

基于改进 LQR 的四轮独立驱动一 转向汽车稳定性控制

姜涛, 周国龙, 李剑锋

(同济大学 机械工程与机器人学院, 上海 201804)

摘要: 针对四轮独立驱动一转向汽车在多速域工况下的转向稳定性控制需求, 提出了一种基于自适应 LQR 的多轮协同分层控制策略; 在二自由度理想模型与四轮转向非线性动力学模型的复合架构基础上, 引入车速关联的自适应权重系数调节机制, 建立“上层优化一下层分配”的分层控制框架, 并利用 CarSim 与 Simulink 联合开展仿真实验, 实现了不同车速下车辆横摆角速度与质心侧偏角的协同优化; 结果表明: 在低速和中高速下的 DLC 以及角阶跃工况场景中, A-LQR 控制策略能够有效抑制质心侧偏角和横摆角速度的跟踪误差, 结合分层控制架构能够有效提高车辆轨迹跟踪精度与行驶稳定性; 该策略为提升车辆转向轨迹精度和稳定性控制方法提供了参考。

关键词: 四轮转向; 四轮驱动; 转向稳定性; LQR 控制; 自适应控制; 扭矩分配

Stability Control for Four-Wheel Independent Drive Steering Vehicles Based on Improved LQR

JIANG Tao, ZHOU Guolong, LI Jianfeng

(School of Mechanical Engineering, Tongji University, Shanghai 201804, China)

Abstract: To address the steering stability control requirements of four-wheel independent drive steering vehicles in multi speed domain conditions, a multi-wheel cooperative hierarchical control strategy based on adaptive linear quadratic regulator (A-LQR) is proposed. On the basis of the composite architecture of a two-degree-of-freedom ideal model and a four-wheel steering nonlinear dynamic model, an adaptive weight coefficient adjustment mechanism related to vehicle speed is introduced, and a hierarchical control framework with upper layer optimization and lower layer allocation is established. CarSim and Simulink are jointly used to conduct simulation experiments, achieving the coordinated optimization of vehicle yaw rate and center of mass lateral angle at different vehicle speeds. The results indicate that in double lane change (DLC) and angular step working scenarios at low and medium to high speeds, the A-LQR control strategy can effectively suppress the tracking errors of the center of mass lateral angle and yaw rate and improve the tracking accuracy and driving stability of vehicle trajectories by combined with a layered control architecture, providing a reference for improving the accuracy and stability control method for vehicle steering trajectories.

Keywords: four-wheel steering; four-wheel drive; steering stability; LQR control; adaptive control; torque distribution

0 引言

随着我国汽车保有量的持续增长, 人们的出行日益便捷, 但随之而来的车辆激增也导致了交通事故频发。根据国家统计局数据显示^[1]: 在 2023 年我国汽车交通事故发生数 155 158 起, 共造成 42 164 人伤亡, 因事故

直接造成的财产损失高达 94 276 万元。在这些事故中, 车辆失稳是导致事故严重后果的主要原因之一, 因此如何保证车辆行驶过程中的稳定性, 一直是汽车安全领域的研究重点^[2-3]。

传统前轮转向车辆在紧急避障或低附着路面工况下, 因转向自由度受限易引发轮胎力饱和和失稳。相比之

收稿日期:2025-04-10; 修回日期:2025-05-19。

作者简介:姜涛(1969-),男,博士,副教授。

引用格式:姜涛,周国龙,李剑锋. 基于改进 LQR 的四轮独立驱动一转向汽车稳定性控制[J]. 计算机测量与控制, 2026, 34(4):81-87.

下, 四轮独立转向 (4WIS) 系统通过前后轮转角协同可动态优化转向中心位置, 从而显著提升车辆的操控性和稳定性。实验显示, 在突发障碍场景中, 通过后轮主动反向偏转使转弯半径减小约 33%, 显著提升避障成功率^[4]; 在高速变道场景中, 利用 4WIS 系统可有效提高车辆的横摆运动, 并且可减少 50% 的车速损耗^[5]。多项对比研究表明^[6-8], 4WIS 汽车相对于传统前轮转向车辆在低速和高速工况下均表现出更优的机动性、稳定性和安全性。这种基于工况自适应的多模式转向控制策略实现了机动性、稳定性与安全性三大核心指标的动态平衡优化。因此, 通过四轮主动转向提高车辆行驶中的稳定性, 始终是汽车发展的研究焦点。文献 [9] 以车辆质心侧偏角和横摆角速度为优化目标, 构建了基于“人一车一路”闭环的 LQR 控制的 4WIS 系统, 并通过仿真表明了所建系统性能优于传统前轮转向。然而, 传统 LQR 控制器对权重系数高度敏感, 而车辆动力学随车速变化呈现显著非线性和不确定性, 固定权重难以适应多工况需求, 易导致控制精度和鲁棒性下降。这一控制瓶颈在四轮独立驱动 (4WID) 系统的稳定性研究中同样存在。4WID 系统采用四个独立控制的轮毂电机, 突破了传统传动系统的机械限制, 可实现各车轮扭矩的精准分配。该系统通过电子差速和扭矩矢量控制技术, 不仅在低速下提升操控灵活性、高速下增强行驶稳定性, 还能在极限工况下优化轮胎附着力利用, 显著改善整车动态性能。文献 [10-13] 建立的上层扭矩控制与下层分配的分层架构, 为 4WID 系统的稳定性控制奠定基础。为提升系统鲁棒性, 文献 [14] 提出了一种针对 4WID 电动汽车的直接横摆力矩控制方法, 结合有限时间控制技术和非线性扰动观测器 (NDOB), 通过二阶滑模观测器实时估计侧偏角, 并设计非光滑复合控制器实现横摆力矩动态分配。实验表明, 该方法在强侧风干扰下可将横摆角速度跟踪误差降低 40%, 侧偏角波动抑制至 ± 0.02 rad, 但未引入参数在线自适应机制, 依赖固定控制增益, 导致模型鲁棒性较差。文献 [15] 提出了一种结合自适应滑模控制 (SMC) 与二次规划 (QP) 的分层电子差速系统, 用于提升 4WID 电动汽车的横向稳定性, 使得模型具有较强的鲁棒性, 但模型计算复杂度较高, 且未系统解决参数模糊规则依赖性问题。此外, 在 4WID 和 4WIS 联合控制领域, 文献 [16] 将上述方法相结合, 提出了一种基于伪逆矩阵控制分配和摩擦圆约束校正的 4WID-4WIS 汽车容错控制方法, 通过分层 LQR 架构和循环校正算法有效地解决了驱动电机失效、转向卡滞及爆胎等多类执行器故障下的路径跟踪与稳定性控制问题, 但相较于自适应 LQR 缺乏动态权重优化机制, 在高速极限工况的鲁棒性存在

局限。文献 [17] 设计了基于模糊线性二次最优控制的集成控制器, 结合主动前轮转向、主动后轮转向和直接横摆力矩控制的 4WID-4WIS 联合控制的横摆稳定性集成控制方法来提升车辆的横摆稳定性。但模型的复杂度较高, 计算量较大, 在车辆多速域工况下的实时性问题上仍面临挑战。现有研究在 4WIS 和 4WID 控制方面取得了显著进展, 通过 LQR 优化、滑模控制以及多系统协同策略有效提升了车辆的稳定性和机动性。然而, 这些方法仍存在一定局限性, 如传统 LQR 控制依赖固定权重系数, 难以适应不同工况下的动态变化; 高阶控制算法计算复杂度较高, 影响实时性; 针对不同车速工况下的鲁棒性仍有不足; 同时缺乏统一的动态参数优化机制, 导致控制精度和适应性受限等。

本文针对 4WID-4WIS 汽车多速域下面向转向稳定性控制的复杂需求, 提出一种分层协同控制模型。该模型整体双层架构: 上层基于车辆状态实时计算所需横摆力矩; 下层通过最优分配算法实现车轮力矩精确分配。针对现有研究中固定参数控制器难以适应时变工况、复杂算法影响实时性等问题, 本模型以纵向车速为动态基准参数, 通过设计车速关联的自适应权重系数函数重构 LQR 的代价函数, 突破传统 LQR 固定权重参数对时变工况适应性不足的局限, 增强控制系统的鲁棒性与动态调节能力, 实现多速域稳定性提升, 从而增强低速机动性、高速稳定性以及极限工况下的安全性。

1 4WID-4WIS 车辆控制结构及车辆模型

1.1 总体控制方案

4WID-4WIS 整体控制系统框架如图 1 所示。控制系统整体采用分层架构, 包括驾驶员模型、四轮转向模型、理想参考模型、自适应 LQR (A-LQR) 控制器以及扭矩分配控制模型共 5 个部分。在系统上层, 驾驶员模型根据目标车速 V_{obj} 与实际车速 V_x 的误差信号, 并基于 PID 算法实时解算车辆维持车速所需驱动力矩 ΔT , 同时由四轮转向模型根据驾驶员的转向意图实时解算车辆四轮转角 δ_{ij} ; 基于二自由度车辆动力学模型的理想参考模型结合车辆实时行驶状态获得质心侧偏角和横摆角速度误差 e_β 、 e_ω , 并利用权重系数自适应调节机制的 A-LQR 控制器根据状态偏差获取车辆所需附加横摆力矩 ΔM 。系统下层以轮胎利用率最小化与执行器饱和约束为优化目标, 利用基于摩擦椭圆的扭矩分配规则, 将总驱动力矩与横摆力矩动态所需车轮输出扭矩 T_{ij} 分配至四轮独立电机。通过“上层优化一下层分配”的协同机制, 系统实现了纵向驱动、横向转向与横摆稳定的深度融合, 提升了车辆在多速域工况下的转向稳定性。

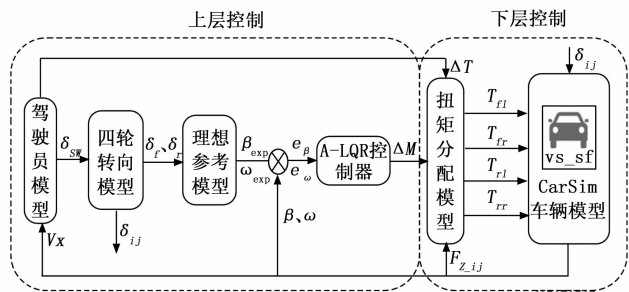


图 1 4WID-4WIS 控制结构框架

1.2 四轮转向模型

4WIS 与传统前轮转向系统受限于阿克曼几何的静态转角分配不同, 其转向模式可按车速大致分为两种模式: 四轮同向转向模式和四轮反向转向模式。如图 2 (a) 所示, 在车辆高速 (>30 km/h) 行驶时, 车辆采用同向转向模式, 后轮与前轮同相位偏转, 使转向瞬心向车辆后方移动, 等效增加横摆阻尼, 有效抑制变道时横摆角速度振荡与质心侧偏角波动, 提升车辆的高速稳定性; 如图 2 (b) 所示, 在车辆低速 (<30 km/h) 行驶时, 车辆采用转弯半径更小的反向转向模式, 后轮与前轮反相位偏转, 随着转向角度的增大, 转向瞬心朝靠近车辆一侧移动, 减小转弯半径, 提升车辆的机动性。

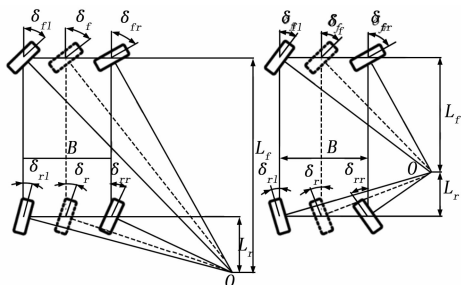


图 2 四轮转向模式

由于 4WIS 系统在低速和高速工况下分别采用后轮反向转向和同向转向两种模式, 为建立统一的控制模型, 引入前后轴转向因子 c_f 、 c_r 来动态调节前后轮转角关系:

$$\begin{cases} c_f = \text{sign}(\delta_f) \\ c_r = \text{sign}(\delta_r) \end{cases} \quad (1)$$

于是, 基于四轮转向运动学理论, 通过建立转向几何关系并考虑阿克曼转向条件, 可推导得出各轮转角:

$$\begin{cases} \delta_{fl} = \arctan\left(\frac{2L \tan \delta_f}{-B c_f \tan \delta_f + B c_r \tan \delta_r + 2L}\right) \\ \delta_{fr} = \arctan\left(\frac{2L \tan \delta_f}{B c_f \tan \delta_f - B c_r \tan \delta_r + 2L}\right) \\ \delta_{rl} = \arctan\left(\frac{2L \tan \delta_r}{B c_r \tan \delta_r - B c_f \tan \delta_f + 2L}\right) \\ \delta_{rr} = \arctan\left(\frac{2L \tan \delta_r}{-B c_r \tan \delta_r + B c_f \tan \delta_f + 2L}\right) \end{cases} \quad (2)$$

式中, δ_{fl} 、 δ_{fr} 、 δ_{rl} 和 δ_{rr} 分别为前轴左右轮和后轴左右轮转角; B 为左右轮轮距; L 为前后轴距; δ_f 、 δ_r 为前后轴等效转角, 且考虑到模型计算效率, 前后轴等效转角采用比例关系^[18]:

$$\delta_r = k \delta_f \quad (3)$$

式中, k 为后轮向系数, 当车辆处于低速时 $k < 0$, 高速时 $k > 0$ 。

为实现不同转向模式之间的合理切换, 本文根据车速设定了 30~35 km/h 的滞回区间, 用于避免频繁切换造成的抖动。因此后轮转向系数可由式计算:

$$k = \begin{cases} -k_0 & V \leq 30 \\ k_0 \frac{V - 32.5}{2.5} & 30 < V \leq 35 \\ k_0 & V > 35 \end{cases} \quad (4)$$

式中, k_0 为比例系数, 取 0.2。

2 4WID-4WIS 车辆稳定性控制策略

4WID-4WIS 车辆的上层控制主要负责根据车辆状态实时计算理想附加横摆扭矩和期望输出扭矩, 并分配给下层扭矩分配器。通过驾驶员模型利用 PID 控制器实时解析目标车速与实时车速的偏差生成期望驱动扭矩, 同时采用自适应 LQR (A-LQR) 对二自由度车辆模型输出的理想横摆角速度和质心侧偏角与实际动态参数进行实时跟踪, 最终将解算得到的最优附加横摆力矩与目标纵向驱动力矩通过扭矩分配系统进行动态优化分配。

2.1 自适应 LQR 控制器设计

在高速转向或低附着路面等极限工况下, 车辆动力学特性呈现显著的非线性特征, 主要表现为驱动力矩的强耦合作用以及轮胎力的饱和非线性行为, 这些因素极易导致车辆横摆失稳, 严重威胁行车安全。本文为抑制横摆角速度偏差 e_ω 与质心侧偏角偏差 e_β , 设计以附加横摆力矩 ΔM 作为控制输入, 质心侧偏角和横摆角速度作为系统状态的 LQR 控制器。通过主动扭矩分配来补偿系统扰动, 从而实现车辆在行驶过程中的稳态控制。

2.1.1 理想参考模型

在研究车辆稳定性时, 质心侧偏角和横摆角速度能够反映出车辆在转弯和避险过程中是否存在失控的迹象, 是车辆稳定性控制的重要控制变量^[19]。实验表明^[20-21], 二自由度车辆动力学模型具有较高的精度表征车辆转向的实际物理过程, 因此本文采用二自由度模型作为理想参考模型。车辆二自由度模型如图 3 所示。

通过对 4WID-4WIS 车辆二自由度车辆动力学方程变换, 得到车辆质心侧偏角和横摆角速度:

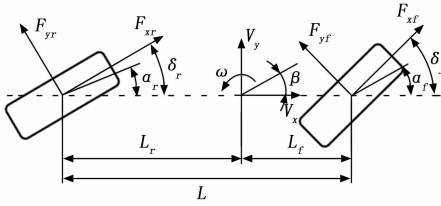


图 3 二自由度模型

$$\begin{cases} \dot{\beta} = \frac{C_1 + C_2}{mV_x} \beta + \left(\frac{C_1 L_f - C_2 L_r}{mV_x^2} - 1 \right) \omega - \frac{C_1 \delta_f + C_2 \delta_r}{mV_x} \\ \dot{\omega} = \frac{C_1 L_f - C_2 L_r}{I_z} \beta + \frac{C_1 L_f^2 + C_2 L_r^2}{I_z V_x} \omega - \frac{C_1 L_f \delta_f - C_2 L_r \delta_r}{I_z} \end{cases} \quad (5)$$

式中, \$m\$ 为整车质量, \$V_x\$ 为车辆纵向速度, \$\beta\$ 为质心侧偏角, \$\omega\$ 为横摆角速度, \$C_1\$、\$C_2\$ 分别为前后两轮侧偏刚度之和, \$L_f\$、\$L_r\$ 分别为车辆前、后轴到质心的距离, \$\delta_f\$、\$\delta_r\$ 分别为车辆前后轮等效转角, \$I_z\$ 为车辆转动惯量。

考虑到车轮与地面附着极限的限制, 期望质心侧偏角和横摆角速度^[14]进一步确定为:

$$\begin{cases} \beta_{\text{exp}} = \min[|\beta|, \arctan(0.02\mu g)] \cdot \text{sign}(\beta) \\ \omega_{\text{exp}} = \min(|\omega|, c \frac{\mu g}{V_x}) \cdot \text{sign}(\omega) \end{cases} \quad (6)$$

式中, \$c\$ 为安全系数, 一般取 0.85; \$\mu\$ 为路面附着系数; \$g\$ 为重力加速度。

2.1.2 LQR 反馈控制

线性二次型调节器 (LQR) 是一种基于状态反馈的最优控制算法, 其通过最小化包含状态变量误差和控制输入能量的二次型性能指标, 求解得到最优反馈控制律。该控制器的核心优势在于能够通过调节状态权重矩阵 \$Q\$ 和控制权重矩阵 \$R\$, 实现系统动态性能与控制能耗的最优折衷。为了提高车辆在高速行驶时的横摆稳定性, 本文利用 LQR 设计了附加横摆力矩控制器, 通过优化状态反馈控制, 能够在保证系统稳定性的同时, 最小化横摆角速度误差和控制输入能量。针对车辆横向稳定性问题, 选取状态变量 \$\mathbf{x} = \begin{bmatrix} e_\beta \\ e_\omega \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \beta_{\text{exp}} - \beta \\ \omega_{\text{exp}} - \omega \end{bmatrix}\$, 系统控制输入为 \$\mathbf{u} = \Delta M_z\$, 由车辆二自由度模型可得系统的状态空间表达式为:

$$\dot{\mathbf{x}} = \mathbf{A}\mathbf{x} + \mathbf{B}\mathbf{u} \quad (7)$$

式中,

$$\mathbf{A} = \begin{bmatrix} \frac{C_1 + C_2}{mV_x} & \frac{C_1 L_f - C_2 L_r}{mV_x^2} - 1 \\ \frac{C_1 L_f - C_2 L_r}{I_z} & \frac{C_1 L_f^2 + C_2 L_r^2}{I_z V_x} \end{bmatrix}, \quad \mathbf{B} = \begin{bmatrix} 0 \\ \frac{1}{I_z} \end{bmatrix}.$$

其中, 系统矩阵 \$\mathbf{A}\$ 表征车辆固有动力学特性, 控制矩阵 \$\mathbf{B}\$ 反映横摆力矩对系统状态的影响。

基于 LQR 理论, 选取最小代价函数:

$$J_{\min} = \int_0^\infty (\mathbf{x}^T \mathbf{Q} \mathbf{x} + \mathbf{u}^T \mathbf{R} \mathbf{u}) dt \quad (8)$$

求解 Riccati 方程 \$\mathbf{P}\mathbf{A} + \mathbf{A}^T \mathbf{P} - \mathbf{P}\mathbf{B}\mathbf{R}^{-1} \mathbf{B}^T \mathbf{P} + \mathbf{Q} = 0\$ 可得控制律:

$$\mathbf{u} = -\mathbf{K}\mathbf{x} \quad (9)$$

其中: 加权矩阵 \$\mathbf{Q} = \text{diag}[q_1, q_2]\$, \$\mathbf{R} = [r]\$。

2.1.3 自适应参数设定

传统 LQR 控制器通过二次型代价函数的优化求解, 在理想工况下表现出良好的收敛性和稳定性, 但其控制性能高度依赖于权重矩阵的选取。由于车辆动力学特性随车速呈现显著的非线性和时变特征, 固定权重矩阵难以适应全速域工况, 进而导致控制性能不一致。针对这一问题, 本文提出基于车速自适应的动态权重矩阵调节策略, 使控制器参数能够实时匹配当前行驶状态, 从而全面提升系统在全速域范围内稳定可靠的控制性能。

在状态加权矩阵 \$\mathbf{Q}\$ 中, \$q_1\$ 为车辆质心侧偏角误差权重系数; \$q_2\$ 为车辆横摆角速度误差权重系数。在低速工况时, 侧向加速度较小, 侧偏角对稳定性的影响较弱, 而对转向响应速度和姿态变化的控制要求更高, 因此需要提高横摆角速度权重; 而在高速工况下, 较大的质心侧偏角极易导致车辆失稳, 尤其在横向力接近极限时, 对车辆侧滑或甩尾的控制变得尤为关键, 此时应同时提升对质心侧偏角的权重。

基于上文分析, 本文将权重系数设为随车速线性变化的函数, 具体可以描述为:

$$\begin{cases} q_1(v) = q_{10} + \alpha_1 V \\ q_2(v) = q_{20} + \alpha_2 V \end{cases} \quad (10)$$

式中, \$q_{10}\$、\$q_{20}\$ 为在低速工况下设定的初始权重系数, 分别体现了系统在基础状态下对各状态变量的关注程度; \$\alpha_1\$、\$\alpha_2\$ 分别为对应自适应权重系数的增益系数, 控制了权重随车速的增长速度, 用以反映系统对高速工况的动态响应需求。

其中, 初始权重系数 \$q_{10}\$ 与 \$q_{20}\$ 通过低速状态下的操控性与响应性评估设定, 确保车辆在低速状态下具备良好的操控平顺性; 而增益系数 \$\alpha_1\$、\$\alpha_2\$ 则结合高速条件下车辆对质心侧偏角和横摆角速度的敏感性, 通过多目标性能优化确定。该策略在提升高速稳定性的同时保留了低速操控性能, 增强了 LQR 控制器在全速域内的鲁棒性与适应性。

2.2 车轮扭矩分配规则

轮胎附着椭圆理论揭示了轮胎力学特性中纵向力与

侧向力之间的耦合机制,其数学表征表明在给定垂向载荷和路面条件下,轮胎纵向力与侧向力的合成矢量始终位于以摩擦系数为边界的椭圆约束范围内,这种力学耦合效应具体表现为:当轮胎纵向滑移率增大导致纵向力提升时,其侧向力会随之减小,反之亦然^[22]。为了确保车辆在复杂工况下的稳定性与操控性,本节最优转矩分配策略旨在合理分配各轮驱动力矩,使得各轮胎的力利用率保持在安全阈值内,从而最大化轮胎的附着裕度。因此可构建四轮转矩分配目标函数:

$$J_{\min} = \sum_{\min} \frac{F_{x-ij}^2 + F_{y-ij}^2}{(\mu_{ij} F_{z-ij})^2} \quad (11)$$

其中: i 、 j 分别为车辆前后轴的左右轮。

由于车辆驱动轮只能提供纵向力,无法提供侧向力,故目标函数可进一步简化为:

$$J_{\min} = \sum_{\min} \frac{T_{ij}^2}{(\mu_{ij} F_{z-ij} r)^2} \quad (12)$$

根据四轮转向模型,车辆的补偿转矩和驱动力矩可表示为:

$$\begin{cases} T = T_{fl} \cos \delta_{fl} + T_{fr} \cos \delta_{fr} + T_{rl} \cos \delta_{rl} + T_{rr} \cos \delta_{rr} \\ \Delta M_z = \frac{B}{2r} (-T_{fl} \cos \delta_{fl} + T_{fr} \cos \delta_{fr} - T_{rl} \cos \delta_{rl} + T_{rr} \cos \delta_{rr}) \end{cases} \quad (13)$$

式中, T_{fl} 、 T_{fr} 、 T_{rl} 、 T_{rr} 分别为车辆四轮输出扭矩, T 为车辆期望扭矩。

将式(13)代入式(12)后,基于最小值原理构建拉格朗日函数,通过求解KKT最优性条件,可得到四轮最优驱动扭矩的解析解表达式为:

$$\begin{cases} T_{fl} = \left(\frac{T}{2} - \frac{M}{B} r - T_{rl} \cos \delta_{rl} \right) / \cos \delta_{fl} \\ T_{fr} = \left(\frac{T}{2} - \frac{M}{B} r - T_{rr} \cos \delta_{rr} \right) / \cos \delta_{fr} \\ T_{rl} = \frac{\left(\frac{T}{2} - \frac{M}{B} r \right) (\mu_{rl} F_{z-rl})^2}{(\mu_{fl} F_{z-fl})^2 \cos \delta_{fl} + (\mu_{rl} F_{z-rl})^2 \cos \delta_{rl}} \\ T_{rr} = \frac{\left(\frac{T}{2} + \frac{M}{B} r \right) (\mu_{rr} F_{z-rr})^2}{(\mu_{fr} F_{z-fr})^2 \cos \delta_{fr} + (\mu_{rr} F_{z-rr})^2 \cos \delta_{rr}} \end{cases} \quad (14)$$

此外,车辆行驶在道路上时,车辆轮胎的驱动力还受到路面条件限制,具体约束为:

$$|T_{ij}| \leq \mu_{ij} F_{ij} \quad (15)$$

其中: $i=f, r, j=l, r$ 。

3 仿真实验

CarSim是由美国MSC Software公司开发的专业车辆动力学仿真软件,广泛应用于汽车研发领域。其基于多体动力学理论,内置高精度车辆模型和轮胎模型,可模拟车辆在各种工况下的动态响应。CarSim支持与Simulink联合仿真,为控制算法开发提供高效验证平

台,大幅缩短研发周期,在学术界和工业界均具有重要地位。为验证本文构建的四轮独立驱动-转向(4WID-4WIS)车辆稳定性模型以及A-LQR控制器的有效性与可靠性,本节搭建了CarSim-Simulink联合仿真平台进行仿真验证。

3.1 仿真设置

在仿真验证中,本文采用双移线(DLC)和方向盘角阶跃两种典型工况:前者模拟高速变道场景,验证控制器在突变横向输入下的稳定性控制能力;后者评估系统在稳态转向时的动态响应性能。二者结合可验证了算法在不同行驶工况下的适应性^[23]。基于车辆动力学稳定性准则,选取车辆质心侧偏角与横摆角速度作为评价指标,在附着系数为0.85的路面条件下,重点针对DLC工况和角阶跃转角工况下30、80和100 km/h三种低、中、高车速下的控制响应特性进行仿真分析。通过对比前轮转向(FWS)模式、无控制的4WID-4WIS架构以及传统LQR控制,验证本文控制模型的有效性。车辆模型采用CarSim内部C级轿车,解除CarSim内部转角和扭矩控制,并采用Simulink中搭建的4WID-4WIS稳定性控制模型的转角和扭矩作为输入。联合仿真车辆具体参数如表1所示。

表1 车辆仿真参数

参数名称	数值
整车质量/kg	1 413
轮距/m	1.675
前轴轴距/m	1.015
后轴轴距/m	1.895
转动惯量/(kg·m ²)	1 536.7
前轴等效侧偏刚度/(N/rad)	-86 428
后轴等效侧偏刚度/(N/rad)	-86 428

3.2 仿真结果分析

3.2.1 双移线工况

车辆在DLC工况下的仿真结果如图4~6所示。由图4可见,采用4WID-4WIS架构相比传统前轮转向在低速工况下质心侧偏角偏差更低,而LQR和A-LQR控制策略通过适当放宽对质心侧偏角的约束,优先保证了转向精度和灵敏度,其中A-LQR将横摆角速度最大偏差优化至0.068°/s,较无控制和传统LQR分别提升94.96%和25.81%,显著改善了低速操控灵活性。在中速80 km/h工况下,4WID-4WIS架构将传统前轮转向的大幅波动抑制在±1.3°以内,而LQR控制进一步保证了转向精度和横摆稳定性,A-LQR控制则在保持质心侧偏角控制效果的同时,将横摆角速度最大偏差额外降低0.329°/s。从图6可以看出,在120 km/h高速工况下,无论是传统前轮转向系统还是4WID-4WIS架

构，均因轮胎纵向力达到附着极限而出现明显的转向不足现象，表现为横摆角速度和质心侧偏角的显著波动，且无法有效跟踪理想参考轨迹。然而，LQR 和 A-LQR 控制器仍能维持车辆稳定性，其中 A-LQR 表现尤为突出：相较于无控制的 4WID-4WIS 架构，其质心侧偏角最大偏差降低了 83.76%，且较传统 LQR 进一步优化了 13.42%；横摆角速度最大偏差也分别减少了 15.49°/s 和 0.628 5°/s，验证了其在高速紧急转向工况下的控制优势。

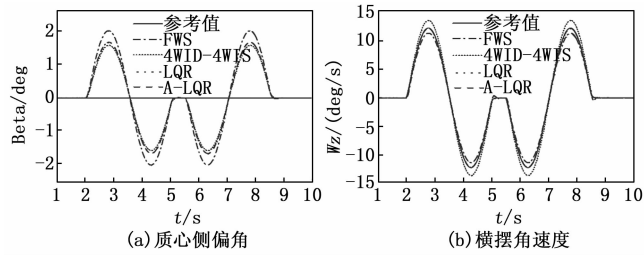


图 4 30 km/h DLC 工况仿真对比图

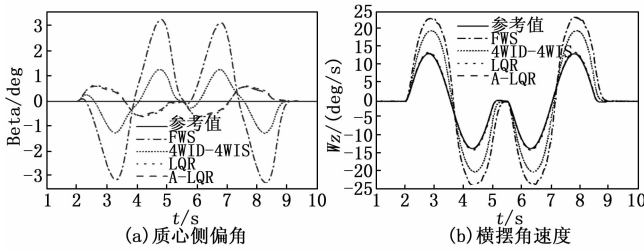


图 5 80 km/h DLC 工况仿真对比图

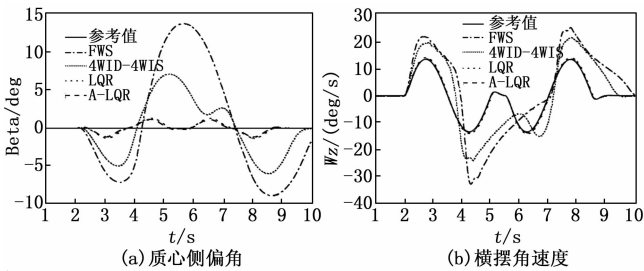


图 6 120 km/h DLC 工况仿真对比图

3.2.2 角阶跃工况

系统模型在角阶跃转角工况下的仿真表现如图 7~9 所示。从图 7 与图 8 可以看出，在低速和中速工况下，随着角阶跃方向盘转角的输入作用下，不同控制方案下的车辆状态先是出现一定幅度的波动，随后逐渐趋于稳定，其中在 80 km/h 工况下车辆波动较为明显，而 A-LQR 控制下的 4WID-4WIS 架构表现最为优异：在 30 km/h 低速工况下，其横摆角速度最大偏差较无控制系统显著降低 66.51%，相较于传统 LQR 控制更进一步提升 26.17%；而在 80 km/h 工况中，该降幅进一步

达到了 50.77%，充分体现了该控制在提升转向稳定性和转向精度方面的优势。由图 9 (a) 和图 9 (b) 可见，在车辆高速 120 km/h 工况下，采用 4WID-4WIS 架构虽然能够减小车辆高速行驶时的波动，但车辆仍然发生了失稳侧滑。然而，车辆在传统 LQR 和 A-LQR 的控制下仍能保持稳定和转向精度，并且而 A-LQR 控制则展现出突破性的稳定能力，其质心侧偏角最大偏差较传统 LQR 降低 33.36%，横摆角速度偏差更大幅缩减了 60.89%，这不仅有效防止了高速紧急转向时的车辆失控风险，更为重要的是，这种控制优势在转向瞬态响应阶段 (2~2.5 s) 表现得最为显著，恰好覆盖了驾驶员紧急避险的关键时间窗口。

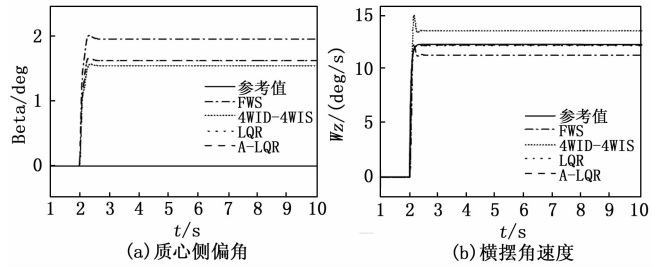


图 7 30 km/h 角阶跃工况仿真对比图

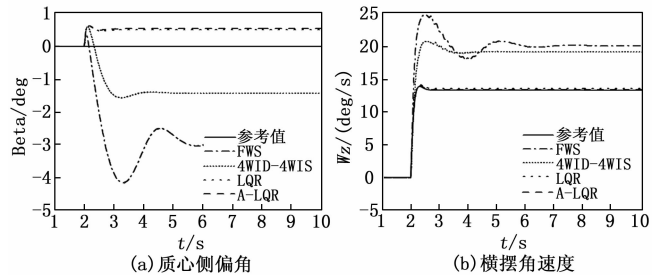


图 8 80 km/h 角阶跃工况仿真对比图

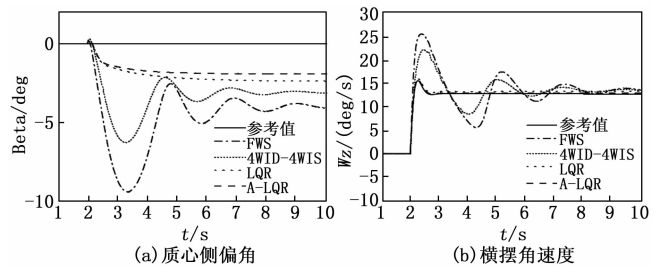


图 9 120 km/h 角阶跃工况仿真对比图

上述仿真结果表明，4WID-4WIS 系统架构通过集成驱动与转向协同控制，可显著提升车辆在全速域范围内的行驶稳定性。相较于传统控制方法，基于自适应权重优化的 A-LQR 控制器展现出更优异的控制性能，其通过动态调整控制参数，有效适应了车辆在不同车速下的动力学特性变化，尤其在高速极限工况下表现更为突出。

4 结束语

针对四轮独立驱动一转向汽车在多速域工况下的稳定性控制需求,本文构建了“上层优化一下层分配”的分层控制架构,实现了对车辆稳定性的精细化调控。上层基于二自由度车辆动力学模型生成理想运动参考,并通过改进的自适应LQR(A-LQR)算法实时计算附加横摆力矩;下层则基于优化分配策略,将控制指令精确分配至各驱动轮。在此框架下,针对高速行驶时车辆稳定性显著下降的特性,设计了随车速线性变化的动态权重系数,有效克服了传统LQR依赖固定权重矩阵带来的适应性不足问题。基于CarSim-Simulink联合仿真平台,在双移线(DLC)与方向盘角阶跃等典型工况下进行的仿真验证表明,所提A-LQR方法在横摆角速度与质心侧偏角控制方面相较传统LQR具有显著优势,在低中高工况下最大偏差分别降低25.81%、26.17%与13.42%,显著提升了车辆在多速域工况下的动态响应性能与行驶稳定性。本研究为智能电动汽车底盘控制系统的设计提供了理论支撑与实践价值,对提升整车主动安全性能具有重要意义。

参考文献:

- [1] 国家统计局. 中国统计年鉴 2024 [M]. 北京: 中国统计出版社, 2024.
- [2] 陈淑琬, 赵鹏飞, 刘丹丹, 等. 2005—2021年中国道路交通事故死亡趋势分析 [J]. 疾病监测, 2025, 40 (1): 133-137.
- [3] 韩向方, 李晓杰. 道路交通事故分析及交通安全对策 [J]. 中国地质大学学报: 社会科学版, 2013 (s1): 3.
- [4] KANG H. Design of four-wheel steering system based on automotive electronic control technology [J]. Journal of Physics: Conference Series, 2024, 2787 (1): 012004.
- [5] 张军, 马博宣, 张闲, 等. 基于后轮转角综合约束策略的4WIS车辆控制方法 [J]. 北京理工大学学报, 2023, 43 (9): 926-932.
- [6] 张艳山, 张慧华, 刁宇航, 等. 四轮转向分布式驱动电动汽车操纵稳定性研究 [J]. 陕西理工大学学报 (自然科学版), 2024, 40 (4): 17-22.
- [7] 胡红元, 李兵, 王阳阳. 汽车四轮转向技术研究综述 [J]. 上海汽车, 2021 (4): 19-23.
- [8] ZHENG H, YANG S, LI B. Optimization control for 4WIS electric vehicle based on the coincidence degree of wheel steering centers [J/OL]. SAE International Journal of Vehicle Dynamics, Stability, and NVH, 2018, 2 (3): 169-184.
- [9] 邓召文, 易强, 高伟, 等. 四轮转向汽车闭环LQR控制仿真研究 [J]. 机械设计与制造, 2022 (1): 20-25.
- [10] 黄龙. 4WID轮毂电机电动汽车驱动工况下稳定性3控制策略研究 [D]. 长沙: 湖南大学, 2019.
- [11] 赵慧勇, 梁国才, 蔡硕, 等. 四轮独立驱动电动汽车直接横摆力矩控制 [J]. 重庆理工大学学报 (自然科学), 2021, 35 (9): 83-91.
- [12] 高琪, 王春燕. 四轮驱动汽车转向状态下的横向稳定性控制研究 [J]. 重庆理工大学学报 (自然科学), 2019, 33 (8): 16-21.
- [13] 马史驶, 陈家琪. 汽车操纵稳定性的联合仿真技术研究 [J]. 现代制造工程, 2013 (4): 57-61.
- [14] DING S, SUN J. Direct yaw-moment control for 4WID electric vehicle via finite-time control technique [J]. Non-linear Dynamics, 2017, 88 (1): 239-254.
- [15] ZHANG W, LIU Z, CHEN Q. Electronic differential system based on adaptive SMC combined with QP for 4WID electric vehicles [J]. World Electric Vehicle Journal, 2021, 12 (3): 126.
- [16] LIU Y, ZONG C, ZHANG D, et al. Fault-tolerant control approach based on constraint control allocation for 4WIS/4WID vehicles [J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 2021, 235 (8): 2281-2295.
- [17] 杨福广, 李贻斌, 阮久宏. 4WID-4WIS车辆横摆运动集成模糊最优控制与仿真 [J]. 系统仿真学报, 2013, 25 (12): 3021-3027.
- [18] 张佩, 孙文新, 胡杰, 等. 四轮转向车辆后轮转角控制方法研究 [J]. 汽车工程, 2023, 45 (12): 2242-2250.
- [19] 周红妮, 陶健民. 质心侧偏角和横摆角速度对车辆稳定性的影响研究 [J]. 湖北汽车工业学院学报, 2008 (2): 6-10.
- [20] YU S, LI W, WANG W, et al. Nonlinear control of active four wheel steer-by-wire vehicles [J]. IEEE Access, 2019, 7: 127117-127127.
- [21] 柴健, 李旭宇, 陈刚, 等. 四轮独立驱动轮毂式电动汽车转向控制策略研究 [J]. 公路与汽运, 2014 (5): 1-5.
- [22] 余志生. 汽车理论 [M]. 北京: 机械工业出版社, 2015.
- [23] XU F X, LIU X H, CHEN W, et al. Improving handling stability performance of four-wheel steering vehicle based on the H_2/H_∞ robust control [J]. Applied Sciences, 2019, 9 (5): 857.