·线控转向车辆横向稳定性与运动跟踪控制技术专题·

基于控制权重动态调整的多轴转向车辆路径稳定跟踪控制研究*

吕翱[1]　黄俊南[2,3]　黄惠[2,3]

（1.福建船政交通职业学院，福州 350007；2.福州大学机械工程及自动化学院，福州 350108；3.流体动力与电液智能控制福建省高校重点实验室（福州大学），福州 350108）

【摘要】针对在高速、低附着等复杂工况下，多轴转向车辆路径跟踪精度与横向稳定性难以协调的问题，提出一种融合模糊控制与积分滑模控制的路径稳定跟踪控制方法。基于驾驶员预瞄模型计算前轮转角，实现期望路径跟踪，并利用线性二自由度车辆模型获取期望横摆角速度和期望质心侧偏角；在控制器设计中，将横摆角速度偏差与质心侧偏角偏差加权融合为综合控制偏差，构建积分滑模控制器，并通过主动后轴转向协调路径跟踪性能与车辆稳定性；进一步引入模糊控制器，根据车辆状态偏差在线调整权重系数，提高控制器对不同工况的适应能力。Simulink-TruckSim联合仿真结果表明：相较于传统滑模控制，在高速高附着工况下，所提出方法使路径跟踪最大误差、平均误差和均方根误差分别降低约26.5%、43.3%和28.3%；在中速低附着工况下，平均误差和均方根误差分别降低约24.2%和3.8%。同时，经过实车低速双移线工况试验进一步验证了该方法的可实现性与路径跟踪有效性。

主题词：多轴转向车辆　积分滑模控制　模糊控制　路径跟踪　车辆稳定性

中图分类号：U461.6　　**文献标志码：**A　　**DOI:** 10.19620/j.cnki.1000-3703.20260302

Research on Path Stability Tracking Control for Multi-Axle Steering Vehicles Based on Dynamic Adjustment of Control Weighting

Lü Ao[1], Huang Junnan[2,3], Huang Hui[2,3]

（1. Fujian Chuanzheng Communications College, Fuzhou 350007; 2. School of Mechanical Engineering and Automation, Fuzhou University, Fuzhou 350108; 3. Key Laboratory of Fluid Power and Intelligent Electro-Hydraulic Control (Fuzhou University), Fujian Province University, Fuzhou 350108）

【Abstract】To address the difficulty in coordinating path tracking accuracy and lateral stability of multi-axle steering vehicles under complex conditions such as high-speed driving and low-road adhesion, this paper proposes a path-stable tracking control method that integrates fuzzy control with integral sliding mode control. The proposed method calculates the front-wheel steering angle based on a driver preview model to track the desired path, and obtains the desired yaw rate and desired sideslip angle through a linear two-degree-of-freedom vehicle model. In the controller design, the yaw rate error and sideslip angle error are weighted and combined into a composite control error, based on which an integral sliding mode controller is constructed. Active rear-axle steering is then used to coordinate path tracking performance and vehicle stability. A fuzzy controller is further introduced to adjust the weighting coefficient online according to vehicle state errors, thereby improving the adaptability of the controller under different driving conditions. Simulink-TruckSim co-simulation results show that, under the high-speed and high-adhesion condition, compared with the conventional sliding mode control method, the proposed method reduces the maximum, average, and root mean square path tracking errors by approximately 26.5%, 43.3%, and 28.3%, respectively. Under the medium-speed and low-adhesion condition, the average and root mean square errors are reduced by approximately 24.2% and 3.8%, respectively. A low-speed double-lane-change real-vehicle test further verifies the feasibility and path tracking effectiveness of the proposed method.

Key words: Multi-axle steering vehicles, Integral sliding mode control, Fuzzy control, Path tracking, Vehicle stability

*基金项目：福建省科技计划项目区域发展项目（2024H4028）。

【引用格式】吕翱，黄俊南，黄惠．基于控制权重动态调整的多轴转向车辆路径稳定跟踪控制研究[J]．汽车技术，2026(9)：19-27.
LÜ A，HUANG J N，HUANG H. Research on Path Stability Tracking Control for Multi-Axle Steering Vehicles Based on Dynamic Adjustment of Control Weighting[J]. Automobile Technology，2026(9)：19-27.

1 前言

多轴转向车辆在物流、基建及军事等领域的应用日益广泛，相较于传统单轴转向车辆，多轴转向系统可以根据需要切换不同转向模式，从而有效提高车辆稳定性和路径跟踪性能[1]。而实现路径跟踪与稳定性的在线协调，对于提升复杂环境下多轴转向车辆的综合行驶能力与工况适应性具有重要意义。

常用控制方法包括纯跟踪控制、比例积分微分（Proportional-Integral-Derivative，PID）控制和线性二次调节器（Linear Quadratic Regulator，LQR）等，在车辆行驶中实现模型对期望路径的有效跟踪。Karahan等[2]采用模糊算法优化PID控制器参数的方法，提高了车辆路径跟踪效果；余米森等[3]提出一种PID+LQR联合控制策略，引入前馈控制，降低了车辆路径跟踪误差。然而，PID控制器的参数常依赖经验整定，面对车速、路面附着系数和轮胎侧偏刚度变化时，控制性能容易下降；LQR方法基于线性化模型设计，在轮胎进入非线性区、侧向力趋于饱和或车辆接近稳定边界时，其对复杂非线性动力学的适应能力有限。

当车辆在高速行驶、紧急避让或低附着路面等极限工况时，由于车辆动力学特性发生剧烈变化，系统易受参数不确定性、非线性轮胎特性及外部扰动的影响，对于多轴转向车辆而言，单一固定权重和固定控制参数难以同时满足路径跟踪精度和横向稳定性需求。为此，Liang等[4]设计了一种基于横摆角速度跟踪的滑模控制方法，虽然具备一定的实用性，但在实际应用中存在成本高、运算时间长等问题，且查表法在极端工况下效果并不理想，难以保障车辆的稳定性。He等[5]提出了一种适用于两轴公交车的分层路径跟踪控制策略，但模型预测控制的计算量较大[6]，极限工况下车辆动力学非线性耦合特性复杂进一步加重计算负担，实时性难以保障。Liang等[7]基于相平面法提出了一种集成主动转向与直接横摆力矩的控制方法，显著提升了车辆在高速行驶时的稳定性。但该方法采用固定结构调节参数，难以适应工况变化下对控制策略的动态调整需求，限制了其在复杂环境下的实用性。

为解决上述问题，本文面向多轴转向车辆路径跟踪与稳定控制上的协同需求，提出一种融合模糊控制与滑模控制的路径稳定跟踪策略。该策略基于车辆状态偏差信息构建模糊控制器，对滑模面中的路径跟踪性能与稳定性权重系数进行动态调整，从而实现控制参数的实时自适应优化，在保证系统鲁棒性的同时显著增强其工况适应能力与控制性能，为多轴转向车辆在复杂环境下的高性能运行提供有力支持。

2 车辆动力学建模

2.1 二自由度车辆模型

多轴转向车辆是具有强耦合特性的非线性动力学系统，其动态行为受到轮胎非线性特性、车辆侧倾运动及路面不平度激励等多种因素的综合影响。本文主要关注车辆横向路径跟踪精度与横摆稳定性间的协调关系，故仅考虑在大地坐标系下，多轴转向车辆的横向运动特性和横摆运动特性。

为降低模型复杂度，在建模过程中暂不考虑纵向速度变化、悬架侧倾以及空气阻力等因素的影响。在保留多轴车辆转向特性的前提下，以3轴车辆为控制对象，车辆动力学模型的建模假设[8]主要包括：

a. 忽略悬架的影响，车辆始终平行于地面运动，即z向位移、绕x轴的侧倾角和绕y轴的俯仰角均为0。

b. 鉴于滚动阻力和空气阻力较小，此类影响忽略不计。

c. 假定车速恒定。

上述假设主要用于二自由度参考模型和控制器设计，使控制器能够在已知车速条件下，计算期望横摆角速度和期望质心侧偏角，而车速恒定假设主要用于控制模型推导和典型工况仿真分析。本文搭建的3轴转向车辆二自由度动力学模型如图1所示。其中，T_w为左右车轮的轮距，α_i为轮胎的侧偏角，$F_{y,i}$为第i轴轮胎的横向轮胎力。

根据牛顿第二定律，分别构建3轴转向车辆的横向运动方程和横摆运动方程：

$$\begin{cases} m(\dot{v}+ur)=\sum_{i=1}^{3}\cos\delta_i \\ I_z\dot{r}=\sum_{i=1}^{3}L_iF_{y,i}\cos\delta_i \end{cases} \tag{1}$$

式中：m为整车质量，v、u分别为质心速度V在Y轴和X轴的分量，r为整车横摆角速度，I_z为车辆绕Z轴的转动惯量，L_i为车辆质心到第i轴的距离，δ_i为第i轴的车轮转角。

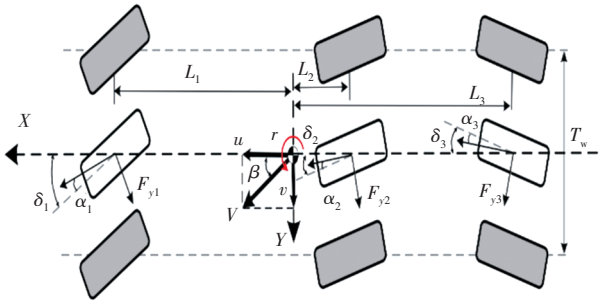


图1　三轴转向车辆动力学模型

2.2　魔术公式轮胎模型

为准确描述轮胎非线性特性，本文采用文献[9]提出的魔术公式（Pacejka轮胎模型）模拟轮胎动力学行为。相较于传统物理模型，魔术公式轮胎模型准确性较高，能够有效验证多轴转向车辆的转向控制策略，从而提高车辆的稳定性和路径跟踪精度。因此，对于多轴转向车辆的任意轮胎，其轮胎侧向力可表示为：

$$F_y = D\sin\{C\arctan[B\alpha - E(B\alpha - \arctan(B\alpha))]\} \tag{2}$$

式中：D为峰值因子，C为形状因子，B为刚度因子，E为曲率因子。

为体现不同路面条件下轮胎力学特性，在原式基础上引入路面附着系数，对模型参数进行修正：

$$\begin{cases} C = A_0 \\ D = \mu(A_1F_z^2 + A_2F_z) \\ B = \dfrac{A_3\sin[A_4\arctan(A_5F_z)]}{CD} \\ E = A_6F_z^2 + A_7F_z + A_8 \end{cases} \tag{3}$$

式中：$A_i(i = 0,1,\cdots,8)$为魔术公式侧向力拟合参数，F_z为轮胎垂向载荷。

本文选取TruckSim中滚动半径为510 mm的典型子午线轮胎，其额定负载为3 000 kg，在不同垂向载荷和路面附着系数工况下进行测试，从而获取轮胎模型的侧向力拟合参数，如表1所示。

表1　自建轮胎模型侧向力拟合参数

参数	取值	参数	取值
A_0	1.6	A_5	0.09
A_1	−22.1	A_6	0
A_2	1 256	A_7	−0.03
A_3	91 000	A_8	0
A_4	2		

在求解轮胎侧向力时，除了确定D、C、B、E等模型参数的数值外，还需要明确各个轮胎的侧偏角。根据车辆运动关系，得到各轮胎的侧偏角为：

$$\alpha_i = \left(\arctan\frac{v + L_ir}{u}\right) - \delta_i \tag{4}$$

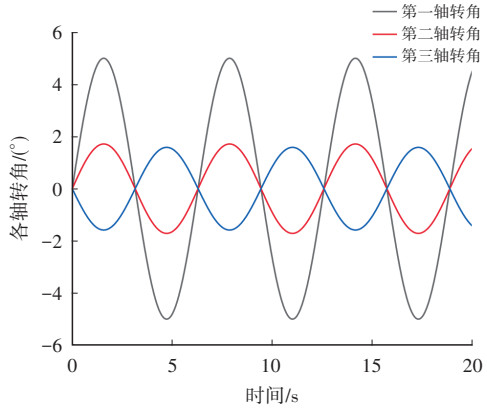
在Simulink环境中，基于式(1)~式(4)搭建3轴转向车辆动力学模型，同时，与成熟的多轴车辆动力学仿真软件TruckSim进行对比，以验证模型的准确性。3轴转向车辆的主要参数如表2所示。

表2　3轴转向车辆主要参数

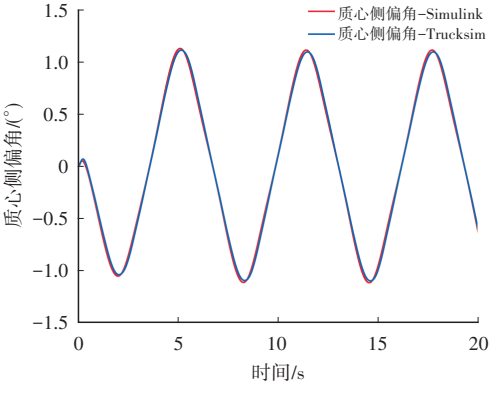
参数	取值	参数	取值
m/kg	6 165	L_2/m	−0.19
I_z/kg·m^2	15 164	L_3/m	−2.61
L_1/m	2.23	B/m	2.03

仿真试验中，选取车速为50 km/h，路面附着系数为0.85，通过正弦输入转向工况验证自建车辆模型的准确性。已知第一轴转角为5°的正弦信号，车辆的其余轴转角由零质心侧偏角策略获取，自建模型及TruckSim模型的动力学响应结果如图2所示。

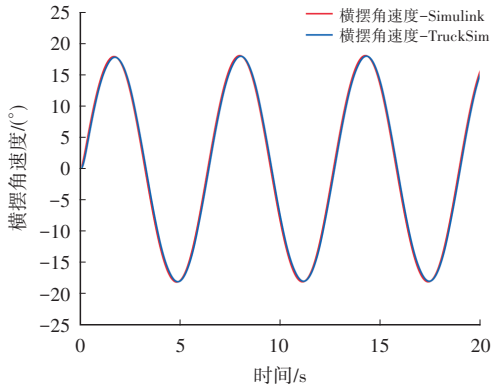
由图2可知，自建Simulink模型与TruckSim模型的质心侧偏角和横摆角速度响应变化趋势基本一致。为定量评价自建模型的准确性，对2种模型的输出进行误差统计，结果如表3所示。



(a)各轴转角正弦输入



(b)质心侧偏角



(c)横摆角速度

图2　正弦输入转向工况的模型验证

表3　自建模型与TruckSim模型的响应误差统计

响应量	最大绝对误差	均方根误差	平均绝对误差	相关系数
质心侧偏角/(°)	0.132	0.049	0.072	0.994
横摆角速度/(°)·s^{-1}	2.757	1.515	1.814	0.989

由表3可知，自建模型与TruckSim模型在主要动态响应趋势上具有较高一致性，能够较好地反映3轴转向车辆的横向运动特性和横摆运动特性。2种模型在响应中后段存在一定局部偏差，主要原因在于本文建立的二自由度模型对悬架侧倾、载荷转移、轮胎瞬态松弛特性及纵向速度波动等因素进行了简化，而TruckSim模型包含更完整的整车动力学描述。考虑到自建模型主要用于控制器设计和控制效果对比分析，重点关注车辆横向和横摆响应的主要变化规律，因此，上述误差处于可接受范围内，能够满足后续路径稳定跟踪控制研究的建模需求。

3　控制器设计

3.1　驾驶员预瞄模型

驾驶员预瞄模型的主要功能是模拟驾驶员对转向盘的控制，实现车辆对期望路径的跟踪。基于单点预瞄的驾驶员预瞄模型(见图3)，获取跟踪期望路径时所需的车辆相关状态：

$$\begin{cases} r_{\text{pre}} = \dfrac{2}{t_p}\left[\arctan\left(\dfrac{\Delta y}{\mu t_p}\right) - \beta\right] \\ \Delta y = (X_p - X_o)\sin\varphi - (Y_p - Y_o)\cos\varphi \\ X_p = X_o + ut_p\cos\varphi \end{cases} \tag{5}$$

式中：r_{pre}为车辆跟踪期望路径所需的期望横摆角速度，Δy为预瞄点p到车辆质心o在车辆坐标系下的横向距离，t_p为预瞄时间，(X_p,Y_p)为预瞄点p在大地坐标系下的坐标，(X_o,Y_o)为车辆质心o在车辆坐标系下的坐标，φ为车辆航向角。

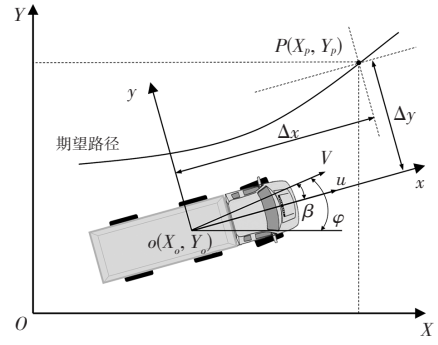


图3　驾驶员预瞄模型示意

3.2　理想车辆参考模型

车辆横摆角速度和质心侧偏角作为车辆操纵性和侧向稳定性的性能指标，在控制系统中，针对操纵和侧向稳定控制需求，需要对横摆角速度和质心侧偏角的期望响应进行跟踪。本文选择二自由度车辆模型作为控制参考模型以计算期望横摆角速度和期望质心侧偏角，具体模型方程为：

$$\begin{cases} \dot\beta = \dfrac{\sum\limits_{i=1}^{3} C_i}{mu}\beta + \left(\dfrac{\sum\limits_{i=1}^{3} C_iL_i}{mu^2} - 1\right)r + \dfrac{\sum\limits_{i=1}^{3} C_i\delta_{ij}}{mu} \\ \dot r = \dfrac{\sum\limits_{i=1}^{3} C_iL_i}{I_z}\beta + \dfrac{\sum\limits_{i=1}^{3} C_iL_i^2}{I_zu}r - \dfrac{\sum\limits_{i=1}^{3} C_iL_i\delta_{ij}}{I_z} \end{cases} \tag{6}$$

式中：β为车辆质心侧偏角，C_i为各轴轮胎的侧偏刚度。

车辆稳态时，车辆横摆角速度和质心侧偏角为固定值，此时，车辆横摆角加速度和质心侧偏角速度均为0，即$\dot\beta = 0, \dot r = 0$。因此，稳态横摆角速度和稳态质心侧偏角分别为：

$$\begin{cases} \dot r_{\text{s}} = \dfrac{(aC_1L_1 - bC_1)u}{ac - b^2 + bmu^2}\delta_1 \\ \dot\beta_{\text{s}} = \dfrac{cC_1 - bC_1L_1 + mu^2C_1L_1}{ac - b^2 + bmu^2}\delta_1 \end{cases} \tag{7}$$

式中：$a = \sum\limits_{i=1}^{3} C_i, b = \sum\limits_{i=1}^{3} C_iL_i, c = \sum\limits_{i=1}^{3} C_iL_i^2$。

根据车辆二自由度模型计算稳态值，在推导过程中默认行驶路面能够提供所需轮胎力。考虑到低路面附着时轮胎无法提供所需侧向力，为了确保车辆稳定性控制算法的可靠性和安全性，根据现有研究经验[10]，不同路面附着系数下横摆角速度的最大允许值为$|r_{\max}| \leqslant 0.85\dfrac{\mu g}{v}$，其中，$\mu$为路面附着系数。实际的期望横摆角速度可表示为：

$$r_{\text{d}} = \min(|r_{\text{des}}|, |r_{\max}|)\,\text{sgn}(\delta_1) \tag{8}$$

式中：r_{des}为驾驶员预瞄模型计算的期望横摆角速度。

在不同路面附着条件下，车辆不发生失稳的最大允

许质心侧偏角为$\beta_{max} \leqslant \arctan(0.02\mu g)$。故实际期望质心侧偏角可表示为:

$$\beta_d = \min(|\beta_s|,|\beta_{max}|)\mathrm{sgn}(\delta_1) \tag{9}$$

式中:β_s为理想车辆模型计算的期望质心侧偏角。

3.3 基于滑模控制的主动后轴转向控制

滑模控制可根据系统当前状态动态调整,使系统沿着预定的滑模轨迹运动,具有易实现、响应速度快等优点,在系统参数变化和不确定性扰动下,表现出良好的鲁棒性[11]。本文基于滑模变结构控制理论求解后轴转角,对车辆进行主动后轴转向控制,以提高车辆稳定性。同时,为了改善传统滑模控制中的抖振现象,在滑模面中引入积分项,构建基于积分滑模控制的主动后轴转向控制器。

对横摆角速度偏差和质心侧偏角偏差加权融合,得到综合偏差作为积分滑模控制器的控制变量:

$$\begin{cases} e = \lambda e_1 + (1-\lambda)e_2, \quad \lambda \in [0,1] \\ e_1 = \beta - \beta_d \\ e_2 = r - r_d \end{cases} \tag{10}$$

式中:λ为控制变量的系数。

调整系数可以改变系统运行过程中质心侧偏角和横摆角速度权重。考虑到车辆受到模型参数不确定性、路面附着变化和外部扰动影响时,仅依靠瞬时误差构造的滑模面无法完全消除残余偏差,而积分项通过误差累积增强控制器对稳态误差的修正能力,从而提高路径跟踪精度和横向稳定性。同时,可改善系统到达滑模面的动态过程,增强控制器在复杂工况下的鲁棒性。因此,本文提出的积分滑模控制器的滑模面为:

$$s = e + \lambda_1 \int_0^1 e\mathrm{d}t, \quad \lambda_1 \geqslant 0 \tag{11}$$

式中:λ_1为滑模面系数,其值越大,系统到达稳态的时间越短,但λ_1过大会加剧系统抖振。

对滑模面进行求导,得到$\dot{s} = \dot{e} + \lambda_1 e = \lambda\left(\dot{\beta} - \dot{\beta}_d\right) + (1-\lambda)(\dot{r} - \dot{r}_d) + \lambda_1(\lambda(\beta - \beta_d) + (1-\lambda)(r - r_d))$。为了保证系统快速到达滑模面,并减小抖振,控制器的趋近律选择为指数趋近律:

$$\dot{s} = -\varepsilon \cdot \mathrm{sgn}(s) - ks, \quad \varepsilon > 0 \quad k > 0 \tag{12}$$

式中:ε、k为趋近律系数。

为证明系统满足可达条件,构造李雅普诺夫(Lyapunov)函数$V = \frac{1}{2}s^2$。对其进行求导,得到$\dot{V} = s\dot{s} = s[-\varepsilon\,\mathrm{sgn}(s) - ks] = -\varepsilon|s| - ks^2 < 0$,可证该控制系统是稳定的。

因此,主动后轴转向时,后轴转角为:

$$\begin{cases} \delta_3 = \dfrac{\lambda(\beta_d - f_1) - \lambda_1 e - \varepsilon \cdot \mathrm{sgn}(s) - ks + (1-\lambda)(r_d - f_2)}{\lambda g_1 + (1-\lambda)g_2} \\ f_1 = \dfrac{a}{mu}\beta + \left(\dfrac{b}{mu^2} - 1\right)r - \dfrac{C_1}{mu}\delta_1 \\ f_2 = \dfrac{b}{I_z}\beta + \dfrac{c}{I_z u}r - \dfrac{C_1 L_1}{I_z}\delta_1 \\ g_1 = -\dfrac{C_3}{mu} \\ g_2 = -\dfrac{C_3 L_3}{I_z} \end{cases} \tag{13}$$

为协调路径跟踪性能与车辆稳定性能,本文引入模糊控制理论,对滑模控制器中各控制变量在滑模面中的权重进行动态调整,从而提升系统的综合控制性能。模糊控制通过融合专家经验与控制策略,通过预先设定的模糊规则和隶属函数,对车辆状态进行实时感知与判断,进而实现对滑模控制参数的智能化调节。该方法不仅增强了控制器对不同工况的适应能力,还可缓解因滑模控制器参数固定导致的性能退化问题。

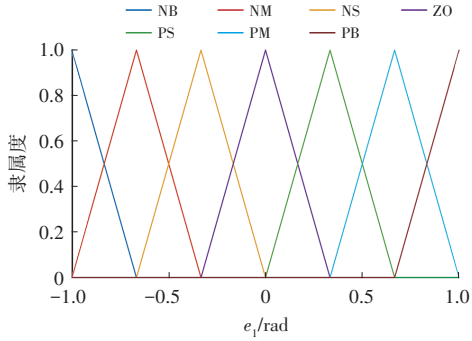
将模糊控制与滑模控制相结合,能够充分发挥前者在处理不确定性和非线性系统方面的柔性优势,以及后者在应对系统扰动与结构不确定性方面的鲁棒特性,从而提升多轴转向车辆在复杂环境下的路径跟踪性能与车辆稳定性。

3.4 模糊逻辑的控制目标调整策略

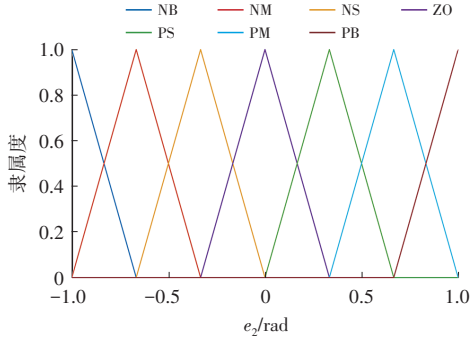
为实现多轴转向车辆在不同工况下的自适应控制,本文设计了一种基于模糊逻辑的控制目标动态调整策略。通过实时感知车辆状态与理想参考模型间的偏差,动态调整滑模控制器的控制权重,从而在路径跟踪精度与行驶稳定性间实现平衡。

模糊控制器采用双输入、单输出形式,其中,输入为质心侧偏角偏差e_1和横摆角速度偏差e_2,输出为权重λ。横摆角速度偏差和质心侧偏角的论域均为[-1,1],模糊集均设计为{NB,NM,NS,ZO,PS,PM,PB},分别表示负大、负中、负小、零、正小、正中、正大。权重系数的论域为[0,1],模糊集设计为{VS,S,M,B,VB},分别表示权重系数λ的5个模糊等级,即很小、小、中、大、很大。

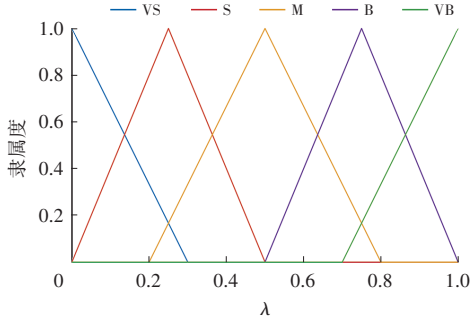
由于λ表征质心侧偏角偏差在综合控制偏差中的权重,故λ越大,控制器越重视车辆横向稳定性;λ越小,控制器越重视横摆响应和路径跟踪性能。当车辆状态偏差较小或稳定性裕度较大时,车辆横向稳定性已满足要求,无需过度强化稳定性控制。因此,λ取较小或中等值,降低稳定性约束作用,使控制器更多关注路径跟踪精度。模糊控制输入与输出隶属度函数曲线如图4所示,权重系数模糊规则如表4所示。



(a)质心侧偏角



(b)横摆角速度



(c)权重系数

图4　输入与输出隶属度函数

表4　权重系数模糊规则

e_2	e_1						
	NB	NM	NS	ZO	PS	PM	PB
NB	M	B	VB	VB	VB	B	M
NM	S	M	B	B	B	M	S
NS	VS	S	M	S	M	S	VS
ZO	VS	VS	S	M	S	VS	VS
PS	VS	S	M	S	M	S	VS
PM	S	M	B	B	B	M	S
PB	M	B	VB	VB	VB	B	M

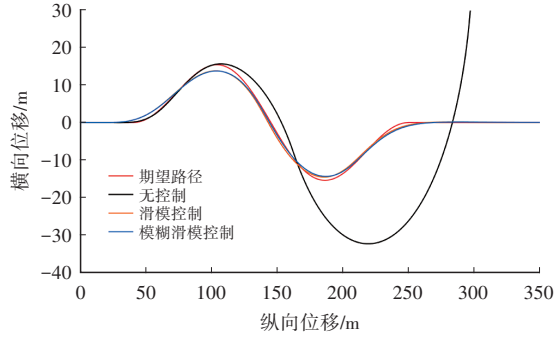
4　仿真分析与实车验证

4.1　仿真分析

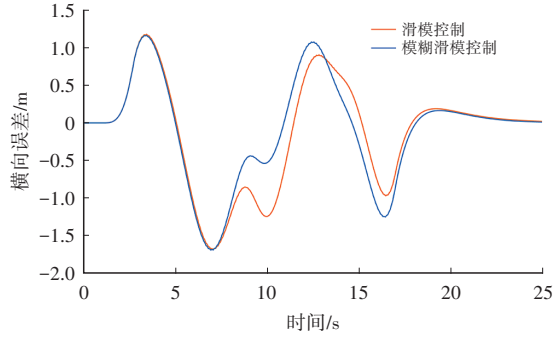
为验证本文控制策略的有效性，基于Simulink-TruckSim平台对比分析无控制、滑模控制与模糊滑模控制3种控制方法，分别在高速高附着工况和中速低附着工况下进行仿真试验。其中，在中速低附着工况下，车速设置为55 km/h，路面附着系数为0.4，表征湿滑路面；在高速高附着工况下，车速设置为85 km/h，路面附着系数为0.85，表征常见的沥青干燥路面。

4.1.1　中速低附着工况的有效性验证

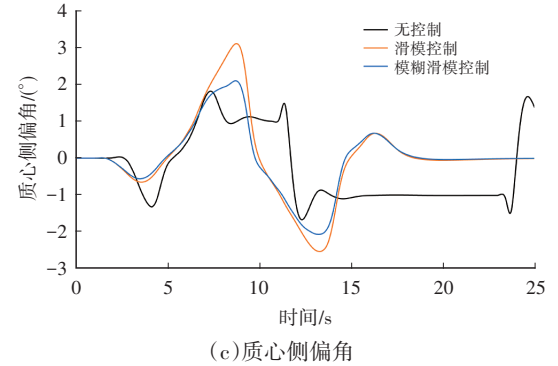
在中速低附着工况下，多轴转向车辆不同控制策略下路径跟踪效果如图5所示，跟踪性能统计结果如表5所示。



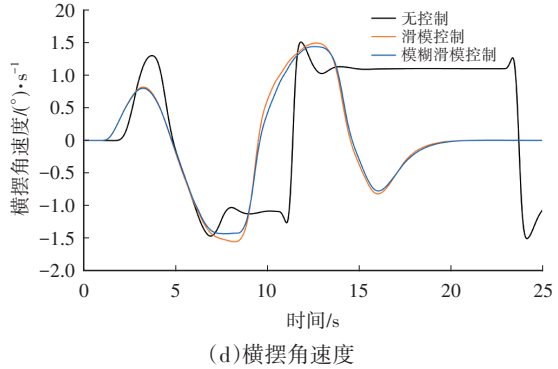
(a)路径跟踪曲线



(b)路径跟踪误差



(c)质心侧偏角



(d)横摆角速度

图5　中速低附着工况下路径跟踪效果

表5　路径跟踪性能对比统计表

控制策略	位移误差/m		
	最大值	平均值	均方根值
滑模控制	1.681	0.120	0.714
模糊滑模控制	1.689	0.091	0.687

由图5可知,由于低附着路面限制了轮胎所能提供的最大侧向力,多轴转向车辆在无控制状态下产生的实际侧向加速度远小于期望加速度,导致车辆无法按照期望路径转弯,出现转向不足现象,车辆行驶路径严重偏离期望路径。而采用滑模控制和模糊滑模控制均能够较好地跟踪期望路径,这是因为此时车辆通过主动后轴转向增大了实际侧向力,使其能够满足跟踪期望路径所需的侧向力。

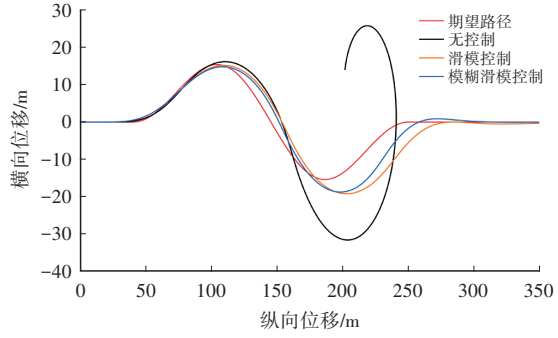
结合表5可知,2种策略控制下,车辆行驶路径与期望路径大致相同,相较于滑模控制,模糊滑模控制的位移误差最大值仅增大0.5%,但误差平均值和均方根值却更小,表明模糊滑模控制具有良好的路径跟踪性能。滑模控制下车辆质心侧偏角远大于模糊滑模控制,表明本文的模糊滑模控制在保持良好路径跟踪效果的同时,具备更高的车辆稳定性。

4.1.2　高速高附着工况的有效性验证

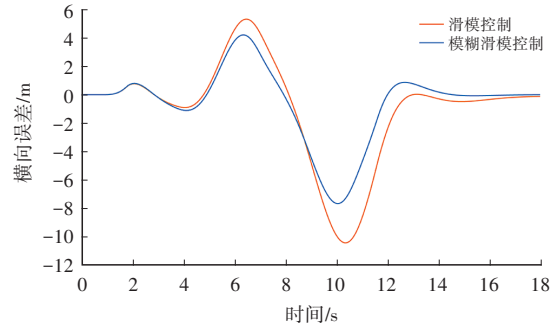
在高速高附着工况下,多轴转向车辆不同控制策略下的路径跟踪效果如图6所示,跟踪性能统计结果如表6所示。

由图6可知,多轴转向车辆在高速行驶时,无控制状态下,由于轮胎侧向力趋于饱和状态,导致车辆发生横向失稳并产生明显侧滑现象,最终造成行驶路径严重偏离期望路径。相较之下,采用滑模控制和模糊滑模控制均在一定程度上改善了车辆的路径跟踪性能,但在高速工况下车辆更容易进入非线性不稳定区间,为保障车辆安全性与稳定性,控制器设计时的首要目标是维持车辆的稳定性,因此在控制策略上适当牺牲了路径跟踪精度。

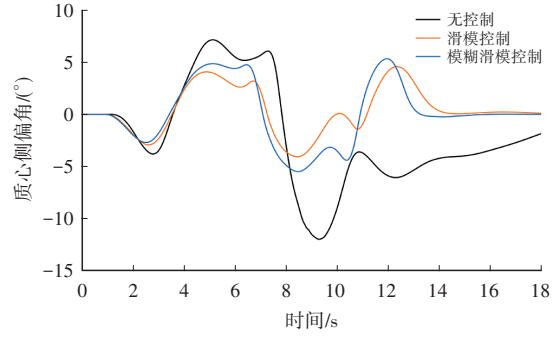
结合表6可知,相较于滑模控制,模糊滑模控制下位移最大误差降低了26.59%,位移误差平均值降低了43.49%,说明模糊滑模控制下车辆路径跟踪精度更高。滑模控制和模糊滑模控制下车辆质心侧偏角与横摆角速度响应趋势基本一致,均未出现持续发散现象,说明2种控制策略在一定程度上均可维持车辆的横向稳定。值得注意的是,状态变量响应幅值较低并不必然代表综合控制效果更优。在高速高附着工况下,传统滑模控制采用固定权重,控制过程更偏向于抑制车辆横摆和侧偏响应,虽然在部分时段表现出较低的质心侧偏角和横摆角速度幅值,但同时削弱了车辆对期望路径的修正能力,导致路径跟踪误差较大。模糊滑模控制能够根据横摆角速度偏差和质心侧偏角偏差动态调整控制权重,使车辆在满足稳定性要求的基础上保持更强的路径修正能力。因此,尽管模糊滑模控制在部分时段的状态响应幅值略高,但其路径跟踪最大误差、平均误差和均方根误差均明显小于传统滑模控制,表现出更好的路径跟踪与稳定性协调效果。



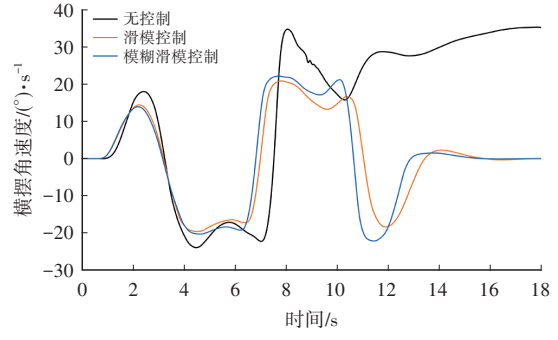
(a)路径跟踪曲线



(b)路径跟踪误差



(c)质心侧偏角



(d)横摆角速度

图6　高速高附着工况下的路径跟踪效果

表6　路径跟踪性能对比统计表

控制策略	位移误差/m		
	最大值	平均值	均方根值
滑模控制	10.410	0.965	3.680
模糊滑模控制	7.649	0.547	2.639

因此，不同工况下滑模控制的控制性能存在显著波动。在低附着工况中，滑模控制能够较好地兼顾路径跟踪与横向稳定性控制，满足基本的运行需求；但在高速高附着工况中，其控制性能明显下降，表现为路径跟踪误差增大、车辆动态响应幅值波动增强。这一现象表明，传统滑模控制策略由于依赖固定控制参数，难以在多变复杂的行驶环境下同时满足鲁棒性与适应性需求，控制器调节能力受限。可见，模糊滑模控制在2类典型工况下均可展现出良好的控制效果。

4.2　实车试验

为验证本文模糊滑模控制策略的有效性，基于所搭建的3轴转向试验平台进行实车试验，如图7所示，其主要参数如表7所示。该平台基于3轴6轮转向架构设计，可实现任意一轮的独立控制，并且配备了高精度组合导航系统，包括实时动态定位功能，能够通过测量偏航角与航向角，进而获取车辆的质心侧偏角。以双移线换道工况为实车试验工况，设置试验车速为3.6 km/h，通过分析模糊滑模控制策略下路径跟踪效果，以验证所提控制策略的有效性。

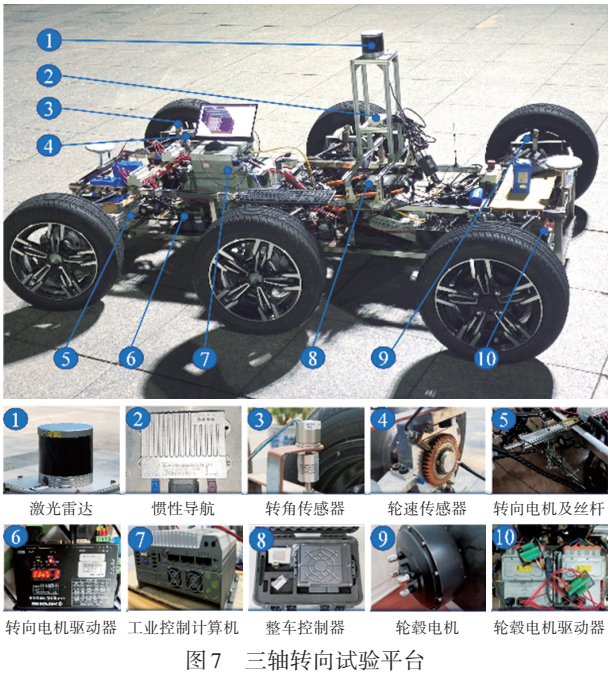
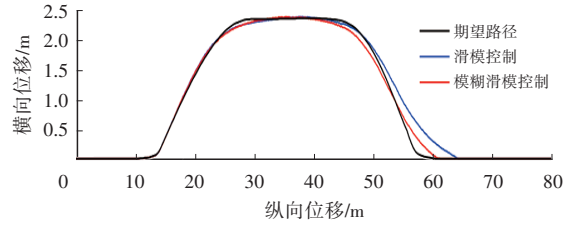


图7　三轴转向试验平台

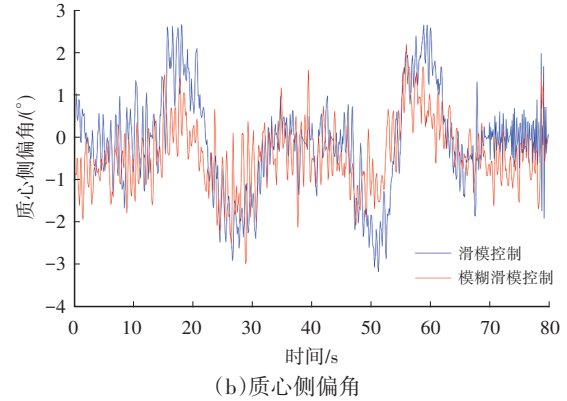
不同控制下路径跟踪效果如图8所示。在图8a中，2种控制策略下试验平台行驶路径与期望路径大致相同，但模糊滑模控制下车辆的路径跟踪偏差明显较小，且比滑模控制更早完成双移线路径行驶，表明模糊滑模控制能够更精准地让车辆沿着期望的路径行驶。在图8b中，滑模控制的质心侧偏角波动范围较大，接近±3°，而模糊滑模控制的质心侧偏角波动范围较小，约在±2°以内，曲线相对平缓，整体更接近稳定状态，表明模糊滑模控制能够更好地抑制过大的质心侧偏角，进而提升车辆的行驶稳定性。在图8c中，2种控制策略下响应趋势几乎一致，但波动剧烈程度存在差异，模糊滑模控制的波动较为剧烈，这是由于该控制策略为了提高车辆稳定性，在一定程度上牺牲了部分乘坐舒适性。因此，经过实车试验数据验证，本文模糊滑模控制策略在路径跟踪中具有有效性。

表7　三轴转向试验平台主要参数

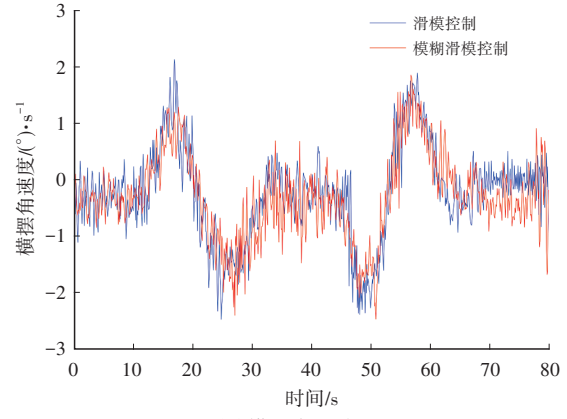
参数	取值	参数	取值
m/kg	375	L_2/m	0.025
I_z/kg·m^2	295.552	L_3/m	−0.958
L_1/m	1.058	B/m	1.671



(a)路径跟踪曲线



(b)质心侧偏角



(c)横摆角速度

图8　实车试验路径跟踪效果

5 结束语

本文提出模糊滑模协调控制策略，在多轴转向车辆复杂工况路径跟踪中表现出较好的适应性。仿真结果表明，在高速高附着工况下，相较于传统滑模控制能够明显降低路径跟踪误差，本文方法的最大误差、平均误差和均方根误差均得到显著改善，说明动态权重调整机制能够有效缓解固定参数滑模控制在高速工况下适应性不足的问题；在中速低附着工况下，该方法在保持路径跟踪能力的同时，可进一步降低平均误差和均方根误差，并抑制过大的质心侧偏角响应，体现出较好的稳定性协调能力。

实车低速双移线试验证明了该方法在实际3轴转向平台上的可实现性，但当前实车验证仍局限于低速工况，后续将进一步开展高速、低附着及变速条件下的实车试验研究。

参 考 文 献

[1] DU H, ZHU X, LIU Q, et al. Hierarchical Coordinated Control of Multi-Axle Steering For Heavy-Duty Vehicle Based on Tire Lateral and Longitudinal Forces Optimization[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 2024, 238(9): 2727-2740.

[2] KARAHAN O, ATASLAR-AYYILDIZ B. Optimal Design of Fuzzy PID Controller with CS Algorithm for Trajectory Tracking Control[J]. Advances in Intelligent Systems and Computing, 2019, 858: 174-188.

[3] 余米森, 钱玉宝, 黄华宝, 等. 连续工况下基于PID+LQR算法的自动驾驶车辆横纵向耦合控制[J]. 科学技术与工程, 2022, 22(30): 13490-13496.
YU M S, QIAN Y B, HUANG H B, et al. Algorithm under Continuous Conditions Lateral and Longitudinal Coupling Control of Autonomous Vehicle Based on PID+LQR[J]. Science Technology and Engineering, 2022, 22(30): 13490-13496.

[4] LIANG Y X, LI Y N, ZHENG L, et al. Yaw Rate Tracking-Based Path-Following Control for Four-Wheel Independent Driving and Four-Wheel Independent Steering Autonomous Vehicles Considering the Coordination with Dynamics Stability[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 2021, 235(1): 260-272.

[5] HE H W, SHI M, LI J W, et al. Design and Experiential Test of a Model Predictive Path Following Control with Adaptive Preview for Autonomous Buses[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2021, 157.

[6] GROS S, ZANON M, QUIRYNEN R, et al. From Linear to Nonlinear MPC: Bridging the Gap via the Real-Time Iteration[J]. International Journal of Control, 2020, 93(1): 62-80.

[7] LIANG Y X, LI Y N, YU Y H, et al. Integrated Lateral Control for 4WID/4WIS Vehicle in High-Speed Condition Considering the Magnitude of Steering[J]. Vehicle System Dynamics, 2020, 58(11): 1711 - 1735.

[8] 余志生. 汽车理论(第6版)[M]. 北京: 机械工业出版社, 2018.
YU Z S. Theory of Automobiles (6th Edition)[M]. Beijing: China Machine Press, 2018.

[9] BAKKER E, NYBORG L, PACEJKA H B. Tyre Modeling for Use in Vehicle Dynamics Studies[J]. Vehicle System Dynamics, 1987, 96: 190-204.

[10] GUO J H, DAI Z Y, LIU M, et al. Distributed Drive Electric Vehicle Handling Stability Coordination Control Framework Based on Adaptive Model Predictive Control[J]. Sensors, 2024, 24(15).

[11] WU Y, WANG L F, ZHANG J Z, et al. Path Following Control of Autonomous Ground Vehicle Based on Nonsingular Terminal Sliding Mode and Active Disturbance Rejection Control[J]. IEEE Transactions on Vehicular Technology, 2019, 68(7): 6379-6390.

（责任编辑 瑞 秋）

修改稿收到日期为2026年7月15日。