

·2024 中国汽车工程学会年会优秀论文专题·

基于自适应势场的车辆避撞轨迹规划与跟踪控制*

何庆¹ 徐月云^{2,3} 边有钢^{2,4} 秦洪懋^{2,4} 韩子睿²

(1.上海极氪蓝色新能源技术有限公司,上海 200000;2.湖南大学,整车先进设计制造技术全国重点实验室,长沙 410082;3.国汽(北京)智能网联汽车研究院有限公司,北京 100176;4.湖南大学无锡智能控制研究院,无锡 214115)

【摘要】为了保证避撞过程中车辆的安全性和横摆稳定性,提出了一种基于自适应势场的车辆避撞轨迹规划与跟踪控制方法。首先,建立车辆点质量模型并设计自适应势场函数,通过构造非线性模型预测控制问题,求解局部最优轨迹;其次,深入分析了车辆的横摆稳定性能,同时,根据构造相平面约束和间接约束,设计基于模型预测控制的轨迹跟踪控制器,实现局部最优轨迹跟踪;最后,通过 CarSim 和 Simulink 联合仿真,验证了所提出方法能够避免车辆碰撞,同时提升车辆的横摆稳定性能,并经过实车测试进一步证明了该方法的实时性和有效性。

关键词:自动驾驶车辆 避撞控制 模型预测控制 势场函数

中图分类号:U471.15 文献标志码:A DOI: 10.19620/j.cnki.1000-3703.20240708

Collision Avoidance Trajectory Planning and Predictive Tracking Control for Vehicles Based on Adaptive Potential Field

He Qing¹, Xu Yueyun^{2,3}, Bian Yougang^{2,4}, Qin Hongmao^{2,4}, Han Zirui²

(1. Shanghai Jike Blue New Energy Technology Co., Ltd., Shanghai 200000; 2. State Key Laboratory of Advanced Design and Manufacturing Technology for Vehicle, Hunan University, Changsha 410082; 3. Guoqi (Beijing) Intelligent Connected Vehicle Research Institute Co., Ltd., Beijing 100176; 4. Wuxi Intelligent Control Research Institute of Hunan University, Wuxi 214115)

【Abstract】In order to ensure the safety and lateral stability of the vehicles during the collision avoidance process, this paper proposes a collision avoidance trajectory planning and predictive tracking control method for vehicles based on adaptive potential field. Firstly, the vehicle point mass model is established, the adaptive potential field function is designed and the nonlinear model predictive control problem is constructed to solve the locally optimal trajectory. Secondly, the vehicle lateral stability performance is analyzed, the phase plane constraint and indirect constraint are designed, and the trajectory tracking controller is designed based on the model predictive control method to realize the locally optimal trajectory tracking. The joint simulation of CarSim and Simulink verifies that the proposed method can improve the lateral stability performance of the vehicle while avoiding collision. At the meanwhile, the real-time and effectiveness of the method are further proved by real vehicle tests.

Key words: Autonomous vehicles, Collision avoidance control, Model predictive control, Potential field function

【引用格式】何庆,徐月云,边有钢,等.基于自适应势场的车辆避撞轨迹规划与跟踪控制[J].汽车技术,2024(10):8-19.

HE Q, XU Y Y, BIAN Y G, et al. Collision Avoidance Trajectory Planning and Predictive Tracking Control for Vehicles Based on Adaptive Potential Field[J]. Automobile Technology, 2024(10): 8-19.

1 前言

自动驾驶车辆通过实时感知、分析周围环境,准确

判断道路状况,从而进行智能决策和操作^[1],提升了道路交通安全,降低了交通事故的风险。合理规划车辆避障轨迹及跟踪控制,实现车辆避撞,是当前亟待解决的

*基金项目:国家自然科学基金项目(52272415,52372411);中国科协青年人才托举工程项目(2022QNRC001);

湖南省自然科学基金项目(2022JJ40059,2023JJ10008)。

通信作者:边有钢(1991—),副教授,主要研究方向为分布式控制、网联多车协同,byg19@hnu.edu.cn。

关键性问题。

对于局部轨迹规划,传统 Dijkstra 和 A* 搜索算法虽能生成无碰撞路径,但未考虑车辆动力学约束,导致轨迹不连续^[2-3]。基于采样的方法可应对复杂环境,但在高动态场景下效果有限^[4]。样条曲线^[5]、贝塞尔曲线^[6-7]等方法通过插值生成平滑轨迹,但难以满足运动约束。基于数值优化的模型预测控制 (Model Predictive Control, MPC) 能够处理多约束和多目标问题,逐渐成为应对复杂轨迹规划的主流方法^[8-9]。势场函数 (Potential field Function, PF) 为障碍物建立排斥场,为目标位置建立吸引场,沿梯度下降方向生成可行轨迹^[10]。因此,PF 可作为 MPC 代价函数的惩罚项,将 MPC 和 PF 联合应用于车辆的局部轨迹规划^[11]。

目前,车辆轨迹跟踪控制方法包括滑模控制^[12]、模糊控制^[13]、PID 控制^[14]、线性二次调节器^[15] (Linear Quadratic Regulator, LQR) 和 MPC 等。陈亮等^[16]基于 LQR 的状态反馈控制器,实现了车辆的跟踪控制,但某些极端路况的跟踪路径存在响应迟滞问题。Guo 等^[17]考虑了道路条件变化和小角度假设引起的模型失配,提出了可测量扰动的 MPC 跟踪控制方案。Erlien 等^[18-19]基于 MPC 建立相平面约束和道路约束,以解决车辆跟踪精度和稳定性问题,但计算负担和实时性能较低。

为解决上述问题,本文构建模型预测避撞轨迹规划方法,保证避撞的同时,提高横摆稳定性能。同时,通过联合仿真、实时仿真,并搭建典型场景实车测试,验证本文方法的避撞性能和实时性能。

2 车辆动力学模型

构建车辆的点质量模型和三自由度 (Degree of Freedom, DoF) 模型,其中,点质量模型将车辆抽象为一个质点,可以有效降低模型使用过程中的计算量,用于避撞轨迹规划;三自由度模型考虑了车辆的纵横向动力学和轮胎模型,具有较好的模型精度,用于轨迹跟踪控制。

2.1 点质量模型

在惯性坐标系 XOY 下,以车辆中心为原点建立车身坐标系 xoy ,点质量模型如图 1 所示。其中, a_x 为车辆纵向加速度, a_y 为车辆横向加速度, φ 为车辆航向角。

根据动力学模型,车辆的运动方程为:

$$\begin{cases} \ddot{x} = a_x, \ddot{y} = a_y \\ \dot{\varphi} = \frac{a_y}{\dot{x}} \\ \dot{Y} = \dot{x} \sin \varphi + \dot{y} \cos \varphi \\ \dot{X} = \dot{x} \cos \varphi - \dot{y} \sin \varphi \end{cases} \quad (1)$$

简化上述模型,可表示为:

$$\begin{cases} \dot{\xi} = f(\xi, u) \\ \xi = [\dot{y} \quad \dot{x} \quad \varphi \quad Y \quad X]^T \end{cases} \quad (2)$$

式中: ξ 为状态量,分别表示车辆在 y 和 x 方向的速度、车辆航向角、车辆在惯性坐标系中的横坐标位置和纵坐标位置; $u=[a_x \quad a_y]^T$ 为控制量。

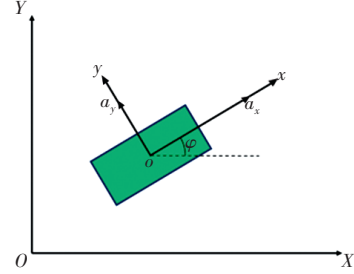


图1 点质量模型

2.2 三自由度模型

假设忽略轮距对转弯半径的影响以及俯仰、翻滚运动,构建 2-DoF 的自行车模型和 1-DoF 的纵向模型。图 2 描述了具有纵向、横向和横摆动力学的车辆模型,其坐标系与点质量模型一致,其中, v_x 、 v_y 分别为车辆的纵向和横向速度, β 为车辆的质心侧偏角, r 为车辆的横摆角速度, l_f 、 l_r 分别为车辆质心到前、后轴的距离, F_{yf} 、 F_{yr} 分别为前、后轮的轮胎侧向力, α_f 、 α_r 分别为前、后轮的侧偏角, δ_f 为前轮转向角。

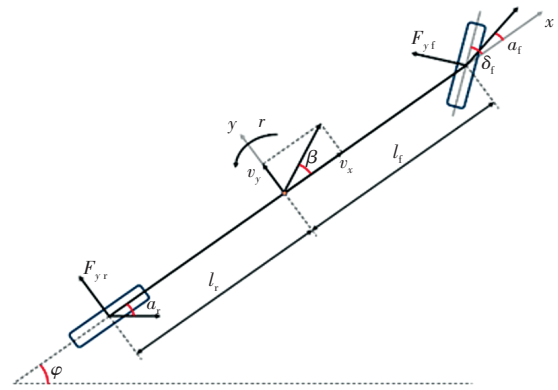


图2 三自由度模型

根据牛顿第二定律,设车辆质量为 m ,沿 y 方向的侧向运动方程为 $m(\dot{v}_y + v_x r) = F_{yf} + F_{yr}$;绕 z 轴的转矩平衡,得到车辆的横摆动力学方程 $I_z \dot{r} = l_f F_{yf} - l_r F_{yr}$,其中, I_z 为车辆绕 z 轴的转动惯量。

为简化控制器的设计,选取前轮侧向力 F_{yf} 作为控制输入,令 $u_1 = F_{yf}$,车辆的横摆动力学模型为:

$$\begin{cases} \dot{v}_y = \frac{1}{m}(u_1 + F_{yr}) - v_x r \\ \dot{r} = \frac{l_f}{I_z} u_1 - \frac{l_r}{I_z} F_{yr} \end{cases} \quad (3)$$

为充分考虑轮胎的动态性能,使用刷子轮胎模型描述轮胎侧向力与侧偏角的关系:

$$F_{y_i} = \begin{cases} -C_i \tan \alpha_i \left(\frac{C_i^2 \cdot \tan^2 \alpha_i}{27(\mu_i F_{z_i})^2} - \frac{C_i |\tan \alpha_i|}{3\mu_i F_{z_i}} + 1 \right), \\ \quad |\alpha_i| \leq \alpha_{i \max} \\ -\mu_i F_{z_i} \operatorname{sgn}(\alpha_i), |\alpha_i| > \alpha_{i \max} \end{cases} \quad (4)$$

式中: C_i 为前、后轮的轮胎侧偏刚度, F_{z_i} 为轮胎垂向力。

通过前、后轮与质心的几何关系,计算其侧偏角

$$\begin{cases} \alpha_f = \beta + \frac{l_f r}{v_x} - \delta_f \\ \alpha_r = -\frac{v_y - l_r r}{v_x} \end{cases}, \text{忽略左、右车轮间的负载传递,则前、}$$

$$\text{后轮载荷恒定,} \begin{cases} F_{z_f} = \frac{l_r}{2(l_f + l_r)} mg \\ F_{z_r} = \frac{l_f}{2(l_f + l_r)} mg \end{cases}。 \text{轮胎完全滑动时,}$$

侧偏角 $\alpha_{i \max} = 3\mu_i F_{z_i} / C_i$ 。

基于非线性轮胎模型 $F_{y_r} = \operatorname{Tire}(a_r, \mu_r)$ 进行局部线性化,其泰勒一阶展开式为:

$$\begin{cases} F_{y_r} \approx \bar{F}_{y_r} - \tilde{C}_{r, \bar{\alpha}_r} (\alpha_r - \bar{\alpha}_r) \\ \bar{F}_{y_r} = \operatorname{Tire}(\bar{\alpha}_r, \mu_r) \\ \tilde{C}_{r, \bar{\alpha}_r} = \frac{\partial \operatorname{Tire}(\alpha_r, \mu_r)}{\partial \alpha_r}, \alpha_r = \bar{\alpha}_r \end{cases} \quad (5)$$

式中: $\bar{\alpha}_r$ 为后轮侧偏角, \bar{F}_{y_r} 为后轮侧向力, $\tilde{C}_{r, \bar{\alpha}_r}$ 为后轮局部侧偏刚度。

同理,令 $u_2 = F_{x_r}$,忽略空气动力学和车辆行驶坡度影响,车辆纵向动力学模型为 $m(\dot{v}_x - v_y r) = F_{x_r}$ 。

综上,局部线性化的三自由度模型为:

$$\begin{cases} \dot{\mathbf{x}} = \mathbf{A}\mathbf{x} + \mathbf{B}\mathbf{u} + \mathbf{D} \\ \mathbf{y} = \mathbf{C}\mathbf{x} \end{cases} \quad (6)$$

其中,

$$\mathbf{A} = \begin{bmatrix} \frac{\tilde{C}_r}{mv_x} & -\frac{\tilde{C}_r l_r}{mv_x} - v_x & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -\frac{\tilde{C}_r l_r}{I_z v_x} & \frac{l_r^2 \tilde{C}_r}{I_z v_x} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 1 & 0 & 0 & v_x & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}, \mathbf{B} = \begin{bmatrix} \frac{1}{m} & 0 \\ \frac{l_f}{I_z} & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & \frac{1}{m} \end{bmatrix},$$

$$\mathbf{C} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix},$$

$$\mathbf{D} = \begin{bmatrix} \frac{\bar{F}_{y_r} + \tilde{C}_r \bar{\alpha}_r}{m} \\ \frac{l_r(\bar{F}_{y_r} + \tilde{C}_r \bar{\alpha}_r)}{I_z} \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}。$$

式中: $\mathbf{x}=[v_y \ r \ Y \ \varphi \ X \ v_x]^T$ 为车辆状态变量, $\mathbf{u}=[u_1 \ u_2]^T$ 为控制输入, $\mathbf{y}=[Y \ v_x \ v_y \ r]^T$ 为系统控制输出。

对式(6)采用前向欧拉法进行离散化处理,得到离散的状态空间表达式:

$$\begin{cases} \mathbf{x}(k+1) = \mathbf{A}_d \mathbf{x}(k) + \mathbf{B}_d \mathbf{u}(k) + \mathbf{D}_d(k) \\ \mathbf{y}(k) = \mathbf{C}\mathbf{x}(k) \end{cases} \quad (7)$$

式中: $\mathbf{A}_d = \mathbf{I}_d + T_{s2} \mathbf{A}$, $\mathbf{B}_d = T_{s2} \mathbf{B}$, $\mathbf{D}_d = T_{s2} \mathbf{D}$, \mathbf{I}_d 为矩阵 \mathbf{A} 同阶单位阵, T_{s2} 为控制层采样时间。

3 避撞局部轨迹规划

3.1 自适应势场函数设计

分析局部轨迹规划问题,通过代价函数中的跟踪项,引导车辆按照目标方向行驶。因此,构建的势场(仅包含斥力场)函数 U 为:

$$U = U_{\text{road}} + \sum_l U_l \quad (8)$$

式中: U_{road} 为道路势场函数, U_l 为目标车辆 l 的势场函数。

3.1.1 道路势场函数

当车辆在结构化道路上行驶,为避免撞击道路边界隔离带,道路势场函数定义为:

$$U_{\text{road}} = \begin{cases} A_{\text{road}}(d_{y_i} - d_{\text{lim}i})^2, & d_{y_i} \leq d_{\text{lim}i} \\ 0, & d_{y_i} > d_{\text{lim}i} \end{cases} \quad (9)$$

式中: $i=1, 2$ 分别为左、右车道边界, A_{road} 为道路势场的强度系数, d_y 为车辆与车道边界的横向距离, $d_{\text{lim}i}$ 为车辆与车道边界的安全距离。

道路势场函数 U_{road} 与道路位置的关系如图3所示, X_{road} 、 Y_{road} 分别为道路纵向和横向位置。随着 d_y 减小, U_{road} 的梯度不断增加。当车辆与车道边界的距离大于 $d_{\text{lim}i}$ 时, $U_{\text{road}}=0$,表示无危险;反之,偏离车道中心线越远、越靠近车道边界,势场强度越大。

3.1.2 目标车辆势场函数

为了保证小车与目标车辆保持一定的安全距离,基于二维联合密度分布函数设计目标车辆势场,其势场强度为:

$$\begin{cases} N(\mathbf{P}_{\text{ego}}|\mathbf{u},\Sigma) = A_t e^{-\frac{1}{2}(\mathbf{P}_{\text{ego}} - \mathbf{P}_t)^T \Sigma^{-1}(\mathbf{P}_{\text{ego}} - \mathbf{P}_t)} \\ \mathbf{P}_{\text{ego}} = [X_f \ Y_f]^T \end{cases} \quad (10)$$

式中: A_t 为目标车辆势场的强度系数, $\mathbf{P}_{\text{ego}}=[X_f \ Y_f]^T$ 为自车位置, $\mathbf{P}_t=[X_t \ Y_t]^T$ 为目标车辆位置, \mathbf{u},Σ 分别为二维联合密度分布函数的均值和协方差矩阵。

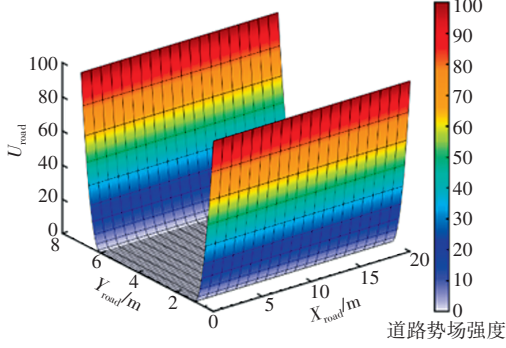


图3 道路势场

考虑车辆的尺寸和运动状态对势场强度的影响,目标车辆的势场函数设计为:

$$\begin{cases} U_t = \omega_1 N_1(\mathbf{P}_{\text{ego}}|\mathbf{u}_1,\Sigma_1) + \omega_2 N_2(\mathbf{P}_{\text{ego}}|\mathbf{u}_2,\Sigma_2), \omega_1 \in [0.5, 1] \\ \omega_1 + \omega_2 = 1 \\ \mathbf{u}_1 = [X_{t1} \ Y_{t1}]^T, \Sigma_1 = \begin{bmatrix} \sigma_{x1}^2 & 0 \\ 0 & \sigma_{y1}^2 \end{bmatrix} \\ \mathbf{u}_2 = [X_{t2} \ Y_{t2}]^T, \Sigma_2 = \begin{bmatrix} \sigma_{x2}^2 & 0 \\ 0 & \sigma_{y2}^2 \end{bmatrix} \end{cases} \quad (11)$$

式中: N_1, N_2 为两个独立的二维联合密度分布函数, ω_1, ω_2 为两个二维联合密度分布函数的权重, $\mathbf{u}_i, \Sigma_i (i=1, 2)$ 分别为均值和协方差矩阵, σ_{xi}, σ_{yi} 为方差项。

N_1 的均值为 $\begin{cases} X_{t1} = X_t \\ Y_{t1} = Y_t \end{cases}$, 方差为 $\begin{cases} \sigma_{x1} = k_1 S_{x \text{ safe}} \\ \sigma_{x2} = k_2 S_{y \text{ safe}} \end{cases}$, 其中,

$\begin{cases} k_1 = L_t/L_{\text{ego}} \\ k_2 = W_t/W_{\text{ego}} \end{cases}$ 为不同尺寸车辆对势场强度的影响系数,

L_t, L_{ego} 分别为目标车辆和自车的长度, W_t, W_{ego} 分别为目标车辆和自车的宽度, $S_{x \text{ safe}}, S_{y \text{ safe}}$ 分别为纵向、横向安全

距离; N_2 的均值为 $\begin{cases} X_{t2} = X_t + \text{sgn}(a_{xt})\Delta_x \\ Y_{t2} = Y_t + \text{sgn}(a_{yt})\Delta_y \end{cases}$, 方差为

$\begin{cases} \sigma_{x1} = S_{x \text{ safe}} \\ \sigma_{x2} = S_{y \text{ safe}} \end{cases}$, 其中, Δ_x, Δ_y 分别为纵向、横向偏移量, 表示

目标车辆的各运动状态对势场强度的影响。

纵向、横向安全距离分别为:

$$\begin{cases} S_{x \text{ safe}} = v_x t + \frac{(v_{xf} - v_{xt})^2}{2a_{xf, \text{max}}} + d_{x, \text{min}} \\ S_{y \text{ safe}} = \frac{(v_{yf} - v_{yt})^2}{2a_{yf, \text{max}}} + d_{y, \text{min}} \end{cases} \quad (12)$$

式中: $d_{x, \text{min}}$ 和 $d_{y, \text{min}}$ 分别为最小纵、横向安全距离, $a_{xf, \text{max}}$ 和

$a_{yf, \text{max}}$ 分别为最大允许纵、横向加速度, t 为安全间隔时间。偏移量 Δi 为:

$$\begin{cases} \Delta i = \frac{S_{\Delta i}}{e^{-k_3(|a_i| - 0.5a_{i, \text{max}})}}, i = x, y \\ S_{\Delta i} = 0.8S_{i \text{ safe}} \end{cases} \quad (13)$$

式中: $S_{\Delta i}$ 为基础偏移量, k_3 为正比例系数, $a_i, a_{i, \text{max}}$ 分别为目标车辆纵、横向加速度和最大加速度。

选取典型工况对构建势场进行可视化分析, 考虑自车行驶速度为 25 m/s, $\mathbf{P}_t=[50 \ 1.75]^T$ 时, 目标车辆不同运动状态下的势场如图 4 所示。

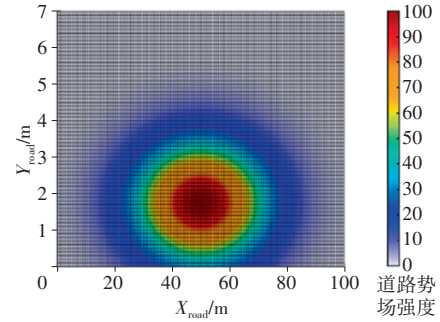
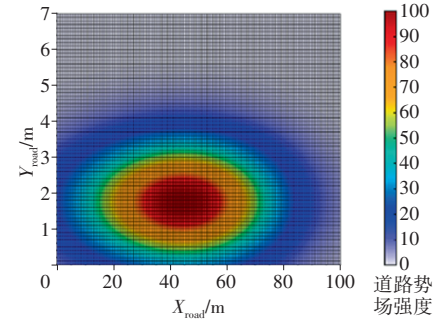

 (a) $v_{xt}=15 \text{ m/s}$

 (b) $v_{xt}=15 \text{ m/s}, a_{xt}=-5 \text{ m/s}^2$

图4 目标车辆加速度对势场的影响

图 4a 中, 目标车辆以 15 m/s 匀速行驶, 势场围绕 P_t 点对称分布, 越靠近 P_t , 势场强度越大; 图 4b 中, 目标车辆以 5 m/s² 减速, 势场中心朝向 X_{road} 负方向偏移, 且势场覆盖范围更广。

当 $k_1=1.6, k_2=1.5$ 时, 不同尺寸车辆对势场强度的影响如图 5 所示。相同运动状态下, 相较于图 4a, 目标车辆尺寸越大, 势场覆盖范围越广。

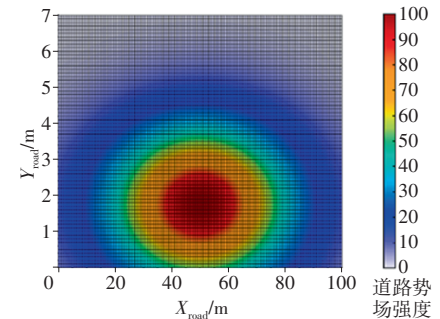


图5 目标车辆尺寸对势场的影响

3.2 局部轨迹规划问题构建

假设已知车道位置和速度,根据实际输出状态量 $\mathbf{y} = [Y \ v_x]^T$,期望的横向位置以及纵向速度为:

$$\begin{cases} \mathbf{y}_{des} = [Y_{des} \ v_{x\ des}]^T \\ Y_{des} = \left(l_{des} - \frac{1}{2} L_w \right) \end{cases} \quad (14)$$

式中: \mathbf{y}_{des} 为期望的输出状态量, Y_{des} 为期望的横向位置, $v_{x\ des}$ 为期望的纵向速度, L_w 为车道宽度, l_{des} 为从右侧计算的期望车道索引。

局部轨迹规划的最优控制问题为:

$$\begin{cases} \min_{\mathbf{u}} \sum_{k_p=1}^{N_p} J_1 + \sum_{k_c=1}^{N_c} J_2 \\ J_1 = S U_{t+k_p|t} + \left\| \mathbf{y}_{t+k_p|t} - \mathbf{y}_{des\ t+k_p|t} \right\|_Q^2 \\ J_2 = \left\| \mathbf{u}_{t+k_c-1|t} \right\|_R^2 + \left\| \Delta \mathbf{u}_{t+k-1|t} \right\|_{R_{\Delta u}}^2 \end{cases} \quad (15)$$

式中: J_1 为预测时域内势场强度以及跟踪参考轨迹的误差总和, J_2 为控制时域内的控制量及其增量总和, S 为权重系数, Q 、 R 和 $R_{\Delta u}$ 为权重矩阵, $(t+k|t)$ 为当前时刻 t 对 $(t+k)$ 时刻的预测值, N_p 为预测时域, N_c 为控制时域。

车辆在行驶过程中应满足车辆动力学约束、控制量约束、控制量增量约束、输出量约束和摩擦圆约束:

$$\begin{cases} \dot{\xi} = f(\xi, \mathbf{u}) \\ \mathbf{u}_{min} \leq \mathbf{u}_{t+k-1|t} \leq \mathbf{u}_{max} \\ \Delta \mathbf{u}_{min} \leq \Delta \mathbf{u}_{t+k-1|t} \leq \Delta \mathbf{u}_{max} \\ \mathbf{y}_{min} < \mathbf{y}_{t+k|t} < \mathbf{y}_{max} \\ m(a_{x\ t+k-1|t}^2 + a_{y\ t+k-1|t}^2) \leq (h\mu F_z)^2 \end{cases} \quad (16)$$

通过求解局部轨迹规划问题式(15),得到最优控制序列后,根据点质量模型获取 N_p 时域内期望轨迹和期望速度的散点序列 Y^* 和 v_x^* ,经过五次多项式拟局部轨迹。

4 避撞轨迹跟踪控制

4.1 横摆稳定性约束分析

状态 v_y 和 r 反映稳态假设下轮胎模型的最大性能,可表示为 v_y - r 相平面约束。车辆的横摆角速度与路面附着系数和车辆纵向速度关系为 $-\frac{\mu g}{v_x} \leq r \leq \frac{\mu g}{v_x}$,考虑车辆稳定性,后轮饱和约束为:

$$\begin{cases} -\alpha_{r\ peak} \leq \alpha_r \leq \alpha_{r\ peak} \\ \alpha_{r\ peak} = \arctan \frac{3mg\mu l_f}{C_r(l_f + l_r)} \end{cases} \quad (17)$$

式中: C_r 为后轮侧偏刚度, $\alpha_{r\ peak}$ 为后轮最大侧偏角。

因此,状态约束可表示为 $\begin{cases} v_y \leq l_r r + v_x \alpha_{r\ peak} \\ v_y \geq l_r r - v_x \alpha_{r\ peak} \end{cases}$ 。

为了保持车辆在操纵极限下的稳定性,当轮侧偏角 α_r 达到约束边界时,即 $\alpha_r = \pm \alpha_{r\ peak}$,需满足 $\dot{\alpha}_r = 0$ 。根据式(3),可得:

$$\left(\frac{l_f l_f}{I_z} - \frac{1}{m} \right) u_1 = \left(\frac{1}{m} + \frac{l_r^2}{I_z} \right) F_{y_r} - v_x r \quad (18)$$

当左转向时,满足 $\alpha_r = \pm \alpha_{r\ peak}$,则:

$$\begin{cases} u_1 = F_{y_f\ max} + \Delta u_1 \\ F_{y_r} = F_{y_r\ max} \\ r = \frac{\mu g}{v_x} + \Delta r \ (\Delta r > 0) \end{cases} \quad (19)$$

因此, $\left(\frac{l_f l_f}{I_z} - \frac{1}{m} \right) \Delta u_1 = -v_x \Delta r$,其中, $F_{y_f\ max}$ 和 $F_{y_r\ max}$ 分别为前、后轮最大侧偏力。

若 α_r 被迫约束在 $\alpha_r = \alpha_{r\ peak}$,当横摆角速度较小时,前轮侧向力会从正峰值跳到负峰值。为了减少侧向力的大幅振荡,缓解后轮侧偏角过大,设计非直接约束达到约束边界,即 $\alpha_{r\ max} < \alpha_{r\ peak}$,此时,可通过约束横摆角速度降低后轮侧偏角。

考虑车辆转向动能:

$$\begin{cases} E = \frac{1}{2} I_z r^2 + \frac{1}{2} m v_y^2 \\ \dot{E} = u_1 (v_y + l_r) - v_x F_{y_r} \alpha_r - m v_x r v_y \end{cases} \quad (20)$$

式中: $u_1(v_y + l_r)$ 、 $v_x F_{y_r} \alpha_r$ 分别为前、后轮侧向力功率, $m v_x r v_y$ 为科氏力功率。

由式(20)可知,后轮侧向力能够减少转向动能。因此,在 k 时刻,若 $u_1(k)(v_y(k) + l_r(k)) - v_x(k)r(k)v_y(k) < 0$ 成立,当后轮侧偏角由 α_r 增加至 $\alpha_{r\ max}$,转向动能随之减小;反之,则通过惩罚项 $\|r\|_p^2$ 来降低横摆角速度。科氏力功率的增大会导致 α_r 增加,为避免 α_r 超过约束边界,同时降低控制量突变,采取间接约束(Without Constraints, WC)策略。间接约束权重矩阵 P 为:

$$P = \begin{cases} 0, & n_{PE} \leq 0 \\ [\varepsilon \cdot n_{PE}], & n_{PE} > 0 \end{cases} \quad (21)$$

式中: ε 为正值系数, $n_{PE} = u_1(v_y + l_r) - v_x F_{y_r} \alpha_r - m v_x r v_y$ 为车辆的动能状态与科氏力等综合效应。

4.2 轨迹跟踪控制器设计

轨迹跟踪控制的优化问题设计为:

$$\min_{\mathbf{u}} \sum_{k_p=1}^{N_p} \left\| \mathbf{y}(k_p, t) - \mathbf{y}_{ref}(k_p, t) \right\|_Q^2 + \sum_{k_c=1}^{N_c} \left\| \mathbf{u}(k_c - 1, t) \right\|_R^2 + \|r\|_P^2 + \rho \varepsilon^2 \quad (22)$$

$$\begin{cases} \mathbf{x}(k+1) = \mathbf{A}_d \mathbf{x}(k) + \mathbf{B}_d \mathbf{u}(k) + \mathbf{D}_d(k) \\ \mathbf{y}(k) = \mathbf{C} \mathbf{x}(k) \\ -\frac{\mu g}{v_x} \leq r \leq \frac{\mu g}{v_x} \\ \text{s.t.} \begin{cases} v_y \leq l_r r + v_x \alpha_{r \text{ peak}} \\ v_y \geq l_r r - v_x \alpha_{r \text{ peak}} \\ \mathbf{y}_{\min} < \mathbf{y}(k,t) < \mathbf{y}_{\max} \\ \mathbf{u}_{\min} \leq \mathbf{u}(k,t) \leq \mathbf{u}_{\max} \\ \Delta \mathbf{u}_{\min} \leq \Delta \mathbf{u}(k,t) \leq \Delta \mathbf{u}_{\max} \end{cases} \end{cases}$$

式中: $\mathbf{y}_{\text{ref}} = [\mathbf{Y}^* \quad \mathbf{V}_x^*]^T$ 为上层规划得到的期望轨迹, ρ 为权重系数, ϵ 为横摆稳定性松弛因子, (k,t) 为当前时刻 t 向前 k 步的预测值。

目标函数的组成包括预测时域内跟踪误差之和、控制时域内控制量之和以及间接约束, 分别有权重矩阵 \mathbf{Q} 、 \mathbf{R} 和 \mathbf{P} 。因此, 轨迹跟踪控制问题可视为标准二次型问题:

$$\begin{aligned} \min_{\Delta \mathbf{U}, \epsilon} & \frac{1}{2} [\Delta \mathbf{U}(t)^T, \epsilon]^T \mathbf{H}_t [\Delta \mathbf{U}(t)^T, \epsilon] + \mathbf{G}_t [\Delta \mathbf{U}(t)^T, \epsilon] \\ \text{s.t.} & \mathbf{A}_{\text{cons}} \leq \mathbf{b}_{\text{cons}} \end{aligned} \quad (23)$$

式中: $\Delta \mathbf{U}$ 为控制增量, \mathbf{H}_t 、 \mathbf{G}_t 分别为二次型目标函数与线性目标项的权重矩阵, \mathbf{A}_{cons} 、 \mathbf{b}_{cons} 为优化问题的约束区域。

求解上式得到最优控制输入序列 $\Delta \mathbf{U}^* = [\Delta \mathbf{u}(k)^* \quad \Delta \mathbf{u}(k+1)^* \cdots \Delta \mathbf{u}(N_c-1)^*]^T$, 并将其第一项用于车辆系统的实际控制。

5 仿真及试验验证

5.1 联合仿真验证

基于 CarSim 和 Simulink 联合仿真, 对不同工况下控制效果进行测试, 主要仿真参数如表 1、表 2 所示。控制目标将保持匀速行驶, 纵向车速及总纵向力的变化可忽略不计, 主要验证本文方案的避撞性能及其对横摆稳定性能的影响。

5.1.1 轨迹跟踪验证

双移线工况在评价自动驾驶车辆轨迹跟踪精度以及车辆稳定性的仿真分析中应用广泛^[20]。关于纵向位置 X 的横向位置 Y_{ref} :

$$\begin{cases} Y_{\text{ref}}(X) = \frac{d_{y1}}{2} [1 + \tanh(z_1)] - \frac{d_{y2}}{2} [1 + \tanh(z_2)] \\ z_1 = \frac{2.4(X - 27.19)}{d_{x1}} - 1.2 \\ z_2 = 2.4(X - 56.46)/d_{x2} - 1.2 \end{cases} \quad (24)$$

其中,

$$\begin{cases} d_{x1} = 25, & d_{x2} = 21.95 \\ d_{y1} = 4.05, & d_{y2} = 5.7 \end{cases}$$

表 1 局部轨迹规划仿真参数

参数	取值	参数	取值
N_x	5	k_3	0.5
N_y	2	d_{lim}/m	1
N_c	2	\mathbf{u}_{max}	$[\mu g \quad \mu g]$
N_u	2	\mathbf{u}_{min}	$[-\mu g \quad -\mu g]$
N_p	35	\mathbf{y}_{max}	$[7 \quad 40]$
\mathbf{R}	$\begin{bmatrix} 1 \times 10^{-2} & 0 \\ 0 & 1 \times 10^{-3} \end{bmatrix}$	\mathbf{y}_{min}	$[0 \quad 0]$
\mathbf{Q}	$\begin{bmatrix} 1.5 \times 10^3 & 0 \\ 0 & 1 \times 10^5 \end{bmatrix}$	α_1	10
L_w/m	3.5	α_2	100
A_{road}	80	β_1	1
S	550	β_2	1
T_{s1}/s	0.1	d_{lim}/m	1
A_t	100	$d_{y \text{ lim}}/\text{m}$	2
w_1	0.7	L_{ego}/m	5
w_2	0.3	W_{ego}/m	2

表 2 轨迹跟踪控制仿真参数

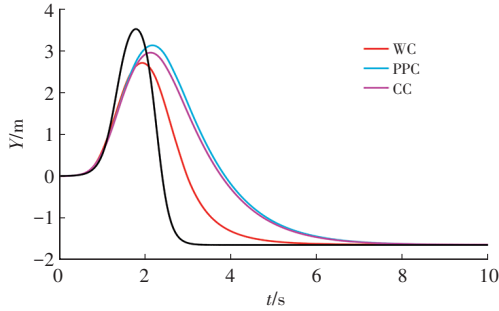
参数	取值	参数	取值
N_x	6	l_f/m	1.468
N_y	4	C_r	62 700
N_c	2	m/kg	1 723
N_u	2	I_z	4 175
N_p	2.5	$\alpha_{r \text{ max}}/\text{rad}$	3
\mathbf{R}	$\begin{bmatrix} 0.5 & 0 \\ 0 & 0.01 \end{bmatrix}$	ϵ	50
\mathbf{Q}	$\begin{bmatrix} 1 \times 10^5 & 0 \\ 0 & 1 \times 10^5 \end{bmatrix}$	\mathbf{u}_{max}	$[4 \ 590 \quad 1.3 \times 10^4]$
ρ	$[1 \times 10^3 \quad 1 \times 10^4 \quad 1 \times 10^4]$	\mathbf{u}_{min}	$[-4 \ 590 \quad -1.3 \times 10^4]$
T_{s2}/s	0.05	$\Delta \mathbf{u}_{\text{max}}$	$[1 \ 000 \quad 2 \ 000]$
l_f/m	1.232	$\Delta \mathbf{u}_{\text{min}}$	$[-1 \ 000 \quad -2 \ 000]$

仿真试验中使用 3 种控制器, 分别为没有相平面约束及间接约束控制器、相平面约束 (Phase Plane Constraint, PPC) 控制器以及兼具相平面与间接约束的组合约束 (Combining Constraint, CC) 控制器。期望速度 $V_x^* = 30 \text{ m/s}$, $\mu = 0.85$, 验证控制器有效性及稳定性, 结果如图 6 所示。

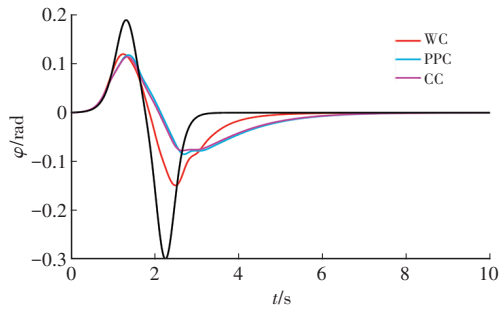
图 6c 中, 当稳定性约束增加, PPC 和 CC 控制器跟踪误差相近, 相较于 WC 控制器, 横向位置误差 \tilde{Y} 明显增加, 但横摆稳定性更好, 表明横摆稳定性与轨迹跟踪性间具有冲突性。

鉴于 v_y 和 r 均为车辆横摆稳定性能的评价指标,结合图 6d~图 6f 分析,WC 控制器不具备稳定性约束,所以车辆状态超出稳定区域,车辆横摆稳定性降低,容易发生侧滑事故;PPC 和 CC 控制器因增加了相平面约束,车辆状态仍保持在稳定区域内部。

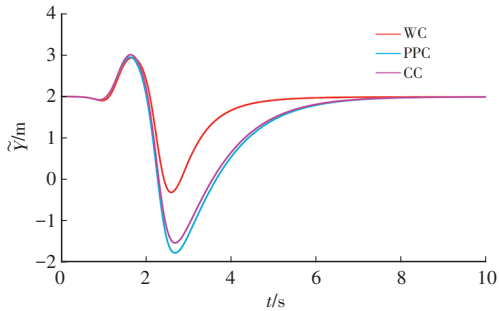
图 6g 为求解的最优前轮侧偏力,PPC 和 CC 控制器通过调整前轮侧向力保持稳定性,在第 1.5 s 和第 3 s 时,CC 控制器受间接约束作用,在控制输入突变时,具有更小的变化量。



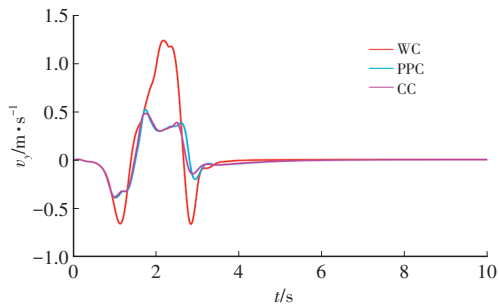
(a) 横向位置



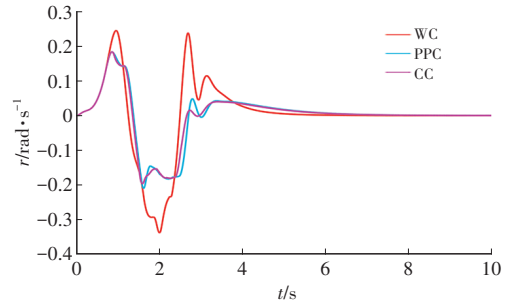
(b) 航向角



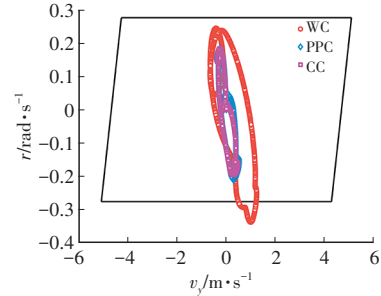
(c) 横向位置误差



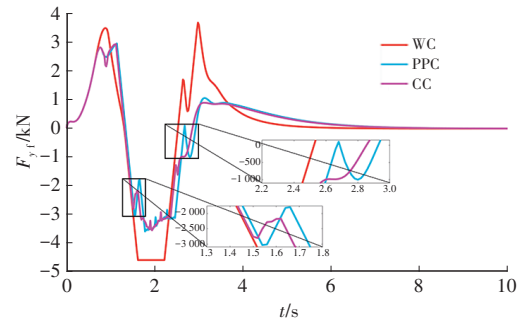
(d) 横向速度



(e) 横摆角速度



(f) 相平面约束



(g) 前轮侧偏力

图6 高速轨迹跟踪车辆状态

5.1.2 横向避撞验证

基于相对距离的碰撞函数(Collision Function, CF),通过计算自车与目标车辆的距离偏差调节碰撞函数值,即距离越近,函数值越大^[21]。具体如下:

$$U_{CF} = \frac{A_i v_i}{(X_i - X_f)^2 + (Y_i - Y_f)^2 + \rho} \quad (25)$$

式中: A_i 为权重系数, $v_i = v_{xt}^2 + v_{yt}^2$, (X_i, Y_i) 、 (X_f, Y_f) 分别为目标车辆与自车位置, ρ 为极小正数。

分别使用本文设计的自适应势场函数(Adaptive Potential Function, APF)、碰撞函数(CF)的双层模型预测控制器进行横向避撞试验。多静止目标车辆工况场景设置如图 7 所示,假设距自车行驶方向 50 m 处,与自车尺寸相同的车辆 1 因故障静止在车道中央,位置为 $P_{t1}=[50 \ 1.75]^T$,故障车辆 2 位置为 $P_{t2}=[150 \ 5.25]^T$ 。自车起始位置为 $P_{ego}=[0 \ 1.75]^T$,以 25 m/s 的纵向速度靠近故障车辆,期望的输出状态量 $y_{des}=[5.25 \ 25]^T$ 。车辆尺寸对势场强度的影响系数分别为 $k_1=1.4$ 、 $k_2=1.2$ 。

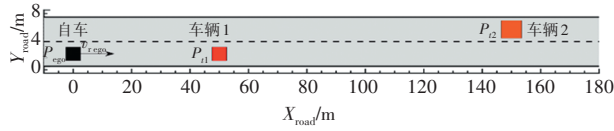


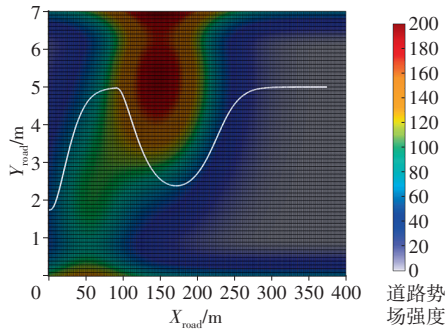
图7 多静止目标车辆工况场景设置

横向碰撞控制结果如图8所示,车辆在势场中的行驶轨迹见图8a。当自车靠近车辆1时,势场强度增大,自车开始沿势场梯度下降方向向左转向,受目标函数跟踪项影响,向目标车道靠近;在90 m处时,受故障车辆2影响,势场强度再次增大,自车向右转向,躲避故障车辆2;之后,自车沿势场强度较低的部分返回目标车道,完成避撞操作。

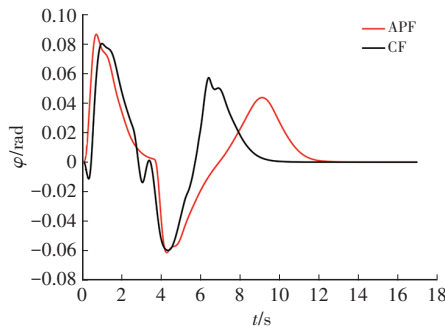
自车横向避撞过程中,航向角变化见图8b。相较于APF控制器,CF控制器先向右小角度转向、后左转向,导致躲避故障车辆1的安全距离更小;在躲避故障车辆2后,更加急切地返回目标车道。

图8c中,APF、CF控制器的最大横向速度最大分别为0.34 m/s和0.33 m/s,均方根值分别为0.05 m/s和0.05 m/s;最大横摆角速度分别为0.23 rad/s和0.24 rad/s,均方根值分别为0.04 rad/s和0.05 rad/s。两种控制器的横摆稳定性指标(v_y 和 r)比较接近,并且车辆状态均未超出稳定相平面区域,保持稳定行驶。

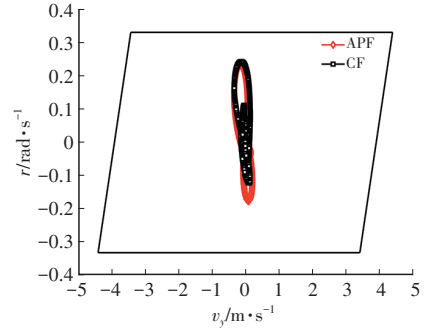
图8d中求解的最优前轮侧偏力,在第5~6 s时,CF前轮侧力变化出现剧烈波动,可能引起车辆振动,影响驾驶舒适性。图8e中, r_{rms} 为车辆模摆角速度均方根, D_1 、 D_2 分别为1.6 s和6 s时,故障车辆1和车辆2时两车质心间距离的倒数。该工况下,APF所构成多边形面积较CF略小,车辆的安全性与横摆稳定性更高。



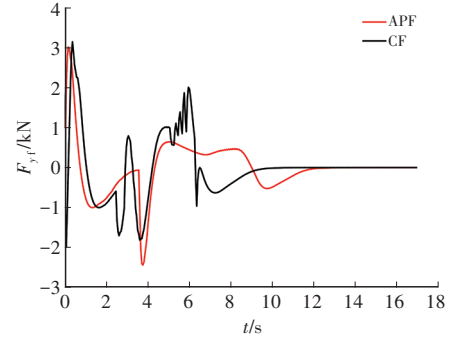
(a) 势场分布及轨迹



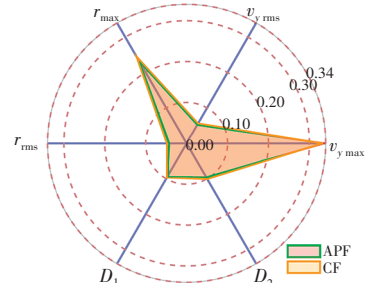
(b) 航向角



(c) 相平面约束



(d) 前轮侧偏力



(e) 性能指标雷达图

图8 多静止目标车辆工况下自车避撞状态

前车减速工况如图9所示,自车前方15 m处有一车辆,其初速度为25 m/s,以 -5 m/s^2 减速2 s后,保持纵向速度15 m/s行驶。自车从 $P_{ego}=[0 \ 1.75]^T$ 处以20 m/s纵向速度靠近目标车辆,期望输出状态量为 $y_{des}=[1.75 \ 20]^T$ 。

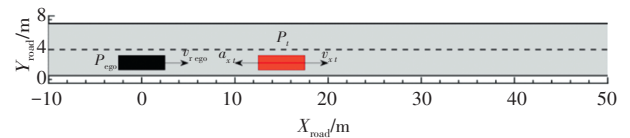


图9 前车减速工况场景设置

该工况下,自车避撞状态如图10所示。图10a为车辆实际轨迹,由于目标车辆初始车速较大,在APF控制器作用下,自车先左转后向前行驶,第6 s时,两车间存在速度差,达到自车返回原车道的安全距离,此时自车开始右转;而CF控制器在5 s时以大角度转向返回原车道。

图10c中,APF、CF控制器的最大横向速度分别为0.08 m/s和0.21 m/s,均方根值分别为0.02 m/s和0.03 m/s;APF和CF的最大横摆角速度分别为0.20 rad/s

和0.30 rad/s,均方根值分别为0.03 rad/s和0.05 rad/s。可见,APF控制器稳定性更优,且车辆状态未超出相平面。

图10e为横摆稳定性指标和安全距离值指标,其中, D_1 为1s时两车质心距离的倒数, D_2 是APF在8s时和CF在7s时两车质心距离的倒数,且该质心距离为切入原车道时两车质心间最短距离。APF所构成多边形面积比CF更小,说明APF控制器的安全性和横摆稳定性更好。

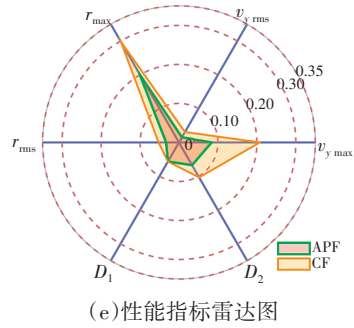
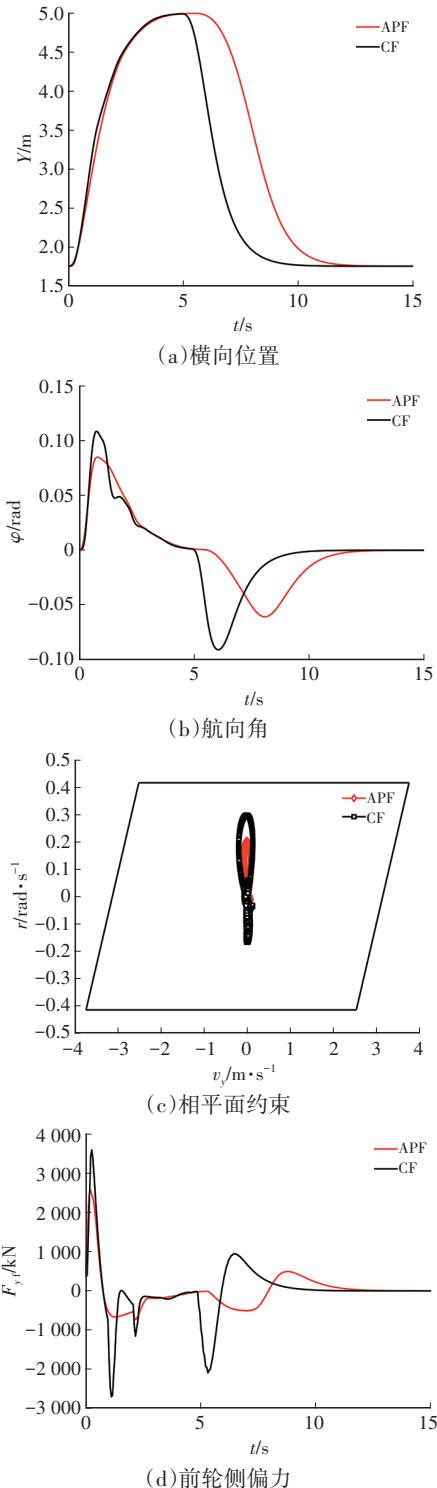


图10 前车减速工况下自车避撞状态

5.2 基于NI的试验验证

基于NI PXI(National Instruments PCI eXtensions for Instrumentation)平台试验验证本文方案有效性和实时性,前车匀速工况如图11所示。自车前方20 m处有一车辆以15m/s匀速行驶,其位置为 $P_t=[20 \ 1.75]^T$ 。自车从 $P_{ego}=[0 \ 1.75]^T$ 处以25 m/s纵向速度靠近目标车辆,取期望输出状态量 $y_{des}=[1.75 \ 25]^T$ 。

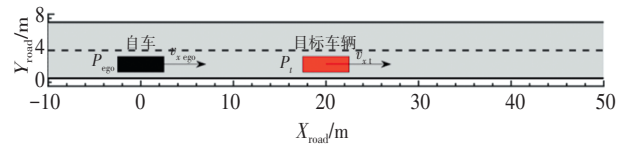
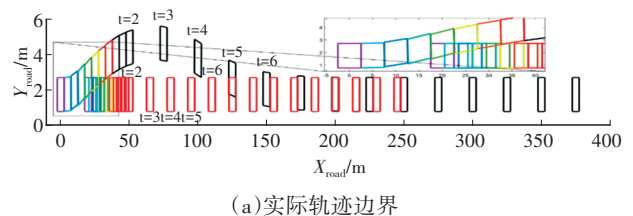


图11 前车匀速工况场景设置

前车匀速工况下自车避撞状态如图12所示,图12a为车辆实际行驶边界与目标车辆的位置对比。车辆2 s前的位置以0.02 s的间隔用不同颜色表示,相同颜色为同一时刻自车与目标车辆位置,车辆左转时与目标车辆保持安全距离,不会发生碰撞;另外,图中标出了自车和自车和目标车辆第2~6 s的位置,可见,在重新切入原车道的过程中,车辆在保持足够的距离的前提下返回原车道。车辆可安全完成避撞,并预留足够空间应对目标车辆的状态突变。

通过图12b~图12c的车辆横向位置与航向角曲线,可见车辆首先左转避撞,3 s时开始右转,与目标车辆保持一定距离并切回原车道。该避撞行为与预期设计相符,能够验证所提出算法的有效性。

图12d中,最大横向速度和均方根值分别为0.66 m/s和0.10 m/s,最大横摆角速度和均方根值分别为0.30 rad/s和0.04 rad/s,车辆状态未超出稳定相平面区域,因此保持稳定行驶。



(a) 实际轨迹边界

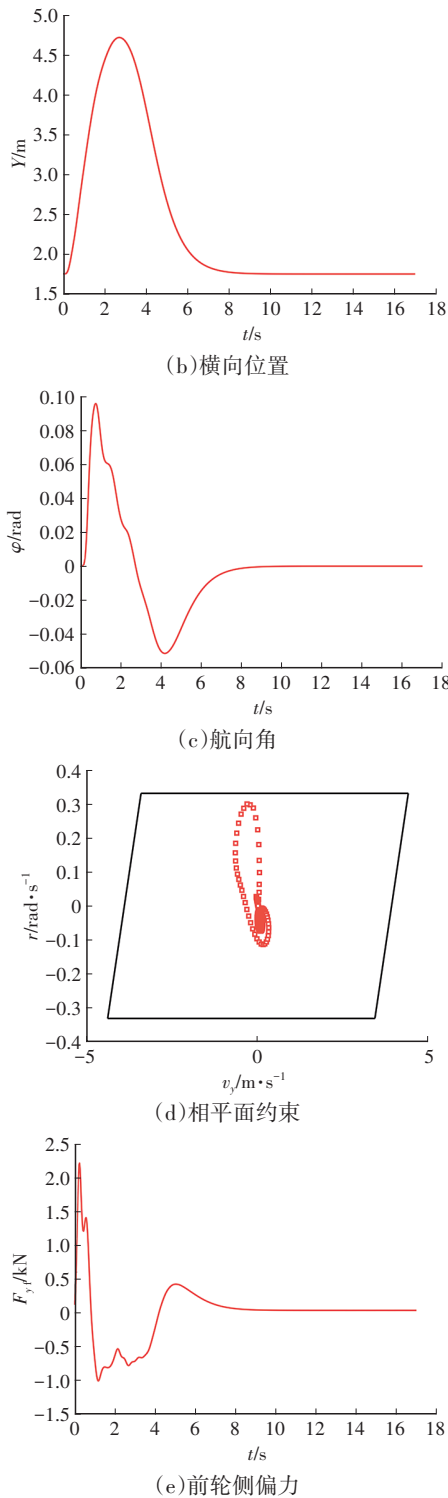


图12 前车匀速工况下小车避撞状态

计算本文方案算法的规划层与控制层使用时间,如图13所示。规划层最大用时为63.00 ms,平均用时41.10 ms;控制层最大用时6.02 ms,平均用时2.09 ms。各层所用时间均小于采样时间,表明本文方案可满足实时性要求。

5.3 实车测试验证

基于2辆自动导引车(Automated Guided Vehicle, 2024年 第10期

AGV)开展实车试验,如图14所示。每辆AGV搭载计算单元和执行单元,其中,计算单元为ARK-300工控机(i7-7700处理器,2.4 GHz)。将求解车辆加速度转换为速度和前轮转角信号,同时发送至下层。下层执行单元为AGV底盘,采用阿克曼转向设计,通过CAN总线接收执行速度和转角控制指令,向上层反馈底盘实时速度和转角信息。

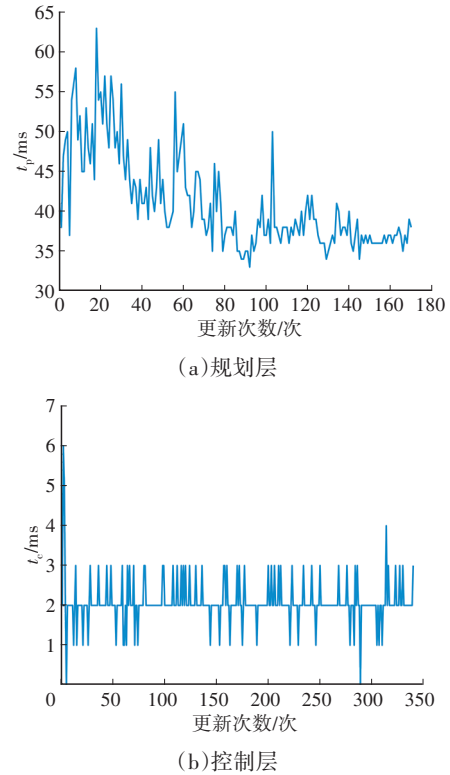


图13 规划层与控制层计算时间



图14 实车测试平台

根据仿真验证中的减速工况,结合场地、AGV限速(1 m/s)等条件,对部分试验参数进行调整,测试结果如图15所示。与仿真相同,目标车辆初始速度较大,在左转避让后继续直行,并未立即右转,返回原车道。受最大车速限制,AGV沿直线行驶较长一段时间,保证两车间安全距离,此时小车向右转向。实车试验结果进一步验证了本文方案的可行性与有效性。

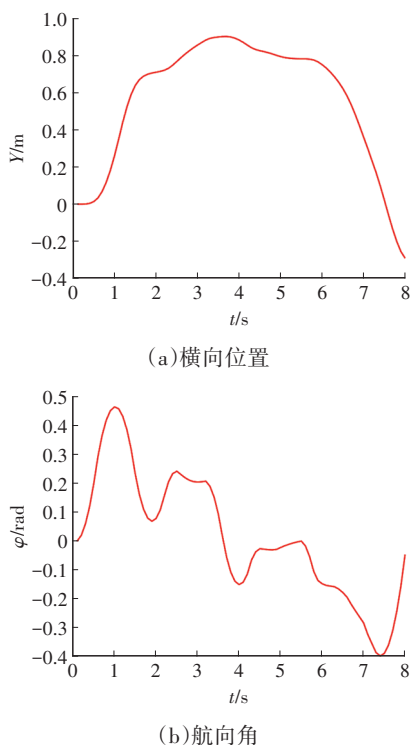


图 15 实车验证自车避障状态

6 结束语

本文提出了基于自适应势场的车辆避撞轨迹规划与预测跟踪控制方法。在轨迹规划层,基于自适应势场函数,求解非线性模型预测控制问题的局部最优轨迹;在跟踪控制层,考虑车辆横摆稳定性能,构造相平面约束和间接约束,构建模型预测控制跟踪策略。

通过开展联合仿真,验证了轨迹规划与跟踪控制算法的可行性;在此基础上,完成了从联合仿真到实时试验平台的算法迁移,证明了所提出的算法可满足实时性要求;最终实现了减速工况实车测试试验,进一步证实了所提出的算法可在避撞的同时,保证车辆横摆稳定性能。

参 考 文 献

- [1] 申泽邦. 无人驾驶原理与实践[M]. 北京: 机械工业出版社, 2019.
SHEN Z B. Principles and Practices of Autonomous Driving[M]. Beijing: China Machine Press, 2019.
- [2] HURDUS J, BACHA A, BAUMAN C, et al. VictorTango Architecture for Autonomous Navigation in the DARPA Urban Challenge[J]. Journal of Aerospace Computing, Information, and Communication, 2008, 5(12): 506–529.
- [3] ZIEGLER J, BENDER P, SCHREIBER M, et al. Making Bertha Drive—An Autonomous Journey on A Historic Route[J]. IEEE Intelligent Transportation Systems Magazine, 2014, 6(2): 8–20.

- [4] ELBANHAWI M, SIMIC M. Sampling-Based Robot Motion Planning: A Review[J]. IEEE Access, 2014, 2(1): 56–77.
- [5] PIAZZI A, BIANCO C G L, BERTOZZI M, et al. Quintic G/Sup 2/-Splines for the Iterative Steering of Vision-Based Autonomous Vehicles[J]. IEEE Transactions on Intelligent Transportation Systems, 2002, 3(1): 27–36.
- [6] RASTELLI J P, Lattarulo R, NASHASHIBI F. Dynamic Trajectory Generation Using Continuous-Curvature Algorithms for Door to Door Assistance Vehicles[C]// 2014 IEEE Intelligent Vehicles Symposium Proceedings. Dearborn, MI, USA: IEEE, 2014: 510–515.
- [7] 李军, 周伟, 唐爽. 基于自适应拟合的智能车换道避障轨迹规划[J]. 汽车工程, 2023, 45(7): 1174–1183.
LI J, ZHOU W, TANG S. Lane-Changing Obstacle Avoidance Trajectory Planning for Intelligent Vehicles Based on Adaptive Fitting[J]. Automotive Engineering, 2023, 45(7): 1174–1183.
- [8] 张洪昌, 宁鹏, 杨杰, 等. 基于双层求解策略的平行泊车轨迹规划[J]. 汽车工程, 2023, 45(12): 2299–2309.
ZHANG H C, NING P, YANG J, et al. Parallel Parking Trajectory Planning Based on A Two-Layer Solving Strategy[J]. Automotive Engineering, 2023, 45(12): 2299–2309.
- [9] GUO L Q, ZHANG X D, GUO H L, et al. Real-Time Optimal Trajectory Planning for Autonomous Driving with Collision Avoidance Using Convex Optimization[J]. Automotive Innovation, 2023, 6(3): 481–491.
- [10] KHATIB O. Real-Time Obstacle Avoidance for Manipulators and Mobile Robots[C]// 1985 IEEE International Conference on Robotics and Automation. St. Louis, MO, USA: IEEE, 1985: 500–505.
- [11] LU B, HE H W, YU H L, et al. Hybrid Path Planning Combining Potential Field with Sigmoid Curve for Autonomous Driving[J]. Sensors, 2020, 20(24): 7197.
- [12] QIN Z B, JING H D, CHEN L, et al. Longitudinal Vehicle Stability Control Based on Modified Sliding Mode Control Method[J]. Automotive Innovation, 2024, 7: 335–348.
- [13] ZHANG L Q, HU M J, ZHANG H, et al. Channel-Level Event-Triggered Communication Scheme for Path Tracking Control of Autonomous Ground Vehicles with Distributed Sensors[J]. IEEE Transactions on Vehicular Technology, 2023, 72 (10): 12553–12566.
- [14] HAN G N, FU W P, WANG W, et al. The Lateral Tracking Control for the Intelligent Vehicle Based on Adaptive PID Neural Network[J]. Sensors, 2017, 17(6): 1244.
- [15] HU M J, LI J N, BIAN Y G, et al. Distributed Coordinated Brake Control for Longitudinal Collision Avoidance of Multiple Connected Automated Vehicles[J]. IEEE Transactions on Intelligent Vehicles, 2023, 8(1): 745–755.
- [16] 陈亮, 秦兆博, 孔伟伟, 等. 基于最优前轮侧偏力的智能

- 汽车 LQR 横向控制[J]. 清华大学学报(自然科学版), 2021, 61(9): 906-912.
- CHEN L, QIN Z B, KONG W W, et al. LQR Lateral Control of Intelligent Vehicles Based on Optimal Front Wheel Sideslip Force[J]. Journal of Tsinghua University (Science and Technology), 2021, 61(9): 906-912.
- [17] GUO H Y, CAO D P, CHEN H, et al. Model Predictive Path Following Control for Autonomous Cars Considering A Measurable Disturbance: Implementation, Testing, and Verification[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2019, 118: 41-60.
- [18] ERLIEN S M, FUJITA S, GERDES J C. Shared Steering Control Using Safe Envelopes for Obstacle Avoidance and Vehicle Stability[J]. IEEE Transactions on Intelligent Transportation Systems, 2015, 17(2): 441-451.
- [19] FUNKE J, BROWN M, ERLIEN S M, et al. Collision Avoidance and Stabilization for Autonomous Vehicles in Emergency Scenarios[J]. IEEE Transactions on Control Systems Technology, 2016, 25(4): 1204-1216.
- [20] FALCONE P, ERIC TSENG H, BORRELLI F, et al. MPC-Based Yaw and Lateral Stabilisation via Active Front Steering and Braking[J]. Vehicle System Dynamics, 2008, 46(S1): 611-628.
- [21] 龚建伟, 刘凯, 齐建永. 无人驾驶车辆模型预测控制[M]. 北京: 北京理工大学出版社, 2020.
- GONG J W, LIU K, QI J Y. Model Predictive Control of Autonomous Vehicles[M]. Beijing: Beijing Institute of Technology Press, 2020.
- (责任编辑 瑞 秋)
- 修改稿收到日期为 2024 年 8 月 13 日。

《汽车技术》征稿启事

《汽车技术》杂志是中国第一汽车集团有限公司主办的国内外公开发行的汽车前瞻与应用技术类月刊,为我国高质量科技期刊分级目录入选期刊、中国科学引文数据库(CSCD)来源期刊、中文核心期刊、中国科技核心期刊、RCCSE 中国核心学术期刊(A)、Scopus 数据库收录期刊、俄罗斯《文摘杂志》(AJ)收录期刊、日本科学技术振兴机构数据库入选期刊、EBSCO 学术数据库收录期刊、欧洲学术出版中心(EuroPub)数据库收录期刊。

《汽车技术》杂志以报道汽车整车及其零部件设计、研究、试验等方面的前瞻与应用技术为主,并兼有理论研究内容,是中国汽车行业核心学术和知识传播与共享的平台。

《汽车技术》将在国家提出的“创新、协调、绿色、开放、共享”发展理念的指引下,把握《节能与新能源汽车技术路线图》和“低碳化、信息化、智能化”的汽车技术主流发展趋势,努力在传统内燃机汽车高效动力系统、轻量化、低阻力领域,新能源汽车和互联智能汽车技术领域,大力吸收优质稿源,为广大科研和工程技术人员服务,为我国汽车工程技术创新能力提升贡献力量。

《汽车技术》欢迎高等院校师生、研发工程技术人员、技术管理人员及相关人员不吝赐稿,反映国家重点扶持项目、自然科学基金项目和其他重点项目等研究成果的稿件将被优先选择刊登。

投稿要求:

1. 文章字数最好控制在 6 000~8 000 字范围之内;
2. 请按科技论文要求撰写文章摘要,摘要中文字数控制在 180 字左右;
3. 文章必须附有公开发表的、体现本领域最新研究成果的参考文献,且在文中应标注文献引用处;
4. 文章主要作者应提供其简介,包括出生年、性别、职称、学历、研究方向及技术成果等;
5. 来稿的保密审查工作由作者单位负责,确保署名无争议,文责自负;
6. 请勿一稿多投;
7. 本刊使用网站投稿,请先登陆网站注册成功后投稿,详细投稿要求见本刊网站中“下载中心”栏的“作者指南”,

网址: <http://qcjs.cbpt.cnki.net>。

《汽车技术》编辑部