

四轮轮毂驱动车辆横向稳定性的底盘协同控制

俞志豪, 罗荣康, 吴佩宝, 侯之超

(清华大学车辆与运载学院, 北京 100084)

[摘要] 为了改善四轮轮毂驱动车辆的横向稳定性, 本文提出一种综合转矩协调和主动后轮转向的底盘协同控制策略。该策略旨在跟踪期望的车辆横摆角速度和质心侧偏角的同时, 有效抑制车身侧倾。基于轮毂电机驱动产生的垂向反力特性, 设计了车辆纵向、横摆和侧倾运动的转矩协调解耦控制策略。为降低车辆横向往动力学建模时忽略的非线性因素及模型不确定性对控制性能的影响, 面向底盘协同控制设计了一种基于扰动观测器的模型预测控制方法, 对非线性特性和不确定性进行估计和补偿。同时开展了硬件在环测试, 通过双移线工况验证了所提出方法的有效性。结果表明, 所提出的底盘协同控制策略能够有效提升车辆的横向稳定性, 并减小车身侧倾运动; 包含扰动观测的控制策略相比于无扰动观测补偿, 对期望横摆角速度和质心侧偏角的跟踪误差分别降低了56.9%和27.3%, 而车身侧倾角和侧倾角速度分别降低了8.9%和12.5%。

关键词: 轮毂驱动; 横向稳定性; 后轮转向; 扰动观测器; 转矩协调; 模型预测控制

Chassis Coordinated Control for Lateral Stability of Four-in-Wheel-Motor-Drive Vehicles

Yu Zhihao, Luo Rongkang, Wu Peibao & Hou Zhichao

School of Vehicle and Mobility, Tsinghua University, Beijing 100084

[Abstract] To improve the lateral stability of four-in-wheel-motor-drive vehicles, in this paper a chassis coordinated control strategy that integrates torque coordination and active rear steering is proposed. The strategy aims to track the ideal yaw rate and sideslip angle while effectively reduce the body roll motion. Based on the characteristics of the vertical reaction force generated by the in-wheel motor, the decoupled control for the longitudinal, yaw and roll motions of the vehicles is designed based on torque coordination. To decrease the effect of ignored nonlinearity and uncertainty in modeling lateral dynamics on the control performance, a disturbance observer-based model predictive control for chassis cooperative control is designed to estimate and compensate the nonlinearity and uncertainty. To verify the effectiveness of the proposed method, a hardware-in-the-loop test is conducted for the double lane change maneuver. The results show that the proposed control strategy can improve the lateral stability and reduce the roll motion of the vehicle body. Furthermore, compared to the control without disturbance compensation, the disturbance observer-based control reduces the tracking errors of the desired yaw rate and sideslip angle by 56.9% and 27.3%, and the body roll angle and roll rate by 8.9% and 12.5%, respectively.

Keywords: in-wheel motor drive; lateral stability; rear steering; disturbance observer; torque coordination; model predictive control

前言

四轮轮毂电机驱动车辆可独立、精确、快速地控制各车轮转矩,便于实现驱/制动防滑(anti slip regulation, ASR)、直接横摆力矩控制(direct yaw-moment control, DYC)和电子稳定性控制(electronic stability control, ESC)等先进动力学控制功能,从而有效地提升车辆的主动安全性能^[1]。横向稳定性控制作为车辆主动安全系统的重要组成部分,受到了越来越多的关注。在车辆急转过程中,侧滑、甩尾和侧翻是车辆失稳的主要形式,极大地影响了车辆的安全性和操纵稳定性^[2]。横向稳定性的控制目标为将车辆的横摆角速度、质心侧偏角和车身侧倾角控制在期望阈值内,从而避免车辆发生失稳。

为改善车辆的横摆稳定性,目前的主要方法包括DYC和主动前/后轮转向(active front/rear steering, AFS/ARS)^[3]。其中,DYC通过在两侧车轮施加不同的转矩为车辆提供附加的横摆力矩。主动转向系统则通过改变前、后轮转角以提升车辆转向时的瞬态响应。将两类方法结合,Liang等^[4]提出了一种DYC和AFS/ARS的集成控制策略,有效提升了车辆在高速急转弯工况下的横向稳定性。Liu等^[5]提出了一种基于DYC和AFS的鲁棒滑模预测控制架构,提高了车辆在极端工况下的轨迹跟踪能力和横向稳定性。

然而,上述研究未考虑对车身侧倾的抑制。对于车身侧倾控制,常用方法包括主动悬架^[6]、主动抗侧倾杆^[7]以及转矩协调^[8,9]。Xiao等^[10]集成了主动悬架、DYC和AFS,在保证横摆稳定性的前提下明显降低了侧倾运动。Murata等^[11]指出,利用轮毂电机驱动时产生的垂向反力特性,可通过转矩协调对车身的姿态进行调节,能在一定程度上代替主动悬架。基于这一特性,Katsuyama^[12]设计了车辆横摆、侧倾和俯仰运动的解耦控制器,并通过仿真和实车测试验证了方法的有效性。张利鹏等^[13]分析了垂向反力对侧倾运动的影响,提出了基于转矩协调的横摆和侧倾运动的解耦控制方法,在保证横摆稳定性的同时有效降低了车身侧倾。此外,还研究了主动悬架与垂向反力的协同和耦合作用,构建了集成转矩协调、AFS和主动悬架的横向稳定性协同控制架构^[14]。

需要指出的是,迄今改善车辆横摆稳定性和侧倾运动的研究,一般忽略了车辆横向动力学的非线性特性及不确定性对控制性能的影响。为解决这一问题,邓斌等^[15]设计了一种卡尔曼扩张状态观测器

对车辆系统的非线性部分和不确定扰动进行估计,进而设计了四轮主动转向的非线性积分滑模控制器,提高了车辆的横向稳定性。石求军等^[16]针对车辆建模的非线性项和外部扰动采用非线性扰动观测器进行估计,对DYC的控制量进行修正。李杰等^[17]针对车辆模型线性化导致的横向稳定性控制性能降低的问题,设计了基于扰动观测的模型预测控制器(model predictive control, MPC),对前后轮的转角分配进行了优化。

综上所述,迄今关于轮毂驱动车辆横向稳定性底盘协同控制的研究中,还较少考虑车辆横向动力学中的非线性因素及模型不确定性的影响,且相关研究也很少关注对车身侧倾的控制。

为改善四轮轮毂驱动电动车辆的横向稳定性,本文提出一种综合转矩协调和主动后轮转向的底盘协同控制策略,并分析了通过转矩协调对车辆横摆和侧倾运动进行解耦控制的可行性。为减少车辆非线性因素和不确定性对控制性能带来的影响,设计了扰动观测器对其进行实时估计,并结合模型预测控制对车辆的横摆和侧倾运动进行控制,以减小车辆稳态参数的跟踪误差。最后通过硬件在环试验验证了所提出方法的有效性。

1 车辆动力学建模

1.1 垂向反力作用机理

轮毂驱动车辆,由于轮毂电机驱动时的反力矩直接作用于悬架,因此相比于传统半轴驱动车辆会产生更大的垂向反力,并作用于车身^[11],如图1所示。需要指出的是,根据悬架机构的功能,车辆悬架在运动上都等效为一个虚拟摇臂,并分别连结车轮和车身。

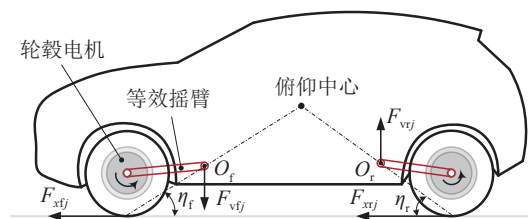


图1 垂向反力作用机理

图中, O_f 和 O_r 分别为前、后悬架的运动瞬心。轮毂电机的反力矩通过等效摇臂传递至车身,产生一个相应的垂向分量(以下简称垂向反力)。前后车轮垂向反力与车轮纵向力的关系为

$$\begin{cases} F_{vij} = -F_{xij} \tan \eta_i \\ F_{vij} = F_{xyj} \tan \eta_i \end{cases} \quad (1)$$

式中: F_{vij} 为作用于车身的垂向反力; F_{xij} 为各车轮驱动力; η_i 为前、后悬架抗点头角。其中, 下标 $i \in \{f, r\}$ 表示前、后轴, $j \in \{l, r\}$ 表示左、右侧, 下同。

基于这一特性, 可设计相应的转矩协调策略, 对车身的侧倾运动进行控制。

1.2 车辆动力学模型

为了对四轮轮毂驱动车辆的横向稳定性开展研究, 建立包含车辆横向、横摆、侧倾及四轮转向的车辆动力学模型, 如图2所示。

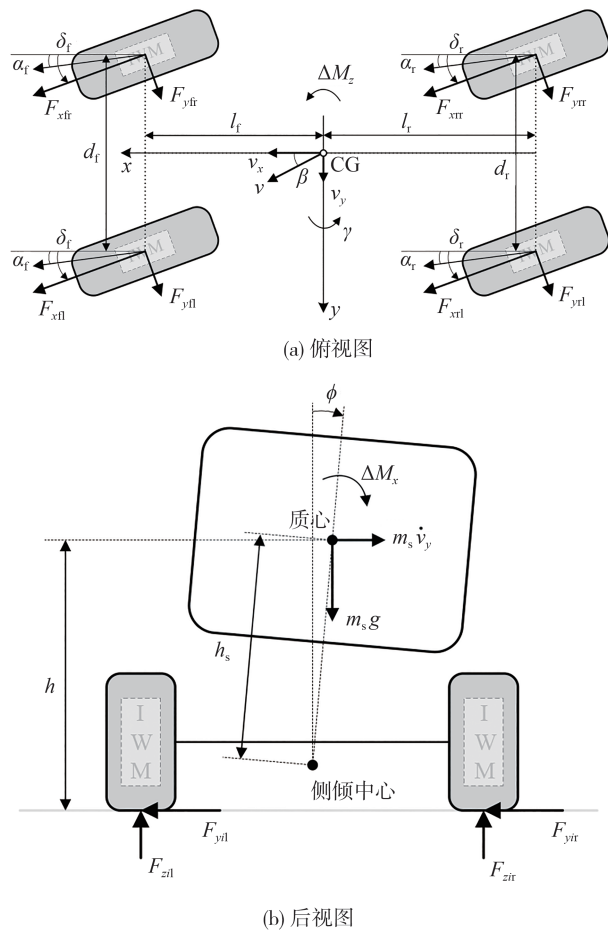


图2 车辆动力学模型

假设车辆前轴和后轴的内外侧车轮转角分别相等且较小。根据牛顿第二定律, 得到车辆的横向、横摆和侧倾动力学方程为

$$\begin{cases} mv_x(\dot{\beta} + \gamma) - m_s h_s \ddot{\phi} = F_{yfl} + F_{yfr} + F_{yrl} + F_{yrr} \\ I_z \dot{\gamma} = l_f(F_{yfl} + F_{yfr}) - l_r(F_{yrl} + F_{yrr}) + \Delta M_z \\ I_x \ddot{\phi} - m_s h_s v_x(\dot{\beta} + \gamma) = -K_\phi \phi - C_\phi \dot{\phi} + m_s h_s g \phi + \Delta M_x \end{cases} \quad (2)$$

式中: m 和 m_s 分别为整车质量和簧载质量; I_z 和 I_x 分别为车辆绕 z 轴和 x 轴的转动惯量; β 为质心侧偏角; γ 为横摆角速度; ϕ 为车身侧倾角; l_f 和 l_r 分别为前轴、后轴到质心的距离; h_s 为质心至侧倾中心距离; K_ϕ 和 C_ϕ 分别为侧倾刚度和阻尼系数; ΔM_z 和 ΔM_x 分别为附加横摆力矩和附加侧倾力矩; F_{yij} 为车轮的侧偏力; v_x 为车辆纵向速度; g 为重力加速度。

当车辆在正常行驶时, 侧向加速度一般不超过 $0.4g$ 。此时可认为轮胎侧偏特性处于线性域, 即侧偏角与侧偏力呈线性关系。此外, 假设前、后轴内外侧车轮侧偏角分别相等, 则有

$$\begin{cases} F_{yfl} = -C_{af} \alpha_f \\ F_{yrl} = -C_{ar} \alpha_r \end{cases} \quad (3)$$

式中: C_{af} 和 C_{ar} 分别为前、后轮侧偏刚度; α_f 和 α_r 分别为前、后轮的侧偏角, 可表示为

$$\begin{cases} \alpha_f = \beta + \frac{l_f \gamma}{v_x} - \delta_f \\ \alpha_r = \beta - \frac{l_r \gamma}{v_x} - \delta_r \end{cases} \quad (4)$$

式中 δ_f 和 δ_r 分别为前、后轮转角。

在车辆实际行驶过程中, 前后轮的侧偏刚度与垂向载荷、路面附着系数等因素相关, 即存在不确定的参数摄动。此外, 在建立式(2)动力学方程时, 为便于控制器设计, 忽略了车轮、悬架、转向等系统的非线性特性。二者使得所建立的模型与实际车辆模型存在偏差。为补偿模型的精确度, 将模型中的参数不确定性和未建模的非线性项归结为一个集中扰动 d 。

定义状态变量 $\mathbf{x} = [\beta, \gamma, \phi, \dot{\phi}]^T$, 控制输入 $\mathbf{u} = [\delta_r, \Delta M_z, \Delta M_x]^T$ 和输出向量 $\mathbf{y} = \mathbf{x}$ 。根据式(2)~式(4)将车辆动力学方程写作状态空间形式, 得到

$$\begin{cases} \dot{\mathbf{x}} = \mathbf{A}\mathbf{x} + \mathbf{B}\mathbf{u} + \mathbf{E}\delta_f + \mathbf{B}_d d \\ \mathbf{y} = \mathbf{C}\mathbf{x} \end{cases} \quad (5)$$

其中:

$$\mathbf{A} = \begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} & a_{13} & a_{14} \\ a_{21} & a_{22} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ a_{41} & a_{42} & a_{43} & a_{44} \end{bmatrix}; \mathbf{B} = \begin{bmatrix} b_{11} & 0 & 0 \\ b_{21} & b_{22} & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ b_{41} & 0 & b_{43} \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{E} = \begin{bmatrix} e_1 \\ e_2 \\ 0 \\ e_4 \end{bmatrix}; \mathbf{B}_d = \mathbf{I}_4; \mathbf{C} = \mathbf{I}_4$$

而

$$a_{11} = -2 \frac{C_{af} + C_{ar}}{\sigma_2 v_x}; a_{12} = -1 - 2 \frac{l_f C_{af} - l_r C_{ar}}{\sigma_2 v_x^2}$$

$$\begin{aligned}
 a_{13} &= \frac{m_s h_s (m_s h_s g - K_\phi)}{I_x \sigma_2 v_x}; a_{14} = -\frac{m_s h_s C_\phi}{I_x \sigma_2 v_x} \\
 a_{21} &= -2 \frac{l_f C_{af} - l_r C_{ar}}{I_z}; a_{22} = -2 \frac{l_f^2 C_{af} + l_r^2 C_{ar}}{I_z v_x} \\
 a_{41} &= -2 \frac{(C_{af} + C_{ar}) m_s h_s}{m \sigma_1} \\
 a_{44} &= -\frac{C_\phi}{\sigma_1} a_{42} = -2 \frac{(l_f C_{af} - l_r C_{ar}) m_s h_s}{m \sigma_1 v_x} \\
 a_{43} &= \frac{m_s h_s g - K_\phi}{\sigma_1} \\
 b_{11} &= \frac{2C_{ar}}{\sigma_2 v_x}; b_{21} = -\frac{2l_r C_{ar}}{I_z}; b_{41} = \frac{2m_s h_s C_{ar}}{m \sigma_1} \\
 b_{22} &= \frac{1}{I_z}; b_{43} = \frac{1}{I_x}; e_1 = \frac{2C_{af}}{\sigma_2 v_x}; e_2 = \frac{2l_f C_{af}}{I_z} \\
 e_4 &= \frac{2m_s h_s C_{af}}{m \sigma_1}; \sigma_1 = I_x - \frac{m_s^2 h_s^2}{m}; \sigma_2 = m - \frac{m_s^2 h_s^2}{I_x} \\
 \mathbf{d} &= [d_1, d_2, d_3, d_4]^T
 \end{aligned}$$

忽略路面的垂向激励,则车轮的垂向载荷可表

示为

$$\begin{cases}
 F_{zfl} = \frac{mgl_r}{2L} - \frac{m\dot{v}_x h}{2L} - \frac{m\dot{v}_y h}{d_f} \cdot \frac{l_r}{L} + F_{zfl} \\
 F_{zfr} = \frac{mgl_r}{2L} - \frac{m\dot{v}_x h}{2L} + \frac{m\dot{v}_y h}{d_f} \cdot \frac{l_r}{L} + F_{zfr} \\
 F_{zfl} = \frac{mgl_f}{2L} + \frac{m\dot{v}_x h}{2L} - \frac{m\dot{v}_y h}{d_r} \cdot \frac{l_f}{L} + F_{zfl} \\
 F_{zfr} = \frac{mgl_f}{2L} + \frac{m\dot{v}_x h}{2L} + \frac{m\dot{v}_y h}{d_r} \cdot \frac{l_f}{L} + F_{zfr}
 \end{cases} \quad (6)$$

式中: F_{zij} 为各车轮的垂向载荷; v_y 为车辆侧向速度; d_f 和 d_r 分别为前、后轮轮距。

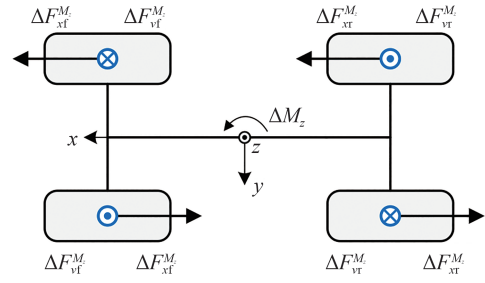
2 转矩协调策略

四轮轮毂驱动车辆,因为可以独立地调节各电机的驱动转矩,因而能对车辆产生附加的横摆力矩和侧倾力矩,以调节车辆的横摆和侧倾运动,如图3所示。

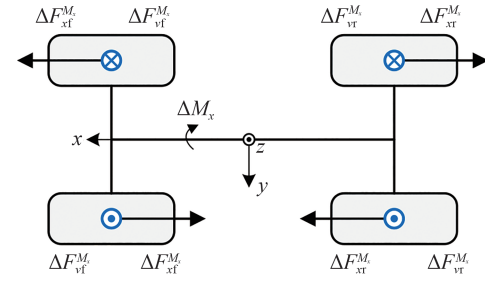
图中: ΔF_{xi}^M 、 ΔF_{xi}^M 分别为控制横摆运动和侧倾运动而需由前、后轴在对应方向提供的作用力; ΔF_{vi}^M 、 ΔF_{vi}^M 分别对应各作用力产生的垂向反力。

基于1.1节中的垂向反力作用机理可知,图3(a)通过在前、后轴施加相同方向的力偶,以产生附加横摆力矩,可以对横摆运动进行控制。图3(b)通过在前、后轴施加相反方向的力偶,其产生的垂向反力构成了一对相同方向的侧倾力矩,可以对侧倾运动进行控制。

由于车辆在转向行驶时,前后车轮存在转角,此时附加横摆力矩和附加侧倾力矩分别为



(a) 横摆运动控制



(b) 侧倾运动控制

图3 转矩协调策略

$$\begin{cases}
 \Delta M_z = \Delta F_{xf}^M \cos \delta_f d_f + \Delta F_{xr}^M \cos \delta_r d_r \\
 \Delta M_x = \Delta F_{xf}^M \cos \delta_f \tan \eta_f d_f + \\
 \Delta F_{xr}^M \cos \delta_r \tan \eta_r d_r
 \end{cases} \quad (7)$$

为了使此时的横摆运动控制策略不产生额外的侧倾力矩,须满足:

$$\Delta F_{xf}^M \cos \delta_f \tan \eta_f d_f = \Delta F_{xr}^M \cos \delta_r \tan \eta_r d_r \quad (8)$$

此时,图3(a)中前、后轴力偶对应的垂向反力构成了一对相互抵消的侧倾力矩,故不会对侧倾运动产生影响。

同样地,若使侧倾运动控制策略不产生额外的横摆力矩,须有

$$\Delta F_{xf}^M \cos \delta_f d_f = \Delta F_{xr}^M \cos \delta_r d_r \quad (9)$$

此时,图3(b)中在前、后轴施加了相反方向的力偶,横摆力矩相互抵消,故不会对横摆运动产生影响。

需要指出的是,两种运动的转矩协调控制策略均在纵向方向上不产生额外的驱动力,即不会影响正常的车辆纵向运动。

根据式(7)~式(9)可计算出调节横摆和侧倾运动的控制力分别为

$$\begin{cases}
 \Delta F_{xf}^M = \frac{\Delta M_z}{\cos \delta_f d_f \left(1 + \frac{\tan \eta_f}{\tan \eta_r}\right)} \\
 \Delta F_{xr}^M = \frac{\Delta M_z}{\cos \delta_r d_r \left(1 + \frac{\tan \eta_r}{\tan \eta_f}\right)}
 \end{cases} \quad (10a)$$

$$\begin{cases} \Delta F_{xf}^{M_z} = \frac{\Delta M_x}{\cos \delta_f d_f (\tan \eta_f + \tan \eta_r)} \\ \Delta F_{xr}^{M_z} = \frac{\Delta M_x}{\cos \delta_r d_r (\tan \eta_f + \tan \eta_r)} \end{cases} \quad (10b)$$

根据式(10),可得到各车轮对应的纵向驱动力为

$$\begin{cases} F_{xfl} = F_{xfl}^x - \Delta F_{xf}^{M_z} - \Delta F_{xf}^{M_x} \\ F_{xfr} = F_{xfr}^x + \Delta F_{xf}^{M_z} + \Delta F_{xf}^{M_x} \\ F_{xrl} = F_{xrl}^x + \Delta F_{xr}^{M_z} - \Delta F_{xr}^{M_x} \\ F_{xrr} = F_{xrr}^x - \Delta F_{xr}^{M_z} + \Delta F_{xr}^{M_x} \end{cases} \quad (11)$$

式中 F_{xij}^x 为满足车辆期望纵向运动所需的驱动力。

依据式(11),可得到每个轮毂电机的需求转矩 T_{mij} 为

$$T_{mij} = F_{xij} R_w \quad (12)$$

通过上述转矩协调策略,即可实现车辆纵向、横摆和侧倾运动的解耦控制。

3 控制器设计

3.1 底盘协同控制架构

为改善车辆的横向稳定性,将转矩协调和主动后轮转向相结合,以实现车辆的横摆和侧倾运动的协同控制,如图4所示。

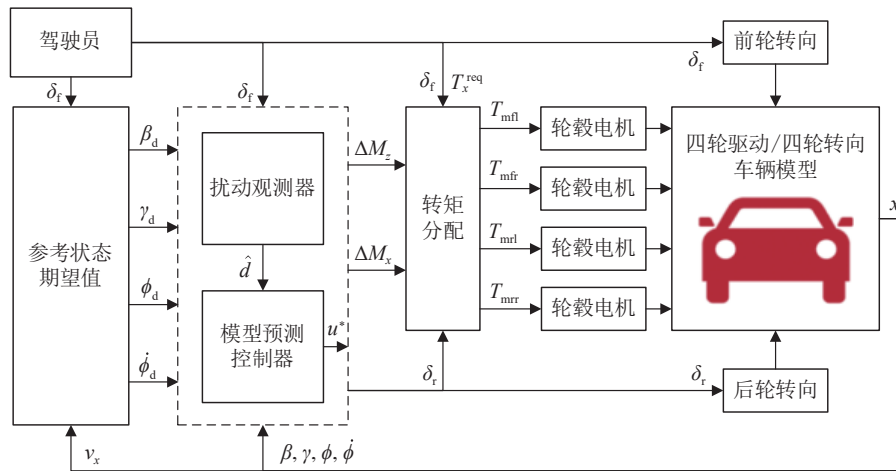


图4 底盘协同控制架构

图中: β_d 、 γ_d 、 ϕ_d 和 $\dot{\phi}_d$ 分别为质心侧偏角、横摆角速度、侧倾角和侧倾角速度的期望值; \hat{d} 为式(5)中集中扰动的估计量; T_x^{req} 为驾驶员的纵向需求转矩。

控制器中的扰动观测器和模型预测控制器,根据车辆状态和参考状态期望值之间的偏差,以及前轮转角和扰动估计量,计算出最优的附加横摆、侧倾力矩以及后轮转角。而转矩分配模块,则根据得到的附加横摆和侧倾力矩,以及驾驶员纵向需求转矩和前后轮转角,为各轮毂电机分配所需的驱动转矩。

3.2 参考状态期望值

车辆横向稳定性的控制目标,是在改善横摆角速度瞬态响应的同时减小车辆质心侧偏角及车身侧倾角,以保证行驶安全。驾驶员期望的横摆角速度,可根据2自由度车辆模型的稳态响应得到,即

$$\gamma_d = \frac{v_x / L}{1 + K v_x^2} \delta_f \quad (13)$$

式中 K 为稳定性因数,可表示为

$$K = \frac{m}{L^2} \left(\frac{l_r}{C_{af}} - \frac{l_f}{C_{ar}} \right) \quad (14)$$

考虑到车辆实际行驶中的路面附着条件,车辆横向加速度须满足路面附着条件限制,即

$$|\dot{v}_y| \leq \mu g \quad (15)$$

式中 μ 为路面附着系数。

因此,期望的横摆角速度修正为

$$\gamma_d = \min \left\{ \left| \frac{v_x / L}{1 + K v_x^2} \delta_f \right|, \left| \frac{\mu g}{v_x} \right| \right\} \text{sgn}(\delta_f) \quad (16)$$

由于质心侧偏角是造成轮胎侧偏的主要原因,对横向稳定性有较大影响,故取期望的质心侧偏角为0,即

$$\beta_d = 0 \quad (17)$$

同样地,侧倾角和侧倾角速度过大也容易引起车辆侧翻,故将其二者期望值均取为0,即

$$\phi_d = 0; \dot{\phi}_d = 0 \quad (18)$$

3.3 扰动观测器

为了对集中扰动 \hat{d} 进行估计,假设扰动的变化率是有界的,即对每个扰动 d_k ($k = 1, 2, 3, 4$),均有

$$|\dot{d}_k| \leq d_{k,m} (d_{k,m} > 0) \quad (19)$$

式中 $d_{k,m}$ 为第 k 个扰动变化率绝对值的上界。

然后设计如下的扰动观测器:

$$\begin{cases} \dot{z} = -L_d B_d z - L_d (L_d B_d x + Ax + Bu + E\delta_f) \\ \hat{d} = z + L_d x \end{cases} \quad (20)$$

式中 $L_d = \text{diag}\{l_1, l_2, l_3, l_4\}$ 为观测器增益; z 为观测器内部状态变量。可以看出,扰动观测器通过获取车辆的状态和控制输入以估计扰动值。

需要指出的是,在实际车辆的状态中,质心侧偏角的获取较为困难,故须设计相应的状态观测器进行估计。考虑到关注点,作为初步尝试,本文假设车辆的各状态均可直接获取。

下面对式(20)的稳定性进行分析。首先定义扰动估计误差为

$$e_d = d - \hat{d} \quad (21)$$

对式(21)求导,并将式(5)和式(20)代入,有

$$\dot{e}_d = \dot{d} - \dot{\hat{d}} = \dot{d} - \dot{z} - L_d \dot{x} = \dot{d} - L_d e_d \quad (22)$$

相应地,扰动误差变化率的第 k ($k = 1, 2, 3, 4$)个分量为

$$\dot{e}_{d,k} = -l_k e_{d,k} + \dot{d}_k \quad (23)$$

定义李雅普诺夫函数:

$$V_k(e_{d,k}) = \frac{1}{2} e_{d,k}^2 \quad (24)$$

对式(24)求导有

$$\dot{V}_k(e_{d,k}) = e_{d,k} \dot{e}_{d,k} = -l_k e_{d,k}^2 + \dot{d}_k e_{d,k} \leq |e_{d,k}| (|\dot{d}_k| - l_k |e_{d,k}|) \quad (25)$$

显然,当 $|e_{d,k}| \geq d_{k,m}/l_k$ ($l_k > 0$)时,有 $\dot{V}_k(e_{d,k}) < 0$ 。这意味着扰动观测器的误差收敛上界为 $d_{k,m}/l_k$ 。可以看出,增大观测器增益 l_k 可以降低扰动估计误差,并加快收敛速率。同时,若扰动恒定为—常值,则能保证估计误差指数收敛至0。

3.4 模型预测控制

为方便控制器设计,首先将式(5)系统状态方程改写为如下形式:

$$\begin{cases} \dot{x} = Ax + Bu + \bar{E}\bar{d} \\ y = Cx \end{cases} \quad (26)$$

其中 $\bar{E} = [E, B_d]$; $\bar{d} = [\delta_f, \hat{d}]^T$

采用前向欧拉法将式(26)连续状态方程转换为离散方程,有

$$\begin{cases} x(k+1) = A_k x(k) + B_k u(k) + \bar{E}_k \bar{d}(k) \\ y(k) = Cx(k) \end{cases} \quad (27)$$

式中 $A_k = I_4 + T_s A$; $B_k = T_s B$; $\bar{E}_k = T_s \bar{E}$; T_s 为采样时间。

为使系统输出跟踪参考状态期望值,同时希望控制输入不要过大,定义如下的目标函数:

$$J = \|\Gamma_y(Y(k+1) - Y_r(k+1))\|^2 + \|\Gamma_u U(k)\|^2 \quad (28)$$

其中:

$$Y(k+1) = [y^T(k+1), y^T(k+2), \dots, y^T(k+N_p)]^T$$

$$Y_r(k+1) = [y_r^T(k+1), y_r^T(k+2), \dots, y_r^T(k+N_p)]^T$$

$$U(k) = [u^T(k), u^T(k+1), \dots, u^T(k+N_c-1)]^T$$

$$y_r(k) = [\beta_d(k), \gamma_d(k), \phi_d(k), \dot{\phi}_d(k)]^T$$

式中 N_p 为预测时域; N_c 为控制时域; Γ_y 和 Γ_u 为优化问题的权重矩阵,可表示为

$$\Gamma_y = I_{N_p} \otimes Q_{4 \times 4}; \Gamma_u = I_{N_c} \otimes R_{3 \times 3}$$

式中 \otimes 为克罗内克积; $Q_{4 \times 4}$ 为系统跟踪误差加权矩阵,对矩阵元素赋值,可调整当前横摆运动和侧倾运动控制目标的优先级,即质心侧偏角、横摆角速度、车身侧倾角和侧倾角速度的控制优先级; $R_{3 \times 3}$ 为控制输入加权矩阵,改变其元素数值,可改变当前横摆和侧倾转矩协调控制及主动后轮转向控制的优先级。

考虑到对输出状态的约束,以及对控制量及其变化率的限制,将该控制问题表示为如下的优化问题

$$\begin{aligned} \min_u J \\ \text{s. t. } \begin{cases} \Delta u_{\min}(k+m) \leq \Delta u(k+m) \leq \Delta u_{\max}(k+m) \\ u_{\min}(k+m) \leq u(k+m) \leq u_{\max}(k+m) \\ y_{\min}(k+n) \leq y(k+n) \leq y_{\max}(k+n) \\ m = 0, 1, \dots, N_c - 1, n = 1, 2, \dots, N_p \end{cases} \end{aligned} \quad (29)$$

该优化问题可转化为一个标准的二次规划问题^[14],并应用MATLAB中的quadprog函数进行求解。由此得到 k 时刻最优的控制输入序列 $U^*(k)$,进而得到 k 时刻的最优控制量为

$$u^*(k) = [I_3, \mathbf{0}_{3 \times 3}, \dots, \mathbf{0}_{3 \times 3}]_{1 \times N_c} \cdot U^*(k) \quad (30)$$

3.5 转矩分配

在实际分配各轮毂电机转矩时,还须考虑电机的输出转矩上限,即

$$|T_{mij}| \leq T_{\max} \quad (31)$$

此外,在求解式(29)优化问题时,附加横摆力矩和附加侧倾力矩是分别约束的,且驾驶员可能会实时调整纵向需求转矩。故在经过式(10)和式(11)的轮胎力计算后,轮胎力大小可能超过路面的附着极

限,容易使车辆发生失稳。因此,须估计轮胎的附着情况,并对附加横摆力矩和侧倾力矩进行修正。

各轮胎的摩擦椭圆约束可表示为

$$\sqrt{F_{xij}^2 + F_{yij}^2} \leq \mu F_{zij} \quad (32)$$

修正后的附加横摆力矩和附加侧倾力矩为

$$\begin{cases} \Delta M_z^m = k_m \Delta M_z^* \\ \Delta M_x^m = k_m \Delta M_x^* \end{cases} \quad (33)$$

式中: ΔM_z^m 和 ΔM_x^m 分别为修正后的附加横摆和侧倾力矩; ΔM_z^* 和 ΔM_x^* 分别为求解式(29)优化问题得到的最优横摆和侧倾力矩; k_m 为修正增益。

根据上述分析,修正增益的求解可写作如下的优化问题:

$$\begin{cases} \max & k_m \\ \text{s. t.} & \begin{cases} 0 \leq k_m \leq 1 \\ |T_{mij}| \leq T_{\max} \\ \sqrt{F_{xij}^2 + F_{yij}^2} \leq \mu F_{zij} \end{cases} \end{cases} \quad (34)$$

该优化问题可基于式(3)和式(6)转化为一个线性规划问题,并应用MATLAB的linprog函数进行求解。

需要说明的是,式(29)和式(34)优化问题均属于凸优化问题。目前这类问题的求解方法已经非常成熟,能够确保求解过程有效收敛到全局最优解,并可通过相关算法保证求解的实时性^[18]。

4 试验结果与分析

为验证所提出算法的有效性,采用NI-PXI实时机和Speedgoat快速控制原型搭建了硬件在环(HIL)试验平台,如图5所示。其中,四轮轮毂驱动车辆的CarSim模型运行于NI-PXI实时机中,横向稳定性控制策略在Speedgoat快速控制原型中实时运行。车辆的状态和控制指令通过CAN总线进行传输,试验过程中相关的数据和状态通过上位机进行实时监测和采集。

HIL试验中车辆模型的参数如表1所示。

为分析车辆的横向稳定性,选取双移线工况进行验证。试验车速设为100 km/h,路面附着系数为0.6,试验过程中车辆前轮转角输入的时程曲线如图6所示,控制器参数如表2所示。

在控制器权重的设置中,横摆角速度的权重(10 000)高于质心侧偏角和车身侧倾角的权重(5 000、5 000),车身侧倾角速度权重(1 000)最低,



图5 硬件在环试验平台

表1 车辆参数

参数	数值	参数	数值
m	1 412 kg	m_s	1 270 kg
I_z	1 537 kg·m ²	I_x	537 kg·m ²
l_f	1.02 m	l_r	1.89 m
d_f	1.68 m	d_r	1.68 m
h	0.54 m	h_s	0.5 m
C_{of}	50 000 N/rad	C_{or}	40 000 N/rad
K_ϕ	150 000 N·m/rad	C_ϕ	20 000 N·m·s/rad
η_f	20°	η_r	20°

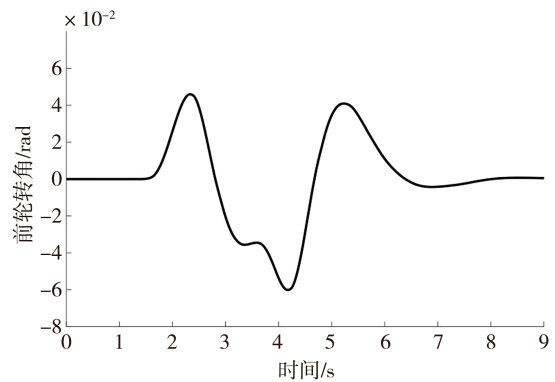


图6 HIL试验中车辆前轮转角的时程曲线

表2 控制器参数

参数	数值
T_s	0.01 s
N_p	16
N_e	3
$Q_{4 \times 4}$	diag{5 000, 10 000, 5 000, 1 000}
$R_{3 \times 3}$	diag{0.6, 0.03, 0.15}
L_d	diag{100, 100, 100, 100}
T_{\max}	300 N·m

这是因为本文控制策略是优先保证车辆的横向稳定性,然后尽可能降低车身侧倾角,对侧倾角速度的要

求则相对较低。此外,在控制输入方面,较大的权重表明希望采用较小的控制量输入。因此,附加侧倾力矩的权重(0.15)高于附加横摆力矩的权重(0.03),其目的是希望尽量增加横摆力矩的输出以改善车辆的横向稳定性,之后再改善车身的侧倾。后轮转向权重(0.6)的选取与其单位的量纲有关,通过多次尝试而确定。在该取值下,后轮转向控制能与转矩协调发挥出较好的协同控制作用。

为了更好地描述本文所设计的控制器的效果,同时设置3种控制方案进行对比。第1种方案,是不施加转矩协调控制和主动后轮转向的无控制方案。

第2种方案,采用如图3(a)所示的横摆运动控制策略(记作DYC)和主动后轮转向(记作ARS)协同控制,并将该方案命名为“DYC-ARS”。第3种方案是在“DYC-ARS”的基础上增加了如图3(b)所示的侧倾运动控制策略(记作RMC)。该方案简称为“DYC-ARS-RMC”。最后是本文所设计的方案,在第3种方案的基础上,增加扰动观测器(DO),并命名为“DYC-ARS-RMC-DO”。

图7展示了试验得到的车辆在不同控制方案下的横向加速度、横摆角速度、质心侧偏角、车身侧倾角和侧倾角速度的时程曲线。

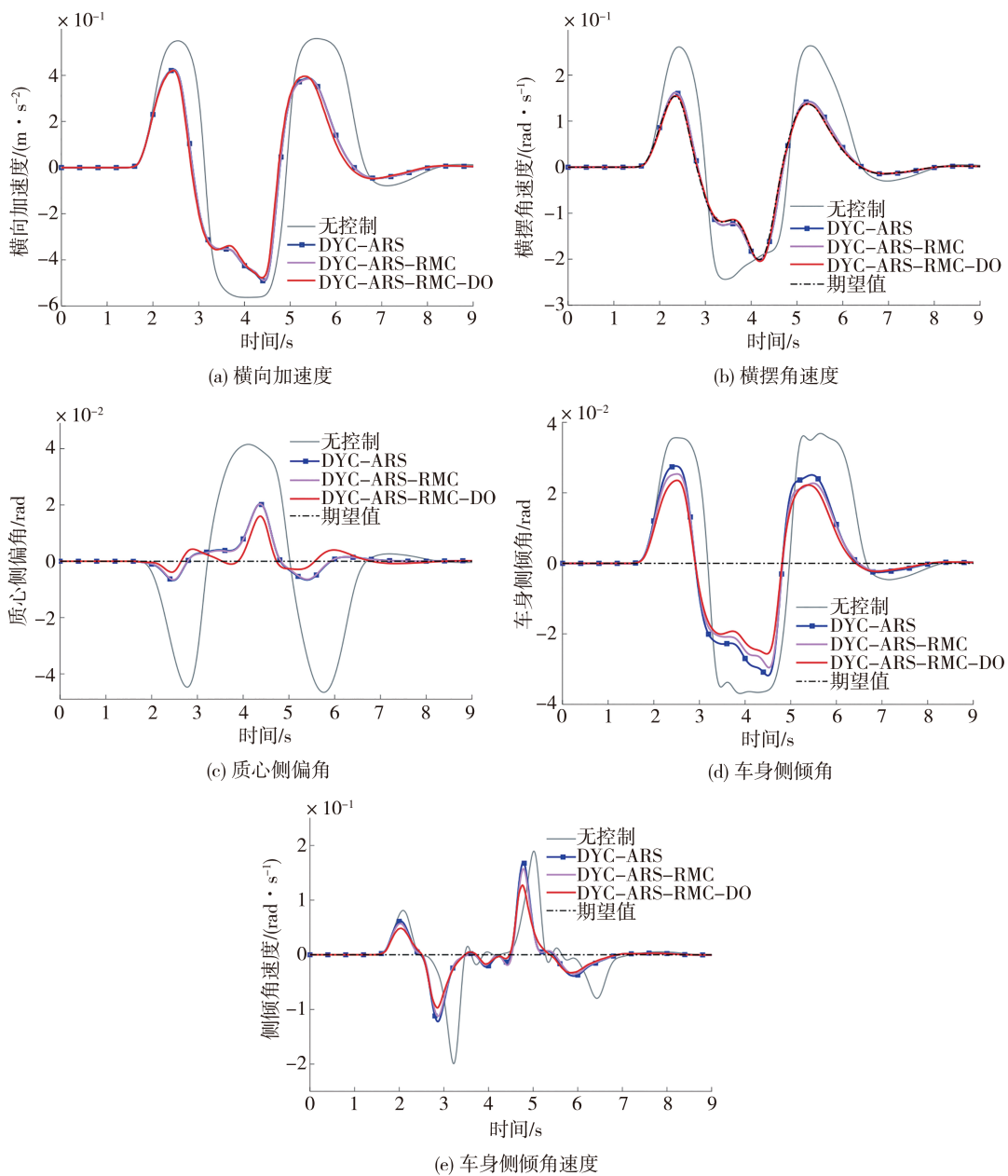


图7 双移线工况下车辆状态变化曲线

从图7(a)中可以看出,未施加控制时,车辆的横向加速度已达到失稳状态(μg),即车辆已产生明显的侧滑。从图7(b)~图7(e)可以看出,施加控制的3种方案,均能较好地跟踪期望的横摆角速度,并减小车辆的质心侧偏角,同时降低车身侧倾角和侧倾

角速度。

表3给出了各指标与其期望值偏差的均方根值。表中括号内的两个百分比数值分别表示所提出控制策略相比于“无控制”和“DYC-ARS-RMC-DO”的性能提升。

表3 不同控制策略下车辆性能指标与其期望值偏差的均方根值

控制策略	横摆角速度	质心侧偏角	侧倾角	侧倾角速度
无控制	0.080 1	0.025 9	0.025 1	0.058 3
DYC-ARS	0.006 7	0.005 6	0.017 3	0.043 5
DYC-ARS-RMC	0.006 5	0.005 5	0.015 8	0.040 1
DYC-ARS-RMC-DO	0.002 8 (-96.5%/ -56.9%)	0.004 0 (-84.6%/27.3%)	0.014 4 (-42.6%/ -8.9%)	0.035 1 (-39.8%/ -12.5%)

从图7和表3的结果可知,通过采用RMC,可以进一步降低车身的侧倾角和侧倾角速度,同时仍能保证横摆角速度和质心侧偏角的控制性能不受影响。这就证明了所提出的转矩协调策略的有效性。进一步分析可以发现,通过转矩协调和主动后轮转向的控制方案,在控制效果上与期望的横摆角速度还存在偏差。而引入扰动观测器(DO)进行补偿之后,控制效果更佳,使得期望横摆角速度和质心侧偏角的跟踪误差分别降低了56.9%和27.3%,而车身侧倾角和侧倾角速度分别降低了8.9%和12.5%。这一改进应归功于扰动观测器对系统中的非线性项和参数变化引起的误差或扰动进行了有效的补偿。

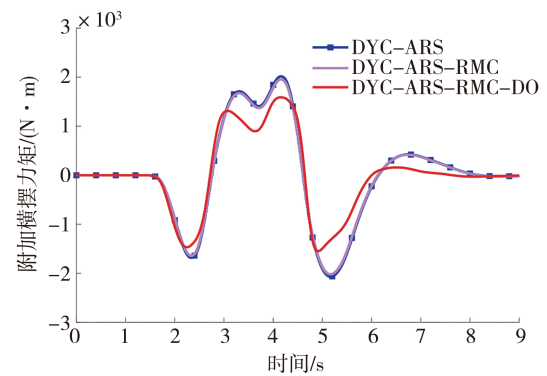
3种控制方案的附加横摆力矩、附加侧倾力矩和后轮转角输入如图8所示。

从图中可以看出,采用扰动观测器(DO)的控制方案,相比其他两种控制方案,增加了后轮转角输入和附加横摆力矩,降低了附加侧倾力矩,具有更好的控制效果。

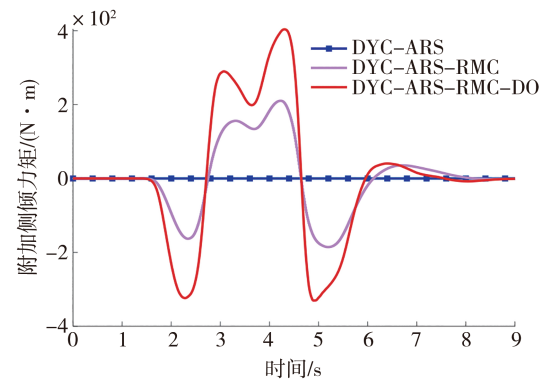
3种控制方案中各电机输出转矩如图9所示。可以看出,3种控制方案的电机转矩均满足其输出上限约束。在采用RMC的方案2和方案3中,后轴电机的输出转矩相较于前轴更小。这是由于横摆运动和侧倾运动的转矩协调策略(图3)在前轴上施加的力矩方向相同,后轴方向相反。此外,引入扰动观测器(DO)后,电机输出转矩并未明显增加。这说明该控制策略可在不影响轮胎负荷的情况下改善车辆的动力学性能。

5 结论

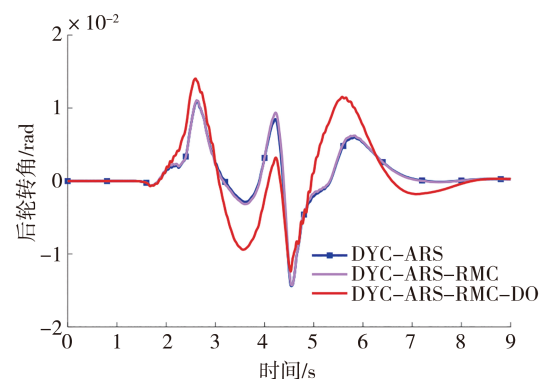
本文针对车辆的横向稳定性控制,以四轮轮毂驱动车辆为对象,提出了一种基于转矩协调和主动



(a) 附加横摆力矩



(b) 附加侧倾力矩



(c) 后轮转角

图8 双移线工况下不同控制策略的控制输入

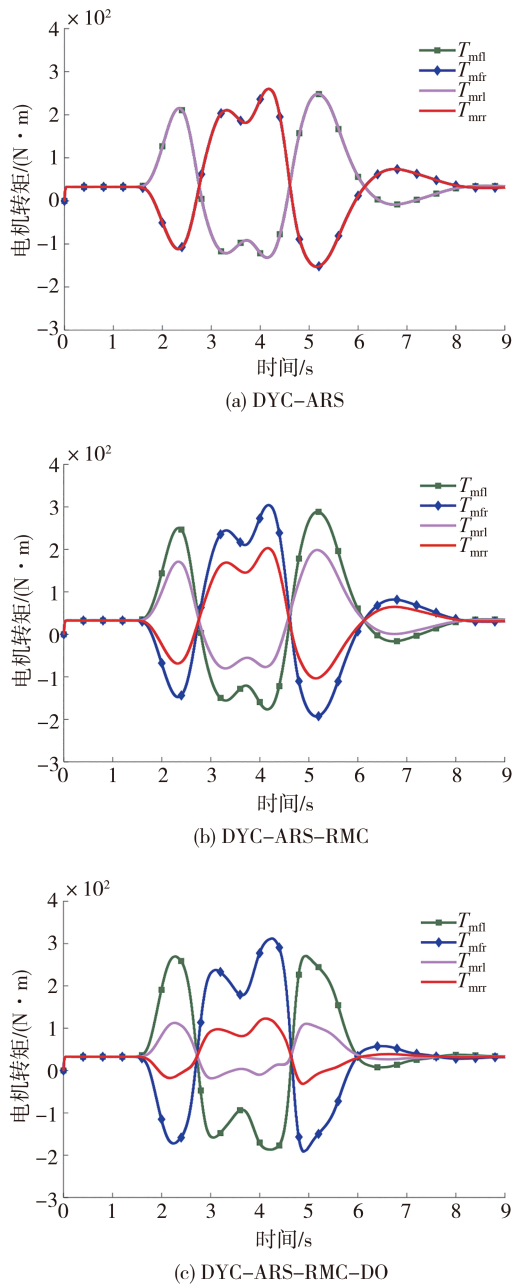


图9 双移线工况下不同控制策略的电机转矩

后轮转向的底盘协同控制策略。其中,通过转矩协调策略可单独对车辆的横摆和侧倾运动进行控制。考虑到模型线性化及不确定性会导致控制性能降低,设计了基于扰动观测器的模型预测控制架构,对线性化误差及不确定性进行估计和补偿。最后针对双移线工况开展硬件在环试验,验证了算法的有效性。本文主要结论如下。

(1) 基于转矩协调和后轮转向的底盘协同控制策略,可有效提升车辆的横向稳定性,在跟踪期望横摆角速度的同时,显著降低质心侧偏角和车身侧倾。

(2) 通过基于转矩协调的横摆和侧倾解耦控制策略,可以在不影响横摆运动的同时,降低车身侧倾,提高横向稳定性。

(3) 基于扰动观测器的模型预测控制,可有效地估计系统的非线性和不确定性误差并进行补偿,从而既提升了控制方案对横摆角速度期望值的跟踪精度,也进一步降低了车身侧倾,改善了车辆的横向稳定性。

参考文献

- [1] 张雷, 赵宪华, 王震坡. 四轮轮毂电机独立驱动电动汽车轨迹跟踪与横摆稳定性协调控制研究[J]. 汽车工程, 2020, 42(11): 1513-1521.
ZHANG L, ZHAO X H, WANG Z P. Study on coordinated control of trajectory tracking and yaw stability for autonomous four-wheel-independent-driving electric vehicles [J]. Automotive Engineering, 2020, 42(11): 1513-1521.
- [2] WANG P, ZHANG X, SHI J, et al. Rollover prevention control of electric vehicles based on multi-objective optimization coordination under extreme conditions[J]. IEEE Transactions on Vehicular Technology, 2023, 72(10): 12784-12798.
- [3] WANG Q, ZHAO Y, DENG Y, et al. Optimal coordinated control of ARS and DYC for four-wheel steer and in-wheel motor driven electric vehicle with unknown tire model[J]. IEEE Transactions on Vehicular Technology, 2020, 69(10): 10809-10819.
- [4] LIANG Y, LI Y, YU Y, et al. Integrated lateral control for 4WID/4WIS vehicle in high-speed condition considering the magnitude of steering[J]. Vehicle System Dynamics, 2020, 58(11): 1711-1735.
- [5] LIU H, LIU C, HAN L, et al. Handling and stability integrated control of AFS and DYC for distributed drive electric vehicles based on risk assessment and prediction[J]. IEEE Transactions on Intelligent Transportation Systems, 2022, 23(12): 23148-23163.
- [6] DALBONI M, TAVERNINI D, MONTANARO U, et al. Nonlinear model predictive control for integrated energy-efficient torque-vectoring and anti-roll moment distribution [J]. IEEE/ASME Transactions on Mechatronics, 2021, 26(3): 1212-1224.
- [7] RICCO M, ZANCHETTA M, RIZZO G C, et al. On the design of yaw rate control via variable front-to-total anti-roll moment distribution[J]. IEEE Transactions on Vehicular Technology, 2019, 69(2): 1388-1403.
- [8] KATSUYAMA E, YAMAKADO M, ABE M. A state-of-the-art review: toward a novel vehicle dynamics control concept taking the driveline of electric vehicles into account as promising control actuators [J]. Vehicle System Dynamics, 2021, 59(7): 976-1025.
- [9] YU Z, LUO R, MA H, et al. Yaw rate and roll motion control of 4IWM/4WS vehicle based on active rear steering and torque coordination [C]. IEEE Intelligent Vehicle Symposium, 2024:

- 1470-1475.
- [10] XIAO F, HU J, JIA M, et al. A novel integrated control framework of AFS, ASS, and DYC based on ideal roll angle to improve vehicle stability [J]. *Advanced Engineering Informatics*, 2022, 54: 101764.
- [11] MURATA S. Innovation by in-wheel-motor drive unit [J]. *Vehicle System Dynamics*, 2012, 50(6): 807-830.
- [12] KATSUYAMA E. Decoupled 3D moment control using in-wheel motors [J]. *Vehicle System Dynamics*, 2013, 51(1): 18-31.
- [13] 张利鹏, 李亮, 祁炳楠. 轮毂电机驱动电动汽车侧倾稳定性解耦控制 [J]. *机械工程学报*, 2017, 53(16): 94-104.
ZHANG L P, LI L, QI B N. Decoupled roll stability control of in-wheel motor drive electric vehicle [J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2017, 53(16): 94-104.
- [14] 张利鹏, 任晨辉, 李韶华. 轮毂电机驱动汽车侧向稳定性底盘协同控制 [J]. *机械工程学报*, 2019, 55(22): 153-164.
ZHANG L P, REN C H, LI S H. Chassis cooperative control for improving lateral stability of in-wheel motors drive electric vehicle [J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2019, 55 (22) : 153-164.
- [15] 邓斌, 李维汉, 吴迪, 等. 基于KFESO的四轮主动转向积分滑模控制 [J]. *汽车工程*, 2024, 46(1): 100-108.
DENG B, LI W H, WU D, et al. Integral sliding mode control for four-wheel active steering based on Kalman filter extended state observer [J]. *Automotive Engineering*, 2024, 46(1): 100-108.
- [16] 石求军, 李静, 刘鹏. 基于非线性扰动观测的商用车ESC自适应滑模控制研究 [J]. *汽车工程*, 2020, 42(6): 801-807.
SHI Q J, LI J, LIU P. Research on ESC adaptive sliding mode control for commercial vehicles based on nonlinear disturbance observation [J]. *Automotive Engineering*, 2020, 42 (6) : 801-807.
- [17] 李杰, 孔祥悦, 王晓燕, 等. 基于模型预测的主动转向智能无人车辆横向稳态控制 [J]. *北京理工大学学报*, 2023, 43(8): 812-819.
LI J, KONG X Y, WANG X Y, et al. A lateral stability control strategy of active steering intelligent unmanned vehicle based on model predictive [J]. *Journal of Beijing Institute of Technology*, 2023, 43(8): 812-819.
- [18] 韩陌, 何洪文, 石曼, 等. 基于学习的无人驾驶车辆模型预测路径跟踪控制研究 [J]. *汽车工程*, 2024, 46(7): 1197-1207.
HAN M, HE H W, SHI M, et al. Research on learning-based model predictive path tracking control for autonomous vehicles [J]. *Automotive Engineering*, 2024, 46(7): 1197-1207.

~~~~~  
(上接第 1732 页)

- [23] UniVehicle. UniTruck 软件介绍 [EB/OL]. 上海: Bilibili, 2024-07-22 [2024-08-09]. <https://www.bilibili.com/video/BV1YD8teqE1g>.  
UniVehicle. Introduction to UniTruck software [EB/OL]. Shanghai: Bilibili, 2024-07-22 [2024-08-09]. <https://www.bilibili.com/video/BV1YD8teqE1g>.
- [24] UniVehicle. UniTruck 仿真制动抖振\_行车振动\_驾驶体感\_等动画演示视频 [EB/OL]. 上海: Bilibili, 2024-07-24 [2024-08-09]. <https://www.bilibili.com/video/BV1S9eDeBEKR>.  
UniVehicle. UniTruck simulation brake vibration, driving vibration, driving sensation, and other animated demonstration videos [EB/OL]. Shanghai: Bilibili, 2024-07-24 [2024-08-09]. <https://www.bilibili.com/video/BV1S9eDeBEKR>.