

doi: 10.11835/j.issn.1000-582X.2026.05.005

引用格式:赵石凤,王文杰,舒然,等. 变速极限工况下分布式电动汽车稳定性纵横协调控制[J]. 重庆大学学报, 2026,49(5): 60-77.



变速极限工况下分布式电动汽车稳定性纵横协调控制

赵石凤,王文杰,舒然,李礼,舒红宇

(重庆大学机械与运载工程学院,重庆 400044)

摘要:针对传统定速控制方法在山区极限工况下适应性不足的问题,提出一种基于车辆纵横向耦合特性的变速协同控制策略。该策略采用分层架构:上层通过稳态评估模型为决策提供动态基准;中层结合双级模型预测控制协调四轮滑移率、主动前轮转向与直接横摆力矩,解决纵横向控制冲突并输出总驱动/横摆力矩;下层基于加权最小二乘法实现转矩的动态优化分配。最后,通过 Simulink 与 CarSim 仿真平台,对所设计的纵横协调控制策略搭建仿真模型,并模拟多种复杂道路工况进行验证,结果表明该控制策略能够显著提升分布式电动汽车在变速极限工况下的行驶稳定性。

关键词:变速极限工况;分布式驱动;纵横协调控制;分层控制

中图分类号:U461

文献标志码:A

文章编号:1000-582X(2026)05-060-18

Longitudinal-lateral coordinated stability control of distributed electric vehicles under variable speed limit conditions

ZHAO Shifeng, WANG Wenjie, SHU Ran, LI Li, SHU Hongyu

(College of Mechanical and Vehicle Engineering, Chongqing University, Chongqing 400044, P. R. China)

Abstract: To overcome the limitations of conventional constant-speed control methods in extreme mountainous conditions, this paper proposes a variable-speed coordinated longitudinal-lateral control strategy based on the coupling characteristics of vehicle dynamics. The strategy adopts a hierarchical control structure. The upper layer develops a steady-state evaluation model to provide decision support for subsequent control layers. The middle layer primarily utilizes a two-level model predictive control (MPC) framework to coordinate potential conflicts among longitudinal four-wheel slip rates, lateral active front steering (AFS) and direct yaw control (DYC), and outputs the total driving torque and yaw moment. The lower layer employs a weighted least squares method to optimally distribute torque based on the vehicle's operating state. A simulation model is constructed using Simulink and CarSim to evaluate performance under various complex road conditions. Results demonstrate that

收稿日期:2025-06-28

基金项目:国家自然科学基金资助项目(52372376);重庆市研究生科研创新项目(CYB240012)。

Supported by National Natural Science Foundation of China (52372376), and Graduate Research and Innovation Foundation of Chongqing (CYB240012).

作者简介:赵石凤(1999—),女,硕士研究生,研究方向汽车动力学与控制,(E-mail)sfzhao@stu.cqu.edu.cn。

通信作者:舒红宇,男,博士,教授,主要从事汽车传动、汽车动力学与控制、汽车分布式电驱动设计研究,(E-mail)shycqu@cqu.edu.cn。

the proposed strategy significantly improves the driving stability of distributed electric vehicles under variable-speed extreme conditions.

Keywords: variable speed limit conditions; distributed drive; longitudinal-lateral coordinated control; hierarchical control

随着电动汽车技术的不断进步和智能交通系统的日益发展,车辆稳定性控制已成为保障行车安全、提高驾驶体验的关键技术。特别是在低附着变速、高速弯道行驶等极限工况下,车辆的稳定性对于确保乘客的安全和车辆的操控性能具有决定性作用^[1]。分布式电动汽车以其独特的驱动方式和控制策略的灵活性^[2],为车辆稳定性控制提供了新的解决方案。

在现有研究中,Guo等^[3]设计了一种基于自适应模型预测控制(model predictive control, MPC)的协调操纵稳定性控制框架,仿真验证表明,该方法不仅可以提高正常工况下的机动性,还可以改善极端工况下的横向稳定性控制。Deng等^[4]设计了一种基于蚁群算法优化的线性二次调节器,用于路径跟随和主动前轮转向(active front steering, AFS)、直接横摆力矩(direct yaw moment control, DYC)相互协调的控制算法,仿真结果表明,该控制策略显著提升了横向稳定性控制的精度。此外,针对分布式电动汽车的稳定区域判别,Liu等^[5]设计了一种基于相平面稳定区域的横向稳定性控制协调策略:上层利用滑模控制的方法实现AFS和DYC的控制,下层设计转矩分配方法,并通过仿真研究了该算法的优势。然而,这些研究主要针对双移线、蛇形等标准恒速测试工况^[6-9],对复杂山区路况的适应性研究仍显不足。

在高海拔山区,道路条件复杂多变,环绕山体的道路崎岖不平,且伴随着显著坡度变化,要求车辆必须变换速度行驶以维持预定轨迹。在此类复杂环境下,若遇雨天、冰雪等低附着路面气候条件,车辆需频繁变速以维持预定轨迹,轮胎易进入非线性工作区,导致纵横向动力学耦合效应加剧^[10]。在此情境下,仅横向稳定性控制策略难以确保车辆按预期轨迹稳定行驶,而纵向运动状态的变化会引起驱动力矩分配不均^[11],进一步恶化车辆稳定性。因此,在山区复杂多变路况下,实现纵横向动力学的综合协调控制,对于保障车辆操纵稳定性至关重要。

当前,纵横协调的控制研究策略存在一些局限性。首先,纵向控制多集中于车速跟踪控制^[12-13]与横向控制策略进行协同设计,未能充分考虑其对稳定性的影响;其次,滑移率控制多采用简化PI算法^[14-15],难以满足复杂工况的要求;最后,现有控制策略在纵横动力学耦合效应的处理上仍存在明显不足,同时受限于控制系统的实时计算能力,制约了车辆稳定性控制性能的进一步提升。因此,开发一种能够综合考虑并协调纵横向动力学耦合效应的控制策略,成为提升分布式电动汽车在复杂山区路况下行驶稳定性的关键所在。

针对上述问题,提出一种纵横协调的控制协调策略。整体控制策略框架如图1所示。上层的信息判别层分别建立二自由度的参考模型、四轮滑移率触发条件和稳定性判别作为车辆的动态特性的稳态评估模型。中间层的纵横协调控制层利用PI和前馈的方式进行纵向车速的跟踪控制,同时考虑到MPC的先进性和实时性^[16]将纵向四轮滑移率和横向AFS/DYC利用2个独立的MPC控制器进行单独控制。该结构不仅降低了纵横向动力学之间的耦合影响,还优化了动力学模型控制架构。同时,通过改进算法求解方式^[17],该求解算法已在文献中证实,相比于线性MPC其计算速率可以提高3~4倍,因此,文中运用该求解方法可以提高控制系统的求解速度和精度,进而提高系统的实时性。另外,在下层的转矩分配层中,采用了一种基于加权最小二乘(weighted least squares, WLS)优化算法^[18]的策略,根据车辆状态和控制目标实时计算并分配转矩至各车轮。

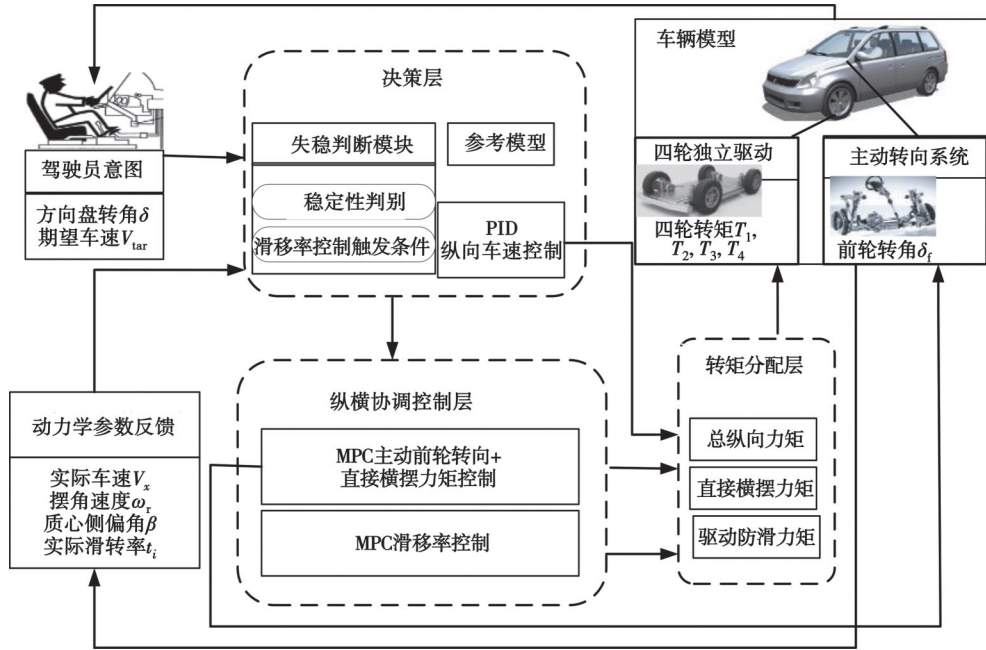


图 1 整体控制策略框架图

Fig. 1 The framework of overall control strategy

1 系统模型的建立

如图 2 所示,文中主要研究分布式电动汽车在驱动和转向工况下的纵横稳定性,研究中需对车辆模型做如下假设:1) 忽略其他因素的影响,以两前轮转角作为输入且角度相同;2) 主要考虑车辆的平面运动,不考虑侧倾和俯仰运动,建立车辆的纵向、横向和横摆的动力学方程为:

$$m(\dot{V}_x - V_y \omega_r) = (F_{xfl} + F_{xfr}) \cos \delta_f - (F_{yfl} + F_{yfr}) \sin \delta_f + F_{xrl} + F_{xrr}, \quad (1)$$

$$m(\dot{V}_y + V_x \omega_r) = (F_{xfl} + F_{xfr}) \sin \delta_f + (F_{yfl} + F_{yfr}) \cos \delta_f + F_{yrl} + F_{yrr}, \quad (2)$$

$$I_z \dot{\omega}_r = a[(F_{xfl} + F_{xfr}) \sin \delta_f + (F_{yfl} + F_{yfr}) \cos \delta_f] - b(F_{yrl} + F_{yrr}) + 0.5t_f(F_{yfl} - F_{yfr}) \sin \delta_f + M_z. \quad (3)$$

式中: m 表示整车质量; V_x 表示车速在纵向上的分量; V_y 表示车速在横向上的分量; ω_r 表示车辆横摆角速度; δ_f 表示前轮转角; I_z 表示整车绕垂直轴的转动惯量; a 表示整车质心到前轴的距离; b 表示整车质心到后轴的距离, $L=a+b$; t_f 表示前轴的轮距; t_r 表示后轴的轮距, F_{xi} 、 F_{yi} ($i=fl, fr, rl, rr$ 分别表示前左、前右、后左、后右)为轮胎纵向力和侧向力, M_z 为附加横摆力矩,为

$$M_z = 0.5t_f(F_{xfr} - F_{xfl}) \cos \delta_f + 0.5t_r(F_{xrr} - F_{xrl}). \quad (4)$$

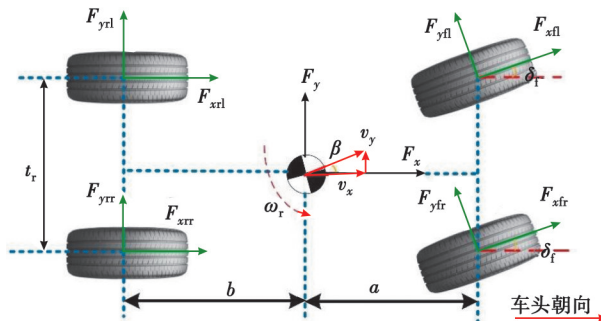


图 2 分布式驱动电动汽车动力学模型

Fig. 2 Dynamics model of distributed drive electric vehicle

四轮转动方程为

$$J_{oi} \dot{\omega}_i = T_{mi} - T_{bi} - r_c F_{xi}, \quad (5)$$

式中: J_{ω_i} 为车轮的转动惯量; T_{m_i} 为车轮驱动力矩; T_{b_i} 为车轮制动力矩; r_c 为车轮半径; ω_i 为车轮转速,文中忽略车轮的制动力矩。

对于车辆的纵向稳定性,主要体现在车轮的滑移率抑制上,防止车轮打滑抱死^[19]。滑移率计算模型为

$$\kappa_i = \frac{\omega_i r_c - V_x}{\max(V_x, \varepsilon)} \quad (6)$$

为了防止在分母处的车速从零开始变化导致公式出现无穷大的情况,设定一个很小的常数 ε 。

在整车动力学研究中,轮胎模型是考虑的重点,文中选择魔术轮胎计算公式^[20]来计算车轮力,为

$$\begin{cases} F_x = D_x \sin \left\{ C_x \arctan \left[B_x \kappa - E_x B \left(\kappa - \arctan(B_x \kappa) \right) \right] \right\}, \\ F_y = D_y \sin \left\{ C_y \arctan \left[B_y \alpha - E_y \left(B_y \alpha - \arctan(B_y \alpha) \right) \right] \right\}. \end{cases} \quad (7)$$

式中: κ 表示轮胎的滑移率; α 表示轮胎的侧偏角, B 、 C 、 D 、 E 由式(8)计算,其各参数如表 1 所示。

$$\begin{aligned} B_x &= \frac{b_3 F_z^2 + b_4 F_z}{CD e^{b_1 F_z}}, & B_y &= \frac{a_3 \sin[2 \arctan(F_z/a_4)]}{CD}, & C_x &= b_0, & C_y &= a_0, \\ D_x &= b_1 F_z^2 + b_2 F_z, & D_y &= a_1 F_z^2 + a_2 F, & E_x &= b_6 F_z^2 + b_7 F_z + b_8, & E_y &= a_5 F_z + a_6. \end{aligned} \quad (8)$$

前后轮侧偏角 α_f 、 α_r 为

$$\begin{cases} \alpha_f = \beta + \frac{\omega_r a}{V_x} - \delta_f, \\ \alpha_r = \beta - \frac{\omega_r b}{V_x}. \end{cases} \quad (9)$$

表 1 魔术轮胎公式参数

Table 1 Parameters of magic tire formula

a_0	a_1	a_2	a_3	a_4	a_5	a_6	b_0	b_1	b_2	b_3	b_4	b_5	b_6	b_7	b_8
1.72	-0.3	1 120	1 250	6.95	0.005 2	0.192 5	1.57	0.5	1 200	60	300	0.17	0	0	0.2

2 控制决策算法

2.1 失稳判断模块设计

文中选择车轮的滑移率、横摆角速度和质心侧偏角来判断车辆的行驶稳定性。滑移率参考值计算采用 Burckhardt 轮胎模型求极值的方法^[21]计算,为

$$\kappa_{op} = \frac{\ln(C_1 C_2) - \ln(C_3)}{C_2}, \quad (10)$$

式中: $\ln(\cdot)$ 表示自然对数函数; κ_{op} 表示滑移率的参考值; C_1 、 C_2 、 C_3 表示轮胎模型随路面类型变化的参考值。

图 3 为滑移率触发条件流程示例,通过比较车辆每个时刻的实际输出滑移率 κ_i 和由式(10)计算出来的参考 κ_{op} 值,若出现 $\kappa_{op} > \kappa_i$ 情况,则认为应当启动滑移率控制模块。

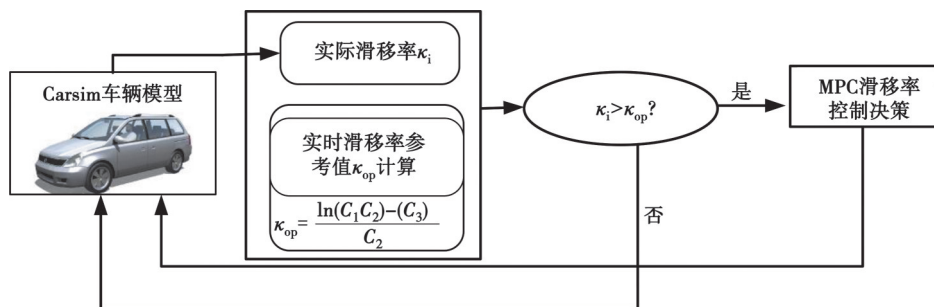


图 3 滑移率控制触发条件

Fig. 3 Trigger conditions for slip ratio control

利用横摆角速度阈值法和相平面法^[20]互补作为车辆稳定性判断的方法,其稳定边界方程为

$$|B_1\beta + B_2\dot{\beta}| \leq \zeta. \quad (11)$$

根据车辆状态信息和路面信息计算出 B_1 、 B_2 和质心侧偏角,然后通过当前车速和方向盘转角来比较实际横摆角速度和期望横摆角速度的差值来决定是否触发控制模块。

2.2 参考模型

由于线性二自由度车辆模型结构简单、响应迅速,将其应用于参考模型的设计能够很好地反映车辆转向过程中的理想稳态特性,如图4所示。其动力学方程为

$$\begin{bmatrix} \dot{\beta} \\ \dot{\omega}_r \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{2C_f + 2C_r}{mV_x} & \frac{2aC_f - 2bC_r}{mV_x^2} - 1 \\ \frac{2aC_f - 2bC_r}{I_z} & \frac{2a^2C_f + 2b^2C_r}{I_zV_x} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \beta \\ \omega_r \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \frac{-2C_f}{mV_x} \\ \frac{-2aC_f}{I_z} \end{bmatrix} \delta_f, \quad (12)$$

式中: C_f 表示前轮侧偏刚度; C_r 表示后轮侧偏刚度; β 表示车辆质心侧偏角。

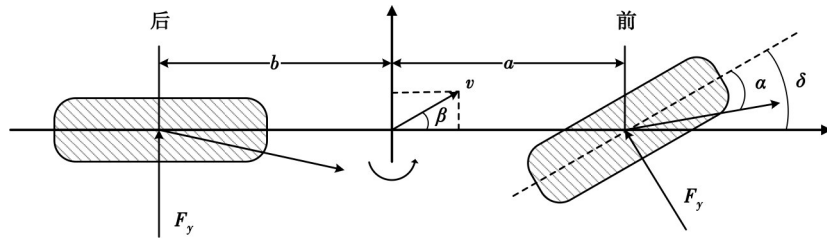


图4 车辆二自由度模型

Fig. 4 2-DOF vehicle model

然而,二自由度车辆模型不能完全反映极端条件下轮胎的非线性特性。因此,这里将根据地面附着系数对期望值进行修正,最终期望输出为

$$\begin{cases} \beta_{ref} = \min \left\{ |\beta|, \left| \arctan(0.02\mu g) \right| \right\} \text{sgn}(\delta_f), \\ \omega_{r_ref} = \min \left\{ |\omega_r|, 0.85 \left| \frac{\mu g}{V_x} \right| \right\} \text{sgn}(\delta_f). \end{cases} \quad (13)$$

2.3 PI纵向车速控制模块

车辆的驱动控制研究中,车速是至关重要的参数,也是驾驶员希望控制的变量,驾驶员总是希望实际的车速能够很好地跟随理想车速。如图5所示,驾驶员模块识别的驾驶员期望车速和实际车速会经过PI车速协调控制模块,判断出当前应当跟随的理想车速,并基于实际车速和理想车速决策出车辆的总纵向力矩,并经前馈控制对总纵向力矩进行修正,经下层分配后的力矩传递到整车模块CarSim中。

车速控制器采用PI控制算法,根据车辆的实际车速与期望车速通过PI控制方法得出维持车辆运动所需的总纵向力矩 T_{all} ,如式(14)所示。

$$\begin{cases} e_u = V_{tar} - V_x, \\ \varepsilon = k_p e_u + k_i \int e_u dt, \\ T_{all} = k_u \varepsilon, \end{cases} \quad (14)$$

式中: V_{tar} 、 V_x 分别为理想车速和实际车速; ε 为踏板开度,范围为 $[0, 1]$; k_p 、 k_i 为PI控制器参数; k_u 为速度系数,由电机最大转矩决定。

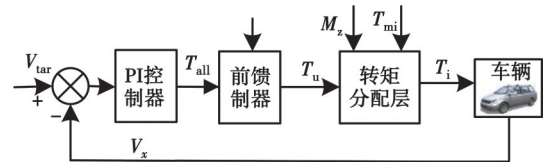


图5 PI速度控制结构

Fig. 5 PI speed control structure

2.4 纵横稳定决策层设计

2.4.1 滑移率控制器的设计

四轮滑移率控制融合了车辆的纵向动力学特性与四轮独立驱动的灵活性,实现了对驱动力矩的直接高效调控。具体而言,通过精确地将滑移率维持在特定稳定区间内^[22-23]并能够动态计算出维持车辆稳定性所需的最佳驱动力矩分配,便可以增强车辆在复杂山区路况下的行驶稳定性与适应性。

滑移率控制器的结构设计如图 6 所示,采用了前馈加反馈的控制方式来实现滑移率的控制。在前馈控制中,通过实时获取车轮滑移率,并基于 4 个车轮滑移率的最大值,对 PI 车速控制的总纵向力矩进行调整,以提前降低车轮滑移率的尖峰值。前馈控制计算公式为

$$T_u = [1 - \max(\kappa_i)] \cdot T_{all}, \quad (15)$$

式中: κ_i 为 4 个车轮的滑移率; T_{all} 为 PI 车速跟随模块计算出的总纵向力矩。

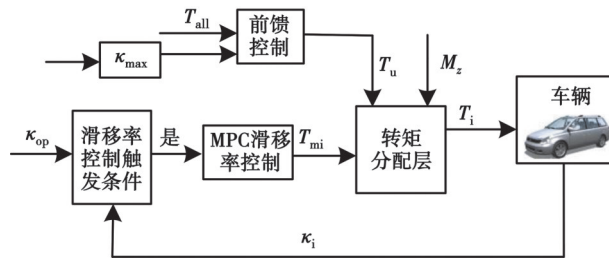


图 6 滑移率控制结构设计

Fig. 6 Design of slip ratio control structure

对于单个力矩的控制则采用 MPC 反馈方式将滑移率控制在参考值附近,具体的滑移率参考值通过式 (10) 计算。当 MPC 滑移率控制器启动时,控制器会计算出各个车轮的防滑力矩修正值 T_{mi} ,并施加到相应车轮上,以降低系统的稳态偏差。反馈控制的目的是确保输出量控制在参考值附近,并且控制输出的控制力矩变化不能过大。具体地,选取状态量为

$$\mathbf{x} = [\kappa_{fl}, \kappa_{fr}, \kappa_{rl}, \kappa_{rr}]^T。$$

控制量为

$$\mathbf{u} = [T_{mfl}, T_{mfr}, T_{mrl}, T_{mrr}]^T。$$

输出量定义为

$$\mathbf{y} = [\kappa_{fl}, \kappa_{fr}, \kappa_{rl}, \kappa_{rr}]^T。$$

为了保持轮胎稳定,纵向滑移率要较小,对每个车轮的纵向滑移率进行近似线性化处理^[21],处理后的线性方程为

$$F_{xi} = k_{xi} \kappa_i。 \quad (16)$$

式中, k_{xi} 表示纵向滑移率刚度,它是由轮胎垂直载荷 F_{zi} 决定,表达式如下:

$$k_{xi} = F_{zi} \cdot (p_{Kx1} + p_{Kx2} df_z) \cdot \exp(p_{Kx3} df_z), \quad (17)$$

$$df_z = (F_z - F_{z0}) / F_{z0}。$$

式中: p_{Kx1} 、 p_{Kx2} 、 p_{Kx3} 分别为标称载荷下的纵滑刚度、纵滑刚度随载荷变化系数和纵滑刚度随载荷变化指数系数,取值分别为 1.69、13.774、0.411^{9[22]}, F_{z0} 用来表示车辆的初始载荷, F_{zi} 计算表达式如下。

$$\begin{cases} F_{zfl} = \frac{mgb}{2L} - \frac{ma_x h}{2L} - \frac{ma_y bh}{Lt_f} + \frac{ma_x a_y h^2}{gLt_f}, \\ F_{zfr} = \frac{mgb}{2L} - \frac{ma_x h}{2L} + \frac{ma_y bh}{Lt_f} - \frac{ma_x a_y h^2}{gLt_f}, \\ F_{zrl} = \frac{mga}{2L} + \frac{ma_x h}{2L} - \frac{ma_y ah}{Lt_r} + \frac{ma_x a_y h^2}{gLt_r}, \\ F_{zrr} = \frac{mga}{2L} + \frac{ma_x h}{2L} + \frac{ma_y ah}{Lt_r} - \frac{ma_x a_y h^2}{gLt_r}。 \end{cases} \quad (18)$$

假设,摩擦阻力、空气阻力和制动力矩都为0, $V_x > 0, \omega_i > 0$, 对式(6)两边求微分并将式(1)(5)代入(此处不考虑前轮转角)得状态方程:

$$\dot{\kappa}_i = \frac{r_e(T_{mi} - T_{bi} - r_e F_{xi})}{V_x J_{\omega i}} - (1 + \kappa_i) \frac{\dot{V}_x}{V_x} = \frac{r_e(T_{mi} - r_e F_{xi})}{V_x J_{\omega i}} - \frac{(1 + \kappa_i)}{m V_x} F_{x \text{all}}, \quad (19)$$

$$F_{x \text{all}} = F_{fl} + F_{fr} + F_{rl} + F_{rr}$$

对式(19)利用泰勒展开进行线性化及欧拉离散化^[24]得到增量线性时变模型:

$$\begin{cases} \tilde{\mathbf{x}}_{k+1} = \left(\mathbf{I} - \frac{\mathbf{a} dt}{2} \right)^{-1} \left(\mathbf{I} - \frac{\mathbf{a} dt}{2} \right) \mathbf{x}_k + \mathbf{b} \Delta \mathbf{u} dt, \\ \tilde{\mathbf{y}}_k = \mathbf{c} \mathbf{x}_k. \end{cases} \quad (20)$$

其中,

$$\begin{cases} \tilde{\mathbf{a}} = \left(\mathbf{I} - \frac{\mathbf{a} dt}{2} \right)^{-1} \left(\mathbf{I} - \frac{\mathbf{a} dt}{2} \right), \\ \mathbf{a} = \left[\frac{\partial f_i}{\partial x_{1-4}} \right], \\ \mathbf{b} = \left[\frac{\partial f_i}{\partial u_{1-4}} \right]. \end{cases}$$

为了加快运算过程中矩阵的计算速率,将状态量与控制变量整合^[25]构造新的状态向量 ξ_k , 即 $\xi_k = [\tilde{\mathbf{x}}_k, \tilde{\mathbf{y}}_{k-1}]^T$, 则构造新的状态空间方程为

$$\begin{cases} \xi_{k+1} = \mathbf{A} \xi_k + \mathbf{B} \Delta \mathbf{u}_k, \\ \mathbf{y}_k = \mathbf{C} \xi_k. \end{cases} \quad (21)$$

式中,

$$\begin{cases} \mathbf{A} = \begin{pmatrix} \tilde{\mathbf{a}} & \mathbf{b} \\ \mathbf{0}_{m \times n} & \mathbf{I}_m \end{pmatrix}, \\ \mathbf{B} = \begin{pmatrix} \mathbf{b} \\ \mathbf{I}_m \end{pmatrix}, \\ \mathbf{C} = (\mathbf{I}_m, \mathbf{0}). \end{cases}$$

设定预测时域为 N_p , 控制时域为 N_c , 则式(21)升维得:

$$\mathbf{Y}_{N_p}(k+1|k) = \boldsymbol{\psi} \boldsymbol{\xi}(k) + \boldsymbol{\theta} \Delta \mathbf{U}(k). \quad (22)$$

其中各矩阵的计算如下:

$$\mathbf{Y}_{N_p}(k+1|k) \stackrel{\text{def}}{=} \begin{pmatrix} \mathbf{y}(k+1|k) \\ \mathbf{y}(k+2|k) \\ \vdots \\ \mathbf{y}(k+N_p|k) \end{pmatrix}_{N_p \times 1}, \quad \Delta \mathbf{U}(k) \stackrel{\text{def}}{=} \begin{pmatrix} \Delta \mathbf{u}(k) \\ \Delta \mathbf{u}(k+1) \\ \vdots \\ \Delta \mathbf{u}(k+N_c-1) \end{pmatrix}_{N_c \times 1}$$

$$\boldsymbol{\psi} = \begin{pmatrix} \mathbf{C} \mathbf{A} \\ \mathbf{C} \mathbf{A}^2 \\ \vdots \\ \mathbf{C} \mathbf{A}^{N_p} \end{pmatrix}_{N_p}, \quad \boldsymbol{\theta} = \begin{pmatrix} \mathbf{C} \mathbf{B} & \mathbf{0} & \cdots & \mathbf{0} \\ \mathbf{C} \mathbf{A} \mathbf{B} & \mathbf{C} \mathbf{B} & \cdots & \mathbf{0} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ \mathbf{C} \mathbf{A}^{N_c-1} \mathbf{B} & \mathbf{C} \mathbf{A}^{N_c-2} \mathbf{B} & \cdots & \mathbf{C} \mathbf{B} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ \mathbf{C} \mathbf{A}^{N_p-2} \mathbf{B} & \mathbf{C} \mathbf{A}^{N_p-3} \mathbf{B} & \cdots & \mathbf{C} \mathbf{A}^{N_p-N_c-1} \mathbf{B} \\ \mathbf{C} \mathbf{A}^{N_p-1} \mathbf{B} & \mathbf{C} \mathbf{A}^{N_p-2} \mathbf{B} & \cdots & \mathbf{C} \mathbf{A}^{N_p-N_c} \mathbf{B} \end{pmatrix}_{N_p \times N_c} \quad (23)$$

MPC 反馈控制器设计的首要目的是保障车辆在行驶过程中具有良好的驱动性能,使得4个车轮实际的滑移率同时跟踪上期望值,设计代价函数的第一部分为

$$J_1 = \left\| \left(\mathbf{Y}(k+1|k) - \mathbf{R}(k+1) \right) \right\|^2.$$

$\mathbf{R}(k+1)$ 表示4个车轮参考纵向滑移率,根据式(10)进行计算。其次,当控制器解算出控制量后,控制动

作的变化量不应太大,因此代价函数的第二部分设计为

$$J_2 = \|\Delta \mathbf{U}(k)\|^2。$$

在实际过程中为了取得更好的控制效果,需要考虑避免驱动饱和,控制器优化得到的控制量不应超过电机的最大输出力矩值;同时,为了保障车辆的加速和制动性能,4个车轮的纵向滑移率需保持在稳定区间内。即:

$$\begin{aligned} -T_{\min} &\leq T_{ci}(k+j) \leq T_{\max}, \\ -\kappa_{opi} &\leq \kappa_i(k+m) \leq \kappa_{opi}。 \end{aligned}$$

综上所述,基于模型预测控制算法的滑移率控制可以描述为以下优化问题:

$$\begin{aligned} \min_{U(k)} J &= J_1 + J_2 = \left\| \Gamma_y (\mathbf{Y}(k+1|k) - \mathbf{R}(k+1)) \right\|^2 + \left\| \Gamma_u \Delta \mathbf{U}(k) \right\|^2, \\ \text{s.t. } T_{\min} &\leq T_{ci}(k+j) \leq T_{\max}, \\ -\kappa_{opi} &\leq \kappa_i(k+m) \leq \kappa_{opi}。 \end{aligned} \quad (24)$$

式中, Γ_y 和 Γ_u 分别表示输出误差和控制增量的加权因子。

对于代价函数的求解采用在线显示求解方法,通过罚函数的方法将约束问题转化为无约束问题求解^[22],从而提高系统计算的速率。选用惩罚因子 $\Delta \mathbf{u}(k)$ 是已知 $k-1$ 时刻的控制输入向量 $\Delta \mathbf{U}(k-1)$ 的第二个分量,即 $\hat{\mathbf{u}}(k) = \mathbf{u}(k-1) + \Delta \mathbf{u}(k)$ 。将问题(24)转换为无约束问题,新的目标函数为

$$J = \left\| \Gamma_y (\mathbf{Y}_{H_p}(k+1|k) - \mathbf{R}(k+1|k)) \right\|^2 + \left\| \alpha \Gamma_u \Delta \mathbf{U}(k) \right\|^2, \quad (25)$$

其中 $\alpha = \text{diag}(\lambda(\hat{\mathbf{u}}(k)) \quad 1 \quad \dots \quad 1)$, 定义辅助变量:

$$\mathbf{Z} = \begin{bmatrix} \Gamma_y (\mathbf{Y}_{H_p}(k+1|k) - \mathbf{R}(k+1|k)) \\ \alpha \Gamma_u \Delta \mathbf{U}(k) \end{bmatrix}。$$

则最终代价函数可以表示为

$$\min \mathbf{Z}^T \mathbf{Z}。 \quad (26)$$

将预测方程(22)代入式(26)中得

$$\mathbf{Z} = \begin{bmatrix} \Gamma_y \boldsymbol{\theta} \\ \alpha \Gamma_u \end{bmatrix} \Delta \mathbf{U}(k) - \begin{bmatrix} \Gamma_y (\mathbf{R}(k+1|k) - \psi \boldsymbol{\xi}(k)) \\ 0 \end{bmatrix} = \mathbf{A}t - \mathbf{b}。$$

由于

$$\frac{d^2(\mathbf{Z}^T \mathbf{Z})}{dt^2} = 2\mathbf{A}^T \mathbf{A} > 0,$$

因此在 t^* 处取得最优值:

$$\begin{aligned} \frac{d(\mathbf{Z}^T \mathbf{Z})}{dt} &= 2 \left(\frac{d\mathbf{Z}}{dt} \right)^T \mathbf{Z} = 2\mathbf{A}^T (\mathbf{A}t - \mathbf{b}) = 0, \\ t^* &= (\mathbf{A}^T \mathbf{A})^{-1} \mathbf{A}^T \mathbf{b}。 \end{aligned}$$

最终得到 k 时刻的最优控制向量为

$$\Delta \mathbf{U}^*(k) = (\boldsymbol{\theta}^T \Gamma_y^T \Gamma_y \boldsymbol{\theta} + (\alpha \Gamma_u)^T (\alpha \Gamma_u))^{-1} * (\boldsymbol{\theta}^T \Gamma_y^T \Gamma_y \mathbf{E}_{p2}(k+1|k))。 \quad (27)$$

2.4.2 横向稳定性控制器设计

在对主动前轮转向和直接横摆力矩控制分析的基础上,横摆力矩决策的根本目标是在保证质心偏侧角较小的情况下,使横摆角速度最大限度地跟随理想值,从而满足驾驶员的驾驶意图,横向控制结构图如图7所示。

文中在参考模型的基础上,以纵向车速、横摆角速度和质心侧偏角状态变量,为

$$\mathbf{x} = [v_x \quad \beta \quad \omega_r]^T。$$

以前轮转角和附加横摆力矩为控制输出变量,为

$$\mathbf{u} = [\delta_f \quad \Delta M]^T。$$

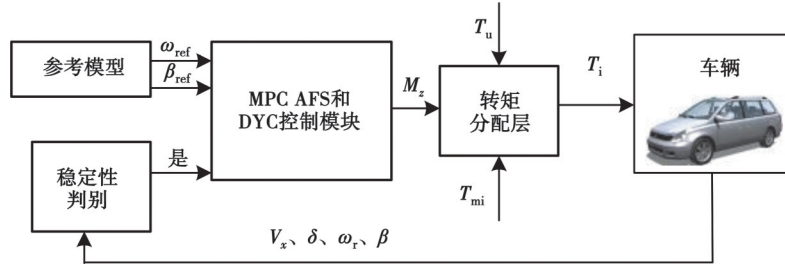


图7 横向稳定控制结构图

Fig. 7 Lateral stability control structure

根据式(1)~(3),得 f 关于 \mathbf{x} 、 \mathbf{u} 状态空间方程如下:

$$f(\mathbf{x}, \mathbf{u}) = \begin{pmatrix} v_y \omega_r + \frac{1}{m} [(F_{xfl} + F_{xfr}) \cos \delta_f - (F_{yfl} + F_{yfr}) \sin \delta_f + F_{xrl} + F_{xrr} - \\ \omega_r + \frac{1}{mv_x} [(F_{xfl} + F_{xfr}) \sin \delta_f + (F_{yfl} + F_{yfr}) \cos \delta_f + F_{yrl} + F_{yrr}] \\ \frac{1}{I_z} \{ a [(F_{xfl} + F_{xfr}) \sin \delta_f + (F_{yfl} + F_{yfr}) \cos \delta_f] - b (F_{yrl} + F_{yrr}) + 0.5 t_f (F_{yfl} - F_{yfr}) \sin \delta_f + M_z \} \end{pmatrix} \quad (28)$$

对其进行线性化、离散化,以及将状态量和控制量重新构造得到增量线性时变模型为

$$\begin{cases} \mathbf{x}_n(k+1) = \mathbf{A}_n \mathbf{x}_n(k) + \mathbf{B}_n \Delta \mathbf{u}(k) + \Delta \mathbf{D}(k), \\ \mathbf{y}(k) = \mathbf{C}_n \mathbf{x}_n(k). \end{cases} \quad (29)$$

各矩阵为

$$\mathbf{x}_n = \begin{pmatrix} \mathbf{x}(k) \\ \mathbf{u}(k-1) \end{pmatrix}, \quad \mathbf{A}_n = \begin{pmatrix} \mathbf{A}_{k,t} & \mathbf{B}_{k,t} \\ \mathbf{0}_{m \times n} & \mathbf{I}_m \end{pmatrix}, \quad \mathbf{B}_n = \begin{pmatrix} \mathbf{B}_{k,t} \\ \mathbf{I}_m \end{pmatrix}, \quad \mathbf{C}_n = \begin{pmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \end{pmatrix}, \quad \Delta \mathbf{D}(k) = \begin{pmatrix} \Delta \mathbf{d}(k) \\ \mathbf{0}_{m \times 1} \end{pmatrix},$$

$$\Delta \mathbf{d}(k) = \mathbf{x}(k) - \mathbf{x}(k-1) + T \mathbf{x}(k-1) - \mathbf{A}_{k,t} \mathbf{x}(k-1) - \mathbf{B}_{k,t} \mathbf{u}(k-1).$$

式中:

$$\begin{cases} \mathbf{A}_{k,t} = \mathbf{I} + T \frac{\partial f}{\partial \mathbf{x}} \Big|_{\mathbf{x}=\mathbf{x}(k)}, \\ \mathbf{B}_{k,t} = T \frac{\partial f}{\partial \mathbf{u}} \Big|_{\mathbf{u}=\mathbf{u}(k)}, \\ \Delta \mathbf{x}(k) = \mathbf{x}(k) - \mathbf{x}(k-1), \\ \Delta \mathbf{u}(k) = \mathbf{u}(k) - \mathbf{u}(k-1). \end{cases}$$

式中: $\Delta \mathbf{d}(k)$ 为泰勒展开的高阶项; \mathbf{I} 表示单位矩阵; T 表示时间步长; n 为状态变量的个数; m 为控制变量的个数。定义 H_p 为预测时域, H_c 为控制时域,则输出向量、输入向量(与式(23)计算相同)和干扰向量为

$$\Delta \mathbf{D}_{H_p}(k) \stackrel{\text{def}}{=} \begin{pmatrix} \Delta \mathbf{D}(k) \\ \Delta \mathbf{D}(k+1) \\ \vdots \\ \Delta \mathbf{D}(k+H_p-1) \end{pmatrix}_{H_p \times 1} \quad (30)$$

系统未来 H_p 步的输出为

$$\mathbf{Y}_{H_p}(k+1|k) = \mathbf{S}_x \mathbf{x}_n(k) + \mathbf{S}_u \Delta \mathbf{U}(k) + \mathbf{S}_d \Delta \mathbf{D}_{H_p}(k). \quad (31)$$

式中 \mathbf{S}_x (与 $\boldsymbol{\psi}$ 表示相同), \mathbf{S}_u (与 $\boldsymbol{\theta}$ 表示相同),矩阵 \mathbf{S}_d 计算如下:

$$\mathbf{S}_d = \begin{pmatrix} \mathbf{C}_n & 0 & \cdots & 0 & 0 & 0 \\ \mathbf{C}_n \mathbf{A}_n & \mathbf{C}_n & \cdots & 0 & 0 & 0 \\ \mathbf{C}_n \mathbf{A}_n^2 & \mathbf{C}_n \mathbf{A}_n & \ddots & 0 & 0 & 0 \\ \vdots & \vdots & \ddots & \mathbf{C}_n & 0 & 0 \\ \mathbf{C}_n \mathbf{A}_n^{H_p-2} & \mathbf{C}_n \mathbf{A}_n^{H_p-3} & \cdots & \mathbf{C}_n \mathbf{A}_n & \mathbf{C}_n & 0 \\ \mathbf{C}_n \mathbf{A}_n^{H_p-1} & \mathbf{C}_n \mathbf{A}_n^{H_p-2} & \cdots & \mathbf{C}_n \mathbf{A}_n^2 & \mathbf{C}_n \mathbf{A}_n & \mathbf{C}_n \end{pmatrix}_{H_p \times H_p} \quad (32)$$

为了使车辆实际输出的质心侧偏角和横摆角速度尽快跟踪上参考值以保证车辆稳定性,应使输出量与参考输出量之间的偏差尽量减小,设计第一项代价函:

$$J_3 = \left\| \Gamma_y (\mathbf{Y}_{H_r}(k+1|k) - \mathbf{Y}_{\text{ref}}(k+1|k)) \right\|^2,$$

式中, $\mathbf{Y}_{\text{ref}}(k+1|k) = [\beta_{\text{ref}}(k+1|k) \quad \omega_{r,\text{ref}}(k+1|k)]^T$ 。同时,考虑到实际的驱动及转向机构执行特性,控制系统的输出前轮转角和附加横摆力矩要求平稳变化且不能太大,因此设计第二项代价函数使系统输出增量尽量减小。

$$J_4 = \left\| \Gamma_u \Delta \mathbf{U}(k) \right\|^2。$$

在该控制系统中,由于执行机构物理特性的限制,过大或变化过快的控制量都有可能对系统硬件造成损坏甚至引发安全事故,所以需要系统控制增量、实际控制量和系统状态施加严格约束。综上所述,该系统的代价函数被描述为

$$\begin{aligned} J = & \left\| \Gamma_y \mathbf{Y}_{H_r}(k+1|k) - \mathbf{Y}_{\text{ref}}(k+1|k) \right\|^2 + \left\| \Gamma_u \Delta \mathbf{U}(k) \right\|^2, \\ \text{s.t.} \quad & \Delta \mathbf{U}_{\min} \leq \Delta \mathbf{U}(k) \leq \Delta \mathbf{U}_{\max}, \\ & \mathbf{U}_{\min} \leq \mathbf{U}(k) \leq \mathbf{U}_{\max}, \\ & \mathbf{Y}_{\min}(k+1) \leq \mathbf{Y}(k+1|k) \leq \mathbf{Y}_{\max}(k+1)。 \end{aligned} \quad (33)$$

代价函数的求解与纵向滑移率控制求解方法一致。

3 转矩分配算法

在得到维持稳定性的力矩后,转矩分配层基于一定的分配策略将力矩分配至4个车轮。在分配时要综合考虑横摆力矩、总纵向力矩和驱动防滑力矩,同时还要兼顾到执行机构的约束,如电机转矩、轮胎力、附着边界等。基于以上分析,文中采用WLS对力矩进行优化分配。转矩分配层的结构如图8所示,转矩分配层设计主要作用是将MPC滑移率控制模块所得到的修正力矩 T_{mi} 和通过PI控制得到的速度控制模块总力矩 T_{all} ,以及MPC主动前轮转向和直接横摆力矩控制模块所得到的附加横摆力矩 M_z ,通过电机输入最终分配到车轮上。

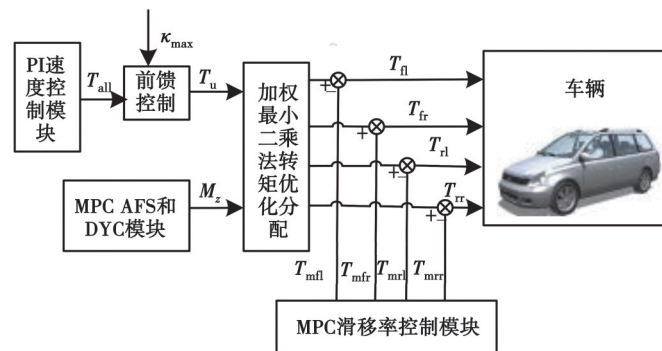


图8 转矩分配层结构图

Fig. 8 Torque distribution layer structure

对于滑移率控制得到的修正驱动力矩,由于该方案是将4个车轮的滑移率进行独立控制,因此所控制得到的力矩无需再重新分配,但也并不是简单地将该驱动力矩直接叠加于车轮,而是通过滑移率触发条件进行判断,当车轮严重滑转超过参考值时,该驱动力矩才会作用到车轮。

WLS转矩优化分配过程,是在接收驾驶员踏板意图且兼顾横摆稳定性的前提下,对驱动力进行再分配。故而,分配时首要考量满足驾驶员意图和横摆稳定性的需要,即PI车速控制得到的力矩 T_{all} 和MPC控制AFS/DYC得到的 M_z ,从而避免动力多余损耗。因此,轮胎纵向力的优化分配应满足以下条件:

$$\begin{cases} F_{xdes} = F_{xfl} + F_{xfr} + F_{xrl} + F_{xrr}, \\ M_z = \frac{t_f(F_{xfr} - F_{xfl}) + t_r(F_{xrr} - F_{xrl})}{2}. \end{cases} \quad (34)$$

式中, F_{xdes} 表示驾驶员意图, 是由各轮胎纵向力期望值的总和换算得到。

式(34)表示的纵向力和附加横摆力矩的等式条件是在轮胎所能提供的纵向力满足分配需求的前提下建立的。但在实际的优化分配过程中, 各轮胎的纵向力总和有时不能达到这个期望值, 两者存在一定的偏差。为了保证车辆的稳定行驶, 在驾驶员输入的总纵向力需求不能被满足时, 应优先满足稳定性控制所需要的附加横摆力矩条件, 以保证车辆的稳定性和安全性。设置权重系数为 $W_v = \text{diag}([1, 10])$ 。

轮胎利用率是评估轮胎附着性能的关键参数, 直接影响车辆行驶稳定性与安全性。各轮胎的利用率 ρ_i 简化后表示为

$$\rho_i = \frac{F_{xi}^2}{\mu F_{zi}^2}. \quad (35)$$

轮胎的利用率 ρ 取值为 0~1。 ρ 越小, 则表示轮胎提供的纵向力占附着力极限的比重就越小, 轮胎还留有足够的能力可以产生侧向力, 车辆行驶的稳定性就越好; ρ 越大, 越接近于 1, 则表示轮胎提供的纵向力已经快要达到轮胎力极限, 此时轮胎所能产生的侧向力有限, 车辆极易发生侧滑, 难以维持车辆的稳定性。因此在满足驱动要求或附加横摆力矩要求的前提下, ρ 应该尽可能地小。

综上所述, 基于式(34)和式(35), 设置控制目标为 $V = [F_{xdes}, M_z]^T$, 控制量为 $u = [F_{xfl}, F_{xfr}, F_{xrl}, F_{xrr}]^T$, 并构造优化问题为

$$u_s = \arg \min_{u_{\min} \leq u \leq u_{\max}} \|W_v(Bu - V)\|^2 + \|W_u u\|^2, \quad (36)$$

式中: W_v 、 W_u 是权重系数; B 是相关系数矩阵, 表示如下:

$$\begin{cases} W_u = \text{diag}\left(\frac{1}{\mu F_{zfl}}, \frac{1}{\mu F_{zfr}}, \frac{1}{\mu F_{zrl}}, \frac{1}{\mu F_{zrr}}\right), \\ B = \begin{bmatrix} 1 & 1 & 1 & 1 \\ -\frac{t_f}{2} & \frac{t_f}{2} & \frac{t_r}{2} & -\frac{t_r}{2} \end{bmatrix}, \\ W_v = \text{diag}([1, 10]). \end{cases}$$

另外, 考虑到将电动轮输出的最大扭矩以及轮胎与地面的附着关系作为约束条件表示为

$$|F_{xi}| \leq \frac{T_{\max}}{R}, \quad (37)$$

$$|F_{xi}| \leq \sqrt{(\mu F_{zi})^2 - F_{yi}^2}. \quad (38)$$

最后引入权重系数 γ , 并结合系统约束得到的优化问题便是 WLS 的标准形式, 为

$$\begin{aligned} u = \arg \min_{u_{\min} \leq u \leq u_{\max}} & \gamma \|W_v(Bu - V)\|^2 + \|W_u u\|^2, \\ \text{s.t. } & |F_{xij}| \leq \frac{T_{ci \max}}{R_{ei}}, \\ & |F_{xi}| \leq \sqrt{(uF_{zi})^2 - F_{yi}^2}. \end{aligned} \quad (39)$$

4 纵横协调控制策略仿真分析

为了验证文中所设计的纵横协调控制策略的有效性, 利用 Simulink/CarSim 平台对典型的工况进行车辆动力学系统的仿真研究, 通过对不同控制方式下的四轮滑移率、纵向车速、横摆角速度等进行对比分析, 以验证所涉及的纵横协调控制策略的控制效果。

4.1 低附着加速工况防滑仿真分析

低附着路面的直线加速是验证车辆在起步加速过程中不发生拖滑以达到最佳的目标车速,并同时保证车辆不能出现明显的横摆失稳和行驶轨迹偏差。因此,设置车辆行驶工况的路面附着系数为 0.35,根据式(10)得到最佳滑移率为 0.07,仿真时间设置为 10 s,仿真初始车速为 1 km/h,驾驶员预期的理想车速为 100 km/h。为了更好地分析文中滑移率控制策略高效性,分别对车轮施加协调控制和不加控制进行对比,结果如图 9 所示,图中 K_n 、 K_r 、 K_l 、 K_r 表示施加协调控制, 0_n 、 0_r 、 0_l 、 0_r 表示 CarSim 输出效果。

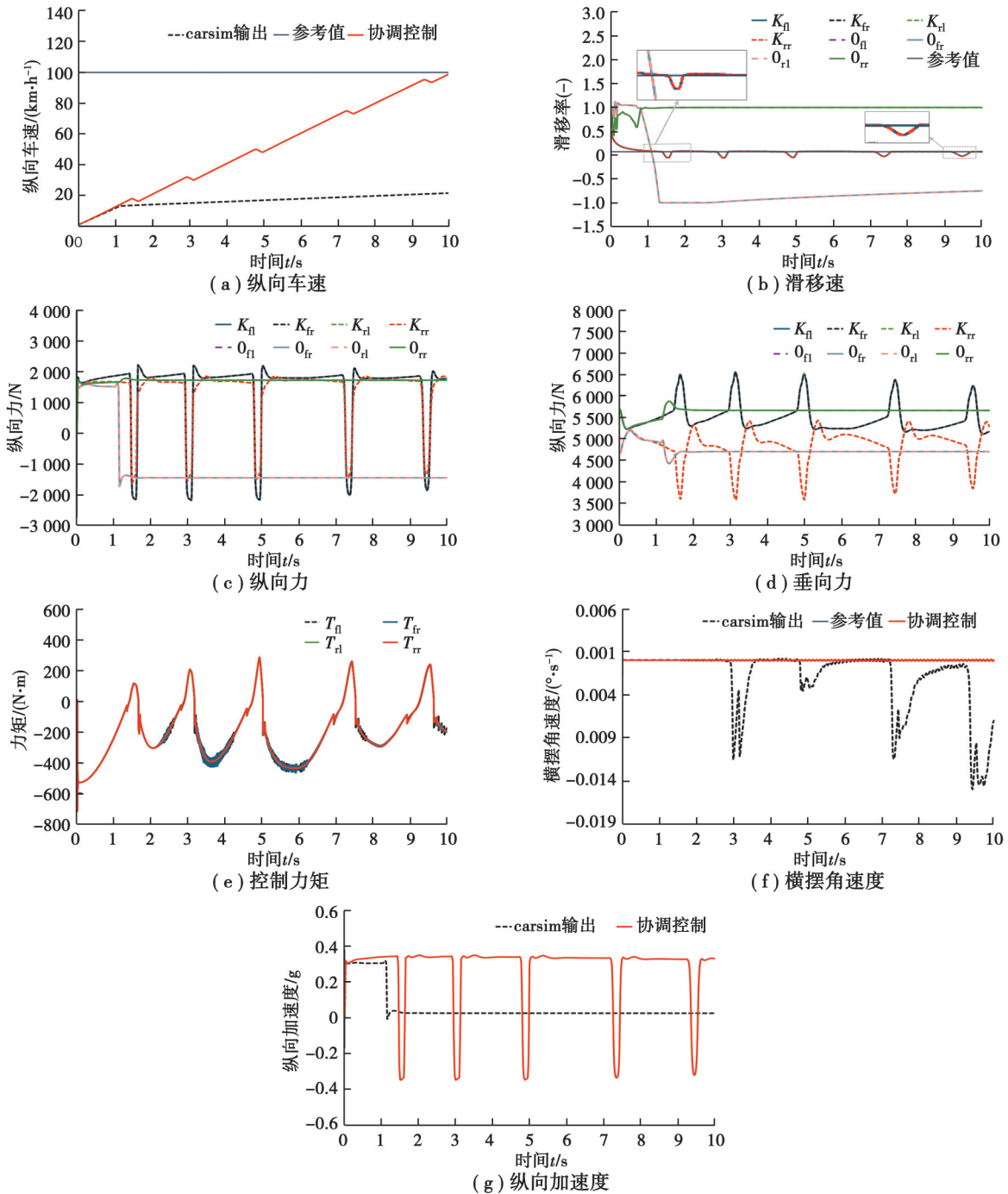


图 9 滑移率控制和 CarSim 模型对比图

Fig. 9 Comparison of slip ratio control and CarSim model

根据图 9(a)和图 9(b)的分析,未施加协调控制时,4 个车轮的滑移率均接近 0.9,这表明车辆存在严重的打滑现象,导致车辆失去稳定性。在车辆加速过程中,驾驶员面临着难以控制的局面,因而无法有效地将车

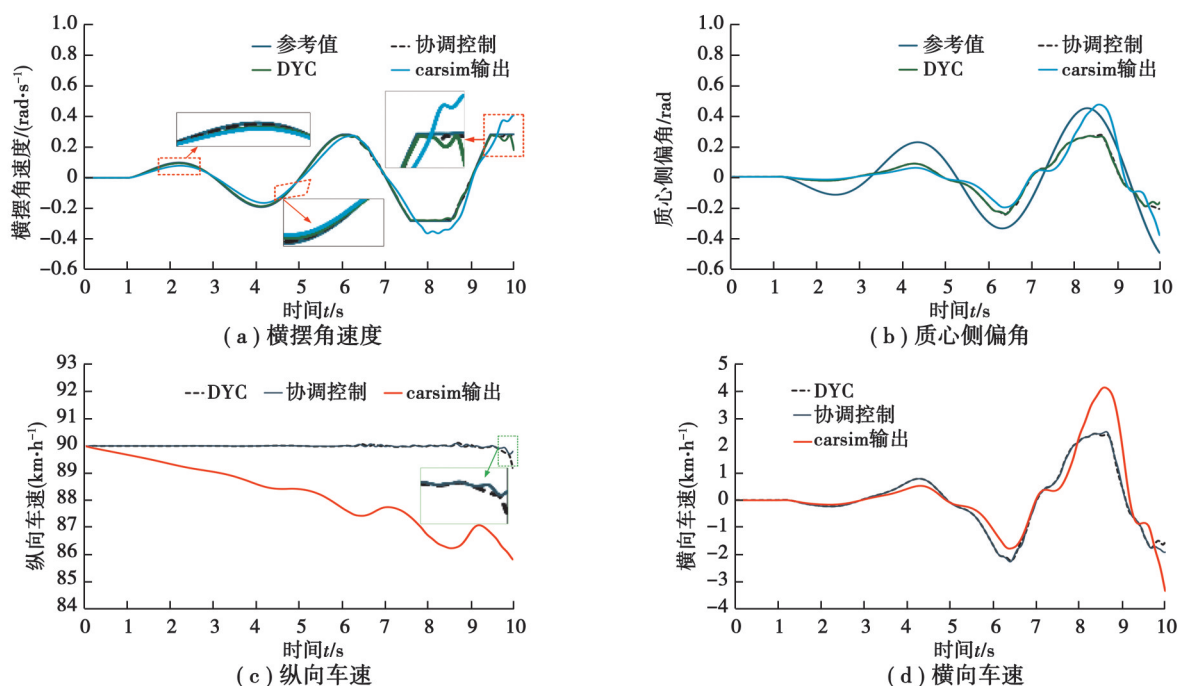
辆加速到目标速度。然而当引入了协调控制时,车辆的4个车轮的滑移率得以控制在参考值附近,这样便使车辆更加稳定,并且提高了驾驶员对车辆的控制能力,从而有助于达到目标车速。

图9(c)和9(d)所示是协调控制时车辆纵向力 F_x 和垂向力 F_z 的对比图,可以观察到在无控制的情况下,车辆在1.1 s时发生拖滑,导致纵向力和垂向力持续保持在一个定值。然而,在应用协调控制时,车辆能够实时获得最佳的车轮力,有效提高了车辆稳定性和控制性能。进一步分析图9(e)和(f),展示了滑移率控制力矩和横摆角速度的CarSim自带模型对比。可见,在协调控制下,车辆处于稳态,并且受控制的驱动力矩 M_x 未超过电机额定值(额定值为500 N·m),相比之下,CarSim模型的车辆横摆角速度严重偏离参考值。最后,在图中9(g)所示的纵向加速度中,未经控制时仿真在1.1 s后加速度降为零,导致车速无法达到目标。因此,在低附着路面的加速驱动情况下,该控制策略能够有效调整滑移率并输出足够大的驱动力矩,以调整车辆并提升纵向稳定性。

4.2 高速蛇形工况稳定性仿真分析

高附着路面高速蛇形转向模拟车辆在高速行驶转向时的操纵稳定性,对驾驶员高速行驶安全有重要意义。设置车辆行驶在路面附着系数为0.85的路面上,保持90 km/h车速行驶下施加方向盘转角如图10(g)所示,得到不同的分配方式下车辆的状态参数如图10所示。

质心侧偏角可以反映车辆沿预定轨迹行驶、不偏航的能力。而横摆角速度可以反映车辆稳定行驶、不横摆的能力^[13]。由于在车辆横摆控制中,横摆角与质心侧偏角存在一定的耦合关系,当强调对横摆角速度进行精确控制时,质心侧偏角的控制效果会受到限制^[26]。文中以更准确反映车辆稳定性的横摆角速度为重点来设定权重系数,因此相应的质心侧偏角控制效果相对不明显。如图10所示,图10(a)和图10(b)为3种控制方式时的横摆角速度和质心侧偏角对比图。从图中可以发现,在CarSim内置模型的情况下,横摆角速度的偏差与参考值的偏差较大,最大偏差达0.13 rad/s,车辆不稳定;而DYC控制和协调控制都能抑制车辆失稳,都能使车辆处于稳定行驶状态,且质心侧偏角也没有出现过大的波动;另外,根据仿真结果可以看出,9.6 s后DYC控制出现有一些偏差,最高达到0.103 rad/s,而协调控制在整个仿真过程中横摆角速度几乎与参考值相重合,相较于CarSim自带模型和DYC的稳定性控制,协调控制能提高28.8%、28.3%,因此协调控制的效果更佳。



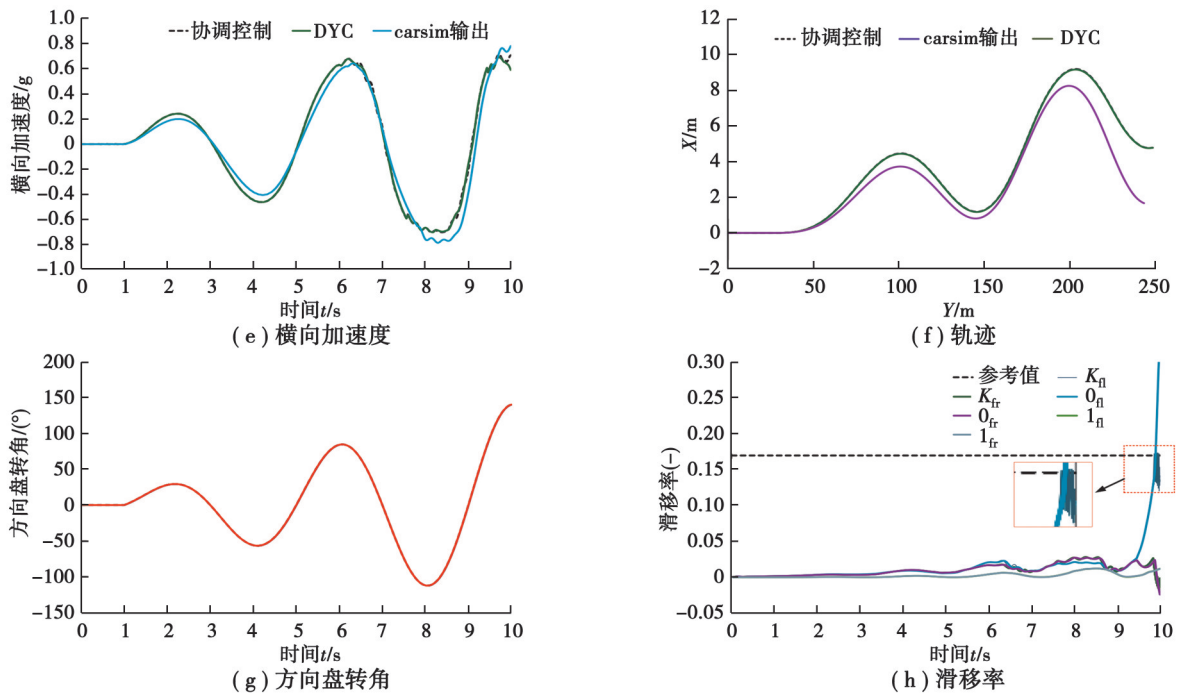


图 10 高速蛇形仿真对比图

Fig. 10 Comparison of high-speed sine with dwell simulation

图 10(c)和图 10(d)所示为车辆的纵向车速和侧向车速曲线,从中可以看出,在 CarSim 内置模型时车速持续降低使其不能维持在目标车速附近,而 DYC 和协调控制都能维持在 90 km/h 附近,且横向车速呈一定规律变化且变化幅度不大。图 10(e)为侧向加速度对比结果,3 种方式侧向加速度都能够跟随,但是 CarSim 模型也存在一定的偏离,而协调控制方式和 DYC 方式呈现有规律的波形,但协调控制方式相比之下差值更小,跟随效果更好。

图 10(f)给出了车辆的行驶轨迹,DYC 和协调控制的轨迹完全重合,但是 CarSim 内置模型的方式下,轨迹偏离较为严重,纵向位移 200 m 后最大横向偏离达到 2.6 m。图 10(h)是 3 种控制方式的滑移率对比图, K_n 、 K_r 表示协调控制左前轮和右前轮的滑移率, 0_n 、 0_r 表示 CarSim 自带模型左前轮和右前轮的滑移率, 1_n 、 1_r 表示 DYC 控制左前轮和右前轮的滑移率。由于在高附着路面行驶时,3 种控制方式在前 9.6 s 都保持在参考滑移率之内,但是在 9.6 s 后 DYC 控制方式发生了拖滑,车辆失稳。由于车辆在 CarSim 模型中一直处于较均匀减速情况,所以滑移率较小。而协调控制能将滑移率控制在参考滑移率附近,从局部放大图可以看出,虽然有些轻微的振荡,但是总体来说还是联控控制的控制效果更好。

4.3 协调性及综合性能仿真分析

前面小节中分别对直线驱动和转向稳定性进行了分析,针对转向和加速的协调策略进行仿真,该系统结合了横向稳定性控制和纵向加速控制策略过程中的应用,以提高车辆在转向和加速阶段的性能表现同时也对低附着下的起步加速和转向稳定性进行综合分析。定义仿真工况:路面附着系数为 0.35,驾驶员希望车辆在一段时间内能够顺利完成转向并切换到 72~130 km/h 的加速阶段。方向盘转角信号如图 11(a),得到仿真结果如图 11(b)~(h)。

在图 11(a)中,展示了方向盘转角输入的情况。在 5 s 内方向盘转角设定为蛇形工况转角,而在 5~10 s 内,方向盘转角设定为 0。期望车速在 5 s 内被设定为 72 km/h,5 s 后被设定为 72~130 km/h 的加速阶段。图 11(b)和图 11(c)分别呈现了纵向车速和纵向加速度的仿真结果图。在车辆接收到驾驶员的理想速度信号和方向盘转角后,开始执行蛇形转向过程,在协调控制下横摆角速度如图 11(e)所示,几乎可以完全跟随参考值。此时,由于滑移率未超过参考值,滑移率判断模块关闭,使得前馈+MPC 滑移率控制模块未启动。随后

在5 s之后执行自动加速过程,此时由于在低附着路面,滑移率超过了参考值,滑移率判断模块判断前馈+MPC滑移率控制模块启动。在启动该模块控制后,车轮滑移率能够被很好地控制在0.07左右并稳定加速,直至车速加到理想车速130 km/h时,加速结束。从图11(b)可以看出,在CarSim自带模型下车辆不能随着期望车速进行加速,而单独DYC控制能够让车速随着预期的车速进行加速,但从图11(c)可以看出,DYC控制时纵向加速度0.29g左右小于协调控制的加速度0.34g左右,因此相较之下,协调控制效果更佳。

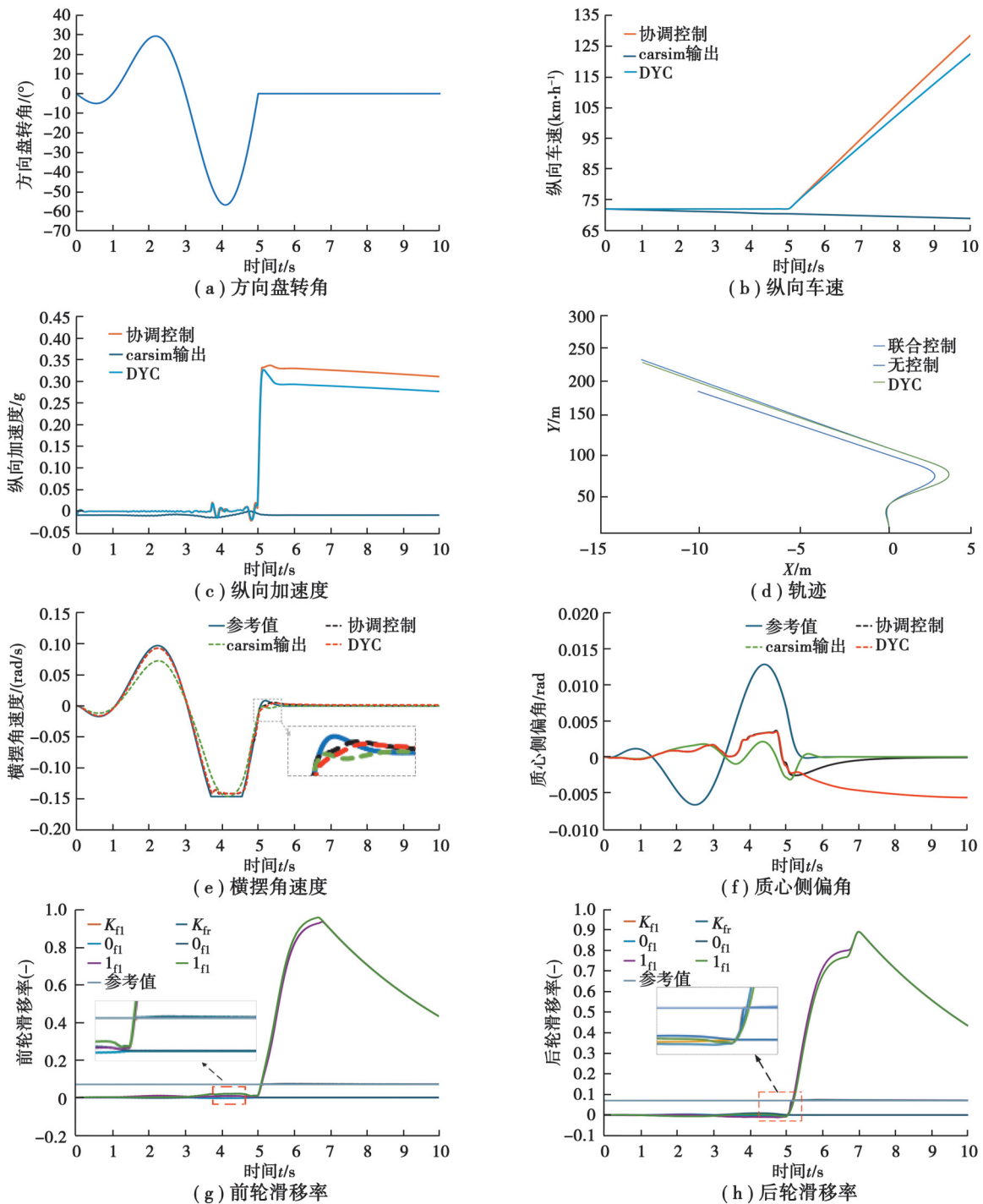


图11 协调性及综合性仿真结果

Fig. 11 Simulation results of coordination and comprehensive performance

图11(d)是3种控制方法下的轨迹图,相比之下CarSim自带模型的轨迹偏差较大,协调控制和DYC控制效果要好,但是根据滑移率仿真如图11(g)和图11(h)所示,协调控制相比于DYC控制效果更好,因此更符合

预期轨迹。图 11(e)是 3 种控制方法下的横摆角速度跟踪图,从仿真结果来看,在 CarSim 自带模型的方法下其跟踪误差较大,最大相差 0.03 rad/s,协调控制和 DYC 控制总体上都能跟踪到参考值,但是从局部放大图可以看出协调控制的效果更佳。图 11(f)是各控制下的质心侧偏角对比图,由于其耦合特性质心侧偏角的控制效果虽然不能完全跟踪到理想值,但是 3 种控制方式中质心侧偏角的变化幅度并没有发生较大变化,车辆依旧是稳定状态。然而在各个控制相比较下,DYC 控制效果最差,CarSim 自带模型和协调控制整体上相差不多,但在 5~8 s 时协调控制效果略逊于 CarSim 自带模型的效果,这是因为 CarSim 自带模型在整个仿真过程中均是恒速(由图 11(b)中可以看出),而协调控制在 5~8 s 处于加速阶段,所以该段没有统一可以相比较的特性。因此,总体分析来看协调控制的效果更佳。

图 11(g)和图 11(h)表示各种控制下的前后轮滑移率仿真图, K_n 、 K_r 表示协调控制下左前轮和左后轮的滑移率, K_{nl} 、 K_{nr} 表示左后轮和右后轮的滑移率,从仿真图中可以看出,协调控制下滑移率均控制在参考值 0.07 附近; 0_n 、 0_r 表示 CarSim 自带模型下左前轮和左后轮的滑移率, 0_{nl} 、 0_{nr} 表示左后轮和右后轮的滑移率,虽然整个过程中四轮的滑移率都保持在参考值 0.07 之内,但是 CarSim 自带模型整个仿真过程都处于恒速 72 km/h 阶段,参考意义不大; 1_n 、 1_r 表示 DYC 控制下左前轮和左后轮的滑移率, 1_{nl} 、 1_{nr} 表示左后轮和右后轮的滑移率,在前 0~5 s 内滑移率保持在参考值之内,但是后期 5~10 s 过程中,滑移率超过了参考值,并趋向于 0.9,随后又下降至 0.4,车轮发生拖滑,车辆失稳。因此,联合仿真的效果更佳。

图 12 是整个仿真过程的驱动防滑力矩修正值和前轮转角修正的变化曲线。综合仿真结果表明,协调控制算法能够有效保证车辆在低附着路面起步加速性能、转向时的横摆稳定性及加速和转向的良好协调性能。

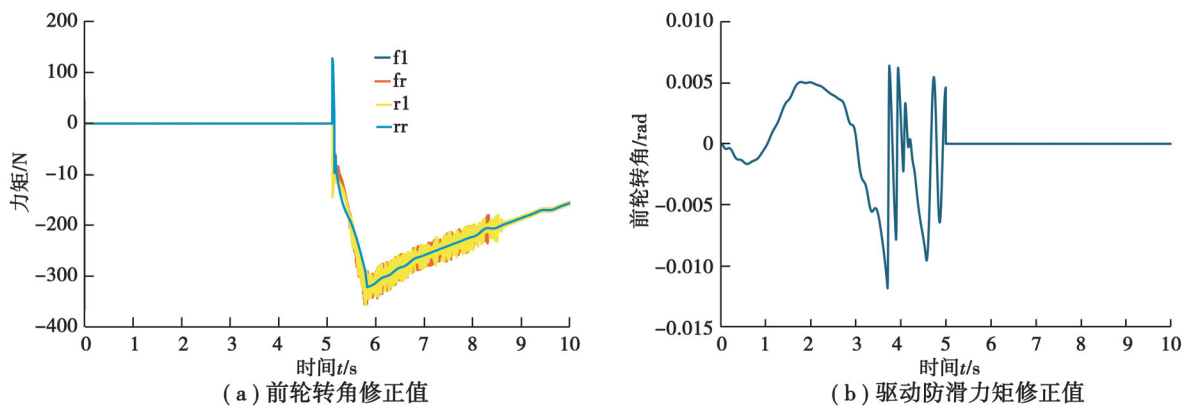


图 12 协调性与稳定性需求

Fig. 12 Requirements for coordination and stability

5 结束语

针对分布式电动汽车在复杂行驶工况下,特别是在低附着变速或弯道行驶条件下行驶稳定性控制的问题,提出了一种分层的纵横协调控制策略。该策略通过集成稳态评估模块、双级 MPC 稳定性控制模块和转矩优化分配模块,实现了对纵向四轮滑移率和横向稳定性之间复杂冲突的精确协调,有效应对了车辆高度动态性和非线性耦合动力学问题。通过运用 Simulink 与 CarSim 搭建的仿真模型,并模拟了包括低附着路面、变速行驶和弯道行驶在内的多种复杂道路工况,验证了所提控制策略的有效性。仿真结果表明,该策略能够显著降低车辆在复杂工况下的轨迹误差,从而提高车辆的行驶稳定性。

参考文献

- [1] 赵轩, 王姝, 马建, 等. 分布式驱动电动汽车底盘集成控制技术综述[J]. 中国公路学报, 2023, 36(4): 221-248.
Zhao X, Wang S, Ma J, et al. Review of chassis integrated control technology for distributed drive electric vehicles[J]. China Journal of Highway and Transport, 2023, 36(4): 221-248. (in Chinese)
- [2] 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 C, Jing H, Huang H, 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)
- [3] Guo J H, Dai Z Y, Liu M, et al. Distributed drive electric vehicle handling stability coordination control framework based on adaptive model predictive control[J]. Sensors, 2024, 24(15): 4811.
- [4] Deng Z X, Zhang Y R, Zhao S E. Distributed intelligent vehicle path tracking and stability cooperative control[J]. World Electric Vehicle Journal, 2024, 15(3): 89.
- [5] Liu J, Dai A. Distributed-drive vehicle lateral-stability coordinated control based on phase-plane stability region[J]. World Electric Vehicle Journal, 2024, 15(5): 202.
- [6] Chen Y W, Cheng Q, Gan H F, et al. Lateral stability control of a distributed electric vehicle using a new sliding mode controller[J]. International Journal of Automotive Technology, 2023, 24(4): 1089-1100.
- [7] Qin Z B, Jing H D, Chen L, et al. Longitudinal vehicle stability control based on modified sliding mode control[J]. Automotive Innovation, 2024, 7(2): 335-348.
- [8] Wang X B, Li W F, Zhang F G, et al. Research on the vehicle steering and braking stability region[J]. Applied Sciences, 2023, 13(13): 7806.
- [9] Wang X B, Li Z X, Zhang F G, et al. Vehicle control strategy evaluation based on the driving stability region[J]. Applied Sciences, 2023, 13(11): 6703.
- [10] Li Z H, Chen H, Liu H 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.
- [11] Wang W J, Liu Z F, Yang S L, et al. Decoupling control of yaw stability of distributed drive electric vehicles[J]. World Electric Vehicle Journal, 2024, 15(2): 65.
- [12] 周璐瑶. 车辆横纵向路径跟踪控制策略研究[D]. 长春: 吉林大学, 2021.
Zhou L Y. Research on vehicle path tracking control strategy for horizontal and longitudinal aspects[D]. Changchun: Jilin University, 2021. (in Chinese)
- [13] 辛喆, 陈海亮, 林子钰, 等. 智能汽车的路面附着极限横向轨迹跟踪控制[J]. 机械工程学报, 2020, 56(14): 138-145.
Xin Z, Chen H L, Lin Z Y, et al. Lateral trajectory following for automated vehicles at handling limits[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2020, 56(14): 138-145. (in Chinese)
- [14] 黄龙. 4WID轮毂电机电动汽车驱动工况下稳定性控制策略研究[D]. 长沙: 湖南大学, 2018.
Huang L. Study on stability control strategy of 4WID electric vehicle driven by hub motor[D]. Changsha: Hunan University, 2018. (in Chinese)
- [15] 孙浩轩. 基于AFS/DYC/ASR协同的车辆主动安全控制策略研究[D]. 天津: 天津大学, 2020.
Sun H X. Research on vehicle active safety control based on cooperation of AFS/DYC/ASR[D]. Tianjin: Tianjin University, 2020. (in Chinese)
- [16] Zhang L, Chen H, Huang Y J, et al. Model predictive control for integrated longitudinal and lateral stability of electric vehicles with in-wheel motors[J]. IET Control Theory & Applications, 2020, 14(18): 2741-2751.
- [17] 曾兆枫, 焦恒超, 晋静, 等. 实时性改进LTV-MPC的车辆稳定性控制研究[J]. 重庆理工大学学报(自然科学), 2023, 37(3): 47-56.
Zeng Z F, Jiao H C, Jin J, et al. Research on vehicle stability control based on real-time improved LTV-MPC[J]. Journal of Chongqing University of Technology (Natural Science), 2023, 37(3): 47-56. (in Chinese)

- [18] 晋静. 四轮独立电驱汽车稳定性模型预测实时控制研究[D]. 重庆: 重庆大学, 2021.
Jin J. Real-time model predictive control for stability of four-wheel independent drive electric vehicle[D]. Chongqing: Chongqing University, 2021. (in Chinese)
- [19] Pacejka H B. Tire and vehicle dynamics[M]. 3rd ed. Amsterdam: Elsevier, 2012
- [20] Jing C Q, Shu H Y, Shu R, et al. Integrated control of electric vehicles based on active front steering and model predictive control[J]. Control Engineering Practice, 2022, 121: 105066.
- [21] Liu C, Liu Y, Zhao X, et al. Nonlinear moving horizon longitudinal control for electric vehicles based on tire force prediction in snow environment[C]//2022 41st Chinese Control Conference (CCC). IEEE, 2022: 2627-2633.
- [22] Lei Y, Zhao H Y, Chen H, et al. Nonlinear MPC-based slip control for electric vehicles with vehicle safety constraints [J]. Mechatronics, 2016, 38: 1-15.
- [23] Wang P, Ding X D, Lin J M, et al. Enhancement of vehicle stability based on coordinated active rear steering and additional yaw moment[J]. International Journal of System Control and Information Processing, 2021, 3(4): 293-306.
- [24] Dixit S, Montanaro U, Dianati M, et al. Trajectory planning for autonomous high-speed overtaking in structured environments using robust MPC[J]. IEEE Transactions on Intelligent Transportation Systems, 2020, 21(6): 2310-2323.
- [25] Wang Y, Boyd S. Fast model predictive control using online optimization[J]. IEEE Transactions on Control Systems Technology, 2010, 18(2): 267-278.
- [26] 李绍松, 郭孔辉, 仇韬, 等. 极限工况下主动前轮转向汽车稳定性控制[J]. 汽车工程, 2020, 42(2): 191-198.
Li S S, Guo K H, Qiu T, et al. Stability control of vehicle with active front steering under extreme conditions[J]. Automotive Engineering, 2020, 42(2): 191-198. (in Chinese)

(编辑 詹燕平)