

考虑动态轮胎极限与平衡的整体式 轨迹跟踪控制

常鑫睿, 刘立, 孟宇, 顾青, 杨奕, 段孟滨

(北京科技大学机械工程学院, 北京 100083)

摘要: 为了实现四轮独立驱动转向车辆在紧急运动控制中的稳定性, 提出了一种基于非线性模型预测控制 (NMPC) 的整体式轨迹跟踪控制方法。首先, 通过直接协同优化转向角与车轮矢量转矩以降低转向与驱动/制动之间的干涉。其次, 通过考虑轮胎利用率平衡以及轮胎力储备, 来避免操纵过程中由于单一轮胎过载或滑移引起的失控风险。最后, 基于 MATLAB/Simulink-CarSim 联合仿真平台对算法进行了验证。实验结果表明: 高速单移线工况下偏差峰值为 0.118 2 m, 质心侧偏角峰值为 0.624 7°; 高速双移线工况下的偏差峰值为 0.204 1 m, 质心侧偏角峰值为 1.012 9°, 说明该方法能够有效兼顾轨迹跟踪控制精度与车辆稳定性。

关键词: 模型预测控制; 轨迹跟踪; 车辆稳定性控制; 四轮独立驱动转向车辆

中图分类号: TP273; U461 **文献标志码:** A **文章编号:** 1671-5497(2026)05-1172-13

DOI: 10.13229/j.cnki.jdxbgxb.20241203

Integrated trajectory tracking control with dynamic tire limits and balance

CHANG Xin-rui, LIU Li, MENG Yu, GU Qing, YANG Yi, DUAN Meng-bin

(School of Mechanical Engineering, University of Science and Technology Beijing, Beijing 100083, China)

Abstract: To achieve stability in emergency motion control for a four-wheel independent drive and steering vehicle, an integrated trajectory tracking control method based on Nonlinear Model Predictive Control (NMPC) is proposed. Firstly, the steering angle and wheel vector torque are directly and collaboratively optimized to reduce interference between steering and driving/braking actions. Secondly, tire utilization balance and tire force reserve are considered to avoid the risk of loss of control due to overload or slip of a single tire during maneuvering. Finally, the algorithm was validated using a MATLAB/Simulink-CarSim co-simulation platform. Experimental results show that, under the high-speed single lane-change scenario, the deviation peak is 0.118 2 m, and the peak of the vehicle's sideslip angle at the center of mass is 0.624 7°. Under the high-speed double lane-change scenario, the deviation peak is 0.204 1 m, and the peak of the sideslip angle at the center of mass is 1.012 9°, indicating that the proposed method effectively balances

收稿日期: 2024-11-08.

基金项目: 国家自然科学基金青年科学基金项目 (52202505); 国家重点研发计划项目 (2023YFC3806603).

作者简介: 常鑫睿 (1993-), 男, 博士研究生. 研究方向: 轨迹跟踪控制, 车辆系统动力学.

E-mail: d202210288@xs.ustb.edu.cn

通信作者: 孟宇 (1981-), 男, 教授, 博士. 研究方向: 无人驾驶感知、规划和决策. E-mail: myu@ustb.edu.cn

trajectory tracking accuracy and vehicle stability.

Key words: model predictive control; trajectory tracking control; Vehicle Stability Control; Four-wheel steering independently driven vehicle

0 引言

近年来,自动驾驶技术的迅速发展为提升交通安全性和通行效率带来了可期的前景^[1]。而其中,稳定性轨迹跟踪控制研究作为其安全性的核心,得到大量学者的关注^[2]。

轨迹跟踪控制中最具代表性的算法有:比例-积分-微分^[3](Proportional-integral-derivative, PID)、纯跟踪^[4](Pure pursuit)、线性二次型^[5](Linear quadratic regulator, LQR)、模型预测控制(Model predictive control, MPC)。其中, MPC 在处理线性或非线性的多目标约束问题中存在突出的优势,因此在轨迹跟踪控制中得到了广泛的应用^[6]。

轨迹跟踪的目的是使车辆尽量逼近参考轨迹,但是在一些紧急操纵场景,如高速换道或避撞工况,轨迹跟踪控制还需额外关注车辆的侧向稳定性。因此,为了满足车辆的稳定性需求,一些主动控制技术被应用在轨迹跟踪控制中,如直接偏航力矩控制(Direct yaw moment control, DYC)、主动转向(Active steering, AS)、转矩矢量控制(Torque vector control, TVC)、四轮转向(Four-wheel independent steering, 4WIS)等。此外,四轮独立驱动与转向车辆构型为以上主动安全技术提供了平台。结合转向与车轮转矩控制的主动控制方法能够通过调整车轮制动/驱动力矩与转向角来保证车辆高速控制中的横摆角速度及质心侧偏角。同时,车轮转矩的引入能够在保证稳定性的同时进一步提升车辆的机动表现^[7],因此被广泛研究^[8]。目前此种控制方法的实现主要基于分层式架构,前后轮转向角和期望的附加横摆力矩由分层控制器进行计算,然后基于某种分配策略将附加横摆力矩分配给各车轮进行驱动/制动,因此无法考虑横/纵向控制之间的干涉,以及耦合特性下轮胎力的动态极限约束和利用平衡问题^[9-11]。

一些学者基于整体式架构对转向+转矩控制的方法进行了优化。文献[12]基于线性MPC设

计了整体式的DYC+AS的轨迹跟踪控制器;为了避免差动制动中的速度损失,文献[13]基于线性MPC设计了整体式的TVC+AS的整体式轨迹跟踪控制器。但是,以上线性化的方法难以获取预测时域内轮胎特性的非线性变化,因此容易造成在紧急操纵过程中由于轮胎力进入非稳定区域而导致的车辆稳定性隐患。文献[14]采用了非线性轮胎模型进行整体式TVC+AS轨迹跟踪控制器设计。该方法考虑了车辆操纵过程中,垂向载荷变化引起的轮胎侧偏特性变化,通过在线计算车辆横摆率和质心侧偏角稳定性包络区域,对车辆进行稳定性控制。但该方法忽略了虑轮胎力极限约束和利用率平衡,因此存在操纵过程中由于单个车轮过载而引起的车辆失控风险。此外,在整体式轨迹跟踪控制器架构中,鲜有对4WIS技术的讨论,然而4WIS技术能够通过控制前后轮转向角度进而控制车辆侧向力,因此在防止车辆侧滑失稳中相较于AS具有更佳的性能^[15]。

综上所述,虽然目前轨迹跟踪控制与主动稳定性控制技术已经取得了一定的进展,但是目前针对高速紧急操纵工况的研究仍然稍显不足。为了充分发挥四轮独立驱动与转向车辆在极限操纵下的优势,本文提出了一种整体式NMPC轨迹跟踪控制器。在考虑转向及驱动/制动控制之间协同的基础上,通过加入动态轮胎力极限约束以及轮胎平衡优化目标,进一步优化了车辆的稳定性。主要贡献如下:

(1)针对高速紧急操纵过程中整车动力学及轮胎的耦合特性及非线性特性建立了四轮独立驱动转向车辆的动力学模型;

(2)基于整体式架构进行高速稳定性轨迹跟踪控制器设计,降低了高速紧急操纵中横/纵向控制量的干涉;

(3)设计了动态轮胎力极限约束以及轮胎力平衡优化,避免了紧急操纵过程中由于单一轮胎过载或滑移引起的失控风险。

1 车辆动力学建模

1.1 整车动力学建模

四轮独立驱动转向车辆的整车动力学模型如图 1 所示。图中 φ 表示车辆航向角; ω 表示车轮转速; δ 表示车轮转角; α 表示轮胎侧偏角; L_f 和 L_r 分别表示车辆质心到前后轴的距离。下标 l、c 分别表示车轮坐标系的纵向和侧向; x 、 y 分别表示车身坐标系的 x 轴和 y 轴方向。进一步的, 以 fl、fr、rl、rr 分别代表左前轮、右前轮、左后轮及右后轮, 如 $F_{c,fl}$ 表示左前轮的侧向轮胎力。

假设整车质量为 M , 车辆纵向、侧向以及横摆运动的动力学方程如式(1)所示:

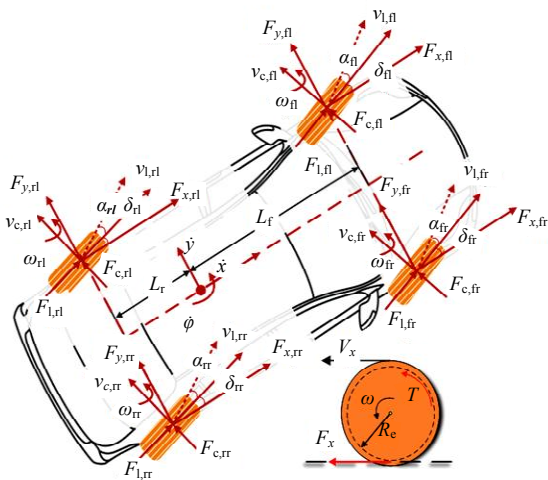


图 1 四轮独立驱动转向车辆动力学模型

Fig. 1 Four-wheel independent drive and steering vehicle dynamics model

$$\begin{cases} a_x = -v_x \dot{\varphi} + \frac{\tilde{F}_y}{M} \\ a_y = v_y \dot{\varphi} + \frac{\tilde{F}_x}{M} \\ \ddot{\varphi} = \frac{\tau_y + \tau_x}{I_z} \end{cases} \quad (1)$$

其中:

$$\begin{cases} \tilde{F}_x = F_{x,fl} + F_{x,fr} + F_{x,rl} + F_{x,rr} \\ \tilde{F}_y = F_{y,fl} + F_{y,fr} + F_{y,rl} + F_{y,rr} \\ \tau_y = (F_{y,fl} + F_{y,fr})L_f - (F_{y,rl} + F_{y,rr})L_r \\ \tau_x = (F_{x,fr} + F_{x,rr})\frac{B}{2} - (F_{x,fl} + F_{x,rl})\frac{B}{2} \end{cases} \quad (2)$$

对应的, 分层式模型中车辆的横摆运动被描述为式(3), 其中 ΔM_z 为额外横摆力矩。

$$\ddot{\varphi} = \frac{\tau_y}{I_z} + \Delta M_z \quad (3)$$

车轮的旋转动力学可以被描述为式(4), 式中 I_w 用于指代车轮的旋转惯量。同时, 为了提升车轮旋转动力学的精确性, 在式(3)中使用了轮胎的有效滚动半径 R_e 代替名义半径:

$$\dot{\omega}_{w,ij} = \frac{T_{ij} - R_e F_{x,ij}}{I_{w,ij}} \quad (4)$$

由于高速紧急操纵中, 车辆的纵向、侧向及横摆运动会对车轮的垂向载荷造成影响, 进而影响轮胎抓地力, 以及轮胎力学特性, 因此需要对车轮动态垂向载荷进行建模:

$$\begin{cases} F_{z,fl} = \bar{F}_{zf} - \Delta F_{z,\dot{v}_x} - \Delta F_{z,\dot{v}_y} - \Delta F_{z,f,\dot{\varphi}} \\ F_{z,fr} = \bar{F}_{zf} - \Delta F_{z,\dot{v}_x} + \Delta F_{z,\dot{v}_y} + \Delta F_{z,f,\dot{\varphi}} \\ F_{z,rl} = \bar{F}_{zr} + \Delta F_{z,\dot{v}_x} - \Delta F_{z,\dot{v}_y} - \Delta F_{z,r,\dot{\varphi}} \\ F_{z,rr} = \bar{F}_{zr} + \Delta F_{z,\dot{v}_x} + \Delta F_{z,\dot{v}_y} + \Delta F_{z,r,\dot{\varphi}} \end{cases} \quad (5)$$

其中 \bar{F}_{zf} 和 \bar{F}_{zr} 分别为前、后轴车轮的静态载荷:

$$\bar{F}_{zf} = \frac{MgL_r}{2L}, \quad \bar{F}_{zr} = \frac{MgL_f}{2L} \quad (6)$$

纵向、侧向以及横摆运动产生的动态载荷为:

$$\begin{cases} \Delta F_{z,\dot{v}_x} = \frac{Mh\dot{v}_x}{2L} \\ \Delta F_{z,\dot{v}_y} = \frac{Mh\dot{v}_y}{B} \\ \Delta F_{z,f,\dot{\varphi}} = \frac{Mh\dot{\varphi}L_f}{LB} \\ \Delta F_{z,r,\dot{\varphi}} = \frac{Mh\dot{\varphi}L_r}{LB} \end{cases} \quad (7)$$

进一步地, 以 B 代指车辆轮距, 可以得到各车轮的滑移率以及轮胎侧偏角计算公式为:

$$\kappa_{ij} = \frac{R_e \omega_{ij} - \dot{x}}{\max(R_e \omega_{ij}, \dot{x})} \quad (8)$$

$$\begin{cases} \alpha_{fl} = \arctan\left(\frac{\dot{y} + \dot{\varphi}L_f}{\dot{x} - \dot{\varphi}\left(\frac{B}{2}\right)}\right) - \delta_f \\ \alpha_{fr} = \arctan\left(\frac{\dot{y} + \dot{\varphi}L_f}{\dot{x} + \dot{\varphi}\left(\frac{B}{2}\right)}\right) - \delta_f \\ \alpha_{rl} = \arctan\left(\frac{\dot{y} - \dot{\varphi}L_r}{\dot{x} - \dot{\varphi}\left(\frac{B}{2}\right)}\right) - \delta_r \\ \alpha_{rr} = \arctan\left(\frac{\dot{y} - \dot{\varphi}L_r}{\dot{x} + \dot{\varphi}\left(\frac{B}{2}\right)}\right) - \delta_r \end{cases} \quad (9)$$

1.2 车辆轮胎模型

如图 2 所示,由于车轮的驱动/制动力矩以及车轮转角的同时作用,轮胎力将会呈现复杂的耦合关系,同时车轮的驱动/制动会导致垂向载荷的变化,进而影响轮胎特性。此外,在高速紧急操控中,轮胎的侧偏角和滑移率会发生急剧变化,这可

能导致轮胎力进入非线性工作区间。因此构建一个精确的轮胎模型来准确描绘轮胎力的特性变得尤为重要。Pacejka 模型被用来描述轮胎力的耦合及非线性特性,其精度已在工业和学术领域广泛认可^[16],所以本文选定其作为该研究的轮胎模型。

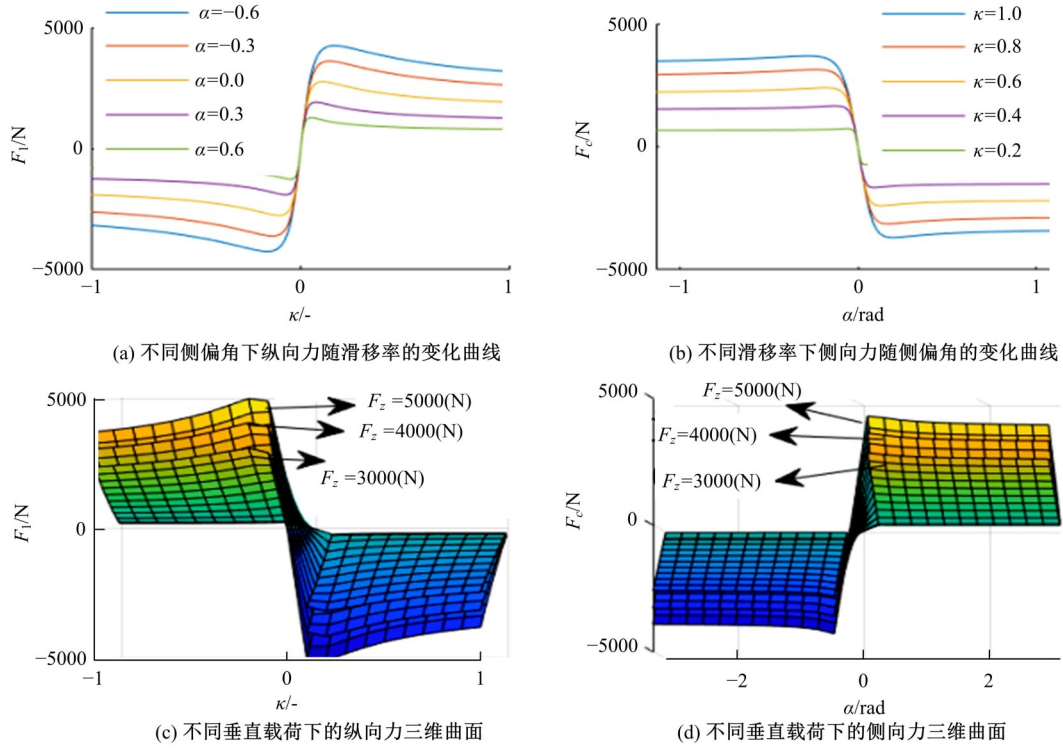


图 2 复合工况下的轮胎纵向力及侧向力曲线

Fig. 2 Tire longitudinal force and lateral force curves under combined conditions

复合工况下的 Pacejka 轮胎侧向力计算公式为:

$$F_c = F_{y0} G_{y\kappa}(\alpha, \kappa, \gamma, F_z) + S_{V_{y\kappa}} \quad (10)$$

式中: $G_{y\kappa}$ 为纯侧偏下的轮胎横向力权重; $S_{V_{y\kappa}}$ 为由滑移产生的侧向轮胎力。

式(10)可以进一步表示为:

$$\begin{cases} F_y = D_{y\kappa} \cos [C_{y\kappa} \arctan \{ B_{y\kappa} \kappa_s - \\ E_{y\kappa} (B_{y\kappa} \kappa_s - \arctan (B_{y\kappa} \kappa_s)) \}] + S_{V_{y\kappa}} \\ \kappa_s = \kappa + S_{H_{y\kappa}} \end{cases} \quad (11)$$

忽略轮胎外倾角 γ 的影响,进一步将式(11)表示为关于侧偏角 α 、滑移率 κ 、轮胎垂向载荷以及路面附着系数 μ 的非线性函数:

$$F_{\text{tire}} = f(\alpha, \mu, F_z, \kappa) \quad (12)$$

Bakker 等^[17]详述了式(11)中变量含义及对应的计算公式,这里将不再赘述。本文根据 215/55 R17 轮胎参数对一些基本的变量进行了校核,

以保证模型的准确性。进一步的,能够求得沿车辆坐标系 x 和 y 方向上的轮胎力:

$$\begin{cases} F_{x,fl} = F_{l,fl} \cos \delta_f - F_{c,fl} \sin \delta_f \\ F_{y,fl} = F_{l,fl} \sin \delta_f + F_{c,fl} \cos \delta_f \\ F_{x,fr} = F_{l,fr} \cos \delta_f - F_{c,fr} \sin \delta_f \\ F_{y,fr} = F_{l,fr} \sin \delta_f + F_{c,fr} \cos \delta_f \\ F_{x,rl} = F_{l,rl} \cos \delta_r - F_{c,rl} \sin \delta_r \\ F_{y,rl} = F_{l,rl} \sin \delta_r + F_{c,rl} \cos \delta_r \\ F_{x,rr} = F_{l,rr} \cos \delta_r - F_{c,rr} \sin \delta_r \\ F_{y,rr} = F_{l,rr} \sin \delta_r + F_{c,rr} \cos \delta_r \end{cases} \quad (13)$$

2 整体式 NMPC 运动控制器设计

2.1 NMPC 控制器设计

线性化会引入额外的误差,影响预测精度。此外,线性化操作无法考虑预测时域内轮胎侧偏刚度及纵滑刚度的变化,即轮胎力曲线斜率,因此无法有效对轮胎力进行约束,进而对车辆稳定性

带来隐患,如图 3 所示。因此,本文采用基于 NMPC 的运动控制器设计方法。

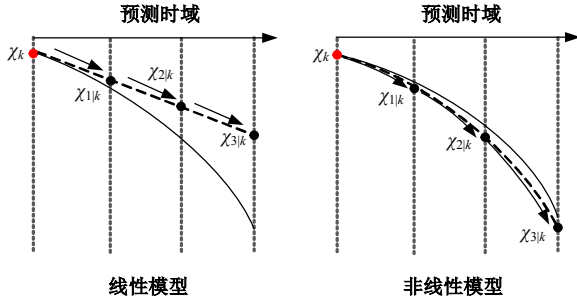


图 3 线性化误差示意图

Fig. 3 Linearization error diagram

联合式(1)(2)及(3)~(13)可以获得整体式矢量转矩与转向角集成的 NMPC 控制器预测模型:

$$\begin{cases} \dot{\chi}(t) = f(\chi(t), u(t)) \\ r(t) = \eta \cdot \chi(t) \end{cases} \quad (14)$$

NMPC 中控制输入 $u = [\delta_f, \delta_r, T_n, T_{fr}, T_{fl}, T_{rr}]^T$; 状态变量 $\chi = [X, Y, \varphi, \dot{X}, \dot{Y}, \dot{\varphi}, \omega_n, \omega_{fr}, \omega_{fl}, \omega_{rr}]^T$; 模型输出为 $r = [X, Y, \varphi]^T$ 。而对应分层式 NMPC 中对于 T_{ij} 的求解需要通过两层分离的控制器实现。上层控制器求解的控制输出为 $u = [\delta_f, \delta_r, \Delta M_z]^T$, 下层控制器根据所求 ΔM_z 对车轮矢量力矩 T_{ij} 进行分配,文献[18]给出了具体设计方法,本文中不再赘述。

为了将运动控制转化为有限时域内的最优问题并保证控制增量约束,本文对模型(14)进行离散化,并进一步转化为控制增量形式。假设当前采样时刻为 k :

$$\begin{cases} \Delta \dot{\chi}(k+1) = f(\Delta \chi(k), \Delta u(k)) \\ u(k) = \Delta u(k) + u(k-1) \\ r(k) = \eta \Delta \chi(k) + r(k-1) \end{cases} \quad (15)$$

记控制步长为 N_c ,进一步的,可以得到有限时域 N_p 内,车辆在未来多个离散时刻上的状态:

$$\begin{aligned} \chi(k+1|k) &= f(\chi(k), \Delta u(k)) \\ \chi(k+2|k) &= f(\chi(k+1|k), \Delta u(k+1)) \\ &\vdots \\ \chi(k+N_p|k) &= f(\chi(k+N_p-1|k), \\ &\quad \Delta u(k+N_c-1)) \end{aligned} \quad (16)$$

2.2 约束及目标函数设计

轮胎是车辆与地面交互的唯一媒介,在紧急操纵中,需要较大的轮胎力以保证车辆的运动激

励,因此需要考虑轮胎力极限约束以保证转向和制动/驱动的有效性,避免因轮胎力超出极限导致的控制器失效。本研究中,基于轮胎力摩擦圆进行轮胎力约束设计,如图 4 所示。

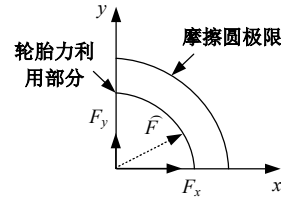


图 4 摩擦圆极限约束

Fig. 4 Friction circle limit constraint

根据静摩擦力计算公式可以求得摩擦圆极限为:

$$F_{ij,lim} = \mu F_{z,ij} \quad (17)$$

为保证轮胎合力 \hat{F} 不超出摩擦圆极限, F_x 以及 F_y 需要满足:

$$\sqrt{F_x^2 + F_y^2} \leq F_{ij,lim} \quad (18)$$

此外,需要考虑车辆的横摆角速度以及质心侧偏角约束极限以保证车辆的稳定性:

$$\dot{\varphi} \leq \frac{\mu g}{\dot{x}} \quad (19)$$

$$\beta \leq K \cdot \arctan\left(\frac{\dot{x}^2}{gR_{min}}\right) \quad (20)$$

式中: K 为安全系数,一般为 0.6~0.8,本文取 0.6; R_{min} 为车辆的最小转弯半径。

在确保约束后,需要进一步考虑轨迹跟踪控制中的跟踪精度、平顺性等目标以提升控制表现。因此,本研究将目标设计为:

$$\begin{aligned} J = & \sum_{k=1}^{N_p} \|r(k) - r_{ref}\|_{w_1}^2 + \\ & \sum_{k=1}^{N_c} \|\Delta u(k)\|_{w_2}^2 + \sum_{k=1}^{N_p} \|\beta(k)\|_{w_3}^2 + J_{tire} \end{aligned} \quad (21)$$

式中:目标函数中需要尽可能平衡每个车轮的轮胎力利用率。将该子目标记为 J_{tire} ,如图 4 所示,当前各车轮的轮胎利用率 v 可以记作:

$$v_{ij} = \frac{\hat{F}_{ij}}{F_{ij,lim}} \quad (22)$$

进一步可求得四个车轮的平均利用率 \bar{v} :

$$\bar{v} = \frac{1}{4} \sum_{i=f,r} \sum_{j=l,r} v_{ij} \quad (23)$$

联立式(21)(22)可以得到 J_{tire} 的表达式:

$$J_{\text{tire}} = \frac{1}{4} \sum_{i=l}^r \sum_{j=1}^4 (v_{ij}(k) - \bar{v}(k))^2 \quad (24)$$

目标函数中, $r(k)$ 、 $\beta(k)$ 、 $v_{ij}(k)$ 均可通过结合式(15)(16)所示的车辆动力学预测模型结合预测求得。基于式(17)~(24)的约束及目标函数设计,能够直接通过单一凸优化问题求解车轮转向角以及矢量转矩,在避免因分层求解导致的转向以及驱动/制动之间干涉的基础之上,有效保证车辆的稳定性。

3 仿真实验及结果分析

本文采用 Matlab/Simulink-CarSim 作为联合仿真平台。被控车辆及控制器参数如表 1 所示。其中,被控车辆选为 CarSim2019 中的 C-Class 车型,动力形式为四轮独立驱动,转向形式为四轮独立转向,整车采用独立式悬挂。仿真所采用的环境如图 5 所示。所设计的控制器被部署于 MATLAB/Simulink 环境中,并对 CarSim 中的车辆模型进行实时控制,同时 CarSim 将于每个控制周期返回所需车辆状态。

3.1 高速单移线工况

为模拟高速紧急换道场景,本组仿真实验设计为单移线工况。车辆初始纵向速度为 120 km/h,目标轨迹如图 6 所示。为了便于记录,将引入动态约束及目标函数优化的整体式 NMPC 记作 DY-NMPC;优化前的整体式 NMPC 记作 U-NMPC;分层式 NMPC 记作 S-NMPC。将侧向误差记为 DE;横向误差记为 HE;仿真时间记为 S-T。轨迹跟踪结果如图 7~图 14 所示。

图 7~图 11 展示了 3 种控制器下的车辆轨迹跟踪情况。从图中可以看出,S-NMPC 未能完成

表 1 控制器及车辆参数

Table 1 Controller and vehicle parameters

变量	数值	解释
M/kg	1 413	整车质量
$I_z/(\text{kg}\cdot\text{m}^2)$	1 536.7	绕 z 轴转动惯量
L_f/m	1.015	前轴中心至质心距离
L_r/m	1.895	后轴中心至质心距离
B/m	1.916	两轮横向间距
R_e/m	0.325	车轮有效转动半径
$I_w/(\text{kg}\cdot\text{m}^2)$	1.5	车轮转动惯量
h/m	0.54	质心高度
μ	0.85	路面附着系数
N_p	15	预测时域
N_c	1	控制时域
$W_{1,x}$	4	纵向误差权重
$W_{1,y}$	8	侧向误差权重
$W_{1,\varphi}$	8	航向误差权重
W_2	0.01	控制增量权重
W_{tire}	5	轮胎动态利用率平衡权重
t_s/s	0.02	离散时间步长
$\delta_{\text{lim}}/(\text{°})$	30	转向角约束
$\dot{\delta}_{\text{lim}}/[(\text{°})\cdot\text{s}^{-1}]$	5	转向角速度约束
$T_{\text{lim}}/(\text{N}\cdot\text{m})$	300	矢量转矩约束
$\dot{T}_{\text{lim}}/[(\text{N}\cdot\text{m})\cdot\text{s}^{-1}]$	50	矢量转矩增量约束

轨迹跟踪任务,难以保证车辆的安全性。U-NMPC 与 DY-NMPC 在初期的轨迹跟踪表现相似,但在后期出现了明显的超调。结合图 9 中的质心侧偏角变化可以发现,此时车辆出现了较大的滑移,因此难以保证侧向跟踪精度。图 12、图 13 中展示的控制量曲线可以表明,由于未考虑轮胎力动态平衡优化以及轮胎极限约束,当矢量转矩过大时,车轮转角趋向于更大的值以获取侧向轮胎力,导致轮胎侧向力容易陷入非线性不稳定区域,因此出现车辆质心侧偏角的增加。

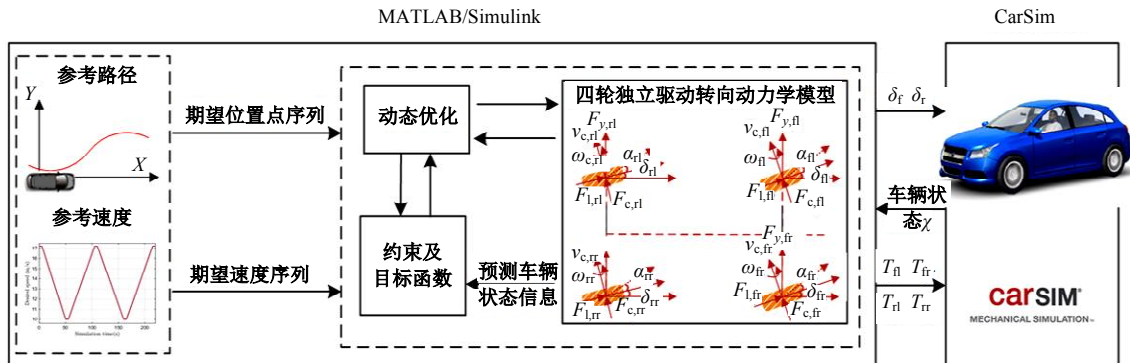


图 5 联合仿真环境示意图

Fig. 5 Co-Simulation diagram

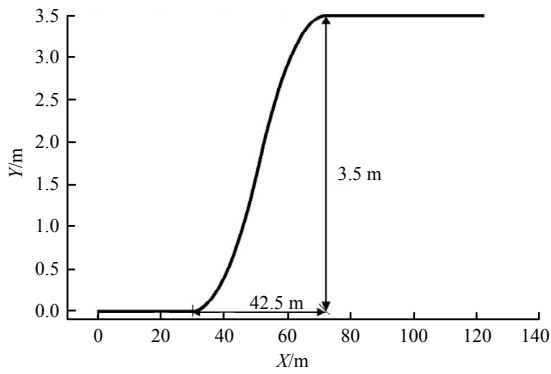


图 6 单移线目标轨迹

Fig. 6 Single-lane change target trajectory

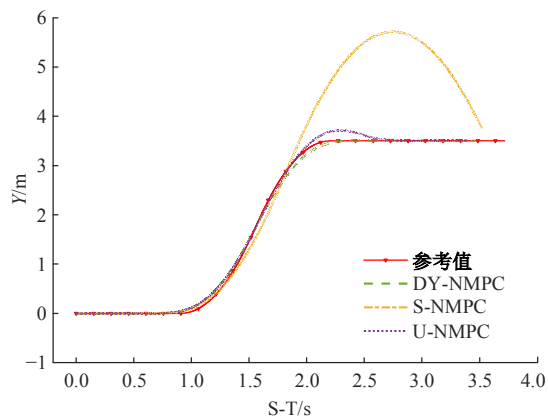


图 7 轨迹跟踪对照

Fig. 7 Comparison of trajectory tracking

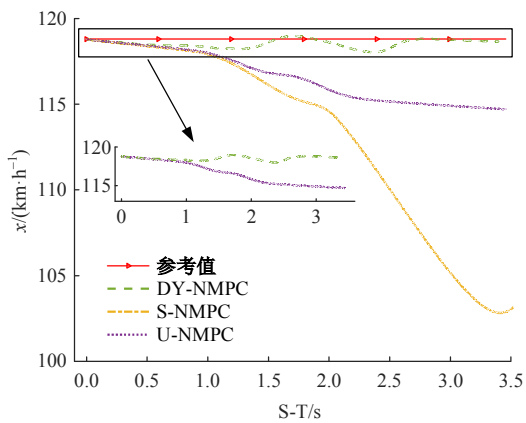


图 8 速度跟踪对照

Fig. 8 Comparison of speed tracking

同时,在 S-NMPC 中,由于未能考虑横/纵向控制的耦合,控制器在获取较大的差动转矩时,无法保证车辆的侧滑稳定性。图 14 展示了 3 种轨迹跟踪控制器下的车辆横摆角速度以及轮胎利用率曲线。由图 14(a)(b)可以看出,DY-NMPC 的全局横摆角速度与轮胎利用率能够稳定在动态极限内,并且,图 14(b)中四车轮的轮胎利用率近似趋

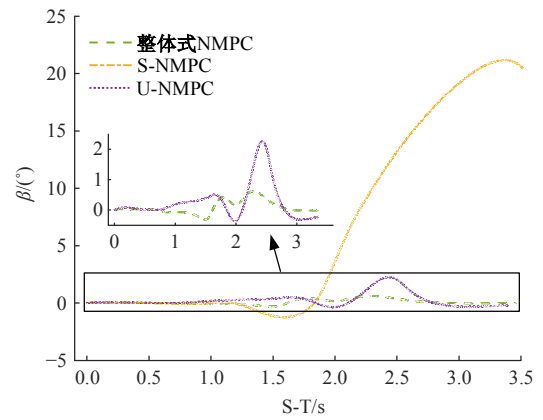


图 9 质心侧偏角对照

Fig. 9 The comparison of the vehicle sideslip angle

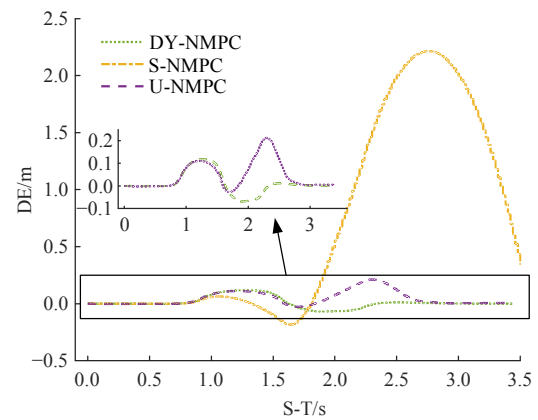


图 10 横向误差对照

Fig. 10 The comparison of lateral error

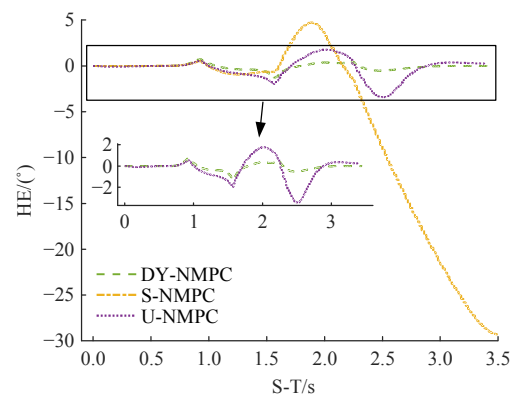


图 11 航向误差对照

Fig. 11 Comparison of heading error

向于动态平衡。

相反,图 14(c)~(f)所展现的 S-NMPC 及 U-NMPC 无法满足稳定性的动态约束要求,同时,在 1.7 s 和 2.5 s 附近,S-NMPC 和 U-NMPC 前后轴车轮的利用率严重失衡,这也严重增加了车辆失稳的风险。

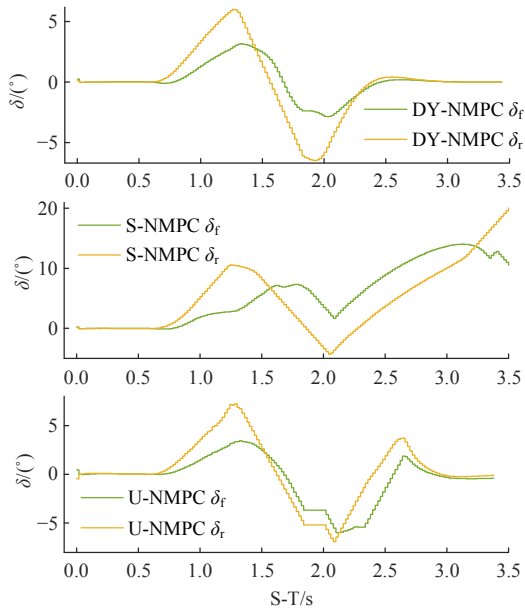


图 12 转向角对照

Fig. 12 Comparison of steering angle

为了直观比较 3 种控制器的表现,本文选择平均侧向偏差、侧向偏差峰值、平均速度偏差、速度偏差峰值、平均航向误差、航向误差峰值和质心侧偏角峰值对跟踪结果进行量化,具体结果见表 2。

经计算,在未加入动态约束及目标函数优化时,U-NMPC 精度已达到较高水平。引入动态约束和目标函数优化后,控制精度进一步提升: DY-NMPC 平均侧向偏差降低 38.24%,峰值降低 44.27%;平均航向误差降低 71.64%,峰值降低

62.93%,并且能够保持较小的速度损失。此外,质心侧偏角峰值降低了 72.33%,显著提高了车辆的稳定性表现。这些结果充分证明了整体式 NMPC 与动态约束以及目标函数优化的有效性。

3.2 高速双移线工况

3.1 节证明了本文所提出的整体式 NMPC 结合动态约束与目标函数优化在紧急换道操纵中的优势。为了更深入地评估该方法在确保车辆高速行驶稳定性方面的能力,采用高速双移线工况模拟高速避撞场景,对该方法单独进行测试。

目标轨迹选择 ISO/TR3888-1 规定的双移线道路,道路参数设置如式(25)所示。

$$\begin{cases} Y_{\text{ref}} = \frac{d_{n1}}{2} (1 + \tanh(r_1)) - \frac{d_{n2}}{2} (1 + \tanh(r_2)) \\ \varphi_{\text{ref}} = \arctan \left(d_{n1} \left(\frac{1}{\cosh(z_1)} \right)^2 \left(\frac{1.2}{d_{m1}} \right) - d_{y2} \left(\frac{1}{\cosh(r_2)} \right)^2 \left(\frac{1.2}{d_{m2}} \right) \right) \\ r_1 = 0.096(X - X_{s1}) - \frac{k_{\text{shape}}}{2} \\ r_2 = 0.096(X - X_{s2}) - \frac{k_{\text{shape}}}{2} \end{cases} \quad (25)$$

式中: $k_{\text{shape}}=2.4$; $d_{m1}=25$; $d_{m2}=21.95$; $d_{n1}=3.6$; $d_{n2}=3.6$; $X_{s1}=60$; $X_{s2}=120$ 。目标轨迹如图 15 所示。

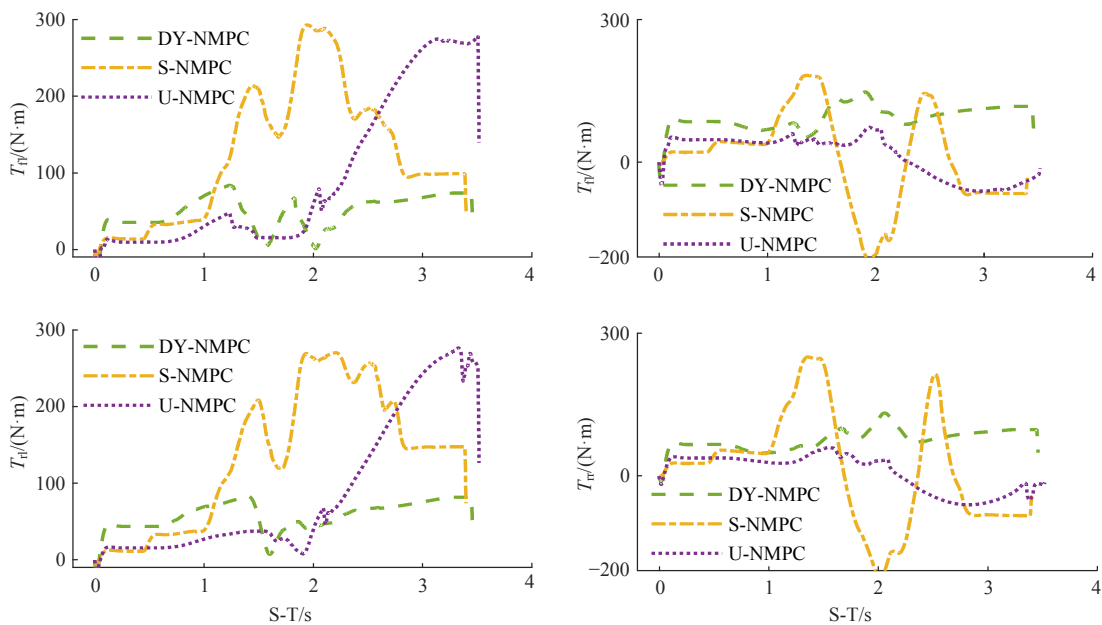


图 13 车轮矢量转矩对照

Fig. 13 Comparison of wheel vector torque

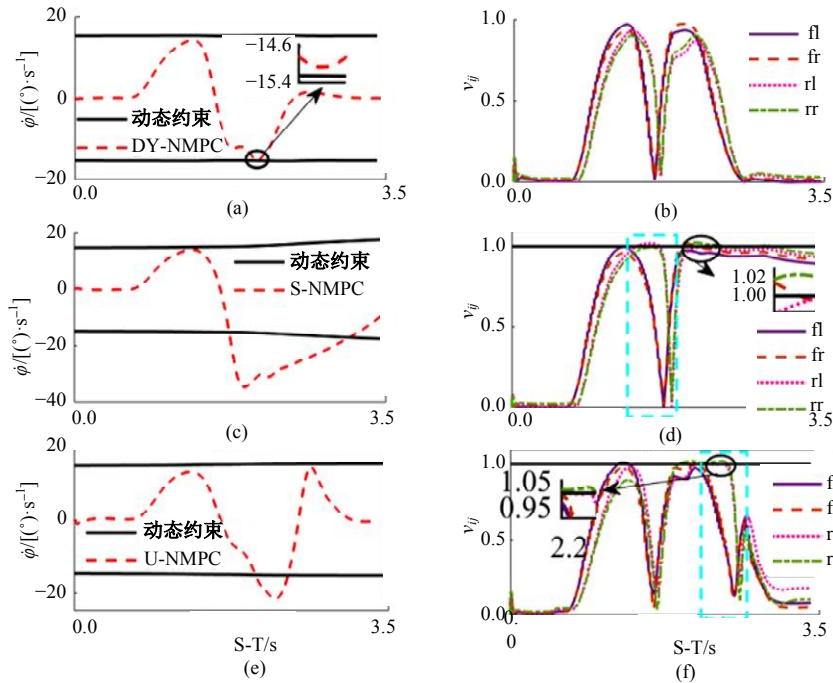


图 14 车辆横摆角速度及轮胎利用率

Fig. 14 Comparison of yaw rate and tire utilization

表 2 高速单移线工况控制器数据对比

Table 2 High-Speed single lane change scenario controller data comparison

量化指标	整体式 NMPC	S-NMPC	U-NMPC
平均侧向偏差/m	0.031 0	0.713 3	0.050 1
侧向偏差峰值/m	0.118 2	2.214 2	0.212 1
平均速度偏差/(km·h ⁻¹)	0.277 8	5.586 9	2.208 4
速度偏差峰值/(km·h ⁻¹)	0.767 6	15.982 5	4.093 5
平均航向偏差/(°)	0.222 9	7.057 3	0.786 0
航向偏差峰值/(°)	1.271 3	29.277 3	3.429 2
质心侧偏角峰值/(°)	0.624 7	21.179 5	2.257 4

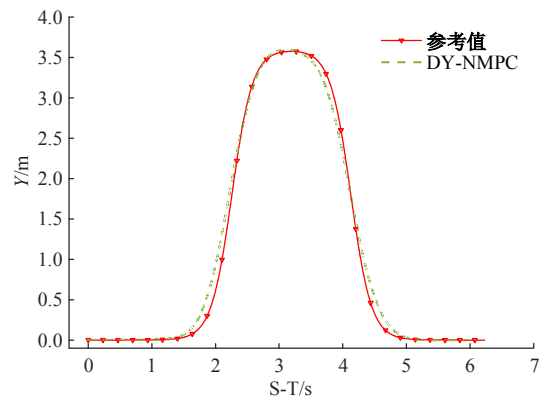


图 16 横向跟踪位置

Fig. 16 Lateral tracking position

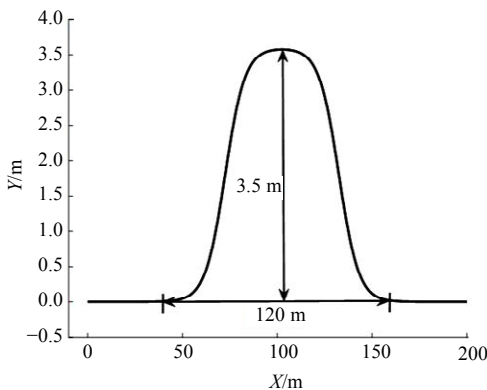


图 15 双移线目标轨迹

Fig. 15 Double-lane change target trajectory

图 16~图 21 展示了 DY-NMPC 在高速双移线工况下的轨迹跟踪以及车辆的稳定性约束情况。经计算,其最大侧向偏差为 0.204 1 m,平均侧向偏差为 0.054 7 m;航向偏差峰值为 1.17°,平

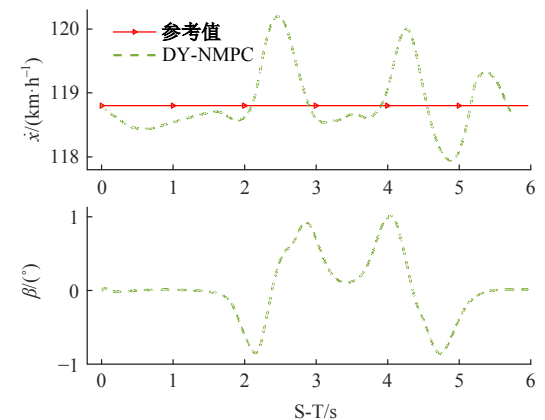


图 17 速度跟踪及车辆质心侧偏角

Fig. 17 Actual vehicle speed and center of mass sideslip angle

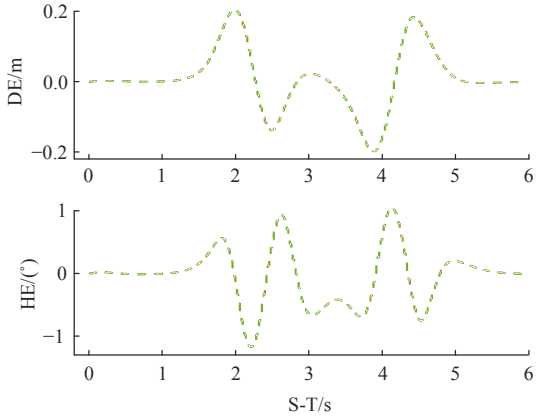


图 18 横向及航向跟踪误差

Fig. 18 Lateral and heading tracking error

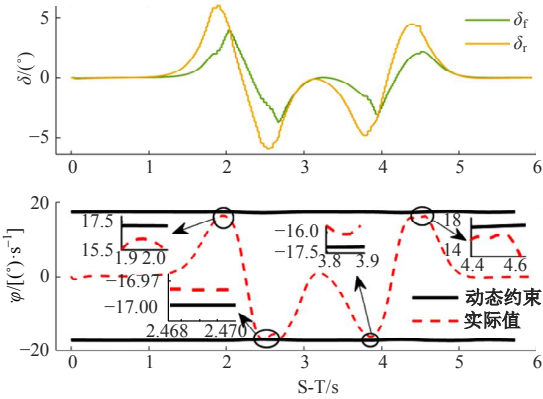


图 19 车轮转角及航向角速度动态约束

Fig. 19 Steering angle and dynamic yaw rate constraints

均航向峰值为 0.3165° ; 车辆质心侧偏角峰值为 1.0129° , 同时能够保证 1.396 km/h 误差内的速度波动。本组仿真实验中将车辆稳定性约束指标进行了量化, 并展示在图中, 结果表明, DY-NMPC 能够保证全局的稳定性动态约束。同时, 如图 21(a) 曲线所示, 弯道过程中各车轮轮胎利用率能够保证在动态稳定性极限范围内趋向于动态平衡。

为了进一步验证 DY-NMPC 的性能, 设置了一组低附着系数路面的双移线实验, 附着系数设置为 0.4 。路径跟踪结果如图 22~图 27 所示。

低附着路面工况下, DY-NMPC 的侧向偏差虽然有所增加, 但是最大侧向偏差仍然稳定在 0.5 m 左右。图 23 展示了低附着工况下 DY-NMPC 的速度跟踪情况及质心侧偏角, 虽然纵向误差略有上升, 但依然能够保证 4 km/h 之内的速度损失, 并且质心侧偏角的最大值并未显著提升。图 25、图 26 展示了低附着下 DY-NMPC 的动态

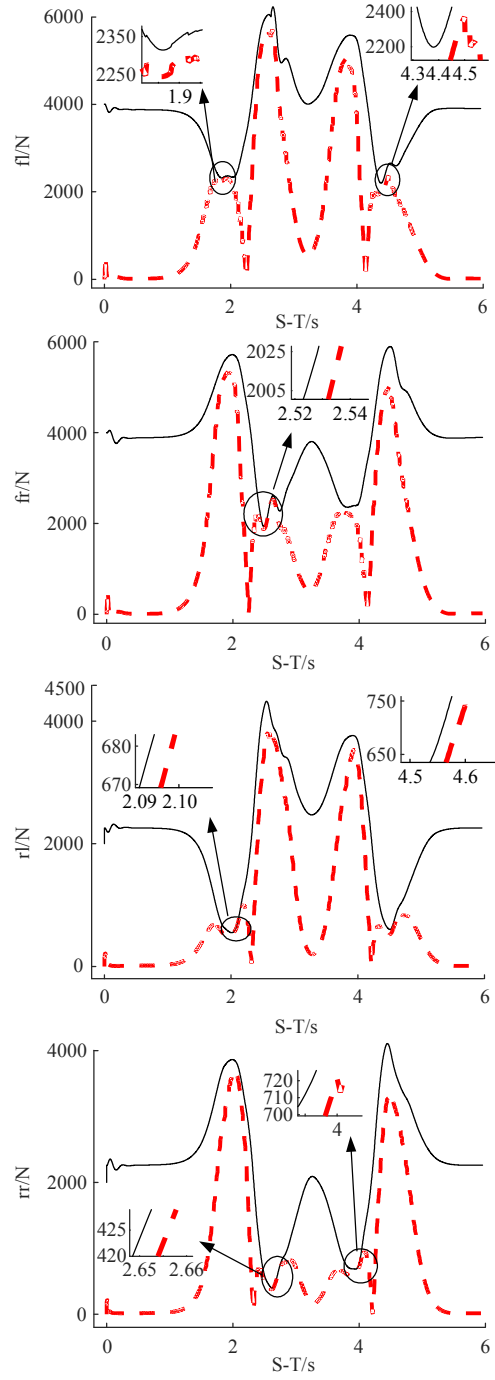


图 20 动态轮胎力极限约束

Fig. 20 Dynamic tire force limit constraints

约束能力, 由于附着系数的降低, 车辆的横摆运动被抑制, 因此航向角速度约束减小。另一方面, 由于附着系数的降低, 轮胎力极限显著下降, 但由图可知, 在此情况下 DY-NMPC 依然能够保证轮胎极限和航向角速度动态约束的有效性。

经量化计算, 低附着工况下, DY-NMPC 的侧向偏差峰值为 0.518 m , 平均侧向偏差为 0.0791 m ; 航向偏差的峰值和均值分别为 2.537° 和 0.038° ;

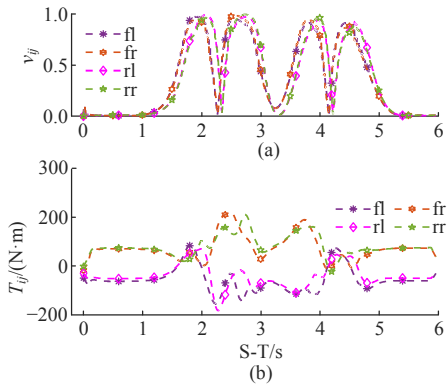


图 21 轮胎利用率和矢量转矩

Fig. 21 Tire utilization and vector torque

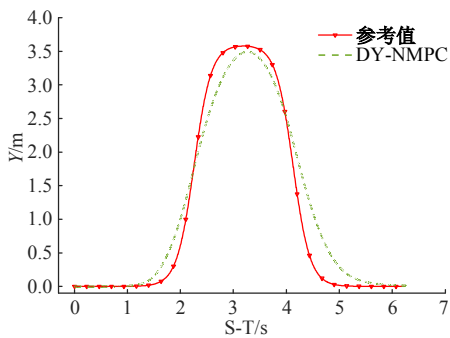


图 22 横向跟踪位置

Fig. 22 Lateral tracking position

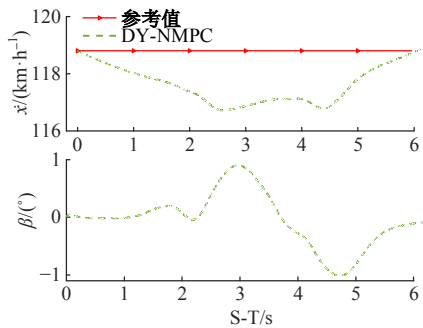


图 23 速度跟踪及车辆质心侧偏角

Fig. 23 Actual vehicle speed and center of mass sideslip angle

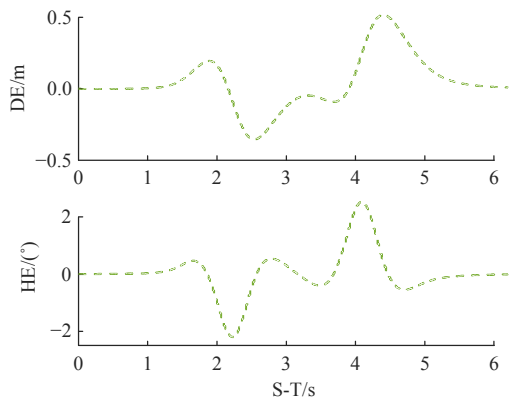


图 24 横向及航向跟踪误差

Fig. 24 Lateral and heading tracking error

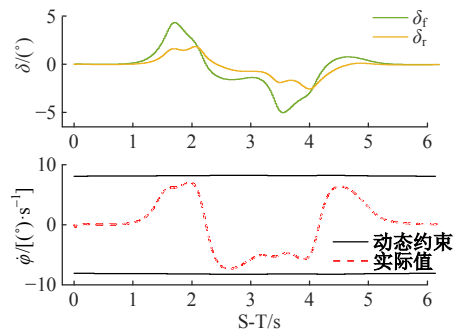


图 25 车轮转角及航向角速度动态约束

Fig. 25 Steering angle and dynamic yaw rate constraints

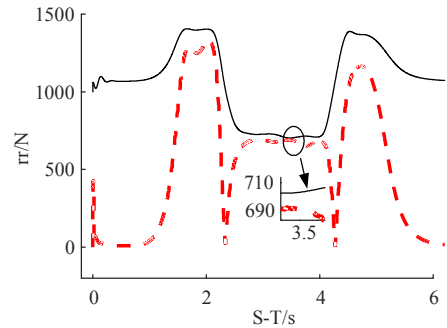
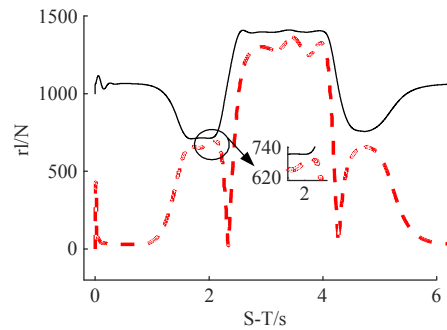
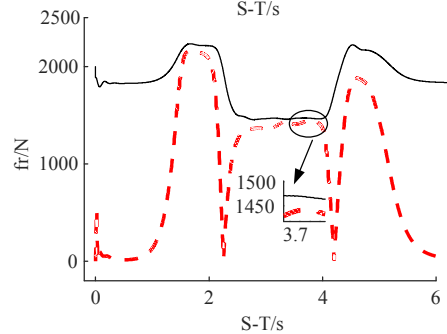
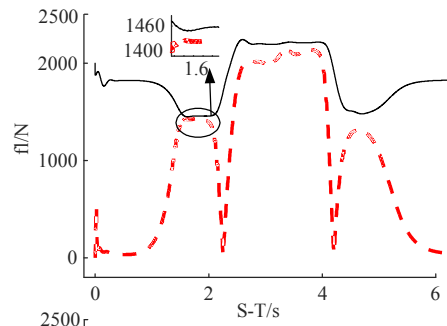


图 26 动态轮胎力极限约束

Fig. 26 Dynamic tire force limit constraints

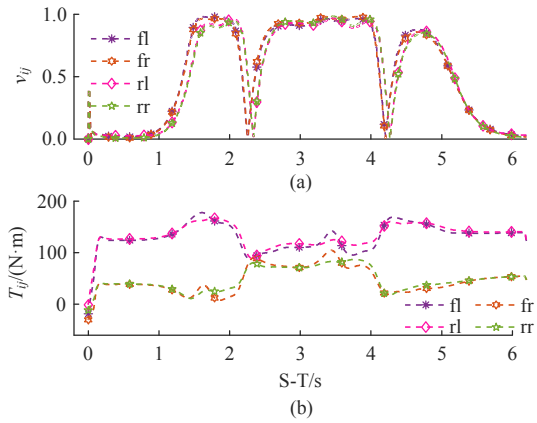


图27 轮胎利用率和矢量转矩

Fig. 27 Tire utilization and vector torque

车辆质心侧偏角的峰值为 1.015° 。以上分析进一步佐证了DY-NMPC能够在高速低附着的极限工况下优秀地完成轨迹跟踪任务,并能严格保证车辆的稳定性。

4 结束语

针对四轮独立驱动转向车辆的高速紧急操纵控制,提出了一种动态轮胎极限约束和轮胎利用率平衡优化的整体式NMPC轨迹跟踪控制器。该方法通过直接优化转角与车轮矢量转矩,避免了横/纵向控制的干涉。此外,通过引入动态摩擦圆极限约束与利用率平衡优化,防止单个轮胎超出摩擦极限而产生的失稳风险。通过仿真验证了该方法在高速公路紧急换道和避撞场景下的表现,实验结果表明,整体式的NMPC控制器能够更有效地协同横/纵向控制量,同时动态摩擦极限约束及利用率平衡优化的引入进一步提升了整体控制器在操纵精度和车辆稳定性方面的性能。

然而本研究仍存在一定的局限性,如多目标权重动态优化。未来的研究将致力于在多样化场景测试中,动态调整最优权重,以达到更优的控制性能。

参考文献:

[1] Stano P, Montanaro U, Tavernini D, et al. Model predictive path tracking control for automated road vehicles: a review[J]. Annual Reviews in Control, 2023, 55: 194-236.

[2] Peng H, Wang W, An Q, et al. Path tracking and direct yaw moment coordinated control based on robust MPC with the finite time horizon for autonomous independent drive vehicles[J]. IEEE Transactions on Ve-

hicular Technology, 2020, 69(6): 6053-6066.

- [3] 赵熙俊, 陈慧岩. 智能车辆路径跟踪横向控制方法的研究[J]. 汽车工程, 2011 (5): 382-387.
Zhao Xi-jun, Chen Hui-yan. A study on lateral control method for the path tracking of intelligent vehicles [J]. Automotive Engineering, 2011 (5): 382-387.
- [4] Elbanhawi M, Simic M, Jazar R. Receding horizon lateral vehicle control for pure pursuit path tracking [J]. Journal of Vibration and Control, 2018, 24(3): 619-642.
- [5] Hu C, Wang R, Yan F, et al. Output constraint control on path following of four-wheel independently actuated autonomous ground vehicles[J]. IEEE Transactions on Vehicular Technology, 2015, 65(6): 4033-4043.
- [6] 谢宪毅, 王禹涵, 金立生, 等. 基于改变控制时域时间步长的智能车轨迹跟踪控制[J]. 吉林大学学报: 工学版, 2024, 54(3): 620-630.
Xie Xian-yi, Wang Yu-han, Jin Li-sheng, et al. Intelligent vehicle trajectory tracking control based on adjusting step size of control horizon[J]. Journal of Jilin University (Engineering and Technology Edition), 2024, 54(3): 620-630.
- [7] Zhang L, Ding H, Huang Y, et al. An analytical approach to improve vehicle maneuverability via torque vectoring control: theoretical study and experimental validation[J]. IEEE Transactions on Vehicular Technology, 2019, 68(5): 4514-4526.
- [8] Jeong Y, Yim S. Path tracking control with four-wheel independent steering, driving and braking systems for autonomous electric vehicles[J]. IEEE Access, 2022, 10: 74733-74746.
- [9] Liang Y, Li Y, Zheng L, et al. Yaw rate tracking-based path-following control for four-wheel independent driving and four-wheel independent steering autonomous vehicles considering the coordination with dynamics stability[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 2021, 235(1): 260-272.
- [10] Yu Z, Luo R, Ma H, et al. Yaw rate and roll motion control of 4IWMD/4WS vehicle based on active rear steering and torque coordination[C]//2024 IEEE Intelligent Vehicles Symposium (IV), IEEE, 2024: 1470-1475.
- [11] Xie J, Xu X, Wang F, et al. Coordinated control based path following of distributed drive autonomous electric vehicles with yaw-moment control[J]. Control Engineering Practice, 2021, 106: 104659.

- [12] Falcone P, Eric Tseng H, Borrelli F, et al. MPC-based yaw and lateral stabilisation via active front steering and braking[J]. *Vehicle System Dynamics*, 2008, 46(S1): 611-628.
- [13] Wang G, Liu L, Meng Y, et al. Trajectory tracking control combined with steering and torque vector control based on holistic MPC[C]//2021 5th CAA International Conference on Vehicular Control and Intelligence (CVCI), IEEE, 2021: 1-6.
- [14] Li Z, Chen H, Liu H, et al. Integrated longitudinal and lateral vehicle stability control for extreme conditions with safety dynamic requirements analysis[J]. *IEEE Transactions on Intelligent Transportation Systems*, 2022, 23(10): 19285-19298.
- [15] Wu Y, Li B, Zhang N, et al. Rear-steering based decentralized control of four-wheel steering vehicle[J]. *IEEE Transactions on Vehicular Technology*, 2020, 69(10): 10899-10913.
- [16] Pacejka H. *Tire and Vehicle Dynamics*[M]. Oxford: Elsevier Ltd Oxford, 2005.
- [17] Bakker E, Pacejka H B, Lidner L. A new tire model with an application in vehicle dynamics studies[J]. *SAE Transactions*, 1989: 101-113.
- [18] Wang G, Liu L, Meng Y, et al. Integrated path tracking control of steering and braking based on holistic MPC[J]. *IFAC-Papers OnLine*, 2021, 54(2): 45-50.