



(12) 发明专利

(10) 授权公告号 CN 111391822 B

(45) 授权公告日 2022.06.24

(21) 申请号 202010228385.2

CN 104554255 A, 2015.04.29

(22) 申请日 2020.03.27

CN 104670204 A, 2015.06.03

(65) 同一申请的已公布的文献号

CA 2631433 A1, 2007.07.05

申请公布号 CN 111391822 A

EP 2729337 A1, 2014.05.14

(43) 申请公布日 2020.07.10

CN 107512262 A, 2017.12.26

(73) 专利权人 吉林大学

EP 1433682 A1, 2004.06.30

地址 130012 吉林省长春市前进大街2699号

EP 2927065 A1, 2015.10.07

CN 101574979 A, 2009.11.11

CN 110194064 A, 2019.09.03

(72) 发明人 王萍 李梓涵 张曦月 胡云峰
陈虹

刘震涛等. 基于车辆稳定性的轮胎力优化分配研究.《机电工程》.2015, (第03期), 全文.

刘秋生等. 4WID轮毂电机式电动汽车横摆稳定性滑模控制研究.《广西大学学报(自然科学版)》.2015, (第05期), 全文.

(74) 专利代理机构 长春吉大专利代理有限责任公司 22201

童树林. 四轮轮毂电机驱动电动车稳定性控制研究.《中国优秀硕士学位论文全文数据库电子期刊工程科技II辑》.2019, (第1期),

专利代理师 杜森垚

审查员 陈艺

(51) Int. Cl.

B60W 30/02 (2012.01)

B60W 50/00 (2006.01)

(56) 对比文件

CN 108944866 A, 2018.12.07

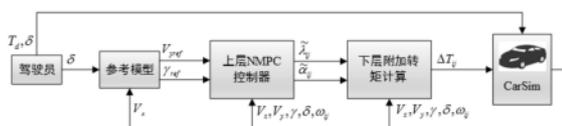
权利要求书5页 说明书10页 附图4页

(54) 发明名称

一种极限工况下汽车横纵向稳定性协同控制方法

(57) 摘要

本发明公开了一种极限工况下汽车横纵向稳定性协同控制方法, 首先, 利用仿真软件 CarSim 得到四轮轮毂电机驱动电动汽车模型; 其次, 设计二自由度参考模型, 通过二自由度参考模型推导出车辆侧向速度和横摆角速度的期望值; 然后, 为降低求解复杂度采用双层控制结构, 上层采用 NMPC 控制器, 以保证车辆横纵向稳定为控制目标, 并考虑横纵向安全约束进行优化求解, 得到虚拟控制量——轮胎滑移率和侧偏角的期望值; 最后, 下层根据轮胎实际的滑移率和侧偏角与上层给出的期望值之间的偏差得到附加转矩作用于轮毂电机, 从而保证车辆横纵向的稳定性。



CN 111391822 B

1. 一种极限工况下汽车横纵向稳定性协同控制方法,其特征在于,包括以下步骤:

步骤一、利用仿真软件CarSim得到四轮轮毂电机驱动电动汽车模型,实时提供车辆各状态信息;

步骤二、二自由度参考模型设计,得到考虑路面附着系数限制的车辆横摆角速度和车辆侧向速度的期望值,确定车辆的理想运动状态;

步骤三、上层NMPC控制器设计:基于三自由度车辆动力学模型,考虑轮胎的复合滑移特性建立复合滑移LuGre轮胎模型,设计预测模型,使车辆的横摆角速度和侧向速度能够跟踪其期望值,并抑制轮胎纵向的滑移,以轮胎滑移率和侧偏角为虚拟控制量,优化求解得到的虚拟控制量作为下层控制的期望值;

步骤四、下层附加转矩计算:根据轮胎实际的滑移率和侧偏角与上层给出的期望值之间的偏差量,利用轮胎纵向力与滑移率、侧偏角之间的动力学关系,基于纵向力的变化计算轮毂电机的附加转矩,发送给电动汽车作为输入量。

2. 如权利要求1所述的一种极限工况下汽车横纵向稳定性协同控制方法,其特征在于,所述步骤二中,设计的二自由度参考模型,其方程如下:

$$\dot{\beta} = \frac{2C_f \left(\delta - \beta - \frac{L_f \gamma}{V_x} \right) + 2C_r \left(-\beta + \frac{L_r \gamma}{V_x} \right)}{mV_x} - \gamma$$

$$\dot{\gamma} = \frac{2L_f C_f \left(\delta - \beta - \frac{L_f \gamma}{V_x} \right) - 2L_r C_r \left(-\beta + \frac{L_r \gamma}{V_x} \right)}{I_z}$$

其中, β 为车辆质心侧偏角, γ 为横摆角速度, δ 是驾驶员给出的方向盘转角, V_x 代表车辆纵向速度, C_f 为前轮轮胎侧偏刚度, C_r 为后轮轮胎侧偏刚度, L_f 为车辆质心到前轴的距离, L_r 为车辆质心到后轴的距离; I_z 为车辆绕z轴的转动惯量;

将二自由度参考模型得到的瞬态响应作为期望,得到由 δ 到质心侧偏角和横摆角速度的期望响应 β^* 和 γ^* :

$$\frac{\beta^*}{\delta} = K_\beta \frac{1 + \tau_\beta s}{\frac{1}{\omega_n^2} s^2 + \frac{2\xi}{\omega_n} s + 1}$$

$$\frac{\gamma^*}{\delta} = K_\gamma \frac{1 + \tau_\gamma s}{\frac{1}{\omega_n^2} s^2 + \frac{2\xi}{\omega_n} s + 1}$$

其中, K_β , K_γ 分别代表质心侧偏角稳态增益及横摆角速度稳态增益, τ_β , τ_γ 分别为两式的微分系数, ω_n 表示系统的振荡频率, ξ 表示阻尼系数,s代表传递函数的复变量;

期望的质心侧偏角 β^* 和横摆角速度 γ^* 都会受到有关路面附着系数的限制,它们的上限值分别为:

$$\beta_{\text{lim}} = \mu g \left(\frac{L_r}{V_x} + \frac{mL_f}{C_r L} \right)$$

$$\gamma_{\text{lim}} = \frac{\mu g}{V_x}$$

其中, m 代表车辆质量, μ 代表路面附着系数, 重力系数 $g=9.8\text{m/s}^2$, V_x 代表车辆纵向速度, C_r 为后轮轮胎侧偏刚度, L_f 为车辆质心到前轴的距离, L_r 为车辆质心到后轴的距离, $L=L_f+L_r$ 代表前轴到后轴的距离; 得到参考质心侧偏角和参考横摆角速度如下:

$$\beta_{\text{ref}} = \text{sgn}(\delta) \min\{|\beta^*|, \beta_{\text{lim}}\}$$

$$\gamma_{\text{ref}} = \text{sgn}(\delta) \min\{|\gamma^*|, \gamma_{\text{lim}}\}$$

在质心侧偏角较小时, 其值可看作是车辆侧向速度与纵向速度的比值, 故根据 β_{ref} 可得到侧向速度的参考值 $V_{y\text{ref}}$ 如下:

$$V_{y\text{ref}} = \text{sgn}(\delta) V_x \cdot \min\{|\beta^*|, \beta_{\text{lim}}\}。$$

3. 如权利要求2所述的一种极限工况下汽车横纵向稳定性协同控制方法, 其特征在于, 所述步骤三包括以下步骤:

①考虑车辆的纵向, 侧向及横摆运动, 得到三自由度车辆动力学模型:

$$\dot{V}_x = \gamma V_y + \frac{1}{m} \left((F_{xfl} + F_{xfr}) \cos \delta - (F_{yfl} + F_{yfr}) \sin \delta + F_{xrl} + F_{xrr} \right)$$

$$\dot{V}_y = -\gamma V_x + \frac{1}{m} \left((F_{yfl} + F_{yfr}) \cos \delta - (F_{xfl} + F_{xfr}) \sin \delta + F_{yrl} + F_{yrr} \right)$$

$$\dot{\gamma} = \frac{1}{I_z} \left(L_f (F_{xfl} + F_{xfr}) \sin \delta + L_f (F_{yfl} + F_{yfr}) \cos \delta - L_r (F_{yrl} + F_{yrr}) + \frac{d}{2} (F_{xfr} - F_{xfl}) \cos \delta + \frac{d}{2} (F_{xrr} - F_{xrl}) + \frac{d}{2} (F_{yfl} - F_{yfr}) \sin \delta \right)$$

其中, d 为左右轮距, V_y 为车辆侧向速度; F_{xfl} 代表左前轮胎的纵向力, F_{xfr} 代表右前轮胎的纵向力, F_{xrl} 代表左后轮胎的纵向力, F_{xrr} 代表右后轮胎的纵向力; F_{yfl} 代表左前轮胎的侧向力, F_{yfr} 代表右前轮胎的侧向力, F_{yrl} 代表左后轮胎的侧向力, F_{yrr} 代表右后轮胎的侧向力;

轮胎的纵向滑移率 $\lambda = \frac{R_e \omega - V_x}{V_x}$, 其中, V_x 代表车辆纵向速度, R_e 代表车轮半径, ω 代表

车轮转速;

②利用复合滑移LuGre轮胎模型对轮胎纵向力 F_x 和侧向力 F_y 的描述如下:

$$F_x(\lambda, \alpha) = \left(\frac{\sigma_{0x}}{\frac{\sigma_{0x} V_x s_{res}}{\mu \cdot g(s_{res})} + \kappa_x R_e |\omega|} + \sigma_{2x} \right) V_x \lambda F_z$$

$$F_y(\lambda, \alpha) = \left(\frac{\sigma_{0y}}{\frac{\sigma_{0y} V_x s_{res}}{\mu \cdot g(s_{res})} + \kappa_y R_e |\omega|} + \sigma_{2y} \right) V_x \alpha F_z$$

其中, σ_{0x} 和 σ_{0y} 分别代表纵向、侧向刚度系数, σ_{2x} 和 σ_{2y} 分别代表纵向、侧向粘滞阻尼, κ_x 和 κ_y 分别为纵向、侧向载荷分布系数; α 为轮胎侧偏角, $s_{res} = \sqrt{\lambda^2 + \alpha^2}$ 为合成滑移率; $g(s_{res})$ 是关于滑移率和侧偏角的斯特里贝克方程, 可近似计算为 $g(s_{res}) \approx C_1 - C_2\lambda - C_3\alpha$, 其中 $C_1 = 1, C_2 = 0.64, C_3 = 0.1$; F_z 为轮胎的垂向载荷;

③由三自由度车辆动力学模型与轮胎模型得到面向控制器设计的预测模型:

$$\dot{x}(t) = f(x(t), u(t), \delta(t))$$

其状态量 x 由车辆纵向速度、侧向速度和横摆角速度组成, 将它们进行归一化处理, 即:

$$x = [x_1, x_2, x_3]^T = \left[\frac{2V_x}{V_{x\max}} - 1, \frac{V_y}{V_{y\max}}, \frac{\gamma}{\gamma_{\max}} \right]^T;$$

其中 $V_{x\max}, V_{y\max}, \gamma_{\max}$ 分别为车辆纵向速度、侧向速度、横摆角速度的上限值, $V_{y\max} = V_x \cdot \beta_{lim}, \gamma_{\max} = \gamma_{lim}$; 控制量 u 为轮胎期望的滑移率和侧偏角, 求解得到的虚拟控制量

$$u = \left[\frac{\tilde{\lambda}_{fl}}{\lambda_{\max}}, \frac{\tilde{\alpha}_{fl}}{\alpha_{f\max}}, \frac{\tilde{\lambda}_{fr}}{\lambda_{\max}}, \frac{\tilde{\alpha}_{fr}}{\alpha_{f\max}}, \frac{\tilde{\lambda}_{rl}}{\lambda_{\max}}, \frac{\tilde{\alpha}_{rl}}{\alpha_{r\max}}, \frac{\tilde{\lambda}_{rr}}{\lambda_{\max}}, \frac{\tilde{\alpha}_{rr}}{\alpha_{r\max}} \right]^T, \text{ 其中 } \tilde{\lambda}_{fl}, \tilde{\lambda}_{fr}, \tilde{\lambda}_{rl}, \tilde{\lambda}_{rr} \text{ 分别为左前轮、}$$

右前轮、左后轮、右后轮的期望滑移率, $\tilde{\alpha}_{fl}, \tilde{\alpha}_{fr}, \tilde{\alpha}_{rl}, \tilde{\alpha}_{rr}$ 分别为左前轮、右前轮、左后轮、右后轮的期望侧偏角, $\lambda_{\max}, \alpha_{f\max}, \alpha_{r\max}$ 分别为车轮滑移率、前轮侧偏角和后轮侧偏角的上限值;

④目标函数及约束:

NMPC控制器的主要控制目标为横摆角速度和侧向速度对其参考值的跟踪, 控制目标为:

$$J_1 = \int_{t_k}^{t_k+t_p} \|x_2(t) - V_{yref}(t) / V_{y\max}\|^2 dt$$

$$J_2 = \int_{t_k}^{t_k+t_p} \|x_3(t) - \gamma_{ref}(t) / \gamma_{\max}\|^2 dt$$

其中, t_k 代表当前时刻, t_p 为预测时域, $x_2(t)$ 是侧向速度的预测输出, $x_3(t)$ 是横摆角速度的预测输出;

对于控制量, 定义 $u_x = \left[\frac{\tilde{\lambda}_{fl}}{\lambda_{\max}}, \frac{\tilde{\lambda}_{fr}}{\lambda_{\max}}, \frac{\tilde{\lambda}_{rl}}{\lambda_{\max}}, \frac{\tilde{\lambda}_{rr}}{\lambda_{\max}} \right]^T$, 设计控制目标:

$$J_3 = \int_{t_k}^{t_k+t_p} \|u_x(t)\|^2 dt$$

对轮胎纵向滑移率约束如下:

$$u_x(t) \in [-I_{4 \times 1} \quad I_{4 \times 1}]$$

定义 $u_y = \left[\frac{\tilde{\alpha}_{rl}}{\alpha_{\max}}, \frac{\tilde{\alpha}_{rr}}{\alpha_{\max}} \right]^T$, 质心侧偏角 $\beta = -\frac{V_y}{V_x}$, α_{\max} 为轮胎侧偏角 α 的最大值, 左后轮侧

偏角 α_{rl} 和右后轮侧偏角 α_{rr} 通过下式计算:

$$\alpha_{rl} = \alpha_{rr} = \beta + \frac{L_r}{V_x} \gamma$$

于是有 $\left| \beta + \frac{L_r}{V_x} \gamma \right| < \alpha_{r\max}$, 对后轮侧偏角进行约束如下:

$$u_y(t) \in [-I_{2 \times 1} \quad I_{2 \times 1}]$$

其中, $I_{2 \times 1}$ 为一个2行1列的全1矩阵; 综上得到目标函数如下:

$$\min_{u(t)} J = \min_{u(t)} (\Gamma_v J_1 + J_2 + \Gamma_u J_3)$$

$$s.t. \quad \dot{x}(t) = f(x(t), u(t), \delta(t))$$

$$u_x(t) \in [-I_{4 \times 1} \quad I_{4 \times 1}]$$

$$u_y(t) \in [-I_{2 \times 1} \quad I_{2 \times 1}]$$

其中, Γ_v, Γ_u 为权重系数, $I_{4 \times 1}$ 为一个4行1列的全1矩阵;

优化求解上述目标函数, 得到虚拟控制量为期望的轮胎的滑移率和侧偏角。

4. 如权利要求3所述的一种极限工况下汽车横纵向稳定性协同控制方法, 其特征在于, 所述步骤四下层附加转矩包括以下步骤:

轮胎纵向力的变化 ΔF_x 与滑移率的变化 $\Delta \lambda$ 和侧偏角的变化 $\Delta \alpha$ 之间的关系可表示为:

$$\begin{bmatrix} \Delta F_{xfl} \\ \Delta F_{xfr} \\ \Delta F_{xrl} \\ \Delta F_{xrr} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{\partial F_{xfl}}{\partial \lambda_{fl}} & 0 & 0 & 0 & \frac{\partial F_{xfl}}{\partial \alpha_{fl}} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \frac{\partial F_{xfr}}{\partial \lambda_{fr}} & 0 & 0 & 0 & \frac{\partial F_{xfr}}{\partial \alpha_{fr}} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{\partial F_{xrl}}{\partial \lambda_{rl}} & 0 & 0 & 0 & \frac{\partial F_{xrl}}{\partial \alpha_{rl}} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{\partial F_{xrr}}{\partial \lambda_{rr}} & 0 & 0 & 0 & \frac{\partial F_{xrr}}{\partial \alpha_{rr}} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Delta \lambda_{fl} \\ \Delta \lambda_{fr} \\ \Delta \lambda_{rl} \\ \Delta \lambda_{rr} \\ \Delta \alpha_{fl} \\ \Delta \alpha_{fr} \\ \Delta \alpha_{rl} \\ \Delta \alpha_{rr} \end{bmatrix}$$

其中, $\Delta F_{xfl}, \Delta F_{xfr}, \Delta F_{xrl}, \Delta F_{xrr}$ 分别代表左前轮、右前轮、左后轮、右后轮纵向力的变化值, $\Delta \lambda_{fl}, \Delta \lambda_{fr}, \Delta \lambda_{rl}, \Delta \lambda_{rr}$ 分别代表左前轮、右前轮、左后轮、右后轮滑移率的变化值, $\Delta \alpha_{fl}, \Delta \alpha_{fr}, \Delta \alpha_{rl}, \Delta \alpha_{rr}$ 分别代表左前轮、右前轮、左后轮、右后轮侧偏角的变化值;

$\frac{\partial F_{xfl}}{\partial \lambda_{fl}}, \frac{\partial F_{xfr}}{\partial \lambda_{fr}}, \frac{\partial F_{xrl}}{\partial \lambda_{rl}}, \frac{\partial F_{xrr}}{\partial \lambda_{rr}}$ 分别为左前轮、右前轮、左后轮、右后轮纵向力对滑移率的偏导,

$\frac{\partial F_{xfl}}{\partial \alpha_{fl}}, \frac{\partial F_{xfr}}{\partial \alpha_{fr}}, \frac{\partial F_{xrl}}{\partial \alpha_{rl}}, \frac{\partial F_{xrr}}{\partial \alpha_{rr}}$ 分别为左前轮、右前轮、左后轮、右后轮纵向力对侧偏角的偏导;

轮胎纵向力对滑移率和侧偏角的偏导如下:

$$\frac{\partial F_x}{\partial \lambda} = \left[\frac{s_{res} \left(\rho \frac{s_{res}}{g(s_{res})} + \varphi \right) g(s_{res})^2 - \rho \lambda g(s_{res}) - \rho C_2 s_{res}^2}{s_{res} \left(\rho \frac{s_{res}}{g(s_{res})} + \varphi \right) g(s_{res})^2} + \sigma_{2x} \right] V_x F_z$$

$$\frac{\partial F_x}{\partial \alpha} = \left[\frac{\rho(\alpha g(s_{res}) + C_3 s_{res}^2)}{s_{res} \left(\rho \frac{s_{res}}{g(s_{res})} + \varphi \right)^2} + \sigma_{2x} \right] V_x \lambda F_z$$

式中, 定义 $\rho = \frac{V_x}{\mu}$, $\varphi = \frac{\kappa_x R_e |\omega|}{\sigma_{0x}}$, 其中 κ_x 为纵向载荷分布系数;

上层NMPC控制器得到的期望的滑移率 $\tilde{\lambda}$ 和侧偏角 $\tilde{\alpha}$, 与车辆实际的滑移率 λ 和侧偏角 α 有下列关系:

$$\Delta \lambda = |\tilde{\lambda} - \lambda|$$

$$\Delta \alpha = |\tilde{\alpha} - \alpha|$$

将偏差量转换为所需的纵向力变化 ΔF_x , 然后计算得到作用于每个轮毂电机上的附加力矩 ΔT 如下:

$$\Delta T = \text{sgn}(\Delta F_x) \min\{|\Delta F_x R_e|, T_{\max}\}$$

式中, T_{\max} 为作用于轮毂电机的附加转矩的上限值。

一种极限工况下汽车横纵向稳定性协同控制方法

技术领域

[0001] 本发明涉及一种极限工况下汽车横纵向稳定性协同控制方法,更具体地说,本发明针对四轮轮毂驱动电动汽车在极限工况下横纵向运动易失稳问题,在模型预测控制框架下,设计了一种具有低计算复杂度的横纵向稳定性的协同控制方法,属于车辆安全控制技术领域。

背景技术

[0002] 车辆在极限驾驶工况下,极易失稳引发交通事故,此时车辆的横纵向动力学系统呈现强耦合非线性特征,而目前已有的主动安全系统往往只是关注纵向或侧向运动的稳定,没有考虑其它系统的相互影响和耦合作用,在极限工况下由于控制目标冲突、执行器干涉等原因很难发挥功能,由此需要对车辆横纵向稳定性开展协同控制研究。对于四轮轮毂驱动电动汽车,利用其车轮独立可控的特点,可以对每个车轮分别附加驱动/制动转矩,从而更好地对车辆运动状态进行控制。目前极限工况下汽车的横纵向稳定性协同控制存在以下问题:

[0003] 1. 评价车辆侧向稳定性的指标主要为车辆侧向速度和横摆角速度,主要体现在对其期望值的跟踪。多数传统控制算法将侧向速度的期望值简单设置为零,或只对横摆角速度进行跟踪,使得参考模型的设计不完全合理而影响控制器控制性能。

[0004] 2. 极限工况下轮胎纵向力侧向力会互相影响,纵侧向力与滑移率和侧偏角之间呈耦合非线性关系。多数传统控制算法在利用轮胎模型计算轮胎纵侧向力时,没有考虑轮胎的复合滑移特性,使得轮胎力计算不准确从而影响预测模型精度。

[0005] 3. 轮胎滑移率作为评价车辆纵向稳定的指标,多数控制方法将轮胎滑移率作为状态变量进行跟踪,虽然可以进行控制,但这种方法动力学模型复杂,并且难以设置合理的滑移率期望值。

[0006] 4. 附加转矩作为直接影响车辆运动状态的控制量,多数控制方法对其计算主要是通过求解得到的总附加转矩对每个车轮进行分配,而忽视每个车轮可能处于不同的驱动/制动状态,这样得到的附加转矩不够准确;或者根据各个轮胎的状态量对每个车轮分别设计控制器得到附加转矩,这使得控制系统结构更为复杂。

发明内容

[0007] 本发明针对极限工况下汽车横纵向稳定性协同控制问题,采用双层控制结构,上层利用NMPC控制器使车辆横摆角速度和侧向速度跟踪其参考信号,并抑制车辆纵向的滑动,保证车辆横纵向的稳定性,求解得到虚拟控制量为轮胎滑移率和侧偏角的期望值;下层根据轮胎实际的滑移率和侧偏角与上层给出的期望值之间的偏差,利用轮胎纵向力与滑移率、侧偏角之间的动力学关系,基于纵向力的变化计算附加转矩作用于轮毂电机,从而保证车辆横纵向的稳定性。

[0008] 为解决上述技术问题,本发明是采用如下技术方案实现的:

[0009] 一种极限工况下汽车横纵向稳定性协同控制方法,包括以下步骤:

[0010] 步骤一、利用仿真软件CarSim得到四轮轮毂电机驱动电动汽车模型,实时提供车辆的各状态信息;

[0011] 步骤二、二自由度参考模型设计,得到考虑路面附着系数限制的车辆横摆角速度和车辆侧向速度的期望值,确定车辆的理想运动状态;

[0012] 步骤三、上层NMPC控制器设计:基于三自由度车辆动力学模型,考虑轮胎的复合滑移特性建立复合滑移LuGre轮胎模型,设计预测模型,使车辆的横摆角速度和侧向速度能够跟踪其期望值,并抑制轮胎纵向的滑移,以轮胎滑移率和侧偏角为虚拟控制量,优化求解得到的虚拟控制量作为下层控制的期望值;

[0013] 步骤四、下层附加转矩计算:根据轮胎实际的滑移率和侧偏角与上层给出的期望值之间的偏差量,利用轮胎纵向力与滑移率、侧偏角之间的动力学关系,基于纵向力的变化计算轮毂电机的附加转矩,发送给电动汽车作为输入量。

[0014] 与现有技术相比本发明的有益效果是:

[0015] 1.本发明采用基于二自由度车辆模型推导出期望的车辆侧向速度和横摆角速度信号,在设计NMPC控制器时对二者同时进行跟踪。不同于传统的将侧向速度的期望值简单设置为零,或只对横摆角速度进行跟踪,而是将二者的理想轨迹分别进行设计,保证更好的车辆侧向稳定性。

[0016] 2.多数传统控制算法没有考虑极限工况下轮胎纵向力侧向力之间的互相影响,忽略了纵侧向力与滑移率和侧偏角之间的耦合非线性关系。本发明在对轮胎纵侧向力进行拟合时,采用复合滑移LuGre轮胎模型,考虑轮胎的复合滑移特性,可以更好地计算极限工况下的轮胎力,从而提高了预测模型的精度。

[0017] 3.多数传统控制算法将轮胎滑移率作为状态变量进行跟踪以保证车辆纵向稳定,本发明采用双层控制结构,降低了预测模型的阶数,将轮胎滑移率和侧偏角的期望值作为NMPC控制器求解得到的虚拟控制量,对它们能够进行控制的同时降低了计算复杂度,提高了求解速度。

[0018] 4.本发明对附加转矩的计算是通过期望的轮胎滑移率和侧偏角与实际值的偏差量进行转化得到的,相比于对每个车轮分别设计控制器得到附加转矩的传统控制算法,本发明的计算方式更能体现滑移率和侧偏角的变化对附加转矩的影响,更准确的计算附加转矩,并避免了多控制器的冗余。

附图说明

[0019] 下面结合附图对本发明的具体实施方式作进一步的说明,本发明的这些和/或其他方面将更清晰明白。其中:

[0020] 图1是本发明所述的四轮轮毂驱动电动汽车横纵向稳定性协同控制方法流程图;

[0021] 图2是本发明所述的车辆动力学模型的示意图;

[0022] 图3是本发明所述的轮胎纵向力验证图,其中实线为利用复合滑移LuGre轮胎模型计算的纵向力,虚线代表CarSim端口输出的轮胎纵向力,纵坐标单位为N,横坐标为时间,单位为s;

[0023] 图4是本发明所述的轮胎侧向力验证图,其中实线为利用复合滑移LuGre轮胎模型计算的侧向力,虚线代表CarSim端口输出的轮胎侧向力,纵坐标单位为N,横坐标为时间,单位为s;

[0024] 图5是本发明所述的双移线工况下车辆纵向速度仿真图,纵坐标单位为m/s,横坐标为时间,单位为s;

[0025] 图6是本发明所述的双移线工况下横摆角速度仿真图,其中点划线、实线、虚线分别代表无控制器作用、有控制器作用,以及期望的横摆角速度,纵坐标单位为rad/s,横坐标为时间,单位为s;

[0026] 图7是本发明所述的双移线工况下车辆侧向速度仿真图,其中点划线、实线、虚线分别代表无控制器作用、有控制器作用,以及期望的侧向速度,纵坐标单位为m/s,横坐标为时间,单位为s;

[0027] 图8是本发明所述的双移线工况下附加力矩仿真图,纵坐标单位为Nm,横坐标为时间,单位为s;

[0028] 图9是本发明所述的双移线工况下轮胎滑移率仿真图,其中虚线为上层NMPC控制器计算得到的滑移率期望值,实线为实际的滑移率,横坐标为时间,单位为s。

具体实施方式

[0029] 为详细说明本发明的技术内容、构造特点、实现目的等,下面结合附图对本发明进行全面解释。

[0030] 本发明协同控制方法流程如图1所示,图中上层NMPC控制器的输入是期望横摆角速度、期望车辆侧向速度和被控对象输出测量值,输出分别为四个轮胎期望的纵向滑移率和侧偏角;下层附加转矩的计算根据上层得到的期望值与被控对象输出的实际值,得到轮胎滑移率和侧偏角的偏差量,利用轮胎纵向力与滑移率、侧偏角之间的动力学关系,基于纵向力的变化计算附加电机转矩;上层NMPC控制器和下层附加转矩的计算模块均是在MATLAB/Simulink中搭建的;被控对象是利用CarSim构造的四轮轮毂驱动电动汽车模型。

[0031] 本发明的控制目标是,控制系统根据实时反馈信号,利用上层控制器得到的期望轮胎滑移率、侧偏角与实际值之间的偏差,考虑轮胎纵向力与滑移率、侧偏角之间的动力学关系,基于纵向力的变化得到作用于四个轮毂电机的附加转矩,来控制车辆的横纵向稳定,使实际横摆角速度和实际车辆侧向速度跟踪分别跟踪其期望值,抑制轮胎的纵向滑移率,并对车辆滑移率和后轮侧偏角进行限制约束限制,保证车辆的行驶安全性。

[0032] 本发明提供了一套基于以上运行原理和运行过程的联合仿真模型,其搭建以及运行过程如下:

[0033] 1、软件选择

[0034] 该控制系统的控制器和被控对象的仿真模型分别通过软件MATLAB/Simulink和CarSim进行搭建,软件版本分别为MATLAB R2016a和CarSim 2016.1,仿真步长为0.001s。其中CarSim软件是一个商用的专门针对车辆动力学的仿真软件,它在本发明中的主要作用是提供高保真的车辆动力学模型,在仿真实验中代替真实的四轮轮毂驱动电动汽车作为控制方法的实施对象,并提供极限工况的仿真环境;MATLAB/Simulink则是用于控制器的仿真模型搭建,即通过Simulink编程来完成该控制系统中控制器的运算。

[0035] 2、联合仿真设置

[0036] 要实现MATLAB/Simulink和CarSim的联合仿真,首先要把CarSim的工作路径设为指定的Simulink Model,然后将在CarSim中把设置好的车辆模型添加到Simulink中,运行Simulink从而实现两者的联合仿真与通信。如果对CarSim中的模型结构或者参数设置进行了修改,则需要重新发送。

[0037] 3、联合仿真软件中四轮轮毂驱动电动汽车模型搭建

[0038] CarSim电动汽车整车模型主要由车身、传动系、转向系、制动系、轮胎、悬架、空气动力学、工况配置等系统构成。选用四轮驱动车辆,其动力装置是四个轮毂电机,其附加转矩输入选用IMP_MYUSM_L1、IMP_MYUSM_L2、IMP_MYUSM_R1、IMP_MYUSM_R2,电动汽车参数如表1所示。

[0039] 表1电动汽车参数表

	符号	物理描述	数值/单位
[0040]	m	整车质量	1430/kg
	R_e	车轮半径	0.325/m
	L_f	车辆质心到前轴的距离	1.05/m
	L_r	车辆质心到后轴的距离	1.61/m
[0041]	d	左右轮距	1.55/m
	C_f	前轮轮胎侧偏刚度	90700/ N·m ⁻¹
	C_r	后轮轮胎侧偏刚度	109000/ N·m ⁻¹
	I_z	车辆绕 z 轴的转动惯量	2059.2/kg·m ⁻²

[0042] 4、本发明极限工况下汽车横纵向稳定性控制原理

[0043] 本发明的被控对象是四轮轮毂驱动电动汽车,控制目标是提高其在极限工况下的横纵向稳定性。控制方法的主要设计过程描述如下:首先,利用仿真软件CarSim得到四轮轮毂电机驱动电动汽车模型;其次,设计二自由度参考模型,通过二自由度参考模型推导出车辆侧向速度和横摆角速度的期望值;然后,为降低求解复杂度采用双层控制结构,上层采用NMPC控制器,以保证车辆横纵向稳定为控制目标,并考虑横纵向安全约束进行优化求解,得到虚拟控制量——轮胎滑移率和侧偏角的期望值;最后,下层根据轮胎实际的滑移率和侧偏角与上层给出的期望值之间的偏差得到附加转矩作用于轮毂电机,从而保证车辆横纵向的稳定性。

[0044] 以下介绍本发明控制方法的具体步骤:

[0045] 一种极限工况下汽车横纵向稳定性协同控制方法,包括以下步骤:

[0046] 步骤一、利用仿真软件CarSim得到四轮轮毂电机驱动电动汽车模型:四轮轮毂电机驱动电动汽车模型模拟真实的被控对象,主要作用是能够实时提供车辆的各状态信息,

并且能够以电机附加转矩作为输入量来改变车辆运动状态。

[0047] 步骤二、二自由度参考模型设计:得到考虑路面附着系数限制的车辆横摆角速度和车辆侧向速度的期望值,确定车辆的理想运动状态。

[0048] 为了得到车辆理想的横摆及侧向运动状态,建立了二自由度参考模型,它是一个忽略了轮胎力非线性特性的线性车辆模型。其方程如下:

$$\begin{aligned}
 \dot{\beta} &= \frac{2C_f \left(\delta - \beta - \frac{L_f \gamma}{V_x} \right) + 2C_r \left(-\beta + \frac{L_r \gamma}{V_x} \right)}{mV_x} - \gamma \\
 \dot{\gamma} &= \frac{2L_f C_f \left(\delta - \beta - \frac{L_f \gamma}{V_x} \right) - 2L_r C_r \left(-\beta + \frac{L_r \gamma}{V_x} \right)}{I_z}
 \end{aligned} \quad (1)$$

[0050] 其中, β 为车辆质心侧偏角, γ 为横摆角速度, δ 是驾驶员给出的方向盘转角, V_x 代表车辆纵向速度。将该模型得到的瞬态响应作为期望,根据频率响应分析,可以得到由 δ 到质心侧偏角和横摆角速度的期望响应 β^* 和 γ^* :

$$\begin{aligned}
 \frac{\beta^*}{\delta} &= K_\beta \frac{1 + \tau_\beta s}{\frac{1}{\omega_n^2} s^2 + \frac{2\xi}{\omega_n} s + 1} \\
 \frac{\gamma^*}{\delta} &= K_\gamma \frac{1 + \tau_\gamma s}{\frac{1}{\omega_n^2} s^2 + \frac{2\xi}{\omega_n} s + 1}
 \end{aligned} \quad (2)$$

[0052] 其中, K_β, K_γ 分别代表质心侧偏角稳态增益及横摆角速度稳态增益, τ_β, τ_γ 分别为两式的微分系数, ω_n 表示系统的振荡频率, ξ 表示阻尼系数, s 代表传递函数的复变量。它们的计算公式如下:

$$\begin{aligned}
 K_\beta &= \frac{2LL_r C_r - mV_x^2 L_f}{2L^2 C_r (1 + KV_x^2)}, K_\gamma = \frac{V_x}{L(1 + KV_x^2)}, \\
 \tau_\beta &= \frac{I_z V_x}{2C_r L_r L - mV_x^2 L_f}, \tau_\gamma = \frac{mV_x L_f}{2C_r L_r} \\
 \omega_n &= \frac{2L}{V_x} \sqrt{\frac{C_f C_r (1 - KV_x^2)}{mI_z}}, \xi = \frac{m(C_f L_f^2 + C_r L_r^2) + (C_f + C_r)I_z}{2L \sqrt{mI_z C_f C_r (1 - KV_x^2)}}
 \end{aligned} \quad (3)$$

[0054] 式中, $L=L_f+L_r$ 代表前轴到后轴的距离, $K = -\frac{m(C_f L_f - C_r L_r)}{2C_f C_r L^2}$ 为车辆系统稳定

数。而期望的质心侧偏角 β^* 和横摆角速度 γ^* 都会受到有关路面附着系数的限制,它们的上限值分别为:

$$\begin{aligned}
 \beta_{\text{lim}} &= \mu g \left(\frac{L_r}{V_x} + \frac{mL_f}{C_r L} \right) \\
 \gamma_{\text{lim}} &= \frac{\mu g}{V_x}
 \end{aligned}
 \tag{4}$$

[0056] 其中, μ 代表路面附着系数,重力系数 $g=9.8\text{m/s}^2$ 。于是可得到参考质心侧偏角和参考横摆角速度如下:

$$\begin{aligned}
 \beta_{\text{ref}} &= \text{sgn}(\delta) \min \{ |\beta^*|, \beta_{\text{lim}} \} \\
 \gamma_{\text{ref}} &= \text{sgn}(\delta) \min \{ |\gamma^*|, \gamma_{\text{lim}} \}
 \end{aligned}
 \tag{5}$$

[0058] 在质心侧偏角较小时,其值可看作是车辆侧向速度与纵向速度的比值,故根据 β_{ref} 可得到侧向速度的参考值 $V_{y\text{ref}}$ 如下:

$$V_{y\text{ref}} = \text{sgn}(\delta) V_x \cdot \min \{ |\beta^*|, \beta_{\text{lim}} \} \tag{6}$$

[0060] 步骤三、上层NMPC控制器设计:基于三自由度车辆动力学模型,考虑轮胎的复合滑移特性建立复合滑移LuGre轮胎模型,设计预测模型,使车辆的横摆角速度和侧向速度能够跟踪其期望值,并抑制轮胎纵向的滑移,以轮胎滑移率和侧偏角为虚拟控制量,优化求解得到的虚拟控制量作为下层控制的期望值。

[0061] ①三自由度车辆动力学模型

[0062] 本发明所述的车辆动力学模型示意图如图2所示,考虑车辆的纵向,侧向及横摆运动,得到三自由度车辆动力学模型:

$$\begin{aligned}
 \dot{V}_x &= \gamma V_y + \frac{1}{m} \left((F_{xfl} + F_{xfr}) \cos \delta - (F_{yfl} + F_{yfr}) \sin \delta + F_{xrl} + F_{xrr} \right) \\
 \dot{V}_y &= -\gamma V_x + \frac{1}{m} \left((F_{yfl} + F_{yfr}) \cos \delta - (F_{xfl} + F_{xfr}) \sin \delta + F_{yrl} + F_{yrr} \right) \\
 \dot{\gamma} &= \frac{1}{I_z} \left(L_f (F_{xfl} + F_{xfr}) \sin \delta + L_f (F_{yfl} + F_{yfr}) \cos \delta - L_r (F_{yrl} + F_{yrr}) \right. \\
 &\quad \left. + \frac{d}{2} (F_{xfr} - F_{xfl}) \cos \delta + \frac{d}{2} (F_{xrr} - F_{xrl}) + \frac{d}{2} (F_{yfl} - F_{yfr}) \sin \delta \right)
 \end{aligned}
 \tag{7}$$

[0064] 其中, V_y 为车辆侧向速度, F_x 和 F_y 分别代表轮胎的纵向力和侧向力,下标fl,fr,rl,rr分别代表左前、右前、左后和右后车轮。轮胎的侧偏角 α 的计算如下:

$$\begin{aligned}
 \alpha_{fl} = \alpha_{fr} &= \delta - \frac{V_y + L_f \gamma}{V_x} \\
 \alpha_{rl} = \alpha_{rr} &= -\frac{V_y - L_r \gamma}{V_x}
 \end{aligned}
 \tag{8}$$

[0066] 轮胎的纵向滑移率 $\lambda = \frac{R_e \omega - V_x}{V_x}$,其中 V_x 代表车辆纵向速度, R_e 代表车轮半径, ω

代表车轮转速。

[0067] ②轮胎模型

[0068] 在极限工况下,轮胎的纵向力侧向力之间互相影响,轮胎纵向力不只是通过纵向滑移率计算得到,同理侧向力也不只与轮胎侧偏角有关,因此轮胎的纵向力侧向力都与滑移率和侧偏角呈耦合非线性关系。于是,利用复合滑移LuGre轮胎模型来描述轮胎的纵向力和侧向力。

[0069] 当车辆处于稳态时,复合滑移LuGre轮胎模型对纵向力 F_x 和侧向力 F_y 的描述如下:

$$F_x(\lambda, \alpha) = \left(\frac{\sigma_{0x}}{\frac{\sigma_{0x} V_x s_{res}}{\mu \cdot g(s_{res})} + \kappa_x R_e |\omega|} + \sigma_{2x} \right) V_x \lambda F_z \quad (9)$$

[0070]

$$F_y(\lambda, \alpha) = \left(\frac{\sigma_{0y}}{\frac{\sigma_{0y} V_x s_{res}}{\mu \cdot g(s_{res})} + \kappa_y R_e |\omega|} + \sigma_{2y} \right) V_x \alpha F_z$$

[0071] 其中, σ_{0x} 和 σ_{0y} 分别代表纵向、侧向刚度系数, σ_{2x} 和 σ_{2y} 分别代表纵向、侧向粘滞阻尼, κ_x 和 κ_y 分别为纵向、侧向载荷分布系数; α 为轮胎侧偏角, $s_{res} = \sqrt{\lambda^2 + \alpha^2}$ 为合成滑移率; $g(s_{res})$ 是关于滑移率和侧偏角的斯特里贝克方程,可近似计算为 $g(s_{res}) \approx C_1 - C_2 \lambda - C_3 \alpha$,其中 $C_1 = 1, C_2 = 0.64, C_3 = 0.1$; F_z 为轮胎的垂向载荷。

[0072] 根据公式(9),对该轮胎模型计算得到的纵向、侧向力与CarSim在同一低附着双移线工况下端口输出的纵向、侧向力进行对比如图3、图4所示,从图3、图4中可以看出,该轮胎模型可以较准确地计算出在极限工况下轮胎的纵向、侧向力,也可描述出转向时轮胎的非线性特性。

[0073] ③预测模型

[0074] 由三自由度车辆动力学模型(7)与轮胎模型(9)可得到面向控制器设计的预测模型,其状态量 x 由车辆纵向速度、侧向速度和横摆角速度组成,将它们进行归一化处理,即

$$x = [x_1, x_2, x_3]^T = \left[\frac{2V_x}{V_{xmax}} - 1, \frac{V_y}{V_{ymax}}, \frac{\gamma}{\gamma_{max}} \right]^T, \text{其中 } V_{xmax}, V_{ymax}, \gamma_{max} \text{ 分别为车辆纵向速度,侧向速度,横摆角速度的上限值,}$$

$V_{ymax} = V_x \cdot \beta_{lim}, \gamma_{max} = \gamma_{lim}$;控制量 u 为轮胎期望的滑移率和侧偏角,由于进行了归一化,求解得到的虚拟控制量

$$u = \left[\frac{\tilde{\lambda}_{fl}}{\lambda_{max}}, \frac{\tilde{\alpha}_{fl}}{\alpha_{fmax}}, \frac{\tilde{\lambda}_{fr}}{\lambda_{max}}, \frac{\tilde{\alpha}_{fr}}{\alpha_{fmax}}, \frac{\tilde{\lambda}_{rl}}{\lambda_{max}}, \frac{\tilde{\alpha}_{rl}}{\alpha_{rmax}}, \frac{\tilde{\lambda}_{rr}}{\lambda_{max}}, \frac{\tilde{\alpha}_{rr}}{\alpha_{rmax}} \right]^T, \text{其中 } \tilde{\lambda}_{fl}, \tilde{\lambda}_{fr}, \tilde{\lambda}_{rl}, \tilde{\lambda}_{rr} \text{ 分别为左前轮、右前轮、左后轮、右后轮的期望滑移率,}$$

$\tilde{\alpha}_{fl}, \tilde{\alpha}_{fr}, \tilde{\alpha}_{rl}, \tilde{\alpha}_{rr}$ 分别为左前轮、右前轮、左后轮、右后轮的期望侧偏角, $\lambda_{max}, \alpha_{fmax}, \alpha_{rmax}$ 分别为车轮滑移率、前轮侧偏角和后轮侧偏角的上限值。

[0075] 综上预测方程可描述为

$$\dot{x}(t) = f(x(t), u(t), \delta(t)) \quad (10)$$

[0077] ④目标函数及约束

[0078] 为了保证车辆在极限工况下的侧向稳定性,NMPC控制器的主要控制目标为横摆角速度和侧向速度对其参考值的跟踪,于是有以下控制目标

$$\begin{aligned}
[0079] \quad J_1 &= \int_{t_k}^{t_k+t_p} \|x_2(t) - V_{yref}(t) / V_{y\max}\|^2 dt \\
J_2 &= \int_{t_k}^{t_k+t_p} \|x_3(t) - \gamma_{ref}(t) / \gamma_{\max}\|^2 dt
\end{aligned} \tag{11}$$

[0080] 其中, t_k 代表当前时刻, t_p 为预测时域, $x_2(t)$ 是侧向速度的预测输出, $x_3(t)$ 是横摆角速度的预测输出。另外对于控制量, 定义 $u_x = [\frac{\tilde{\lambda}_{fl}}{\lambda_{\max}}, \frac{\tilde{\lambda}_{fr}}{\lambda_{\max}}, \frac{\tilde{\lambda}_{rl}}{\lambda_{\max}}, \frac{\tilde{\lambda}_{rr}}{\lambda_{\max}}]^T$, 为了保证车辆的纵向稳定, 抑制车轮纵向滑动保证驾驶安全, 设计下面控制目标:

$$[0081] \quad J_3 = \int_{t_k}^{t_k+t_p} \|u_x(t)\|^2 dt \tag{12}$$

[0082] 车辆在极限工况行驶过程中应受到安全性约束, 对于车辆纵向安全, 对轮胎纵向滑移率约束如下:

$$[0083] \quad u_x(t) \in [-I_{4 \times 1} \quad I_{4 \times 1}] \tag{13}$$

[0084] 定义 $u_y = [\frac{\tilde{\alpha}_{rl}}{\alpha_{\max}}, \frac{\tilde{\alpha}_{rr}}{\alpha_{\max}}]^T$, α_{\max} 为轮胎侧偏角 α 的最大值, 根据式 (8) 可计算后轮侧偏角, 已知质心侧偏角 $\beta = -\frac{V_y}{V_x}$, 左后轮侧偏角 α_{rl} 和右后轮侧偏角 α_{rr} 可通过下式计算:

$$[0085] \quad \alpha_{rl} = \alpha_{rr} = \beta + \frac{L_r}{V_x} \gamma \tag{14}$$

[0086] 于是有 $|\beta + \frac{L_r}{V_x} \gamma| < \alpha_{r\max}$, β 和 γ 都是评价车辆侧向稳定性的指标, 为了更好地保

证车辆侧向安全, 对后轮侧偏角进行约束如下:

$$[0087] \quad u_y(t) \in [-I_{2 \times 1} \quad I_{2 \times 1}] \tag{15}$$

[0088] $I_{2 \times 1}$ 为一个 2 行 1 列的全 1 矩阵; $I_{4 \times 1}$ 为一个 4 行 1 列的全 1 矩阵;

[0089] 综上得到目标函数如下:

$$\begin{aligned}
[0090] \quad \min_{u(t)} J &= \min_{u(t)} (\Gamma_v J_1 + J_2 + \Gamma_u J_3) \\
\text{s.t.} & \quad (10), (13), (15)
\end{aligned} \tag{16}$$

[0091] 其中, Γ_v , Γ_u 为权重系数。利用 GRAMPC 工具箱优化求解上述目标函数, 得到虚拟控制量为期望的轮胎的滑移率和侧偏角。

[0092] 步骤四、下层附加转矩计算: 根据轮胎实际的滑移率和侧偏角与上层给出的期望值之间的偏差量, 利用轮胎纵向力与滑移率、侧偏角之间的动力学关系, 基于纵向力的变化计算轮毂电机的附加转矩, 发送给电动汽车作为输入量。

[0093] 由上层 NMPC 控制器优化求解得到的虚拟控制量需要转化为可实际作用于车辆的输入量, 将其变换为作用于每个轮毂电机的附加转矩。根据之前对极限工况下轮胎力的分析可知, 轮胎的纵向力的计算与滑移率和侧偏角均有关, 故轮胎纵向力的变化 ΔF_x 也与滑移率的变化 $\Delta \lambda$ 和侧偏角的变化 $\Delta \alpha$ 有关, 它们之间的关系可表示为:

$$[0094] \quad \begin{bmatrix} \Delta F_{xfl} \\ \Delta F_{xfr} \\ \Delta F_{xrl} \\ \Delta F_{xrr} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{\partial F_{xfl}}{\partial \lambda_{fl}} & 0 & 0 & 0 & \frac{\partial F_{xfl}}{\partial \alpha_{fl}} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \frac{\partial F_{xfr}}{\partial \lambda_{fr}} & 0 & 0 & 0 & \frac{\partial F_{xfr}}{\partial \alpha_{fr}} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{\partial F_{xrl}}{\partial \lambda_{rl}} & 0 & 0 & 0 & \frac{\partial F_{xrl}}{\partial \alpha_{rl}} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{\partial F_{xrr}}{\partial \lambda_{rr}} & 0 & 0 & 0 & \frac{\partial F_{xrr}}{\partial \alpha_{rr}} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Delta \lambda_{fl} \\ \Delta \lambda_{fr} \\ \Delta \lambda_{rl} \\ \Delta \lambda_{rr} \\ \Delta \alpha_{fl} \\ \Delta \alpha_{fr} \\ \Delta \alpha_{rl} \\ \Delta \alpha_{rr} \end{bmatrix} \quad (17)$$

[0095] 其中, ΔF_{xfl} , ΔF_{xfr} , ΔF_{xrl} , ΔF_{xrr} 分别代表左前轮、右前轮、左后轮、右后轮纵向力的变化值, $\Delta \lambda_{fl}$, $\Delta \lambda_{fr}$, $\Delta \lambda_{rl}$, $\Delta \lambda_{rr}$ 分别代表左前轮、右前轮、左后轮、右后轮滑移率的变化值, $\Delta \alpha_{fl}$, $\Delta \alpha_{fr}$, $\Delta \alpha_{rl}$, $\Delta \alpha_{rr}$ 分别代表左前轮、右前轮、左后轮、右后轮侧偏角的变化值; $\frac{\partial F_{xfl}}{\partial \lambda_{fl}}$, $\frac{\partial F_{xfr}}{\partial \lambda_{fr}}$, $\frac{\partial F_{xrl}}{\partial \lambda_{rl}}$, $\frac{\partial F_{xrr}}{\partial \lambda_{rr}}$ 分别为左前轮、右前轮、左后轮、右后轮纵向力对滑移率的偏导,

$\frac{\partial F_{xfl}}{\partial \alpha_{fl}}$, $\frac{\partial F_{xfr}}{\partial \alpha_{fr}}$, $\frac{\partial F_{xrl}}{\partial \alpha_{rl}}$, $\frac{\partial F_{xrr}}{\partial \alpha_{rr}}$ 分别为左前轮、右前轮、左后轮、右后轮纵向力对侧偏角的偏导。

[0096] 根据LuGre复合滑移轮胎模型 (9), 可得到轮胎纵向力对滑移率和侧偏角的偏导如下:

$$[0097] \quad \frac{\partial F_x}{\partial \lambda} = \left[\frac{s_{res} \left(\rho \frac{s_{res}}{g(s_{res})} + \varphi \right) g(s_{res})^2 - \rho \lambda g(s_{res}) - \rho C_2 s_{res}^2}{s_{res} \left(\rho \frac{s_{res}}{g(s_{res})} + \varphi \right)^2 g(s_{res})^2} + \sigma_{2x} \right] V_x F_z \quad (18)$$

$$\frac{\partial F_x}{\partial \alpha} = \left[\frac{\rho (\alpha g(s_{res}) + C_3 s_{res}^2)}{s_{res} \left(\rho \frac{s_{res}}{g(s_{res})} + \varphi \right)^2 g(s_{res})^2} + \sigma_{2x} \right] V_x \lambda F_z$$

[0098] 式中我们定义 $\rho = \frac{V_x}{\mu}$, $\varphi = \frac{\kappa_x R_e |\omega|}{\sigma_{0x}}$, κ_x 为纵向载荷分布系数。

[0099] 上层NMPC控制器得到的期望的滑移率 $\tilde{\lambda}$ 和侧偏角 $\tilde{\alpha}$, 与车辆实际的滑移率 λ 和侧偏角 α 之间存在的偏差量, 可看作为滑移率和侧偏角在想要满足控制器控制目标及约束时所产生的变化, 于是有下列关系:

$$[0100] \quad \begin{aligned} \Delta \lambda &= |\tilde{\lambda} - \lambda| \\ \Delta \alpha &= |\tilde{\alpha} - \alpha| \end{aligned} \quad (19)$$

[0101] 根据式 (14) 将偏差量转换为所需的纵向力变化 ΔF_x , 然后计算得到作用于每个轮毂电机上的附加力矩 ΔT 如下, 并考虑执行器的饱和对其进行限制:

[0102] $\Delta T = \text{sgn}(\Delta F_x) \min\{|\Delta F_x R_e|, T_{\max}\}$ (20)

[0103] 式中 T_{\max} 为可作用于轮毂电机的附加转矩的上限值。

[0104] 以下通过实施例仿真实验验证本发明控制方法的有效性：

[0105] 为了验证本发明所述的控制方法的有效性，在CarSim和MATLAB/Simulink联合仿真环境下设计了仿真实验。设置仿真测试工况为双移线工况，路面摩擦系数 $\mu=0.35$ ，车速保持在 $60\text{km}\cdot\text{h}^{-1}$ 附近如图5所示，设置采样时间为 5ms ，预测时域 $t_p=10$ ，仿真实验中使用的参数和权重系数见表2。

[0106] 表2仿真实验参数表

符号	定义	数值/单位
$V_{x\max}$	车辆纵向速度上限值	$120/\text{km}\cdot\text{h}^{-1}$
λ_{\max}	轮胎滑移率上限值	0.1
$\alpha_{f\max}$	前轮侧偏角上限值	$0.4/\text{rad}$
$\alpha_{r\max}$	轮胎侧偏角上限值	$0.1/\text{rad}$
T_{\max}	轮毂电机附加转矩上限值	$800/\text{N}\cdot\text{m}^{-1}$
Γ_v	NMPC中侧向速度跟踪权重	0.05
Γ_u	NMPC中轮胎滑移率抑制权重	0.25

[0108] 图6和图7分别为车辆在低附着双移线工况下横摆角速度和侧向速度的仿真曲线，可以看出相较于无控制器介入的系统，在NMPC控制器作用下，车辆的横摆角速度可以跟踪其期望值，侧向速度也有效被抑制，从而保证了车辆的侧向稳定性。

[0109] 下层利用轮胎滑移率和侧偏角的偏差量计算得到的附加转矩如图8所示，在前1s内，由于车辆处于加速状态，为了保证车速，需要对四个轮毂电机附加驱动力矩，在速度保持平稳后，附加转矩趋近于零，在4s时车辆开始转弯，本发明所述的控制结构可以为四个轮毂电机附加合理的驱动/制动转矩以保证车辆稳定，并考虑执行器的饱和。

[0110] 轮胎的实际滑移率以及由上层NMPC控制器求得的期望滑移率如图9所示，在前1s时，四个轮胎的滑移率在车辆加速、保持平稳的过程中也会逐渐减小趋近于零，在整个双移线过程中，轮胎的滑移率都能够被限制在很小的范围内，车辆在低附着路面上的纵向滑动被有效抑制，从而保证了车辆的纵向稳定性。通过仿真实验的验证，本发明所述的横纵向稳定性协同控制方法可以有效地提高四轮轮毂驱动电动汽车在极限工况下的横纵向稳定性，保证驾驶安全。

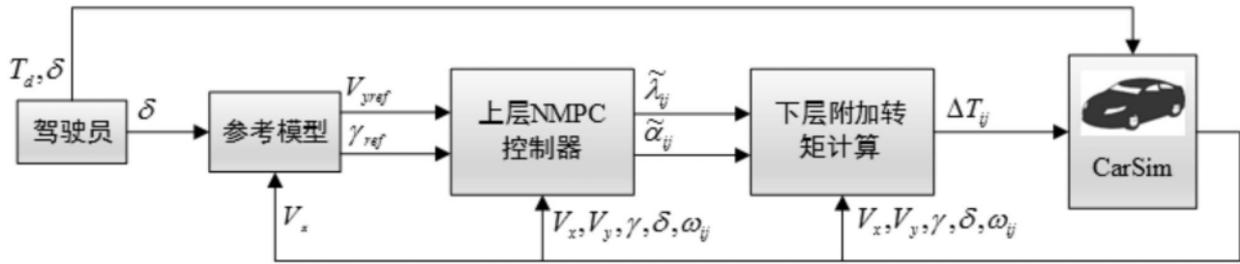


图1

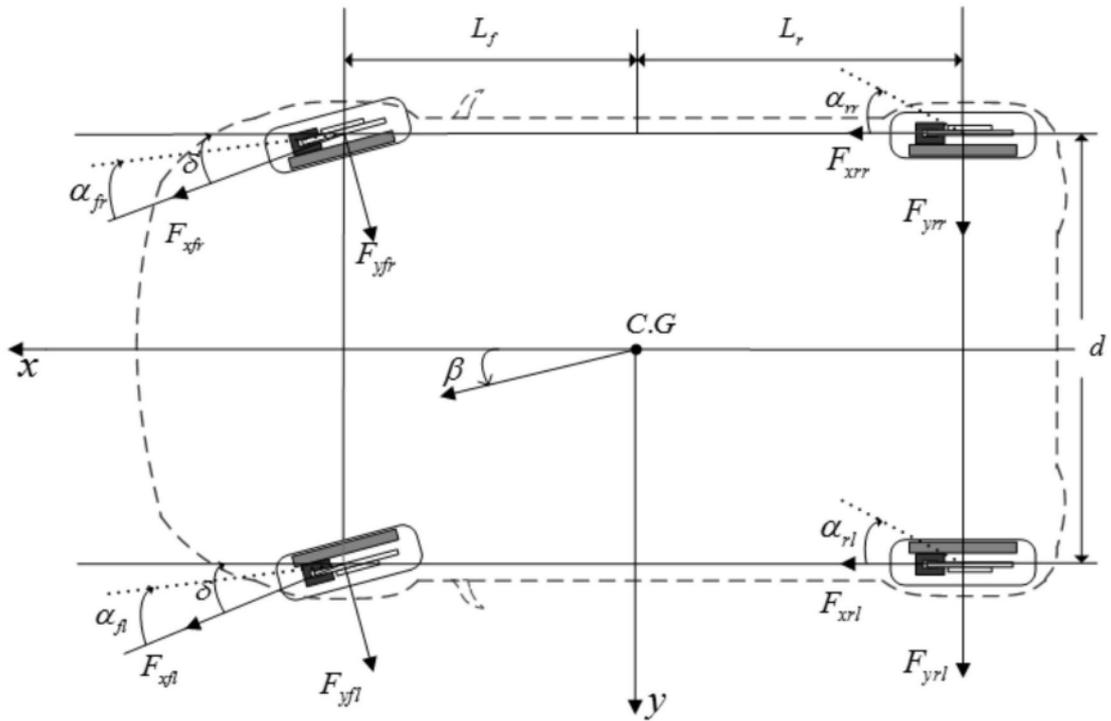


图2

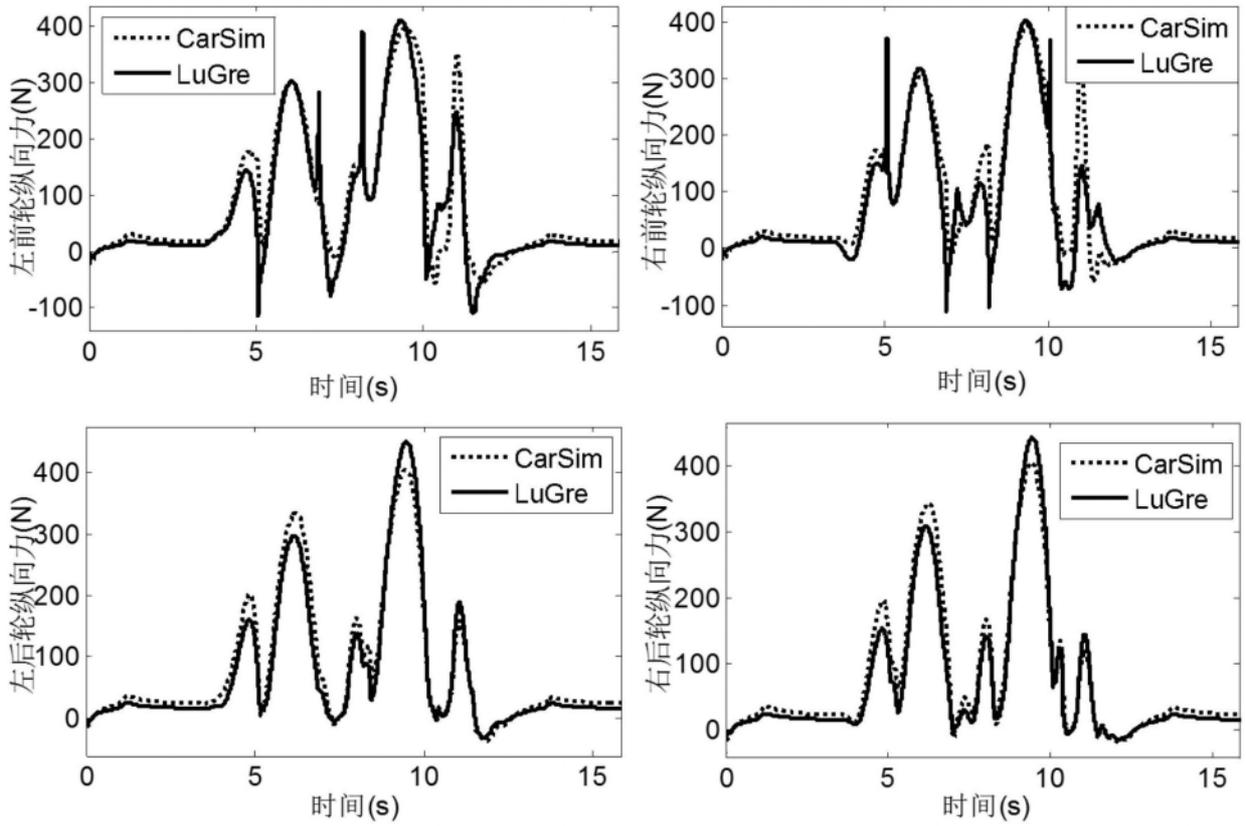


图3

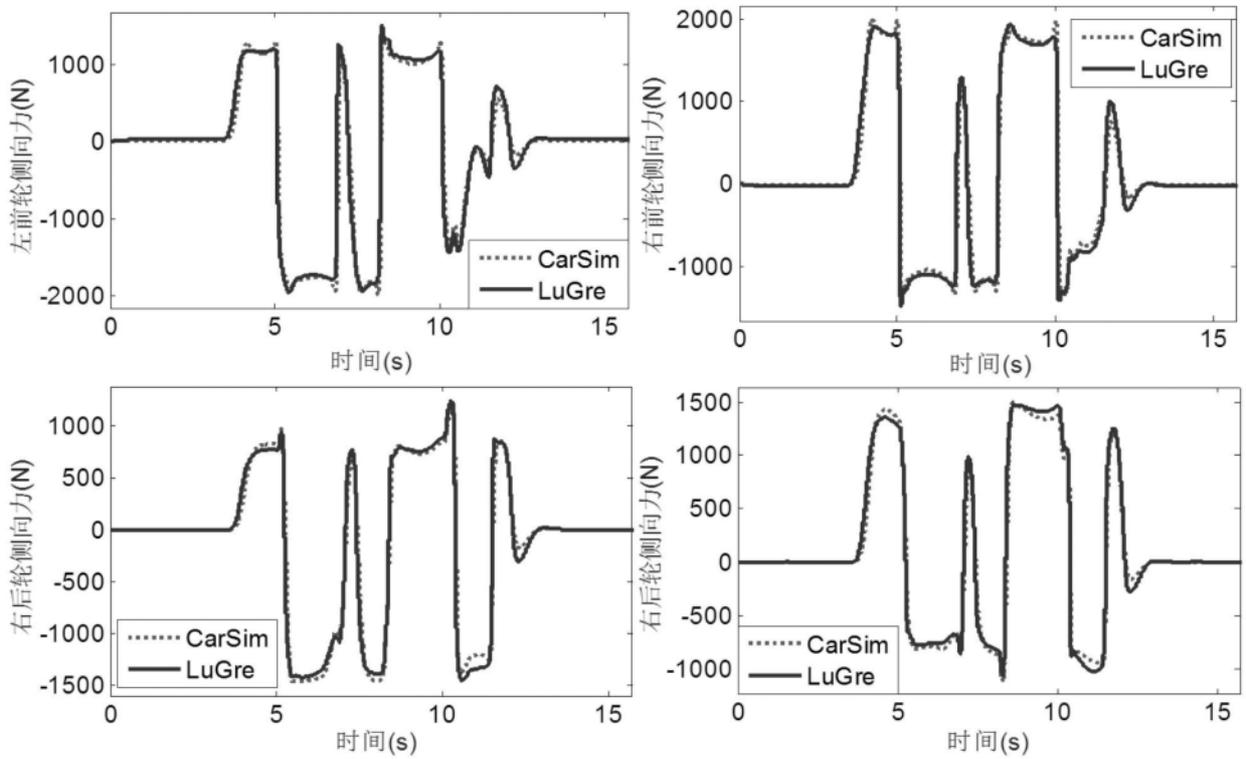


图4

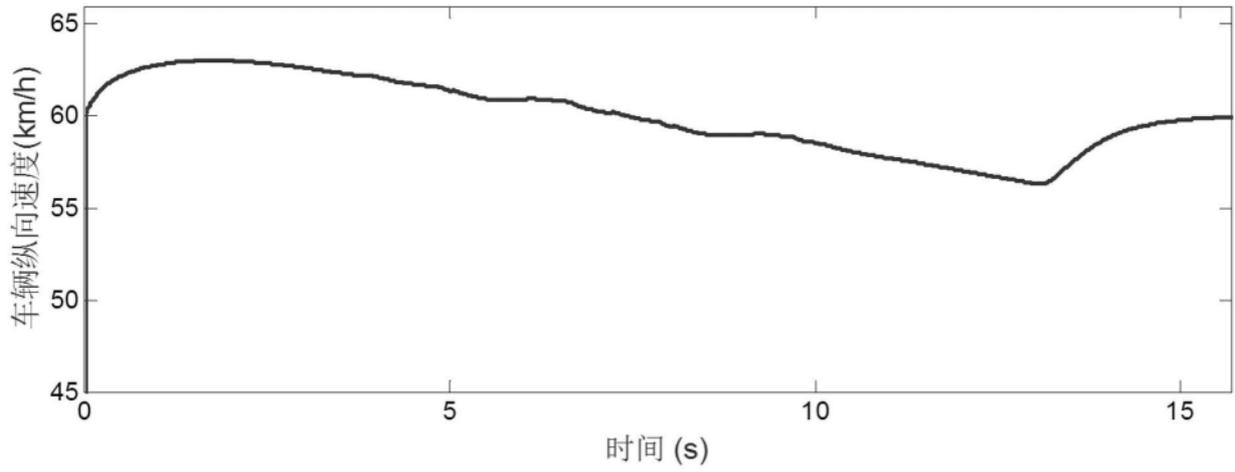


图5

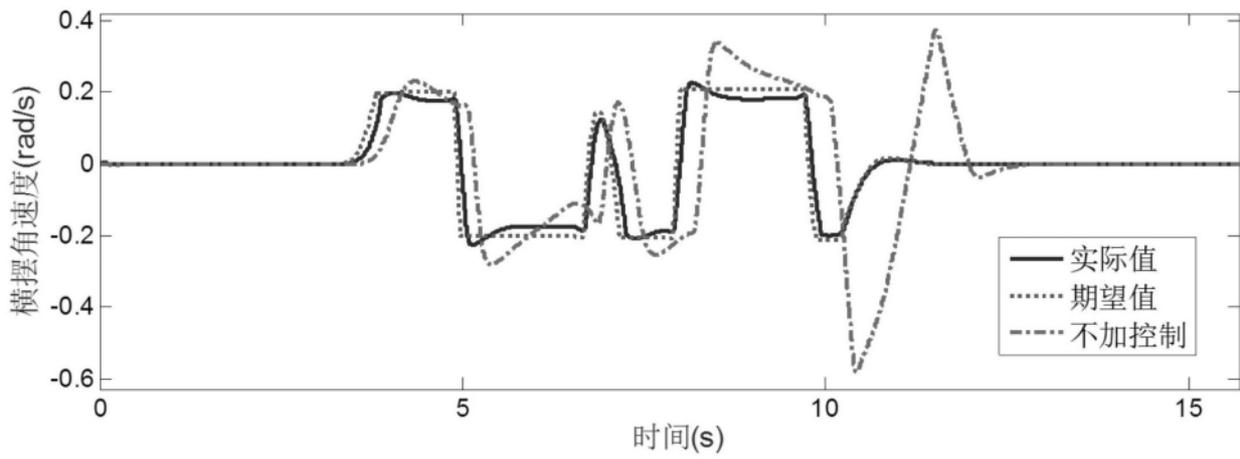


图6

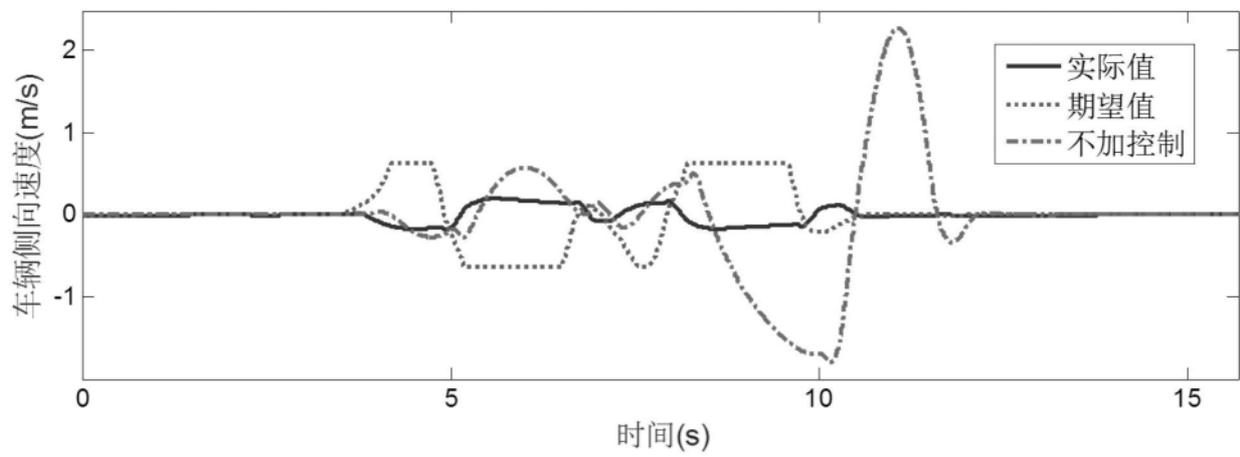


图7

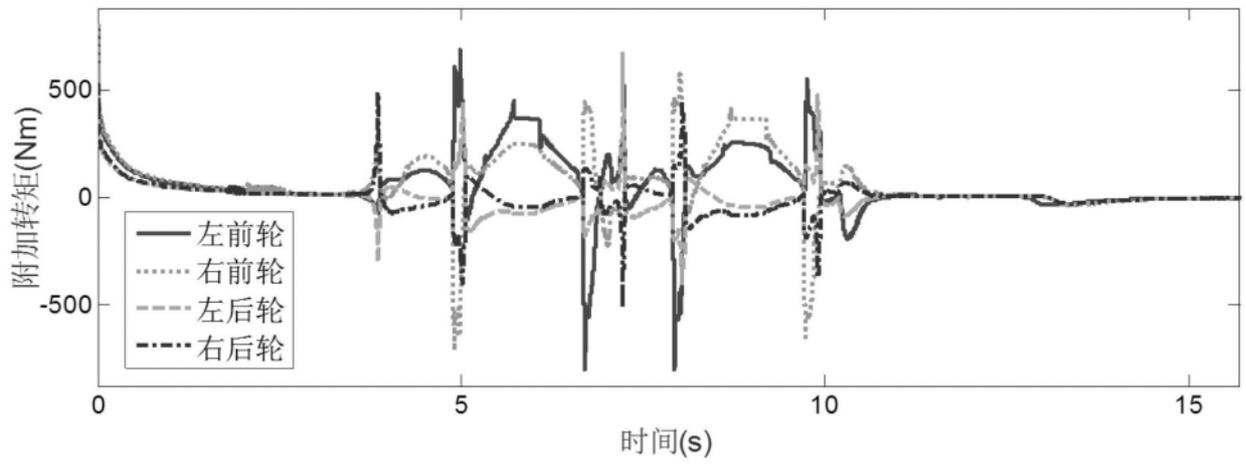


图8

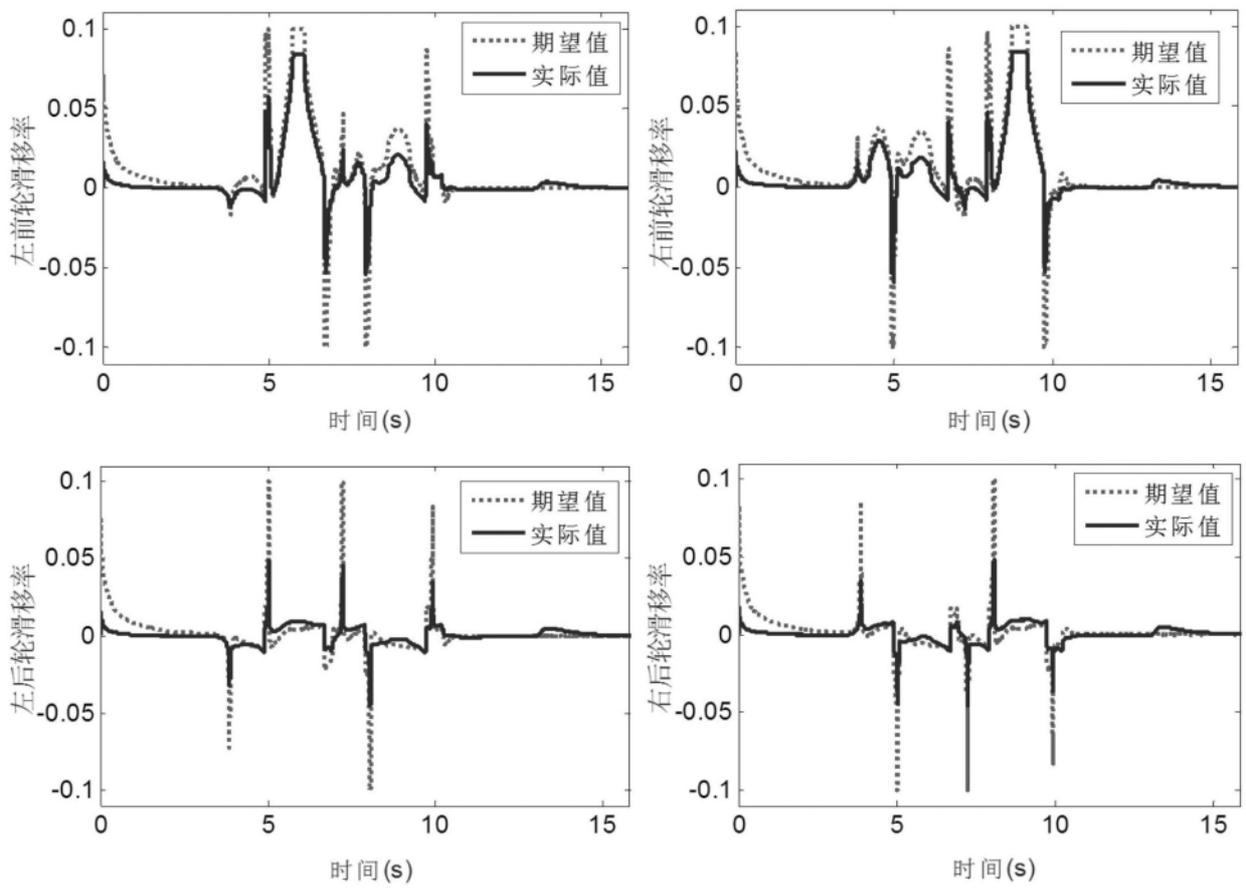


图9