|y_L^k| \leq \text{LTR}'_{\max} + \varepsilon_L. \quad (39)$$

式中：LTR'_{\max} 是设定的垂直载荷阈值，阈值设置为0.8。

同时，在控制过程中为避免出现控制器计算的控制量超过轮毂电机能够产生的最大转矩值，还需对控制量进行约束，控制量约束表达式为：

$$\begin{cases} lb \leq u_L \leq ub \\ 0 \leq \varepsilon_L \leq \infty \end{cases}. \quad (40)$$

式中：lb = [T_{\min}^L \ 0]^T, ub = [T_{\max}^L \ +\infty]^T; T_{\min}^L 和 T_{\max}^L 分别为最小附加转矩值和最大附加转矩值。

上述约束表达式只是对单一时刻的输出量和控制量进行了上下界约束，为了使目标函数求得最优控制序列，还需对[k, k + N_p]时刻预测模型的输出量和控制量进行约束。将[k, k + N_p]时刻的约束表达式进行矩阵重组，如式(41)所示。

$$\begin{cases} \text{LB} < \overline{u}_L < \text{UB} \\ A_u \overline{u}_L < \text{UB}_u \end{cases}. \quad (41)$$

表达式各变量组成为：

$$\begin{aligned}\overline{\text{LTR}}' &= [\text{LTR}'_{\max,1} \cdots \text{LTR}'_{\max,N_p}], \\ \text{LB}^T &= [lb_1^T \cdots lb_{N_p}^T], \quad \text{UB}^T = [ub_1^T \cdots ub_{N_p}^T], \\ h &= [0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 1], \\ A_u &= \begin{bmatrix} -\overline{h} + \Theta_L^k \\ -\overline{h} - \Theta_L^k \end{bmatrix}, \quad \text{UB}_u = \begin{bmatrix} -\mathcal{Q}_L^k x_L^k + \overline{\text{LTR}}' \\ \mathcal{Q}_L^k x_L^k + \overline{\text{LTR}}' \end{bmatrix}, \\ \overline{h}^T &= \begin{bmatrix} h & 0 & \cdots & 0 \\ 0 & h & \cdots & 0 \\ \vdots & \ddots & \ddots & 0 \\ 0 & 0 & \cdots & h \end{bmatrix}_{N_p \times 5N_p}.\end{aligned}$$

2.3 车辆横向稳定性控制器的设计

本文中车辆横向稳定性控制器是在侧倾稳定性控制器的基础上设计的，所以预测模型、目标函数和约束条件的设计，以及各表达式中参数具体含义都有较为相似的地方。因此本小节只对横向稳定性控制器的设计进行简要介绍。

对于车辆横向稳定性控制器，结合车辆动力学方程(4)，(5)和(12)，可以得到线性状态方程为：

$$\dot{x}_s^t = A_s^t x_s^t + B_s^t u_s^t. \quad (42)$$

状态量 $x_s = [r \ v_y \ \alpha_f \ \alpha_r]^T$ ，控制量 $u_s = [T_{fl}^s \ T_{fr}^s \ T_{rl}^s \ T_{rr}^s \ \varepsilon_s]^T$ 。

式中：

$$\begin{aligned}A_s^t &= \begin{bmatrix} 0 & 0 & l_f C_{af} \cos \delta & -l_r C_{ar} \\ -v_x & 0 & (C_{af} \cos \delta)/m & C_{ar}/m \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}, \\ E_s^t &= \begin{bmatrix} I_z & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ -\eta_{f,r} & -\eta_{f,v} & 1 & 0 \\ -\eta_{r,r} & -\eta_{r,v} & 0 & 1 \end{bmatrix}, \\ B_s^t &= \begin{bmatrix} \frac{l_f}{R} \sin \delta - \frac{l_f}{R} \sin \delta + \frac{-t_r}{2R} & \frac{t_r}{2R} & 0 \\ \frac{t_f}{2R} \cos \delta & \frac{t_f}{2R} \cos \delta & 0 & \cdots & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \ddots & \vdots \\ \vdots & \ddots & \ddots & \ddots & \vdots \\ 0 & \cdots & \cdots & \cdots & 0 \end{bmatrix}.\end{aligned}$$

对线性化状态方程(42)进行离散化处理，离散状态方程表达式为：

$$x_s^{k+1} = A_s^k x_s^k + B_s^k u_s^k. \quad (43)$$

式中：A_s^k = (E_s^t)^{-1} A_s^t T_s + I, B_s^k = (E_s^t)^{-1} B_s^t T_s。

车辆横向稳定性控制器选取车辆的侧向速度v_y为输出量，其预测输出方程为：

$$y_s^k = C_s x_s^k. \quad (44)$$

式中：C_s = [0 1 0 0]。

将[k, k + N_p]时刻的预测输出方程(44)进行重组，得到了离散状态的预测输出表达式为：

$$\bar{y}_s^k = \Omega_s^k \bar{x}_s^k + \Theta_s^k \bar{u}_s^k \quad (45)$$

式中： $\bar{y}_s^k$ 、 Ω_s^k 和 Θ_s^k 各项具体变量组成可参考式(36)。

横向稳定性控制器的目标函数设计如式(46)所示。

$$J_s = \frac{1}{2} \sum_{k=1}^{N_p} \|u_s^k - w_s\|^2 R_s + \|u_s^k - u_s^p\|^2 T_s + 2q_s^T u_s^k \quad (46)$$

将式(46)中一般形式的目标函数转换成标准二次规划(QP)形式。具体表达式如式(47)所示。

$$J_L = \frac{1}{2} \bar{u}_s^k{}^T (\bar{R}_s + \bar{T}_s) \bar{u}_s^k + \bar{u}_s^k \left(\bar{q}_s^T - \bar{w}_s^T \bar{R}_s - \bar{u}_s^p{}^T \bar{T}_s \right)^T \quad (47)$$

上式中,各变量具体含义与侧倾稳定性控制器一致。

为实现车辆低附路面的行驶稳定性,对车辆的质心侧偏角进行了约束,约束方程如式(48)所示。

$$|y_s^k| \leq \beta_{\max} + \varepsilon_s \quad (48)$$

式中： $\beta_{\max}$ 为设定的质心侧偏角阈值,阈值设置为 3° 。

本文侧倾和横向稳定性控制器是针对同一款车型设计的,所以稳定性控制器控制量的约束设计同侧倾稳定性控制器保持一致,其设计步骤可参考式(40)和式(41)。

3 控制器性能仿真验证

为验证本文设计的MPC稳定性集成控制器的性能,搭建了CarSim/Simulink联合仿真系统,通过对仿真结果的分析说明模型预测控制算法的优越性。考虑到多功能运动轿车(SUV)具有质心高易失稳等特点,本文将CarSim中的E型SUV作为研究目标,整车模型具体参数见表1。

为验证稳定性集成控制系统在不同路面附着系数条件下的适用性,在CarSim/Simulink联合仿真平台中设置了初始速度为100 km/h,对接路面,蛇形急转典型试验工况。驱动转矩是在仿真模型中给定,由稳定性控制器计算出来的附加转矩将实时叠

表1 整车模型参数

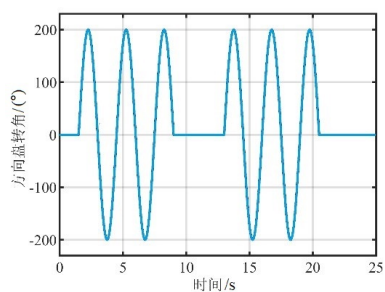
参数	值
整车质量 m/kg	1 970
簧上质量 m_s/kg	1 750
悬架等效阻尼系数 $C\varphi/[\text{Nm/rad}]$	3 300
悬架等效侧倾刚度 $K\varphi/[\text{Nm/rad}]$	47 000
质心 $C.G$ 高度 h/m	0.94
质心 $C.G$ 到侧倾中心的距离 h_l/m	0.7
绕 x 轴的转动惯量 $I_x/(\text{kg}\cdot\text{m}^2)$	377.1
绕 z 轴的转动惯量 $I_z/(\text{kg}\cdot\text{m}^2)$	3 300
质心 $C.G$ 到前轴的距离 l_f/m	1.250
质心 $C.G$ 到后轴的距离 l_r/m	1.390
前轴轴宽 t_f/m	1.665
后轴轴宽 t_r/m	1.665
轮胎有效半径 R/m	0.356

表2 控制器参数

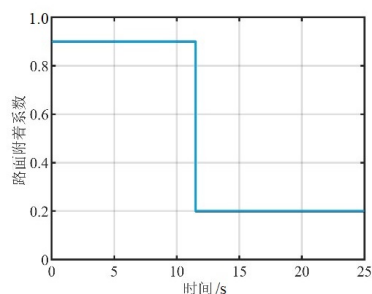
参数	值
控制器采样周期 T_s/s	0.02
预测时域 N_p	12
控制时域 N_c	3
横向载荷转移率阈值 $\text{LTR}'_{\max}$	0.8
质心侧偏角阈值 $\beta_{\max}/(^\circ)$	3
附加驱动转矩最大值 $T_{\min}/\text{Nm}$	1 200
附加驱动转矩最小值 $T_{\max}/\text{Nm}$	-1 200

加到相应车轮上。如图8所示,起始阶段车辆在附着系数0.9的路面行驶,在1.5 s~9.0 s期间进行蛇形转向,最大方向盘转角为 200° ,此阶段为测试侧倾控制器的工况。约11.0 s后车辆驶入附着系数0.2的路面,随后在约13.0 s~20.5 s期间同样执行蛇形转向,此阶段为测试横向控制器的工况。

对MPC侧倾稳定性控制(MPC LTR)、MPC横向稳定性控制(MPC Beta)、集成控制(integrated)和无控制(uncontrolled)4种控制方法进行了对比仿真测试,其中侧倾稳定性控制是针对高附路况下设计的稳定性控制器,基于模型预测控制理论输出附加转矩,产生横摆力矩防止车辆侧倾;横向稳定性控制是针对低附路况下设计的稳定性控制器,基于模型预测控制理论输出附加转矩,产生横摆力矩防止车辆侧滑。而集成控制综合考虑



(a) 方向盘转角输入



(b) 路面附着系数设置

图8 方向盘转角输入与路面附着系数设置

了以上两种控制的情况,基于不同的工况使能相应的控制器,以期达到最优的控制效果。具体仿真结果如图9~13所示。图9为稳定性集成控制器产生的附加转矩,图10为各车轮滑移率对比,在车辆执行不同方向的转向指令时,随着转角迅速增加车辆侧倾稳定性逐渐变差,当MPC控制器预测到控制输出超过设定阈值时会立刻产生附加转矩保证车辆的稳定行驶。车轮滑移率也保持在安全范围。

图11为LTR和质心侧偏角对比,在无控制下,车辆行驶在高附着系数路面上时,约4 s时发生侧翻,仿真停止。当车辆驶入附着系数0.2的路面时,MPC侧倾稳定性控制器失效,车辆在连续急转行驶中发生侧滑,在20 s处质心侧偏角达到了 -50° 。采用MPC横向稳定性控制方法和集成UYHN6控制方法保证了车辆在对接路面行驶的稳定性的,但MPC横向稳定性控制方法相比集成控制方法对车辆在高附路面行驶下的LTR限制效果较差。

图12和图13分别对比了侧倾角、侧倾角速度、横摆角速度以及纵向速度。从图中可以看出,在无控制情况下,上述4种状态量反馈值均出现了单调递增的现象。集成控制方法和MPC横向稳定性控

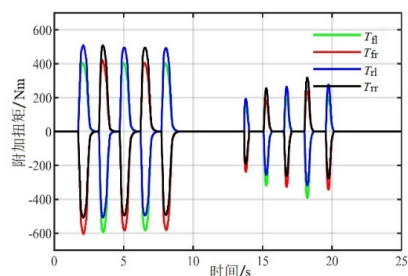


图9 车轮附加转矩对比

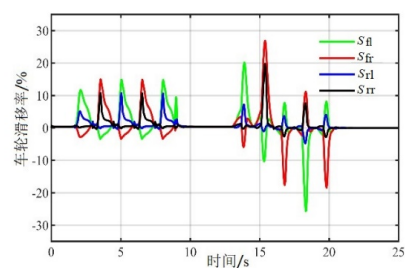
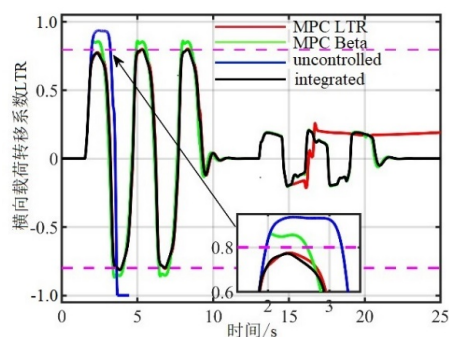
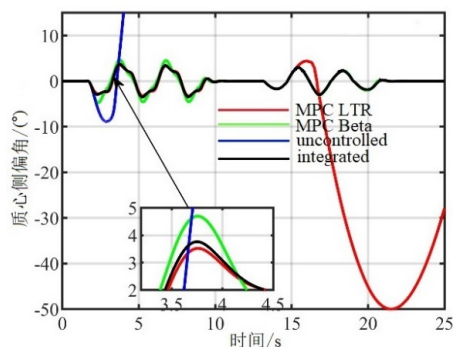


图10 车轮滑移率对比



(a) 横向载荷转移系数对比



(b) 质心侧偏角对比

图11 LTR和质心侧偏角对比

制方法在车辆进行急转时,都可以将侧倾角、侧倾角速度以及横摆角速度控制在合理范围以内,但集成控制方法控制效果最好,侧倾角最大值约为 3.5° ,侧倾角速度最大值约为 $20^{\circ}/s$ 。当车辆驶入

低附着系数路面时，采用MPC侧倾稳定性控制方法时，在约16~23 s期间，侧倾角和侧倾角速度出现了维持在固定值不发生变化的异常情况，说明此时车辆已无法响应方向盘转角输入，发生了较为严重的侧滑失稳现象。同时，还对几种控制方法作用下的纵向速度进行了对比，采用MPC横向稳定性控制方法时，虽然可以保证车速稳定增加至约116 km/h，但相比集成控制方法，车速在约2~9 s期间波动幅度较大。采用MPC侧倾稳定性控制方法时车速在约16.5~21 s期间出现了明显下降，随着方向盘转角变为0，车速又开始上升。

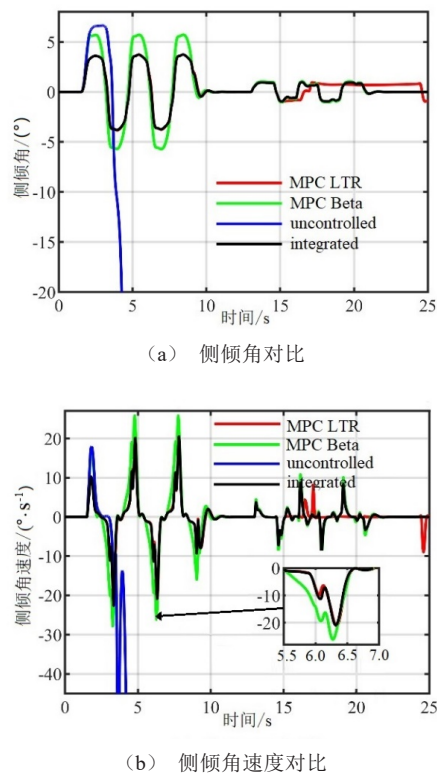


图12 侧倾角与侧倾角速度对比

通过对上述仿真数据图像进行分析，将4种控制方法作用下的车辆状态量反馈最大值进行了对比汇总，具体见表3。

从上表清晰地看出，在无控制作用下，车辆在仿真前期就发生了侧翻现象，各状态量均出现了极大值。而MPC横向稳定性控制虽然也可以起到稳定性控制的效果，但相比稳定性集成控制，LTR、侧倾角和侧倾角速度分别增加了0.07、2°和7°/s。

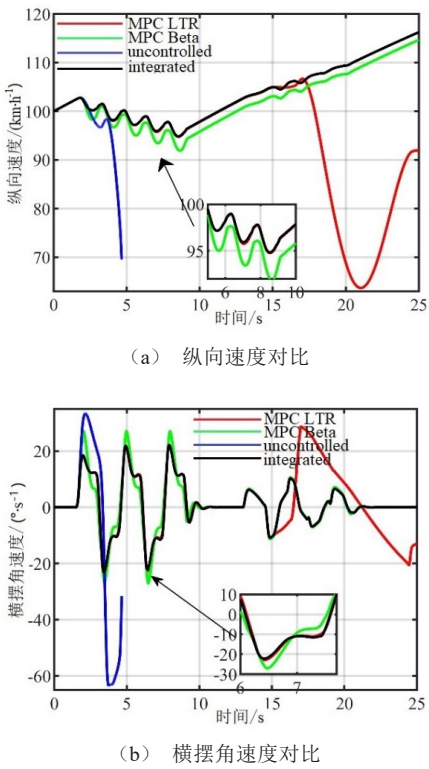


图13 纵向车速对比和横摆角速度对比

表3 控制效果对比

状态量反馈 (最大值)	控制方式			
	无控制	MPC 横向 稳定性控制	MPC 侧倾 稳定性控制	稳定性集 成控制
LTR	1.00	0.87	0.80	0.80
质心侧偏角/ (°)	55.0	4.6	50.0	3.5
侧倾角/ (°)	80.0	5.5	3.5	3.5
侧倾角速度/ (°·s ⁻¹)	252	28	21	21
横摆角速度/ (°·s ⁻¹)	60	25	29	20

除此之外，MPC侧倾稳定性控制器在低附着系数路面上控制失效，车辆在高速急转过程中发生侧滑失稳现象，质心侧偏角最大值达到了50°，横摆角速度最大值达到29°/s。稳定性集成控制相比其他控制方式，在不同附着系数路面上的车辆稳定性控制效果提升明显。其中，在稳定性集成控制器的作用下，LTR、质心侧偏角和横摆角速度最大值分别为0.8、4°和20°/s。综上所述，本文设计的稳定性集成控制器有效提高了控制系统在不同路面附着系数条件下的适用性，保证了车辆的行驶稳定性。

4 结论

本文针对独立驱动电动汽车在较极端工况下易发生侧翻和侧滑失稳事故, 且单一控制器适应性较差的问题做了以下研究。

(1) 本文针对部分车辆状态量难以获取的问题, 建立了基于UKF的车辆状态估计器, 获取到相应的车辆状态量。

(2) 针对车辆的侧滑和侧翻问题, 基于模型预测控制理论建立了相应的控制器, 控制器根据当前

车辆状态输出控制量, 以保证车辆的稳定性和安全性。

(3) 针对不同工况下单一控制器控制效果差的问题, 采用分层式集成控制结构设计了稳定性集成控制器, 解决了两个控制器协调控制的问题。

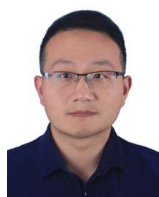
结果表明, 所设计的稳定性集成控制器有效降低了车辆在高速行驶过程中的LTR和侧滑系数, 保证了车辆的行驶稳定性, 为实现更高速度的稳定性控制提供了基础。

参考文献 (References)

- [1] ZHAO Wanzhong, QIN Xiaoxi, WANG Chunyan. Yaw and Lateral Stability Control of Automotive Four-Wheel Steer-by-Wire System [J]. IEEE/ASME Transactions on Mechatronics, 2018, 23(6): 2628–2637.
- [2] QIAN X, WANG C, ZHAO W. Rollover Prevention and Path Following Control of Integrated Steering and Braking Systems [J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 2020, 234(6): 1644–1659.
- [3] 杨杰. 基于主动悬架控制的客车防侧翻研究[D]. 西安: 长安大学, 2018.
YANG Jie. Research on Bus Rollover Prevention Based on Active Suspension Control [D]. Xi'an: Chang'an University, 2018. (in Chinese)
- [4] NAM K, OH S, et al. Robust Yaw Stability Control for Electric Vehicles Based on Active Front Steering Control Through a Steer-by-Wire System [J]. International Journal of Automotive Technology, 2012, 13(7): 1169–1176.
- [5] ZHU Q, AYALEW B. Predictive Roll, Handling and Ride Control of Vehicles Via Active Suspensions [C]. American Control Conference (ACC), 2014: 2102–2107.
- [6] 陈志韬. 汽车主动横向稳定杆设计及控制策略研究 [D]. 长春: 吉林大学, 2016.
CHEN Zhitao. Design and Control Strategy of Active Lateral Stabilizer Bar for Automobile [D]. Changchun: Jilin University, 2016. (in Chinese)
- [7] JALALI M, HASHEMI E, KHAJEPOUR A, et al. Integrated Model Predictive Control and Velocity Estimation of Electric Vehicles [J]. Mechatronics, 2017, 46: 84–100.
- [8] 李然然. 分布式驱动电动汽车的横向稳定性控制策略研究 [D]. 西安: 长安大学, 2019.
LI Ranran. Research on Lateral Stability Control Strategy of Distributed Drive Electric Vehicle [D]. Xi'an: Chang'an University, 2019. (in Chinese)
- [9] KRISHNA S, NARAYANAN S, DENIS ASHOK S. Fuzzy Logic Based Yaw Stability Control for Active Front Steering of a Vehicle [J]. Journal of Mechanical Science and Technology, 2014, 28(12): 5169–5174.
- [10] 魏振亚, 王其东, 王慧然, 等. 基于主动转向与差动制动协调的双级预警车道偏离防止预测控制 [J]. 汽车工程, 2019, 41(8): 934–943.
WEI Zhengya, WANG Qidong, WANG Huiran, et al. Two-Stage Early Warning Lane Departure Prevention Predictive Control Based on the Coordination of Active Steering and Differential Braking [J]. Automotive Engineering, 2019, 41(08): 934–943. (in Chinese)
- [11] 谢宪毅. 分布式电动汽车操纵稳定性集成控制方法研究 [D]. 长春: 吉林大学, 2018.
XIE Xianyi. Research on Distributed Electric Vehicle Handling Stability Integrated Control Method [D]. Changchun: Jilin University, 2018. (in Chinese)
- [12] SONG Pan, ZONG Changfu, TOMIZUKA M. A Terminal Sliding Mode Based Torque Distribution Control for an Individual-Wheel-Drive Vehicle [J]. Journal of Zhejiang University Science A: Applied Physics & Engineering, 2014, 15(9): 681–693.
- [13] ATAIEI M, KHAJEPOUR A, JEON S. Model Predictive Control for Integrated Lateral Stability, Traction/Braking Control, and Rollover Prevention of Electric Vehicles [J]. Vehicle System Dynamics, 2019, 58: 49–73.

- [14] 赵万忠,张寒,王春燕.基于无迹卡尔曼滤波的汽车状态参数估计[J].华南理工大学学报(自然科学版), 2016,44(3):76-80,88.
ZHAO Wanzhong, ZHANG Han, WANG Chunyan. Car State Parameter Estimation Based on Unscented Kalman Filter[J].Journal of South China University of Technology (Natural Science Edition), 2016, 44 (3) : 76-80, 88. (in Chinese)
- [15] 黄小平,王岩.卡尔曼滤波原理及应用[M].北京:电子工业出版社, 2015.
HUANG Xiaoping, WANG Yan.Principle and Application of Kalman Filtering [M]. Beijing: Publishing House of Electronics Industry, 2015.(in Chinese)
- [16] JIN Xianjian, YANG Junpeng, LI Yanjun Li, et al. Online Estimation of Inertial Parameter for Lightweight Electric Vehicle Using Dual Unscented Kalman Filter Approach [J]. IET Intelligent Transport Systems, 2020, 14 (5) : 412-422.
- [17] 余志生.汽车理论:第5版[M].北京:机械工业出版社, 2009.
YU Zhisheng. Automobile Theory. [M]. 5th ed. Beijing: China Machine Industry Press, 2009.(in Chinese)
- [18] 张雄.重型半挂汽车列车防侧翻主动控制研究[D].重庆:重庆交通大学, 2019.
ZhANG Xiong. Research on Anti-Rollover Active Control of Heavy Semitrailer Train [D]. Chongqing: Chongqing Jiaotong University, 2019.(in Chinese)
- [19] ZHANG Lin, CHEN Hong, HUANG Yanjun, et al. Model Predictive Control for Integrated Longitudinal and Lateral Stability of Electric Vehicles with In-Wheel Motors [J]. IET Control Theory and Applications, 2020, 14 (18) : 2741-2751.

作者简介



景晖 (1982-), 男, 河南南阳人, 博士, 研究员, 主要研究方向为电动汽车、智能驾驶、鲁棒控制等。
E-mail: jinghui@guet.edu.cn