

# 基于非奇异快速终端滑模控制的电动汽车转向失效容错协同控制研究\*

刘轩江 林菜 王天成 马洪旺

(南京航空航天大学能源与动力学院,南京 210016)

**【摘要】**针对分布式驱动电动汽车在转向系统失效无法准确跟踪期望轨迹的问题,提出了一种考虑转向失效后车辆稳定性与轨迹跟踪的容错协同控制策略。首先分别基于模型预测控制和滑模控制计算期望前轮转角和附加横摆力矩;其次,针对转向系统失效故障,基于非奇异快速终端滑模控制设计了前轮转角跟踪控制器,求解实现期望转角所需的差动转向力矩;然后,以轮胎负荷率和控制量误差最小化为优化目标,基于二次规划算法实现轮胎力分配。最后,分别在中速高附着系数和高速低附着系数两种工况下进行仿真试验,结果表明,所提出的容错控制策略在转向系统失效后仍能使车辆稳定跟踪期望轨迹,具有良好的控制效果。

**关键词:**分布式电驱动汽车 差动转向 容错控制 非奇异终端滑模 轮胎力分配

**中图分类号:**U462.3\*5 **文献标志码:**A **DOI:** 10.19620/j.cnki.1000-3703.20240873

## Fault-Tolerant Cooperative Control Based on NFTSMC for Electric Vehicles under Steering System Failure

Liu Xuanjiang, Lin Fen, Wang Tiancheng, Ma Hongwang

(College of Energy and Power Engineering, Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016)

**【Abstract】**To address the problem that distributed-drive electric vehicles cannot accurately track the desired trajectory after steering system failure, this paper proposes a fault-tolerant control strategy that considers vehicle stability and trajectory tracking after steering failure. Firstly, the desired front wheel angle and additional transverse moment are calculated based on model prediction control and sliding mode control, respectively. Then, for the steering system failure fault, a front wheel angle tracking controller is designed based on non-singular terminal sliding mode control to solve the differential steering moment required to achieve the desired angle. Secondly, with the optimization objectives of minimizing the tire loading rate and the control volume error, the tire force distribution is realized based on the quadratic programming algorithm. Finally, simulation tests are carried out under two working conditions of medium-speed high adhesion coefficient and high-speed low adhesion coefficient respectively, and the results show that the proposed fault-tolerant control strategy can still make the vehicle track the desired trajectory stably after the steering system fails, and it has good control effect.

**Key words:** Distributed drive electric vehicle, Differential steering, Fault-Tolerant Control (FTC), Non-Singular Terminal Sliding Mode Control (NTSMC), Tire force distribution

**【引用格式】**刘轩江,林菜,王天成,等.基于非奇异快速终端滑模控制的电动汽车转向失效容错协同控制研究[J].汽车技术,2025(4):10-19.

LIU X J, LIN F, WANG T C, et al. Fault-Tolerant Cooperative Control Based on NFTSMC for Electric Vehicles under Steering System Failure[J]. Automobile Technology, 2025(4): 10-19.

## 1 前言

近年来,分布式电驱动汽车因其高传动效率、高集成度和电机快速响应等优势,受到广泛关注<sup>[1]</sup>。通过对

四个轮毂电机的单独控制,可实现多种主动安全技术<sup>[2-3]</sup>。此外,线控转向系统利用转向电机实现高精度的主动转向控制,是汽车工业的重要革新<sup>[4]</sup>。然而,线控转向系统的多执行器结构增加了故障发生的概率<sup>[5]</sup>。

\*基金项目:国家自然科学基金项目(52272397);南京航空航天大学研究生科研与实践创新计划(xcxjh20230207)。

通信作者:林菜(1980—),博士,副教授,硕士研究生导师,主要研究方向为车辆动力学与控制、安全车轮设计理论与方法,flin@nuaa.edu.cn。

因此,智能车辆的容错控制,特别是针对转向系统故障的研究,成为车辆控制领域的重要发展方向<sup>[6]</sup>。

随着轮毂电机技术的进步,分布式驱动系统与线控转向系统的结合赋予电动汽车过驱动特性,为转向容错控制提供了新的思路。通过分布式电驱动对线控转向进行补偿,提升了车辆的转向容错能力,不同文献提出了不同的策略:文献[7]基于线控转向的辅助与容错控制策略,通过人机共驾在复杂执行器状态下提供辅助控制,确保转向失效后的稳定性;文献[8]通过转向与驱动系统的协同工作机制,实现在不增加系统冗余的情况下的容错功能,确保了转向失效后的稳定性。针对控制系统的复杂性,文献[9]提出了基于数据驱动的无模型自适应滑模控制算法,可计算出维持车辆稳定性和转向能力所需的补偿力矩,确保转向失效后的轨迹跟踪。然而,这些方法主要聚焦于将转向失效问题转化为横向运动跟踪控制问题,未能充分考虑故障车辆的路径跟踪与横摆稳定性的协同控制。

为确保车辆在转向失效的情况下仍能跟踪期望轨迹,本文以配备线控前轮转向系统的分布式电驱动汽车为研究对象,提出一种基于差动转向与直接横摆力矩协同的分层式容错控制策略。该策略上层为运动控制层,将模型预测控制(Model Predictive Control, MPC)与滑模控制相结合,实现转向故障下的轨迹跟踪与稳定性协同控制;下层为轮胎力分配层,以最小化轮胎负荷率和控制量误差为目标函数,进行轮胎力分配。最后,利用Carsim与Simulink进行联合仿真,并在不同工况下验证所提出控制方法的有效性。

## 2 车辆模型

### 2.1 七自由度车辆动力学模型

本文车辆容错控制策略主要考虑车辆的横向、纵向、横摆和四个车轮的回转运动,不考虑车辆侧倾、俯仰等运动,建立七自由度车辆动力学模型<sup>[10]</sup>,如图1所示。

根据牛顿第二定律,得到该车辆动力学模型运动平衡方程:

$$\begin{cases} m(\dot{v}_x - v_y \gamma) = (F_{xfl} + F_{xfr}) \cos \delta_f - (F_{yfl} + F_{yfr}) \sin \delta_f + F_{xrl} + F_{xrr} \\ m(\dot{v}_y + v_x \gamma) = (F_{xfl} + F_{xfr}) \sin \delta_f + (F_{yfl} + F_{yfr}) \cos \delta_f + F_{yrl} + F_{yrr} \\ I_z \dot{\gamma} = (F_{xrr} - F_{xrl}) \frac{d_r}{2} - (F_{yrl} + F_{yrr}) l_r + \\ \quad [(F_{xfr} + F_{xfl}) \sin \delta_f + (F_{yfl} + F_{yfr}) \cos \delta_f] l_f + \\ \quad [(F_{xfr} - F_{xfl}) \cos \delta_f + (F_{yfl} - F_{yfr}) \sin \delta_f] \frac{d_f}{2} \end{cases} \quad (1)$$

式中: $m$ 为整车质量; $v_x$ 和 $v_y$ 分别为车辆纵向和横向速度; $\gamma$ 为横摆角速度; $l_f$ 和 $l_r$ 分别为质心到车辆前轴和后轴的距离; $d_f$ 和 $d_r$ 分别为前、后轴轮距; $I_z$ 为横摆转动惯量; $F_{xij}$ 和 $F_{yij}$ 分别为车辆坐标系下车轮纵向力和横向力, $ij = fl, fr, rl, rr$ 分别为左前轮、右前轮、左后轮和右后轮; $X_{ij}$ 和 $Y_{ij}$ 分别为轮胎坐标系下车轮纵向力和横向力; $\delta_f$ 为主动前轮转角。

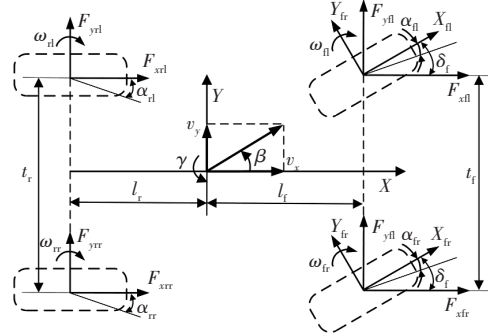


图1 七自由度车辆动力学模型

### 2.2 车轮动力学模型

为对车轮旋转运动进行准确描述,建立了如图2所示的车轮动力学模型,车轮转矩平衡方程可表示为:

$$J_w \dot{\omega}_{ij} = T_{ij} - X_{ij} R_{ij} - F_{zij} f_w R_{ij} \quad (2)$$

式中: $J_w$ 为轮胎转动惯量, $\omega_{ij}$ 为各车轮旋转角速度, $T_{ij}$ 为各轮毂电机输出的驱/制动力矩, $F_{zij}$ 为各车轮所受垂向力, $R_{ij}$ 为各车轮滚动半径, $f_w$ 为轮胎与路面的滚动阻力系数。

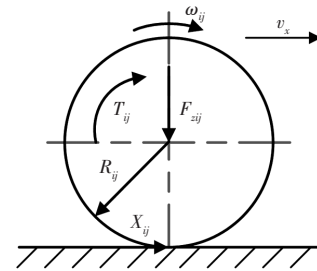


图2 车轮动力学模型

各车轮所受的垂向力可通过如下公式进行计算:

$$\begin{cases} F_{zfl} = \frac{m}{l_f + l_r} \left( \frac{l_r g}{2} - \frac{a_x h}{2} - \frac{a_y h l_r}{d_f} \right) \\ F_{zfr} = \frac{m}{l_f + l_r} \left( \frac{l_r g}{2} - \frac{a_x h}{2} + \frac{a_y h l_r}{d_f} \right) \\ F_{zrl} = \frac{m}{l_f + l_r} \left( \frac{l_r g}{2} + \frac{a_x h}{2} - \frac{a_y h l_f}{d_r} \right) \\ F_{zrr} = \frac{m}{l_f + l_r} \left( \frac{l_r g}{2} + \frac{a_x h}{2} + \frac{a_y h l_f}{d_r} \right) \end{cases} \quad (3)$$

式中: $h$ 为车辆的质心高度, $a_x$ 和 $a_y$ 分别为车辆的纵向加速度和侧向加速度。

### 2.3 机械弹性电动轮模型

本文选用如图3所示的机械弹性电动轮模型代替Carsim中的轮胎模型,该车轮主要包括铰链组、卡环、弹性环、橡胶层、轮毂和轮毂电机。结合该车轮的力学特性,选用魔术公式轮胎模型对车轮进行分析<sup>[11]</sup>。

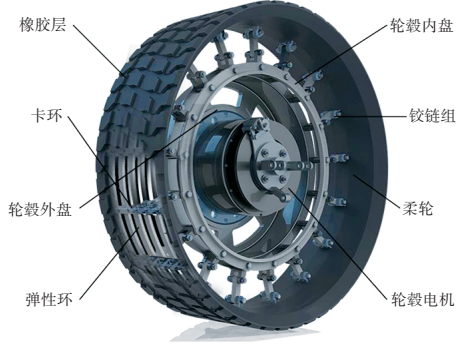


图3 机械弹性电动轮结构

轮胎纵向力可以表示为:

$$F_x = D_x \sin\{C_x \arctan[B_x \lambda - E_x(B_x \lambda - \arctan(B_x \nu))]\} \quad (4)$$

式中: $F_x$ 为轮胎纵向力, $\nu$ 为滑移率, $B_x$ 、 $C_x$ 、 $D_x$ 、 $E_x$ 为轮胎力学特性参数。

轮胎侧向力可以表示为:

$$F_y = D_y \sin\{C_y \arctan[B_y \alpha - E_y(B_y \alpha - \arctan(B_y \alpha))]\} \quad (5)$$

式中: $F_y$ 为轮胎侧向力, $\alpha$ 为轮胎侧偏角, $B_y$ 、 $C_y$ 、 $D_y$ 、 $E_y$

为轮胎力学特性参数。

### 2.4 轮胎回正力矩半经验模型

本文在获取差动转向力矩时需要计算轮胎回正力矩,为此,需要建立线控转向系统轮胎回正力矩半经验模型。

轮胎总回正力矩可表示为<sup>[12]</sup>:

$$\tau_a = \tau_{zv} + \tau_A = \frac{mv_x^2 l_r}{l^2 + mv_x^2 \frac{C_{cr} l_x - C_{cf} l_f}{C_{cr} C_{cf}}} \xi \delta_f + \frac{F_z D}{2} \sin(2\sigma) \delta_f \quad (6)$$

式中: $\tau_{zv}$ 为轮胎拖距产生的回正力矩, $l$ 为车辆轴距, $C_{cf}$ 和 $C_{cr}$ 分别为前、后轮侧偏刚度, $\xi$ 为轮胎拖距, $\tau_A$ 为主销内倾或内移产生的回正力矩, $F_z$ 为垂向力, $D$ 为主销内移量, $\sigma$ 为主销内倾角。

## 3 分层控制器设计

提出一种转向系统容错分层控制策略,如图4所示。其中上层为运动控制层,下层为轮胎力分配层。上层运动控制层包括4个部分:基于MPC的路径跟踪控制器,基于PID的纵向力控制器,基于滑模控制的横摆力矩控制器和基于非奇异快速终端滑模控制(Nonsingular Fast Terminal Sliding Mode Control, NFTSMC)的前轮转角跟踪控制器。下层轮胎力分配层采用二次规划算法实现四轮转矩分配,以保证车辆稳定行驶。

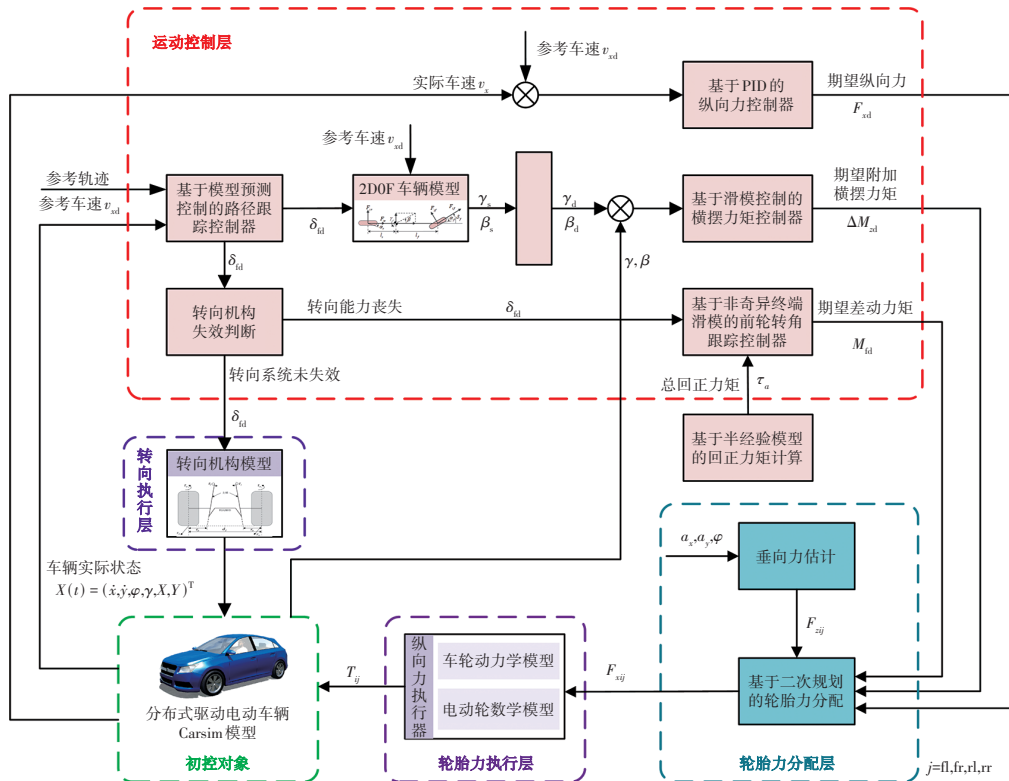


图4 转向失效容错分层控制策略

### 3.1 运动控制层

#### 3.1.1 基于MPC的轨迹跟踪控制

选择图5所示的三自由度车辆模型<sup>[13]</sup>进行轨迹跟踪控制器设计,基于前轮转角小角度假设,可将车辆动力学模型写为:

$$\begin{cases} m\dot{v}_x = mv_y\gamma + 2C_{lf}\lambda_f + 2C_{lr}\lambda_r \\ m\dot{v}_y = -mv_x\gamma + 2C_{cf}(\delta_f - \frac{v_y + l_f\gamma}{v_x}) + 2C_{cr}(\frac{l_r\gamma - v_y}{v_x}) \\ \dot{\phi} = \dot{\phi} \\ I_z\dot{\gamma} = 2l_fC_{cf}(\delta_f - \frac{v_y + l_f\gamma}{v_x}) - 2l_rC_{cr}(\frac{l_r\gamma - v_y}{v_x}) \\ \dot{X} = \dot{x}\cos\phi - \dot{y}\sin\phi \\ \dot{Y} = \dot{x}\sin\phi + \dot{y}\cos\phi \end{cases} \quad (7)$$

式中: $F_{xf}$ 和 $F_{xr}$ 分别为车辆前、后轴受到的纵向力, $F_{yf}$ 和 $F_{yr}$ 分别为前、后轴受到的侧向力, $\phi$ 为横摆角, $C_{lf}$ 和 $C_{lr}$ 分别为前、后轮纵向刚度, $C_{cf}$ 和 $C_{cr}$ 分别为前、后轮侧偏刚度, $\lambda_f$ 和 $\lambda_r$ 分别为前、后轮滑移率, $X$ 和 $Y$ 分别为车辆在惯性坐标系中的纵向和横向位置。

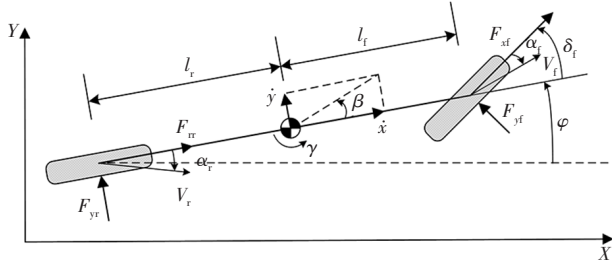


图5 三自由度车辆模型

将式(7)写成状态空间方程形式:

$$\begin{cases} \dot{\phi}(t) = f[\phi(t), u(t)] \\ y = C\phi(t) \end{cases} \quad (8)$$

式(8)所示的连续系统的线性化和离散化过程参见文献<sup>[13]</sup>。

设MPC控制器的预测时域为 $N_p$ ,控制时域为 $N_c$ ,且 $N_c \leq N_p$ ,则根据系统的状态量及控制增量,得到系统在预测时域内的输出量,并以矩阵形式表示为<sup>[13]</sup>:

$$Y(t) = \psi(t)x(t) + \Theta(t)\Delta U(t) \quad (9)$$

式中: $t$ 为时域, $Y(t)$ 为预测时域内的输出量, $x(t)$ 为系统当前的状态量, $\Delta U(t)$ 为控制时域内的控制增量, $\psi(t)$ 和 $\Theta(t)$ 为系统参量。

得到系统输出量后,需要设计优化目标函数以获取当下系统控制增量 $\Delta U(t)$ 。优化目标函数应使系统输出量与参考量之间的误差最小,另外,由于前轮转角变化率过大会降低车辆稳定性,因此在优化目标函数设计中应将控制增量纳入考虑。本文将优化目标函数设计如下<sup>[14]</sup>:

$$\min \left( \sum_{i=1}^{N_p} \|\mathfrak{D}(t+i|t) - \mathfrak{D}_{ref}(t+i|t)\|_Q^2 + \sum_{i=0}^{N_c-1} \|\Delta u(t+i|t)\|_R^2 + \chi\kappa^2 \right) \quad (10)$$

式中: $t$ 为时间; $\kappa$ 为松弛因子,以应对目标函数求解时可能出现无可解的情况; $\mathfrak{D}_{ref}(t+i|t)$ 为系统参考输出向量; $Q$ 、 $R$ 和 $\chi$ 分别为跟踪精度、控制增量和松弛因子项的权重。

将目标函数简化为二次型<sup>[14]</sup>:

$$\begin{cases} \min J(\phi(t), u(t-1), \Delta U(t)) = \\ \min \{ [\Delta U(t)]^T, \kappa \}^T H_t [\Delta U(t)]^T, \kappa \} + G_t [\Delta U(t)]^T, \kappa \} \end{cases} \quad (11)$$

式中: $\phi$ 为系统的状态量, $H_t = \begin{bmatrix} \Theta_t^T Q \Theta_t & 0 \\ 0 & \chi \end{bmatrix}$ , $G_t = [2e_t^T Q \Theta_t \quad 0]$ , $e_t$ 为系统跟踪误差。

控制量和控制增量约束可以表示如下:

$$\begin{cases} U_{\min} \leq Q_1 \Delta U_t + U_t \leq U_{\max} \\ \Delta U_{\min} \leq \Delta U_t \leq \Delta U_{\max} \end{cases} \quad (12)$$

式中: $U_{\max}$ 和 $U_{\min}$ 分别为控制量的上、下限, $\Delta U_{\max}$ 和 $\Delta U_{\min}$ 分别为控制增量的上、下限。

将车辆前轮转角及其增量约束条件设置为:

$$\begin{cases} -10^\circ \leq \delta_f \leq 10^\circ \\ -5^\circ \leq \Delta \delta_f \leq 5^\circ \end{cases} \quad (13)$$

系统输出约束为:

$$y_{\min} \leq y \leq y_{\max} \quad (14)$$

式中: $y$ 为系统输出; $y_{\max}$ 、 $y_{\min}$ 分别为系统输出约束的上、下限。

松弛因子约束条件设置为:

$$0 \leq \kappa \leq 8 \quad (15)$$

车辆横摆角速度与质心侧偏角的约束为:

$$\begin{cases} |\gamma| \leq \frac{\mu g}{v_x} \\ |\beta| \leq \mu g \left( \frac{ml_f}{C_{cf}l} + \frac{l_r}{v_x^2} \right) \end{cases} \quad (16)$$

式中: $\mu$ 为路面附着系数。

利用二次规划算法,在上述约束条件下求解优化目标函数,得到控制时域内的最优控制增量序列:

$$\Delta U_t = [\Delta u(t), \Delta u(t+1), \dots, \Delta u(t+N_c-1)]^T \quad (17)$$

因此,当前时刻前轮转角最优控制量可以表示为:

$$\begin{cases} \tilde{u}(t) = \tilde{u}(t-1) + \Delta u(t) \\ u(t) = u_r(t) + [u(t-1) - u_r(t-1)] + \Delta u(t) \end{cases} \quad (18)$$

在每个采样时刻,控制器重复上述步骤即可得到当前时刻的车辆前轮转角期望值,进而控制车辆跟踪期望轨迹。

### 3.1.2 基于滑模控制的附加横摆力矩控制

设计车辆附加横摆力矩控制器时联合控制质心侧偏角和横摆角速度可在更大程度上提高车辆行驶稳定性。

横摆角速度和质心侧偏角与其参考值之间的误差为:

$$\begin{cases} e_\gamma = \gamma - \gamma_d \\ e_\beta = \beta - \beta_d \end{cases} \quad (19)$$

式中: $\gamma$ 为横摆角速度, $\gamma_d$ 为参考横摆角速度, $e_\gamma$ 为横摆角速度误差, $\beta$ 为质心侧偏角, $\beta_d$ 为参考质心侧偏角, $e_\beta$ 为质心侧偏角误差。

横摆角速度和质心侧偏角的参考值可由二自由度车辆模型得到:

$$\begin{cases} \gamma_d = \frac{v_x l}{1 + K v_x^2} \delta_{tr}, K = \frac{m}{l^2} \left( \frac{l_f}{C_{cr}} - \frac{l_r}{C_{cr}} \right) \\ \beta_d = \frac{v_x^2 \delta_{tr} l}{1 + K v_x^2} \left( \frac{m l_f}{C_{cr} l} + \frac{l_r}{v_x^2} \right) = \gamma_d v_x \left( \frac{m l_f}{C_{cr} l} + \frac{l_r}{v_x^2} \right) \end{cases} \quad (20)$$

式中: $K$ 为稳定性因数。

定义如下滑模面并对其求导可得:

$$s = e_\gamma + c e_\beta \quad (21)$$

$$\dot{s} = \dot{\gamma} - \dot{\gamma}_d + c(\dot{\beta} - \dot{\beta}_d) \quad (22)$$

式中: $s$ 为滑模面, $c$ 为滑模面系数。

为提高控制器的收敛速度,本文采用如下指数趋近律:

$$\dot{s} = -k_1 s - k_2 \operatorname{sgn}(s) \quad (23)$$

式中: $k_1$ 和 $k_2$ 均为正常数。

由式(1)可得:

$$\begin{cases} M_z = \frac{d_f \sin \delta_{fl}}{2} (F_{yfl} - F_{yfr}) + l_f \cos \delta_{fl} (F_{yfl} + F_{yfr}) - \\ \quad l_r (F_{yrl} + F_{yrr}) + \Delta M_z \\ \Delta M_z = l_f \sin \delta_{fl} (F_{xfl} + F_{xfr}) + \frac{d_f \cos \delta_{fl}}{2} (F_{xfr} - F_{xfl}) + \\ \quad \frac{d_r}{2} (F_{xrr} - F_{xrl}) \end{cases} \quad (24)$$

式中: $M_z$ 为实际横摆力矩, $d_f, d_r$ 分别为前、后轮轮距。

将式(24)代入式(22)可得:

$$\begin{aligned} \dot{s} = & \frac{1}{I_z} \left[ \frac{d_f \sin \delta_{fl}}{2} (F_{yfl} - F_{yfr}) + l_f \cos \delta_{fl} (F_{yfl} + F_{yfr}) \right] - \\ & \frac{1}{I_z} \left[ l_r (F_{yrl} + F_{yrr}) + \Delta M_z \right] - \dot{\gamma}_d + c(\dot{\beta} - \dot{\beta}_d) \end{aligned} \quad (25)$$

联立式(23)和式(25),可以得到横摆运动的控制律:

$$\begin{aligned} \Delta M_{zd} = & I_z \left[ \dot{\gamma}_d + c(\dot{\beta} - \dot{\beta}_d) - k_1 s - k_2 \operatorname{sgn}(s) \right] + \\ & l_f \cos \delta_{fl} (F_{yfl} + F_{yfr}) - l_r (F_{yrl} + F_{yrr}) - \\ & \frac{d_f \sin \delta_{fl}}{2} (F_{yfl} - F_{yfr}) \end{aligned} \quad (26)$$

式中: $\Delta M_{zd}$ 为横摆运动控制律。

对系统进行稳定性判定,构造如下的李雅普诺夫(Lyapunov)函数:

$$V_{(s)} = \frac{1}{2} s^2 \quad (27)$$

对上式求导,并将式(23)代入,可以得到:

$$\dot{V}_{(s)} = s \dot{s} = -s [k_1 s + k_2 \operatorname{sgn}(s)] = -2k_1 V_{(s)} - \sqrt{2V_{(s)}} k_2 \quad (28)$$

式中: $k_1 > 0$ ,且 $V_{(s)} = s^2/2 \geq 0$ ,因此 $-2k_1 V_{(s)} \leq 0$ ;  $k_2 > 0$ ,  $V_{(s)}^{1/2} \geq 0$ ,因此 $-\sqrt{2V_{(s)}} k_2 \leq 0$ 。

故该Lyapunov函数的导数 $\dot{V}_{(s)} \leq 0$ ,证明该滑模系统稳定且可在有限时间内收敛<sup>[15]</sup>。

此外,为消除系统抖振,本文采用如下连续有界的双曲正切函数 $\tanh(s)$ 代替符号函数 $\operatorname{sgn}(s)$ ,双曲正切函数的平滑特性可有效减弱系统抖振:

$$\tanh(s) = \frac{\sinh(s)}{\cosh(s)} = \frac{e^s - e^{-s}}{e^s + e^{-s}} \quad (29)$$

替代后的车辆横摆运动控制律更改为:

$$\begin{aligned} \Delta M_{zd} = & I_z \left[ \dot{\gamma}_d + c(\dot{\beta} - \dot{\beta}_d) - k_1 s - k_2 \tanh(s) \right] + \\ & l_f \cos \delta_{fl} (F_{yfl} + F_{yfr}) - l_r (F_{yrl} + F_{yrr}) - \\ & \frac{d_f \sin \delta_{fl}}{2} (F_{yfl} - F_{yfr}) \end{aligned} \quad (30)$$

由于 $\tanh(s)$ 的正负情况与 $\operatorname{sgn}(s)$ 相同,不会改变 $\dot{V}_{(s)}$ 的正负,所以对系统稳定性不会造成影响。

### 3.1.3 基于PID的纵向力控制

根据车速的参考模型,本文采用PID控制方法求解车辆维持期望车速所需的纵向合力<sup>[16]</sup>。

定义实际车速 $v_x$ 与期望车速 $v_{xd}$ 之间的误差为 $e_v(t)$ :

$$e_v(t) = v_x - v_{xd} \quad (31)$$

则期望纵向合力可表示为:

$$F_{xd} = K_p e_v(t) + K_i \int e_v(t) dt + K_D \frac{de_v(t)}{dt} \quad (32)$$

式中: $K_p, K_i$ 和 $K_D$ 分别为比例、积分和微分系数。

根据式(32)观察车速的误差值,不断地调整比例、积分和微分系数的参数值,最后可以获得理想的纵向速度跟踪效果。

### 3.1.4 基于非奇异终端滑模的前轮转角跟踪控制

图6为车辆差动转向示意,由于转向系统中存在主销偏移距 $r_\sigma$ ,车辆行驶过程中前轴两轮的驱动力会绕主销产生两个方向相反的力矩 $\tau_1$ 和 $\tau_r$ ,分布式驱动汽车由于驱动力独立可控,可使 $\tau_1$ 和 $\tau_r$ 不等,这种差动力矩可以克服回正力矩、转向执行机构摩擦阻力矩等控制前轮偏转,使车辆转向。本节采用NFTSMC进行前轮转角跟踪控制,相较于传统滑模控制,NFTSMC通过设计合理

的滑模面和控制律可以避免奇异性并确保快速收敛,减少外界干扰的影响。

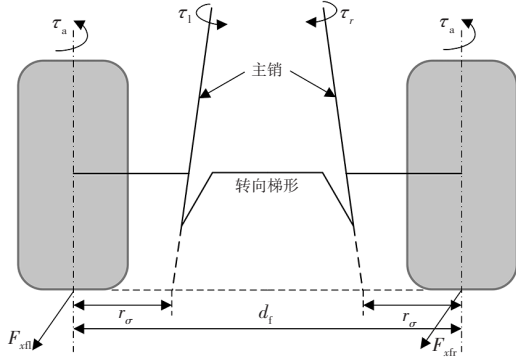


图6 差动转向示意

前轴两驱动电机输出驱动力绕主销产生的差动力矩  $M_f$  可以表示为<sup>[14]</sup>:

$$M_f = \tau_r - \tau_l = (F_{xfr} - F_{xfl})r_a \cos \varpi \cos \sigma \quad (33)$$

式中:  $\tau_l$  和  $\tau_r$  分别为左前轮和右前轮纵向力绕主销产生的力矩,  $r_a$  为主销偏移距,  $\varpi$  为主销后倾角,  $\sigma$  为主销内倾角。

建立转向执行机构动力学模型:

$$J_{ef} \ddot{\delta}_f + b_{ef} \dot{\delta}_f = \tau_a + M_f - \tau_f \quad (34)$$

式中:  $J_{ef}$  为转向执行机构的等效转动惯量,  $b_{ef}$  为转向执行机构的等效阻尼,  $\tau_a$  为前轴两轮绕主销的回正力矩之和,  $\tau_f$  为转向执行机构的摩擦阻力矩。

由于前轮转角的二阶导数  $\ddot{\delta}_f$  和摩擦阻力矩  $\tau_f$  较小, 进行控制器设计时可忽略不计, 因此式(34)可以简化为:

$$\dot{\delta}_f = \frac{1}{b_{ef}} (\tau_a + M_f) \quad (35)$$

在车辆转向能力丧失后, 为使车辆系统能够以更快的收敛速度跟踪期望前轮转角, 采用NFTSMC设计前轮转角跟踪策略。定义如下状态方程:

$$\begin{cases} \dot{x}_1 = \delta_{fd} - \delta_f \\ \dot{x}_2 = \dot{x}_1 = \dot{\delta}_{fd} - \dot{\delta}_f \end{cases} \quad (36)$$

式中:  $x_1, x_2$  为状态变量。

为简化计算, 设计非奇异快速终端滑模面为<sup>[17]</sup>:

$$s = cx_1 + \frac{1}{k_s} x_1^{\frac{h_1}{h_2}} + x_2 \quad (37)$$

式中:  $c, k_s$  为正实数,  $h_1, h_2$  均为奇数, 且  $1 < h_1/h_2 < 2$ , 可以有效解决对滑模面求导时指数项为负而出现的奇异性问题。

将式(37)求导可得:

$$\dot{s} = c\dot{x}_1 + \frac{h_1}{k_s h_2} x_1^{\frac{h_1}{h_2}-1} \dot{x}_1 + \dot{x}_2 \quad (38)$$

将式(36)代入式(38)可得:

2025年 第4期

$$\begin{aligned} \dot{s} &= \dot{\delta}_{fd} - \dot{\delta}_f + \left( c + \frac{h_1}{k_s h_2} x_1^{\frac{h_1}{h_2}-1} \right) \dot{x}_1 \\ &= -\frac{\dot{M}_f}{b_{ef}} - \frac{\tau_a}{b_{ef}} + \dot{\delta}_{fd} + \left( c + \frac{h_1}{k_s h_2} x_1^{\frac{h_1}{h_2}-1} \right) \dot{x}_1 \end{aligned} \quad (39)$$

为了保证滑模的动态品质以及削弱系统抖振, 本文采用如下带有终端吸引子的趋近律:

$$\dot{s} = -\rho_1 s - \rho_2 s^{\frac{m_1}{n_1}} \quad (40)$$

式中:  $m_1, n_1, \rho_1, \rho_2$  为奇数, 且  $0 < m_1/n_1 < 1$ 。

联立式(39)和式(40)可得:

$$-\frac{\dot{M}_f}{b_{ef}} - \frac{\tau_a}{b_{ef}} + \dot{\delta}_{fd} + \left( c + \frac{h_1}{k_s h_2} x_1^{\frac{h_1}{h_2}-1} \right) \dot{x}_1 = -\rho_1 s - \rho_2 s^{\frac{m_1}{n_1}} \quad (41)$$

由式(41)可得如下滑模控制律:

$$\begin{aligned} M_{fd} &= b_{ef} \int \left[ \rho_1 s + \rho_2 s^{\frac{m_1}{n_1}} - \frac{\dot{\tau}_a}{b_{ef}} + \dot{\delta}_{fd} + \left( c + \frac{h_1}{k_s h_2} x_1^{\frac{h_1}{h_2}-1} \right) \dot{x}_1 \right] dt \\ &= b_{ef} \int \left[ \rho_1 s + \rho_2 s^{\frac{m_1}{n_1}} + \dot{\delta}_{fd} + \left( c + \frac{h_1}{k_s h_2} x_1^{\frac{h_1}{h_2}-1} \right) \dot{x}_1 \right] dt - \tau_a \end{aligned} \quad (42)$$

式中:  $M_{fd}$  为车辆转向能力丧失后, 控制前轮转角跟踪其期望值所需的差动转向力矩。

为证明该控制器的收敛性, 构造如下 Lyapunov 函数:

$$V = \frac{1}{2} s^2 \quad (43)$$

对其求导可得:

$$\dot{V} = s\dot{s} = s \left( -\rho_1 s - \rho_2 s^{\frac{m_1}{n_1}} \right) = -\rho_1 s^2 - \rho_2 s^{\frac{m_1+n_1}{n_1}} \quad (44)$$

因为  $m_1, n_1, \rho_1, \rho_2$  为奇数, 且  $0 < m_1/n_1 < 1$ , 则必有  $\rho_2 s^{\frac{m_1+n_1}{n_1}} \geq 0$ , 所以  $\dot{V} \leq 0$ , 由此可以证明控制器的收敛性。

令  $s = 0$ , 可以得到:

$$-\dot{x}_1 = cx_1 + \frac{1}{k_s} x_1^{\frac{h_1}{h_2}} \quad (45)$$

式(45)等号两侧同时对时间求积分, 即可求得系统收敛到平衡点所需要的时间<sup>[18]</sup>:

$$T = \frac{h_2}{c(h_2 - h_1)} \ln \left( 1 + k_s c x_1(0)^{\frac{h_2 - h_1}{h_2}} \right) \quad (46)$$

由此可以证明系统能在有限的时间内收敛到平衡点。

### 3.2 轮胎力分配层

为提高车辆稳定性, 本文首先以四个轮胎负荷率平方和最小为优化目标函数。考虑到轮胎侧向力无法直接控制, 且本文中对车辆横摆稳定性施加的控制量为附加横摆力矩, 故对侧向力进行简化, 建立优化目标函数<sup>[11]</sup>:

$$\min J_1 = \min \sum_{ij \in \{ll, rr, rl, rr\}} \frac{F_{xij}^2}{(\mu F_{zij})^2} \quad (47)$$

在容错分配过程中,轮胎力需要尽可能满足上层控制器求得的期望纵向合力、期望横摆力矩以及差动转向力矩,因此建立优化目标函数二:

$$\min J_2 = \min \left[ \omega_{F_x} (F_x - F_{xd})^2 + \omega_{M_z} (M_z - M_{zd})^2 + \omega_{M_t} (M_t - M_{td})^2 \right] \quad (48)$$

则总的目标函数表示为:

$$\min J = \min (J_1 + \lambda J_2) \quad (49)$$

式中: $\lambda$ 为调节两个目标函数的权重系数。在低车速及路面附着条件良好的情况下,轮胎负荷率处于较小值, $\lambda$ 应取较大值;在高车速及路面附着条件恶劣的情况下,控制目标应更倾向于提高车辆稳定性, $\lambda$ 应取较小值。

轮胎力优化分配将会受到轮胎、轮毂电机等的约束。轮胎与地面之间的作用力受车轮垂向力、路面附着系数、滑移率等因素影响,轮毂电机所能输出的转矩也受到电机饱和限制等因素的约束。综合以上考虑,本文轮胎力优化分配问题的约束条件可以表示为<sup>[14]</sup>:

$$\begin{cases} F_{xfl} + F_{xfr} + F_{xrl} + F_{xrr} = F_{xd} \\ l_f \sin \delta_f (F_{xfl} + F_{xfr}) + \frac{d_f \cos \delta_f}{2} (F_{xfr} - F_{xfl}) + \frac{d_r}{2} (F_{xrr} - F_{xrl}) = \Delta M_{zd} \\ (F_{xfr} - F_{xfl}) r_a \cos \varpi \cos \sigma = M_{td} \\ |F_{xij}| \leq \mu F_{zj} \\ |F_{xij}| \leq \frac{T_{max}}{R} \end{cases} \quad (50)$$

将目标函数以范数形式表示为:

$$\begin{cases} \min \| \mathbf{W}_1 \mathbf{u} \|^2 + \lambda' \| \mathbf{W}_2 (\mathbf{B} \mathbf{u} - \mathbf{v}) \|^2 \\ \text{s.t. } \mathbf{u}_{\min} \leq \mathbf{u} \leq \mathbf{u}_{\max} \\ \mathbf{W}_1 = \text{diag} \left( \frac{1}{\mu F_{zfl}}, \frac{1}{\mu F_{zfr}}, \frac{1}{\mu F_{zrl}}, \frac{1}{\mu F_{zrr}} \right) \\ \mathbf{W}_2 = \text{diag} (\omega_{F_x}, \omega_{M_z}, \omega_{M_t}) \end{cases} \quad (51)$$

式中: $\mathbf{W}_1$ 和 $\mathbf{W}_2$ 分别为目标函数一、目标函数二的系数矩阵, $\mathbf{u} = (F_{xfl}, F_{xfr}, F_{xrl}, F_{xrr})^T$ 为控制输入, $\mathbf{v} = (F_{xd}, \Delta M_{zd}, M_{td})^T$ , $\lambda'$ 为权重系数,约束矩阵 $\mathbf{B}$ 表示为:

$$\mathbf{B} = \begin{pmatrix} 1 & 1 & 1 & 1 \\ -\frac{d_f \cos \delta_f}{2} + l_f \sin \delta_f & \frac{d_f \cos \delta_f}{2} + l_f \sin \delta_f & -\frac{d_r}{2} & \frac{d_r}{2} \\ -r_a \cos \varpi \cos \sigma & r_a \cos \varpi \cos \sigma & 0 & 0 \end{pmatrix} \quad (52)$$

考虑控制量的约束条件,可将优化目标转化为二次规划问题求解。

## 4 仿真分析

为验证上述转向失效容错控制策略的有效性,基于Matlab/Simulink和Carsim进行联合仿真。设计了如表1所示的两个工况进行仿真测试。在该表中,单移线和双移线所代表的期望轨迹分别通过描点法在Matlab中进行设置。仿真中,在固定时间断开对转向系统的控制以模拟故障情况。

表1 仿真工况设置

序号	期望轨迹	车速/km·h <sup>-1</sup>	附着系数	失效情况
工况一	单移线	60	0.8	第5 s时转向失效
工况二	双移线	90	0.5	第4 s时转向失效

### 4.1 工况一

在工况一中,路面附着系数为0.8,车辆以60 km/h的速度匀速行驶,车辆转向能力丧失故障发生在仿真第5 s,转角信号突变为0。

如图7所示为工况一的仿真结果。转角故障信号如图7a所示,第5 s时车辆转向能力丧失。电机转矩输出、前轮转角和车辆运动轨迹分别如图7b~图7d所示。由图可知,故障发生后对四个车轮纵向力进行重新分配,左前轮和右前轮输出的转矩差异明显,由此产生的差动转向力矩可以跟踪期望前轮转角,控制车辆按照期望轨迹行驶;转向失效后,无控制情况下的前轮转角在回正力矩作用下快速回零,车辆无法继续跟踪期望轨迹;而在容错控制下,前轮转角和运动轨迹与各自期望值的最大偏差分别为0.001 2°和0.235 m。图7e、图7f分别为车辆横摆角速度和质心侧偏角,由图可知,在转向失效后,容错控制下二者仍能很好跟踪各自期望,与各自期望的最大偏差分别为0.005 7(°)/s和5.13×10<sup>-4</sup>°。如图7g所示,容错控制下的侧向加速度未超过0.3 g,车辆不存在失稳风险。图7h为纵向车速,由于纵向力控制器采用独立的PID控制,因此转向系统故障并未对纵向车速产生直接影响。以上结果表明,在中速高附工况下,面对车辆转向故障,所提出的容错控制策略可以有效维持车辆稳定行驶并跟踪期望轨迹。

### 4.2 工况二

为验证所提出的容错控制策略在更极端情况下的控制效果,进行了高速低附双移线转向失效工况试验,路面附着系数设为0.5,车速为90 km/h,转向故障发生在仿真第4 s。

如图8a~图8h为工况二的仿真结果。转角故障信号如图8a所示,在第4 s车辆转向能力丧失。图8b~图8d分别为电机输出转矩、前轮转角和车辆运动轨迹。由图可知,在容错控制下,故障发生后由左前和右前轮

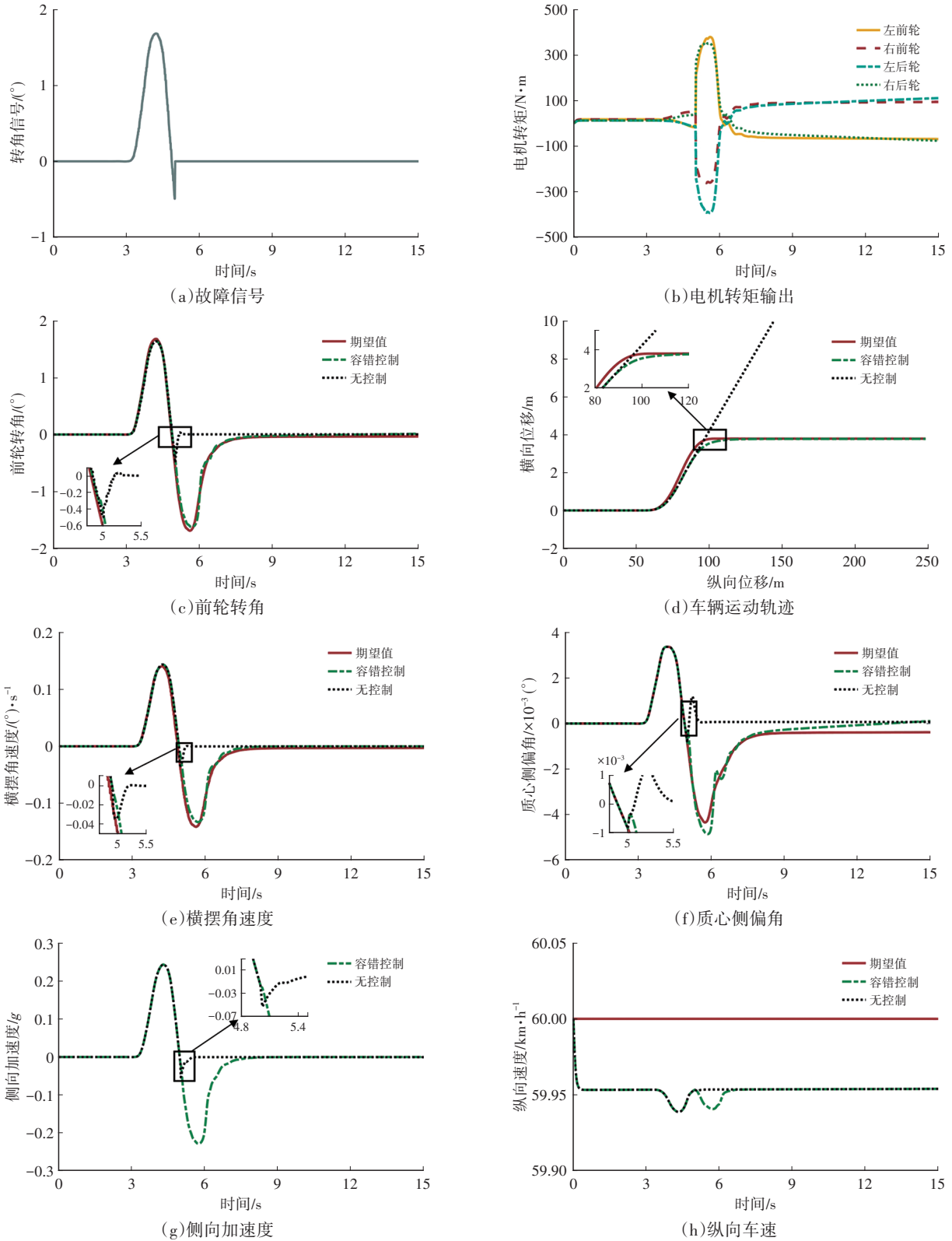


图7 中速高附单移线工况

所产生的差动转向力矩可以控制车辆跟踪期望前轮转角并按照期望轨迹行驶,四轮轮胎力同时也可以满足期望横摆力矩;而无控制下的前轮转角在第4 s后变为零,车辆已经无法继续跟踪期望轨迹。图8e、图8f分别为车辆横摆角速度和质心侧偏角,由图可知,在更极端工

况下,二者均能很好地跟踪各自期望值。车辆侧向加速度如图8g所示,在容错控制下其峰值同样未超过 $0.4 g$ ,车辆不存在失稳风险。图8h为车辆纵向速度,由图可知,车辆转向系统故障对纵向车速的影响并不大。以上结果表明,在更极端工况下,面对车辆转向故障,所提出

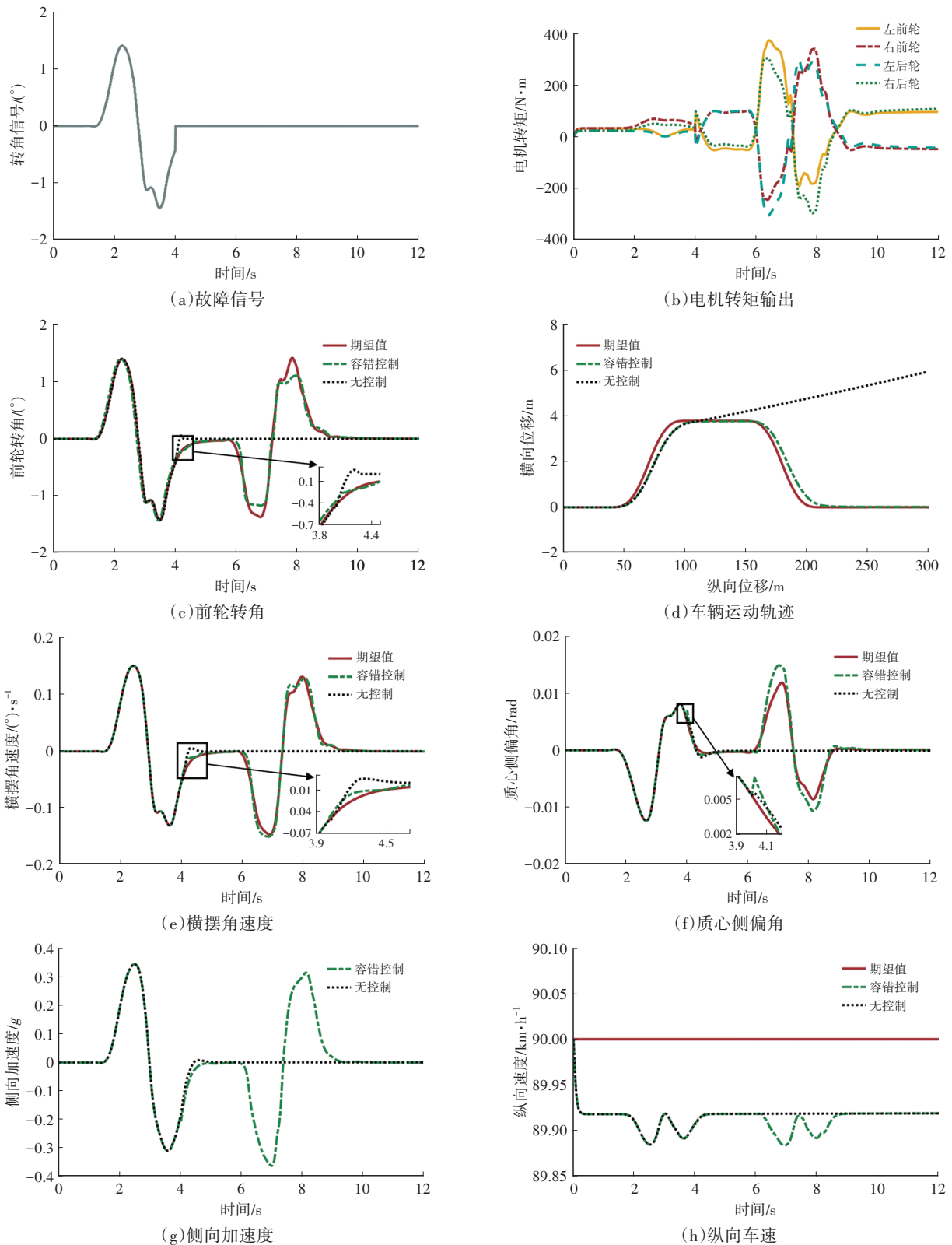


图8 高速低附双移线工况

的容错控制策略同样可以有效维持车辆稳定性。

### 5 结束语

本文提出了一种基于差动转向和直接横摆力矩协同的分层容错控制策略。在运动控制层中分别进行轨

迹跟踪、横摆稳定性、纵向和转向失效后的前轮转角跟踪控制,轮胎力分配层中以轮胎负荷率和控制量误差最小化为目标函数进行轮胎力分配,并在两种不同工况下对所提出的容错控制策略进行了验证。

结果表明:当车辆转向系统正常工作时,前轮转角

可以跟踪期望值,差动转向力矩为零;当转向故障后,前轮转角跟踪控制器计算维持车辆转向所需的差动力矩,并通过轮胎纵向力分配实现差动转向。

无论是在中速高附还是更极端的高速低附工况下,所提出的分层容错控制策略在车辆转向系统失效后仍能很好地跟踪期望轨迹并保证车辆稳定行驶。

#### 参 考 文 献

- [1] DING S H, 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.
- [2] 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 Z P, DING X L, ZHANG L. 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.
- [3] WANG Z, ZHU J, ZHANG L, et al. Automotive ABS/DYC Coordinated Control Under Complex Driving Conditions[J]. IEEE Access, 2018, 6: 32769-32779.
- [4] 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(4): 23-34.  
CHEN L, LI X, CHENG X X, et al. Review on Research Progress of Automobile Steer-By-Wire System[J]. Automobile Technology, 2018(4): 23-34.
- [5] ZHANG D, LIU G, ZHOU H. Adaptive Sliding Mode Fault-Tolerant Coordination Control for Four-Wheel Independently Driven Electric Vehicles[J]. IEEE Transactions on Industrial Electronics, 2018, 65(11): 9090-9100.
- [6] CHEN T, CHEN L, XU X, et al. Passive Actuator-Fault-Tolerant Path Following Control of Autonomous Ground Electric Vehicle with In-Wheel Motors[J]. Advances in Engineering Software, 2019, 134(1): 22-30.
- [7] ZHAO W, WANG A, ZOU S, et al. Individual Auxiliary and Fault-Tolerant Control of Steer-By-Wire System Considering Different Drivers Steering Characteristics[J]. IEEE/ASME Transactions on Mechatronics, 2020, 26(3): 1558-1569.
- [8] 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.
- [9] 王志民. 四轮独立驱动电动汽车线控转向系统容错控制研究[D]. 镇江: 江苏大学, 2022.  
WANG Z M. Research on Fault-Tolerant Control for Steer-By-Wire System of Four Steer Independent Drive Electric Vehicle[D]. Zhenjiang: Jiangsu University, 2022.
- [10] LIN F, WANG X X, QIAN C L, et al. Coordinated Longitudinal and Lateral Motion Control for Distributed Drive Electric Vehicles with Mechanical Elastic Wheels[J]. IEEE Transactions on Transportation Electrification, 2023, 10: 1-18.
- [11] 赵又群, 林涛, 林菜, 等. 基于ESO的机械弹性电动轮式车辆稳定性控制[J]. 吉林大学学报(工学版), 2024, 54(1): 44-54.  
ZHAO Y Q, LIN T, LIN F, et al. Stability Control of with Mechanical Elastic Electric Wheeled Vehicles Based on Extended State Observer[J]. Journal of Jilin University (Engineering and Technology Edition), 2024, 54(1): 44-54.
- [12] 张君, 邱江波, 屈翔, 等. 线控转向系统路感反馈与主动回正控制[J]. 重庆理工大学学报(自然科学), 2023, 37(6): 75-84.  
ZHANG J, QIU J B, QU X, et al. Road Feeling Feedback and Active Correction Control of the Steer-By-Wire System[J]. Journal of Chongqing University of Technology (Natural Science), 2023, 37(6): 75-84.
- [13] 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 J W, JIANG Y, XU W. Model Predictive Control for Self-Driving Vehicles[M]. Beijing: Beijing Institute of Technology Press, 2014.
- [14] 张雷, 王子浩, 孙逢春, 等. 四轮轮毂电机驱动智能电动汽车转向失效容错控制研究[J]. 机械工程学报, 2021, 57(20): 141-152.  
ZHANG L, WANG Z H, SUN F C, et al. Fault-tolerant Control for Intelligent Four-Wheel-Independently-Actuated Electric Vehicles Under Complete Steer-By-Wire System Failure[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2021, 57(20): 141-152.
- [15] SHTESEL Y, EDWARDS C. Sliding Mode Control and Observation[M]. New York: Birkhauser, 2014.
- [16] LIN F, QIAN C L, CAI Y Z, et al. Integrated Tire Slip Energy Dissipation and Lateral Stability Control of Distributed Drive Electric Vehicle with Mechanical Elastic Wheel[J]. Journal of the Franklin Institute, 2022, 359(10): 4776-4803.
- [17] MAO Z, ZHENG M, ZHANG Y. Nonsingular Fast Terminal Sliding Mode Control of Permanent Magnet Linear Motors [C]// 2016 Chinese Control and Decision Conference (CCDC). Yinchuan, China: IEEE, 2016: 649-653.
- [18] HOU Z, WANG Y, LIU L. Improved Nonsingular Fast Terminal Sliding Mode Controller for Nonlinear Systems [C]// IEEE International Conference on Mechatronics and Control. Jinzhou, China: IEEE, 2014: 678-683.

(责任编辑 王 一)

修改稿收到日期为2024年10月29日。