

DOI: 10.3901/JME.2015.16.029

双电机分布式驱动汽车高速稳定性机电耦合控制^{*}

张利鹏^{1,2} 李亮² 祁炳楠³ 宋健²

(1. 燕山大学车辆与能源学院 秦皇岛 066004;
 2. 清华大学汽车安全与节能国家重点实验室 北京 100084;
 3. 燕山大学电气工程学院 秦皇岛 066004)

摘要: 为了利用所设计的双电机防滑差速驱动系统来提高分布式驱动汽车的动力学性能, 在前期同轴耦合驱动控制理论研究的基础上, 展开该车的高速稳定性机电耦合控制研究。建立并验证包含所设计驱动系统在内的分布式驱动汽车的人-车系统 14 自由度空间动力学模型; 以横摆角速度和质心侧偏角为状态变量, 基于模糊规则设计动力学稳定性控制器; 制定整车失稳的判定条件, 辨识控制系统参数; 利用施加机电耦合控制所产生的附加直接横摆力矩, 实现极限工况下的整车高速稳定性控制。结果表明, 采用机电耦合控制, 除了可以实现两侧分布式驱动系统的动力耦合, 起到增强车辆高速稳定性的作用, 还能够协调两侧驱动系统的转矩输出, 抑制驱动力矩波动, 降低电机和控制器的工作强度。

关键词: 电动汽车; 分布式驱动; 机电耦合; 稳定性控制

中图分类号: U469

High Speed Stability Electromechanical Coupling Control for Dual-motor Distributed Drive Electric Vehicle

ZHANG Lipeng^{1,2} LI Liang² QI Bingnan³ SONG Jian²

(1. College of Vehicle and Energy, Yanshan University, Qinhuangdao 066004;
 2. State Key Laboratory of Automotive Safety and Energy, Tsinghua University, Beijing 100084;
 3. School of Electrical Engineering, Yanshan University, Qinhuangdao 066004)

Abstract: The advantage of the designed dual-motor anti-slip differential drive system is taken to improve the dynamics performance of the distributed drive electric vehicle. On the basis of the early research on the coaxial coupling traction control theory, the high speed stability electromechanical coupling control strategy for the vehicle is carried out. A 14 degrees of freedom space dynamics model for the driver-vehicle system of the distributed drive vehicle is established and verified, in which the model of the designed drive system is included. The yaw rate and the sideslip angle are taken as the control variables, and a dynamic stability controller is designed based on a specific fuzzy rules. The vehicle instability judgment condition is developed and the control system parameters are identified. The vehicle high speed stability control in the ultimate working conditions is achieved based on the direct yaw-moment generated by the electromechanical coupling controller. The results show that the electromechanical coupling controller not only can play a role in enhancing the vehicle high speed stability by implementing the dynamic coupling of the dual-motor distributed drive systems, but also can coordinate the torque output from both of the drive systems, so the fluctuation of the driving torque is inhibit, and the work intensity of the motors and the controller is reduced.

Key words: electric vehicle; distributed drive; electromechanical coupling; stability control

0 前言

分布式驱动电动汽车各驱动轮的转矩可以独立调节, 通过施加直接横摆力矩控制有望大幅改善整车的动力学稳定性^[1], 相关的转矩协调控制方法

研究已经成为国内外的热点。但是, 受到车辆状态参数识别误差和电机转矩响应误差的影响, 开发理想的控制策略还存在一定难度; 另外, 现有的同轴分布式驱动系统完全独立, 各系统仅能调控各自对应驱动轮的转矩, 借此实现防滑和稳定性控制^[2-3], 并不能充分利用各轮电机的驱动能力, 尤其是在对开路面爬坡等恶劣工况下, 很可能使车辆无法通行。

为了解决上述问题, 作者在一套双电机分布式

* 国家自然科学基金(51405259)和国家博士后科学基金(2014T70072, 2013M530608)资助项目。20140905 收到初稿, 20150208 收到修改稿

驱动系统的减速箱内安装了一个作为同轴耦合装置的黏性联轴器，从而发明了如图 1 所示的双电机防滑差速驱动系统。当车辆在对开路面爬坡发生一侧车轮打滑时，可通过该驱动系统内置的同轴耦合装置将其多余的驱动力传递给未打滑一侧，利用未打滑侧地面的高附着力对打滑车轮进行限滑，并增加未打滑侧车轮的驱动力，从而提高车辆的通过性^[4]。

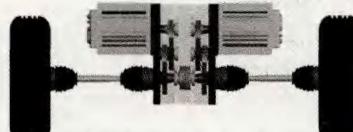
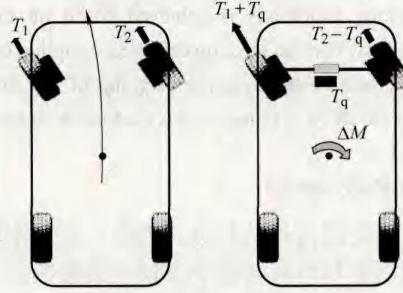


图 1 双电机防滑差速驱动系统

该驱动系统可以实现驱动力矩在同轴驱动轮之间的相互传递，具备动力耦合功能。当车辆转向行驶时，转矩传递作用会产生一个向外侧的附加横摆力矩，从而增强不足转向，理论上可以提高车辆的行驶稳定性，相关描述如图 2 所示。其中， T_{dm1} 和 T_{dm2} 为分布式驱动系统传递到车轮上的驱动力矩； T_q 为黏性联轴器所能传递的转矩； ΔM 为附加横摆力矩。但是，当车辆高速行驶紧急变道时，外侧驱动轮的力矩会向内侧驱动轮大幅传递，所产生的不足转向运动也会影响驾驶员的转向操纵。驾驶员为了维持原期望路径，需要加大转向盘转角输入，反而有可能因操作不当造成车辆的过多转向而失稳，因此，匹配双电机防滑差速驱动系统对驾驶员操纵下车辆高速稳定性的影响还需要进一步验证；另外，分布式驱动汽车通过施加直接横摆力矩控制(Direct yaw-moment control, DYC)，可直接控制两侧驱动电机的力矩输出来协调最终传递到驱动轮上的力矩，从而提高车辆的稳定性，匹配该驱动系统后与原电子控制系统的兼容性问题也需要进行研究。



(a) 分布式驱动中性转向 (b) 同轴耦合驱动不足转向

图 2 转向行驶工况

本文将以一辆匹配麦弗逊前独立悬架和扭力梁后半独立悬架的前轮分布式驱动电动汽车为研究对象。首先，建立该车人-车系统空间 14 自由度动

力学模型；接着，以双移线行驶工况为例验证仿真的准确性；然后，研究适用于双电机分布式驱动电动汽车的动力学稳定性控制方法，力图有效提高车辆的高速稳定性；最后，考察双电机耦合驱动对整车高速稳定性的影响，并对匹配该驱动系统与否、施加动力学稳定性控制前后车辆的高速稳定性进行分析比较。

1 整车动力学模型

为了反映机电耦合驱动对车辆高速空间稳定性的影响，建立整车 14 自由度动力学模型，包括底盘纵向、侧向与横摆运动，车身的垂向、侧倾和俯仰运动，4 个车轮的旋转运动和垂直运动。用以整车质心为原点的坐标系 (x_c, y_c, z_c) 和以车身质心为原点的坐标系 (x_s, y_s, z_s) 描述车辆运动姿态和方位，建立的模型如图 3 所示。图 3 中， a 、 b 分别为前后轴到整车质心的距离； L 为轴距； B_f 和 B_r 为前、后轮距； u 、 v 、 w 分别为汽车纵向速度、侧向速度和垂向速度， w_s 为车身的垂向速度， γ 、 p 、 q 分别为汽车横摆角速度、车身的侧倾角速度与俯仰角速度， φ 和 θ 分别为车身侧倾角与俯仰角，上述所有运动变量在图中所标方向为定义的正方向； F_{xi} 、 F_{yi} 、 F_{zi} 为轮胎力，下角标 $i=1 \sim 4$ 表示各车轮； h 为汽车质心高度； h' 为车身质心至侧倾轴的距离； h_s 和 a_s 分别为车身质心 c' 到整车质心 c 的垂向和纵向距离； ω_i 为各轮角速度； T_{d1} 、 T_{d2} 为左、右前轮驱动力矩； δ_f 为前轮转角。

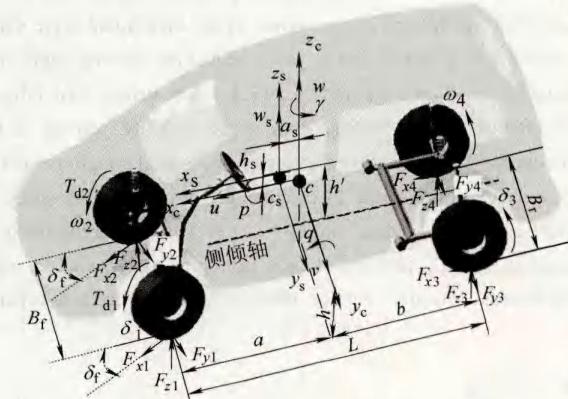


图 3 整车模型

1.1 驱动系统模型

根据文献[4]相关计算，得到的机电耦合驱动系统输出到车轮的力矩为

$$T_{di} = T_i \pm T_q \quad (1)$$

$$T_i = \kappa \eta \left(G(s) T_{mi}^* - I_m \dot{\Omega}_i - R \Omega_i \right)$$

$$G(s) = \frac{1}{1 + 2\xi s + 2\xi^2 s^2}$$

$$T_q = \frac{2\pi\varepsilon(n_1 + n_2 - 1)}{10^6} \times \frac{10^{(a+b\nu_0)/(T_j+273.15)+c\lg\nu_0-d}}{\nu_B^{n-1}} \times$$

$$[\rho_1 \eta_0 + \rho_g (1 - \eta_0)] \times \left(\frac{\pi \Delta N}{30\sigma} \right)^n \times \frac{r_2^{3+n} - r_1^{3+n}}{3+n}$$

式中, κ 、 η 为传动系统的总减速比和机械效率; T_{mi}^* 为电机目标电磁转矩; $G(s)$ 为电机目标电磁转矩与实际电磁转矩间的传递函数; R 为阻力系数; Ω_i 为各轮电机机械角速度; I_m 为电机转子转动惯量; ξ 为电机拟合参数; ε 为孔和槽对黏性联轴器传递转矩的影响系数; n_1 、 n_2 为黏性联轴器内、外盘片数; ρ_1 为硅油初始密度; η_0 为硅油填充率; ρ_g 为标准状态空气密度; a 、 b 、 c 、 d 为常数; ν_0 为硅油零剪切率下 25 °C 时的运动黏度值; T_j 为硅油第 j 时刻瞬时温; ν_B 为参考硅油剪切率; ΔN 为内外盘片的转速差; n 为硅油流动指数, η_0 为硅油填充率; σ 为油膜厚度; r_1 和 r_2 为外盘片内半径和内盘片外半径。

1.2 悬架模型

麦弗逊独立悬架简化模型如图 4 所示, 图中 c' 为车身质心; k_u 、 c_u 为轮胎的垂向刚度与阻尼; k_f 、 c_f 为悬架的刚度与阻尼; z_{u1} 、 z_{u2} 和 z_s 分别为各轮系统和车身的垂向位移; m_{u1} 、 m_{u2} 和 m_s 分别为各轮非悬架质量和车身质量; z_{r1} 和 z_{r2} 为各轮行驶路面的不平度; d_f 、 a_f 、 b_f 、 c_f 为相应部位的长度或距离。

设 F_{v1} 和 F_{v2} 为由两侧前悬架变形产生的同时施加于车身和车轮的作用力, 其大小为

$$\left\{ \begin{array}{l} F_{v1} = \frac{a_f k_f}{a_f + b_f} \left[z_{u1} - z_s + (a - c_s) \sin \theta - \frac{d_f \sin \varphi}{2} \right] + \\ \frac{a_f c_f}{a_f + b_f} \left[w_{u1} - w + (a - c_s) q \cos \theta - \frac{d_f p \cos \varphi}{2} \right] - \\ \frac{k_{\varphi f}}{B_f} \left(\varphi - \frac{z_{u1} - z_{u2}}{B_f} \right) \\ F_{v2} = \frac{a_f k_f}{a_f + b_f} \left[z_{u2} - z_s + (a - c_s) \sin \theta + \frac{d_f \sin \varphi}{2} \right] + \\ \frac{a_f c_f}{a_f + b_f} \left[w_{u2} - w + (a - c_s) q \cos \theta + \frac{d_f p \cos \varphi}{2} \right] + \\ \frac{k_{\varphi f}}{B_f} \left(\varphi - \frac{z_{u1} - z_{u2}}{B_f} \right) \end{array} \right. \quad (2)$$

式中, w_{u1} 和 w_{u2} 是两前轮的垂直速度; $k_{\varphi f}$ 为横向稳定杆的侧倾角刚度, 其求解见文献[5]。

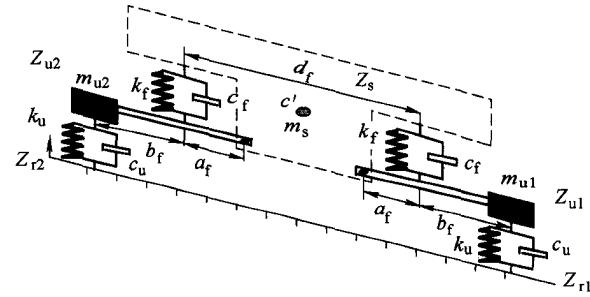


图 4 麦弗逊独立悬架模型

扭力梁半独立悬架简化模型如图 5 所示, 其中 k_t 、 c_t 为螺旋弹簧刚度与减振器阻尼; $k_{\varphi r}$ 为横梁扭转刚度; k_x 为纵导向臂扭转刚度; k_s 为纵臂连接处垂直方向线刚度; k_l 为作用于纵臂的扭转刚度; z_{u3} 、 z_{u4} 、 m_{u3} 和 m_{u4} 分别为两侧底盘系统的垂向位移和质量; z_{r3} 和 z_{r4} 为车轮行驶路面的不平度; a_t 为弹簧下端到横梁与纵摆臂连接点的距离; b_t 为纵臂轴心到轮心长度; c_t 为纵臂长度; d_t 为两侧弹簧下端间的距离; e_t 为纵臂轴心到弹簧下端长度; f_t 为纵臂轴心到减振器下端长度; ϖ 为纵导向臂与汽车前进方向的夹角。

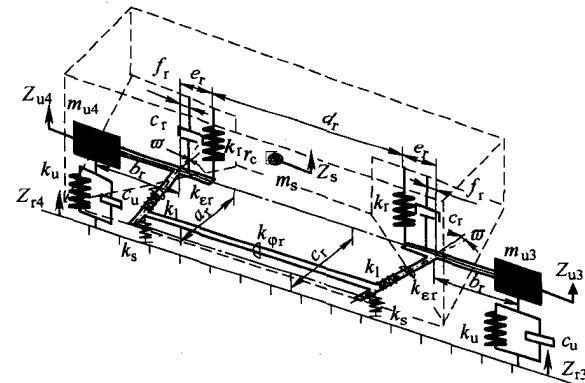


图 5 扭力梁半独立悬架模型

得到的扭力梁半独立悬架的单侧线刚度

$$k_{rl} = \frac{A_{rl} B_{r2} - A_{r2} B_{rl}}{C_{rl} (A_{r2} + B_{r2}) + C_{r2} (A_{rl} + B_{rl})} \quad (3)$$

$$\text{式中 } A_{rl} = \frac{k_{\varphi r} + k_s (c_t - a_t)}{c_t} + K_t c_t \cos \varpi;$$

$$A_{r2} = e_t K_t \cos \varpi;$$

$$B_{rl} = \frac{e_t c_t K_t \cos \varpi}{b_t};$$

$$C_{rl} = c_t \cos \varpi;$$

$$B_{r2} = \frac{K_{zx} c_t + K_s (c_t - a_t)}{b_t c_t \cos \varpi} + \frac{e_t^2 K_t \cos \varpi}{b_t};$$

$$C_{r2} = b_r \cos \varpi.$$

设 F_{v3} 和 F_{v4} 为两侧后悬架变形产生的同时施加于车轮和车身的作用力, 大小为

$$\left\{ \begin{array}{l} F_{v3} = k_h \left[z_{u3} - z_s - (b + c_s) \sin(\theta) - \frac{B_r}{2} \sin(\phi) \right] + \\ \quad \frac{c_r (d_r + 2e_r - 2f_r)}{B_r} \times \\ \quad \left[w_{u3} - w - (b + c_s) q \cos(\theta) - \left(\frac{d_r}{2} + e_r - f_r \right) p \cos(\phi) \right] \\ \\ F_{v4} = k_h \left[z_{u4} - z_s - (b + c_s) \sin(\theta) + \frac{B_r}{2} \sin(\phi) \right] + \\ \quad \frac{c_r (d_r + 2e_r - 2f_r)}{B_r} \times \\ \quad \left[w_{u4} - w - (b + c_s) q \cos(\theta) + \left(\frac{d_r}{2} + e_r - f_r \right) p \cos(\phi) \right] \end{array} \right. \quad (4)$$

式中, w_{u3} 和 w_{u4} 是两个后轮的垂直速度。

1.3 车轮模型

车轮旋转动力学方程为

$$I_{\omega i} \dot{\omega}_i = T_{di} - F_{xi} r_i - F_{zi} f r_i \quad (5)$$

式中, $I_{\omega i}$ 为各车轮的转动惯量; $\dot{\omega}_i$ 为车轮的自转角加速度; r_i 为车轮滚动半径; f 为滚动阻力系数。

根据悬架模型得到的车轮垂向动力学方程为

$$m_{ui} \dot{w}_{ui} = k_{ui} (z_{ri} - z_{ui}) + c_{ui} (w_{ri} - w_{ui}) - F_{vi} \quad (6)$$

式中, w_{ri} 为第 i 个车轮接触路面的不平度变化率。

可知, 稳定行驶工况任意时刻各轮垂直载荷为

$$F_{zi} = F_{zi}' + K_{ui} (z_{ri} - z_{ui}) + C_{ui} (w_{ri} - w_{ui}) \quad (7)$$

式中, F_{zi}' 为各车轮的初始垂直载荷, 其值为

$$\left\{ \begin{array}{l} F_{z1}' = F_{z2}' = \frac{mgb}{2L} \\ F_{z3}' = F_{z4}' = \frac{mga}{2L} \end{array} \right. \quad (8)$$

1.4 轮胎模型

采用 UniTire 模型描述的轮胎力的表达式为^[6]

$$\left\{ \begin{array}{l} \bar{F} = 1 - \exp \left[-\phi - E_1 \phi^2 - \left(\frac{1}{12} + E_1^2 \right) \phi^3 \right] \\ F_x = \frac{\bar{F} \mu_x F_z \lambda \phi_x}{\phi} \\ F_y = \frac{\bar{F} \mu_y F_z \phi_y}{\phi} \\ \varphi_x = \frac{k_x S_x}{\lambda \mu_x F_z} \end{array} \right. \quad (9)$$

$$\varphi_y = \frac{k_y S_y}{\mu_y F_z}$$

$$\phi = \sqrt{(\lambda \phi_x)^2 + \phi_y^2}$$

$$\lambda = 1 + \left(\frac{k_y}{k_x} - 1 \right) \bar{F}$$

$$S_x = \frac{\omega r_r - v_x}{\omega r_r} \quad S_x \in (-\infty, +\infty)$$

$$S_y = \frac{-v_y}{\omega r_r} \quad S_y \in (-\infty, +\infty)$$

式中, ϕ 为相对总量纲一滑移率; ϕ_x 为相对纵向滑移率; ϕ_y 为相对侧向滑移率; E_1 是曲率因子; μ_x 和 μ_y 分别为接触印迹内纵向及侧向的摩擦因数; k_x 和 k_y 分别为轮胎的纵滑刚度和侧偏刚度, 大多数情况下, 纵滑刚度和侧偏刚度不同, 引入修正因子 λ ; S_x 和 S_y 分别为轮胎的纵向和侧向滑移率; v_x 和 v_y 分别为轮胎沿中心平面的纵向和侧向线速度。

1.5 车体模型

底盘纵向、侧向与横摆运动微分方程为

$$\left\{ \begin{array}{l} m(\dot{u} - v\gamma) + m_s(h' \dot{q} + h' p\gamma + w_s q) = F_{x1} \cos \delta_1 + \\ \quad F_{x2} \cos \delta_2 + F_{x3} + F_{x4} - F_{y1} \sin \delta_1 - F_{y2} \sin \delta_2 - \frac{C_d A_f u^2}{21.15} \\ m(\dot{v} + u\gamma) + m_s(-h' \dot{p} + h' q\gamma - w_s p) = F_{y1} \cos \delta_1 + \\ \quad F_{y2} \cos \delta_2 + F_{x1} \sin \delta_1 + F_{x2} \sin \delta_2 + F_{y3} + F_{y4} \\ I_z \dot{\gamma} - I_{zx} (\dot{p} - q\gamma) + (I_{sy} - I_{sx}) pq - m_s a_s w_s p = \\ \quad a(F_{x1} \sin \delta_1 + F_{x2} \sin \delta_2 + F_{y1} \cos \delta_1 + F_{y2} \cos \delta_2) + \\ \quad \frac{B_f}{2} (F_{x2} \cos \delta_2 - F_{x1} \cos \delta_1 + F_{y1} \sin \delta_1 - F_{y2} \sin \delta_2) - \\ \quad b(F_{y3} + F_{y4}) + \frac{B_r}{2} (F_{x4} - F_{x3}) \end{array} \right. \quad (10)$$

车身垂向、侧倾和俯仰运动微分方程为

$$\left\{ \begin{array}{l} m_s(\dot{w}_s + vp - uq) - m_s h' (q^2 + p^2) + m_s a_s (\gamma p - \dot{q}) = \\ \quad F_{v1} + F_{v2} + F_{v3} + F_{v4} \\ (I_{sx} + m_s h'^2) \dot{p} + (I_{sz} - I_{sy}) q\gamma - I_{sxz} (\dot{p} + pq) = \\ \quad \frac{B_f}{2} (F_{v1} - F_{v2}) + \frac{B_r}{2} (F_{v3} - F_{v4}) + m_s g h' \sin \phi + \\ \quad m_s h' (\dot{v} + u\gamma + h' q\gamma + a_s \dot{\gamma} - w_s p) \\ I_{sy} \dot{q} + (I_{sx} - I_{sz}) p\gamma - I_{sxz} (\gamma^2 - p^2) = \\ \quad (b + a_s) (F_{v3} + F_{v4}) - (a - a_s) (F_{v1} + F_{v2}) - \\ \quad (h + h_s) \times (F_{x1} \cos \delta_1 + F_{x2} \cos \delta_2 + F_{x3} + F_{x4} - \\ \quad F_{y1} \sin \delta_1 - F_{y2} \sin \delta_2) - \frac{C_d A_f u^2}{21.15} (h_w - h - h_s) \end{array} \right. \quad (11)$$

$$I_z = I_{sz} + 4I_{uz} + m_s a_s^2 + (m_{u1} + m_{u2}) \left[a^2 + \left(\frac{B_f}{2} \right)^2 \right] + (m_{u3} + m_{u4}) \left[b^2 + \left(\frac{B_r}{2} \right)^2 \right]$$

$$I_{zx} = I_{srx} + m_s a_s h_s$$

式中, m 为整车质量; m_s 为车身质量; g 为重力加速度; h_s 为风压中心高度; C_D 为空气阻力系数; A_f 为迎风面积; I_z 为整车质量绕 z 轴的转动惯量; I_{uz} 为单个车轮绕其 z 轴的转动惯量; I_{zx} 为整车质量绕 x 、 z 轴的转动惯量; I_{sx} 、 I_{sy} 、 I_{sz} 分别为车身质量绕 x_s 、 y_s 和 z_s 轴的转动惯量; I_{srx} 为车身质量对 x_s 和 z_s 轴的惯量积。

1.6 驾驶员模型

1.6.1 加速踏板控制模型

为了使车辆能够按照预定车速行驶, 建立了一个基于目标车速跟踪的 PI 控制器模型^[7], 如图 6 所示。其输入变量为目标车速 v_{vT} 与实际车速 v_{vR} 的偏差 e , PI 控制器的输出为加速踏板角位置 θ_A , 为了防止其过大做了饱和约束。角位置 θ_A 通过电机模型转换为电机输出转矩 T_{mi} 并加载到车辆动力学模型中, 从而得到车速并进行循环比较。

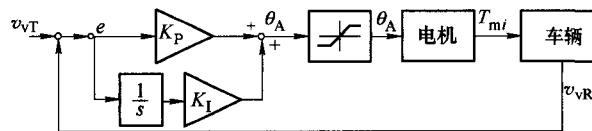


图 6 基于目标车速跟踪的 PI 控制器模型

1.6.2 任意道路跟踪模型

道路跟踪方法的坐标定义和寻点算法示意如图 7 所示^[8], 其包含了大地坐标系 OXY 和相对坐标系 Oxy , t_p 是车辆到达预瞄点的时间, ψ 为汽车运动方位角, β 为质心侧偏角, Δf_p 是预瞄点处汽车纵向运动方向与目标轨迹偏差。

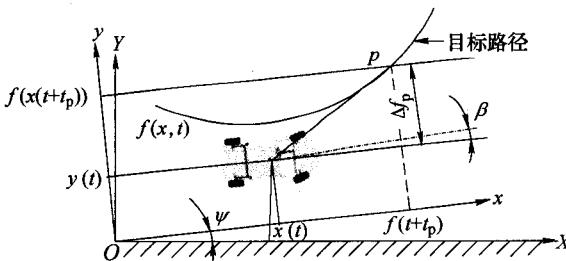


图 7 坐标系定义和任意道路跟踪寻点算法

从而求得汽车所需要的侧向加速度为

$$\ddot{y}(t)^* = \frac{2}{t_p^2} \left(f(x(t + t_p)) - y(t) - t_p \dot{y}(t) \right) \quad (12)$$

转向盘转角求解采用单点预瞄模型^[9-10], 如图 8 所示。其中, (X_0, Y_0) 是大地坐标系下车辆的初始坐标, $c(s)$ 是驾驶员串联微分校正环节, δ_s^* 是理想的转向盘转角, $\exp(-t_d s)/(1 + t_h s)$ 是驾驶员的滞后环节, δ_s 是转向盘的实际转角。

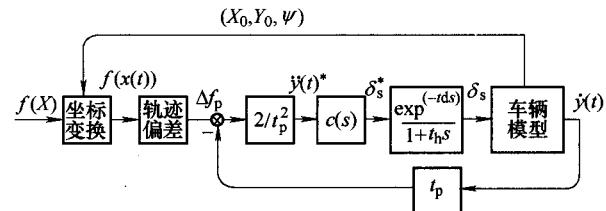
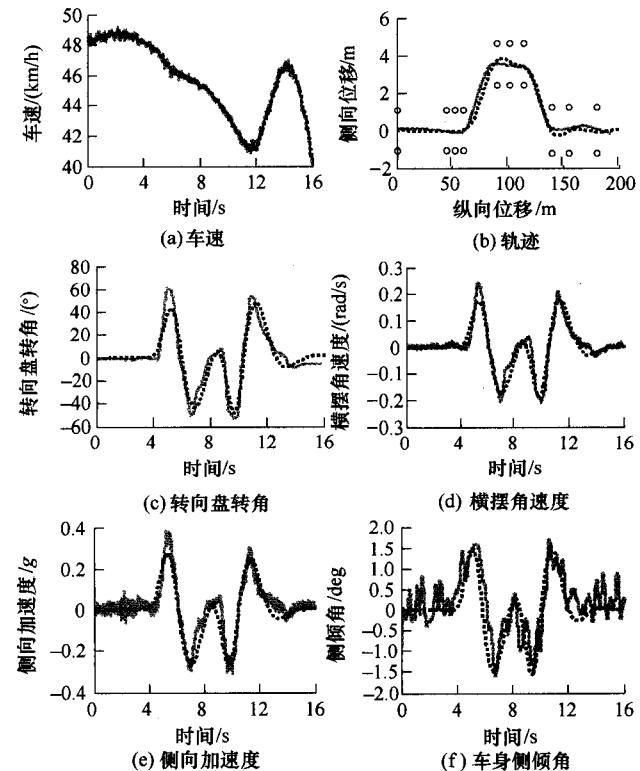
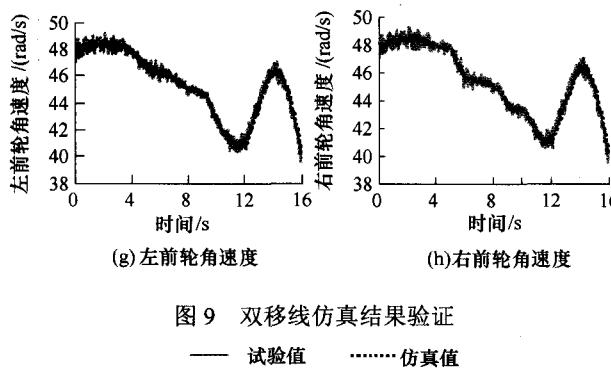


图 8 大曲率路径下的单点预瞄驾驶员模型

2 模型验证

由于所建电机模型是通过试验拟合得到的, 而黏性联轴器模型也已在文献[11]中得到验证, 故驱动系统模型不必再重复校验。按照文献[12-13]给出的试验样车差速器转矩输出特性及整车参数模拟驱动轮上施加的驱动力矩和整车动力学特性, 根据国际标准 ISO3888-1:1999 中规定的方法在干沥青路面上进行双移线仿真。将仿真结果与实车试验相比较, 来验证所建人-车系统模型的准确性, 如图 9 所示, 其中, 图 9b 中的圆圈为所布置的场地界桩(下同)。





仿真结果和试验存在较好的同步性, 总体效果是一致的, 在拐点和峰值上虽存在差异, 但也在允许范围内。误差主要成因一是根据轮胎模型所求出的地面附着力与实际情况存在着一定的偏差; 二是整车建模过程中忽略了橡胶元件和一些部件的转动惯量; 另外, 所建驾驶员模型与实际情况也有些区别。总之, 所建模型足以满足整车仿真需求。

3 控制器设计

3.1 控制器系统结构设计

横摆角速度 γ 和质心侧偏角 β 是描述汽车底盘运动稳定性的最佳状态变量^[14]。通过比较二者实际值与用线性 2 自由度车辆模型计算的期望值之间的差值, 可以确定车辆行驶状态的稳定程度^[15]。当该差值较小时, 认为车辆稳定行驶, 不施加外界控制; 当该差值超出某一预定范围时, 认为车辆进入准稳定状态, 需要施加直接横摆力矩控制。

所设计的稳定性控制器系统结构如图 10 所示。首先, 根据传感器和状态观测器信号进行驾驶意图识别, 确定期望的横摆角速度 γ^* 和质心侧偏角 β^* , 同时, 状态观测器根据传感器信号实时辨别出车辆的实际运行状态, 确定实际的车辆横摆角速度 γ 和

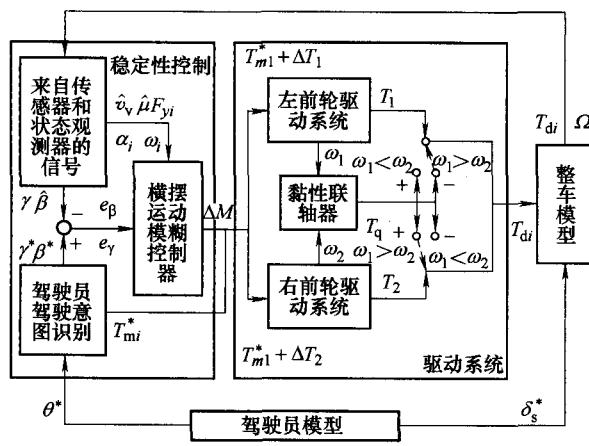


图 10 稳定性控制系统结构

质心侧偏角 β ; 然后, 比较二者实际值和期望值的差值 e_γ 和 e_β , 确定车辆是否按照驾驶员意图行驶。如果获得的差值超过一定范围, 根据模糊控制理论设计的横摆运动控制器将实时地计算出一个期望的附加横摆力矩 ΔM , 并利用该力矩主动干预车辆的运行状态, 使其按照驾驶员意图行驶。为了保证车辆按车速不变, 该力矩被平均分配给左右驱动轮, 转变为电机驱动转矩的调节量 ΔT_1 和 ΔT_2 , 使电机所输出转矩在其能力范围内自动调整。

虽然驱动系统最终转矩输出会受到黏性联轴器传递转矩 T_q 的影响, 但基于模糊控制规则的横摆运动控制器不依赖于特定的函数关系方程, 其会根据受控车辆的运动状态再重新调整电机转矩分配, 使施加的附加横摆力矩仍为目标值, 从而实现了闭环控制, 仍能够实时地修正车辆的运行状态。

3.2 控制变量期望值的确定

车辆转弯行驶时简化得到的 2 自由度运动模型如图 11 所示。图中, α_f 为前轮侧偏角, α_r 为后轮侧偏角, F_{fy} 为前轮侧向力, F_{ry} 为后轮侧向力。

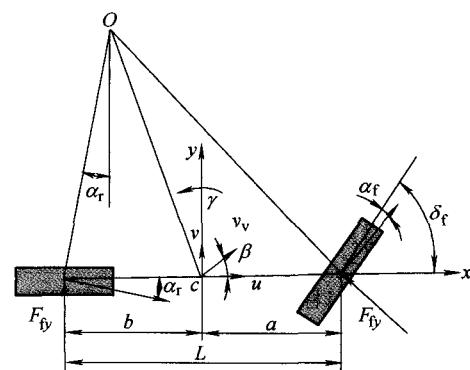


图 11 2 自由度车辆模型

系统的状态方程为

$$\dot{\mathbf{X}} = \mathbf{AX} + \mathbf{BU} \quad (13)$$

$$\begin{aligned} \dot{\mathbf{X}} &= \begin{pmatrix} \dot{\beta} \\ \dot{\gamma} \end{pmatrix} \\ \mathbf{A} &= \begin{pmatrix} a_{11} & a_{12} \\ a_{21} & a_{22} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \frac{k_f + k_r}{mu} & \frac{ak_f - bk_r}{mu^2} - 1 \\ \frac{ak_f - bk_r}{I_z} & \frac{a^2 k_f + b^2 k_r}{I_z u} \end{pmatrix} \\ \mathbf{B} &= \begin{pmatrix} b_{11} & b_{12} \\ b_{21} & b_{22} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} -\frac{k_f}{mu} & 0 \\ -\frac{ak_f}{I_z} & \frac{1}{I_z} \end{pmatrix} \\ \mathbf{X} &= \begin{pmatrix} \beta \\ \gamma \end{pmatrix} \end{aligned}$$

$$U = \begin{pmatrix} \delta_f \\ M \end{pmatrix}$$

式中, k_f 和 k_r 为前后轴的侧偏刚度, $k_f = k_1 + k_2$, $k_r = k_3 + k_4$, $k_1 \sim k_4$ 分别是各轮的侧偏刚度; M 是由各轮驱动力分配所产生的附加横摆力矩, 其值为

$$M = \frac{B_f}{2}(-F_{x1} + F_{x2}) \quad (14)$$

式中, F_{x1} 和 F_{x2} 分别为左、右前轮的纵向驱动力, 二者可以由驱动系统输出的转矩和转速进行近似辨识, 为

$$\begin{cases} \hat{F}_{x1} = \frac{T_{d1} - I_{\omega_1} \dot{\omega}_1}{r_r} \\ \hat{F}_{x2} = \frac{T_{d2} - I_{\omega_2} \dot{\omega}_2}{r_r} \end{cases} \quad (15)$$

利用理想 2 自由度车辆模型进行计算, 考虑路面附着系数 μ 限制后得到的横摆角速度期望值为

$$\gamma^* = \min \left\{ \left| \frac{u \delta_f}{L(1+Ku^2)} \right|, \left| \frac{\mu g}{u} \right| \right\} \times \text{sgn}(\delta_f) \quad (16)$$

式中, K 为稳定性因数, $K = \frac{m}{L^2} \left(\frac{a}{k_r} - \frac{b}{k_f} \right)$ 。

质心侧偏角限值为 $\pm 10^\circ$, 其期望值应为

$$\beta^* = \min \left\{ \left| \frac{b + \frac{mau^2}{k_r L}}{L(1+Ku^2)} \delta_f \right|, \left| \mu g \left(\frac{b}{u^2} + \frac{ma}{k_r L} \right) \right|, \frac{pi}{18} \right\} \times \text{sgn} \left(\frac{b + \frac{mau^2}{k_r L}}{L(1+Ku^2)} \delta_f \right) \quad (17)$$

3.3 汽车运行状态的辨识

3.3.1 车速辨识

利用后轮转速传感器得到后轮的平均线速度, 以此作为车速辨识值, 即

$$\hat{v}_v = (\omega_3 + \omega_4) r_r / 2 \quad (18)$$

3.3.2 路面附着系数辨识

路面附着系数采用侧向加速度进行估算^[16], 即

$$\hat{\mu} = \frac{K_\mu |a_y|}{a_{ym}} \quad (19)$$

式中, K_μ 为估算常数; $a_y = \dot{v} + u\gamma$; a_{ym} 为高附着系数路面出现的 a_y 的最大值。

3.3.3 质心侧偏角的辨识

用状态观测器估算法进行质心侧偏角辨识^[17]。

汽车的侧向加速度可以表示为

$$a_y = u(\dot{\beta} + \gamma) \quad (20)$$

在观测器设计中, 首先按式(13)及式(20)重新构造 a_y 为

$$a_y = u(a_{11}\beta + a_{12}\gamma + b_{11}\delta_f + \gamma) \quad (21)$$

该观测器的状态方程及输出方程为

$$\begin{cases} \dot{\hat{X}} = A\hat{X} + BU - K_\beta (\hat{Y} - Y) \\ \hat{Y} = C\hat{X} + DU \\ K_\beta = \begin{pmatrix} k_{11} & k_{12} \\ k_{21} & k_{22} \end{pmatrix} \\ C = \begin{pmatrix} c_{11} & c_{12} \\ c_{21} & c_{22} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 & 1 \\ ua_{11} & u(a_{12} + 1) \end{pmatrix} \\ D = \begin{pmatrix} d_{11} & d_{12} \\ d_{21} & d_{22} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 & 0 \\ ub_{11} & 0 \end{pmatrix} \\ Y = \begin{pmatrix} \gamma \\ a_y \end{pmatrix} \end{cases} \quad (22)$$

式中, \hat{X} 和 \hat{Y} 分别是 X 和 Y 的估计值, K_β 是观测器的反馈增益矩阵。

设 β 的观测误差值为 $e = \hat{\beta} - \beta$, 其误差方程为

$$\dot{e} = (A - K_\beta C)e \quad (23)$$

由式(20)和式(21)可知, β 的估计值应满足

$$\dot{\hat{\beta}} = a_{11}\hat{\beta} + a_{12}\hat{\gamma} + b_{11}\delta_f - k_{11}(\hat{\gamma} - \gamma) - k_{12}(\hat{a}_y - a_y) \quad (24)$$

β 的真实值可表示为

$$\dot{\beta} = a'_{11}\beta + a'_{12}\gamma + b'_{11}\delta_f \quad (25)$$

式中, a'_{11} , a'_{12} , b'_{11} 表示模型参数的真实值。

比较式(24)和式(25), 得到观测误差 $e = \hat{\beta} - \beta$ 的状态方程为

$$\begin{aligned} \dot{e} &= \dot{\hat{\beta}} - \dot{\beta} = \\ &= a_{11}(1 - k_{12}u)(\hat{\beta} - \beta) - (1 - k_{12}u)(b'_{11} - b_{11})\delta_f - \\ &\quad (1 - k_{12}u)(a'_{11} - a_{11})\beta - (1 - k_{12}u)(a'_{12} - a_{12})\gamma + \\ &\quad [a_{12} - k_{12}u(a_{12} + 1) - k_{11}](\hat{\gamma} - \gamma) \end{aligned} \quad (26)$$

对于式(26), 最大限度地消除模型参数误差的影响, 提高观测器鲁棒性的最佳条件为

$$1 - k_{12}u = 0 \Leftrightarrow k_{12} = 1/u$$

因此, 基于极点配置以及上述鲁棒性的考虑, 增益矩阵 K_β 可按式(27)取值

$$K_p = \begin{pmatrix} \frac{\lambda_1 \lambda_2 I_z (a k_f - b k_r)}{k_f k_r (a-b)^2} - 1 & \frac{1}{u} \\ -\lambda_1 - \lambda_2 & \frac{m(k_f a^2 + k_r b^2)}{I_z (k_f a - k_r b)} \end{pmatrix} \quad (27)$$

式中, λ_1 和 λ_2 为观测器设定的极点。利用此反馈增益矩阵计算 β 观测值的误差值并对 β 的观测值进行实时修正, 即可得到比较准确的估算值。

3.3.4 轮胎侧偏刚度辨识

按照轮胎侧偏刚度定义求得轮胎侧偏刚度

$$F_{yi} = k_i \alpha_i \quad (28)$$

因此, 为辨识侧偏刚度 k_i , 需要辨识轮胎侧偏力 F_{yi} 及侧偏角 α_i 。

考虑到车辆加减速以及转向情况下的载荷转移, 各轮轮胎侧向力和侧偏角的估算值为

$$\hat{F}_{y1} = \frac{\hat{F}_{ly}}{2} \left\{ 1 - \frac{2Lha_y}{B_f [bg - h(\dot{u} - v\gamma)]} \right\} \quad (29)$$

$$\hat{F}_{y2} = \frac{\hat{F}_{ly}}{2} \left\{ 1 + \frac{2Lha_y}{B_f [bg - h(\dot{u} - v\gamma)]} \right\} \quad (30)$$

$$\hat{F}_{y3} = \frac{\hat{F}_{ry}}{2} \left\{ 1 - \frac{2Lha_y}{B_r [ag + h(\dot{u} - v\gamma)]} \right\} \quad (31)$$

$$\hat{F}_{y4} = \frac{\hat{F}_{ry}}{2} \left\{ 1 + \frac{2Lha_y}{B_r [ag + h(\dot{u} - v\gamma)]} \right\} \quad (32)$$

$$\hat{\alpha}_1 = \arctan \frac{v_v \sin \beta + a\gamma}{v_v \cos \beta - \frac{B_f \gamma}{2}} - \delta_f \quad (33)$$

$$\hat{\alpha}_2 = \arctan \frac{v_v \sin \beta + a\gamma}{v_v \cos \beta + \frac{B_f \gamma}{2}} - \delta_f \quad (34)$$

$$\hat{\alpha}_3 = \arctan \frac{v_v \sin \beta - b\gamma}{v_v \cos \beta - \frac{B_r \gamma}{2}} \quad (35)$$

$$\hat{\alpha}_4 = \arctan \frac{v_v \sin \beta - b\gamma}{v_v \cos \beta + \frac{B_r \gamma}{2}} \quad (36)$$

将推测的各轮胎侧偏力与侧偏角值代入式(28)即可在线计算轮胎的侧偏刚度。

3.4 控制变量偏差带的确定

车辆的运行状态通常可以分为稳定状态、临界状态和失稳状态三种, 其具体表现如图 12 所示。在稳定状态时, 车辆能够准确按照驾驶员的驾驶意图行驶, 运行轨迹完全在设定边界范围内, 故不需要外界控制; 临界状态时, 车辆运动状态与驾驶意图

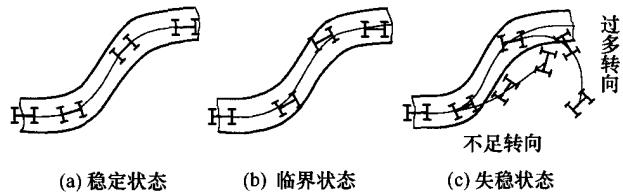


图 12 车辆的运行情况

之间出现了较大偏差, 可能驶出所设定轨迹边界, 有必要进行适当外界修正从而避免失稳; 失稳状态时, 车辆出现剧烈的不足或过多转向, 完全驶出设定轨迹范围, 即使施加动力学稳定性控制, 也未必能使其恢复稳定行驶。

施加稳定性控制的前提是辨别出汽车处于稳定区、临界区还是失稳区, 因此, 需要分析汽车运动状况, 对控制变量偏差在各种运行状态区间的临界值进行确定。由于单移线运动反映了车辆在紧急避撞过程中的稳定性程度, 因此, 根据车辆的单移线运行状况进行稳定区域划分。单移线轨迹选取 ISO 3888-1:1999 规定的双移线轨迹的前半部分, 换道后车辆尽量维持直线行驶。进行区域划分时认为: 车辆完全按照预定轨迹行驶时处于稳定区; 能够完成换道且换道后在规定的道路宽度内行驶时处于临界区; 不能完成换道或在换道后驶出规定的道路宽度时处于失稳区。

双电机等转矩驱动是最简单可行的分布式驱动控制策略, 按照该策略驱动车辆在附着系数为 0.8 的路面进行不同车速时的单移线仿真, 得到的运行轨迹、横摆角速度偏差和质心侧偏角偏差如图 13 所示。可见, 车速在 60 km/h 时可以稳定行驶, 80 km/h 时能够在预定车道内行驶, 100 km/h 时则因在换道后发生了严重的过度转向而失稳。

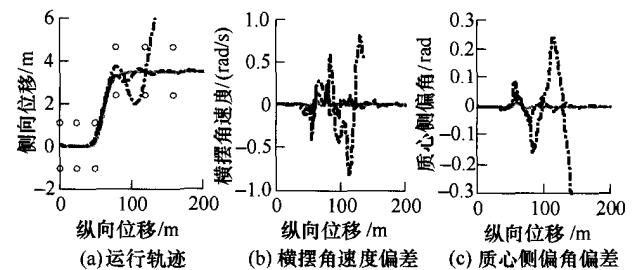


图 13 单移线仿真结果

根据仿真结果可以确定车辆在高附着系数路面上的偏差临界值, 认为: 当 $e_\gamma < 0.1$ 和 $e_\beta < 0.02$ 时, 汽车处于稳定区域, 不控制; 当 $e_\gamma = 0.1$ 和 $e_\beta = 0.02$ 时, 汽车将进入临界区域, 进行适当控制, 即施加一个较弱的附加横摆力矩使其回到稳定区域; 当 $0.1 < e_\gamma < 0.15$ 和 $0.02 < e_\beta < 0.08$ 时, 汽车处于临界区域, 需要根据偏差大小调整附加横摆力矩强度,

以便使车辆恢复稳定行驶; 当 $e_\gamma = 0.15$ 和 $e_\beta = 0.08$ 时, 控制器必须尽最大能力进行回稳干预, 这样方可使车辆不至于出现失稳现象。

3.5 横摆运动模糊控制器的设计

3.5.1 模糊控制系统的结构

模糊控制系统由模糊化接口、知识库、推理机和模糊判决接口四个单元组成, 如图 14 所示^[18]。

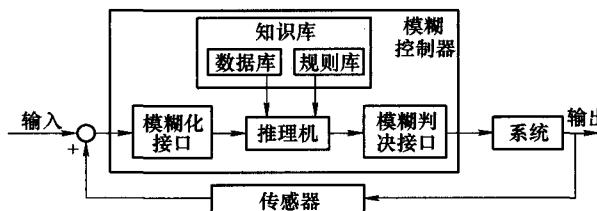


图 14 模糊控制系统的基本结构

3.5.2 模糊控制器设计

采用 Mamdani 模糊控制系统进行控制器开发, 其输入量是 e_γ 和 e_β , 输出量是 ΔM 。

(1) 输入量、输出量的量化。为了避免车辆失稳, e_γ 的论域取为 $[-0.15, 0.15]$, e_β 的论域取为 $[-0.08, 0.08]$ 。确定的 ΔM 的论域为 $[-T_{im}B_f/r_r, T_{im}B_f/r_r]$, 其中 T_{im} 为单侧驱动系统可输出的最大驱动力矩。设控制器输入、输出量的语言变量论域均取 $[-6, 6]$, 因此, 得到的量化因子为 $K_{e_\gamma} = 40$, $K_{e_\beta} = 75$, $K_{\Delta M} = T_{im}B_f/(6r_r)$ 。

(2) 定义模糊子集和隶属函数。将输入变量和输出变量进行模糊化, 设各变量的语言值均为 {负大、负中、负小、零、正小、正中、正大}, 对应的模糊子集为 {NB, NM, NS, ZO, PS, PM, PB}。各模糊子集的隶属函数均采用左右对称结构的三角函数, 如图 15 所示。

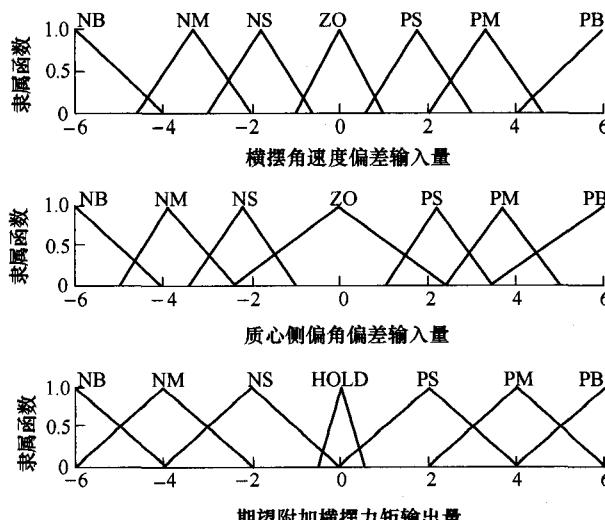


图 15 模糊子集隶属函数

(3) 建立模糊规则。当控制变量的偏差都为正大或负大时, 控制量 ΔM 也取相同的正大或负大;

当控制变量一个为正大、另一个为负大时, 为了防止系统超调, ΔM 应保持不变; 当控制变量偏差都较小时, 安全性问题已经转化为稳定性和操纵性问题, 为了防止超调并使系统尽快稳定, 这时主要根据横摆角速度的变化来安排控制量的变化; 其他条件下 ΔM 应择中选取。

模糊控制系统中所使用的模糊规则为

If (e_γ is $E_{\gamma i}$) and (e_β is $E_{\beta j}$) then (ΔM is ΔM_{ij})

最终制定的模糊规则如表 1 所示。

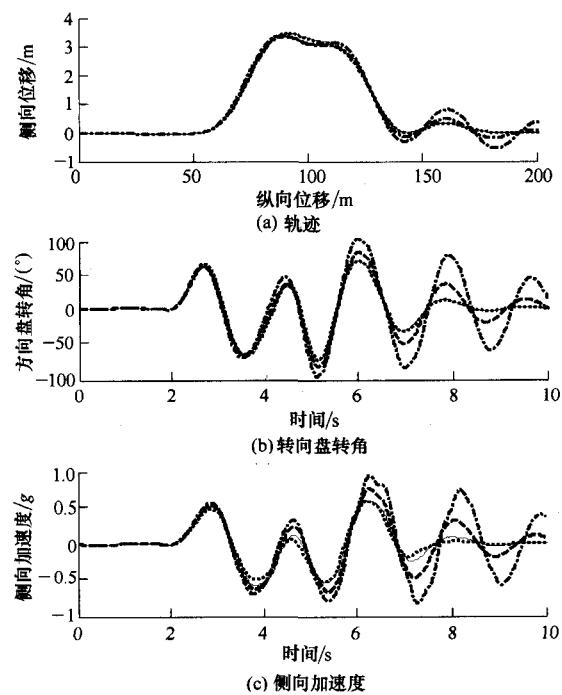
表 1 模糊控制规则表

附加横摆 力矩 ΔM	横摆角速度偏差 e_γ							
	NB	NM	NS	ZO	PS	PM	PB	
质心 偏角 偏 角 偏 差 e_β	NB	NM	NS	ZO	PS	PM	PB	
NM	NB	NM	NS	NS	HOLD	HOLD	HOLD	
侧偏 角 偏 角 偏 差	NS	NM	NM	NS	HOLD	HOLD	HOLD	
ZO	NM	NS	NS	HOLD	PS	PS	PM	
PS	NS	HOLD	NS	HOLD	PS	PM	PM	
PM	HOLD	HOLD	HOLD	PS	PM	PM	PB	
PB	HOLD	HOLD	HOLD	PM	PM	PB	PB	

(4) 控制算法和反模糊化。进行模糊计算时, 认为各规则的权重相等, 不考虑蕴含算法, 其他操作采用的算法为: And 计算采用最小法; Or 计算采用最大法; 合成算法选择概率法; 反模糊化选用重心法。

4 控制效果仿真分析

以 80 km/h 的稳定车速进行双移线运动仿真, 比较等转矩驱动、等转矩+DYC 驱动、同轴耦合驱动以及同轴耦合+DYC 的机电耦合驱动的驱动效果, 得到的对比结果如图 16 所示。



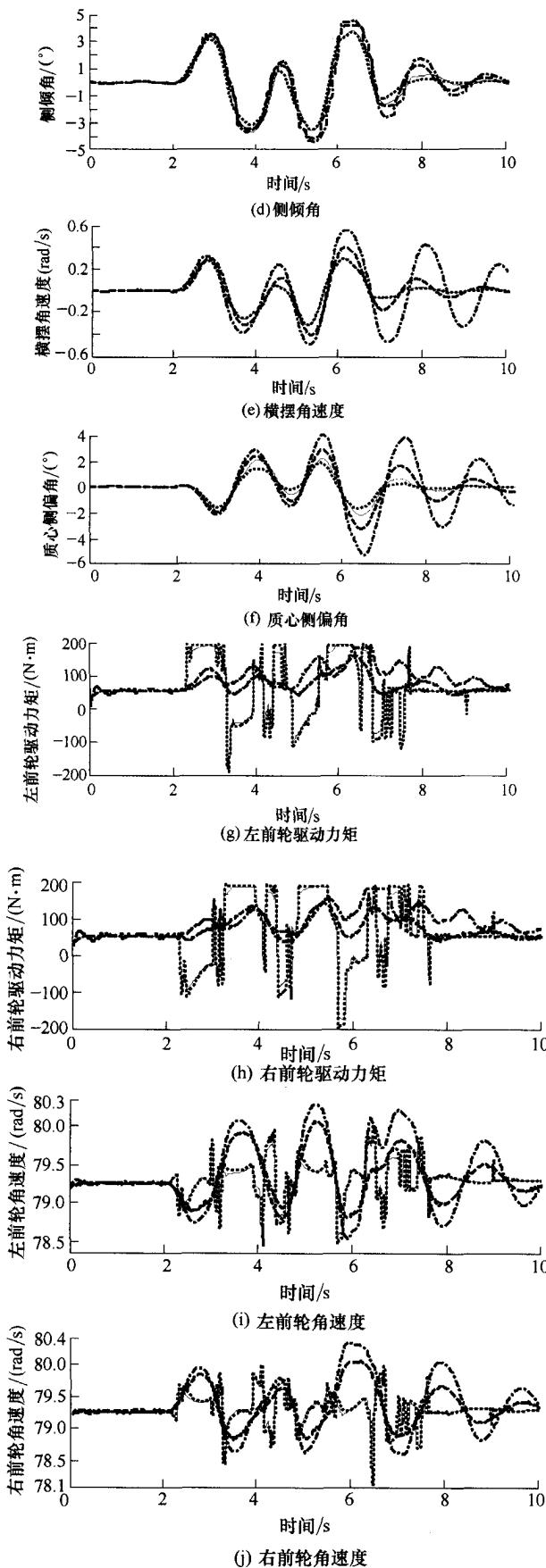


图 16 双移线仿真对比

— 等转矩 ····· 等转矩+DYC
 - - - 同轴耦合 — 同轴耦合+DYC

采用等转矩驱动, 车辆的高速稳定性很差, 回归原车道时很难在规定的道路宽度内行驶, 驾驶员需要不断修正车辆行驶方向, 操纵强度很大; 施加 DYC 控制后, 车辆的稳定性明显改善, 横摆角速度和质心侧偏角接近理想值, 车身侧倾也被有效抑制, 驾驶员可以轻松地操纵车辆完成变道, 但各轮驱动力矩和转速将剧烈变化, 会对驱动系统造成冲击。

在高速变道过程中, 黏性联轴器的转矩传递作用虽然会造成两侧驱动轮驱动力矩的较大差异, 但由于驱动系统本身输出的力矩不大, 变道前期所产生的附加横摆力矩并未对驾驶员的操纵产生明显影响, 所担心的因驾驶员误操作而失稳的现象并未发生。与其相反, 所形成的附加横摆力矩反而可以有效抑制车辆的过度横摆运动, 从而减小横摆角速度和质心侧偏角的变化幅度, 二者虽然仍大于施加 DYC 的情况, 但明显小于等转矩驱动; 另外, 在回归原车道过程中驾驶员的操纵强度也明显减轻。可见, 与施加 DYC 类似, 采用同轴耦合驱动也可以增强车辆稳定性, 降低驾驶员操纵强度。

当采用同轴耦合+DYC 驱动后, 由于整车稳定性控制的目标没有发生变化, DYC 的控制效果依然显著, 车辆稳定性相比同轴耦合驱动明显提高。由于两侧驱动轮的转速差有所减小, 黏性联轴器的转矩传递作用不大, 但还是会对整车运动造成轻微影响, 使侧向加速度和质心侧偏角的最大值稍有增加, 但整车的运动状态以及驾驶员的操纵行为与仅施加 DYC 相比仍非常接近。由于黏性联轴器对两侧驱动轮的力矩和转速变化起到了调节作用, 从而减轻了对驱动系统造成的冲击; 同时, 也能够在一定程度上降低电机转矩输出的变化频率和幅度, 从而有效减轻控制器和电机的工作强度, 黏性联轴器对电机的协调控制也起到了一定的辅助作用。

5 结论

(1) 针对采用双电机防滑差速驱动系统的前轮分布式驱动电动汽车, 建立了其人-车系统 14 自由度空间动力学模型, 并与实车双移线行驶试验结果进行了对比, 证明了该模型仿真精度足以满足该类工况的控制策略验证要求。

(2) 在完成车辆运动状态参数辨识和失稳条件判定的基础之上, 确定了控制变量的偏差带, 并基于模糊控制理论开发了整车横摆稳定性控制器, 通

过施加直接横摆力矩控制, 大幅提高了前轮分布式驱动电动汽车的高速稳定性。

(3) 采用双电机同轴耦合驱动, 在不施加横摆力矩控制时就可以主动调整输出到两侧驱动轮的驱动力矩, 明显改善车辆的操纵稳定性, 增强行车安全; 与稳定性控制系统结合进行机电耦合驱动后, 在保证车辆预期操纵稳定性的基础上, 可以通过耦合装置减小驱动力矩的变化幅度和频率, 降低电机和控制器的工作强度, 优于单纯的电子控制。

参 考 文 献

- [1] MURATA S. Innovation by in-wheel-motor drive unit[J]. *Vehicle System Dynamics*, 2012, 50 (6): 807-830.
- [2] DADASHNIALEHI A, BAB-HADIASHAR A, CAO Z W, et al. Intelligent sensorless ABS for in-wheel electric vehicles[J]. *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, 2014, 61(4): 1957-1969.
- [3] 张利鹏, 李亮, 祁炳楠, 等. 分布式驱动电动汽车转矩自适应驱动防滑控制[J]. 机械工程学报, 2013, 49(14): 106-113.
ZHANG Lipeng, LI Liang, QI Bingnan, et al. Torque adaptive traction control for distributed drive electric vehicle[J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2013, 49(14): 106-113.
- [4] ZHANG L P, LI L, LIN C, et al. Coaxial coupling traction control for a four-wheel-independent-drive electric vehicle (FWID EV) on a complex road[J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, 2014, 228(12): 1398-1414.
- [5] 廖芳, 王承. 横向稳定杆建模方法研究[J]. 汽车技术, 2006(7): 5-8.
LIAO Fang, WANG Cheng. Study on modeling method of anti-roll bar[J]. *Automobile Technology*, 2006(7): 5-8.
- [6] GUO K H, LU D. UniTire: Unified tire model for vehicle dynamic simulation[J]. *Vehicle System Dynamics*, 2007, 45(Suppl.): 79-99.
- [7] YAMAKAWA J, KOJIMA A, WATANABE K. A method of torque control for independent wheel drive vehicles on rough terrain[J]. *Journal of Terramechanics*, 2007, 44: 371-381.
- [8] DING H T, GUO K H, WAN F, et al. An analytical driver model for arbitrary path following at varying vehicle speed[J]. *International Journal of Vehicle Autonomous Systems*, 2007, 5(3-): 204-218.
- [9] GUO K H, GUAN H. Modelling of driver/vehicle directional control system[J]. *Vehicle System Dynamics*, 1993, 22: 141-184.
- [10] 高振海. 汽车方向预瞄式自适应PD控制算法[J]. 机械工程学报, 2004, 40(5): 101-105.
GAO Zhenhai. Vehicle direction preview adaptive PD control algorithm[J]. *Chinese Journal of Mechanical Engineering*, 2004, 40(5): 101-105.
- [11] 刘亮, 夏国栋, 陈雪梅, 等. 液体粘性联轴器剪切转矩计算方法[J]. 汽车工程, 2003, 25(1): 30-33, 45.
LIU Liang, XIA Guodong, CHEN Xuemei, et al. The calculation method for shear torque of liquid viscous coupling[J]. *Automotive Engineering*, 2003, 25(1): 30-33, 45.
- [12] 张利鹏, 祁炳楠. 差速器在可变模式驱动系统中应用的可行性研究[J]. 机械传动, 2012, 3(7): 102-106.
ZHANG Lipeng, QI Bingnan. Study on the feasibility of differential application in variable mode drive system[J]. *Journal of Mechanical Transmission*, 2012, 3(7): 102-106.
- [13] 张利鹏. 双电机独立驱动汽车动力学仿真与控制[D]. 北京: 北京理工大学, 2011.
ZHANG Lipeng. Dynamics simulation and control for dual-motor independent drive vehicle[D]. Beijing: Beijing Institute of Technology, 2011.
- [14] 李亮, 贾钢, 宋健, 等. 汽车动力学稳定性控制研究进展[J]. 机械工程学报, 2013, 49(24): 95-107.
LI Liang, JIA Gang, SONG Jian, et al. Progress on vehicle dynamics stability control system[J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2013, 49(24): 95-107.
- [15] 高振海, 王俊, 郭健. 汽车稳定性多控制工况设计及其切换机制研究[J]. 机械工程学报, 2014, 50(4): 107-112.
GAO Zhenhai, WANG Jun, GUO Jian. Multi-control states and switch conditions design for vehicle electronic stability program[J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2014, 50(4): 107-112.
- [16] 刘巍. 轻型汽车转向稳定性控制算法及硬件在环试验台研究[D]. 长春: 吉林大学, 2007.
LIU Wei. Research on steering stability control algorithm for light vehicle and hardware in-the-loop test platform[D]. Changchun: Jilin University, 2007.
- [17] 耿聪, 堀洋一, 青木良文. 电动汽车稳定性控制中的车体侧偏角观测器研究[J]. 河北工业大学学报, 2007, 36(1): 13-18.

GENG Cong, HORI Y, YOSHIFUMI A. Design of body slip angle observer for electric vehicle stabilization control with driven-motor-in-wheels[J]. Journal of Hebei University of Technology, 2007, 36(1): 13-18.

[18] 蔡自兴. 智能控制[M]. 北京: 电子工业出版社, 2004.

CAI Zixing. Intelligent control[M]. Beijing: Publishing House of Electronics Industry, 2004.

作者简介: 张利鹏, 男, 1979 年出生, 博士后, 副教授。主要研究方向为车辆动力学与控制。

E-mail: evzlp@163.com

李亮(通信作者), 男, 1976 年出生, 博士, 副教授。主要研究方向为车辆动力学与控制。

E-mail: liangl@tsinghua.edu.cn