

线控主动四轮转向汽车控制策略研究

屈翔¹, 张小锋¹, 王伟², 邱江波²

1. 重庆理工大学汽车零部件先进制造技术教育部重点实验室, 重庆 400054

2. 重庆理工大学机械工程学院, 重庆 400054

摘要:目的 针对线控四轮转向汽车横向稳定性不足及控制鲁棒性差等问题, 提出一种主动转向反馈控制策略。方法 使用 Simulink 搭建线控转向系统转向执行机构动力学模型, 将 MATLAB/Simulink 与 Carsim 联合仿真, 建立线控四轮转向整车模型; 基于二自由度模型分析横摆角速度和质心侧偏角对汽车稳定性的影响, 推导理想的横摆角速度和质心侧偏角; 以横摆角速度增益恒定为依据设计理想传动比, 得到期望前轮转角, 以横摆角速度误差为控制量设计模糊控制器得到附加前轮转角对期望转角实时修正, 实现前轮主动转向; 针对横摆角速度和质心侧偏角与理想值之间的误差, 加权得到稳定性控制目标; 设计自适应积分滑模反馈控制策略输出后轮转角, 对理想值进行跟踪, 实现后轮主动转向。结果 仿真实验结果表明: 所搭建的线控转向系统能够准确反映汽车动力学特性。相比无控制的机械前轮转向汽车与横摆反馈控制的四轮转向汽车, 线控主动四轮转向汽车在双移线工况下将质心侧偏角控制在 0 值附近波动, 横摆角速度跟踪误差控制在 1.149 deg/s 以内; 在角阶跃工况下将质心侧偏角稳态值控制在 0.065 deg, 横摆角速度稳态值误差为 0.074 deg/s。结论 线控主动四轮转向控制策略在双移线和角阶跃工况下控制效果显著, 鲁棒性能好, 能有效提高汽车的操纵稳定性和主动安全性。

关键词:线控主动四轮转向; 模糊控制; 积分滑模; 操纵稳定性

中图分类号:U461 **文献标识码:**A **doi:**10.16055/j.issn.1672-058X.2024.0002.007

Research on Control Strategy of Active Four-wheel Steer-by-wire Vehicle

QU Xiang¹, ZHANG Xiaofeng¹, WANG Wei², QIU Jiangbo²

1. Key Laboratory of Advanced Manufacturing Technology for Automobile Parts Ministry of Education, Chongqing University of Technology, Chongqing 400054, China

2. College of Mechanical Engineering, Chongqing University of Technology, Chongqing 400054, China

Abstract: Objective Aiming at the problems of insufficient lateral stability and poor control robustness of the four-wheel steering vehicle with the steer-by-wire system, an active steering feedback control strategy was proposed. **Methods** The dynamic model of steering actuator of steer-by-wire system was built in Simulink, and the vehicle model of steer-by-wire system was established by co-simulation of MATLAB/Simulink and Carsim. Based on the two-degree-of-freedom model, the influence of yaw rate and sideslip angle on vehicle stability was analyzed, and the ideal yaw rate and sideslip angle were derived. The desired front wheel angle was obtained by designing the ideal transmission ratio based on the constant yaw rate gain, and the fuzzy controller was designed with the yaw rate error as the control variable to obtain the real-time correction of the additional front wheel angle to the desired angle, so as to realize the active steering of the front wheel. Aiming at the error between the ideal values and the actual yaw rate and sideslip angle, the stability control target was

收稿日期:2022-12-31 **修回日期:**2023-03-02 **文章编号:**1672-058X(2024)02-0050-10

基金项目:重庆市应用开发计划项目(CSTC2014YYKFB70008)。

作者简介:屈翔(1978—),男,湖南常德人,副教授,硕士,从事智能网联汽车技术、线控底盘设计与控制研究。

引用格式:屈翔,张小锋,王伟,等.线控主动四轮转向汽车控制策略研究[J].重庆工商大学学报(自然科学版),2024,41(2):50—59.

QU Xiang, ZHANG Xiaofeng, WANG Wei, et al. Research on control strategy of active four-wheel steer-by-wire vehicle[J]. Journal of Chongqing Technology and Business University (Natural Science Edition), 2024, 41(2): 50—59.

obtained by weighting. The adaptive integral sliding mode feedback control strategy was designed to output the rear wheel angle to track the ideal value and realize the active steering of the rear wheel. **Results** The simulation results show that the established steer-by-wire system can accurately reflect the dynamic characteristics of the vehicle. Compared with the uncontrolled mechanical front-wheel steering vehicle and four-wheel vehicle with yaw-rate-feedback steering control, the steer-by-wire active four-wheel steering vehicle controls the sideslip angle to fluctuate around 0 under the double lane change condition and controls the yaw rate tracking error to be within 1.149deg/s. Under the angle step condition, the steady-state value of the sideslip angle is controlled at 0.065 deg, and the steady-state error of the yaw rate is 0.074 deg/s. **Conclusion** The active four-wheel steer-by-wire control strategy has remarkable control effects and good robustness under double lane change and angle step conditions, which effectively improves the handling stability and active safety of the vehicle.

Keywords: active four-wheel steer-by-wire; fuzzy control; integral sliding mode; handling stability

1 引言

近年来,汽车电子技术朝着电动化、集成化、智能化的方法发展,转向系统作为底盘主要操控系统之一,实现主动控制十分重要。四轮转向和线控转向都可以实现主动转向,其中四轮转向分为主动后轮转向和主动四轮转向。当下主流四轮转向是主动后轮转向,其后轮由控制器决策,前轮由驾驶员输入,具有低速灵活、高速轻便的转向特性,但复杂工况下控制鲁棒性差。主动四轮转向能够实现对前后轮的控制,但目前控制器设计复杂,运行效果不佳。线控转向系统(Steer-By-Wire, SBW)的出现使主动四轮转向得到广泛应用成为可能。线控转向拥有独立的转向盘和转向轮^[1],结构简单,布局容易,可以灵活设计传动比。以线控技术为核心的主动四轮转向能为车辆提供更小的转弯半径和安全稳定的驾驶模式。线控四轮转向汽车的主动转向稳定性控制是今后四轮转向的研究热点。

SAHBOUN 等^[2]在传统 PID 控制的基础上引入神经网络算法,设计了 PSO-PID 控制器,减少跟踪延迟,改善了汽车响应;赵林峰等^[3]采用横摆增益不变设计变传动比,设计了基于横摆角速度反馈的可拓滑模控制,实现了动态校正,仿真分析表明了控制器的有效性,但未考虑到质心侧偏角对系统的影响;YANG 等^[4]使用积分滑模控制设计了主动转向控制器并加入自适应跟踪控制提高系统的抗干扰能力,仿真和硬件在环实验表明该系统在一些极限工况下也能出色地实现跟踪性能和稳定性控制,但主要是对单一参数横摆角速度的反馈控制研究;梅炜炜等^[5]设计了综合考虑横摆角速度和质心侧偏角的模糊 PI 控制器及分配方法,结合 β -method 理论和路面条件设计权重,实验表明综合

控制效果要优于单独控制,但是系统抗干扰能力差,车辆稳定性难以保证。

综上所述,目前对于线控转向汽车的稳定性控制研究虽然运用了先进的现代控制理论,对前后轮转角进行控制,但仍存在控制参数单一(仅考虑质心侧偏角或横摆角速度)、控制鲁棒性差、效果欠佳等问题。本文充分考虑横摆角速度和质心侧偏角对车辆的影响,对两者进行综合控制,结合线控转向的优势,提出一种线控四轮转向汽车主动转向稳定性控制策略。其中,前轮采用理想传动比实现基本转向功能,满足“低速灵敏,高速迟钝”的转向特性,并结合模糊控制方法提高瞬态响应能力,实现主动转向;后轮以驾驶员驾驶习惯为导向,综合考虑横摆角速度和质心侧偏角对车辆稳定性的影响,运用自适应积分滑模变结构控制输出最优后轮转角^[6]。

2 线控转向系统建模

线控转向系统取消了方向盘与转向柱之间的机械连接,通过传感器采集方向盘转角及车速等信息,传递给 ECU,通过相应的控制策略计算出合适的车轮转角^[7],向转向执行机构发送转向指令,驱动转向电机输出转矩,经过齿轮齿条机构实现转向;同时传感器采集路面信息传递给 ECU,ECU 计算出合适的路感模拟力矩,传递到方向盘,使驾驶员获得路感^[8]。

线控转向系统主要包括转向盘总成、控制器和转向执行机构(图 1)。准确的数学模型对于系统的可靠性是非常重要的,本文未涉及方向盘相关的研究,只基于 MATLAB/Simulink 搭建线控转向系统转向执行总成^[9]。转向执行总成主要包括转向电机模型和齿轮齿条模型。

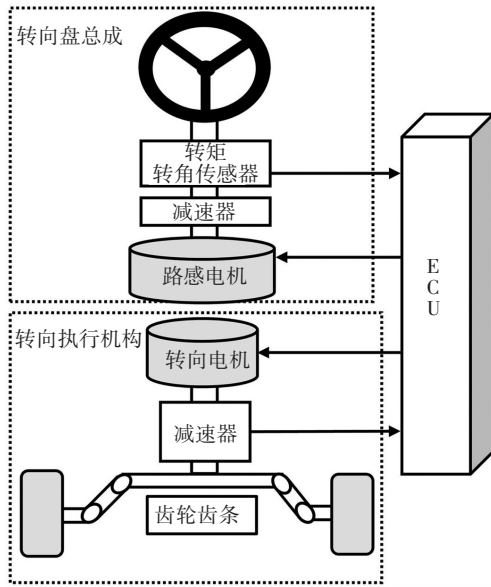


图 1 线控转向系统原理

Fig. 1 Principle of the steer-by-wire system

2.1 转向电机模型

转向电机产生的转矩,一是被自身阻尼消耗,二是经过减速机构传递给齿轮齿条,驱动车轮转向。

$$J_{fm} \ddot{\theta}_{fm} + C_{fm} \dot{\theta}_{fm} + \frac{T_p}{g_m} = T_{fm} \quad (1)$$

$$T_p = k_{fc} (\theta_{fm}/g_m - x_r/x_p) \quad (2)$$

无刷直流电机电学平衡方程为

$$U_{fa} = R_{fa} I_{fa} + L_{fa} \dot{I}_{fa} + k_{fe} \theta_{fm} \quad (3)$$

电机输出转矩:

$$T_{fm} = k_{fa} I_{fa} \quad (4)$$

式(1)一式(4)中, J_{fm} 为转动惯量; θ_{fm} 为电机转角; C_{fm} 为阻尼系数; g_m 为减速比; T_{fm} 为电机输出转矩; T_p 为等效到小齿轮上的转向阻力矩; k_{fc} 为小齿轮扭转刚度; k_{fa} 、 k_{fe} 为转向电机电磁转矩系数、反电动势系数; x_r 为齿条位移; r_p 为小齿轮半径。

2.2 齿轮齿条机构

转向电机推动小齿轮转向,带动齿条直线运动,推动拉杆完成车轮转向。

$$M_r \ddot{X}_r + B_r \dot{X}_r + F_c = T_p/r_p \quad (5)$$

$$F_z = \frac{T_{fzl}}{l_{fl}} + \frac{T_{fzr}}{l_{fr}} \quad (6)$$

式(5)、式(6)中, M_r 为齿轮齿条转向器质量; x_r 为齿条位移; B_r 为阻尼系数; F_c 为等效到齿条上的阻力; T_{fzl} 为左前轮主销回正力矩; T_{fzr} 为右前轮主销回正力矩; l_{fl} 为左前轮转向摇臂长度; l_{fr} 为右前轮转向摇臂长度; T_p

为减速机构输出端扭矩; r_p 为转向小齿轮半径。

SBW 动力学模型搭建完成,替换 Carsim 中的机械转向模块,结合 Carsim 整车得到 SBW 整车模型。本文选择 B 级车作为仿真对象,所需车辆参数如表 1 所示。

表 1 车辆参数

Table 1 Parameters of the vehicle		
参数名称	单位	数值
质心到前轴的距离 a	m	1.04
质心到后轴的距离 b	m	1.56
质心高度 h	m	0.54
轮距 d	m	1.675
轮胎滚动半径 r	m	0.325
绕 z 轴转动惯量 I_z	kg · m ²	1 523
汽车质量 m	kg	1 274

3 线性二自由度整车模型

线性二自由度模型忽略了悬架、轮胎特性变化对车辆的影响,能够模拟汽车稳定行驶状态。汽车操纵稳定性主要取决于横摆角速度和质心侧偏角,前者体现稳定性控制,后者反映轨迹保持能力。建立二自由度模型以确定汽车行驶时横摆角速度和质心侧偏角理想值。以汽车质心为原点建立坐标系,建立二自由度模型如图 2 所示。

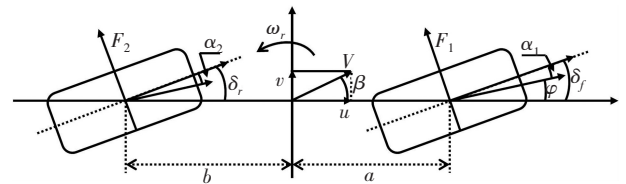


图 2 汽车二自由度模型

Fig. 2 Two-degree-of-freedom model of the vehicle

根据牛顿第二定律,汽车在 y 轴方向受到的合力和绕质心的力矩为

$$\begin{cases} ma_y = F_1 \cos \delta_f + F_2 \cos \delta_r \\ I_z \dot{\omega}_r = aF_1 \cos \delta_r - bF_2 \cos \delta_r \end{cases} \quad (7)$$

在小转角下, $\cos \delta$ 近似等于 1, $F_1 = k_f \alpha_1$, $F_2 = k_r \alpha_2$, 式(7)可改写为

$$\begin{cases} ma_y = k_f \alpha_1 + k_r \alpha_2 \\ I_z \dot{\omega}_r = a k_f \alpha_1 - b k_r \alpha_2 \end{cases} \quad (8)$$

整理可得系统动力学方程:

$$m u (\dot{\beta} + \omega_r) = (k_f + k_r) \beta + \frac{1}{u} (a k_f - b k_r) \omega_r - k_f \delta_f - k_r \delta_r \quad (9)$$

$$I_z \dot{\omega}_r = (ak_f - bk_r)\beta + \frac{1}{u}(ak_f + bk_r)\omega_r - ak_f\delta_f + bk_r\delta_r \quad (10)$$

选取状态变量 $\mathbf{x} = [\beta^{\omega}]^T$, 输入为 $\mathbf{u} = [\delta_f^{\delta}]^T$ 。假设质心侧偏角 β 和横摆角速度 ω_r 均可测, 得到四轮转向汽车的状态空间方程^[10]:

$$\dot{\mathbf{x}} = \mathbf{Ax} + \mathbf{Bu}$$

$$\mathbf{A} = \begin{bmatrix} \frac{k_f + k_r}{mu} & \frac{ak_f - bk_r}{u} - 1 \\ bk_r - ak_f & a^2k_f + b^2k_r \\ I_z & I_z u \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} \\ a_{21} & a_{22} \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{B} = \begin{bmatrix} \frac{k_f}{mu} & \frac{k_r}{mu} \\ ak_f & -bk_r \\ I_z & I_z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} b_{11} & b_{12} \\ b_{21} & b_{22} \end{bmatrix}$$

式(7)—式(10)中: $\beta = \frac{v}{u}$, $\alpha_1 = \beta + \frac{a\omega_r}{u} - \delta_f$, $\alpha_2 = \beta - \frac{b\omega_r}{u} - \delta_r$, F_1, F_2 为前、后轮侧向力, v 为侧向速度, u 为纵向速度, δ_f, δ_r 为前、后轮转角, k_f, k_r 为前、后轮总侧偏刚度, β 为质心侧偏角, a, b 为质心到前、后轴的距离, I_z 为绕 z 轴转动惯量, ω_r 为横摆角速度, φ 为车辆航向角。

当质心侧偏角偏小时, 航向角的大小 $\varphi = \beta + \int \omega_r dt$, 主要由横摆角速度决定, 因此横摆角速度决定了汽车的转向特性。如果横摆角速度增大, 大于中性转向, 则转弯半径增大, 汽车容易激转; 反之, 转弯半径变小, 则会引起不足转向^[11]。

为使驾驶员对四轮转向和前轮转向汽车的驾驶体验相近, 减小操纵负担, 通常以跟踪前轮转向汽车的横摆角速度作为四轮转向控制目标:

$$\omega_d = \frac{u\delta_f}{l \left(1 + \frac{m}{l^2} \left(\frac{a}{k_r} - \frac{b}{k_f} \right) u \right)}$$

受限于路面附着系数, 需要预留 15% 的附着裕量。因此, 汽车的理想横摆角速度如下:

$$\omega_d = \min \left\{ \left| \frac{u\delta_f}{l \left(1 + \frac{m}{l^2} \left(\frac{a}{k_r} - \frac{b}{k_f} \right) u \right) } \right|, \left| \frac{0.85\mu g}{u} \right| \right\} \text{sgn}(\delta_f) \quad (11)$$

式(11)中: ω_d 为理想横摆角速度, μ 为路面附着系数, g 为重力加速度。

当质心侧偏角偏大时, 单独控制横摆角速度难以

保持汽车稳定。质心侧偏角实质上是汽车实际行驶方向与车头所指方向的夹角, 其大小由轮胎所受合力决定。路面附着系数一定时, 横摆力矩和轮胎侧向力随着质心侧偏角线性增加, 但是到达一定值后, 轮胎进入饱和区, 横摆力矩趋近于零, 侧向力趋于常数。此时汽车轮胎力不足, 容易产生失稳现象, 方向盘失去控制能力。为了保持良好的车身姿态, 拓宽驾驶员视野, 四轮转向汽车的质心侧偏角理想值 β_d 应取零值。

4 主动前后轮转角控制器

4.1 总体控制逻辑

对于线控主动四轮转向稳定性控制, 分别设计前后轮主动转向控制策略(图 3)。由 Carsim 输出驾驶员方向盘转角, 以横摆角速度增益不变设计理想传动比, 输出期望前轮转角, 实现稳态工况下的前轮转角控制。为了提高瞬态响应特性, 采用模糊算法^[12] 主动控制前轮转角, 得到附加前轮转角, 与期望前轮转角叠加经过转向电机输出实际前轮转角; 考虑高速大转角工况下汽车容易侧滑失稳, 基于车辆瞬态工况下实际横摆角速度与理想值的误差、实际质心侧偏角与理想值的误差, 采用自适应积分滑模变结构控制设计主动后轮转向(Active Rear Steer, ARS)反馈控制策略, 综合控制缩小偏差值, 改善车身姿态, 实现汽车前后轮主动控制, 提高车辆的操纵稳定性。

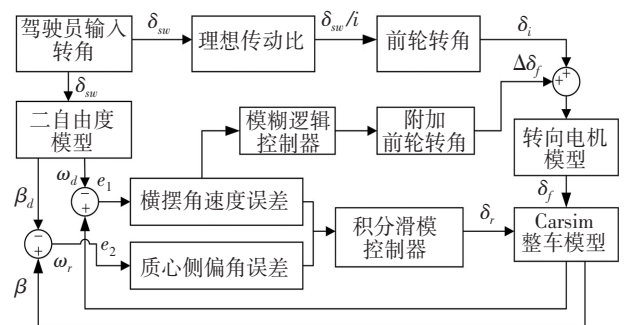


图 3 转角控制策略

Fig. 3 Control strategy for steering angles

4.2 理想传动比设计

SBW 系统不受机械机构限制, 转矩和转角完全通过电信号传递, 角传动比的变化范围可以灵活设置。低速时减小传动比, 使转向灵敏; 高速时增大传动比, 使转向沉重但不迟钝。为使汽车响应特性保持不变, 选择稳态横摆角速度增益不变的方式设计合理的角传动比变化规律^[13](图 4)。

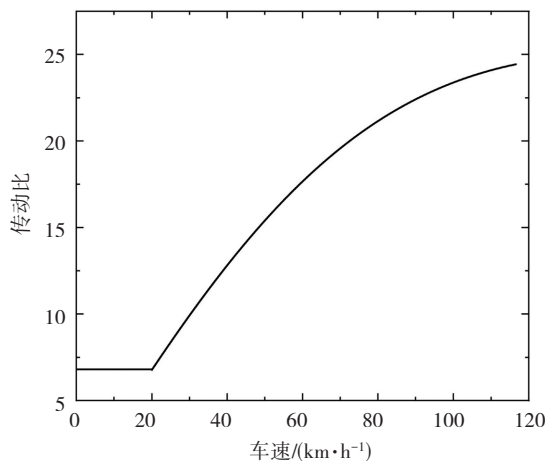


图 4 传动比示意图

Fig. 4 Schematic diagram of the transmission ratio

汽车的转向特性用转向灵敏度表示:

$$G_s = \frac{\omega_r}{\delta} = \frac{u/l}{1 + \frac{m}{l^2} \left(\frac{a}{k_r} - \frac{b}{k_f} \right) u^2}$$

i_w 为传动比。令稳态横摆角速度增益 $G_h = \frac{\omega_r}{\delta_{sw}} = \frac{G_s}{i_w}$ 不变, 联立可得传动比:

$$i_w = \frac{\delta_{sw}}{\delta} = \frac{u/l}{1 + \frac{m}{l^2} \left(\frac{a}{k_r} - \frac{b}{k_f} \right) u^2} \cdot \frac{1}{G_h}$$

由文献[13]可知, 驾驶员习惯的横摆角速度增益 G_h 在 $0.16 \sim 0.33 \text{ s}^{-1}$, 本文取 0.31 s^{-1} ; 方向盘转角范围 $-180^\circ \sim 180^\circ$; 外侧最大车轮转角为 30° ; 速度下限 20 km/h , 上限 120 km/h ; 最小传动比为 6.8 , 最大传动比为 24.1 , 理想传动比可表示为

$$i_w = \begin{cases} i_{\min} & u < 20 \\ \frac{u/l}{1 + \frac{m}{l^2} \left(\frac{a}{k_r} - \frac{b}{k_f} \right) u^2} \cdot \frac{1}{G_h} & 20 < u \leq 120 \\ i_{\max} & u > 120 \end{cases}$$

4.3 主动前轮转向控制器

线控转向去除了部分机械结构, 可以基于汽车稳态特性设计理想传动比算法。考虑车辆稳定性控制需求, 设计动态反馈修正的主动前轮转向控制器。主动前轮转向 (Active Front Steer, AFS) 不依赖驾驶员操作, 控制 ECU 根据汽车的实际行驶状态计算出当前时刻前轮转角的修正值, 改变轮胎侧向力, 实现对车辆稳定性的实时控制。本文采用模糊逻辑设计主动前轮转向控制器。

模糊算法不需要精确的数学模型, 具有很强的鲁棒性, 适用于实时动态特性难以获取的高速转向汽车。以横摆角速度实际值与理想值的误差和误差的变化率作为模糊逻辑的系统输入量, 设计模糊规则和隶属度函数计算出合适的附加前轮转角。

输入量横摆角速度误差 e 的变化范围一般不超过 0.5 rad/s , 设定 e 论域为 $[-0.5, 0.5]$, 误差变化率 e_c 论域为 $[-0.5, 0.5]$, 输出量附加前轮转角 f 论域为 $[-1, 1]$ 。7 个模糊集合分为 NB (负大)、NM (负中)、NS (负小)、ZO (零)、PS (正小)、PM (正中)、PB (正大), 隶属度函数选择三角隶属度函数。具体模糊控制规则如表 2 所示, 实现效果如图 5 所示。

表 2 模糊规则表

Table 2 The fuzzy rules

e_c	NB	NM	NS	PS	PM	PB
NB	NB	NB	NM	ZO	PS	PS
NM	NB	NB	NM	PS	PS	PM
NS	NB	NM	NS	PS	PM	PM
ZO	NB	NM	NS	PM	PM	PM
PS	NB	NM	NS	PM	PM	PB
PM	NM	NM	ZO	PM	PB	PB
PB	NM	ZO	ZO	PB	PB	PB

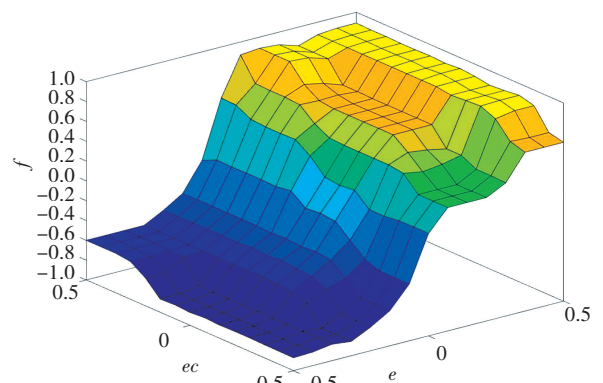


图 5 模糊规则曲面

Fig. 5 Curved surface of fuzzy rules

4.4 主动后轮转向控制器

汽车是一个不确定的非线性系统, 体现在汽车状态、轮胎侧偏特性、外界干扰等不确定, 采用滑模变结构控制能够在非线性系统中保持较佳的性能, 因此采用滑模变结构控制实现主动后轮转向。滑模控制的开关特性能够迫使汽车状态在“滑模面”上做小幅度、高频率的上下浮动, 同时不可避免地会产生抖振, 降低滑

模控制的品质,选取适当的趋近律可以降低抖振。同时对于汽车扰动引起的参数变化,引入自适应律。滑模控制广泛应用于非线性系统的稳定性控制,具有很好的鲁棒性。滑模控制的概念和特性如下^[14]:

对于非线性系统:

$$\dot{\mathbf{x}} = \mathbf{f}_{(t,x,u)}, \mathbf{x} \in \mathbf{R}^n, \mathbf{u} \in \mathbf{R}^m, t \in \mathbf{R}$$

存在这样的状态空间表达式:如果切换面在某一区域内的点都是终止点,控制量被吸引在切换面上运动,被称为“趋近模态”,到达切换面在终止点上运动,被称为“滑动模态”,当控制量在切换面 $s=0$ 上运动,则有:

$$\mathbf{u} = \begin{cases} \mathbf{u}^+(x), & s(x) > 0 \\ \mathbf{u}^-(x), & s(x) < 0 \end{cases} \quad (12)$$

式(12)中, $s(x)$ 为滑模面, $u^+(x)$ 、 $u^-(x)$ 是适当的光滑连续函数。

因此,运用自适应积分滑模控制器主动控制后轮转向,控制目标是使实际的横摆角速度 ω_r 与质心侧偏角 β 跟踪上横摆角速度与质心侧偏角的期望值 ω_d 、 β_d ,控制器的输入为 Carsim 输出的实际 ω_r 和 β ,输出为后轮转角 δ_r 。已知横摆角速度的期望值 ω_d ,质心侧偏角 $\beta_d=0$,定义横摆角速度和质心侧偏角与理想值的跟踪误差:

$$e_1 = \omega_r - \omega_d$$

$$e_2 = \beta - \beta_d$$

考虑两个跟踪误差,设计一个中间变量: $\sigma = ae_1 + e_2$,其中 $a > 0$,是横摆角速度的误差权重^[15]。

设计滑模面如下:

$$s(t) = \sigma(t) + \lambda \sigma_f(t) \quad (13)$$

σ_f 的表达式:

$$\sigma_f(t) = \int_0^t \sigma^{q/p}(\tau) d\tau \quad (14)$$

式(13)、式(14)中, $\lambda > 0, p > q$ 为正奇数。设定积分项初值:

$$\sigma_f(0) = -\sigma(0)/\lambda = -[ae_1(0) + e_2(0)]/\lambda$$

此时 $s(0) = 0$,系统的初始状态已经在滑模面上,消除了滑模的到达阶段,得到在时间本质上连续的动态滑模控制率,使系统具有更快的响应速度和控制精度,确保全局系统的稳定性。

$$s(t) = ae_1 + e_2 + \lambda \sigma_f(t) = ae_1 + e_2 + \int_0^t (ae_1 + e_2)^{q/p} d\tau$$

设 $\dot{s}(t)$ 为趋近率函数:

$$\dot{s}(t) = a\dot{e}_1 + \dot{e}_2 + \lambda \sigma^{q/p} = a(\dot{\omega}_r - \dot{\omega}_d) + (\dot{\beta} - \dot{\beta}_d) + \lambda \sigma^{q/p}$$

将二自由度四轮转向汽车状态方程 $\dot{\mathbf{x}} = \mathbf{Ax} + \mathbf{Bu}$ 代入趋

近率函数:

$$\dot{s}(t) = a(a_{21}\beta + a_{22}\omega_r - \dot{\omega}_d + b_{21}\delta_f + b_{22}\delta_r) + (a_{11}\beta + a_{12}\omega_r + b_{12}\delta_r + b_{11}\delta_f - \dot{\beta}_d) + \lambda \sigma^{q/p} + D \quad (15)$$

D 代表不确定性及外部干扰。存在一个常数 $|D| \leq d$,使滑动模态在有限时间内收敛^[16]。

为了抑制滑模系统的抖振现象,引入饱和函数 sat 代替 sgn , Δ 为边界层厚度^[17]:

$$sat(\sigma) = \begin{cases} 1, & \sigma > \Delta \\ k\sigma, & |\sigma| \leq \Delta \\ -1, & \sigma < -\Delta \end{cases}$$

最终,控制器设计为

$$u = \delta_r = \frac{1}{ab_{22} + b_{12}} [-(aa_{21} + a_{11})\beta - (a_{22}a + a_{12})\omega_r + a\dot{\omega}_d + \dot{\beta}_d - ab_{21}\delta_f - b_{11}\delta_f] - \lambda \sigma^{q/p} sat(\sigma) - k sat(s) \quad (16)$$

其中, $\dot{s}(t) = -k \text{sgn}(s)$ 为等速趋近项^[18],可以使系统状态运动量快速趋近,且能有效削弱抖振。令 $k = k_1 \times \frac{1 - e^{-|u|}}{1 + e^{-|u|}}$, \mathbf{u} 为状态变量, $k_1 > 0$, k 的自适应变化能保证滑模控制系统在有限时间内收敛。

引理 1 如果后轮转向控制器设计为式(16),那么实际的横摆角速度 ω_r 能在有限时间内跟踪期望值 ω_d ,同时质心侧偏角趋于 0。

证明 将趋近率式(15)代入控制器式(16),得到

$\dot{s}(t) = D - k \text{sgn}(s)$ 。设定李亚普诺夫函数 $V = \frac{1}{2}s^2$,求导可得:

$$\dot{V} = ss = s(-k \text{sgn}(s) + D) \leq -k|s| + |D||s| \leq -(k-d)|s| < 0 \quad (17)$$

当且仅当 $k > d$ 和 $|s| \neq 0$ 时,式(17)成立。

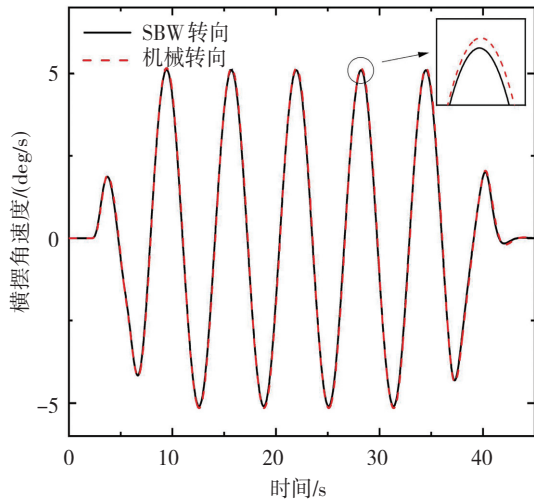
由于 $s(0) = 0$ 且 $\dot{V} < 0$,滑模变量 s 在 $s(t) = 0$ 上启动,能快速收敛至零。所设计的控制策略通过调整横摆角速度和质心侧偏角的跟踪误差比重,能使横摆角速度和质心侧偏角快速接近理想值。

5 仿真实验与结论分析

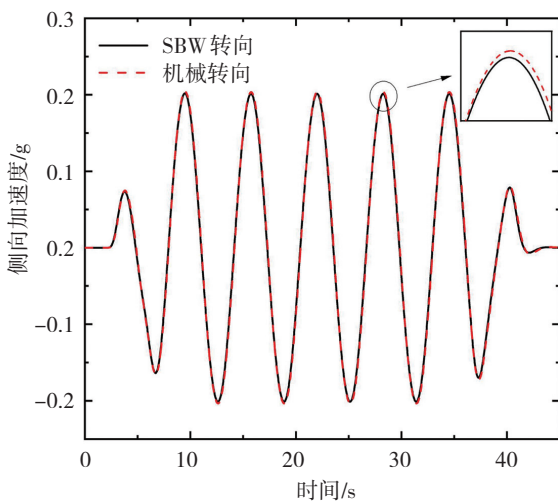
5.1 线控转向模型验证

为验证 SBW 模型的正确性,在 MATLAB/Simulink 中搭建 SBW 模型,联合 Carsim 中的 B 级车建立 SBW-4WS 整车模型,并与 CarSim 软件中具有相同车身参

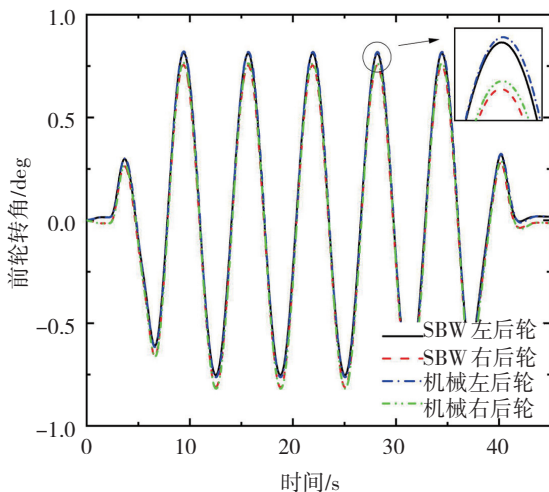
数的机械转向汽车模型在相同工况下进行对比验证。选择蛇形工况,试验条件如下:设定车速 80 km/h,路面附着系数 0.85,仿真时间 10 s。试验结果如图 6 所示。



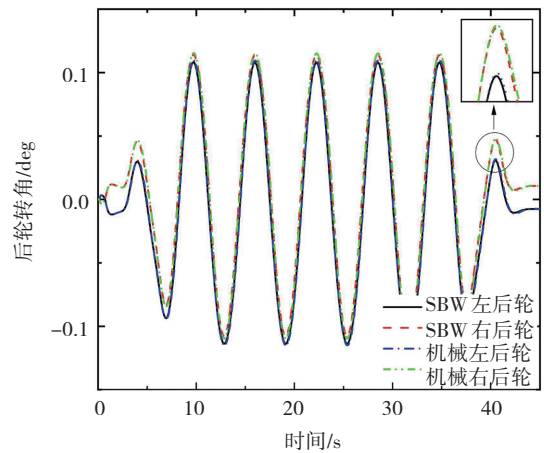
(a) 横摆角速度



(b) 侧向加速度



(c) 前轮转角



(d) 后轮转角

图 6 蛇形工况仿真分析

Fig. 6 Snake-shape working condition

由仿真结果分析得出:SBW 系统的车轮转角相比于机械转向有一定的超调,但误差控制在 4.372% 以内,对汽车响应特性的影响较小。SBW 汽车的横摆角速度能够很好地跟踪机械转向汽车,侧向加速度数值也十分接近,两者吻合度较高。证明 SBW 线控转向系统模型具有很好的角跟随特性,能够充分反映汽车的动力学特性,可以用于后续主动转向稳定性控制器的仿真分析。

5.2 控制策略验证

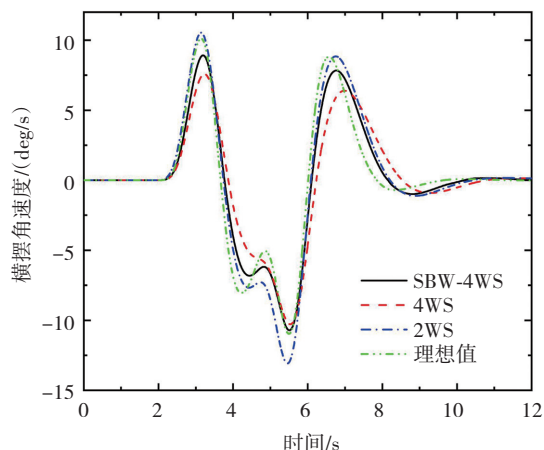
为与本文设计的线控主动四轮转向控制策略形成对比,突出线控转向系统的优势,采取横摆比例反馈控制的四轮转向汽车作为对照,汽车模型选用相同车身参数的 Carsim 四轮转向 B 级车模型,前轮由驾驶员输入,后轮转角 $\delta_r = k\omega_r$ 。此时 $\dot{v} = 0, \dot{\omega}_r = 0, \beta = 0$,代入二自由度模型中,消去 ω_r ,得到稳态转向的 k 值为

$$k = \frac{a(ak_f - bk_r) - (a^2k_f + b^2k_r) - mu^2a}{k_r ul}$$

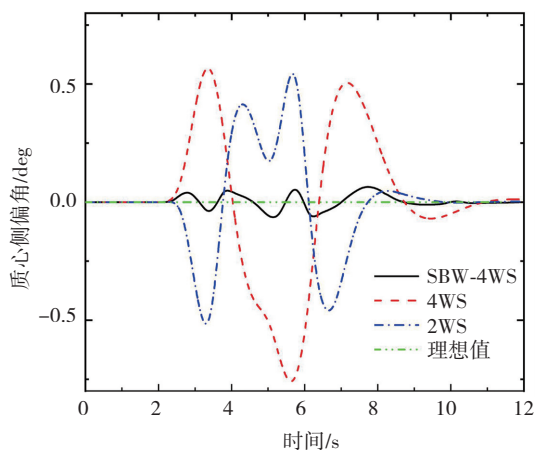
为验证本文控制策略对线控主动四轮转向汽车的有效性,选取紧急避障双移线和极限鱼钩工况等常见转向盘输入进行 Simulink 和 Carsim 联合仿真。为了保证驾驶员的驾驶感觉,四轮转向汽车的横摆角速度响应不应与前轮转向汽车相差过大,否则会影响驾驶员对车辆行驶状态的判断。因此本文将线控主动四轮转向汽车(SBW-4WS)同横摆反馈控制的四轮转向汽车(4WS)、无控制的机械转向汽车(2WS)、基于稳态二自由度模型推导得到的理想横摆角速度与质心侧偏角理想值进行对比分析。

5.2.1 双移线工况仿真结果分析

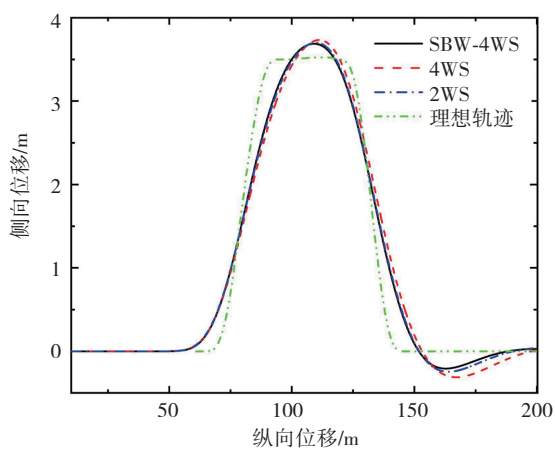
仿真条件:双移线工况能够模拟连续变道超车与紧急避障,理想轨迹如图 7(c)所示,车速为 80 km/h,路面附着系数取 0.85,仿真结果如图 7 所示:



(a) 横摆角速度



(b) 质心侧偏角



(c) 行驶轨迹

图 7 双移线工况仿真结果

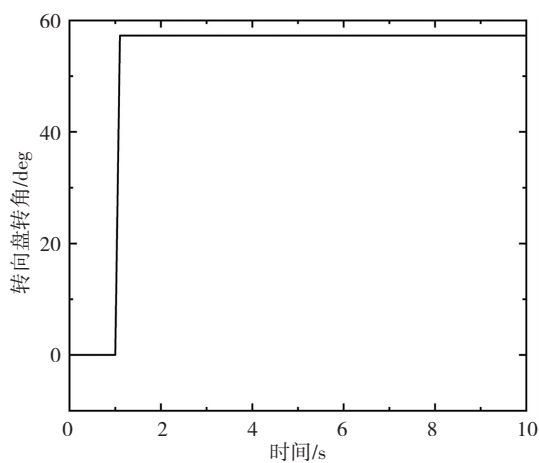
Fig. 7 Double lane-change test

由图 7(a)可知:在良好路面上行驶时,无控制的

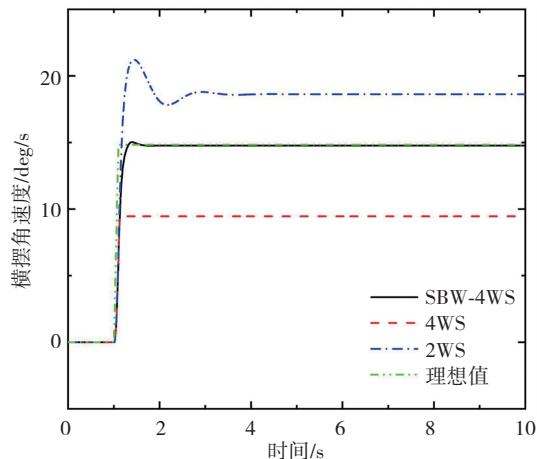
2WS 汽车横摆角速度响应振幅最大,4WS 汽车横摆角速度比 2WS 减少较多,与理想值的跟踪误差较大,最大误差达到 2.230 deg/s,并且持续处于转向不足状态,增加了驾驶员操纵难度。采用滑模控制的 SBW-4WS 汽车横摆角跟踪效果最好,最大误差仅为 0.821 deg/s,趋近理想值,与 2WS 汽车最大误差为 1.602 deg/s,不影响驾驶员的驾驶感觉。由图 7(b)可知:4WS 质心侧偏角波动范围较大,峰值为 0.545 deg,偏离理想值较远,而 SBW-4WS 质心侧偏角控制效果较好,始终在零值附近波动,峰值为 0.064 deg,极大提高了系统的循迹能力。由图 7(c)可知:SBW-4WS 行驶轨迹最贴近理想轨迹,在第二次移线过程中,侧向位移最小,行驶稳定性高,而 2WS 出现了轻微的甩尾现象。综合说明,线控主动四轮转向对提升操稳性能效果最好。

5.2.2 转向盘角阶跃工况仿真结果分析

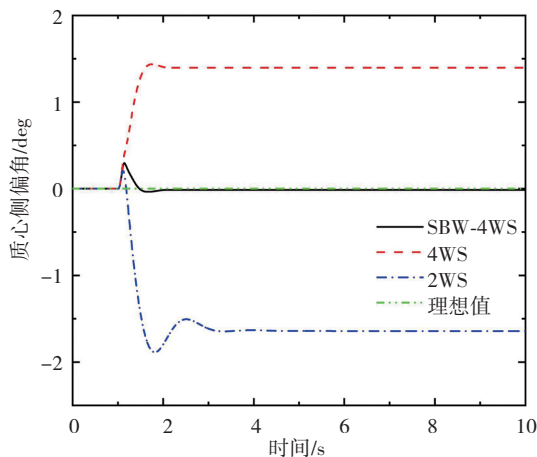
仿真条件:选取转向盘角阶跃工况,能很好地反映汽车瞬态响应能力。转向盘输入如图 8(a)所示,车速为 80 km/h,路面附着系数选取 0.85,仿真结果如图 8 所示。



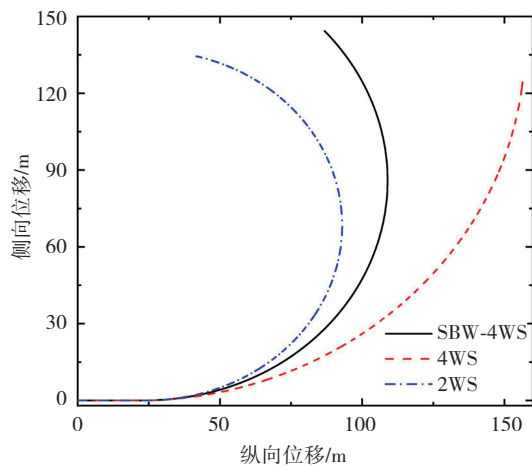
(a) 转向盘转角



(b) 横摆角速度



(c) 质心侧偏角



(d) 行驶轨迹

图 8 角阶跃工况仿真结果

Fig. 8 Angle step condition

由图 8(b) 可知:横摆角速度方面,2WS 汽车波动较大,始终大于期望值,4WS 汽车稳态值较理想值下降过多,SBW-4WS 汽车横摆角速度曲线 2 s 后趋于稳定,值为 14.729 deg/s,很好地追踪了理想的横摆角速度。由图 8(c) 可知:零化质心侧偏角方面,SBW-4WS 和 4WS 汽车均能有效降低质心侧偏角,但是 SBW-4WS 变化更为平缓,改善效果更为明显,在 2.5 s 后稳态值达到 -0.014 deg,贴于 0,控制效果较好。由图 8(d) 可知:2WS 转向半径较小,处于过多转向状态,4WS 转向半径较大,处于严重不足转向状态。SBW-4WS 转向半径适中,处于理想的轻微不足转向状态。

5.3 结论分析

综上所述:主动转向控制的 SBW-4WS 汽车相比于横摆反馈控制的 4WS 汽车和无控制的 2WS 汽车稳定性控制效果更好,显著降低汽车转向时的质心侧偏角,精确跟踪横摆角速度,改善车辆的操纵性能和轨迹

保持能力。其原因是模糊控制的附加前轮转角具有较好的鲁棒性,自适应积分滑模控制的后轮转角综合考虑了横摆角速度和质心侧偏角的误差,所设计的趋近律函数能很好地将系统控制在滑模面上,具有较强的抗干扰能力。同时系统参数能够自适应调整,减少了状态变量到达滑模面的时间,使得横摆角速度和质心侧偏角快速接近理想值。

6 结束语

本文以线控四轮转向汽车为对象,提出了主动转向稳定性控制策略。以跟踪理想横摆角速度和质心侧偏角为目标,将理想传动比和模糊控制应用于前轮主动转向,将自适应积分滑模控制应用于主动后轮转向。

验证发现:在双移线工况下,SBW-4WS 汽车质心侧偏角波动范围在 0.065 deg 以内,跟踪横摆角速度效果最好,与理想值差值在 1.328 deg/s 以内;在角阶跃工况下,SBW-4WS 汽车质心侧偏角稳态值控制在 -0.014 deg,横摆角速度稳态值与理想值相差 0.074 deg/s。

所提出的线控主动四轮转向控制策略实现了稳定性控制目标,显著提高了汽车的操纵稳定性和主动安全性。

参考文献(References):

- [1] 赵万忠, 张寒, 邹松春, 等. 线控转向系统控制技术综述[J]. 汽车安全与节能学报, 2021, 12(1): 18—34.
ZHAO Wan-zhong, ZHANG Han, ZOU Song-chun, et al. Overview of the control technology of the wire-controlled steering system[J]. Journal of Automotive Safety and Energy Conservation, 2021, 12 (1): 18—34.
- [2] SAHBOUN S M, EMHEMED A A A. Controller design for steer-by-wire system [J]. Journal of Mechatronics and Robotics, 2022, 6(1): 1—6.
- [3] 赵林峰, 陈无畏, 王俊, 等. 基于可拓滑模线控转向控制策略研究[J]. 机械工程学报, 2019, 55(2): 126—134.
ZHAO Lin-feng, CHEN Wu-wei, WANG Jun, et al. Research on linear steering control strategy based on extended sliding mode[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2019, 55 (2): 126—134.
- [4] YANG H, LIU W, CHEN L, et al. An adaptive hierarchical control approach of vehicle handling stability improvement based on steer-by-wire systems[J]. Mechatronics, 2021, 77(6): 102583—102587.
- [5] 梅炜炜, 高晓程, 赵林峰, 等. 综合质心侧偏角和横摆角

- 速度反馈主动转向控制[J]. 合肥工业大学学报(自然科学版), 2020, 43(12): 1601—1607.
- MEI Wei-wei, GAO Xiao-cheng, ZHAO Lin-feng, et al. Integrated centroid side bias angle and yaw angle velocity feedback active steering control[J]. Journal of Hefei University of Technology (Natural Science Edition), 2020, 43 (12): 1601—1607.
- [6] 刘文光, 徐畅, 王志民, 等. 线控主动四轮转向汽车控制策略及试验研究[J]. 农业装备与车辆工程, 2022, 60(6): 63—67.
- LIU Wen-guang, XU Chang, WANG Zhi-min, et al. Control strategy and experimental study of wire-by-wire active four-wheel steering [J]. Agricultural Equipment and Vehicle Engineering, 2022, 60(6): 63—67.
- [7] 谢立刚, 陈勇. 线控转向汽车路感控制策略[J]. 重庆理工大学学报(自然科学版), 2022, 36(4): 68—74.
- XIE Li-gang, CHEN Yong. Wire control steering vehicle road sense control strategy[J]. Journal of Chongqing University of Technology (Natural Science Edition), 2022, 36(4): 68—74.
- [8] 罗建南, 朱光钰, 杨浩瀚, 等. 线控转向系统的前轮转角跟踪策略研究[J]. 机械工程学报, 2019, 55(22): 165—173.
- LUO Jian-nan, ZHU Guang-yu, YANG Hao-han, et al. Study on the front wheel angle tracking strategy of wire-controlled steering system [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2019, 55(22): 165—173.
- [9] WEI H, WANG J, JIAN M, et al. Steer-by-wire control system based on carsim and simulink [C]//2021 IEEE International IOT, Electronics and Mechatronics Conference (IEMTRONICS). Toronto, ON, Canada: IEEE, 2021.
- [10] 何友国, 耿朋杰, 蔡英凤, 等. 线控四轮独立转向汽车执行机构容错控制研究[J]. 重庆理工大学学报(自然科学版), 2021, 35(10): 33—41.
- HE You-guo, GENG Peng-jie, CAI Ying-feng, et al. Study on fault-tolerant control of wire-controlled four-wheel independent steering vehicle actuator[J]. Journal of Chongqing University of Technology (Natural Science Edition), 2021, 35 (10): 33—41.
- [11] 张慎鹏, 张登峰, 李军, 等. 基于控制分配的线控四轮转向汽车容错方法[J]. 控制工程, 2019, 26(6): 1035—1041.
- ZHANG Shen-peng, ZHANG Deng-feng, LI Jun, et al. fault-tolerant method for Four-wheel steering vehicles based on control allocation [J]. Control Engineering, 2019, 26 (6): 1035—1041.
- [12] 白田雨. 基于遗传优化的汽车主动转向模糊控制仿真分析[J]. 内燃机与配件, 2019(15): 47—49.
- BAI Tian-yu. Simulation analysis of fuzzy control based on genetic optimization [J]. Internal Combustion Engine and Accessories, 2019(15): 47—49.
- [13] 商高高, 张杰. 基于非线性二自由度模型的线控转向系统变角传动比设计[J]. 重庆理工大学学报(自然科学版), 2018, 32(9): 6—13.
- SHANG Gao-gao, ZHANG Jie. Design of variable angle transmission ratio of wire-controlled steering system based on nonlinear two-degree-of-freedom model[J]. Journal of Chongqing University of Technology (Natural Science Edition), 2018, 32 (9): 6—13.
- [14] ZHANG J, WANG H, ZHENG J, et al. Adaptive sliding mode-based lateral stability control of steer-by-wire vehicles with experimental validations [J]. IEEE Transactions on Vehicular Technology, 2020, 69(9): 9589—9600.
- [15] DENG B, SHAO K, ZHAO H. Adaptive second order recursive terminal sliding mode control for a four-wheel independent steer-by-wire system[J]. IEEE Access, 2020, 8(10): 75936—75945.
- [16] YANG X, SHU L, CHEN J, et al. A survey on smart agriculture: Development modes, technologies, and security and privacy challenges[J]. IEEE/CAA Journal of Automatica Sinica, 2021, 8(2): 273—302.
- [17] 梁宝钰, 汪怡平, 刘珣, 等. 基于滑模理论的高速车辆侧风稳定性控制研究[J]. 汽车工程, 2022, 44(1): 123—130.
- LIANG Bao-yu, WANG Yi-ping, LIU Xun, et al. Study on sidewind stability control of high-speed vehicles based on sliding mode theory[J]. Automotive Engineering, 2022, 44(1): 123—130.
- [18] 曾贵苓, 王苹, 马书香. 基于线控转向的汽车容错控制策略研究[J]. 重庆工商大学学报(自然科学版), 2019, 36(4): 49—54.
- ZENG Gui-ling, WANG Ping, MA Shu-xiang. Research on vehicle fault-tolerant control strategy based on turn-on-wire steering [J]. Journal of Chongqing Technology and Business University (Natural Science Edition), 2019, 36 (4): 49—54.