DOI: 10.3901/JME.2021.20.141

四轮轮毂电机驱动智能电动汽车转向失效容错控制研究*

张雷^{1,2} 王子浩^{1,2} 孙逢春^{1,2} 王震坡^{1,2}

(1. 北京理工大学电动车辆国家工程实验室 北京 100081;

2. 北京理工大学北京电动车辆协同创新中心 北京 100081)

摘要: 四轮轮毂电机驱动电动汽车各轮驱动力矩独立可控, 可通过控制前轴左右两轮的力矩差实现前轮转向。以四轮轮毂电机驱动智能电动汽车为研究对象, 针对线控转向系统执行机构失效时的轨迹跟踪和横摆稳定性协同控制问题, 提出一种基于差动转向与直接横摆力矩协同的容错控制方法。该方法采用分层控制架构, 上层控制器首先基于时变线性模型预测控制方法求解期望前轮转角和附加横摆力矩, 然后考虑转向执行机构建模不确定性以及路面干扰, 设计基于滑模变结构控制的前轮转角跟踪控制策略。下层控制器以轮胎负荷率最小化为目标, 利用有效集法实现四轮转矩优化分配。最后, 分别在高速换道和双移线工况下仿真验证了该控制方法的有效性和实时性。

关键词: 智能汽车; 四轮轮毂电机驱动电动汽车; 线控转向系统; 容错控制; 差动转向; 轨迹跟踪

中图分类号: TG156

Fault-tolerant Control for Intelligent Four-wheel-independently-actuated Electric Vehicles under Complete Steer-by-wire System Failure

ZHANG Lei^{1,2} WANG Zihao^{1,2} SUN Fengchun^{1,2} WANG Zhenpo^{1,2}

(1. National Engineering Laboratory for Electric Vehicles, Beijing Institute of Technology, Beijing 100081;

2. Collaborative Innovation Center for Electric Vehicles in Beijing, Beijing Institute of Technology, Beijing 100081)

Abstract: Intelligent four-wheel-independently-actuated electric vehicles can realize front-wheel steering via the driving torque differential of the front-axle wheels. In order to ensure the trajectory tracking performance and vehicle dynamics stability under the circumstances of steer-by-wire system actuator failure, a fault-tolerant control method based on driving torque differential of the front-axle wheels and direct yaw-moment control(DYC) is proposed. It adopts a hierarchical structure and consists of an upper and a lower controller. In the upper controller, the time-varying model prediction control is first proposed to generate the reference steering wheel angle and the additional yaw moment to realize precise trajectory tracking. Then, a sliding mode controller is synthesized to calculate the driving torque differential considering various nonlinear constraints and steering actuator modelling uncertainty. In the lower controller, the optimal torque allocation is realized with the objective of tire load minimization based on the effective set algorithm. The simulation results show that the proposed method can realize accurate trajectory tracking while ensuring vehicle dynamics stability under complete steer-by-wire system failure in the high-speed lane-changing and double lane change maneuvers. The real-time performance indicates that it has the potential to be embedded in a realistic vehicle controller for practical implementation.

Key words: intelligent vehicles; four-wheel-independently-actuated electric vehicles; steer-by-wire system; fault-tolerant control; differential drive assistant steering; trajectory tracking

* 国家重点研发计划(2017YFB0103600)和北京市科技新星计划(Z201100006820007)资助项目。20200907收到初稿, 20210520收到修改稿

0 前言

电动化、智能化、网联化已成为现代汽车技术的主要发展方向。智能网联电动汽车可通过车车与车路协同控制,有效提高交通系统通行效率、经济性与安全性^[1]。四轮轮毂电机驱动电动汽车具有传动链短、传动效率高、电机响应快和转矩精确可控等特点^[2],通过对四个电机协调控制,可实现驱动防滑(Acceleration slip regulation, ASR)、直接横摆力矩控制(Direct yaw moment control, DYC)等多种主动安全控制功能^[3-5],是智能网联汽车技术的理想载体。线控转向系统是智能网联汽车的关键技术,通过控制转向电机实现主动转向,具有响应时间短、控制精度高等优势,此外,还可与其他主动安全控制系统进行协调控制,提升车辆安全性^[6-7]。但由于线控转向系统引入了传感器、控制器、转向电机等电子部件,增加了系统故障概率,降低了系统可靠性^[8]。线控转向系统根据故障发生的位置不同可分为传感器故障、ECU 故障、通信总线故障和执行机构故障等。执行机构故障又可分为瞬态故障(如浮动故障)和永久故障(如锁止故障、失效故障等)^[9],其中以浮动故障最为常见。当故障发生时,车辆彻底丧失转向能力,而路面激励能够使前轮产生被动转向,极易造成车辆失稳。本文主要针对线控转向系统执行机构浮动故障开展容错控制研究。

现有线控转向系统容错控制研究大多集中在故障诊断与隔离(Fault detection and isolation, FDI)方面^[10-11]。针对执行机构故障,文献[12]结合混沌粒子群优化算法和双级卡尔曼滤波算法实现了线控转向系统状态估计和故障诊断。文献[13]提出了基于模型预测控制(Model predictive control, MPC)的线控转向系统容错控制方法,该方法利用三角算子构造了线性矩阵不等式(Linear matrix inequality, LMI)故障观测器,在此基础上利用 MPC 补偿执行器故障,以维持车辆的跟踪性能。针对传感器故障,文献[14]基于横摆角速度、侧向加速度和转向电机电流等信号,提出了基于卡尔曼滤波的转向管柱转角传感器实时故障诊断与容错控制方法,实现了对转向轮转角的精确跟踪控制。但上述方法过于依赖 FDI 提供的实时故障信息,且在高速过弯等紧急情况下故障诊断和切换控制需要一定响应时间,难以保证容错控制的实时性。

四轮轮毂电机驱动智能电动汽车具有过驱动特性,可通过左右两侧车轮差矩实现横向控制,

为线控转向系统容错控制提供了可能^[15]。文献[16]设计了一种具有抗饱和补偿的线性控制器和基于在线优化的控制分配器,当转向电机发生故障时,控制分配器能够根据故障信息实现转矩分配,以保证车辆横摆角速度仍能跟踪参考信号。文献[17]提出了一种多输入-多输出无模型自适应容错控制方法,消除了对 FDI 和车辆动力学模型的依赖;当线控转向系统发生故障时,通过驱动转矩分配产生附加横摆力矩,以保证车辆的循迹能力。此外,还有学者提出了基于差动助力转向(Differential drive assistant steering, DDAS)的线控转向系统主动容错控制方法。针对 DDAS 的研究多集中于利用差动助力减轻驾驶员操作压力 and 改善车辆转向性能方面^[18-20],但在转向系统失效情况下,差动转向亦可以实现转向功能。文献[21]提出了一种基于 DDAS 的滑模容错控制方法,在前轮转向完全失效时实现车辆的横摆运动控制。但上述方法大多针对有人驾驶车辆,在转向系统失效时假设仍能准确获取驾驶员转向意图,并将转向失效问题转化为横向运动跟踪控制问题,而针对智能汽车转向失效后的轨迹跟踪与横摆稳定性协同控制问题研究较少;且上述方法多适用于道路曲率较低工况,在高速过弯等紧急工况下难以保证控制方法的实时性和鲁棒性。

为了保证智能汽车在高速过弯等紧急工况下线控转向系统执行机构发生浮动故障时的轨迹跟踪能力和车辆稳定性,本文提出了一种基于分层架构的四轮轮毂电机驱动智能电动汽车转向失效容错控制方法。上层结合 MPC 与滑模控制实现车辆轨迹跟踪,提高了系统在建模不确定性和外界干扰情况下的鲁棒性;下层利用有效集法对四轮转矩进行优化分配。该方法可在转向执行机构发生浮动故障与非故障情况下同时工作,无需切换控制策略,减少了对 FDI 模块的依赖,保证了算法的实时性;最后,通过 CarSim-Simulink 联合仿真验证了该方法的有效性。

1 控制架构

本文提出的线控转向系统容错控制架构如图 1 所示。当线控转向系统因执行机构发生浮动故障而彻底丧失转向能力时,可通过控制分配前轴电机扭矩实现前轮差动转向,以保证车辆循迹能力,同时通过协调后轴电机扭矩,保证车辆循迹过程中的横摆稳定性。系统框架包括上层轨迹跟踪控制器、下层转矩优化分配控制器和被控对象。

图 1 线控转向系统容错控制架构框图

转向系统正常工作时，线控转向系统执行机构可以直接追踪由 MPC 轨迹跟踪策略优化求解得到的期望前轮转角，此时由于期望前轮转角和实际前轮转角相同，无差动力矩；当转向系统失效时，前轮转角跟踪控制策略可通过前轮驱动转矩分配产生差动力矩实现前轮转向。因此，故障发生前后无需切换控制策略，且在转向系统失效后依然能保证车辆的轨迹跟踪能力和横摆稳定性。

2 上层轨迹跟踪控制器设计

2.1 线性时变模型预测控制

模型预测控制(MPC)过程可分为三个基本步骤：模型预测、滚动优化和误差反馈校正。由于每个采样周期内均需要进行优化求解，计算量较大。线性时变模型预测控制通过在每个采样周期对非线性车辆动力学模型进行近似线性化，能够在保证控制效果的同时提高算法的实时性^[22]。

2.1.1 车辆动力学模型

针对四轮轮毂电机驱动智能电动汽车转向失效时的轨迹跟踪问题，在建模过程中忽略悬架垂向作用力的影响。为了提高控制算法实时性，对车辆动力学模型进行适当简化，忽略车辆在垂直方向的平动、绕 y 轴的俯仰运动以及绕 x 轴的侧倾运动，仅考虑车辆纵向、横向以及横摆运动。所建立的三自由度车辆模型如图 2 所示。

图 2 三自由度车辆模型

车辆动力学平衡方程为

$$\begin{cases} m(\ddot{x} - \dot{y}\dot{\psi}) = (F_{xfl} + F_{xfr})\cos\delta_f - (F_{yfl} + F_{yfr})\sin\delta_f + \\ (F_{xrl} + F_{xrr}) \\ m(\ddot{y} + \dot{x}\dot{\psi}) = (F_{xfl} + F_{xfr})\sin\delta_f + (F_{yfl} + F_{yfr})\cos\delta_f + \\ (F_{yrl} + F_{yrr}) \\ I_z\ddot{\psi} = l_f((F_{xfl} + F_{xfr})\sin\delta_f + (F_{yfl} + F_{yfr})\cos\delta_f) - \\ l_r(F_{yrl} + F_{yrr}) + \Delta M_z \end{cases} \quad (1)$$

式中， m 为整车质量； x 和 y 分别为车辆坐标系下车辆的纵向位移和侧向位移； ψ 为车辆横摆角； F_{xfl} 、 F_{xfr} 、 F_{xrl} 和 F_{xrr} 分别为四个车轮所受纵向力； F_{yfl} 、 F_{yfr} 、 F_{yrl} 和 F_{yrr} 分别为四个车轮所受侧向力； δ_f 为前轮转角； I_z 为车辆绕 z 轴的转动惯量； l_f 和 l_r 分别是质心到前、后轴的距离； ΔM_z 为附加横摆力矩。

为了保证 MPC 控制器在高速转弯等极限工况下的鲁棒性，采用“魔术公式(Magic formula)”轮胎模型计算轮胎力。该模型利用三角函数组合的方式拟合轮胎试验数据，获得轮胎力的数学表达式，其结构形式统一、计算精度高，在大滑动率和大侧偏角工况下仍能保持较高的模型精度^[23]。纯纵滑工况下的轮胎纵向力表示为

$$F_{xij} = D_x \sin \left\{ C_x \arctan \left[B_x s - E_x (B_x s - \arctan(B_x s)) \right] \right\} \quad (2)$$

$$\begin{aligned} C_x &= a_0 \quad D_x = a_1 F_z^2 + a_2 F_z \\ B_x &= (a_3 F_z^2 + a_4 F_z) \exp(-a_5 F) / (C_x D_x) \\ E_x &= a_6 F_z^2 + a_7 F_z + a_8 \end{aligned}$$

式中， $ij=fl$ 、 fr 、 rl 、 rr 分别代表左前轮、右前轮、左后轮、右后轮； F_{xij} 为各轮的纵向力； s 为轮胎纵向滑动率； F_z 为轮胎垂向载荷； $a_0 \sim a_8$ 为轮胎模型的拟合系数(具体数值见表 1)。

纯侧偏工况下的轮胎侧向力表示为

$$F_{yij} = D_y \sin \left\{ C_y \arctan \left[B_y \alpha - E_y (B_y \alpha - \arctan(B_y \alpha)) \right] \right\} \quad (3)$$

$$\begin{aligned} C_y &= b_0 \quad D_y = b_1 F_z^2 + b_2 F_z \\ B_y &= b_3 \sin(b_4 \arctan(b_5 F_z)) / (C_y D_y) \\ E_y &= b_6 F_z^2 + b_7 F_z + b_8 \end{aligned}$$

式中， F_{yij} 为各轮的侧向力； α 为轮胎侧偏角； $b_0 \sim b_8$ 为轮胎模型的拟合系数(具体数值见表 1)。

表 1 纵、侧向力魔术轮胎模型拟合参数

a_0	a_1	a_2	a_3	a_4
1.406	-8.759	1 011.783	8.062	34 788.69
a_5	a_6	a_7	a_8	—
0.022	-0.006	0.096	0.272	—
b_0	b_1	b_2	b_3	b_4
1.412	-10	1 025.022	3 906	2
b_5	b_6	b_7	b_8	—
0.039	8.168×10^{-6}	3.495×10^{-4}	-0.282	—

考虑到极限工况下轮胎的纵、侧向耦合约束，当轮胎既存在较大滑动又存在侧偏现象时^[24]，轮胎的纵向力和侧向力可修正为

$$\begin{cases} F_{xij} = \frac{-s}{\sqrt{s^2 + (\tan \alpha)^2}} \mu D_x \sin \left\{ \left(\frac{5}{4} - \frac{\mu}{4} \right) C_x \times \right. \\ \quad \left. \arctan \left[(2 - \mu) B_x s - E_x ((2 - \mu) B_x s) - \right. \right. \\ \quad \left. \left. \arctan((2 - \mu) B_x s) \right) \right\} \\ F_{yij} = \frac{-\tan \alpha}{\sqrt{s^2 + (\tan \alpha)^2}} \mu D_y \sin \left\{ \left(\frac{5}{4} - \frac{\mu}{4} \right) C_y \times \right. \\ \quad \left. \arctan \left[(2 - \mu) B_y \alpha - E_y ((2 - \mu) B_y \alpha - \right. \right. \\ \quad \left. \left. \arctan((2 - \mu) B_y \alpha) \right) \right\} \end{cases} \quad (4)$$

式中， μ 为路面附着系数。

各轮轮胎纵向滑动率表示为

$$s_{ij} = \begin{cases} \left(1 - \frac{u_{ij}}{\omega_j r} \right) \times 100\% > 0 & \omega_j r \geq u_{ij} \text{ 驱动状态下滑转率} \\ \left(\frac{\omega_j r}{u_{ij}} - 1 \right) \times 100\% < 0 & \omega_j r < u_{ij} \text{ 制动状态下滑移率} \end{cases} \quad (5)$$

式中， u_{ij} 为各车轮轮心速度； r 为车轮滚动半径； ω_{ij} 表示各车轮的角速度。各车轮的轮心速度可表示为

$$\begin{cases} u_{fl} = (v_x - \frac{1}{2} B_f \cdot \dot{\psi}) \cdot \cos \delta_f + (v_y + l_f \cdot \dot{\psi}) \cdot \sin \delta_f \\ u_{fr} = (v_x + \frac{1}{2} B_f \cdot \dot{\psi}) \cdot \cos \delta_f + (v_y + l_f \cdot \dot{\psi}) \cdot \sin \delta_f \\ u_{rl} = v_x - \frac{1}{2} B_r \cdot \dot{\psi} \\ u_{rr} = v_x + \frac{1}{2} B_r \cdot \dot{\psi} \end{cases} \quad (6)$$

式中， v_x 表示质心纵向速度； v_y 质心侧向速度； $\dot{\psi}$ 为横摆角速度； B_f 为前轮轮距； B_r 为后轮轮距。

各轮轮胎侧偏角表示为

$$\begin{cases} \alpha_{fl} = \delta_f - \arctan \left(\frac{v_y + l_f \cdot \dot{\psi}}{v_x - \frac{1}{2} B_f \cdot \dot{\psi}} \right) \\ \alpha_{fr} = \delta_f - \arctan \left(\frac{v_y + l_f \cdot \dot{\psi}}{v_x + \frac{1}{2} B_f \cdot \dot{\psi}} \right) \\ \alpha_{rl} = \arctan \left(\frac{l_r \cdot \dot{\psi} - v_y}{v_x - \frac{1}{2} B_r \cdot \dot{\psi}} \right) \\ \alpha_{rr} = \arctan \left(\frac{l_r \cdot \dot{\psi} - v_y}{v_x + \frac{1}{2} B_r \cdot \dot{\psi}} \right) \end{cases} \quad (7)$$

考虑车辆运动过程中纵向加速度和侧向加速度引起的轴荷转移，各轮的轮胎垂直载荷表示为

$$\begin{cases} F_{zfl} = \frac{mgl_r}{2(l_f + l_r)} - \frac{ma_x h}{2(l_f + l_r)} - \frac{ma_y hl_r}{(l_f + l_r)B_f} \\ F_{zfr} = \frac{mgl_r}{2(l_f + l_r)} - \frac{ma_x h}{2(l_f + l_r)} + \frac{ma_y hl_r}{(l_f + l_r)B_f} \\ F_{zfl} = \frac{mgl_f}{2(l_f + l_r)} + \frac{ma_x h}{2(l_f + l_r)} - \frac{ma_y hl_f}{(l_f + l_r)B_r} \\ F_{zrl} = \frac{mgl_f}{2(l_f + l_r)} + \frac{ma_x h}{2(l_f + l_r)} + \frac{ma_y hl_f}{(l_f + l_r)B_r} \end{cases} \quad (8)$$

式中， F_{zfl} 、 F_{zfr} 、 F_{zrl} 、 F_{zrr} 分别表示左前轮、右前轮、左后轮、右后轮的垂向载荷； a_x 表示车辆的纵向加速度； a_y 表示车辆的侧向加速度。

将车辆坐标系转换为大地坐标系，即

$$\begin{cases} \dot{X} = \dot{x} \cos \psi - \dot{y} \sin \psi \\ \dot{Y} = \dot{x} \sin \psi + \dot{y} \cos \psi \end{cases} \quad (9)$$

式中， X 和 Y 分别为大地坐标系下车辆的纵向位移和侧向位移。

基于前轮转角小角度假设，车辆动力学模型可简化为

$$\begin{cases} \ddot{x} = \dot{y} \dot{\psi} + \frac{1}{m} [F_{xfl} + F_{xfr} - (F_{yfl} + F_{yfr}) \delta_f + F_{xrl} + F_{xrr}] \\ \ddot{y} = -\dot{x} \dot{\psi} + \frac{1}{m} [(F_{xfl} + F_{xfr}) \delta_f + F_{yfl} + F_{yfr} + F_{yrl} + F_{yrr}] \\ \ddot{\psi} = \frac{1}{I_z} [l_f ((F_{xfl} + F_{xfr}) \delta_f + F_{yfl} + F_{yfr}) - \\ \quad l_r (F_{yrl} + F_{yrr})] + \frac{\Delta M_z}{I_z} \\ \dot{\psi} = \dot{\psi} \\ \dot{X} = \dot{x} \cos \psi - \dot{y} \sin \psi \\ \dot{Y} = \dot{x} \sin \psi + \dot{y} \cos \psi \end{cases} \quad (10)$$

系统状态空间表达式可简写为

$$\begin{cases} \dot{\xi}(t) = f(\xi(t), u(t)) \\ y = C\xi(t) \end{cases} \quad (11)$$

选取 $\xi = (\dot{x}, \dot{y}, \dot{\psi}, \psi, X, Y)^T$ 为系统状态量; 选取 $u = (\delta_f, \Delta M_z)$ 为系统控制量, 其中 δ_f 表示转向执行机构失效时的虚拟控制量, 即期望前轮转角; 选取 $y = (\psi, \dot{\psi}, Y)$ 为系统输出量。

2.1.2 模型线性化与离散化

对非线性模型采用泰勒级数展开并忽略高阶项近似得到线性化模型为

$$\begin{aligned} \dot{\xi} = f(\xi_r, u_r) + \frac{\partial f(\xi, u)}{\partial \xi} \bigg|_{\substack{\xi=\xi_r \\ u=u_r}} \cdot (\xi - \xi_r) + \\ \frac{\partial f(\xi, u)}{\partial u} \bigg|_{\substack{\xi=\xi_r \\ u=u_r}} \cdot (u - u_r) \end{aligned} \quad (12)$$

写成增量形式为

$$\dot{\tilde{\xi}} = A\tilde{\xi} + B\tilde{u} \quad (13)$$

式中, $\tilde{\xi} = \xi - \xi_r$; $\tilde{u} = u - u_r$; $A = \frac{\partial f(\xi, u)}{\partial \xi} \bigg|_{\substack{\xi=\xi_r \\ u=u_r}}$;

$$B = \frac{\partial f(\xi, u)}{\partial u} \bigg|_{\substack{\xi=\xi_r \\ u=u_r}}.$$

采用前向欧拉方法, 利用一阶差商代替微分得到离散状态空间表达式为

$$\tilde{\xi}(k+1) = A(k)\tilde{\xi}(k) + B(k)\tilde{u}(k) \quad (14)$$

式中, $A(k) = I + TA(t)$; $B(k) = TB(t)$; I 为单位矩阵; T 为模型预测控制器的采样周期; k 为离散步长。

2.1.3 构建预测方程

令

$$x(k|t) = \begin{pmatrix} \xi(k|t) \\ u(k-1|t) \end{pmatrix} \quad (15)$$

$$\Theta(k) = \begin{pmatrix} \tilde{C}(k)\tilde{B}(k) & 0 & 0 & 0 \\ \tilde{C}(k)\tilde{A}(k)\tilde{B}(k) & \tilde{C}(k)\tilde{B}(k) & 0 & 0 \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ \tilde{C}(k)\tilde{A}(k)^{N_c-1}\tilde{B}(k) & \tilde{C}(k)\tilde{A}(k)^{N_c-2}\tilde{B}(k) & \dots & \tilde{C}(k)\tilde{B}(k) \\ \tilde{C}(k)\tilde{A}(k)^{N_c}\tilde{B}(k) & \tilde{C}(k)\tilde{A}(k)^{N_c-1}\tilde{B}(k) & \dots & \tilde{C}(k)\tilde{A}(k)\tilde{B}(k) \\ \vdots & \vdots & & \vdots \\ \tilde{C}(k)\tilde{A}(k)^{N_p-1}\tilde{B}(k) & \tilde{C}(k)\tilde{A}(k)^{N_p-2}\tilde{B}(k) & \dots & \tilde{C}(k)\tilde{A}(k)^{N_p-N_c-1}\tilde{B}(k) \end{pmatrix}.$$

2.1.4 基于二次规划求解约束优化问题

获得预测时域内的系统输出后, 可通过求解带约束的优化目标函数, 以获得系统当前时刻的控制增量 $\Delta U(k)$ 。为了实时跟踪期望轨迹及期望横摆角速

则系统状态空间表达式为

$$\begin{cases} x(k+1|t) = \tilde{A}(k)x(k|t) + \tilde{B}(k)\Delta u(k|t) \\ \eta(k|t) = \tilde{C}(k)x(k|t) \end{cases} \quad (16)$$

式中, $\tilde{A}(k) = \begin{pmatrix} A(k) & B(k) \\ 0 & I \end{pmatrix}$; $\tilde{B}(k) = \begin{pmatrix} B(k) \\ I \end{pmatrix}$; $\tilde{C}(k)$

为输出矩阵; $\eta(k|t)$ 为系统输出。

设模型预测控制器的预测时域为 N_p , 控制时域为 N_c , 且有 $N_c \leq N_p$, 根据当前时刻的状态量和控制时域内的控制增量, 可推导出预测时域内输出量为

$$\begin{cases} \eta(k+1|k) = \tilde{C}\tilde{A}x(k|k) + \tilde{C}\tilde{B}\Delta u(k) \\ \eta(k+2|k) = \tilde{C}\tilde{A}^2x(k|k) + \tilde{C}\tilde{A}\tilde{B}\Delta u(k) + \\ \quad \tilde{C}\tilde{B}\Delta u(k+1) \\ \eta(k+3|k) = \tilde{C}\tilde{A}^3x(k|k) + \tilde{C}\tilde{A}^2\tilde{B}\Delta u(k) + \\ \quad \tilde{C}\tilde{A}\tilde{B}\Delta u(k+1) + \\ \quad \tilde{C}\tilde{B}\Delta u(k+2) \\ \vdots \\ \eta(k+N_p|k) = \tilde{C}\tilde{A}^{N_p}x(k|k) + \tilde{C}\tilde{A}^{N_p-1}\tilde{B}\Delta u(k) + \dots \\ \quad + \tilde{C}\tilde{A}^{N_p-N_c}\tilde{B}\Delta u(k+N_c-1) \end{cases} \quad (17)$$

写成矩阵的形式为

$$Y(k) = \Psi(k)x(k) + \Theta(k)\Delta U(k) \quad (18)$$

$$\text{式中, } Y(k) = \begin{pmatrix} \eta(k+1|k) \\ \eta(k+2|k) \\ \vdots \\ \eta(k+N_p|k) \end{pmatrix}; \Psi(k) = \begin{pmatrix} \tilde{C}(k)\tilde{A}(k) \\ \tilde{C}(k)\tilde{A}(k)^2 \\ \dots \\ \tilde{C}(k)\tilde{A}(k)^{N_c} \\ \dots \\ \tilde{C}(k)\tilde{A}(k)^{N_p} \end{pmatrix};$$

$$\Delta U(k) = \begin{pmatrix} \Delta u(k|k) \\ \Delta u(k+1|k) \\ \vdots \\ \Delta u(k+N_c|k) \end{pmatrix};$$

度, 以系统输出与期望值之间的误差最小化为优化目标, 并考虑车辆转向执行机构的机械结构限制及前轮转角变化过大可能造成的车辆失控风险, 控制增量 $\Delta U(k)$ 应尽可能地小。因此, 定义 MPC 的优化

目标函数为

$$\min J(\xi(t), \mathbf{u}(t-1), \Delta \mathbf{U}(t)) = \min \left(\sum_{i=1}^{N_p} \|\boldsymbol{\eta}(t+i|t) - \boldsymbol{\eta}_{ref}(t+i|t)\|_Q^2 + \sum_{i=1}^{N_c-1} \|\Delta \mathbf{u}(t+i|t)\|_R^2 + \rho \varepsilon^2 \right) \quad (19)$$

式中, $\boldsymbol{\eta}_{ref}(t+i|t) = [\dot{\psi}_{ref}(t+i|t), \psi_{ref}(t+i|t), Y_{ref}(t+i|t)]^T$ 为参考输出向量; 优化目标函数的第一部分反映了以预测输出与参考输出的误差最小化为目标的轨迹跟踪能力; 第二部分反映了以控制量(即前轮转角和附加横摆力矩)的变化最小化为目标以保证车辆稳定性的能力。 $\mathbf{Q} \in \mathbf{R}^{3 \times 3}$ 为跟踪精度的权重矩阵, 用来调节车辆的轨迹跟踪效果, 在本文,

$$\mathbf{Q} = \begin{bmatrix} 200 & 0 & 0 \\ 0 & 10 & 0 \\ 0 & 0 & 100 \end{bmatrix}; \mathbf{R} \in \mathbf{R}^{2 \times 2} \text{ 为控制增量的权重矩}$$

阵, 用于调节前轮转角和附加横摆力矩的平滑变化, 在本文, $\mathbf{R} = \begin{bmatrix} 50 & 0 & 0 \\ 0 & 10 \end{bmatrix}$; 为了防止出现无可行解的情况, 加入松弛因子 $\varepsilon (\varepsilon > 0)$; ρ 为 ε 的权重系数。需要说明的是, ψ_{ref} 和 Y_{ref} 为轨迹规划模块在当前时刻规划出的最优轨迹, 为已知量。以二自由度车辆模型作为参考模型, 则 $\dot{\psi}_{ref}$ 可表示为

$$\dot{\psi}_{ref} = \frac{(l_f + l_r) C_f C_r \dot{x}}{(l_f + l_r)^2 C_f C_r + m x^2 (l_f C_f - l_r C_r)} \delta_f \quad (20)$$

式中, C_f 和 C_r 分别为前、后轮胎的侧偏刚度。

将式(18)转化成标准二次型为

$$\min_{\Delta \mathbf{U}_t, \varepsilon} J(\xi(t), \mathbf{u}(t-1), \Delta \mathbf{U}(t)) = \min_{\Delta \mathbf{U}_t, \varepsilon} [\Delta \mathbf{U}(t)^T, \varepsilon] \mathbf{H}_t [\Delta \mathbf{U}(t)^T, \varepsilon]^T + \mathbf{G}_t [\Delta \mathbf{U}(t)^T, \varepsilon] \quad (21)$$

式中, $\Delta \mathbf{U}_t$ 为控制变量增量; $\mathbf{U}_t$ 为控制量; $\mathbf{H}_t = \begin{bmatrix} \boldsymbol{\Theta}_t^T \mathbf{Q} \boldsymbol{\Theta}_t & 0 \\ 0 & \rho \end{bmatrix}$; $\mathbf{G}_t = [2\mathbf{E}(t)^T \mathbf{Q} \boldsymbol{\Theta}_t]$; $\mathbf{E}(t) = -\mathbf{Y}_{ref}(t)$ 。

为了满足机械结构及运动条件约束, 需对优化目标函数以及系统部分状态施加约束条件。

设定控制增量约束和控制量约束分别为

$$\begin{cases} \Delta \mathbf{U}_{\min} \leq \Delta \mathbf{U}_t \leq \Delta \mathbf{U}_{\max} \\ \mathbf{U}_{\min} \leq \mathbf{A} \Delta \mathbf{U}_t + \mathbf{U}_t \leq \mathbf{U}_{\max} \end{cases} \quad (22)$$

系统输出约束为

$$\mathbf{y}_{\min} \leq \mathbf{y} \leq \mathbf{y}_{\max} \quad (23)$$

考虑行驶过程中的车辆稳定性, 对质心侧偏角

和侧向加速度限制为

$$\begin{cases} -12^\circ \leq \beta \leq 12^\circ & \text{良好路面} \\ -2^\circ \leq \beta \leq 2^\circ & \text{冰雪路面} \\ |a_y| \leq \mu g \end{cases} \quad (24)$$

利用二次规划(Quadratic program, QP)求解上述带约束的优化问题, 获得控制时域内最优控制增量序列为

$$\Delta \mathbf{U}_t = [\Delta \mathbf{u}(t), \Delta \mathbf{u}(t+1), \dots, \Delta \mathbf{u}(t+N_c-1)]^T \quad (25)$$

利用该序列中的第一个元素得到当前时刻最优控制量为

$$\begin{cases} \tilde{\mathbf{u}}(t) = \tilde{\mathbf{u}}(t-1) + \Delta \mathbf{u}(t) \\ \mathbf{u}(t) = \mathbf{u}_r(t) + [\mathbf{u}(t-1) - \mathbf{u}_r(t-1)] + \Delta \mathbf{u}(t) \end{cases} \quad (26)$$

把上述优化求解得到的前轮转角作为期望的前轮转角 δ_{fd} , 而附加横摆力矩 ΔM_z 则直接输入给下层转矩优化分配层。

2.2 滑模变结构前轮转角跟踪控制策略

差动转向的基本原理如图 3 所示, 由于主销偏移距 r_σ 的存在, 前轴左右两轮的纵向驱动力可绕着主销产生力矩 τ_{dsl} 和 τ_{dsr} , 通过控制左右两轮驱动转矩可产生差动力矩, 进而克服回正力矩产生前轮转向^[25]。

图 3 差动转向原理图

差动力矩 M_f' 为前轴两侧车轮纵向力绕各自主销所产生的力矩差, 可表示为

$$M_f' = \tau_{dsr} - \tau_{dsl} = (F_{xfr} - F_{xfl}) r_\sigma \cos \gamma \cos \sigma \quad (27)$$

式中, F_{xfr} 和 F_{xfl} 分别为前轴左、右两侧车轮的纵向力; r_σ 为主销偏移距; γ 为主销后倾角; σ 为主销内倾角。建立转向执行机构动力学模型为

$$J_{eff} \ddot{\delta}_f + b_{eff} \dot{\delta}_f = \tau_a + M_f' - \tau_f \quad (28)$$

式中, J_{eff} 和 b_{eff} 分别为转向执行机构的等效转动惯量和等效阻尼; τ_f 为转向执行机构摩擦阻力矩; τ_a 为左前轮和右前轮分别绕各自主销的回正力矩

之和。单个车轮绕主销的回正力矩是由轮胎与地面之间的侧向力、前轴重力及轮胎自身回正力矩构成的^[26], 其中轮胎侧向力产生的回正力矩为

$$\tau_{sy} = F_y \times r \sin \gamma \cos \sigma \quad (29)$$

前轴重力引起的绕主销的回正力矩为

$$\tau_{sz} = F_z \times \cos \gamma \sin \sigma \sin \delta_f \cos \sigma (r_\sigma + r \tan \sigma) \quad (30)$$

轮胎自身回正力矩绕主销方向的分量为

$$\tau_{zz} = M_z \times \cos \gamma \cos \sigma \quad (31)$$

式中, M_z 为轮胎自身回正力矩, 根据“魔术公式”轮胎模型可表示为

$$M_{zij} = D_z \sin \left\{ C_z \arctan \left[B_z \alpha - E_z (B_z \alpha - \arctan (B_z \alpha)) \right] \right\} \quad (32)$$

式中 $C_z = c_0$;

$$D_z = c_1 F_z^2 + c_2 F_z;$$

$$B_z = (c_3 F_z^2 + c_4 F_z) \exp(-c_5 F_z) / (C_z D_z);$$

$$E_z = c_6 F_z^2 + c_7 F_z + c_8.$$

$c_0 \sim c_8$ 为轮胎模型的拟合系数(具体数值见表 2)。

表 2 回正力矩魔术轮胎模型拟合参数

c_0	c_1	c_2	c_3	c_4
2.141	0.109	14.4	0.206	9.155
c_5	c_6	c_7	c_8	—
0.033 4	1.378×10^{-4}	-0.034 6	-6.815	—

为了验证上述回正力矩计算模型的准确性, 在不同车速的双移线工况下, 将利用上述公式计算得到的前轮绕主销的总回正力矩与车辆动力学仿真软件 CarSim 输出的总回正力矩进行对比, 结果如图 5 所示。

图 4 60 km/h 下的双移线工况

图 5 90 km/h 下的双移线工况

从图 4 和图 5 可以看出, 在车速为 60 km/h 时, 总回正力矩误差最大为 5.157 6 N·m; 在车速为 90 km/h 时, 总回正力矩误差最大为 9.145 9 N·m, 误差均较小, 从而验证了模型的准确性。

前轮转角的二阶导数和转向执行机构的摩擦阻力矩一般较小, 可看作有界扰动忽略不计。因此, 可将式(28)简化为

$$\dot{\delta}_f = \frac{1}{b_{eff}} (\tau_a + M_f') \quad (33)$$

为了有效跟踪模型预测控制器求解得到的期望前轮转角 δ_{fd} , 构造滑模面切换函数

$$s = \delta_{fd} - \delta_f \quad (34)$$

对滑模面微分可得

$$\dot{s} = \dot{\delta}_{fd} - \dot{\delta}_f = \dot{\delta}_{fd} - \frac{1}{b_{eff}} (\tau_a + M_f') \quad (35)$$

采用指数趋近律, 有

$$\dot{s} = -\varepsilon \operatorname{sgn}(s) - ks \quad \varepsilon > 0, k > 0 \quad (36)$$

结合式(30)可得

$$\dot{\delta}_{fd} - \frac{1}{b_{eff}} (\tau_a + M_f') = -\varepsilon \operatorname{sgn}(s) - ks \quad (37)$$

则滑模控制率为

$$M_f' = b_{eff} (\dot{\delta}_{fd} + \varepsilon \operatorname{sgn}(s) + ks) - \tau_a \quad (38)$$

为了抑制模型不确定性和外界干扰引起的抖振现象, 采用饱和函数 $\operatorname{sat}(s)$ 代替符号函数 $\operatorname{sgn}(s)$, 即

$$\operatorname{sat}(s) = \begin{cases} 1 & s > \Delta \\ -ks & |s| \leq \Delta \\ -1 & s < -\Delta \end{cases} \quad k = 1/\Delta \quad (39)$$

式中, Δ 为滑模面的边界层厚度。

为了验证提出的前轮转角跟踪控制策略的有效性, 利用 Matlab/Simulink 与 CarSim 搭建了联

合仿真平台, 设计了正弦前轮转角跟踪实验, 通过设置转向执行电机零力矩以模拟车辆完全丧失转向能力的情形。给定的期望前轮转角为 $\delta_{fd}=5\sin(t)$, 仿真车速为 60 km/h, 路面附着系数为 0.8, 仿真结果如图 6 和图 7 所示。

图 6 前轮转角曲线

图 7 前轴左右车轮输出转矩曲线

从图 6 和图 7 可以看出, 在转向失效的情况下, 可通过控制分配前轴左右两轮的驱动转矩形成差动力矩, 能够准确跟踪期望的前轮转角, 跟踪误差最大为 0.109 5 deg, 证明了前轮转角跟踪控制策略的有效性。

3 下层转矩优化分配控制器设计

下层转矩优化分配控制器通过优化分配四个车轮的驱动转矩实现上层求解得到的需求附加横摆力矩 ΔM_z 、差动力矩 M'_f 和车速跟随所需的纵向驱动力 F_{x_exp} , 可在保证上层轨迹跟踪精度的同时维持车辆的稳定性。本文以四个车轮轮胎的综合附着利用率最小化为优化目标, 以此提高车辆的稳定性裕度, 设计优化目标函数为

$$\min J = \min \sum_{ij=f_l, f_r, r_l, r_r} c_{ij} \frac{F_{xij}^2 + F_{yij}^2}{(\mu F_{zij})^2} \quad (40)$$

式中, c_{ij} 为各车轮对应的权重系数。由于轮胎的纵向力与侧向力在极限工况下存在耦合关系, 可通过减小轮胎纵向力提高侧向稳定力的裕度, 因此, 可将优化目标简化为

$$\min J = \min \sum_{ij=f_l, f_r, r_l, r_r} c_{ij} \frac{F_{xij}^2}{(\mu F_{zij})^2} \quad (41)$$

式中, F_{xij} 、 F_{zij} 和 μ 分别为四个车轮处的纵向力、垂向载荷和路面附着系数。

在满足上层附加横摆力矩、差动力矩和纵向力需求的同时, 考虑轮毂电机最大输出转矩和路面附着条件限制, 纵向力约束条件表示为

$$\begin{cases} F_{x1} + F_{x2} + F_{x3} + F_{x4} = F_{x_exp} \\ \frac{B_f}{2}(F_{x2} - F_{x1})\cos\delta_f + \frac{B_r}{2}(F_{x4} - F_{x3}) + \\ l_f(F_{x1} + F_{x2})\sin\delta_f = \Delta M_z \\ (F_{x2} - F_{x1})r_\sigma \cos\gamma \cos\sigma = M'_f \\ |F_{xi}| \leq \min[(\mu_i F_{zi}, T_{max}/r)] \end{cases} \quad (42)$$

式中, T_{max} 为轮毂电机最大输出转矩。

将上述优化问题以 L_2 范数形式表示为

$$\begin{aligned} \min & \|W_u u\|^2 + \gamma \|W_v (Bu - v)\|^2 \\ \text{s.t.} & u_{\min} \leq u \leq u_{\max} \end{aligned} \quad (43)$$

式中, $u = (F_{x1}, F_{x2}, F_{x3}, F_{x4})^T$; $v = (F_{exp}, \Delta M_z, M'_f)^T$;

$$B = \begin{bmatrix} 1 & 1 & 1 & 1 \\ -\frac{B_f \cos\delta_f}{2} + l_f \sin\delta_f & \frac{B_f \cos\delta_f}{2} + l_f \sin\delta_f & -\frac{B_r}{2} & \frac{B_r}{2} \\ -r_\sigma \cos\gamma \cos\sigma & r_\sigma \cos\gamma \cos\sigma & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

优化目标的第一部分以轮胎的纵向力最小化为优化目标以增加车辆稳定性裕度, 第二部分通过控制轮胎纵向力以满足上层目标控制力(力矩)的需求, 即 $Bu=v$;

$W_u = \text{diag}\left(\frac{c_1}{\mu_1 F_{z1}}, \frac{c_2}{\mu_2 F_{z2}}, \frac{c_3}{\mu_3 F_{z3}}, \frac{c_4}{\mu_4 F_{z4}}\right)$

为对角加权矩阵, 其中 c_i 用于调整车轮纵向力在优化目标函数中的权重系数; $W_v = \text{diag}(W_{vFexp}, W_{v\Delta M}, W_{vM'_f})$ 为对角加权矩阵, 用于确定目标控制力(力矩)的优先级; 考虑到容错控制的过程中轨迹跟踪精度及车辆动力学稳定性的优先级要高于车辆动力性, 通常设置 $W_{vM'_f}$ 和 $W_{v\Delta M}$ 的值大于 W_{vFexp} ; γ 为权重系数, 当权重系数较大时, 在约束

条件下优先满足 $\|Bu - v\|^2$ 。

轮毂电机所能输出的最大转矩为

$$F_{xi, \max} = \min(\mu_i F_{zi}, T_{\max} / r) \quad (44)$$

因此, 控制变量的边界条件可表示为

$$\begin{cases} \mathbf{u}_{\max} = (F_{x1, \max}, F_{x2, \max}, F_{x3, \max}, F_{x4, \max})^T \\ \mathbf{u}_{\min} = -\mathbf{u}_{\max} \end{cases} \quad (45)$$

将上述优化问题转化为凸二次规划问题并利用有效集法进行求解。

4 仿真验证

为了验证上述控制策略的有效性, 分别在不同车速下进行了换道与双移线工况仿真, 以验证控制策略在高速、大曲率道路条件下的控制效果。测试车辆主要参数如表 3 所示。

表 3 车辆参数

参数	数值
车辆整备质量 m/kg	1 250
横摆转动惯量 $I_z/(\text{kg}\cdot\text{m}^2)$	1 536.7
有效转向阻尼 $b_{\text{eff}}/[\text{N}\cdot\text{s}/(\text{m}\cdot\text{rad})^{-1}]$	12.8
前轴到质心距离 l_f/m	1.015
后轴到质心距离 l_r/m	1.895
车辆前轮轮距 B_f/m	1.495
车辆后轮轮距 B_r/m	1.525
车轮有效半径 r/m	0.325
路面附着系数 μ	0.8
前轮侧偏刚度 $C_f/(\text{N}\cdot\text{rad}^{-1})$	133 800
后轮侧偏刚度 $C_r/(\text{N}\cdot\text{rad}^{-1})$	125 400
主销后倾角 $\gamma/(\circ)$	3
主销内倾角 $\sigma/(\circ)$	13.5
主销偏移距 r_σ/m	0.075 5

4.1 仿真工况一: 高速换道工况

设置高速换道时丧失转向能力的仿真工况, 仿真结果如图 8 所示。从图 8a、8b 可以看出, 测试车辆以 100 km/h 的车速行驶于附着系数为 0.8 的平直路面上, 在转向未失效时, 线控转向执行机构直接跟踪上层控制器实时计算得到的期望前轮转角以实现轨迹跟踪。由于故障可能发生在车辆行驶过程中的任意时刻, 而本文提出的控制策略无需 FDI 提供的实时故障信息以及故障发生前后的切换控制, 因此, 随机设置在 2 s 时车辆发生转向失效浮动故障,

转向执行电机输出扭矩突变为 0。可以看到, 施加了容错控制的车辆仍可以精确跟踪期望的前轮转角, 而无控制的车辆前轮处于失控状态, 在回正力矩的作用下前轮转角逐渐变为 0。图 8c~8e 表明, 在车辆丧失转向能力时, 容错控制下的车辆仍能实现轨迹和期望横摆角速度的精确跟踪, 最大横向位置偏差和最大横摆角偏差分别为 0.052 1 m 和 $0.224 3^\circ$, 而无控制的车辆在转向失效后会驶离预期轨迹, 极易发生交通事故。从图 8f 可以看出, 前轮两侧车轮驱动转矩显著不同, 通过差动转向产生的前轮转角能够精确跟踪上层控制器输出的参考值, 同时施加直接横摆力矩控制, 保证车辆的横摆角速度跟踪期望值, 保证了车辆的稳定性。图 8g~8i 表明, 容错控制下的车辆质心侧偏角和侧向加速度均未超出约束范围, 且四个车轮轮胎负荷率均保持在 30% 以下, 车辆具有良好的稳定裕度。从图 8j 可以看出, MPC 控制器平均运算时间为 3.403 ms, 能够较好地满足控制器的实时性要求。

图 8 高速换道工况仿真结果

4.2 仿真工况二：中高速双移线工况

选取道路曲率较大的双移线工况进一步验证算法在大曲率道路条件下的有效性, 仿真结果如图 9 所示。从图 9a、9b 可以看出, 测试车辆以 60 km/h 的车速行驶于附着系数为 0.8 的平直路面上, 在转向未失效时, 线控转向执行机构同样能够直接跟踪上层控制器实时计算得到的期望前轮转角。随机设置在 3 s 时车辆发生转向失效浮动故障, 转向执行电机力矩突变为 0, 施加了容错控制的车辆仍可以精确跟踪期望的前轮转角, 而无控制的车辆前轮在回正力矩的作用下转角逐渐变为 0。图 9c~9e 表明, 在车辆丧失转向能力时, 容错控制下的车辆仍能实现轨迹和期望横摆角速度的精确跟踪, 最大横向位置偏差和最大横摆角偏差分别为 0.093 7 m 和 1.269 3°, 而无控制的车辆在转向失效后会驶离预期轨迹。从图 9f 可以看出, 前轮两侧车轮驱动转矩显著不同, 通过差动转向产生的前轮转角能够精确跟踪上层控制器输出的参考值, 同时施加直接横摆力矩控制, 保证车辆的横摆角速度跟踪期望值。图 9g、9h 表明, 容错控制下的车辆质心侧偏角和侧向加速度均保持在约束限值范围内, 尽管弯道处车辆侧向加速度超过了 0.4g, 但轨迹跟踪效果仍然较好, 证明了“魔术公式”轮胎模型在非线性区的有效性, 车辆具有良好的稳定性。图 9i 表明, 四个车轮轮胎负荷率较小, 可为车辆的稳定性控制提供足够的裕度。从图 9j 可以看出, MPC 控制器平均运算时间为 4.501 ms, 能够较好地满足控制器的实时性要求。

图 9 中高速双移线工况仿真结果

5 结论

针对四轮轮毂电机驱动智能电动汽车线控转向系统失效, 提出了一种基于差动转向和直接横摆力矩控制协同的主动容错控制方法。上层为轨迹跟踪控制器, 基于参考轨迹计算差动转矩和广义附加横摆力矩; 下层为转矩优化分配控制器, 以轮胎负荷率最小化目标实现转矩的优化分配。仿真结果表明, 在高速换道、双移线等紧急工况下, 本文提出的控制策略在不同车速和道路曲率下均具有良好的控制效果和实时性。

参考文献

- [1] 徐坤, 骆媛媛, 杨影, 等. 分布式电驱车辆状态感知与控制研究综述[J]. 机械工程学报, 2019, 55(22):

- 60-79.
- XU Kun, LUO Yuanyaun, YANG Ying, et al. Review on state perception and control for distributed drive electric vehicles[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2019, 55(22): 60-79.
- [2] 余卓平, 冯源, 熊璐. 分布式驱动电动汽车动力学控制发展现状综述[J]. 机械工程学报, 2013, 49(8): 105-114.
- YU Zhuoping, FENG Yuan, XIONG Lu. Review on vehicle dynamics control of distributed drive electric vehicle[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2013, 49(8): 105-114.
- [3] 王震坡, 丁晓林, 张雷. 四轮轮毂电机驱动电动汽车驱动防滑控制关键技术综述[J]. 机械工程学报, 2019, 55(12): 99-120.
- WANG Zhenpo, DING Xiaolin, ZHANG Lei. Overview on key technologies of acceleration slip regulation for four-wheel-independently-actuated electric vehicles[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2019, 55(12): 99-120.
- [4] DING S, LIU L, ZHENG W X. Sliding mode direct yaw-moment control design for in-wheel electric vehicles[J]. IEEE Transactions on Industrial Electronics, 2017, 64(8): 6752-6762.
- [5] WANG Z, ZHU J, ZHANG L, et al. Automotive ABS/DYC coordinated control under complex driving conditions[J]. IEEE Access, 2018, 6: 32769-32779.
- [6] 宗长富, 李刚, 郑宏宇, 等. 线控汽车底盘控制技术研究进展及展望[J]. 中国公路学报, 2013, 26(2): 160-176.
- ZONG Changfu, LI Gang, ZHENG Hongyu, et al. Study progress and outlook of chassis control technology for X-by-wire automobile[J]. China Journal of Highway and Transport, 2013, 26(2): 160-176.
- [7] 陈俐, 李雄, 程小宣, 等. 汽车线控转向系统研究进展综述[J]. 汽车技术, 2018, 2018(4): 23-34.
- CHEN Li, LI Xiong, CHENG Xiaoxuan, et al. Review on research progress of automobile steer-by-wire system[J]. Automobile Technology, 2018, 2018(4): 23-24.
- [8] HAYAMA R, HIGASHI M, KAWAHARA S, et al. Fault-tolerant automobile steering based on diversity of steer-by-wire, braking and acceleration[J]. Reliability Engineering & System Safety, 2010, 95(1): 10-17.
- [9] HUANG C, HUANG H, NAGHDY F, et al. Actuator fault tolerant control for steer-by-wire systems[J]. International Journal of Control, 2020(4): 1-17.
- [10] HUANG C, NAGHDY F, DU H, et al. Fault tolerant steer-by-wire systems: An overview[J]. Annual Reviews in Control, 2019, 47: 98-111.
- [11] 于蕾艳. 汽车线控转向系统容错和故障诊断技术综述[J]. 重庆交通大学学报, 2015, 34(5): 165-169.
- YU Leiyan. Fault tolerant and fault diagnosis technologies of automobile steer-by-wire system[J]. Journal of Chongqing Jiaotong University, 2015, 34(5): 165-169.
- [12] HUANG C, NAGHDY F, DU H. Fault tolerant sliding mode predictive control for uncertain steer-by-wire system[J]. IEEE Transactions on Cybernetics, 2019, 49(1): 261-272.
- [13] HUANG C, NAGHDY F, DU H. Delta operator-based fault estimation and fault-tolerant model predictive control for steer-by-wire systems[J]. IEEE Transactions on Control Systems Technology, 2018, 26(5): 1-8.
- [14] 章仁燮, 熊璐, 余卓平. 智能汽车转向轮转角主动控制[J]. 机械工程学报, 2017, 53(14): 106-113.
- ZHANG Renxie, XIONG Lu, YU Zhuoping. Active steering angle control for intelligent vehicle[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2017, 53(14): 106-113.
- [15] ITO A, HAYAKAWA Y. Design of fault tolerant control system for electric vehicles with steer-by-wire and in-wheel motors[J]. IFAC Proceedings Volumes, 2013, 46(21): 556-561.
- [16] WADA N, FUJII K, SAEKI M. Reconfigurable fault-tolerant controller synthesis for a steer-by-wire vehicle using independently driven wheels[J]. Vehicle System Dynamics, 2013, 51(9): 1438-1465.
- [17] 罗禹贡, 陈锐, 胡云. 分布式电驱动车辆线控转向系统 MFAC 主动容错控制[J]. 机械工程学报, 2019, 55(22): 131-139.
- LUO Yugong, CHEN Rui, HU Yun. Active fault-tolerant control based on MFAC or 4WID EV with steering by wire system[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2019, 55(22): 131-139.
- [18] 余卓平, 冷搏. 分布式驱动电动汽车的差动助力转向控制[J]. 汽车工程, 2017, 39(3): 243-248.
- YU Zhuoping, LENG bo. Differential assisted steering control for distributeddd drive electric vehicles[J]. Automotive Engineering, 2017, 39(3): 243-248.
- [19] WANG, J, LUO, Z, WANG, Y, et al. Coordination control of differential drive assist steering and vehicle stability control for four-wheel-independent-drive EV[J]. IEEE Transactions on Vehicular Technology, 2018, 67(12): 11453-11467.
- [20] CHEN T, XU X, LI Y, et al. Speed-dependent coordinated control of differential and assisted steering for in-wheel motor driven electric vehicles[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part D Journal of Automobile Engineering, 2018, 232(9): 1206-1220.
- [21] HU C, WANG R, YAN F, et al. Differential steering based yaw stabilization using ISMC for independently actuated electric vehicles[J]. IEEE Transactions on Intelligent Transportation Systems, 2018, 19(2): 627-638.

- [22] 龚建伟, 姜岩, 徐威. 无人驾驶车辆模型预测控制[M]. 北京: 北京理工大学出版社, 2014.
- GONG Jianwei, JIANG Yan, XU Wei. Model predictive control for self-driving vehicles[M]. Beijing: Beijing Institute of Technology Press, 2014.
- [23] HANS P. Tyre and vehicle dynamics[M]. Oxford: Butterworth-Heinemann, 2002.
- [24] 卢少波. 汽车底盘关键子系统及其综合控制策略研究[D]. 重庆: 重庆大学, 2009.
- LU Shaobo. Study on vehicle chassis key subsystems and its integrated control strategy[D]. Chongqing: Chongqing University, 2009.
- [25] 景晖. 基于差动转向的分布式直驱电动汽车鲁棒控制方法研究[D]. 南京: 东南大学, 2017.
- JING Hui. Robust control for four-wheel independently actuated electric vehicles based on differential steering[D]. Nanjing: Southeast University, 2017.
- [26] 王庆年, 王军年, 靳立强, 等. 用于电动轮驱动汽车的差动助力转向[J]. 吉林大学学报, 2009, 39(1): 1-6.
- WANG Qingnian, WANG Junnian, JIN Liqiang, et al. Differential assisted steering applied on electric vehicle with electric motored wheels[J]. Journal of Jinlin University, 2009, 39(1): 1-6.
-
- 作者简介: 张雷, 男, 1987 年出生, 博士, 副教授, 博士研究生导师。主要研究方向为智能网联新能源汽车整车动力学控制及储能系统管理技术等。
- E-mail: lei_zhang@bit.edu.cn
- 王子浩, 男, 1996 年出生。主要研究方向为分布式驱动电动汽车动力学控制。
- E-mail: 534278371@qq.com
- 孙逢春, 男, 1958 年出生, 博士, 教授, 博士研究生导师, 中国工程院院士。
- E-mail: sunfch@bit.edu.cn
- 王震坡(通信作者), 男, 1976 年出生, 博士, 教授, 博士研究生导师。主要研究方向为电动汽车动力学理论与控制以及车用锂离子动力电池成组理论与技术。
- E-mail: wangzhenpo@bit.edu.cn