

控制与决策

Control and Decision

考虑侧倾的无人车NMPC轨迹跟踪控制

王康, 李琼琼, 王子洋, 杨家富

引用本文:

王康, 李琼琼, 王子洋, 杨家富. 考虑侧倾的无人车NMPC轨迹跟踪控制[J]. *控制与决策*, 2022, 37(10): 2535–2542.

在线阅读 View online: <https://doi.org/10.13195/j.kzyjc.2021.1018>

您可能感兴趣的其他文章

Articles you may be interested in

非匹配不确定性影响下的无人车路径跟踪控制

Path following control for autonomous vehicles with mismatched uncertainties

控制与决策. 2022, 37(1): 160–166 <https://doi.org/10.13195/j.kzyjc.2020.1069>

基于收缩约束模型预测控制的无人车辆路径跟踪

Unmanned vehicle path tracking based on contraction constraint model predictive control

控制与决策. 2022, 37(3): 625–634 <https://doi.org/10.13195/j.kzyjc.2020.1239>

基于分布式模型预测控制的无人机编队控制

Formation control of multi-UAV based on distributed model predictive control algorithm

控制与决策. 2022, 37(7): 1763–1771 <https://doi.org/10.13195/j.kzyjc.2021.0447>

输入受限的多旋翼无人机轨迹跟踪鲁棒正定不变集设计

Design of robust positively invariant set for trajectory tracking of multi-rotor UAV with input saturation

控制与决策. 2021, 36(4): 857–866 <https://doi.org/10.13195/j.kzyjc.2019.0880>

航天器输入受限的鲁棒自适应姿态跟踪控制

Robust adaptive attitude tracking control of spacecraft with constrained inputs

控制与决策. 2021, 36(9): 2297–2304 <https://doi.org/10.13195/j.kzyjc.2020.0013>

考虑侧倾的无人车NMPC轨迹跟踪控制

王康, 李琼琼, 王子洋, 杨家富[†]

(南京林业大学机械电子工程学院, 南京 210037)

摘要: 针对高速行驶工况下, 无人车转弯时的侧倾易导致车辆模型非线性程度增加, 引起轨迹跟踪精度下降和状态失稳的问题, 设计一种考虑车辆侧倾因素, 基于非线性模型预测控制(NMPC)的无人车轨迹跟踪控制器. 根据拉格朗日分析力学和车辆运动学, 考虑车辆侧倾几何学和载荷转移效应, 建立考虑侧倾因素的非线性车辆模型, 包括车体动力学模型和修正的“Magic Formula”轮胎模型; 基于此车辆模型, 构建非线性模型预测控制器(NMPC)的预测模型, 并设定控制器的线性、非线性约束, 以保证车辆的运动状态处于稳定区域内. 在Carsim和Simulink联合仿真平台上, 验证车辆高速蛇形工况和双移线工况下的轨迹跟踪控制效果, 仿真结果显示, 所设计的控制器可有效改善高速弯道工况下的跟踪精度和车辆状态稳定性.

关键词: 无人车; 车辆侧倾模型; 轨迹跟踪; 非线性模型预测控制; 运动控制; 车辆动力学

中图分类号: TP273

文献标志码: A

DOI: 10.13195/j.kzyjc.2021.1018

引用格式: 王康, 李琼琼, 王子洋, 等. 考虑侧倾的无人车NMPC轨迹跟踪控制[J]. 控制与决策, 2022, 37(10): 2535-2542.

Trajectory tracking control for automated vehicle based on NMPC considering vehicle rolling motion

WANG Kang, LI Qiong-qiong, WANG Zi-yang, YANG Jia-fu[†]

(College of Mechanical and Electronic Engineering, Nanjing Forestry University, Nanjing 210037, China)

Abstract: The roll of an autonomous vehicle during a fast-turning process can significantly increase the inherent nonlinear dynamics, and consequently lead to an obvious decrease of trajectory tracking accuracy and stability. A trajectory tracking controller based on a nonlinear model predictive control (NMPC) considering vehicle rolling motion is thus developed for addressing this critical issue in practice. With Lagrangian analytical mechanics and vehicle dynamics analysis methods, nonlinear vehicle models considering roll factors are established, including a vehicle body dynamics model and a modified "Magic Formula" tire model. Based on this vehicle model, a nonlinear model predictive controller (NMPC) is constructed, and the linear and nonlinear constraints of the controller are ensured such that the motion of the vehicle is within the stable region. Based on the joint simulation platform of Carsim and Simulink, the trajectory tracking control effect in high-speed serpentine motion and double-shift line motion is verified. Simulation results show that the designed controller effectively improves the tracking accuracy and vehicle state stability in high-speed turning situations.

Keywords: autonomous vehicle; vehicle rolling model; trajectory tracking; nonlinear model prediction controller; motion control; vehicle dynamics

0 引言

近年来, 随着无人驾驶技术飞速发展, 无人驾驶领域已成为研究热点^[1-2]. 轨迹跟踪作为无人驾驶技术的核心环节之一, 引起了学者的广泛关注. 为了使得轨迹跟踪控制器能够精确、安全、稳定地控制无人驾驶车辆, 国内外学者进行了大量研究^[3-8], 许多控

制算法被用于车辆的轨迹跟踪, 包括PID控制^[9]、最优控制、滑模控制^[10]、模型预测控制^[11]、鲁棒控制、微分平坦理论和模糊控制等. 通常的研究侧重于构建响应速度灵敏的线性车辆模型, 忽略了车辆自身的侧倾、俯仰运动, 并仅将车辆的纵侧向、横摆运动参数作为控制器的跟踪对象^[12-14]. 事实上, 车辆高速行驶

收稿日期: 2021-06-10; 录用日期: 2021-09-10.

基金项目: 国家自然科学基金项目(32072498).

责任编辑: 张国山.

[†]通讯作者. E-mail: jfyang@njfu.edu.cn.

时,转向角变化会引起较明显的侧倾现象,而侧倾导致的载荷转移效应进一步影响了车辆的稳定性,也提高了车辆模型的非线性程度^[15-17].因此,需要考虑车辆自身的侧倾运动,并将其引入到控制器的跟踪对象中.

针对无人车轨迹跟踪的纵、侧向稳定性控制问题,本文建立考虑侧倾因素的车辆模型,该模型包括基于拉格朗日方程的车体动力学模型以及修正的“Magic Formula”轮胎模型.通过在车辆模型中考虑侧倾运动对无人纵、侧向控制的影响,提高车辆在高速及转弯工况下的跟踪精度和稳定性.由于所构建的车辆模型非线性程度较高,常用的线性控制算法难以达到较好的轨迹跟踪的效果.因为非线性模型预测控制算法(nonlinear model predictive control, NMPC)对非线性模型具有较好的控制性能,且可以处理非凸、非线性规划问题^[18-20],所以基于NMPC算法建立8维状态空间模型,选取前轮转角、车辆纵向速度作为控制量,对车辆模型进行轨迹跟踪控制.

1 考虑侧倾的车辆模型的建立

1.1 车体动力学模型

1.1.1 车体运动学分析

基于拉格朗日方程的分析力学通过广义力与功能转换对系统进行分析,消去车辆系统内的无功内力,建立车体动力学模型.图1为车体运动学分析简图,对车体的运动分析,将车辆分为簧上质量和簧下质量.车辆的前后车轴各存在一个侧倾中心 o_f 和 o_r ,质心到前后侧倾中心的距离分别为 l_f 和 l_r ,前后侧倾中心高度分别为 h_f 和 h_r ,侧倾中心的连线为“侧倾中心轴”.建立地面参考基 e^G 、车辆参考基 e^v 和簧上质量参考基 e^s ,地面参考基 e^G 的原点 O 固结于地面,车辆参考系 e^v 的原点 o_v 与簧上质量参考基 e^s 的原点 o_s 重合,原点 $o_v(o_s)$ 为车辆簧上质量的质心 m_s 所在侧向平面与侧倾中心轴的交点,原点 $o_v(o_s)$ 距地面的高度为 h_o .

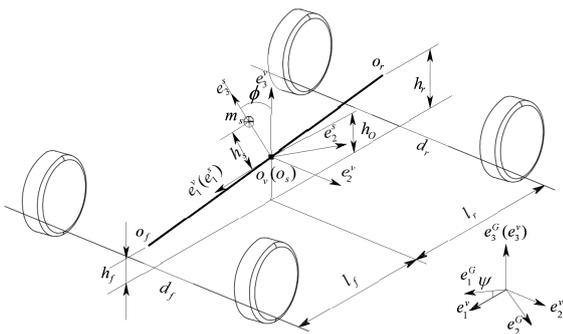


图1 车体运动学分析简图

定义各个基的矢量构成如下矢量列阵来表示该矢量基:

$$\underline{e}^G = [e_1^G \ e_2^G \ e_3^G]^T, \quad (1)$$

$$\underline{e}^v = [e_1^v \ e_2^v \ e_3^v]^T, \quad (2)$$

$$\underline{e}^s = [e_1^s \ e_2^s \ e_3^s]^T. \quad (3)$$

地面参考基 e^G 、车辆参考基 e^v 与簧上质量参考基 e^s 之间的相互转换关系为

$$e^G = A^{Gv} e^v, \quad e^v = A^{vs} e^s, \quad (4)$$

$$A^{Gv} = \begin{bmatrix} \cos \psi & -\sin \psi & 0 \\ \sin \psi & \cos \psi & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}, \quad (5)$$

$$A^{vs} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \phi & -\sin \phi \\ 0 & \sin \phi & \cos \phi \end{bmatrix}. \quad (6)$$

其中: ψ 为车辆航向角, ϕ 为车辆侧倾角(见图1).定义广义坐标向量 $q = [x \ y \ \psi \ \phi]^T$,其中 x 、 y 分别为车辆参考基 e^v 下沿着 e_1^v 和 e_2^v 的坐标.

由图1,质心 m_s 与原点 $o_v(o_s)$ 的距离为 h_s ,则质心 m_s 在簧上质量参考基 e^s 中相对于原点 o_s 的位置矢量为

$$\rho = [0 \ 0 \ h_s]^T \cdot \underline{e}^s. \quad (7)$$

由于原点 o_s 与原点 o_v 重合,将位置矢量 ρ 转换至车辆参考基 e^v 中,有

$$\begin{aligned} \rho &= A^{vs} [0 \ 0 \ h_s]^T \cdot \underline{e}^v = \\ &= -h_s \sin \phi \cdot e_2^v + h_s \cos \phi \cdot e_3^v. \end{aligned} \quad (8)$$

质心 m_s 相对于地面参考基 e^G 原点 O 的相对速度矢量为

$$\dot{P}^G = \dot{P}^{Gv} + \dot{P}^v = \dot{P}^{Gv} + (\dot{P}^{vs} + \dot{P}^s). \quad (9)$$

其中: \dot{P}^G 为质心 m_s 与地面参考基 e^G 的原点 O 的相对速度矢量, \dot{P}^v 为质心 m_s 与车辆参考基 e^v 的原点 o_v 的相对速度矢量, \dot{P}^s 为质心 m_s 与簧上质量参考基 e^s 的原点 o_s 的相对速度矢量, \dot{P}^{Gv} 为地面参考基 e^G 与车辆参考基 e^v 的相对速度矢量, \dot{P}^{vs} 为车辆参考基 e^v 与簧上质量参考基 e^s 的相对速度矢量.

\dot{P}^{Gv} 即整体车辆在地面参考基 e^G 下的运动速度,表示为

$$\dot{P}^{Gv} = [u_v \ v_v \ 0]^T \cdot \underline{e}^v, \quad (10)$$

其中 u_v 、 v_v 为车辆的纵向和侧向速度.

\dot{P}^{vs} 是由质心 m_s 与原点 $o_v(o_s)$ 不重合,且质心 m_s 本身存在旋转运动所引起的,可表示为

$$\dot{P}^{vs} = \omega \times \rho = [0 \ \dot{\phi} \ \dot{\psi}]^T \times \begin{bmatrix} 0 \\ -h_s \sin \phi \\ h_s \cos \phi \end{bmatrix} \cdot \underline{e}^v, \quad (11)$$

其中 ω 为质心转动角速度。

因质心 m_s 相对于簧上质量参考基 e^s 静止,故 $\dot{P}^s = 0$,则速度矢量 \dot{P}^G 为

$$\dot{P}^G = \dot{P}^{Gv} + \dot{P}^{vs} = \begin{bmatrix} u_v + h_s \dot{\psi} \sin \phi \\ v_v - h_s \dot{\phi} \cos \phi \\ -h_s \dot{\phi} \sin \phi \end{bmatrix} \cdot \underline{e}^v. \quad (12)$$

簧上质量的动能包括平动动能 $E_{T_s}^t$ 和转动动能 $E_{T_s}^r$ 两部分,即

$$E_{T_s} = E_{T_s}^t + E_{T_s}^r = \frac{1}{2} m_s \|\dot{P}^G\|_2 + \frac{1}{2} (\omega)^T I_s \omega, \quad (13)$$

其中 I_s 为簧上质量的转动惯量矩阵. 因簧上质量对称于车辆参考基的 e_2^v 矢量的法平面,即对称于广义坐标 y ,故 I_{xy} 和 I_{yz} 项为0,则 I_s 为

$$I_s = \begin{bmatrix} I_{xx} & 0 & -I_{xz} \\ 0 & I_{yy} & 0 \\ -I_{xz} & 0 & I_{zz} \end{bmatrix}. \quad (14)$$

其中: I_{xz} 为惯量积; I_{xx} 、 I_{yy} 、 I_{zz} 分别为簧上质量绕质心 m_s 的侧倾转动惯量、俯仰转动惯量、横摆转动惯量。

根据参考基转换矩阵, ω 在簧上参考基 e^s 中为

$$\omega = \dot{\phi} \cdot e_1^s + \dot{\psi} \sin \phi \cdot e_2^s + \dot{\psi} \cos \phi \cdot e_3^s. \quad (15)$$

将式(12)、(14)和(15)代入(13),得到簧上质量动能 E_{T_s} . 平动动能 $E_{T_s}^t$ 和转动动能 $E_{T_s}^r$ 分别为

$$E_{T_s}^t = \frac{1}{2} m_s \left\| \begin{bmatrix} u_v + h_s \dot{\psi} \sin \phi \\ v_v - h_s \dot{\phi} \cos \phi \\ -h_s \dot{\phi} \sin \phi \end{bmatrix} \right\|_2 = \frac{1}{2} m_s [(u_v^2 + v_v^2) + (h_s^2 \dot{\psi}^2 \sin^2 \phi + h_s^2 \dot{\phi}^2 \sin^2 \phi) - (2v_v h_s \dot{\phi} \cos \phi - 2u_v h_s \dot{\psi} \sin \phi + h_s^2 \dot{\phi}^2 \cos^2 \phi)], \quad (16)$$

$$E_{T_s}^r = \frac{1}{2} \begin{bmatrix} \dot{\phi} \\ \dot{\psi} \sin \phi \\ \dot{\psi} \cos \phi \end{bmatrix}^T \times \begin{bmatrix} I_{xx} & 0 & -I_{xz} \\ 0 & I_{yy} & 0 \\ -I_{xz} & 0 & I_{zz} \end{bmatrix} \times [\dot{\phi} \ \dot{\psi} \sin \phi \ \dot{\psi} \cos \phi]^T = \frac{1}{2} (I_{xx} \dot{\phi}^2 - 2I_{xz} \dot{\phi} \dot{\psi} \cos \phi + I_{yy} \dot{\psi}^2 \sin^2 \phi + I_{zz} \dot{\psi}^2 \cos^2 \phi). \quad (17)$$

式(16)的第2项中,当 ϕ 较小时, $\sin \phi \approx \phi$,因此忽略

式(16)中为四阶项的第2项. 式(17)中,第3项为四阶项,第2项中的惯性积 I_{xz} 远小于 I_{xx} 和 I_{zz} ,因此,主要考虑第1项侧倾转动惯量和第4项横摆转动惯量。

将簧下质量分为前簧下质量 m_f 和后簧下质量 m_r ,簧下质量动能分为前簧下质量动能 E_{T_f} 和后簧下质量动能 E_{T_r} ,每部分动能均包括平动动能和转动动能. 有

$$E_{T_f} = \frac{1}{2} m_f (u_f^2 + v_f^2) + \frac{1}{2} I_{zzf} \dot{\psi}^2, \quad (18)$$

$$E_{T_r} = \frac{1}{2} m_r (u_r^2 + v_r^2) + \frac{1}{2} I_{zzr} \dot{\psi}^2. \quad (19)$$

其中: I_{zzf} 为 m_f 的横摆转动惯量; I_{zzr} 为 m_r 的横摆转动惯量; $u_f = u_v, u_r = u_v; v_f = v_v + l_f \dot{\psi}, v_r = v_v - l_r \dot{\psi}$.

假设车身发生侧倾时,悬架的侧倾刚度系数 K_ϕ 与侧倾阻尼系数 C_ϕ 为常量,则车辆的耗散能为

$$E_D = \frac{1}{2} C_\phi \dot{\phi}^2. \quad (20)$$

车辆的势能 E_V 包括车身侧倾产生的前后悬架弹性势能和车身侧倾时簧上质量的重力势能,则重力势能为

$$E_V = E_{V_k} + E_{V_g} = \frac{1}{2} K_\phi \phi^2 - m_s g h_s (1 - \cos \phi). \quad (21)$$

其中: E_{V_k} 为弹性势能, E_{V_g} 为重力势能, g 为重力加速度。

1.1.2 车体动力学建模

含耗散项的拉格朗日方程为

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E_T}{\partial \dot{q}} \right) - \frac{\partial E_T}{\partial q} + \frac{\partial E_V}{\partial q} + \frac{\partial E_D}{\partial \dot{q}} = F_q. \quad (22)$$

其中: $q = [x \ y \ \psi \ \phi]^T$ 为广义坐标向量, x 、 y 为车辆参考基 e^v 下的广义坐标,则 $\dot{x} = u_v, \dot{y} = v_v; F_q = [F_x \ F_y \ M_\psi \ M_\phi]^T$ 为广义力向量。

广义力向量 F_q 可以由轮胎力 F_{wheel} 和车辆参数 H_{param} 表示,即

$$F_q = N \cdot \begin{bmatrix} F_{\text{wheel}} \\ H_{\text{param}} \end{bmatrix}. \quad (23)$$

其中: N 为系数矩阵; $F_{\text{wheel}} = [F_{x,ij}, F_{y,ij}]^T$ 为4个车轮在车辆参考基 e^v 下的轮胎力纵向分力和侧向分力, $i \in \{f, r\}$ 表示轮胎位于车辆的前后轴, $j \in \{l, r\}$ 表示轮胎位于车辆的左右侧, $F_{xi} = \sum_j F_{x,ij}, F_{yi} = \sum_j F_{y,ij}; H_{\text{param}} = [l_f, l_r, h_o, h_f, h_r]^T$ 为车辆参数矩阵。

将动能、势能和耗散能各项代入拉格朗日方程,对广义坐标向量 q 及其一阶导数求偏导,简化得到车

体的拉格朗日模型如下:

车辆纵向(沿 x 轴)运动方程

$$(m_f + m_s + m_r)(\ddot{x} - \dot{y}\dot{\psi}) = F_{xf} + F_{xr}; \quad (24)$$

车辆侧向运动(沿 y 轴)方程

$$(m_f + m_s + m_r)(\ddot{y} + \dot{x}\dot{\psi}) - m_s h_s \ddot{\phi} + (m_f l_f - m_r l_r) \ddot{\psi} = F_{yf} + F_{yr}; \quad (25)$$

车辆横摆运动(绕 z 轴)方程

$$(I_{zz} + I_{zzf} + I_{zzr} + m_f l_f^2 + m_r l_r^2) \ddot{\psi} - I_{xz} \ddot{\phi} + (m_f l_f - m_r l_r)(\ddot{y} + \dot{x}\dot{\psi}) = l_f F_{yf} - l_r F_{yr}; \quad (26)$$

车辆侧倾运动(绕 x 轴)方程

$$m_s h_s (\ddot{y} + \dot{x}\dot{\psi}) + (I_{xx} + m_s h_s^2) \ddot{\phi} + (K_\phi - m_s h_s g) \phi + C_\phi \dot{\phi} + I_{xz} \ddot{\psi} = (h_o - h_f) F_{yf} + (h_o - h_r) F_{yr}. \quad (27)$$

1.2 “Magic Formula” 轮胎模型

“Magic Formula” 轮胎模型是常用的基于函数拟合方法的轮胎模型, 其用一种形式来同时表达轮胎纵、侧向力, 便于后续的控制算法设计和程序编写^[21]. 其一般表达式为

$$(F_{x,ij}, F_{y,ij}) = M(F_{z,ij}, s_{ij}, \alpha_{ij}, \gamma_{ij}). \quad (28)$$

轮胎力 $(F_{l,ij}, F_{c,ij})$ 可由轮胎垂向载荷 $F_{z,ij}$ 、轮胎滑移率 s 、轮胎侧偏角 α_{ij} 、轮胎外倾角 γ_{ij} 求得.

车身侧倾会导致车轮定位参数发生变化, 引起车轮发生侧倾转向、外倾变化和载荷转移效应, 如图2~图4所示.

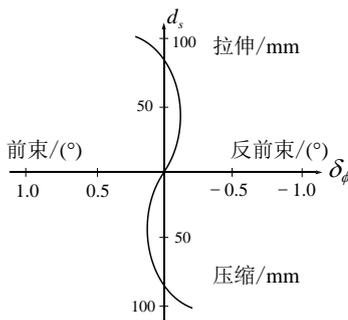


图2 侧倾转向曲线

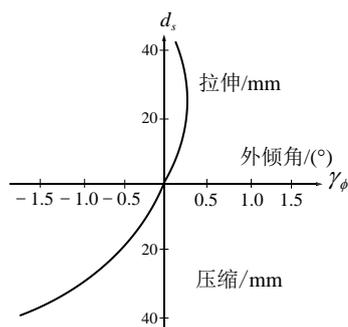


图3 外倾变化曲线

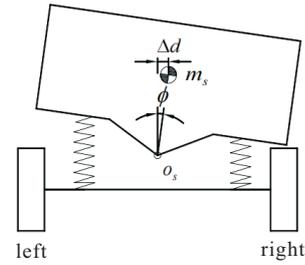


图4 载荷转移后视图

基于以上效应, 对轮胎模型的转向角、外倾角和垂向进行载荷修正, 在原变量上叠加如下修正量:

$$\delta_\phi = \frac{\partial \delta}{\partial d_s} \cdot \frac{\partial d_s}{\partial \phi} \phi, \quad (29)$$

$$\gamma_\phi = \frac{\partial \gamma}{\partial d_s} \cdot \frac{\partial d_s}{\partial \phi} \phi, \quad (30)$$

$$\Delta F_z = \frac{2\Delta d}{d} F_z. \quad (31)$$

2 NMPC控制器设计

NMPC控制器设计包括预测模型、约束条件、代价函数和求解器4个部分, 本文所设计的改进的NMPC控制器改进点在于, 基于上述建立的非线性车辆模型构建改进预测模型, 并针对该预测模型设计非线性软硬约束条件.

2.1 预测模型

结合式(24)~(31), 可得非线性车辆模型方程组, 将其状态变量导数项解耦后, 得到非线性预测模型的状态空间函数, 状态方程为

$$\dot{\xi} = f(\xi, u). \quad (32)$$

其中: $\xi = [\dot{x}, \dot{y}, \dot{\phi}, \dot{\psi}, X, Y, \phi, \psi]^T$ 为8维状态量, $u = [\delta_f, v_x]^T$ 为二维控制量. 具体表达式为

$$\ddot{x} = \frac{F_{xf} + F_{xr} + M\dot{\psi}\dot{y}}{M},$$

$$F_{yf} I I_{xx} + F_{yr} I I_{xx} + F_{yf} I h_s^2 m_s + F_{yr} I h_s^2 m_s - F_{yf} I_{xx} l_f^2 m_f - F_{yr} I_{xx} l_r^2 m_r - I \dot{\psi} \dot{x} h_s^2 m_s^2 - I I_{xx} M \dot{\psi} d_{x1} + I_{xx} \dot{\psi} \dot{x} l_f^2 m_f^2 + I_{xx} \dot{\psi} \dot{x} l_r^2 m_r^2 - F_{yf} h_s^2 l_f^2 m_f m_s - F_{yr} h_s^2 l_r^2 m_r m_s + I g h_s^2 m_s^2 \phi + C_\phi I \dot{\phi} h_s m_s - F_{yf} I h_f h_s m_s + F_{yf} I h_o h_s m_s + F_{yr} I h_o h_s m_s - F_{yr} I h_r h_s m_s + F_{yf} I_{xx} l_f l_r m_f + F_{yf} I_{xx} l_f l_r m_r - I K_\phi h_s m_s \phi + F_{yr} h_s^2 l_f l_r m_f m_s + F_{yr} h_s^2 l_f l_r m_r m_s - I M \dot{\psi} \dot{x} h_s^2 m_s + \dot{\psi} \dot{x} h_s^2 l_f^2 m_f^2 m_s + \dot{\psi} \dot{x} h_s^2 l_r^2 m_r^2 m_s - \frac{2 I_{xx} \dot{\psi} \dot{x} l_f l_r m_f m_r - 2 \dot{\psi} \dot{x} h_s^2 l_f l_r m_f m_r m_s}{-h_s^2 l_f^2 m_f^2 m_s + 2 h_s^2 l_f l_r m_f m_r m_s - h_s^2 l_r^2 m_r^2 m_s + I h_s^2 m_s^2 + I M h_s^2 m_s - I_{xx} l_f^2 m_f^2 + 2 I_{xx} l_f l_r m_f m_r - I_{xx} l_r^2 m_r^2 + I I_{xx} M}$$

$$\begin{aligned} & C_\phi \dot{\phi}_f^2 m_f^2 - C_\phi IM dph i_1 + C_\phi \dot{\phi}_r^2 m_r^2 + \\ & F_{yf} IM h_f - F_{yf} IM h_o - F_{yr} IM h_o + \\ & F_{yr} IM h_r - F_{yf} h_f l_f^2 m_f^2 + F_{yf} h_o l_f^2 m_f^2 + \\ & F_{yr} h_o l_r^2 m_r^2 - F_{yr} h_r l_r^2 m_r^2 - F_{yf} h_f l_r^2 m_r^2 + \\ & F_{yf} h_o l_r^2 m_r^2 + F_{yr} h_o l_r^2 m_r^2 - F_{yr} h_r l_r^2 m_r^2 + \\ & IK_\phi M \phi - K_\phi l_f^2 m_f^2 \phi - K_\phi l_r^2 m_r^2 \phi + \\ & F_{yf} I h_s m_s + F_{yr} I h_s m_s - F_{yf} h_s l_f^2 m_f m_s - \\ & F_{yr} h_s l_r^2 m_r m_s - IM g h_s m_s \phi + \\ & g h_s l_f^2 m_f^2 m_s \phi + g h_s l_r^2 m_r^2 m_s \phi - \\ & 2C_\phi \dot{\phi}_f l_f m_f m_r + 2F_{yf} h_f l_f l_r m_f m_r - \\ & 2F_{yf} h_o l_f l_r m_f m_r - 2F_{yr} h_o l_f l_r m_f m_r + \\ & 2F_{yr} h_r l_f l_r m_f m_r + F_{yr} h_s l_f l_r m_f m_s + \\ & F_{yf} h_s l_f l_r m_r m_s + 2K_\phi l_f l_r m_f m_r \phi - \\ & 2g h_s l_f l_r m_f m_r m_s \phi \\ \ddot{\phi} = & \frac{-h_s^2 l_f^2 m_f^2 m_s + 2h_s^2 l_f l_r m_f m_r m_s - \\ & h_s^2 l_r^2 m_r^2 m_s + I h_s^2 m_s^2 + IM h_s^2 m_s - \\ & I_{xx} l_f^2 m_f^2 + 2I_{xx} l_f l_r m_f m_r - \\ & I_{xx} l_r^2 m_r^2 + II_{xx} M \\ & F_{yf} h_s^2 l_f m_s^2 - F_{yr} h_s^2 l_r m_r^2 + F_{yf} I_{xx} M l_f - \\ & F_{yr} I_{xx} M l_r - F_{yf} I_{xx} l_f m_f - F_{yr} I_{xx} l_r m_r + \\ & F_{yf} I_{xx} l_r m_r + F_{yr} I_{xx} l_r m_r + F_{yf} M h_s^2 l_f m_s - \\ & F_{yr} M h_s^2 l_r m_r - F_{yf} h_s^2 l_f m_f m_s - F_{yr} h_s^2 l_r m_r m_s + \\ & F_{yf} h_s^2 l_r m_r m_s + F_{yr} h_s^2 l_r m_r m_s - \\ & g h_s^2 l_f m_f m_s^2 \phi + g h_s^2 l_r m_r m_s^2 \phi - \\ & C_\phi \dot{\phi} h_s l_f m_f m_s + C_\phi \dot{\phi} h_s l_r m_r m_s + \\ & F_{yf} h_f h_s l_f m_f m_s - F_{yf} h_o h_s l_f m_f m_s - \\ & F_{yr} h_o h_s l_r m_r m_s + F_{yr} h_r h_s l_r m_r m_s - \\ & F_{yf} h_f h_s l_r m_r m_s + F_{yf} h_o h_s l_r m_r m_s + \\ & F_{yr} h_o h_s l_r m_r m_s - F_{yr} h_r h_s l_r m_r m_s + \\ & K_\phi h_s l_f m_f m_s \phi - K_\phi h_s l_r m_r m_s \phi \\ \ddot{\psi} = & \frac{-h_s^2 l_f^2 m_f^2 m_s + 2h_s^2 l_f l_r m_f m_r m_s - \\ & h_s^2 l_r^2 m_r^2 m_s + I h_s^2 m_s^2 + \\ & IM h_s^2 m_s - I_{xx} l_f^2 m_f^2 + \\ & 2I_{xx} l_f l_r m_f m_r - I_{xx} l_r^2 m_r^2 + II_{xx} M \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \dot{X} &= \dot{x} \cos \psi - \dot{y} \sin \psi, \\ \dot{Y} &= \dot{x} \sin \psi + \dot{y} \cos \psi. \end{aligned}$$

其中: $M = m_f + m_s + m_r$; $I = I_{zz} + I_{zzf} + I_{zzr} + m_f l_f^2 + m_r l_r^2$; 轮胎力 $F_{x(y)}$ 由式 (28) ~ (31) 求得, 式 (28) ~ (31) 的输入变量 ($F_{z,ij}, s_{ij}, \alpha_{ij}, \gamma_{ij}$) 皆为状态量和控制量 (ξ, u) 的中间变量, 故 $F_{x(y)} = M(\xi, u)$.

非线性预测模型的输出方程为

$$\eta = g(\xi). \tag{33}$$

具体表达式为

$$\begin{aligned} \eta(1) &= \dot{x} \cos \psi - \dot{y} \sin \psi, \\ \eta(2) &= \dot{x} \sin \psi + \dot{y} \cos \psi, \\ \eta(3) &= \dot{\phi}, \eta(4) = \dot{\psi}, \eta(5) = X, \\ \eta(6) &= Y, \eta(7) = \phi, \eta(8) = \psi, \end{aligned}$$

$\eta = (\dot{X}, \dot{Y}, \dot{\phi}, \dot{\psi}, X, Y, \phi, \psi)$ 为 8 维输出量.

2.2 约束条件

NMPC 控制器可以构建线性、非线性约束条件, 硬约束为车辆的硬件限制, 软约束用于将车辆保持在稳定可控的状态范围, 定义以下约束:

$$0 \leq v_x \leq 160 \text{ (km/h)}, \tag{34}$$

$$-0.615 \leq \dot{v}_x \leq 0.615 \text{ (m/s}^2\text{)}, \tag{35}$$

$$-15 \leq \delta_f \leq 15 \text{ (deg)}, \tag{36}$$

$$-0.85 \leq \dot{\delta}_f \leq 0.85 \text{ (deg/s)}, \tag{37}$$

$$-5 \leq \beta \leq 5 \text{ (deg)}, \tag{38}$$

$$-25 \leq \dot{\beta} \leq 25 \text{ (deg/s)}, \tag{39}$$

$$(F_{l,\Omega S})^2 + (F_{c,\Omega S})^2 \leq (\mu_{\Omega S} F_{z,\Omega S})^2. \tag{40}$$

其中: 约束 (34)、(35) 为车辆纵向速度约束; (36)、(37) 为前轮偏转角约束; (38)、(39) 为车辆质心侧偏角约束, 将侧偏角限制在该范围内, 可使车辆运动在状态稳定区域内; (40) 为轮胎摩擦圆约束, 轮胎的纵向、侧向力耦合后需位于轮胎垂向载荷的摩擦圆内, 防止轮胎滑移.

2.3 代价函数

离散代价函数 (cost function) 设定如下:

$$\begin{aligned} J(\xi(t), U(t)) &= \\ & \sum_{i=1}^{N_p-1} \|\eta(k+i) - \eta_{\text{ref}}(k+i)\|_Q^2 + \\ & \sum_{i=1}^{N_c} [\|\Delta u(k+i)\|_R^2] + \|\eta(k+N_p) - \\ & \eta_{\text{ref}}(k+N_p)\|_P^2 + \rho \varepsilon^2. \end{aligned} \tag{41}$$

其中: $\xi(t)$ 为系统状态向量轨迹, $\eta(k)$ 为输出变量, $\eta_{\text{ref}}(k)$ 为期望输出变量, $U(t) = [u(k), \dots, u(k+N_p)]$ 为时域 N_p 内的控制变量序列, $\Delta u(k+1) = u(k+1) - u(k)$ 为控制增量, N_p 为预测时域, N_c 为控制时域, Q 为输出变量权重, R 为控制增量权重, P 为终端输出权重, ρ 为松弛权重, ε 为松弛因子.

2.4 求解器

基于上述构建的部分, 将 NMPC 控制转化为求解以下的非线性规划问题:

$$\min J(\xi(t), U(t)). \quad (42)$$

利用序列二次规划(sequential quadratic programming, SQP)算法进行求解^[22]. SQP算法主要包括初始化、二次规划求解、线搜索、Hessian矩阵更新4个步骤,每个控制周期对式(42)进行求解,得到最优控制序列 $U^*(t) = [u^*(k), \dots, u^*(k + N_p)]$.

将最优控制序列 $U^*(t)$ 的第1个元素 $u^*(k)$ 作为实际控制变量输入系统,执行至下一个步长,得到新的最优控制序列,如此循环.

3 仿真与分析

为了验证所提出的基于改进预测模型的NMPC算法的控制效果,设计Simulink-Carsim联合仿真实验,对车辆的轨迹跟踪进行仿真分析.其中,Simulink为仿真实验平台,通过Matlab-Function编写实现NMPC控制器,调用Carsim的车辆模型作为仿真模型,车辆主要参数如表1所示.

表1 车辆参数

参数	值
车辆质量 m/kg	1412
簧上质量 m_s/kg	1270
前后簧下质量 $m_f(m_r)/\text{kg}$	71
质心到前轴的距离 l_f/m	1.1015
质心到后轴的距离 l_r/m	1.895
质心侧倾中心高度 h_o/m	0.150
前侧倾中心高度 h_{f1}/m	0.140
后侧倾中心高度 h_{r1}/m	0.170
质心与侧倾中心轴距离 h_s/m	0.39
侧倾刚度系数 K_ϕ	1250
侧倾阻尼系数 C_ϕ	2000
转动惯量 $I_{xx}/\text{kg}\cdot\text{m}^2$	536.6
转动惯量 $I_{yy}/\text{kg}\cdot\text{m}^2$	1536.7
转动惯量 $I_{zz}/\text{kg}\cdot\text{m}^2$	1536.7
前、后轴半轴距 $d_{f/r}/\text{m}$	0.837

在同等工况下,将本文设计的基于改进预测模型的NMPC算法与基于普通预测模型的NMPC算法进行对比仿真.普通NMPC算法的预测模型采用了单轨车辆模型和线性轮胎模型.

两种控制算法的计算效率如表2所示.由数据可见:改进NMPC算法由于对预测模型进行了优化,使得模型在迭代时的梯度下降速度更快,全局凸性更好,更易求得全局最优解,使得迭代次数中位数明显小于普通NMPC算法;在极端工况下的鲁棒性更好,迭代次数范围较普通的NMPC更为稳定;改进NMPC的平均计算效率为每仿真秒(sim.s)需要0.674s的计算时间,满足实时性需求.

表2 车辆参数

算法	每步长的迭代次数范围	迭代次数中位数	计算效率/(s/sim d)
改进NMPC	[5~23]	7	0.674
NMPC	[7~61]	14	1.132

3.1 双移线无扰工况仿真

基于样条曲线绘制出双移线车辆行驶轨迹,车辆初速度为60 km/h,并保持该速度行驶.仿真结果见图5~图8.图5表示改进的NMPC控制器的轨迹跟踪效果,可见在双移线工况下,改进的NMPC控制器的控制效果明显优于普通的NMPC控制器.改进的NMPC控制器在弯道处的侧向位置精度和航向角精度更高,侧向误差控制在极小的范围内;而普通的NMPC控制器无法有效地消除侧向误差.由图6可见,改进的NMPC控制器的控制量前轮转角有大幅度变化,以完成车辆的车道变换动作.由图7、图8可见,在双移线运动过程中,改进的NMPC控制器较普通的NMPC控制器在弯道处有更精确的跟踪效果,速度和航向角的误差均明显小于普通的NMPC控制器.

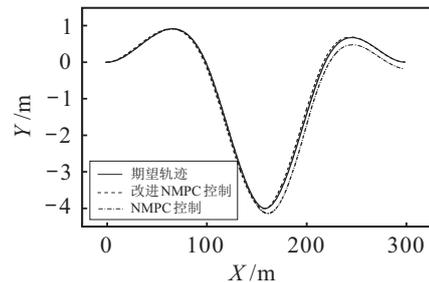


图5 双移线工况轨迹跟踪效果

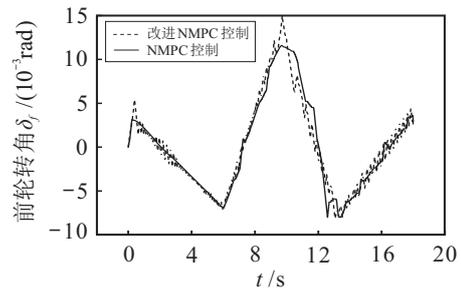


图6 控制变量前轮转角 δ_f 仿真结果

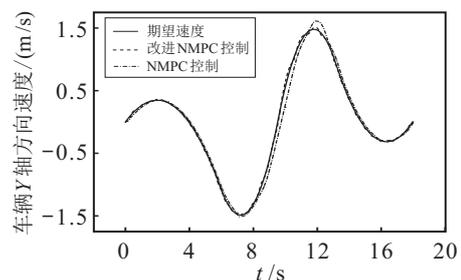


图7 车辆状态量 \dot{Y} 仿真结果(1)

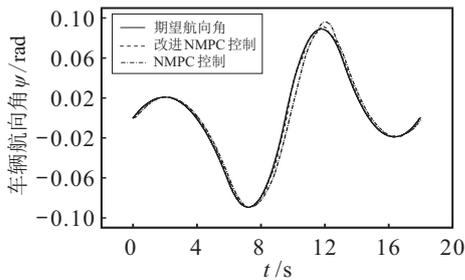


图8 航向角 ψ 跟踪效果(1)

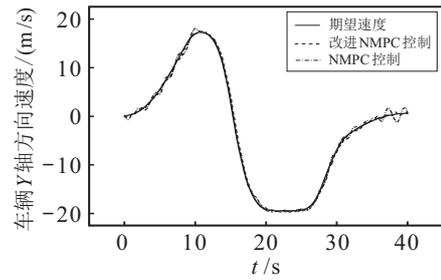


图11 车辆状态量 \dot{Y} 仿真结果(2)

3.2 高速蛇形有扰工况仿真

为了模拟真实行驶时车辆的环境感知存在外部扰动的情况,在Carsim车辆模型的状态反馈输出变量 $(\dot{x}, \dot{y}, \dot{\phi}, \dot{\psi}, X, Y, \phi, \psi)$ 上叠加能量谱密度为0.1的随机扰动,以验证改进NMPC控制器在输出状态存在误差时的鲁棒性.仿真结果见图9~图12.可见在有扰动的工况下,普通NMPC控制未能有效过滤扰动,在速度、航向角控制上出现了明显的波动;而改进NMPC控制可以将车辆的速度、航向角误差控制在较小范围内,在转弯处车辆的速度状态量和航向角更为平滑,有效过滤了状态量的扰动.其原因是:普通的NMPC控制算法的预测模型存在较多的如轮胎模型的小角度假设与车辆单轨假设等类似的线性假设,使得整体预测模型对于扰动较为敏感;而本文的改进NMPC控制算法的预测模型在设计时考虑了车体的侧倾稳定性、轮胎模型的动态特性和二者的耦合特性,使得车体模型与轮胎模型能实现同步最优,结合考虑稳定性的非线性约束条件,使得改进NMPC算法具有较高的动态鲁棒特性,得以有效地控制模型外扰动.

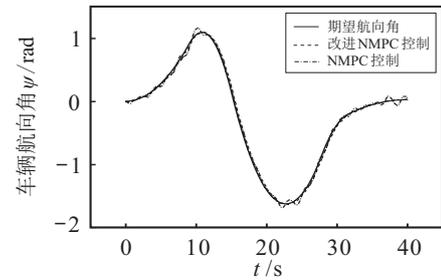


图12 航向角 ψ 跟踪效果(2)

4 结论

本文设计了一种基于非线性模型预测控制(NMPC)的无人车纵、侧向综合轨迹跟踪控制算法.建立了考虑侧倾因素的车辆模型,在车辆模型中考虑侧倾运动对无人车纵、侧向控制的影响,提高了车辆模型的精度和对车辆非线性特性的捕捉能力.车辆模型包括基于拉格朗日方程的车体侧倾动力学模型和轮胎模型,车辆侧倾动力学模型能够准确反映车辆的车体非线性侧倾特性,轮胎模型描述了轮胎的非线性耦合特性.基于改进的车辆模型构建了NMPC算法的预测模型,该预测模型非线性程度较高,选取的8维状态变量能够全面地描述车辆的运动状态,并定义了非线性的NMPC控制器约束,将车辆状态控制在稳定区域内.基于Carsim和Simulink搭建了联合仿真平台并进行仿真实验,结果显示,所提出的基于改进车辆模型的NMPC算法能够精准地完成车辆的纵、侧向轨迹跟踪控制,有效跟踪多种工况下的高速轨迹,并保持跟踪的精度和鲁棒性.

参考文献(References)

- [1] Kihm A, Trommer S. The new car market for electric vehicles and the potential for fuel substitution[J]. Energy Policy, 2014, 73: 147-157.
- [2] Shi Y Y, Li Q Q, Bu S Q, et al. Research on intelligent vehicle path planning based on rapidly-exploring random tree[J]. Mathematical Problems in Engineering, 2020, 2020: 5910503.
- [3] Hu J Q, Zhang Y M, Rakheja S. Path planning and tracking for autonomous vehicle collision avoidance with consideration of tire-road friction coefficient[J].

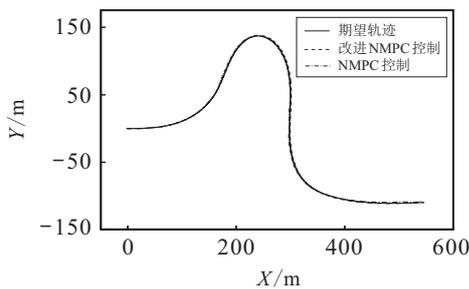


图9 高速蛇形有扰工况轨迹跟踪效果

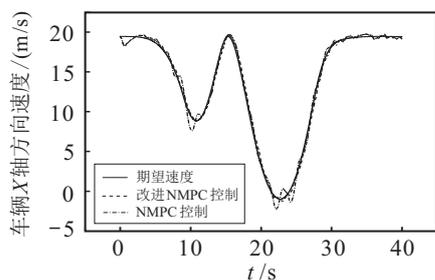


图10 车辆状态量 \dot{X} 仿真结果

- IFAC-PapersOnLine, 2020, 53(2): 15524-15529.
- [4] Xie J, Xu X, Wang F, et al. Coordinated control based path following of distributed drive autonomous electric vehicles with yaw-moment control[J]. *Control Engineering Practice*, 2021, 106: 104659.
- [5] Kim T, Kim W, Choi S, et al. Path tracking for a skid-steer vehicle using model predictive control with on-line sparse Gaussian process[J]. *IFAC-PapersOnLine*, 2017, 50(1): 5755-5760.
- [6] Fnadi M, Du W Q, Plumet F, et al. Constrained model predictive control for dynamic path tracking of a bi-steerable rover on slippery grounds[J]. *Control Engineering Practice*, 2021, 107: 104693.
- [7] Jin X J, Che J, Chen Y. Weed identification using deep learning and image processing in vegetable plantation[J]. *IEEE Access*, 2021, 9: 10940-10950.
- [8] 施杨洋, 杨家富, 梅淼, 等. 基于双向随机树改进的智能车辆路径规划研究[J]. *计算机工程与科学*, 2020, 42(7): 1287-1293.
(Shi Y Y, Yang J F, Mei M, et al. Research on intelligent vehicle path planning based on improved bidirectional random tree[J]. *Computer Engineering & Science*, 2020, 42(7): 1287-1293.)
- [9] 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: Basel, Switzerland*, 2017, 17(6): 1244.
- [10] Zhang X Z, Zhu X L. Autonomous path tracking control of intelligent electric vehicles based on lane detection and optimal preview method[J]. *Expert Systems With Applications*, 2019, 121: 38-48.
- [11] Wu J Y, Wang Z P, Zhang L. Unbiased-estimation-based and computation-efficient adaptive MPC for four-wheel-independently-actuated electric vehicles[J]. *Mechanism and Machine Theory*, 2020, 154: 104100.
- [12] Sánchez I, D'Jorge A, Raffo G V, et al. Nonlinear model predictive path following controller with obstacle avoidance[J]. *Journal of Intelligent & Robotic Systems*, 2021, 102(1): 1-18.
- [13] Shan Y X, Zheng B L, Chen L S, et al. A reinforcement learning-based adaptive path tracking approach for autonomous driving[J]. *IEEE Transactions on Vehicular Technology*, 2020, 69(10): 10581-10595.
- [14] Yuan X F, Huang G M, Shi K. Improved adaptive path following control system for autonomous vehicle in different velocities[J]. *IEEE Transactions on Intelligent Transportation Systems*, 2020, 21(8): 3247-3256.
- [15] Guo J H, Wang J Y, Luo Y G, et al. Robust lateral control of autonomous four-wheel independent drive electric vehicles considering the roll effects and actuator faults[J]. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2020, 143: 106773.
- [16] Chen T, Chen L, Xu X, et al. Passive fault-tolerant path following control of autonomous distributed drive electric vehicle considering steering system fault[J]. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2019, 123: 298-315.
- [17] Várszegi B, Takács D, Orosz G. On the nonlinear dynamics of automated vehicles — A nonholonomic approach[J]. *European Journal of Mechanics-A/Solids*, 2019, 74: 371-380.
- [18] Chowdhri N, Ferranti L, Iribarren F S, et al. Integrated nonlinear model predictive control for automated driving[J]. *Control Engineering Practice*, 2021, 106: 104654.
- [19] Wind H, Gottmann F, Sawodny O. Near time optimal trajectory generation for over-actuated vehicles using nonlinear model predictive controller[J]. *IFAC-PapersOnLine*, 2020, 53(2): 15626-15631.
- [20] Chen K J, Pei X F, Okuda H, et al. A hierarchical hybrid system of integrated longitudinal and lateral control for intelligent vehicles[J]. *ISA Transactions*, 2020, 106: 200-212.
- [21] Hans Pacejka. *Tire and vehicle dynamics*[M]. English: Butterworth-Heinemann, 2012: 382-385.
- [22] Wächter A, Biegler L T. Line search filter methods for nonlinear programming: Motivation and global convergence[J]. *SIAM Journal on Optimization*, 2005, 16(1): 1-31.

作者简介

王康(1997—), 男, 硕士生, 从事无人车轨迹跟踪、非线性控制和车辆动力学研究, E-mail: 1903373349@qq.com;

李琼琼(1998—), 女, 硕士生, 从事智能控制算法、无人车轨迹规划及跟踪研究, E-mail: 1257351610@qq.com;

王子洋(1996—), 男, 硕士生, 从事点云聚类分割、灰色系统及聚类研究, E-mail: 2473190710@qq.com;

杨家富(1964—), 男, 教授, 博士, 从事机器人控制技术、测控技术和智能系统等研究, E-mail: jfyang@njfu.edu.cn.

(责任编辑: 李君玲)