

## 智能汽车轨迹跟踪与横摆稳定性协同控制

刘红铄<sup>1</sup>, 陶刚<sup>1</sup>, 李德润<sup>1</sup>, 张曦<sup>2</sup>, 龚建伟<sup>1,2</sup>

(1. 北京理工大学机械与车辆学院, 北京 100081; 2. 北京理工大学重庆创新中心, 重庆 401120)

**摘要:** 为了提高四轮独立驱动智能电动汽车在变曲率弯道下的轨迹跟踪精度和横摆稳定性, 提出了一种模型预测控制与直接横摆力矩控制协同的综合控制方法。建立了横纵向耦合的车辆动力学模型, 采用2阶龙格库塔离散法保证了离散模型的精度, 并基于简化的2自由度动力学模型推导了车辆横摆稳定性约束, 设计了非线性模型预测控制器; 利用直接横摆力矩控制能够改变车辆横摆角速度和航向角的特点, 考虑模型预测控制器的预测状态、控制量以及跟踪误差, 设计了协同控制规则。仿真结果表明, 协同控制方法解决了考虑横摆稳定性约束的模型预测控制器中存在的稳定性约束与控制精度相矛盾的问题, 并补偿了模型预测控制器没有可行解时对横摆稳定性的约束, 同时提高了智能汽车的轨迹跟踪精度和横摆稳定性。

**关键词:** 智能汽车; 轨迹跟踪; 横摆稳定性; 模型预测控制; 直接横摆力矩控制

中图分类号: U471.15 文献标志码: A DOI: 10.3969/j.issn.2095-1469.2022.06.07

## Collaborative Control over Trajectory Tracking and Yaw Stability for Intelligent Vehicles

LIU Hongshuo<sup>1</sup>, TAO Gang<sup>1</sup>, LI Derun<sup>1</sup>, ZHANG Xi<sup>2</sup>, GONG Jianwei<sup>1, 2</sup>

(1. School of Mechanical Engineering, Beijing Institute of Technology, Beijing 100081, China;

2. Beijing Institute of Technology Chongqing Innovation Center, Chongqing 401120, China)

**Abstract:** In order to improve the trajectory tracking accuracy and yaw stability of intelligent four-wheel independent drive electric vehicles subject to varied road curvature, a comprehensive control method combining model predictive control with direct yaw moment control is proposed. Firstly the vehicle dynamics model considering lateral and longitudinal coupling is established, and the second-order Runge Kutta discrete method is applied to enhance the accuracy of the discrete model. Based on the simplified two-degree-of-freedom dynamics model, the vehicle yaw stability constraints are derived and the nonlinear model predictive controller is designed. Then, due to the fact that the direct yaw moment control can change the vehicle yaw rate and the heading angle, the collaborative control rules are designed, taking into account the prediction state, control command and tracking error of the controller. The simulation results show that the proposed collaborative control solves the contradiction between the stability constraint and control accuracy,

收稿日期: 2021-11-01 改稿日期: 2021-12-05

基金项目: 国家自然科学基金(U19A2083)

参考文献引用格式:

刘红铄, 陶刚, 李德润, 等. 智能汽车轨迹跟踪与横摆稳定性协同控制[J]. 汽车工程学报, 2022, 12(6): 773-781.

LIU Hongshuo, TAO Gang, LI Derun, et al. Collaborative Control over Trajectory Tracking and Yaw Stability for Intelligent Vehicles[J]. Chinese Journal of Automotive Engineering, 2022, 12(6): 773-781. (in Chinese)



compensates the yaw stability constraint if no feasible solution is found, and improves the trajectory tracking accuracy and yaw stability of intelligent vehicles.

**Keywords:** intelligent vehicle; trajectory tracking; yaw stability; model predictive control; direct yaw moment control

现有的智能汽车驾驶系统包括环境感知和定位、决策规划以及车辆控制<sup>[1]</sup>。智能汽车驾驶系统的目的是使车辆能够安全稳定地行驶。车辆行驶道路可以分为直线道路和曲线道路,当车辆在曲线道路下行驶时车轮会承受更复杂的横纵向耦合作用力,李炜等<sup>[2]</sup>研究发现,智能汽车在曲线道路下难以在保证稳定性的同时进行高精度的运动控制。当前对于智能汽车控制的研究主要分为路径跟踪和轨迹跟踪两个方面。

路径跟踪中的参考轨迹点为不包含速度信息的路径点<sup>[3]</sup>,通常假设车辆的行驶工况为匀速工况,通过主动转向实现对车辆的横向控制。现有的研究通常采用模糊逻辑控制、PID控制、模型预测控制、线性二次调节控制等方法及其结合的方式设计路径跟踪控制器<sup>[4-7]</sup>。虽然在路径跟踪的研究中忽略了车辆的参考速度,但是将车辆的实际速度作为不确定信息添加到了路径跟踪控制器中,可以提高控制器的鲁棒性<sup>[8]</sup>。轨迹跟踪同时考虑车辆的横向运动和纵向运动,更满足车辆的实际行驶需求,其设计的控制器分为解耦式和耦合式两种。在解耦式轨迹跟踪控制器的研究中,郑成华等<sup>[9]</sup>采用粒子群PID控制算法分别设计了横向控制器和纵向控制器,在横向控制器中忽略了纵向速度的变化。在耦合式轨迹跟踪控制器的研究中,SONG Xiaohua等<sup>[10]</sup>提出了一种时变模型的轨迹跟踪方法,实现了低速复杂驾驶条件下的轨迹跟踪,但是未对高速场景进行验证。陈龙等<sup>[11]</sup>建立了横纵向耦合的动力学模型,通过非线性模型预测控制器实现了对期望路径和期望纵向速度的跟踪控制,但其设置的跟踪速度为匀速,未对变速情况下控制器的跟踪能力进行验证。

为提高智能汽车稳定地通过变曲率弯道的能力,以四轮独立驱动智能电动汽车为研究对象,设计了模型预测控制与直接横摆力矩控制协同控制规

则。本文的主要贡献在于:

(1) 建立了横纵向耦合的车辆动力学模型,并利用2阶龙格库塔离散法保证了模型的离散精度,保证控制器具有对变速工况精确跟踪的能力。

(2) 基于简化的2自由度动力学模型推导了车辆横摆稳定性约束,利用模型预测控制器显示处理约束的能力提高了智能汽车的横摆稳定性。

(3) 设计了直接横摆力矩控制与模型预测控制的协同控制规则,利用直接横摆力矩控制能够改变车辆横摆角速度与航向角的特点,补偿了模型预测控制器作为非线性规划问题存在的无法求得可行解的问题,以及添加约束后导致最优性降低的问题,在保证控制精度的条件下提高了车辆行驶的稳定性的。

## 1 车辆动力学模型

为了满足模型预测控制算法对状态预测的要求,预测模型应能够准确描述车辆的运动学约束和动力学约束,从而预测车辆未来时刻的状态。忽略道路垂向变化,对车辆进行受力分析,车辆受力如图1所示。

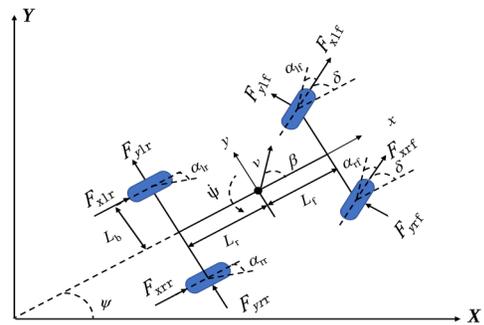


图1 车辆受力图

假设车辆前轮转向角相等,汽车的纵向动力学、横向动力学和横摆动力学方程分别为:

$$\begin{aligned} \dot{V}_x = & 1/M \left( F_{xlr} + F_{xrr} + (F_{xlf} + F_{xrf}) \cos(\delta) - \right. \\ & \left. (F_{ylf} + F_{yrf}) \sin(\delta) \right) + V_y \dot{\psi} \end{aligned} \quad (1)$$

$$\dot{V}_y = 1/M \left( F_{y\text{lr}} + F_{y\text{rr}} + (F_{x\text{lf}} + F_{x\text{rf}}) \sin(\delta) + (F_{y\text{lf}} + F_{y\text{rf}}) \cos(\delta) \right) - V_x \dot{\psi} \quad (2)$$

$$\ddot{\psi} = 1/I_z \left( (F_{x\text{lf}} + F_{x\text{rf}}) \sin(\delta) + (F_{y\text{lf}} + F_{y\text{rf}}) \cos(\delta) \right) L_r - (F_{y\text{lr}} + F_{y\text{rr}}) L_r + \left( (F_{x\text{rf}} - F_{x\text{lf}}) \cos(\delta) + (F_{y\text{lf}} - F_{y\text{rf}}) \sin(\delta) - F_{x\text{lr}} + F_{x\text{rr}} \right) L_b \quad (3)$$

式中： $V_x$ 、 $V_y$ 、 $\dot{V}_x$ 、 $\dot{V}_y$ 分别为纵、横向速度和加速度； $\ddot{\psi}$ 为车辆横摆角加速度； $\dot{\psi}$ 为车辆横摆角速度； $\delta$ 为前轮转向角； $M$ 为汽车总质量； $I_z$ 为车辆绕 $z$ 轴的转动惯量； $L_r$ 、 $L_f$ 为质心到前后轴的距离； $L_b$ 为轮距的一半； $F_{xij}$ 为轮胎纵向力， $F_{yij}$ 为轮胎侧向力， $ij = \text{lf}, \text{rf}, \text{lr}, \text{rr}$ 分别表示车辆的左前轮、右前轮、左后轮、右后轮。

轮胎所受纵向力由各个轮胎受到的牵引力矩决定，车辆总牵引力矩可表示为：

$$T_w = T((T > 0)T_{D\text{max}} + (T < 0)T_{B\text{max}}\text{sign}(V_x)) \quad (4)$$

式中： $T_w$ 为车辆总牵引力矩； $T_{D\text{max}}$ 和 $T_{B\text{max}}$ 为车辆最大驱动力矩和最大制动力矩； $T$ 为驱动指令，其值在-1和1之间。

对轮胎纵向力进行分配：

$$T_{\text{rr}} = \zeta T_w \quad (5)$$

$$T_{\text{xl}} = (1 - \zeta) T_w \quad (6)$$

$$F_{xi} = \frac{T_{xi}}{R_e} \quad (7)$$

式中： $T_{\text{rr}}$ 为前轮总纵向力矩； $T_{\text{xl}}$ 为后轮总纵向力矩； $\zeta$ 为前后轮纵向力矩分配系数，本文按平均分配原则，取 $\zeta$ 为0.5； $R_e$ 为轮胎有效半径； $F_{xi}$ 为轴上轮胎纵向力之和， $i = \text{f}, \text{r}$ 分别表示前轮和后轮，轴上左右轮胎纵向力分配原则见2.2节。

考虑在变曲率道路下轮胎受力的非线性，采用魔术公式<sup>[12]</sup>对轮胎侧向力进行计算：

$$F_{yij} = D \sin \left( \text{Carctan} \left( B \alpha_{ij} - E \left( B \alpha_{ij} - \arctan(B \alpha_{ij}) \right) \right) \right) \quad (8)$$

$$\alpha_{\text{lf}} = \arctan \left( \frac{V_y + I_z L_f}{V_x - I_z L_b} \right) - \delta \quad (9)$$

$$\alpha_{\text{rf}} = \arctan \left( \frac{V_y + I_z L_f}{V_x + I_z L_b} \right) - \delta \quad (10)$$

$$\alpha_{\text{lr}} = \arctan \left( \frac{V_y - I_z L_r}{V_x - I_z L_b} \right) \quad (11)$$

$$\alpha_{\text{rr}} = \arctan \left( \frac{V_y - I_z L_r}{V_x + I_z L_b} \right) \quad (12)$$

式中： $B$ 、 $C$ 、 $D$ 、 $E$ 为特性参数，通过轮胎试验数据拟合得到； $\alpha_{ij}$ 为轮胎侧偏角， $ij = \text{lf}, \text{rf}, \text{lr}, \text{rr}$ 分别表示车辆的左前轮、右前轮、左后轮、右后轮。

## 2 轨迹跟踪控制器

### 2.1 非线性模型预测控制器

采用模型预测控制算法作为轨迹跟踪的基本控制策略。模型预测控制算法的目标是在预测时域内计算得到一系列的控制序列，当将此控制序列输入预测模型时，由参考轨迹和车辆状态之间的差值设计的损失函数在满足约束条件下最小。将控制序列中的第一个控制量作为实际控制量，实现车辆控制，完成轨迹跟踪。

为计算参考轨迹与车辆状态之间的差值，需要对车辆位置进行描述。车辆惯性坐标系与全局坐标系的关系转换解析式为：

$$\dot{X} = V_x \cos(\psi) - V_y \sin(\psi) \quad (13)$$

$$\dot{Y} = V_x \sin(\psi) + V_y \cos(\psi) \quad (14)$$

式中： $X$ 、 $Y$ 为全局坐标系下的车辆坐标； $\psi$ 为车辆航向角。

结合式(1)~(3)、式(13)~(14)，建立模型预测控制器的非线性动力学状态方程为：

$$\dot{\xi} = f(\xi, u) \quad (15)$$

$$f(\xi, u) = \begin{bmatrix} V_x \cos(\psi) - V_y \sin(\psi) \\ V_x \sin(\psi) + V_y \cos(\psi) \\ \dot{\psi} \\ 1/M (F_{\text{rr}} + F_{\text{xl}} \cos(\delta) - F_{y\text{lf}} \sin(\delta)) + V_y \dot{\psi} \\ 1/M (F_{y\text{rr}} + F_{\text{xl}} \sin(\delta) + F_{y\text{rf}} \cos(\delta)) - V_y \dot{\psi} \\ \ddot{\psi} \end{bmatrix} \quad (16)$$

式中： $\xi$ 为状态变量， $\xi = [X \ Y \ \psi \ V_x \ V_y \ \dot{\psi}]^T$ ； $u$ 为控

制变量,  $u = [\delta \ T]^T$ ;  $F_{xf}$  为前轮总纵向力;  $F_{xr}$  为后轮总纵向力;  $F_{yf}$  为前轮总横向力;  $F_{yr}$  为后轮总横向力;  $\psi$  的具体解析式如式 (3) 所示。

式 (15) 为连续时间状态方程, 为在模型预测控制器中实现状态预测, 需要对其进行离散化。推导适用于车辆非线性动力学状态方程的 2 阶龙格库塔离散法, 由此得到预测车辆状态为:

$$\begin{aligned} \zeta_{k+1} &= \zeta_k + Hg_2 \\ g_1 &= f(\zeta_k, u_k) \\ g_2 &= f\left(\zeta_k + \frac{H}{2}g_1, u_k\right) \end{aligned} \quad (17)$$

式中:  $H$  为模型预测控制器的采样时间;  $\zeta_k$  为车辆当前时刻状态量;  $u_k$  为当前时刻控制量;  $\zeta_{k+1}$  为预测车辆下一时刻状态量。

通过离散化模型得到的车辆预测状态信息与参考轨迹信息, 可以构造模型预测控制器的损失函数。选取纵向位置误差  $e_1$ 、横向位置误差  $e_c$ 、航向角误差  $e_o$  和速度误差  $e_v$  设计误差函数, 以实现参考路径和参考速度的综合跟踪, 误差示意图如图 2 所示。

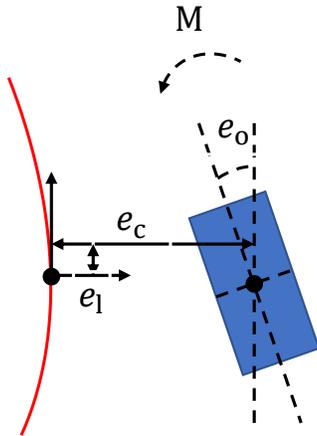


图2 误差示意图

对于跟踪过程中还需要要求控制量的稳定性, 因此设计控制量约束函数与误差函数相协同, 得到损失函数为:

$$\begin{aligned} J(\zeta_k, u_k) &= E(\zeta_k, u_k) + U(u_k) \quad (18) \\ E(\zeta_k, u_k) &= q_c e_c^2 + q_1 e_1^2 + q_o e_o^2 + q_v e_v^2, \\ e_c &= X_{k+1} - X_r, \\ e_1 &= Y_{k+1} - Y_r, \end{aligned}$$

$$e_o = \psi_{k+1} - \psi_r,$$

$$e_v = \sqrt{V_{x+1}^2 + V_{y+1}^2} - V_r \quad (19)$$

$$U(u_k) = \|\delta_k; T_k\|_R^2 + \|\Delta\delta_k; \Delta T_k\|_{R_{sw}}^2 \quad (20)$$

前轮转向角和驱动指令受到执行器的约束为:

$$\begin{bmatrix} \delta_{\min} \\ T_{\min} \\ \Delta\delta_{\min} \\ \Delta T_{\min} \end{bmatrix} \leq \begin{bmatrix} \delta_k \\ T_k \\ \Delta\delta_k \\ \Delta T_k \end{bmatrix} \leq \begin{bmatrix} \delta_{\max} \\ T_{\max} \\ \Delta\delta_{\max} \\ \Delta T_{\max} \end{bmatrix} \quad (21)$$

考虑到变曲率道路下控制指令的时变性和非线性, 当轮胎受到的横纵向耦合力接近饱和时, 继续增大前轮转向角会使轮胎侧偏力急剧增大, 使智能汽车丧失横摆稳定性导致危险的发生。因此, 对于变曲率道路下行驶的智能汽车必须进行横摆稳定性控制。

式 (1) ~ (3) 横纵向耦合的动力学模型可以满足四轮纵向独立驱动的需求。在建模过程中对车辆横向动力学进行了简化, 假设左右前轮转向角一致; 并且当不介入直接横摆力矩控制时, 左右车轮的纵向力相同, 因此纵向力不影响横摆稳定性的分析, 可将式 (1) 和式 (3) 简化为单轨动力学模型, 对前轮转向角  $\delta$  作小角度假设, 得到:

$$\dot{V}_y = -\dot{\psi}V_x + \frac{1}{M}(F_{yf} + F_{yr}) \quad (22)$$

$$\ddot{\psi} = \frac{1}{I}(L_f F_{yf} - L_r F_{yr}) \quad (23)$$

式中:  $F_{yf}$  为前轮总横向力,  $F_{yr}$  为后轮总横向力, 由式 (8) ~ (12) 可得:

$$C_{ai} = \frac{F_{yi}}{2\alpha_i} \quad (24)$$

$$\alpha_i = \frac{\alpha_{li} + \alpha_{ri}}{2} \quad (25)$$

式中:  $C_{ai}$  为轮胎名义侧偏刚度,  $\alpha_i$  为轮胎名义侧偏角, 其中  $i = f, r$  分别表示前轮和后轮。

车辆的侧向力大小受路面摩擦因数的制约, 根据式 (22) 可知, 车辆的侧向加速度由两部分组成, 由向心力产生的侧向加速度通常占 85%, 因此, 车辆横摆角速度的阈值为:

$$|\dot{\psi}_{\lim}| = 0.85 \left| \frac{\mu g}{V_x} \right| \quad (26)$$

为防止车辆在转弯过程中发生侧滑丧失稳定性, 车辆都被设计为具有不足转向特性, 质心位置

在中性转向点之前，前轮侧偏角和侧偏力均大于后轮，所以根据式 (22) ~ (26) 和地面附着力限制，对车辆前轮进行横摆稳定性约束，如式 (27) 所示。

$$|\dot{\psi}_c| \leq \min \left( \left| \frac{C_{af} \alpha_{f, \lim} (1 + L_r/L_f)}{M V_x} \right|, |\dot{\psi}_{\lim}| \right). \quad (27)$$

式中： $\alpha_{f, \lim}$  为保证车辆安全的前轮极限侧偏角。

构建非线性规划问题得到模型预测控制器为：

$$\begin{aligned} \min_{u_k} \sum_{k=0}^{N-1} J(\zeta_k, u_k), \\ \text{s.t. (20), (26)}. \end{aligned} \quad (28)$$

式中： $N$  为模型预测控制器的时域长度，控制时域与预测时域长度相同。

## 2.2 直接横摆力矩协同控制

模型预测控制器本质上是求解一个带有不等式约束的非线性规划问题。通过非线性动力学方程构建目标函数，考虑车辆横摆稳定性添加不等式约束，使非线性规划问题的最优解在约束范围内，从而保证车辆的横摆稳定性。但是包含不等式约束的非线性规划问题可能不存在可行解，求得的最优解超出可行域范围，当智能汽车将该最优解作为控制量执行时，会使车辆的横摆角速度超出约束范围，增加车辆失稳的风险。

直接横摆力矩控制通过独立控制各个车轮的驱动力或制动力，使车辆左侧车轮和右侧车轮之间或是前侧车轮与后侧车轮之间受力不同产生主动横摆力矩，直接控制车辆的横摆角速度。利用模型预测控制器输出的最优控制量和车辆预测状态，使用直接横摆力矩控制器对期望横摆角速度进行跟踪，保证车辆执行模型预测控制器输出的最优控制量时横摆角速度始终在约束范围之内。

车辆稳态时横摆角速度  $\dot{\psi}$  为定值，根据式 (22) ~ (23)，当  $\ddot{\psi} = 0$ ， $\dot{V}_y = 0$  时，得到稳态横摆角速度为：

$$\begin{aligned} \dot{\psi}_s &= \frac{V_x/L}{1 + K V_x^2} \delta, \\ K &= \frac{M}{L^2} \left( \frac{L_f}{C_{ar}} - \frac{L_r}{C_{af}} \right). \end{aligned} \quad (29)$$

式中： $\dot{\psi}_s$  为稳态横摆角速度； $K$  为稳定性因数。

假设前轮转向角  $\delta$  在控制周期内保持稳定，根据式 (17) 模型预测控制器预测得到的车辆未来时刻状态量，以及式 (27) 和式 (29) 得到符合横摆稳定性约束的期望横摆角速度为：

$$\dot{\psi}_d = \text{sign}(\delta) \min \left( |\dot{\psi}_s^{k+1}|, |\dot{\psi}_c^{k+1}| \right). \quad (30)$$

式中： $\dot{\psi}_d$  为直接横摆力矩控制器跟踪的期望横摆角速度； $\delta$  为模型预测控制器计算得到的最优前轮转角； $\dot{\psi}_s^{k+1}$  为预测的车辆未来时刻稳态横摆角速度； $\dot{\psi}_c^{k+1}$  为模型预测控制器预测的车辆未来时刻约束横摆角速度，由式 (27) 及式 (29) 中  $V_x$  取  $V_x^{k+1}$  得到。

直接横摆力矩控制器通过对期望横摆角速度的跟踪，使智能汽车的横摆角速度保持在稳态横摆角速度附近，保证车辆的横摆稳定性。由于车辆设计为转向不足特性，车辆前轮受力更容易接近饱和，根据式 (27) 通过模型预测控制器对前轮的横摆稳定性进行约束，所以直接横摆力矩控制器利用后轮的富余附着力产生主动横摆力矩，与模型预测控制器输出的最优控制量协同作用，跟踪期望横摆角速度。根据式 (5) ~ (7)，式 (17) 和式 (30) 得到智能汽车轮胎纵向力的分配为：

$$I \frac{\left| \dot{\psi}_d - |\dot{\psi}^{k+1}| \right|}{H} = \frac{B}{2} |F_{xlr} - F_{xrr}|. \quad (31)$$

式中： $\dot{\psi}^{k+1}$  为模型预测控制器预测得到的未来时刻横摆角速度； $H$  为直接横摆力矩控制器的控制步长，与模型预测控制器的采样时间保持一致。

通过式 (32) 的等式约束，保证车辆的纵向总力在直接横摆力矩协同控制执行前后不变，从而保证智能汽车的纵向跟踪性能不受影响；通过式 (33) 的不等式约束，保证车轮上的附着力不会因为直接横摆力矩协同控制超过其附着极限，从而保证车辆的行驶安全。

$$F_{xt} = F_{xlr} + F_{xrr},$$

$$F_{xif} = F_{yif} = \frac{F_{xf}}{2} = \frac{F_{yr}}{2} \quad (32)$$

$$F_{xir}^2 + F_{yir}^2 \leq (\mu F_{zir})^2 \quad (33)$$

式中： $F_{zir}$ 为轮胎的垂向力，其中*i* = 1, *r*分别表示左轮和右轮； $\mu$ 为附着系数。

如图2所示，直接横摆力矩控制器在调整车辆横摆角速度的同时也改变了车辆的航向角，影响了智能汽车的轨迹跟踪精度。当参考轨迹在车辆逆时针方向时，逆时针的主动横摆力矩会使智能汽车航向偏向于参考轨迹，使其趋向于减小横向误差；顺时针的主动横摆力矩会使车辆航向远离参考轨迹，使其趋向于扩大横向误差。

综合考虑跟踪误差和横摆稳定性，设计主动横摆力矩控制与模型预测控制协同控制规则，当预测

横摆角速度超出期望横摆角速度时，在不影响横向跟踪误差的前提下维持车辆的横摆稳定性；当预测横摆角速度未超出期望横摆角速度时，利用富余的横摆稳定性减小横向跟踪误差。转向控制指令为逆时针时， $\delta$ 为正；参考轨迹在车辆逆时针方向时， $e_c$ 为正。协同控制规则如图3所示。

当模型预测控制器中存在不可行解时，通过与直接横摆力矩控制器的协同控制减小车辆的横摆角速度，保证车辆的横摆稳定性，进一步提高了控制器的鲁棒性。协同控制对横向跟踪误差的优化也弥补了模型预测控制器中存在的约束条件与最优性相矛盾的问题，同时保证了智能汽车的跟踪精度和稳定性。

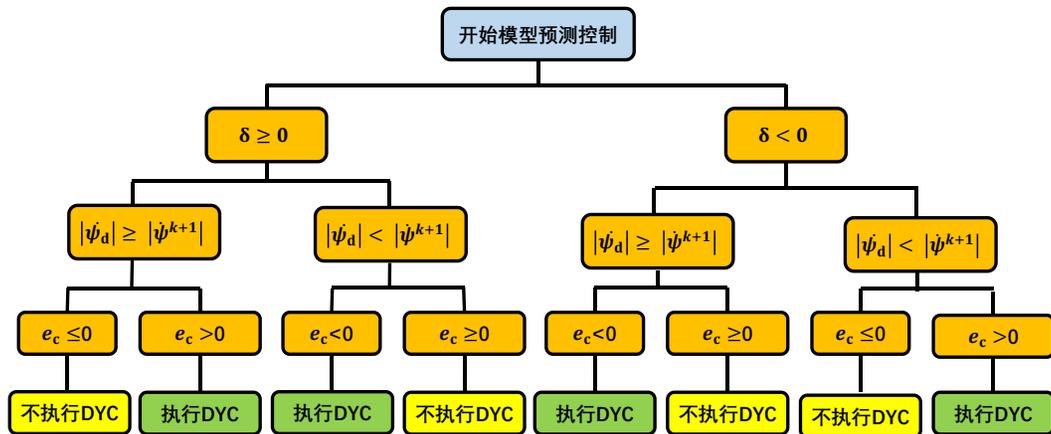


图3 协同控制规则

### 3 仿真试验研究

为验证本文控制方法的有效性，基于CarSim/Simulink软件对MPC-DYC协同控制器进行轨迹跟踪仿真。选择变曲率U型弯作为参考路径，验证本文控制方法通过变曲率弯道的跟踪精度和稳定性；参考路径的最大速度为70 km/h，根据参考路径曲率信息和加速度限制设计参考速度，验证本文控制方法对变速轨迹的跟踪能力。参考路径曲率信息如图4所示，最大曲率为0.02 m<sup>-1</sup>。参考速度信息如图5所示，道路允许最大速度为70 km/h，进入弯道时减速，驶出弯道时加速，最小速度为56 km/h。

分别用经典MPC控制器、考虑横摆稳定性约

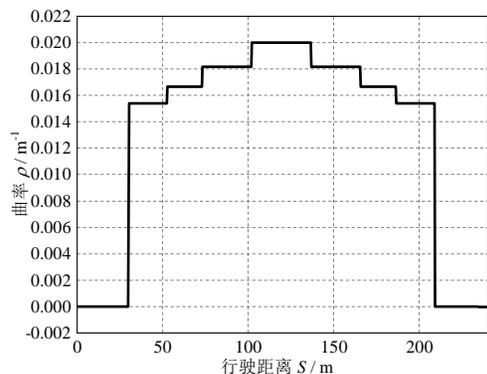


图4 轨迹曲率

束的MPC控制器、DYC-MPC协同控制器对变曲率U形弯进行跟踪。轨迹跟踪效果如图6所示，3种控制器都能较好地跟踪参考轨迹，在轨迹曲率最大

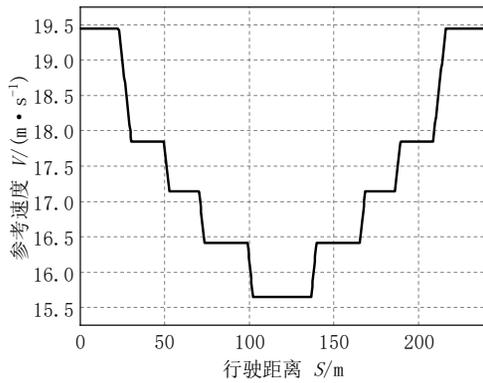


图5 轨迹参考速度

处, DYC-MPC协同控制器的行驶轨迹距离参考轨迹最近, 进行横摆稳定性约束的MPC控制器的行驶轨迹距离参考轨迹最远。

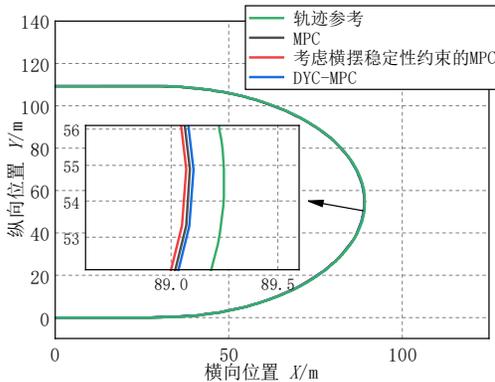


图6 跟踪轨迹对比

对轨迹跟踪精度进行观察。横向跟踪误差如图7所示, 3种控制器的最大横向跟踪误差均发生在曲率最大处, 考虑横摆稳定性约束的MPC控制器误差最大, DYC-MPC协同控制器误差最小; 整体趋势看DYC-MPC协同控制器横向误差曲线距离0参考线最近, 考虑横摆稳定性约束的MPC控制器横向误差曲线距离0参考线最远, 与图6所示的跟踪轨迹效果一致。航向跟踪误差如图8所示, 在进入弯道路段, 经典MPC控制器与考虑横摆稳定性约束的MPC控制器的航向跟踪误差曲线基本一致, 驶出弯道路段, 考虑横摆稳定性约束的MPC控制器的航向跟踪误差曲线与经典MPC控制器相比更接近0参考线, 而DYC-MPC协同控制器在全路段均最接近0参考线。速度跟踪误差如图9所示, 3种

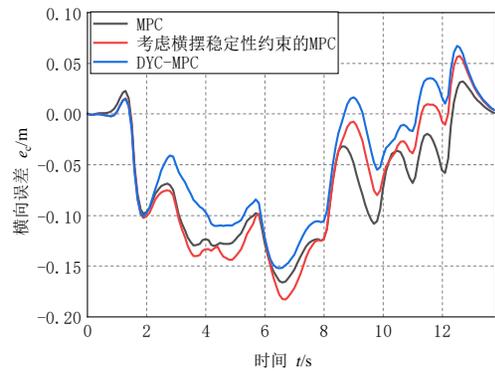


图7 横向跟踪误差对比

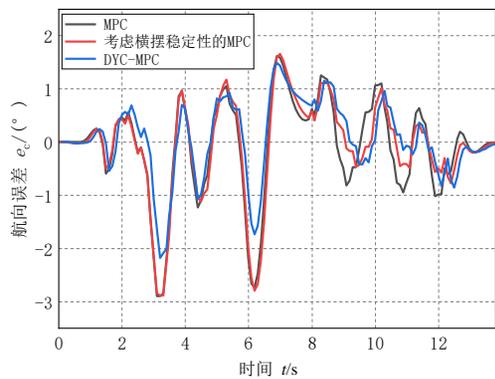


图8 航向跟踪误差对比

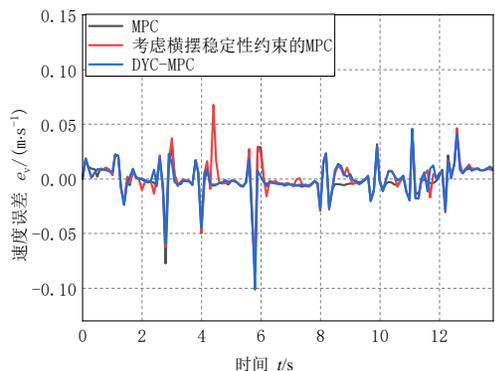


图9 速度跟踪误差对比

控制器速度跟踪误差曲线基本一致, MPC控制器速度跟踪的均方根误差为 $0.0159\text{ m/s}$ , 考虑横摆稳定性约束的MPC控制器速度跟踪的均方根误差为 $0.0172\text{ m/s}$ , DYC-MPC控制器速度跟踪的均方根误差为 $0.0157\text{ m/s}$ , 说明3种控制器均具有较好的速度跟踪能力, 且DYC-MPC控制器提升了MPC控制器的纵向轨迹跟踪能力。

从横摆稳定性角度考虑, 如图10所示, 进行横摆角速度约束后MPC控制器产生的横摆角速度

降低,但在某些工况下仍然超出横摆角速度阈值,说明此时MPC控制器没有可行解;DYC-MPC协同控制器产生的横摆角速度始终保持在阈值内,保证了车辆的横摆稳定性。整体来看,DYC-MPC协同控制器产生的横摆角速度最低,经典MPC控制器产生的横摆角速度最高。

产生直接横摆力矩的后轮驱动转矩如图11所示,结合图4和图10可知,在54 m处、76 m处和104 m处,道路曲率发生变化导致车辆产生较大的横摆角速度,通过左后轮和右后轮之间的转矩差产生横摆力矩,使横摆角速度值减小至阈值之下。

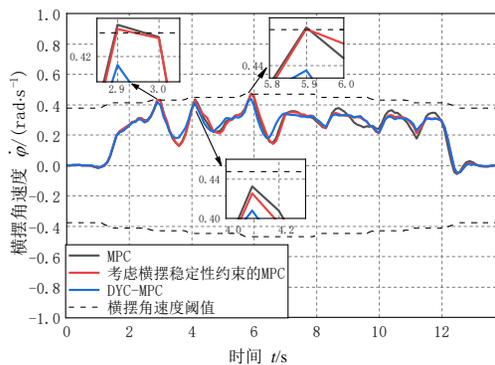


图10 横摆角速度对比

#### 4 结论

(1) 建立了横纵向耦合的车辆动力学模型,采用2阶龙格库塔离散法保证了离散模型的精度。试验结果表明,基于此模型设计的轨迹跟踪控制器能够精确地跟踪变速变曲率轨迹,具有较好的路径跟踪能力和速度跟踪能力。

(2) 考虑变曲率道路下横纵向耦合力的突变性和不稳定性,根据简化的车辆单轨动力学模型设计

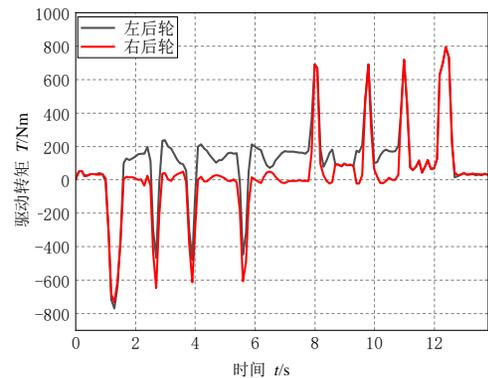


图11 后轮转矩分配

了横摆稳定性约束条件,基于非线性模型控制理论建立了上层控制器。试验结果表明,进行横摆稳定性约束的MPC控制器与经典MPC控制器相比降低了车辆行驶的横摆角速度,增强了智能汽车的横摆稳定性;控制器的航向跟踪误差有所降低,但是横向跟踪误差增大,损失了跟踪精度。在曲率发生变化的工况下,进行横摆稳定性约束的MPC控制器存在无可行解的情况,在车辆实际行驶中表现为横摆角速度超出阈值。

(3) 利用直接横摆力矩控制能够改变车辆横摆角速度和航向角的特点,考虑模型预测控制器的预测状态、控制量以及跟踪误差,设计了协同控制规则,建立了DYC-MPC协同控制器。仿真结果表明,DYC-MPC协同控制器与进行横摆稳定性约束的MPC控制器相比进一步降低了横摆角速度和航向跟踪误差以及速度跟踪误差,保证了横摆角速度始终在阈值内并且补偿了模型预测控制器中的约束条件造成的横向跟踪误差,使控制器的跟踪精度和横摆稳定性均得到提高,实现了多目标综合控制。

#### 参考文献 (References)

- [1] AMER N H, ZAMZURI H. Modelling and Control Strategies in Path Tracking Control for Autonomous Ground Vehicles: A Review of State of the Art and Challenges [J]. Journal of Intelligent and Robotic Systems, 2017, 86(2):1-30.
- [2] 李伟,吴麟麟,汪若尘.智能汽车路径跟踪精度及操纵稳定性耦合机理分析[J].汽车工程学报,2021,11(5):346-353.
- [3] LI Wei, WU Linlin, WANG Ruochen. Coupling Mechanism Analysis of Path Tracking Accuracy and Handling Stability of Intelligent Vehicle [J]. Chinese Journal of Automotive Engineering, 2021, 11(5):346-353. (in Chinese)
- [3] 龚建伟.无人驾驶车辆模型预测控制(第2版)[M].北

- 京:北京理工大学出版社, 2020.
- GONG Jianwei. Model Predictive Control for Self-Driving Vehicles [M]. 2nd ed. Beijing: Beijing Institute of Technology, 2020. (in Chinese)
- [4] 张佳奇,张涛,杨佳龙,等. 基于模糊自适应PID的无人驾驶车辆路径跟踪控制[J]. 大连民族大学学报, 2021, 23(3):218-222.
- ZHANG Jiaqi, ZHANG Tao, YANG Jialong. et al. Path Tracking Control of Unmanned Vehicle Based on Fuzzy Adaptive PID[J]. Journal of Dalian Nationalities University, 2021, 23(3):218-222. (in Chinese)
- [5] NETTO S M . Nested PID Steering Control for Lane Keeping in Autonomous Vehicles[J]. Control Engineering Practice, 2011, 19(12):1459-1467.
- [6] ZHANG Changzhu , HU Jinfei , QIU Jianbin , et al. A Novel Fuzzy Observer-Based Steering Control Approach for Path Tracking in Autonomous Vehicles [J]. IEEE Transactions on Fuzzy Systems, 2019, 27(2):278-290.
- [7] PENG Haonan , WANG Weida, AN Quan, et al. Path Tracking and Direct Yaw Moment Coordinated Control Based on Robust MPC with the Ffinite Time Horizon for Autonomous Tndependent-Drive Vehicles [J]. IEEE Transactions on Vehicular Technology, 2020, 69 (6) : 6053-6066.
- [8] NI Jun , HU Jibin , XIANG Changle. Envelope Control for Four-Wheel Independently Actuated Autonomous Ground Vehicle Through AFS/DYC Integrated Control [J]. IEEE Transactions on Vehicular Technology, 2017, 66(11):9712-9726.
- [9] 郑成华,乔亚军,王向周.载重量变化对矿用车轨迹跟踪影响研究[J].北京理工大学学报, 2021, 41(4):403-409.
- ZHENG Shuhua, QIAO Yajun, WANG Xiangzhou. Study on the Influence of Load Change on Track Tracking of Mining Vehicle [J]. Transactions of Beijing Institute of Technology, 2021, 41(4):403-409. (in Chinese)
- [10] SONG Xiaohua , SHAO Yiming , QU Zhihua . A Vehicle Trajectory Tracking Method with a Time-Varying Model Based on the Model Predictive Control[J]. IEEE Access, 2019, 8:16573-16583.
- [11] 陈龙,邹凯,蔡英凤.基于NMPC的智能汽车纵横向综合轨迹跟踪控制[J].汽车工程, 2021, 43(2):153-161.
- CHEN Long, ZOU Kai, CAI Yingfeng. Integrated Longitudinal and Transverse Trajectory Tracking Control of Intelligent Vehicle Based on NMPC [J]. Automotive Engineering, 2021, 43(2):153-161. (in Chinese)
- [12] PACEJIKA H B . The Magic Formula Tire Model [J]. Vehicle System Dynamics, 1991, 21:1-18.

#### 作者简介



刘红铄 (1996-), 男, 河北唐山人, 硕士研究生, 主要研究方向为智能汽车运动控制。

Tel: 13102679198

E-mail: 952740456@qq.com

#### 通信作者



龚建伟 (1969-), 男, 北京市人, 博士, 教授, 主要研究方向为无人驾驶车辆理论与技术。

Tel: 13488819888

E-mail: gongjianwei@bit.edu.cn