

DOI : 10.3901/JME.2019.22.165

线控转向系统的前轮转角跟踪策略研究*

罗建南¹ 朱光钰² 杨浩瀚² 喻凡² 陈俐³

- (1. 香港理工大学机械工程学系 香港 999077 ;
2. 上海交通大学机械系统与振动国家重点实验室 上海 200240 ;
3. 上海交通大学海洋工程国家重点实验室 上海 200240)

摘要 : 研究通过对线控转向系统进行主动控制, 可靠并准确地得到期望的前轮转角。基于建立的线控转向系统数学模型, 使用非线性自回归模型确定其系统参数, 设计内模控制器跟踪车辆的期望运动状态。通过开环和闭环试验, 对控制器在典型的驾驶工况下的有效性进行了验证。通过与 PID 控制器的结果对比, 证明所设计的内模控制器能提供更好的控制性能。为减少驾驶员的操纵负担并确保车辆在不同行驶条件下的稳定性, 根据不同工况下的测试结果提出基于增益不变的变角传动比控制策略, 并设计了滑模控制器跟踪期望横摆角以实现主动转向。通过对内模和滑模控制器的联合仿真结果表明, 所设计的控制器可实现期望横摆角度的精确跟踪, 显著提高车辆的操纵灵活性和稳定性。

关键词 : 线控转向系统 ; 内模控制器 ; 滑模控制器 ; 主动转向

中图分类号 : U46

Study on Front Wheel Angle Tracking Strategy of Steering-by-wire System

LUO Jiannan¹ ZHU Guangyu² YANG Haohan² YU Fan² CHEN Li³

- (1. Department of Mechanical Engineering, The Hong Kong Polytechnic University, Hongkong 999077;
2. State Key Laboratory of Mechanical System and Vibration, Shanghai Jiao Tong University, Shanghai 200240;
3. State Key Laboratory of Ocean Engineering, Shanghai Jiao Tong University, Shanghai 200240)

Abstract : The steering angle of a steer-by-wire(SBW) system is controlled to achieve the desired steering angle reliably and accurately. For an established SBW test platform, by using auto regressive exogenous algorithm, the parameters of the SBW system are identified for the corresponding mathematical model. Then, an internal model controller(IMC) for the SBW system is designed to track desired motion variables of controlled vehicle. In some typical driving conditions, simulations are carried out to examine the effectiveness of the designed controller. Compared with a PID controller, study results demonstrate that the IMC controller is able to provide better control performance. To reduce the steering efforts of the driver and ensure the stability of vehicle in different operation conditions, a varying gearing-ratio control strategy for both yaw rate gain and lateral acceleration gain is proposed for different cases. Besides, a sliding mode controller(SMC) for tracking desired yaw rate is designed to realize the active steering. A co-simulation platform based on MATLAB/Simulink and a hardware-in-the loop (HIL) system is developed. Co-simulation results show that desired yaw rate can be tracked satisfactorily by using the designed controllers, with enhanced handling and stability performance.

Key words : steer-by-wire(SBW) ; internal model controller(IMC) ; sliding mode controller(SMC) ; active steering

0 前言

近年来, 自动驾驶汽车的研发进展成为关注的热点, 线控转向(Steer-by-wire, SBW)技术由于易实现集成控制而日益受到重视^[1]。与传统转向系统不同, 线控转向系统取消了从转向盘到转向执行器之

间的机械连接, 通过电机直接控制转向轮转角, 增大了车辆转向的力传递特性和角度传递特性的设计空间, 方便了集成动力、悬架等其他子系统。此外, SBW 系统可以通过有效的路感反馈信息, 优化对转向输入的响应, 提高各种工况下的车辆稳定性。

随着研究的广泛和深入, 越来越多的控制策略被应用于 SBW 系统。ACKERMANN 等^[2]最先引入鲁棒性控制方法提高车辆转向时的稳定性。SETLUR 等^[3]基于车辆简化模型设计了一种连续时变轨迹跟踪控制器, 虽然可有效地跟踪目标轨迹,

* 国家自然科学基金(51875340)和上海汽车工业科技发展基金(199611005)资助项目。20190914 收到初稿, 20191109 收到修改稿

但在转向位置处误差较大。YAMAGUCHI 等^[4]通过估计前轮侧偏刚度,采用自适应控制方法实现了转向轮转角的跟踪控制,但其预测估计方法只应用于轮胎特性的线性区域。章仁燮等^[5]设计了一种前馈加抗饱和积分的状态反馈控制算法,进一步提高了转向轮转角的跟踪精度,并证明了该控制系统具有渐进稳定性。

CANALE 等^[6-7]最早引入内模控制改进车辆的横向稳定性,并比较了其与传统滑模控制器的控制性能,结果表明两种控制方法各有优势。门金来^[8]等基于四轮转向车辆提出了一种基于制动和前轮主动转向的内模控制方法,有效提高了车辆稳定性,但该控制策略只适用于线性车辆模型。WU 等^[9]采用广义鲁棒内模控制策略,增强了车辆主动式前转向系统的稳定性。考虑到控制算法的高鲁棒性会影响其性能,文献^[10]设计了一种二自由度鲁棒内模控制方法,在保持一定鲁棒性的前提下,有效提高了对车辆横摆角速度的跟踪精度。

SBW 系统可通过改变转向角传动比,增强车辆的操纵稳定性。宗长富等^[11]基于转向增益不变设计变角传动比策略,保证车辆转向特性不变,提升了驾驶舒适性。文献^[12]以转向盘转角为输入量,采用模糊神经网络算法得到角传动比,但是该方案存在响应延迟,因此没有被广泛采用。FAHAMI 等^[13]使用双曲正切方法设计一种变角传动比控制策略,在提升驾驶舒适性的同时,降低了驾驶员的操纵负担。

本文结合内模控制与滑模控制在车辆稳定性控制中的优势,针对 SBW 系统的底层控制,设计了一个转向执行总成内模控制器,实现了对前轮转角的目标跟踪;针对 SBW 系统的上层控制器,采用基于增益不变的变角传动比控制策略,设计主动转向滑模控制器,进一步提高了车辆的操纵稳定性。

1 模型建立

1.1 转向执行总成模型

本文的研究对象是齿轮齿条式的转向系统,接收前轮转角信号,通过对转向电机的闭环位置控制,确保整个转向执行总成输出准确的前轮转角。前轮转角由齿轮齿条位移控制,转向执行总成的结构见图 1。

根据线控转向系统原理,搭建了由转向电机、和其他相关部件组成的硬件在环试验平台,如图 2 所示。

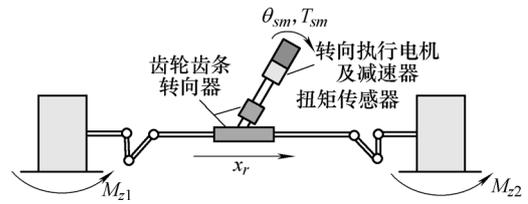


图 1 转向执行总成



图 2 线控转向试验台架

选取直流无刷伺服电机作为线控转向系统的作动器,磁粉制动器模拟转向阻力。根据图 1 可得齿轮齿条转向器的动力学方程

$$M_r \ddot{x}_r + B_r \dot{x}_r + F_l + F_r = K_{md} g_{sm} \left(\theta_{sm} - \frac{g_{sm} x_r}{r_p} \right) / r_p \quad (1)$$

式中, M_r 为转向齿条的质量; B_r 为转向齿条的阻尼系数; x_r 为转向齿条的位移; F_l, F_r 分别为左前轮和右前轮施加在齿条两端的转向阻力; K_{md} 为转向齿条的扭转刚度; g_{sm} 为转向电机的减速比; θ_{sm} 为转向电机转角; r_p 为转向小齿轮的分度圆半径。

转向电机电学平衡方程为

$$T_{sm} = J_{sm} \ddot{\theta}_{sm} + B_{sm} \dot{\theta}_{sm} + K_{md} \left(\theta_{sm} - g_{sm} \frac{x_r}{r_p} \right) \quad (2)$$

电机电磁力矩

$$T_{sm} = K_2 i_{sm} \quad (3)$$

式中, T_{sm} 为转向执行电机转矩; J_{sm} 为转向执行电机转动惯量; B_{sm} 为转向执行电机阻尼系数; i_{sm} 为转向执行电机电流; K_2 为转向执行电机电磁转矩系数。

将转向执行电机模型简化后可得

$$U_{sm} = R_{sm} i_{sm} + L_{sm} \dot{i}_{sm} + K_{sm} \dot{\theta}_{sm} \quad (4)$$

式中, U_{sm} 为转向电机电压; R_{sm} 为转向电机电阻; L_{sm} 为转向电机电感; K_{sm} 为转向电机反电动势。

简化后的线控转向系统动力学模型传递函数表达式可整理为

$$\left(M_r s^2 + B_r s + \frac{K_{md} g_{sm}^2}{r_p^2} \right) \cdot x_r(s) + F(s) = \frac{K_{md} g_{sm}}{r_p} \theta_{sm}(s) \quad (5)$$

$$T_{sm}(s) = (J_{sm} s^2 + B_{sm} s + K_{md}) \cdot \theta_{sm}(s) - \frac{K_{md} g_{sm}}{r_p} x_r(s) \quad (6)$$

$$U_{sm}(s) = \frac{R_{sm} + L_{sm} s}{K_2} T_{sm}(s) + K_{sm} s \theta_{sm}(s) \quad (7)$$

1.2 2 自由度车辆模型

建立 2 自由度线性车辆模型作为主动转向控制器的基础，即汽车只具有横摆和侧向两个自由度方向的运动^[14]，见图 3。该模型可以在车辆动力学领域被广泛采用的原因在于其表征了车辆的主要操纵特性，在线性域内具有较高的仿真精度。

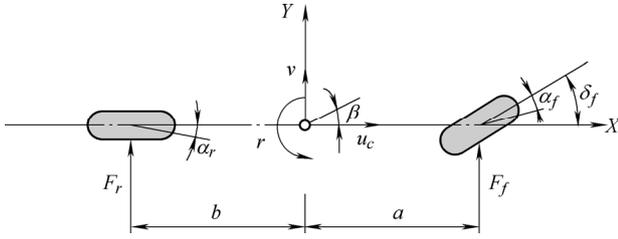


图 3 线性 2 自由度车辆模型

整车二自由度模型的状态空间表达式为

$$\begin{pmatrix} \dot{v} \\ \dot{r} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} -\frac{C_{af} + C_{ar}}{mu_c} & -\frac{aC_{af} - bC_{ar} - u_c}{mu_c} \\ \frac{aC_{af} - bC_{ar}}{lu_c} & -\frac{a^2C_{af} + b^2C_{ar}}{lu_c} \end{pmatrix} \times \begin{pmatrix} v \\ r \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} \frac{C_{af}}{m} \\ \frac{aC_{af}}{I} \end{pmatrix} \delta_f \quad (8)$$

式中， C_{af} 为前轮的侧偏刚度； C_{ar} 为后轮的侧偏刚度； I 为横摆转动惯量； m 为车辆的质量； a 为质心至前轴的距离； b 为质心至后轴的距离； u_c 为车辆恒定前进速度； v 为车辆侧向速度； r 为横摆角速度； δ_f 为前轮转角。

2 控制器设计

基于线控转向系统的动力学模型和车辆模型，设计了内模控制器实现目标前轮转角的跟踪，并根据滑模控制的特性，设计相应的滑模控制器以提高车辆的控制稳定性。

2.1 转向执行系统的内模控制器设计

在控制理论的研究领域，内模控制是模拟系统响应以估计系统扰动结果的过程控制，具有较好的鲁棒性。在内模控制中，内部模型本身被认为是控制器的一部分，典型的内模控制框图如图 4 所示。

系统从输入到输出的传递函数可写为

$$y = \frac{G(s)Q(s)}{1 + Q_d(s)(G(s) - \tilde{G}(s))} y_d + \frac{1 - \tilde{G}(s)Q_d(s)}{1 + Q_d(s)(G(s) - \tilde{G}(s))} d \quad (9)$$

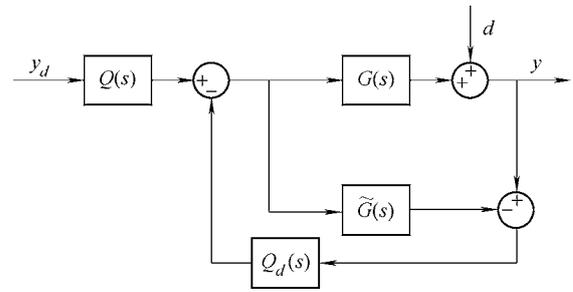


图 4 典型的内模控制框图

根据建立的线控转向动力学模型，将转向执行系统作为被控对象，则该系统的输入为齿条两端的转向阻力以及电机输入扭矩。整体系统输入来自上层控制器计算出的参考前轮转角信号，输出为齿轮齿条控制的实际前轮转角，其控制框图见图 5。

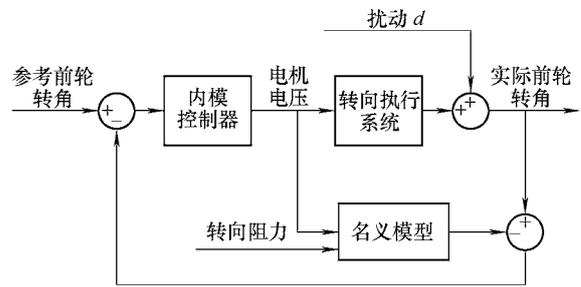


图 5 转向执行总成内模控制框图

将式(5)~(7)其改写为矩阵形式

$$\begin{cases} x_r(s) = (H_1(s) \ H_2(s)) \cdot \begin{pmatrix} F(s) \\ U_{sm}(s) \end{pmatrix} \\ H_1(s) = \frac{ABCD + AEF}{1 - (ABCD + AEF)} \\ H_2(s) = \frac{CDF}{1 - (ABCD + AEF)} \end{cases} \quad (10)$$

式中

$$\begin{aligned} A &= \frac{r_p}{K_{md}g_{sm}}; \\ B &= -K_{sm}s; \\ C &= \frac{1}{R_{sm} + L_{sm}s}; \\ D &= K_2; \\ E &= -(J_{sm}s^2 + B_{sm}s + K_{md}); \\ F &= -\frac{r_p}{K_{md}g_{sm}}; \\ G &= M_r s^2 + B_r s + \frac{K_{md}g_{sm}^2}{r_p^2}. \end{aligned}$$

对于设计的内模控制器，相应的输出电压

$$U(s) = \frac{e_f}{H_2(s)} \cdot \frac{1}{(1 + \lambda s)^3} \quad (11)$$

式中， $1/(1 + \lambda s)^3$ 是引入的 3 阶滤波器，从而保证内

模控制器输出的分母阶数高于分子阶数, λ 为滤波器参数, e_f 代表实际转向执行系统实际输出与名义模型输出的偏差。

为了在控制方案中建立名义模型, 对式(10)中 A 到 G 的所有系数进行系统辨识。在本文中, 将输入信号、输出信号和误差离散化, 通过 ARX 模型辨识 A 到 G 所有系数

$$A(z)\delta(t) = B_1(z)U(t-d) + B_2(z)F(t-d) \quad (12)$$

$$A(z) = 1 - 0.9721z^{-1} - 0.1091z^{-2} - 0.00907z^{-3} + 0.1009z^{-4} - 0.01069z^{-5}$$

$$B_1(z) = -0.009372 + 0.02649z^{-1} - 0.00885z^{-2} - 0.009274z^{-3}$$

$$B_2(z) = -0.000129 - 0.0003104z^{-1} + 0.0004192z^{-2} - 0.0001281z^{-3}$$

式中, z^{-1} 为滞后因子。

通过 Z-S 变换, 离散传递函数的系数可以转移到式(10)中相应的参数。转向阻力输入和电机电压输入为典型的方波信号, 比较名义模型输出和实际输出, 验证了辨识模型的准确性, 如图 6 所示。

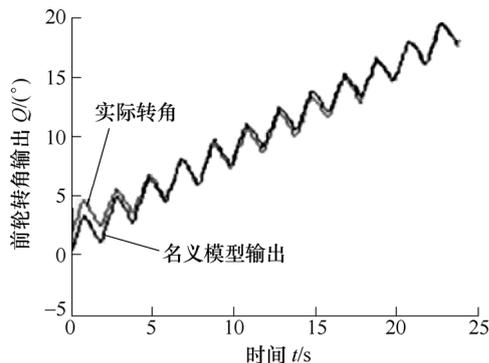


图 6 实际转角输出和名义模型转角输出

2.2 可变传动比的滑模控制器设计

传统转向系统由于物理连接的存在, 传动比为固定值或只能小范围变动; 线控转向系统由于消除了物理连接, 可自由设计转向系统的传动比, 本文从操纵稳定性和安全性的角度考虑, 设计了与横摆角速度增益和侧向加速度增益的相关的变传动比。基于式(4)可得到系统的稳定性状态响应

$$\gamma_{ss} = \frac{u_c / L}{1 + \frac{m}{L^2} \left(\frac{a}{C_{ar}} - \frac{b}{C_{af}} \right) \cdot u_c^2} \delta_f \quad (13)$$

根据系统横摆角速度稳态增益不变的关系, 得到转向系统的传动比

$$i_1 = \frac{u_c / L}{1 + \frac{m}{L^2} \left(\frac{a}{C_{ar}} - \frac{b}{C_{af}} \right) \cdot u_c^2} \cdot \frac{1}{C_x} \quad (14)$$

式中, $C_x = r / \delta_{sw}$ 为车辆方向盘转角到横摆角速度响应的转向增益值, L 为车辆的轴距。

采用文献[15]提出的操纵稳定性评价方法, 选取轨迹跟踪误差、移动方向误差、驾驶员操纵负担和车辆侧向加速度为评价指标, 通过加权组合得到综合评价指标为

$$J = \sqrt{\frac{k_1 J_{e1}^2 + k_2 J_{e2}^2 + k_3 J_r^2 + k_4 J_b^2}{k_1 + k_2 + k_3 + k_4}} \quad (15)$$

式中, J_{e1} 为轨迹跟踪误差评价指标, J_{e2} 为方向误差评价指标, J_r 为考虑侧翻危险性的侧向加速度评价指标, J_b 为考虑驾驶员忙碌程度的操纵负担评价指标。取相应的评价指标相同的权重, k_1 、 k_2 、 k_3 、 k_4 均为 0.25。

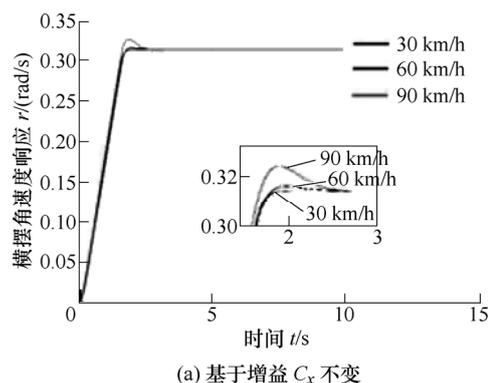
将汽车操纵稳定性综合评价指标作为适应性函数, 横摆角速度作为优化变量, 横摆角速度增益值的范围约束在 0~1 之间。基于建立的转向执行总成模型, 使用遗传算法在 20~100 km/h 等不同车速下对横摆角速度增益进行分析。结果表明当横摆角速度增益为 0.31 时, 在不同车速下的操纵综合评价指标较小, 即车辆的操纵稳定性较好, 因此, 优化后的横摆角速度增益 C_x 选取为 0.31。

汽车在进行转向时, 其侧向加速度和纵向速度的关系为 $a_y = u_c \cdot r$ 。因此, 基于侧向加速度增益不变的汽车转向系统传动比为

$$i_2 = \frac{u_c^2 / L}{1 + \frac{m}{L^2} \left(\frac{a}{C_{ar}} - \frac{b}{C_{af}} \right) \cdot u_c^2} \cdot \frac{1}{C_y} \quad (16)$$

式中, $C_y = a_y / \delta_{sw}$ 为车辆方向盘转角到侧向加速度响应的转向增益值, 采用与 C_x 相同的优化方法, 侧向加速度增益 C_y 选取为 4.0。

基于以上两个增益参数, 设计低速(30 km/h)、中速(60 km/h)和高速工况(90 km/h), 系统输入为阶跃输入, 测试驾驶员在 1rad/s 的转向盘角速度下, 快速转向 1.57 rad(约 90°)时的车辆横摆角速度响应和侧向加速度响应, 结果如图 7 和图 8 所示。



(a) 基于增益 C_x 不变

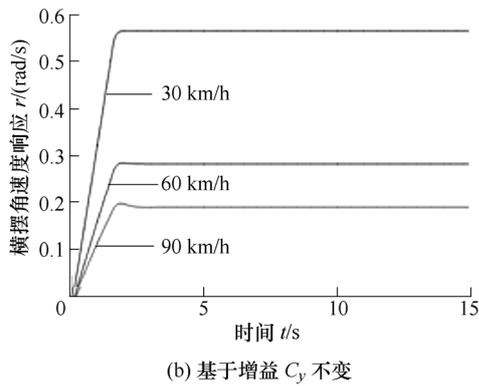
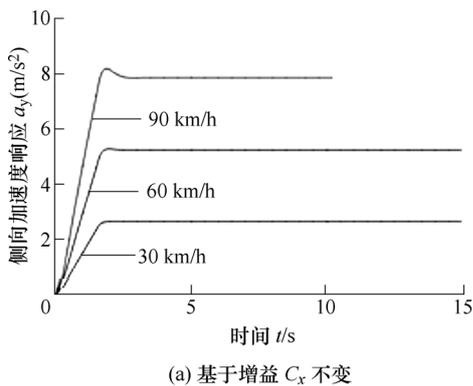
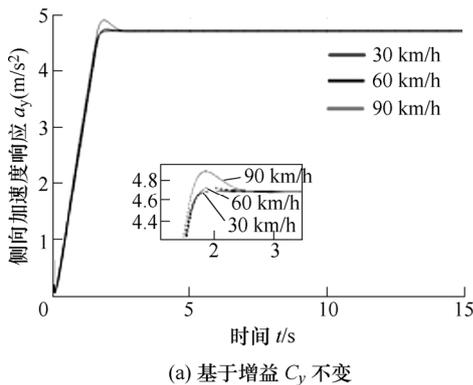


图7 基于增益不变的横摆角速度响应

由图7分析可知，基于增益 C_x 不变设计的系统传动比可以将横摆角速度稳态响应控制在相同的值，在该仿真条件下稳态响应约为 0.314 rad/s。随着速度的增加，横摆角速度达到稳态的时间也变得越长，同时超调量也越多，但尚在合理范围。而基于增益 C_y 不变设计系统传动比时车辆横摆角速度增益随着车速增加而逐渐减小，说明了车速较低的时候不适用于侧向加速度的增益不变的传动比策略。



(a) 基于增益 C_x 不变



(a) 基于增益 C_y 不变

图8 基于增益不变的侧向加速度响应

由图8分析可知，基于增益 C_x 不变设计系统传动比时车辆侧向加速度响应随着速度提高而逐渐增加，且当速度为 90 km/h 的时，车辆侧向加速度达到 7.85 m/s^2 ，明显超出了线性域的范围，此时车辆极有可能发生失稳。在相同仿真条件下，基于增益 C_y 不变设计系统传动比时，车辆侧向加速度保持在

4.65 m/s^2 ，且其不随车速变化而改变，说明侧向加速增益不变的传动比策略适用于车速较高的工况。

综合以上两种传动比策略的优点，在车辆低速时选用基于横摆角速度增益不变的传动比策略 i_1 ，在较高车速时选用侧向加速度增益不变的传动比策略 i_2 ，使操纵稳定性综合评价指标 J 最小。

设计跟踪车辆理想横摆角速度的滑模控制器，控制器选用理想横摆角速度和实际横摆角速度偏差作为主要输入，输出前轮转角值给转向执行系统，线控转向系统根据此值对车辆转向行为进行控制，提高前轮转角跟踪的准确性。

设线控转向系统最终的前轮转角输入为 δ_f ，滑模控制器输出前轮转角补偿量为 $\Delta\delta$ ，来自于驾驶员的转向盘转角输入经过转向传动比后的前轮转角为 δ_f^* ，则有

$$\delta_f = \delta_f^* + \Delta\delta \quad (17)$$

车辆模型实际输出的横摆角速度为 r ，理想横摆角速度为 r_d ，根据滑模控制理论，将滑模面定义为实际横摆角速度和理想横摆角速度的差值，即有

$$s = r - r_d \quad (18)$$

根据2自由度车辆参考模型，实际的横摆角加速度的表达式为

$$\dot{r} = a_{21} \cdot v_y + a_{22} \cdot r + b_{21} \cdot \delta_f \quad (19)$$

$$a_{21} = -\frac{aK_{af} - bK_{ar}}{I_z V_x} \quad a_{22} = -\frac{a^2 K_{af} + b^2 K_{ar}}{I_z V_x} \quad b_{22} = \frac{aK_{af}}{I_z}$$

联合式(17)、(19)和(20)，即有

$$\begin{aligned} \dot{s} &= a_{21} v_y + a_{22} r + b_{21} \delta_f - \dot{r}_d = \\ &= a_{21} v_y + a_{22} r + b_{21} (\delta_f^* + \Delta\delta) - \dot{r}_d = \\ &= a_{21} v_y + a_{22} r + b_{21} \delta_f^* + b_{21} \Delta\delta - \dot{r}_d \end{aligned} \quad (20)$$

根据滑模控制的定义，滑模的可达性仅保证了系统在有限时间里收敛于切换面，为定义系统收敛到切换面的具体轨迹，需要进一步确定趋近律，本文采用等速趋近率 $\dot{s} = -\varepsilon \text{sgn}(s)$ ， $\varepsilon > 0$ ，等速趋近律中 ε 表示系统趋近滑模面的速度。结合式(17)可得系统的控制率

$$u_c = \Delta\delta = -\frac{a_{21}}{b_{21}} \cdot v_y - \frac{a_{22}}{b_{21}} \cdot r - \delta_f^* + \frac{1}{b_{21}} \dot{r}_d - \frac{1}{b_{21}} \varepsilon \cdot \text{sgn}(s) \quad (21)$$

3 仿真分析

基于以上分析，在 CarSim 中选取不同工况与 Matlab/Simulink 联合仿真进行分析。

3.1 内模控制器仿真

为了验证本文所设计内模控制器的控制精度，针对驾驶员开环输入工况进行仿真测试，并对内模控制器与 PID 控制器在闭环双移线工况下的控制性能进行比较。SBW 系统参数如表 1 所示。

表 1 转向执行总成参数

参数	数值
执行电机转动惯量 $J_{sm}/(\text{kg}\cdot\text{m}^2)$	0.000 78
执行电机阻尼系数 $B_{sm}/(\text{kg}\cdot\text{m}^2\cdot\text{s}^{-1})$	0.000 23
执行电机减速比 g_{sm}	20
执行电机内阻 R_{sm}/Ω	0.51
执行电机电感 L_{sm}/H	0.000 33
执行电机反电动势系数 $K_2/(\text{V}\cdot\text{s}\cdot\text{rad}^{-1})$	0.056
执行电机电磁力矩系数 $K_{sm}/(\text{N}\cdot\text{m}^{-1})$	0.056
小齿轮刚度 $K_{mj}/\text{M}/(\text{m}\cdot\text{rad}^{-1})$	180
小齿轮分度圆半径 r_p/m	0.008
齿条质量 M_r/kg	2.31
齿条阻尼系数 $B_r/(\text{N}\cdot\text{m}\cdot\text{s}\cdot\text{rad}^{-1})$	642

首先进行驾驶员开环输入工况测试，选取侧翻转向工况模拟驾驶员遇到紧急情况时候的转向操作行为，对设计的内模控制器进行验证。设定驾驶员在 1.5 s 内，快速将转向盘转向 300° 然后又转向另一侧 300° 并保持稳定，结果如图 9 所示。

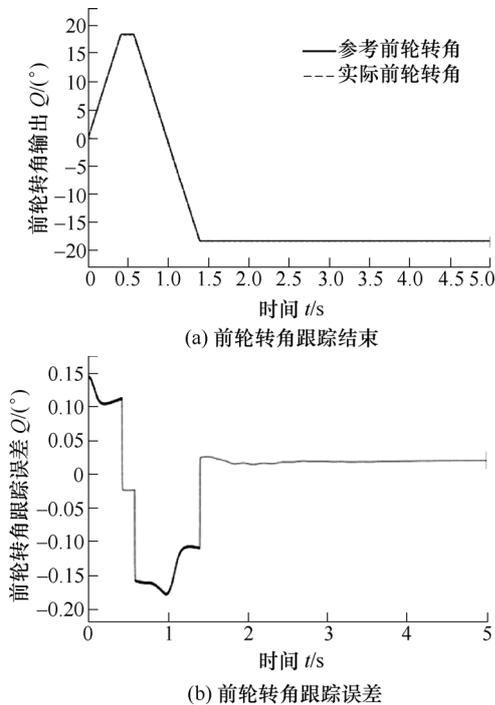


图 9 侧翻转向输入工况的转角跟踪

由图 9 可以看出，此工况下车辆前轮转角跟踪误差可以保持在 5% 以内，说明所设计的内模控制器能够保证开环侧翻转向输入工况下的前轮转角跟踪稳定，实现车辆在紧急工况下的有效避障。

日常行驶过程中，驾驶员、汽车和道路一般构

成闭环系统，即驾驶员通过预瞄前方道路，对转向系统进行转角输入，线控系统对驾驶员转角输入进行跟踪，本文选用典型的双移线工况测试转向器跟踪前轮转角的效果。设定驾驶员预瞄时间为 0.5 s，车速为 30 km/h，并将白噪声直接加入齿条位移模拟外界干扰。对设计的内模控制器和 PID 控制器分别进行双移线车道变换测试，比较两种基于驾驶员模型的参考轨迹跟踪性能，测试结果如图 10 所示。

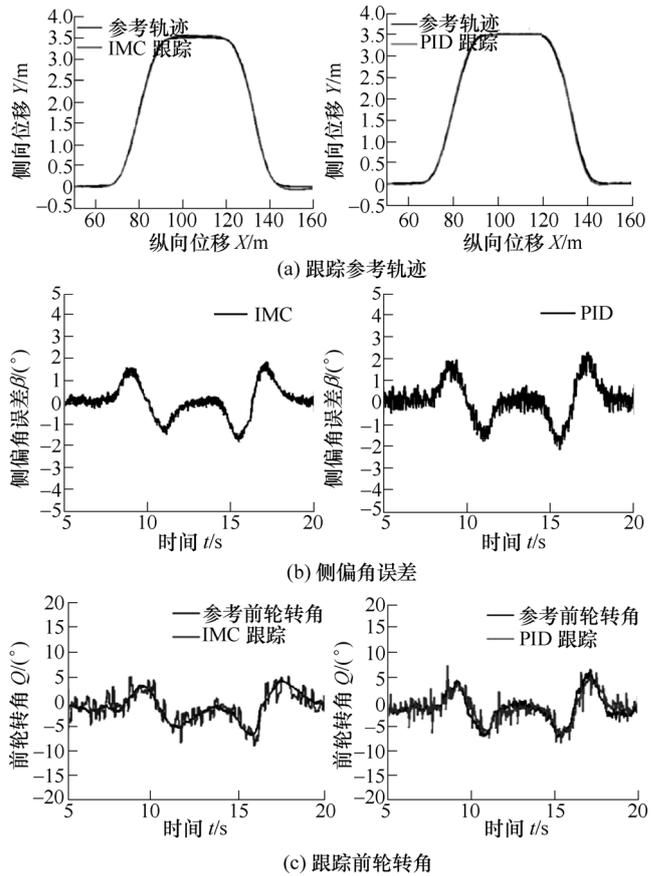


图 10 两种控制器控制性能比较

结果表明，使用内模控制器可以较高精度地跟踪参考轨迹，且该控制器鲁棒性较强，能较好地抵抗干扰，保持车辆稳定。虽然 PID 控制器的也可较好地跟踪参考轨迹，但相较于 IMC 控制器，车辆的侧偏角、前轮转角等响应在参考轨迹/前轮转角周围波动较大，进而加重驾驶员为消除扰动冲击的操纵负担。由图 10 可以看出内模控制的前轮转角波动更小，即驾驶员操作负担更小，因此所设计的内模控制策略比 PID 控制表现出更好的性能。

为测试内模控制器对 SBW 系统参数波动的鲁棒性，使执行器参数在表 1 所示标称值的 ±10% 范围内变化，其他工况保持不变。比较三组不同的参数下对应的响应，结果如图 11 所示。可以看出系统参数发生变化时，对应的输出几乎不变，表明所设计的内模控制器具有较好的鲁棒性。

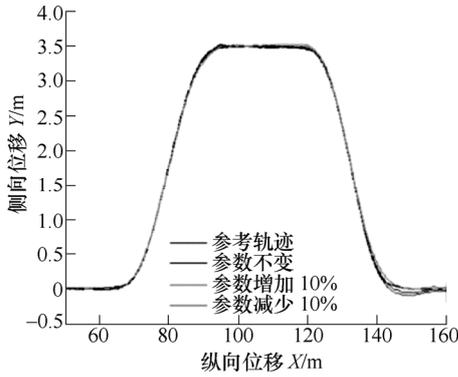


图 11 不同参数下的跟踪性能比较

3.2 滑模控制器仿真

对转向盘施加随机正弦输入信号，模拟实际工况下的驾驶员输入进行开环试验，验证所设计滑模控制器的跟踪性能，仿真结果如图 12 所示。

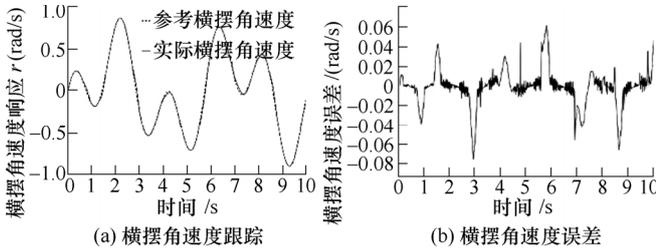


图 12 正弦输入工况仿真结果

由图 12 可以看出，所设计的滑模控制器可以较好地跟踪目标横摆角速度，但振颤现象明显，原因是系统频繁地穿越滑模面导致跟踪误差出现高频变动。为最大程度消除这一现象，通过饱和函数 $\text{sat}(s)$ 来替代开关切换函数，进而将滑模控制率改写为公式(23)，仿真结果如图 13 所示。

$$\text{sat}(s) = \begin{cases} s / \delta_1 & |s| > \delta_1 \\ \text{sgn}(s) & |s| \leq \delta_1 \end{cases} \quad (22)$$

$$u_c = \Delta\delta = -\frac{a_{21}}{b_{21}} \cdot v_y - \frac{a_{22}}{b_{21}} \cdot r - \delta_f^* + \frac{1}{b_{21}} \dot{r}_d - \frac{1}{b_{21}} \varepsilon \cdot \text{sat}(s) \quad (23)$$

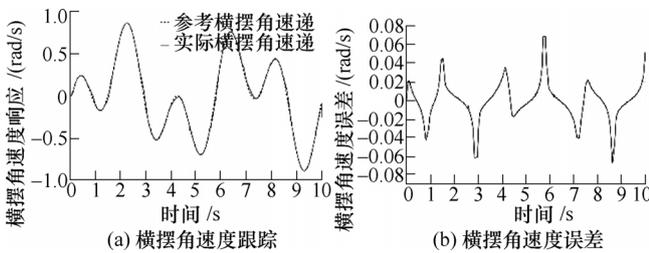


图 13 饱和函数随机正弦输入工况仿真结果

由图 11 和图 12 可以看出，将滑模控制器切换函数替换为饱和函数后，可以很好地跟踪车辆的理想横摆角速度，控制精度良好；从图 12b 可以看出，系统在滑模面的振颤大幅减少。此外，通过试验可得知，改变饱和函数中的 δ_1 值可以改变系统的振颤

程度， δ_1 越小则系统振颤越小。

为了验证所设计控制器的有效性，进行包括 IMC 和 SMC 控制器在内的联合仿真，控制原理框图如图 14 所示。

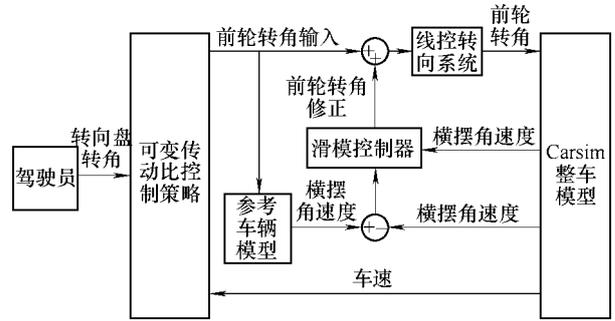


图 14 联合仿真框图

采用变角传动比策略可以增强 SBW 系统的稳定性，根据车辆的反馈车速来调整角传动比，得到前轮转角作为输入。同时，基于横摆角速度误差，通过 SMC 控制器输出前轮转角的补偿值，将 IMC 控制器跟踪校正后的前轮转角信号输入到线控转向系统的执行器。在双移线工况下，选取不同车速进行测试，图 15 为 48 km/h 速度下的仿真结果。

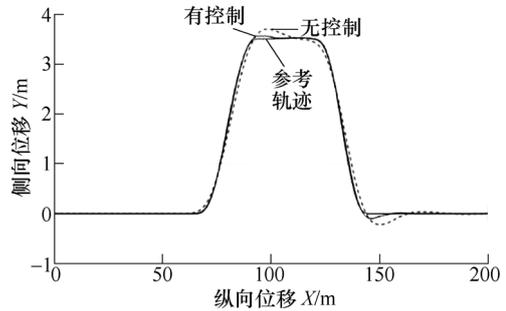


图 15 联合仿真轨迹跟踪结果

通过图 15 可以看出，所设计控制器可以较好地跟踪车辆期望横摆角速度，减小车辆双移线测试的侧向偏移量，提高车辆的操纵稳定性。

为了进一步对本文所设计的控制策略进行验证，在搭建的线控转向台架上进行硬件在环试验，试验选取驾驶员开环输入和闭环输入两种工况，其中开环试验为驾驶员正弦波输入，闭环试验则选取单移线工况。

由图 16 所示，在驾驶员开环输入下，线控转向台架转向电机可以很好地跟踪前轮转角，且跟踪误差较小；由图 17 和图 18 所示，在闭环输入下，车辆侧向偏移轨迹也能在很短的时间内达到稳态，并且实现良好的前轮转角跟踪效果，在整个闭环单移线过程中，车辆的横摆角速度和质心侧偏角较小。曲线波动误差主要是由于传感器噪声因素影响。

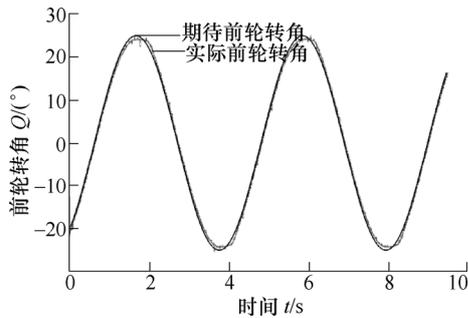


图 16 驾驶员开环转角跟踪

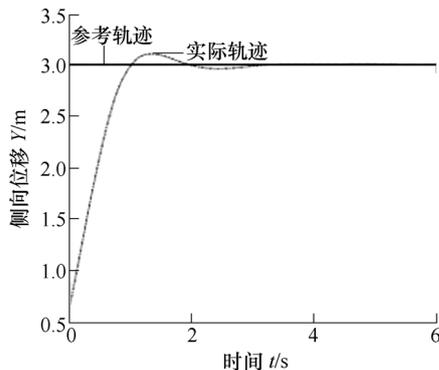


图 17 闭环控制侧向位移图

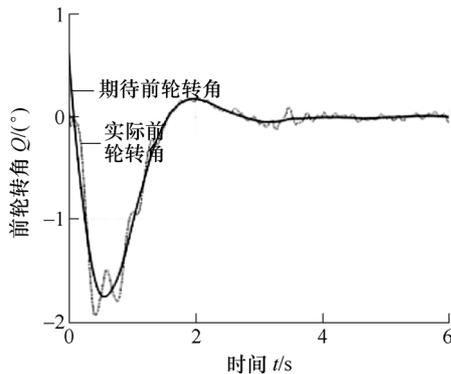


图 18 闭环控制转向跟踪图

4 结论

(1) 建立了一个 SBW 系统的转向执行总成模型。在此基础上,通过台架试验设计了一个具有辨识参数的内模控制器。分别采用驾驶员开环输入和闭环输入对所设计的控制器进行了基于 CarSim 和 MATLAB/Simulink 的联合仿真和试验验证,证明了所设计的控制器可提供良好的转角跟踪效果。

(2) 在典型双移线工况下,比较内模控制器和 PID 控制器的对参考轨迹和前轮转角的跟踪效果。结果表明,本文设计的内模控制器在轨迹跟踪、抵抗外界干扰和减轻驾驶员操纵负担方面更为有效。

(3) 基于横摆角速度增益不变和侧向加速度增益不变提出了一种综合变传动比控制策略,并设计相应的滑模控制器以跟踪车辆期望横摆角速度。仿

真结果表明,所设计的滑模控制器具有低速转向灵活和高速转向稳定的特点,可很好地跟踪车辆期望横摆角速度,提高车辆在转向行驶过程中的操纵稳定性和灵活性。

参 考 文 献

- [1] 陈俐,李雄,程小宣,等. 汽车线控转向系统研究进展综述[J]. 汽车技术, 2018(4): 23-34.
- [2] CHEN Li, LI Xiong, CHENG Xiaoxuan, et al. Review on research progress of automobile steer-by-wire system[J]. Automobile Technology, 2018(4): 23-34.
- [3] ACKERMANN J, SIENEL W. Robust control for automatic steering[C/CD]//American Control Conference, IEEE, 1990.
- [4] SETLUR P, WAGNER J R, DAWSON D M, et al. A trajectory tracking steer-by-wire control system for ground vehicles[J]. IEEE Transactions on Vehicular Technology, 2006, 55(1): 76-85.
- [5] SUN Z, ZHENG J, MAN Z, et al. Robust control of a vehicle steer-by-wire system using adaptive sliding mode[J]. IEEE Transactions on Industrial Electronics, 2016, 63(4): 2251-2262.
- [6] 章仁燮,熊璐,余卓平. 智能汽车转向轮转角主动控制[J]. 机械工程学报, 2017, 53(14): 106-113.
- [7] ZHANG Renxie, XIONG Lu, YU Zhuoping. Active steering angle control for intelligent vehicle[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2017, 53(14): 106-113.
- [8] CANALE M, FAGIANO L. Stability control of 4WS vehicles using robust IMC techniques [J]. Vehicle System Dynamics, 2008, 46(11): 991-1011.
- [9] CANALE M, FAGIANO L, FERRARA A, et al. Comparing internal model control and sliding-mode approaches for vehicle yaw control[J]. IEEE Transactions on Intelligent Transportation Systems, 2009, 10(1): 31-41.
- [10] 门金来. 内模控制在汽车稳定控制中的应用研究[D]. 上海: 上海交通大学, 2012.
- [11] MEN Jinlai. Research of internal model control applied to vehicle stability control[D]. Shanghai: Shanghai Jiao Tong University, 2012.
- [12] WU Jian, ZHAO Youqun, JI Xuewu, et al. Generalized internal model robust control for active front steering intervention[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2015, 28(2): 285-293.
- [13] WU Jian, LIU Yahui, WANG Fengbo, et al. Vehicle active steering control research based on two-DOF robust internal model control[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2016, 29(4): 739-746.
- [14] 宗长富,郑宏宇,田承伟,等. 线控转向稳态增益与动

- 态反馈校正控制算法[J]. 汽车工程, 2007(8): 686-691.
ZONG Changfu, ZHENG Hongyu, TIAN Chengwei, et al. Steady-state gain and dynamic feedback correction algorithm for steer-by-wire[J]. Automotive Engineering, 2007(8): 686-691.
- [12] YAO Jiangyun, KONG Feng, WU Fangyuan. Control strategy for front wheel angle of steer-by-wire based on variable steering ratio[C]//International Conference on Computer Science & Network Technology, IEEE, 2012.
- [13] SHEIKH M, HAIRI Z, SAIFUL A, et al. The variable steering ratio for vehicle steer by wire system using hyperbolic tangent method[J]. Applied Mechanics and Materials, 2014, 575: 781-784.
- [14] 喻凡. 车辆动力学及其控制[M]. 北京: 机械工业出版社, 2010.
YU Fan. Vehicle dynamics and control[M]. Beijing: China Machine Press, 2010.
- [15] 郭孔辉, 孔繁森, 宗长富. 遗传算法在汽车操控稳定性评价及结构参数优化中的应用[J]. 机械工程学报, 2000, 36(10): 34-36.
GUO Konghui, KONG Fansen, ZONG Changfu. Application of genetic algorithms to evaluation of motor vehicle maneuver ability and structure optimum[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2000, 36(10): 34-36.
-
- 作者简介: 罗建南, 男, 1990年出生, 博士。主要研究方向为机械系统动力学及控制。
E-mail: jiannan.luo@polyu.edu.hk
- 朱光钰, 男, 1995年出生, 硕士研究生。主要研究方向为车辆系统动力学及其控制。
E-mail: zhuguangyu0314@sjtu.edu.cn
- 杨浩瀚, 男, 1996年出生, 硕士研究生。主要研究方向为车辆系统动力学及其控制。
E-mail: yhh_STM05@sjtu.edu.cn
- 喻凡, 女, 1961年出生, 博士, 教授, 博士研究生导师。主要研究方向为汽车系统动力学、车辆底盘控制系统。
E-mail: fanyu@sjtu.edu.cn
- 陈俐(通信作者), 女, 1973年出生, 博士, 副教授, 博士研究生导师。主要研究方向为车辆控制系统、系统建模与分析。
E-mail: li.h.chen@sjtu.edu.cn