

文章编号:1672-9331(2017)02-0061-07

分布式驱动电动汽车横向稳定性与 转矩分配控制

张志勇^{1,2}, 王东涛², 黄彩霞³, 唐磊²

(1.工程车辆安全性设计与可靠性技术湖南省重点实验室,湖南长沙410004;2.长沙理工大学
汽车与机械工程学院,湖南长沙410004;3.湖南大学机械与载运工程学院,湖南长沙410082)

摘要: 为了提高控制策略鲁棒性和驱动电机效率,首先建立了分布式驱动电动汽车七自由度动力学模型,然后基于鲁棒控制理论,设计了基于状态观测的 H_{∞} 车辆稳定性控制器。借助分布式驱动电动汽车每个车轮均能独立控制的特点,将差动制动与差动驱动相结合,提出了基于直接横摆力矩的转矩分配控制策略。通过变道典型工况进行了数值仿真,结果表明,所提出的基于转矩分配的横向稳定性控制策略能很好地改善车辆横向稳定性,且能减小车轮输出转矩,将车轮滑移率控制在较低范围内。

关键词: 电动汽车; 分布式驱动; 横向稳定性; 直接横摆力矩; 转矩分配; 滑移率

中图分类号: U469

文献标识码: A

Lateral stability and torque distribution control of distributed drive electric vehicle

ZHANG Zhi-yong^{1,2}, WANG Dong-tao², HUANG Cai-xia³, TANG Lei²

(1.Key Laboratory of Lightweight and Reliability Technology for Engineering Vehicle, Changsha 410004, China; 2.School of Automobile and Mechanical Engineering, Changsha University of Science and Technology, Changsha 410004, China; 3.College of Mechanical and Vehicle Engineering, Hunan University, Changsha 410082, China)

Abstract: In order to improve the robustness of the control strategy and drive the motor efficiency, a seven degree of freedom dynamic model of a distributed drive electric vehicle is established firstly. Then based on the robust control theory, a stability controller with states estimation is designed based on H_{∞} robust control. Using the characteristics of each wheel can be controlled independently of distributed drive electric vehicle, combining differential braking with differential drive, a torque distribution control strategy based on direct yaw moment is proposed. A numerical simulation was implemented for a typical condition of lane changing. The results show that the lateral stability is improved under lateral stability control strategy with torque distribution control, and the wheel slip ratios is guaranteed in the lower range.

Key words: electric vehicle; distributed drive; lateral stability control; direct yaw moment; torque allocation; slip ratio

收稿日期: 2017-04-13

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(51675057);湖南省教育厅科研资助项目(15B008)。

作者简介: 张志勇(1976-),男,湖南怀化人,长沙理工大学副教授,主要从事电动汽车技术方面的研究。

相对于集中式驱动电动汽车,分布式驱动电动汽车的4个车轮的转矩均能独立控制,在其能力范围内转矩可按照任意比例分配,实现车辆操纵稳定性和平顺性的改善^[1]。分布式驱动电动汽车的横向稳定性控制一般采用分层控制结构,包括顶层的信号采集层、中层的直接横摆力矩决策层和底层的车轮转矩分配层,其中,直接横摆力矩决策策略可以采用模糊控制^[2]、PID控制^[3]等不基于模型的控制算法,以及滑模控制^[4]、LQR控制^[5]、 H_∞ 鲁棒控制^[6]等基于模型的控制算法。针对车轮转矩分配层,学者们也深入开展了转矩分配策略的研究。文献[7]决策出的直接横摆力矩通过各车轮驱动与制动力相互配合得以实现。文献[8]通过前、后轮驱动和制动转矩的协调分配,确保车辆在低附着道路上安全行驶。文献[9]设计了基于差动制动的横摆力矩分配模块。虽然这些研究都涉及了直接横摆力矩分配策略,但并未充分考虑电机利用率以及轮胎是否能提供期望的制动力或驱动力的问题。

为此,作者提出一种新的横向稳定性控制策略和转矩分配策略。在横摆力矩决策层,为提高控制策略鲁棒性以及实现对状态量的观测,采用基于状态观测的 H_∞ 控制算法进行直接横摆力矩的计算。鉴于分布式驱动电动汽车底盘布局的优势,在车轮转矩分配层中将差动制动与差动驱动结合。另外,为了尽量让轮毂电机工作在额定功率附近,提高电机效率,在直接横摆力矩较小时,首先在前轴两轮上进行转矩分配。为了最大限度地利用前轮附着极限,减小轮胎磨损,当前轮纵向滑移率超过最佳纵向滑移率时,驱动模式能由前轴两轮驱动切换至四轮驱动模式。

1 车辆动力学模型的建立

1.1 整车动力学模型

不考虑车身侧倾和俯仰运动,建立分布式驱动电动汽车的7自由度车辆动力学模型,分别包括车身纵向运动、横向运动、横摆运动以及4个车轮的旋转运动(如图1所示)。

7个自由度的运动微分方程如下。

1) 车辆纵向运动:

$$m_t a_x = F_{xw1} + F_{xw2} + F_{xw3} + F_{xw4} - F_{air} - F_w \quad (1)$$

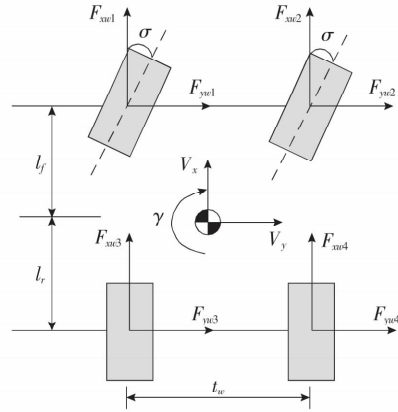


图1 7自由度车辆动力学模型

Fig. 1 7 DOF vehicle dynamics model

2) 车辆横向运动:

$$m_t a_y = F_{yw1} + F_{yw2} + F_{yw3} + F_{yw4} \quad (2)$$

3) 车辆横摆运动:

$$I_z \dot{\gamma} = l_f (F_{yw1} + F_{yw2}) - l_r (F_{yw3} + F_{yw4}) \quad (3)$$

4) 4个车轮的旋转运动:

$$J_w \dot{\omega}_{wi} = T_i - R_w F_{xwi} \quad (4)$$

式中: a_x 为车辆质心的纵向加速度,表示为 $\dot{v}_x - v_y \gamma$; a_y 为车辆质心的横向加速度,表示为 $\dot{v}_y + v_x \gamma$; γ 为车辆横摆角速度; v_x 为车辆纵向车速; v_y 为车辆横向速度; m_t 为整车质量; l_f 和 l_r 分别为质心到前后轴的距离; F_{xwi} 为各车轮的纵向力; F_{ywi} 为各车轮的横向力; $i=1,2,3,4$,分别表示左前、右前、左后和右后车轮的序号; g 为重力加速度; I_z 为车辆横摆转动惯量; J_w 为车轮的转动惯量; T_i 为车轮驱动转矩; R_w 为车轮滚动半径; ω_{wi} 为车轮转速; F_{air} 和 F_w 分别为车辆迎风阻力和车轮滚动阻力,分别表示为:

$$F_{air} = 0.5 C_D A \rho v_x^2 \quad (5)$$

$$F_w = m_t g f \left(1 + \frac{v_x^2}{1500} \right) \quad (6)$$

式中: C_D 为空气阻力系数; A 为车辆迎风面积; ρ 为空气密度; f 为滚动阻力系数。

1.2 轮胎模型

在高速大转向角行驶工况下,轮胎经常工作在非线性区域,传统的线性轮胎模型已经不能满足要求。由于Dugoff轮胎模型的表达式较为简单,所需的参数较少,能够很好地反映轮胎的运动特性,拟合精度较高^[10]。因此本研究采用Dugoff非线性轮胎模型。

4 个轮胎的垂直载荷为:

$$F_{Z1} = \frac{m_t}{2l}(gl_r - h_s a_x) - \frac{a_y m_t h_s l_r}{lt_w} \quad (7)$$

$$F_{Z2} = \frac{m_t}{2l}(gl_r - h_s a_x) + \frac{a_y m_t h_s l_r}{lt_w} \quad (8)$$

$$F_{Z3} = \frac{m_t}{2l}(gl_f + h_s a_x) - \frac{a_y m_t h_s l_f}{lt_w} \quad (9)$$

$$F_{Z4} = \frac{m_t}{2l}(gl_f + h_s a_x) + \frac{a_y m_t h_s l_f}{lt_w} \quad (10)$$

4 个轮胎的侧偏角为:

$$\alpha_1 = \delta - \arctan\left[\frac{v_y + l_f \gamma}{v_x + (t_w/2)\gamma}\right] \quad (11)$$

$$\alpha_2 = \delta - \arctan\left[\frac{v_y + l_f \gamma}{v_x - (t_w/2)\gamma}\right] \quad (12)$$

$$\alpha_3 = \arctan\left[\frac{-v_y + l_f \gamma}{v_x + (t_w/2)\gamma}\right] \quad (13)$$

$$\alpha_4 = \arctan\left[\frac{-v_y + l_f \gamma}{v_x - (t_w/2)\gamma}\right] \quad (14)$$

根据摩擦椭圆理论,Dugoff 轮胎模型可以表示为:

$$\lambda_i = \frac{R_w \omega_{wi} - v_x}{\max(R_w \omega_{wi}, v_x)} \quad (15)$$

$$S_i = \frac{\mu F_{Zi}(1 - \epsilon_r v_x \sqrt{\lambda_i^2 + \tan^2 \alpha_i})}{2\sqrt{C_x^2 \lambda_i^2 + C_i^2 \tan^2 \alpha_i}}(1 - \lambda_i) \quad (16)$$

$$F_i(S_i) = \begin{cases} S_i(2 - S_i), & \text{当 } S_i < 1 \\ 1, & \text{当 } S_i \geq 1 \end{cases} \quad (17)$$

在 Dugoff 轮胎模型中,轮胎所受的纵向力和侧向力分别表示为:

$$F_{xwi} = \frac{C_x \lambda_i}{1 - \lambda_i} F_i(S_i) \quad (18)$$

$$F_{ywi} = \frac{C_i \tan \alpha_i}{1 - \lambda_i} F_i(S_i) \quad (19)$$

式中: l 为前后轴的距离; h_s 为质心高度; t_w 为车轮轮距; δ 为前轮转角; $C_1 = C_2 = C_f, C_3 = C_4 = C_r$; ϵ_r 为路面附着系数折算因子; μ 为路面附着系数; C_f 和 C_r 分别为前后轮转弯刚度; C_x 为轮胎纵向刚度。

1.3 二自由度线性动力学模型

在车辆动力学控制系统研究中,基于模型的控制策略设计方法仍是当前最常用的方法之一,该方法通常需要基于线性的动力学模型进行控制器参数设计^[11]。二自由度线性动力学模型的侧向

运动和横摆运动的 2 个微分方程^[12]可以表示为:

$$mv_x(\dot{\beta} + \gamma) = F_{yf} + F_{yr} \quad (20)$$

$$I_z \dot{\gamma} = l_f F_{yf} - l_r F_{yr} + M \quad (21)$$

式中: $F_{yf} = 2C_f[\delta - \beta - (l_f \gamma/v_x)]$; $F_{yr} = 2C_r[-\beta + (l_r \gamma/v_x)]$; $\beta = v_y/v_x$; M 为输入的直接横摆转矩。

2 横向稳定性控制器设计

2.1 二自由度期望模型

车辆期望动力学模型反映了车辆转向行驶时的理想动力学响应,一般作为车辆动力学控制系统的控制目标。二自由度期望模型可以表示为:

$$\begin{cases} \gamma_d = \min\left\{\left|\frac{k_\gamma}{(1 + \tau_\gamma)}\right|, \left|\frac{\mu g}{v_x}\right|\right\} \cdot \text{sgn}(\delta) \\ \beta_d = 0 \end{cases} \quad (22)$$

式中: γ_d 为理想横摆角速度; β_d 为理想质心侧偏角; k_γ 为稳态横摆角速度增益; τ_γ 为时间常数。

2.2 基于观测的 H_∞ 车辆稳定性控制器设计

将以上建立的 2DOF 车辆动力学模型和期望模型重写如下:

$$\dot{\tilde{x}} = \tilde{A}\tilde{x} + \tilde{B}_1 w + \tilde{B}_2 \tilde{u} \quad (23)$$

式中:

$$\tilde{x} = \begin{bmatrix} \beta \\ \gamma \end{bmatrix}; w = [\delta]; \tilde{u} = [M];$$

$$\tilde{A} = \begin{bmatrix} -\frac{2C_r + 2C_f}{mv_x} & \frac{2C_r l_r - 2C_f l_f}{mv_x^2} - 1 \\ \frac{2C_r l_r - 2C_f l_f}{I_z} & -\frac{2C_r l_r^2 + 2C_f l_f^2}{I_z v_x} \end{bmatrix};$$

$$\tilde{B}_1 = \begin{bmatrix} \frac{2C_f}{mv_x} \\ \frac{2C_f l_f}{I_z} \end{bmatrix}; \tilde{B}_2 = \begin{bmatrix} 0 \\ \frac{1}{I_z} \end{bmatrix}。$$

$$\dot{x}_d = A_d x_d + B_d w \quad (24)$$

式中:

$$x_d = \begin{bmatrix} \beta_d \\ \gamma_d \end{bmatrix}; A_d = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & -\frac{1}{\tau_\gamma} \end{bmatrix};$$

$$w = [\delta]; B_d = \begin{bmatrix} 0 \\ \frac{k_\gamma}{\tau_\gamma} \end{bmatrix}。$$

定义质心侧偏角和横摆角速度的误差向量为:

$$x = \tilde{x} - x_d = \begin{bmatrix} \beta - \beta_d \\ \gamma - \gamma_d \end{bmatrix}. \quad (25)$$

以误差向量为状态变量的2自由度车辆动力学模型为:

$$\begin{aligned} \dot{x} &= \tilde{A}x + (\tilde{B}_1 - B_d)\tilde{w} + \tilde{B}_2\tilde{u} + (\tilde{A} - A_d)x_d = \\ &\tilde{A}x + \begin{bmatrix} \tilde{A} - A_d & \tilde{B}_1 - B_d \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_d \\ \tilde{w} \end{bmatrix} + \tilde{B}_2\tilde{u} = \\ &Ax + B_1w + B_2u. \end{aligned} \quad (26)$$

式中:

$$A = \tilde{A}; B_2 = \tilde{B}_2; w = [\beta_d \quad \dot{\psi}_d \quad \delta]^T; u = \tilde{u};$$

$$B_1 = \begin{bmatrix} -\frac{2C_r + 2C_f}{m_t V_x} & \frac{2C_r l_r - 2C_f l_f}{m_t V_x^2} - 1 & \frac{2C_f}{m_t V_x} \\ \frac{2C_r l_r - 2C_f l_f}{I_z} - \frac{2C_r l_r^2 + 2C_f l_f^2}{I_z V_x} + \frac{1}{\tau_\gamma} & \frac{2C_f l_f}{I_z} - \frac{k_\gamma}{\tau_\gamma} \end{bmatrix}.$$

考虑到车身横摆角速度是可以通过传感器直接检测的车辆动态响应信号,因此将期望横摆角速度与实际横摆角速度之间的误差作为 H_∞ 控制器设计参考模型的测量输入,即控制器的输入变量,控制目标就是最小化这两个信号。 H_∞ 控制器设计参考模型最终表示为:

$$\begin{cases} \dot{x}(t) = Ax(t) + B_1w(t) + B_2u(t) \\ z(t) = C_1x(t) + D_1w(t) \\ y(t) = C_2x(t) + D_2u(t) \end{cases}. \quad (27)$$

式中: $z(t)$ 为控制输出; $y(t)$ 为测量输出; $C_1 = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix}$, $D_1 = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}$, $C_2 = [0 \quad 1]$, $D_2 = [0]$ 。

如前所述,由于车辆的质心侧偏角是一个难以检测的动态响应信号,所以基于状态反馈的 H_∞ 控制器无法实现控制量的计算。为此,采用如下的基于观测器的 H_∞ 控制器:

$$\begin{cases} \dot{\hat{x}}(t) = A_c\hat{x}(t) + B_2u(t) + L(y(t) - \hat{y}(t)) \\ \hat{y}(t) = C_2\hat{x}(t) + D_2u(t) \\ u(t) = K\hat{x}(t) \end{cases}. \quad (28)$$

式中: \hat{x} 为 x 的观测量; L 为观测器增益; \hat{y} 为观

测器输出; K 为控制增益; $u(t)$ 为控制器输出。对于车辆横向稳定性的直接转矩控制而言,控制器输出即为直接横摆力矩 M ,其中,矩阵 A_c, L, K 通过LMI优化得到。

如果对于干扰 $w(t)$ 和控制输出 $w(t)$ 进行拉普拉斯变换后得到输入到输出的传递函数, H_∞ 控制器就是最小化传递函数的 H_∞ 范数,即 $\min(\nu = \|T_{wz}(s)\|_\infty)$,其中, ν 为干扰抑制度。传递函数的 H_∞ 范数 $T_{wz}(s)$ 计算为:

$$\begin{aligned} \nu &= \|T_{wz}(s)\|_\infty = \|z\|_2 / \|w\|_2 = \\ &\sqrt{z(t)^T z(t)} / \sqrt{w(t)^T w(t)} \Rightarrow \\ &z(t)^T z(t) = \nu^2 w(t)^T w(t). \end{aligned} \quad (29)$$

如果优化模型

$$\begin{cases} \min_{X_1, X_{11}, X_{22}, \hat{A}_c, \hat{K}, \hat{L}} \bar{\nu} \\ \text{s.t.} \begin{bmatrix} \Xi_1 & \Xi_2 & 0 & X_1 C_1^T \\ \Xi_2^T & \Xi_3 & B_1 & X_2 C_1^T \\ 0 & B_1^T & -\bar{\nu} I & D_1^T \\ C_1 X_1 & C_1 X_2 & D_1 & -I \end{bmatrix} < 0 \end{cases} \quad (30)$$

的解满足: $\bar{\nu} > 0, X_1 > 0, X_2 > 0$,且存在 \hat{A}_c, \hat{L} 和 \hat{K} ,则被控系统(27)在基于观测器的控制器(28)控制下稳定,且干扰抑制度为 $\nu = \sqrt{\bar{\nu}}$,其中, $A_c = \hat{A}_c X_1^{-1}, K = \hat{K} X_1^{-1}, L = \hat{L} U S X_{11}^{-1} S^{-1} U^T, \Xi_1 = \hat{A}_c^T + \hat{K}^T B_2^T + \hat{A}_c + B_2 \hat{K}, \Xi_2 = X_1 A^T - \hat{A}_c^T + \hat{L} C_2, \Xi_3 = X_2 A^T - C_2^T \hat{L}^T + A X_2 - \hat{L} C_2, X_2 = V \begin{bmatrix} X_{11} & 0 \\ 0 & X_{22} \end{bmatrix} V^T, C_2 = U [S \quad 0] V^T$ 。

以 $\hat{A}_c, \hat{L}, \hat{K}, X_{11}, X_{22}$ 和 X_1 为设计变量, $\bar{\nu}$ 为优化目标,借助Matlab的LMI工具箱求解式(30)所表示的优化模型,可得到 A_c, L 和 K 。

2.3 转矩分配控制策略

对于非分布式驱动车辆而言,纵向力仅为制动力,即车辆只能通过制动力产生直接横摆力矩。对于分布式驱动电动汽车而言,纵向力可以是制动力,也可以是驱动力。如果能实现制动力和驱动力的灵活运用,不仅能减少单个车轮的纵向力,降低电机最大输出转矩和路面附着条件要求,而且还能通过电机制动回收部分能量,提高能源利

用率。另外,为了尽量让轮毂电机工作在额定功率附近,提高电机效率,在直接横摆力矩较小时,首先在前轴两轮上进行转矩分配。如果前轴两轮不足以提供期望的直接横摆力矩,驱动模式切换至四轮驱动模式。基于横向稳定性的转矩分配控制策略如下。

1) 首先根据转向特性进行纵向力的第一次分配。两轮驱动模式下,前轴承担车辆的总期望转矩,驱动轴的需求转矩 T_m 为:

$$T_m = T_f. \quad (31)$$

式中: T_f 为驾驶员通过油门踏板给定的期望转矩,用于克服行驶阻力,在不考虑车辆爬坡工况时, T_f 计算公式为:

$$T_f = R_w (F_{\text{air}} + F_w). \quad (32)$$

若车辆具有不足转向,则前轴弯道内侧的车轮制动,外侧车轮驱动;后轴车轮不输出转矩,前轴两个车轮输出的转矩分别为:

$$T_d = \frac{T_m}{2} - \frac{R_w M}{t_w}. \quad (33)$$

$$T_b = \frac{T_m}{2} + \frac{R_w M}{t_w}. \quad (34)$$

若车辆具有过度转向,则前轴弯道内侧的车轮驱动,外侧车轮制动;后轴车轮不输出转矩,前轴两个车轮输出的转矩分别如式(34)和式(33)计算。

2) 在纵向力的第一次分配条件下,如果单侧车轮的纵向滑移率大于 0.2(驱动轮)或小于-0.2(制动轮),车辆驱动模式切换为四轮驱动模式,并对纵向力进行第二次分配。在四轮驱动模式下,前后轴的需求驱动转矩采用等差值分配法,此时前后轴的需要输出转矩 T_m 为:

$$T_m = T_f/2. \quad (35)$$

当车辆具有不足转向时,弯道内侧的车轮制动,外侧车轮驱动;当车辆具有过度转向时,弯道内侧的车轮驱动,外侧车轮制动。同轴内外侧车轮输出的驱动转矩或制动转矩与两驱模式下的转矩分配策略类似,同样按式(33)和式(34)确定。

3) 判断车辆转向特性的方法如表 1 所示。当实际横摆角速度绝对值与期望横摆角速度绝对值的误差大于 0 时,车辆为过度转向;当两者的误差小于 0 时,车辆为不足转向。

表 1 车辆动态转向特性判断方法

Table 1 Method of determining dynamic steering characteristics of vehicles

实际横摆角速度 - 期望横摆角速度	转向特性
>0	过度转向
<0	不足转向

3 控制性能分析

在数值仿真工况下,路面附着系数为 0.8,转向输入为变道操作方向盘转角输入,车速为 100 km/h。表 2 为车辆主要参数。图 2 为车辆变道时的方向盘转角输入。图 3 为变道操作时车身稳定性控制器计算的直接横摆力矩。图 4 和图 5 分别为有、无控制条件下的车身横摆角速度和质心侧偏角。

由图 4 和图 5 可知,在无控制时,车身横摆加角度和质心侧偏角发散,说明车辆发生横向失稳;在有控制时,车身横摆加角度和质心侧偏角能很好地跟踪期望值,这不仅避免了车辆横向失稳,而且还确保了驾驶员具有很好的操控性能。由此可见,采用本研究提出的横向稳定性和转矩分配控制策略,能极大地改善车辆的操纵稳定性。

表 2 车辆主要参数

Table 2 Major vehicle number

参数	数值	参数	数值
质心高度 h_z /m	0.57	车轮滚动半径 R_w /m	0.287
前轴距 l_f /m	1.016	整车质量 m_t /kg	1 500
后轴距 l_r /m	1.436	轮距 t_w /m	1.36
车轮转动惯量 J_w /($\text{N} \cdot \text{m}^2$)	2.45	横摆转动惯量 I_z /($\text{N} \cdot \text{m}^2$)	1 540
风阻系数 C_D	0.4	迎风面积 A/m^2	2.05
前轮转弯刚度 C_f /($\text{N} \cdot \text{rad}^{-1}$)	52 925	后轮转弯刚度 C_r /($\text{N} \cdot \text{rad}^{-1}$)	39 515
空气密度 ρ /($\text{N} \cdot \text{s}^2 \cdot \text{m}^{-4}$)	1.225 8	轮胎纵向刚度 C_x /($\text{N} \cdot \text{rad}^{-1}$)	50 000
前后轴距 l /m	2.452	滚动阻力系数 f	0.014

图 6 为直接横摆力矩通过转矩分配控制器分配给 4 个车轮的输出转矩,其中,正值为驱动转矩,负值为制动转矩。图 7 为该工况下的 4 个车轮的纵向滑移率。

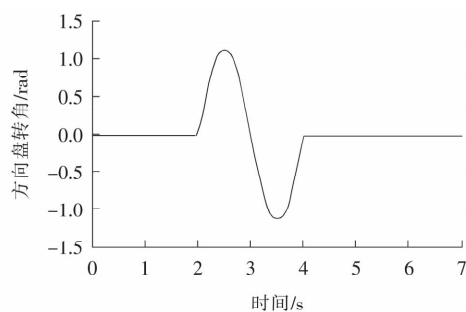


图2 方向盘输入

Fig. 2 Steering wheel input

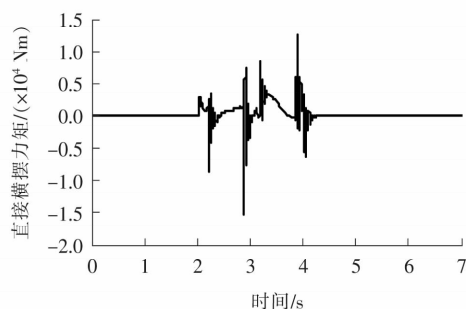


图3 直接横摆力矩

Fig. 3 Direct yaw moment

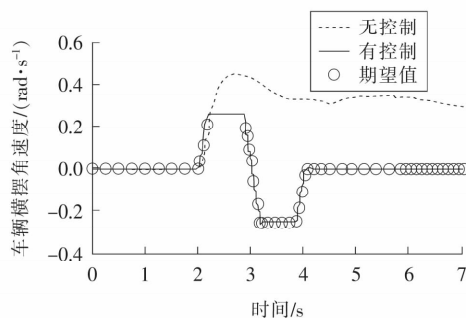


图4 车辆横摆角速度

Fig. 4 Vehicle yaw rate

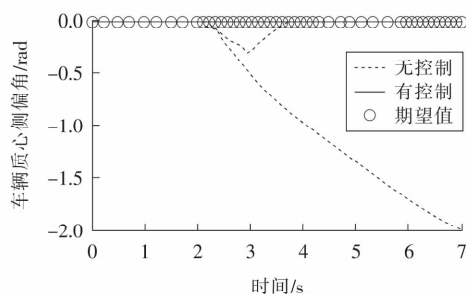


图5 车辆质心侧偏角

Fig. 5 Vehicle center of mass

从图6可以看出,在0~2 s之间,车辆采用两轮驱动,驱动转矩主要是克服行驶阻力,车辆保持

匀速直线行驶;在2~3 s之间,由于车轮纵向滑移率没达到0.2,车辆仍采用两轮驱动,左前车轮和右前车轮按式(33)和式(34)进行转矩分配,在此期间,输出转矩的车轮是前轴左右车轮,后轴的两个车轮无转矩输出。从前轴左右车轮输出转矩还可以看出,两者本应关于 $Y=0$ 直线对称,但由于两个车轮直接叠加了用于克服行驶阻力的驱动转矩 T_d ,所以向上偏移 $0.5T_d$;在3~4 s之间,由于前轮纵向滑移率超过0.2,车辆驱动模式由两轮驱动模式切换至四轮驱动模式,在此模式下,右前和右后车轮的输出转矩相同,左前和左后车轮的输出转矩相同。在两轮驱动模式下,前轴两个车轮输出转矩为 $380 \text{ N} \cdot \text{m}$ 时,转速为 163 r/min ,功率为 6.5 kW 。当两轮驱动切换成四轮驱动后,每个车轮的转矩减为原来的一半,计算出每个车轮功率为 4.25 kW ,而电机额定功率为 8 kW 。由此可见,两轮驱动模式比四轮驱动模式更能提高电机驱动效率。

从图7可以看出,在接近3 s时,左前轮的纵向滑移率超过0.2。但由于车辆采用四轮驱动后,单个车轮的纵向力减少,故车轮的纵向滑移率迅速下降。

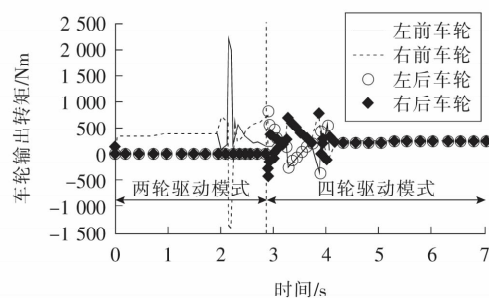


图6 分配给4个车轮的转矩

Fig. 6 Assigned to the torque of the four wheels

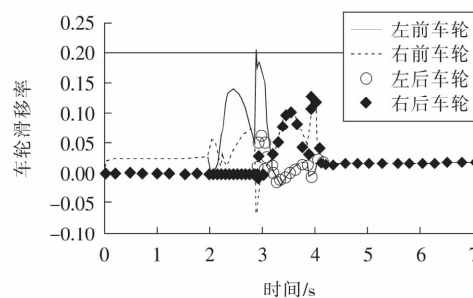


图7 车轮的纵向滑移率

Fig. 7 The longitudinal slip of the wheel

4 结论

作者以分布式驱动电动汽车的横向稳定性控制为研究对象,提出了横向稳定性和转矩分配控制策略,得到如下结论。

1) 所制定的基于状态观测 H_∞ 车辆稳定性控制器,不仅具有使车辆横摆角速度和质心侧偏角对转向角为干扰最优的 H_∞ 控制性能,而且还能实现对质心侧偏角的实时估计。

2) 所提出的转矩分配控制策略,不仅能通过两轮驱动与四轮驱动的模式切换,提高电机驱动效率,而且还能最大程度利用路面附着极限,确保四个车轮具有较小的纵向滑移率。

〔参考文献〕

- [1] 余卓平,冯源,熊璐.分布式驱动电动汽车动力学控制发展现状综述[J].机械工程学报,2013,49(8):105-114.
YU Zhuo-ping, FENG Yuan, XIONG Lu. Review on vehicle dynamics control of distributed drive electric vehicle[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2013, 49(8):105-114.
- [2] 朱绍鹏,林鼎,谢博臻,等.电动汽车驱动力分层控制策略[J].浙江大学学报:工学版,2016,50(11):2094-2099.
ZHU Shao-peng, LIN Ding, XIE Bo-zhen, et al. Driving force hierarchical control strategy of electric vehicle[J]. Journal of Zhejiang University: Engineering Science, 2016, 50(11):2094-2099.
- [3] 段丙旭.轮毂电机驱动电动汽车的电子稳定控制研究[D].长春:吉林大学,2013.
DUAN Bing-xu. Study on electronic stability control of in-wheel motor EV[D]. Changchun: Jilin University, 2013.
- [4] 邱浩,董铸荣,雷正保.四轮独立驱动电动车 ARS 与 DYC 集成控制与试验[J].江苏大学学报:自然科学版,2016,37(3):268-276.
QIU Hao, DONG Zhu-rong, LEI Zheng-bao. Simulation and experiment of integration control of ARS and DYC for electrical vehicle with four-wheel-independent-drive[J]. Journal of Jiangsu University: Natural Science, 2016, 37(3):268-276.
- [5] Xiong L, Yu Z, Wang Y, et al. Vehicle dynamics control of four in-wheel motor drive electric vehicle using gain scheduling based on tyre cornering stiffness estimation[J]. Vehicle System Dynamics, 2012, 50(6):831-846.
- [6] Shuai Z, Zhang H, Wang J, et al. Combined AFS and DYC control of four-wheel-independent-drive electric vehicles over CAN network with time-varying delays[J]. IEEE Transactions on Vehicular Technology, 2014, 63(2):591-602.
- [7] 张金柱,张洪田,孙远涛.电动汽车稳定性的横摆力矩控制[J].电机与控制学报,2012,16(6):75-80.
ZHANG Jin-zhu, ZHANG Hong-tian, SUN Yuan-tao. The direct yaw control of electric vehicle stability control[J]. Electric Machines and Control, 2012, 16(6):75-80.
- [8] Mutoh N. Driving and braking torque distribution methods for front-and rear-wheel-independent drive-type electric vehicles on roads with low friction coefficient[J]. IEEE Transactions on Industrial Electronics, 2012, 59(10):3919-3933.
- [9] 孙勇.分布式驱动电动汽车横摆稳定性控制研究[D].长春:吉林大学,2013.
SUN Yong. Research on yaw stability control of distributed drive electric vehicles[D]. Changchun: Jilin University, 2013.
- [10] Jin X J, Yin G. Estimation of lateral tire-road forces and sideslip angle for electric vehicles using interacting multiple model filter approach[J]. Journal of the Franklin Institute, 2015, 352(2):686-707.
- [11] Nam K, Oh S, Fujimoto H, et al. Robust yaw stability control for electric vehicles based on active front steering control through a steer-by-wire system[J]. International Journal of Automotive Technology, 2012, 13(7):1169-1176.
- [12] Zhang Z, Zhang N, Huang C, et al. Observer-based H_∞ control for vehicle handling and stability subject to parameter uncertainties[J]. Journal of Systems and Control Engineering, 2013, 227(9):704-717.