DOI: 10.3901/JME.2019.02.126

基于可拓滑模线控转向控制策略研究*

赵林峰 陈无畏 王 俊 从光好 谢有浩

(1. 合肥工业大学汽车与交通工程学院 合肥 230009;
2. 安徽猎豹汽车有限公司 滁州 239064)

摘要: 对于汽车线控转向系统的主动转向控制, 研究基于可拓滑模控制方法的主动转向系统控制策略。在 MATLAB/ Simulink 中建立基于整车模型的线控转向系统动力学模型, 在变角传动比前馈控制的基础上, 设计出基于横摆角速度动态反馈的可拓滑模控制器, 决策出合理的前轮转角。选取典型工况对所设计的基于可拓滑模控制方法的主动转向控制策略进行了仿真试验, 并进行硬件在环试验验证。试验结果表明, 基于可拓滑模控制的主动转向控制方法相对于无控制以及滑模控制, 提高了汽车的行驶稳定性。

关键词: 变角传动比; 可拓滑模控制; 主动转向; 行驶稳定性

中图分类号: U463

Research on Steering-by-wire Control Strategy Based on Extension Sliding Mode Control

ZHAO Linfeng CHEN Wuwei WANG Jun CONG Guanghao XIE Youhao

(1. School of Mechanical and Automotive Engineering, Hefei University of Technology, Hefei 230009;
2. Anhui Leopard Automobile Co., Ltd, Chuzhou 239064)

Abstract: For active steering control of vehicle steer-by-wire system, the control strategy based on extension sliding mode active steering system is studied in this paper. The SBW dynamic model based on full vehicle model is established in MATLAB/Simulink. On the basis of variable angle transmission ratio feedforward control, an extension sliding mode controller based on the dynamic feedback of the yaw rate is designed, which makes the decision of the reasonable front wheel angle. The extension sliding mode active steering control strategy is simulated in the typical operating conditions, and the hardware-in-the-loop experiment is carried out. The experimental results show that the active steering control method based on extension sliding mode control improves vehicle driving stability compared with no control and sliding mode control.

Key words: variable angle transmission ratio; extension sliding mode control; active steering; driving stability

0 前言

线控转向系统(Steer-by-Wire, SBW)取消了转向盘与转向轮之间的部分机械连接, 摆脱了传统转向系统的各种限制, 有利于进一步提高汽车的操纵性、舒适性和安全性^[1]。对于 SBW 汽车前轮转角的控制主要有前馈控制和基于汽车运动状态的反馈控制这两种方法^[2-3]。文献[4]中前轮转角控制则是采用基于变角传动比设计的前馈控制, 设计了 PID 控制器, 通过实际前轮转角跟踪变角传动比得到期望前轮转角, 实现转向电机的闭环控制, 仿真结果表明汽车

的前轮转角能够得以跟踪, 但未能很好地实现稳定性控制。文献[5]采用综合了变角传动比设计的前馈控制以及横摆角速度反馈控制对 SBW 的前轮转向进行控制, 设计了基于横摆角速度反馈的 PID 控制器, 仿真结果表明控制策略能实现线控转向汽车的控制。但是 PID 控制器不能控制复杂过程, 导致车辆稳定性得不到保证。文献[6]采用了滑模控制器设计横摆角速度反馈控制, 使汽车的横摆角速度和质心侧偏角等状态量控制在某一阈值内, 提高了汽车的操纵稳定性, 但造成了系统状态在滑模面附近的抖振。文献[7]基于滑模控制器设计了标称控制和补偿控制, 通过补偿控制, 消除了系统参数的不确定性和路面条件变化对转向性能的影响, 有效削弱滑模控制的抖振现象, 具有较好的响应速度和鲁棒性。文章侧重模糊滑模的理论研究, 未充分考虑车辆的

* 国家自然科学基金(51675151, 61673154)、国家自然科学基金联合基金(U1564201)、安徽省科技重大专项(17030901060)、江苏省道路运载工具新技术应用重点实验室开放课题(BM20082061703)资助项目。20170413收到初稿, 20180920收到修改稿

动力学性能。文献[8]以理想的横摆角速度跟踪、干扰抑制和鲁棒性好为控制目标,利用线性分式变换理论设计了鲁棒综合控制器,解决了不确定性问题。可以很好地保证系统的鲁棒性和鲁棒稳定性,有效地提高车辆的操纵稳定性。但没有充分考虑车辆稳定性边界。文献[9]开发了驱动闭环误差动力学在有限时间内收敛到零的控制器,基于适应律来估计在 Lyapunov 意义上的系统参数和扰动的不确定范围,具有很强的鲁棒性,而且不需要先验知识的系统参数和道路信息,但是该方法没有验证汽车的动力学性能,不能保证汽车的操纵稳定性。

上述文献中虽然实现了对汽车线控主动转向的控制,但由于汽车线控转向设计的自由度较大,对汽车主动转向的控制策略也提出了更严格的要求,传统的 PID 控制以及滑模控制难以满足主动转向稳定性控制的要求。本文首先对 SBW 进行动力学建模。应用可拓控制理论进行 SBW 主动转向控制,通过选取特征变量,计算关联度,划分不同阈值区间,对传统的滑模控制方法进行改进,对控制区域进行合理的划分,在不同的区域内应用不同的控制算法,改善汽车的稳定性。设计基于变角传动比的横摆角速度动态反馈控制算法,以汽车横摆角速度的偏差及其偏差的导数作为特征量,组成特征状态,将特征状态所在的特征平面划分成经典域、可拓域和非域,系统特征状态处于经典域时应用传统的滑模控制算法;而系统特征状态处于可拓域和非域时,则通过调整控制输出量使得控制效果得到改善,从而完成可拓滑模控制器的设计,最后选取典型工况进行仿真和硬件在环试验,验证可拓滑模控制的有效性。

1 线控转向汽车建模

为了验证本文所提出的线控转向控制策略,分别搭建整车模型和线控转向系统模型,基于整车模型建立线控转向模型,以便进行后一步分析。

1.1 整车动力学模型

仿真采用七自由度整车动力学模型,如图 1 所示。

图 1 整车动力学模型

汽车运动方程

$$m(\dot{v}_x - v_y \omega_r) = F'_{xfl} + F'_{xfr} + F_{xrl} + F_{xrr} \quad (1)$$

$$m(\dot{v}_y + v_x \omega_r) = F'_{yfl} + F'_{yfr} + F_{yrl} + F_{yrr} \quad (2)$$

$$I_z \dot{\omega}_r = l_f (F'_{yfl} + F'_{yfr}) - l_r (F_{yrl} + F_{yrr}) + 0.5d (F'_{xfr} - F'_{xfl}) + 0.5d (F_{xrr} - F_{xrl}) \quad (3)$$

$$F'_{xfl} = F_{xfl} \cos \delta_f - F_{yfl} \sin \delta_f \quad (4)$$

$$F'_{yfl} = F_{xfl} \sin \delta_f + F_{yfl} \cos \delta_f \quad (5)$$

$$F'_{xfr} = F_{xfr} \cos \delta_f - F_{yfr} \sin \delta_f \quad (6)$$

$$F'_{yfr} = F_{xfr} \sin \delta_f + F_{yfr} \cos \delta_f \quad (7)$$

车轮运动方程

$$\begin{cases} J_\gamma \dot{\gamma}_{fl} = -F_{xfl} r_e - F_{yfl} r_e \\ J_\gamma \dot{\gamma}_{fr} = -F_{xfr} r_e - F_{yfr} r_e \\ J_\gamma \dot{\gamma}_{rl} = T_{drl} - F_{xrl} r_e - F_{yrl} r_e \\ J_\gamma \dot{\gamma}_{rr} = T_{drr} - F_{xrr} r_e - F_{yrr} r_e \end{cases} \quad (8)$$

车轮滑移率

$$S_{ij} = (r_e \gamma_{ij} - v_{wij}) / v_{wij} \quad (9)$$

车轮侧偏角

$$\alpha_{fl} = -\delta_f + \arctan(v_y + \omega_r l_f) / (v_x - 0.5\omega_r d) \quad (10)$$

$$\alpha_{fr} = -\delta_f + \arctan(v_y + \omega_r l_f) / (v_x + 0.5\omega_r d) \quad (11)$$

$$\alpha_{rl} = \arctan(v_y - \omega_r l_r) / (v_x - 0.5\omega_r d) \quad (12)$$

$$\alpha_{rr} = \arctan(v_y - \omega_r l_r) / (0.5\omega_r d + v_x) \quad (13)$$

汽车质心侧偏角

$$\beta = \arctan v_y / v_x \quad (14)$$

采用 Dugoff 非线性轮胎模型,相关公式如下

$$F_{yij} = f_{ij} C_{yij} \alpha_{ij} \quad ij = fl, fr, rl, rr \quad (15)$$

$$F_{xij} = f_{ij} C_{xij} S_{ij} \quad ij = fl, fr, rl, rr \quad (16)$$

$$F_{Rij} = \sqrt{(k_{xij} S_{ij})^2 + (k_{yij} \alpha_{ij})^2} \quad (17)$$

$$f_{ij} = \begin{cases} 1 & F_{Rij} < \mu_{Hij} F_{zij} / 2 \\ (2 - \mu_{Hij} F_{zij} / 2 F_{Rij}) \mu_{Hij} F_{zij} / 2 F_{Rij} & F_{Rij} \geq \mu_{Hij} F_{zij} / 2 \end{cases} \quad (18)$$

忽略惯性阻力偶矩以及空气升力的作用,可以得到汽车转弯时,每个轮胎垂直载荷。

$$\begin{cases} F_{fl} = mgl_r / 2(l_f + l_r) - ma_x h / 2(l_f + l_r) - 2ma_y hl_r / d(l_f + l_r) \\ F_{fr} = mgl_r / 2(l_f + l_r) - ma_x h / 2(l_f + l_r) + 2ma_y hl_r / d(l_f + l_r) \\ F_{rl} = mgl_f / 2(l_f + l_r) - ma_x h / 2(l_f + l_r) - 2ma_y hl_f / d(l_f + l_r) \\ F_{rr} = mgl_f / 2(l_f + l_r) - ma_x h / 2(l_f + l_r) + 2ma_y hl_f / d(l_f + l_r) \end{cases} \quad (19)$$

式中, v_x 表示整车质心处纵向速度; v_y 表示整车质心处侧向速度; β 表示质心侧偏角; δ_f 表示前轮转角; ω_r 表示横摆角速度; m 表示整车质量; F_{xij} 、 F_{yij} 表示车轮纵向力和侧向力; M_Z 表示横摆力矩, I_Z 表示整车绕铅垂轴转动惯量; l_f 、 l_r 表示汽车质心至前、后轴距离; d 表示前后轮轮距; J_γ 表示轮胎转动惯量; F_{fij} 表示滚动阻力; r_e 表示轮胎滚动半径; T_{drl} 、 T_{drr} 表示车轮驱动力矩; γ_{ij} 表示车轮转动角速度; α_{ij} 表示轮胎的侧偏角; S_{ij} 表示轮胎的滑移率; C_{xij} 、 C_{yij} 表示各个轮胎的纵向和侧向刚度; F_{zij} 表示各个轮胎的垂直载荷; μ_{Hij} 表示路面最大附着系数; v_{wij} 表示车轮中心速度; F_{zij} 表示四个车轮的垂直载荷, a_x 、 a_y 分别表示汽车的纵向加速度以及侧向加速度; h 表示汽车质心距地面的高度; $ij=fl$ 、 fr 、 rl 、 rr 。

1.2 线控转向系统动力学模型

如图 2 所示线控转向系统主要分成两大部分: 转向盘总成和转向执行机构。转向盘总成包含: 转向盘模块、路感模拟模块以及传感器。

图 2 线控转向系统结构示意图

本文主要研究主动转向控制, 仅考虑转向执行机构, 其主要包括齿轮齿条模块、左右转向车轮、转向电机及减速器等模块。

齿轮齿条模块的数学模型为

$$M_r \ddot{x}_r + B_r \dot{x}_r + F_{l_z} + F_{r_z} = K_m G_m (\theta_m - G_m x_r / r_p) / r_p \quad (22)$$

左转向轮的数学模型为

$$F_{l_z} = T_{l_z} / G_l \quad (23)$$

右转向轮的数学模型为

$$F_{r_z} = T_{r_z} / G_r \quad (24)$$

转向执行电机及减速器模块的数学模型为

$$T_m = J_m \ddot{\theta}_m + B_m \dot{\theta}_m + K_m (\theta_m - G_m x_r / r_p) \quad (25)$$

式中, K_m 为转向电机轴的扭转刚度; G_m 为转向电

机减速器的减速比; θ_m 为转向电机转角; x_r 为齿条位移; M_r 为齿条质量; B_r 为齿条阻尼系数; r_p 为转向器小齿轮半径; F_{l_z} 为左轮传递到齿条的转向阻力; F_{r_z} 右轮传递到齿条的转向阻力; T_{l_z} 、 T_{r_z} 分别为左、右轮回正力矩; G_l 、 G_r 分别为齿条位移与左、右轮转角之间的非线性传动比; J_m 为转向电机的转动惯量; B_m 为转向电机的阻尼系数; T_m 为电机的电磁转矩。

将转向电机模型进行了简化, 由基尔霍夫定律可知。

$$U = RI + L\dot{I} + K_e \dot{\theta}_m \quad (26)$$

电机的电磁转矩与电流的关系

$$T_m = K_t I \quad (27)$$

式中, U 为电机两端电压; R 为电机电枢电阻; L 为电机电感; I 为电机电流; K_e 为电机反电动势系数; K_t 为电机电磁转矩系数。

2 前轮转角控制策略

2.1 变角传动比设计

SBW 汽车取缔了传统转向系统的部分机械连接, 转向系统的角传递特性可以“随意”设计, 因此通过设计转向变角传动比, 使得汽车转向灵敏度不变, 从而减轻驾驶员负担。这种保持汽车转向灵敏度不变的转向角传动比即为 SBW 系统变角传动比。根据文献[10]可知, 当前关于线控转向系统变角传动比的设计主要有基于横摆角速度增益不变和基于侧向加速度增益不变两种方法。本文通过基于横摆角速度增益不变确定变角传动比。汽车的转向特性通常用横摆角速度增益即转向灵敏度 $G_{\delta_{sw}}^r$ 来表示

$$\omega_r = G_{\delta_{sw}}^r \cdot \delta_{sw} = G_{\delta_{sw}}^r \cdot \delta_f \cdot i = G_{\delta_f}^r \cdot \delta_f \quad (28)$$

式中, δ_{sw} 表示转向盘转角, $G_{\delta_f}^r$ 为前轮转角到汽车响应的横摆角速度增益, 如式(29)所示

$$G_{\delta_f}^r = \frac{v / (l_f + l_r)}{1 + K v_x^2} \quad (29)$$

$$\text{式中, } K = \frac{m}{(l_f + l_r)^2} \left(\frac{l_f}{2C_{yfl}} - \frac{l_r}{2C_{yfr}} \right)。$$

则由式(28)、(29)可得理想变角传动比

$$i = \frac{v / (l_f + l_r)}{G_{\delta_{sw}}^r (1 + K v^2)} \quad (30)$$

由文献[11]可知, 汽车稳态横摆角速度增益大约为 $0.16 \sim 0.33 \text{ s}^{-1}$ 。本文选取汽车稳态横摆角速度增益为 0.28 s^{-1} 。

传动比设置不合理将会带来一系列问题，如低速时传动比设置过低将导致转向过于灵敏，前轮容易达到转角极限值；高速时传动比设置过高将造成转向反应迟钝，对车辆换道、超车或避撞等带来不利影响。因此变传动比应设下限值 $i_{\min}$ 和上限值 $i_{\max}$ ，分别对应下临界车速为 v_0 和上临界车速为 v_1 。当 $v \leq 20 \text{ km/h}$ 时， $i = 8$ ， $v > 100 \text{ km/h}$ 时， $i = 24$ ，即取下临界车速 $v_0 = 20 \text{ km/h}$ ，对应的 $i_{\min} = 8$ ；上临界车速 $v_1 = 100 \text{ km/h}$ ，对应的 $i_{\max} = 24$ 。变角传动比设计如式(31)所示，所设计变角传动比曲线如图 3 所示。

$$i = \begin{cases} 8 & v \leq 20 \text{ km/h} \\ \frac{v/L}{[1 + Kv^2] G_{\delta_{sw}}^r} & 20 \text{ km/h} < v \leq 100 \text{ km/h} \\ 24 & v > 100 \text{ km/h} \end{cases} \quad (31)$$

图 3 变角传动比曲线

2.2 基于横摆角速度反馈的可拓滑模控制

通过 SBW 汽车的变角传动比设计对前轮转角的控制是稳态意义上的控制^[12]，当汽车处在瞬态状况下有失稳趋势时，需要在变角传动比控制前轮转角的基础上，采用基于横摆角速度反馈的控制算法，对汽车前轮转角进行修正，减小实际横摆角速度和理想横摆角速度的差值，主动纠正汽车的行驶状态，使汽车恢复行驶稳定性。

理想的汽车行驶状态是设计反馈校正控制策略的前提条件。因此在设计横摆角速度反馈校正控制策略之前，先建立理想二自由度参考模型如图 4 所示。

图 4 理想二自由度汽车参考模型

二自由度汽车动力学模型如下

$$\begin{cases} \sum F_y = F_{y1} \cos \delta_{fd} + F_{y2} \\ \sum M_z = l_f F_{y1} \cos \delta_{fd} - l_r F_{y2} \end{cases} \quad (32)$$

由于 δ_{fd} 较小，可认为 $\cos \delta_{fd}$ 近似等于 1，即

$$\begin{cases} \sum F_y = C_{yf} \alpha_f + C_{yr} \alpha_r \\ \sum M_z = l_f C_{yf} \alpha_f - l_r C_{yr} \alpha_r \end{cases} \quad (33)$$

由整车坐标系的规定可得汽车前、后轮侧偏角分别为

$$\begin{cases} \alpha_f = \beta_d + \frac{l_f \omega_{rd}}{v_x} - \delta_{fd} \\ \alpha_r = \beta_d - \frac{l_r \omega_{rd}}{v_x} \end{cases} \quad (34)$$

理想二自由度汽车状态方程为

$$\begin{pmatrix} \dot{\beta}_d \\ \dot{\omega}_{rd} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \frac{C_{yf} + C_{yr}}{mv_x} & \frac{l_f C_{yf} - l_r C_{yr}}{mv_x^2} - 1 \\ \frac{l_f C_{yf} - l_r C_{yr}}{I_z} & \frac{l_f^2 C_{yf} + l_r^2 C_{yr}}{I_z v_x} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \beta_d \\ \omega_{rd} \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} \frac{-C_{yf}}{mv_x} \\ \frac{-l_f C_{yf}}{I_z} \end{pmatrix} \delta_{fd} = \begin{pmatrix} a_{11} & a_{12} \\ a_{21} & a_{22} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \beta_d \\ \omega_{rd} \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} b_{11} \\ b_{21} \end{pmatrix} \delta_{fd} \quad (35)$$

式中， F_y 为 Y 轴方向的合力； F_{y1} 为前轮侧偏力； F_{y2} 为后轮侧偏力； M_z 为绕质心的力矩； β_d 为理想质心侧偏角， ω_{rd} 为理想横摆角速度， δ_{fd} 为理想前轮转角， C_{yf} 、 C_{yr} 为理想二自由度参考模型前、后轮胎侧偏刚度。

由理想二自由度状态方程可得理想横摆角速度

$$\omega_{rd} = \frac{v \delta_{fd}}{L(1 + Kv_x^2)} \quad (36)$$

SBW 主动转向控制框图如图 5 所示，将理想横摆角速度 ω_{rd} 与整车模型中输出的实际横摆角速度

图 5 SBW 主动前轮转向综合控制框图

ω_r 的偏差输入至主动转向控制器, 经控制器计算得出合理的转向轮转角 δ_k 。最后, 通过转向执行电机的闭环控制, 使实际的转向轮转角 δ_f 跟踪 δ_k , 保证汽车的稳定性。

2.3 主动转向控制器设计

2.3.1 滑模控制器设计

滑模控制对系统的参数变化具有较好的自适应性和鲁棒性, 适用于汽车行驶稳定性的控制。本节先设计滑模控制器对 SBW 的主动转向进行控制。

定义滑模切换平面为 $s = (\omega_r - \omega_{rd})$, 当状态 $(\omega_r, \dot{\omega}_r)$ 到达滑模平面时, 则系统进入滑动模态状态, 系统的动态特性将由滑模切换函数决定, $\dot{s} = -\eta s$ 。

$$\dot{\omega}_r - \dot{\omega}_{rd} = -\eta(\omega_r - \omega_{rd}) \quad (37)$$

由(36)、(37)可得

$$\dot{\omega}_r - (a_{21}\beta_d + a_{22}\omega_{rd} + b_{21}\delta_{fd}) = -\eta(\omega_r - \omega_{rd}) \quad (38)$$

滑模趋近律采用指数趋近律

$$u_h = \lambda \cdot \text{sgn}(s) \quad (39)$$

式(39)确保当系统不在滑模面上时, 系统仍向理想的滑模面趋近, 即 $s\dot{s} \leq 0$ 。

联立式(38)和(39), 可得控制器输出

$$u_H = \frac{\eta(\omega_r - \omega_{rd}) + \dot{\omega}_r - a_{21}\beta_d - a_{22}\omega_{rd}}{b_{21}} + \lambda \cdot \text{sgn}(s) \quad (40)$$

为了改善滑模控制器性能, 减少系统产生的“抖振”, 在控制器的设计中用饱和函数 $\text{sat}(s)$ 来代替不连续性函数 $\text{sgn}(s)$ [13]

$$\text{sat}(s) = \begin{cases} \text{sgn}(s) & |s| > 1 \\ s & |s| \leq 1 \end{cases} \quad (41)$$

综上所述, 滑模控制器的输出为

$$u_H = \frac{\eta(\omega_r - \omega_{rd}) + \dot{\omega}_r - a_{21}\beta_d - a_{22}\omega_{rd}}{b_{21}} + \lambda \cdot \text{sat}(s) \quad (42)$$

2.3.2 可拓滑模控制器设计

为了改善滑模控制器的性能, 将滑模控制器在不同阈值内进行拓展, 设计全域范围内的可拓滑模控制策略。

(1) 特征量选取。选择 ω_{rd} 和车辆动力学模型输出的 ω_r 的偏差, 及其偏差的导数作为特征量, 组成特征状态 $S(e, \dot{e})$ 。

(2) 划分可拓集合。横坐标选择 ω_{rd} 与 ω_r 的偏差 e , 纵坐标选取其偏差的导数 $\dot{e}$, 设线控转向系统车辆的 ω_{rd} 与 ω_r 偏差以及偏差导数的容许范围分别为 e_{om} 和 $\dot{e}_{om}$, 系统可调的最大偏差和偏差导数分别为 e_m 和 $\dot{e}_m$, 划分可拓集合如图 6 所示。

图 6 特征状态的可拓集合

(3) 关联度计算。假定 $e - \dot{e}$ 特征平面的原点为 $S_0(0,0)$, 定义 $M_0 = \sqrt{(e_{om}^2 + \dot{e}_{om}^2)}$ 和 $M_{-1} = \sqrt{(e_m^2 + \dot{e}_m^2)}$, 则对于 $e - \dot{e}$ 平面上任意一点 $S(e, \dot{e})$, 定义其关联函数为 [14]

$$K(S) = \begin{cases} 1 - |SS_0|/M_0 & S \in R \\ (M_0 - |SS_0|)/(M_{-1} - M_0) & S \notin R \end{cases} \quad (43)$$

式中, M 是测度模式, $K(S)$ 为特征状态关联函数, R 为上图所示的经典域, $|SS_0| = \sqrt{(k_1 e^2 + k_2 \dot{e}^2)}$, k_1 和 k_2 分别为误差以及误差变化率的加权系数。

(4) 测度模式与控制策略。

1) 测度模式 M_1 : 当 $\{S | K(S) \geq 0\}$ 时, 此时其对应的特征量属于经典域, SBW 的主动转向控制效果最好, 采用滑模控制方法。

2) 测度模式 M_2 : 当 $\{S | -1 < K(S) \leq 0\}$ 时, 其对应特征量属于可拓域, 在此范围内控制性能通常会较差, 但是能够调节此时系统的特征状态, 改变控制输出量, 从而提升控制性能。设计控制器的输出为

$$u(t) = y(t)/k - K_{ci} K(S) \text{sgn}(e) \quad (44)$$

式中, $y(t)$ 即输入的实际横摆角速度 ω_r 与理想横摆角速度 ω_{rd} 偏差 e , k 为控制器增益, K_{ci} 为当前测度模式的控制系数, $K(S)$ 为特征状态关联度, $\text{sgn}(e)$ 为偏差的符号函数。

3) 测度模式 M_3 : 当 $\{S | K(S) \leq -1\}$ 时, 此测度模式下控制器工作于非域内, 系统工作在不稳定区域, 为了减小不稳定区域, 取控制器输出幅值 u_m 为当前模式下控制器的输出值, 即输入线控转向系统的值为补偿后前轮转角的幅值 δ_{fm} 。

综上所述, 可拓滑模控制器输出为

$$u(t) = \begin{cases} u_H & K(S) \geq 0 \\ y(t)/k - K_{ci} \cdot K(S) \cdot \text{sgn}(e) & -1 \leq K(S) < 0 \\ u_m & K(S) \leq -1 \end{cases} \quad (45)$$

3 仿真分析与硬件在环试验

3.1 仿真分析

为了验证可拓滑模控制器对 SBW 主动前轮转向控制的有效性,选取转向盘转角正弦输入工况以及鱼钩工况进行仿真,并与滑模控制以及无控制的仿真结果进行对比分析。可拓控制器部分参数如表 1,线控转向汽车部分参数如表 2 所示。

表 1 可拓控制器部分参数

参数名称	数值
误差 k_1	1
误差变化率加权系数 k_2	1
ω_{rd} 与 ω_r 的偏差 e_{om}	0.2
系统可调的最大偏差 e_m	0.62
ω_{rd} 与 ω_r 的偏差的导数 $\dot{e}_{om}$	0.1
系统可调的最大偏差的导数 $\dot{e}_m$	0.12
当前的控制系数 K_{ci}	1.2
控制器增益 k	1.05
滑模切换函数 η	10.6
指数趋近律函数系数 λ	1.8

表 2 线控转向汽车部分参数

参数名称	数值
整车质量 m / kg	1 274
轮距 d / mm	1 475
质心距前轴距离 l_f / mm	1 010
质心距后轴距离 l_r / mm	1 550
轴距 L / mm	2 560
质心高度 h / mm	650
绕 Z 轴转动惯量 $I / (\text{kg} \cdot \text{m}^2)$	1 523
前、后轮侧向刚度 $C_{yij} (\text{N/rad})$	-82 489.08, -72 707.9
前、后轮纵向刚度 $C_{xij} (\text{kN/m})$	650, 600
转向盘转动惯量 $J_{sw} (\text{kg} \cdot \text{m}^2)$	0.029
转向盘阻尼系数 $B_{sw} (\text{kg} \cdot \text{m}^2/\text{s})$	0.361
转向电机转动惯量 $J_m (\text{kg} \cdot \text{m}^2)$	0.000 87
转向电机阻尼系数 $B_m (\text{kg} \cdot \text{m}^2/\text{s})$	0.000 21
转向电机轴的扭转刚度 $K_m (\text{N} \cdot \text{m/rad})$	176
转向执行电机减速器减速比 G_m	16.5

(1) 转向盘转角正弦输入工况仿真条件:车速为 60 km/h,路面附着系数为 0.85,转向盘转角输入如图 7 所示,仿真结果如图 7~10 所示。

由图 8、9 的仿真结果可知,在转向盘转角正弦输入试验工况下,与无控制、传统的滑模控制相比,本文所设计可拓滑模主动转向控制能将汽车的横摆角速度以及质心侧偏角控制在更小的范围,汽车行

驶稳定性更好。

图 7 转向盘转角曲线

图 8 横摆角速度变化曲线

图 9 质心侧偏角变化曲线

图 10 转向盘转角

(2) 鱼钩工况仿真条件:车速为 60 km/h,路面

附着系数为 0.85, 转向盘转角输入如图 10 所示。

由图 11、12 的仿真结果可知, 在鱼钩试验工况下, 无控制的汽车不能稳定地行驶。SBW 系统主动转向控制策略介入时, 汽车的横摆角速度以及质心侧偏角都得到了有效地控制, 汽车能够稳定的行驶。且可以看出, 可拓滑模控制与传统的滑模控制相比, 横摆角速度与质心侧偏角波动范围较小, 提高了汽车转向行驶的稳定性的。

图 11 横摆角速度变化曲线

图 12 质心侧偏角变化曲线

3.2 硬件在环试验

为了进一步验证和评价所设计的控制器的有效性, 采用基于 CarSim 整车模型的仿真环境, 联合 LabVIEW 进行了硬件在环试验。以装有 SBW 控制器、路感模块(转向盘总成)以及转向模块(转向执行总成)的台架为基础, 搭建了 SBW 硬件在环试验台, 如图 13 所示。上位机采用 PC, 进行 CarSim 环境整车模型和虚拟道路的建立, 以及基于 LabVIEW 的控制程序和人机交互界面的设计等, 并在 PC 机中实时显示车速、横摆角速度、质心侧偏角等参数的变化。下位机采用 NI 公司的 PXI-8840 实时仿真系统, 将编写的算法下载到该下位机的实时系统进行编译运行。同时, 利用数据采集卡 PXI6289 以及 PXI-8512CAN 通讯接口采集并交换转向盘转角、车速、横摆角速度、质心侧偏角等信息, 并将上述数据发送给 SBW 控制器和 PXI 主机。

图 13 线控转向硬件在环试验平台

(1) 转向盘转角正弦输入试验工况。转向盘转角正弦输入试验工况硬件在环试验条件: 车速设置为 60 km/h, 路面附着系数为 0.85, 转向盘转角输入如图 14 所示。

图 14 转向盘转角曲线

由图 15、16 的硬件在环试验结果可以看出, 在转向盘转角正弦输入工况下, 本文所提出的可拓滑模主动转向控制策略能够使 SBW 汽车按照驾驶员输入的正弦工况进行转向行驶, 并且与无控制以及传统滑模控制相比, 其横摆角速度和质心侧偏角均控制在较小的范围, 汽车的行驶稳定性能得到了提升。

图 15 横摆角速度变化曲线

图 16 质心侧偏角变化曲线

(2) 鱼钩工况。鱼钩工况硬件在环试验条件: 路面附着系数设置为 0.85, 车速设置为 60 km/h, 转向盘转角输入如图 17 所示。

图 17 转向盘转角

由图 18、19 的硬件在环试验结果可以看出, 无控制的 SBW 汽车在鱼钩试验工况下处于失稳状态,

图 18 横摆角速度变化曲线

图 19 质心侧偏角变化曲线

此时汽车的横摆角速度与质心侧偏角的值都很大, 而施加 SBW 主动转向控制的汽车能够按转向盘输入的鱼钩工况进行转向行驶。且本文所设计的可拓滑模主动转向控制与传统滑模控制相比, 能够将汽车的横摆角速度与质心侧偏角控制在理想值附近, 有效地改善了汽车的行驶稳定性和安全性。

4 结论

(1) 基于横摆角速度增益不变确定了线控转向系统变角传动比, 在变角传动比前馈控制基础上, 采用了基于汽车横摆角速度反馈的动态校正控制算法, 设计了基于横摆角速度反馈的可拓滑模控制器, 将理想横摆角速度与实际横摆角速度偏差输入控制器, 决策出理想的汽车前轮转角, 使实际的前轮转角跟踪控制器输出的前轮转角, 确保汽车的稳定行驶。

(2) 为了验证本文提出可拓滑模控制器的有效性, 分别在典型工况下进行仿真验证和硬件在环试验, 结果均表明本文设计的基于横摆角速度反馈的可拓滑模控制提高了 SBW 的行驶稳定性。

(3) 本文在对汽车线控主动转向控制时仅考虑了基于横摆角速度反馈的动态校正控制, 后续研究中可以综合考虑基于质心侧偏角的动态校正控制。

参 考 文 献

- [1] 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.
ZHANG Renxie, XIONG Lu, YU Zhuoping. Active steering angle control for intelligent vehicle[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2017, 53(14): 106-113.
- [2] ZHAI P, DCXZASDYU H, LI Z. Bilateral control of vehicle steer-by-wire system with variable gear-ratio[C]// Melbourne, Australia, 2013 8th IEEE Conference on Industrial Electronics and Applications. 2013: 811-815.
- [3] 张乔. 线控转向系统控制策略研究[D]. 武汉: 武汉科技大学, 2012.
ZHANG Qiao. Research on control strategy of steer-by-wire system[D]. Wuhan: Wuhan University of Science and Technology. 2012.
- [4] FAHAMI S M H, ZAMZURI H, MAZLAN S A. Modeling and simulation of vehicle steer by wire system[C]// Kuala Lumpur, Malaysia, 2012 IEEE Symposium on Humanities, Science and Engineering Research, 2012: 765-770.
- [5] ZHANG X, KONG H, WANG H. A composite control

- scheme for automotive steer-by-wire system[C]// Belfast, UK, Proceedings of 2014 International Conference on Modelling, Identification & Control. IEEE, 2014: 237-242.
- [6] 王先耀. 基于滑模控制的线控转向系统稳定性研究[D]. 济南: 山东理工大学, 2012.
- WANG Xianyao. Research on automobile steer by wire system stability based on sliding mode control[D]. Jinan: Shandong University of Technology. 2012.
- [7] 孔慧芳, 朱翔, 王海. 汽车线控转向系统的模糊滑模控制研究[J]. 自动化仪表, 2017, 38(1): 29-33.
- KONG Huifang, ZHU Xiang, WANG Hai. Research on the fuzzy sliding mode control of automobile steer -by-wire system[J]. Process Automation Instrumentation. 2017, 38(1): 29-33.
- [8] WANG C Y, DENG K. ZHAO W Z. Stability control of steer by wire system based on μ , synthesis robust control[J]. Science China Technological Sciences, 2017, 60(1): 16-26.
- [9] WANG H, MAN Z, KONG H. Design and implementation of adaptive terminal sliding-mode control on a steer-by-wire equipped road vehicle[J]. IEEE Transactions on Industrial Electronics, 2016, 63(9): 5774-5785.
- [10] 郑宏宇, 宗长富, 田承伟, 等. 基于理想转向传动比的汽车线控转向控制算法[J]. 吉林大学学报, 2007, 37(6): 1229-1235.
- ZHENG Hongyu, ZONG Changfu, TIAN Chengwei, et al. Control algorithm for steer-by-wire system with ideal steering ratio[J]. Journal of Jilin University, 2007, 37(6): 1229-1235.
- [11] 余志生. 汽车理论[M]. 北京: 机械工业出版社, 2012.
- YU Zhisheng. Automotive theory[M]. Beijing: China Machine Press, 2012.
- [12] 郑宏宇. 汽车线控转向路感模拟与主动转向控制策略研究[D]. 吉林大学, 2009.
- ZHENG Hongyu. Research on road feeling and active steering control strategy for vehicle steer-by-wire system[D]. Jilin University, 2009.
- [13] 刘金琨, 孙富春. 滑模变结构控制理论及其算法研究与进展[J]. 控制理论与应用, 2007, 24(3): 407-418.
- LIU Jinkun, SUN Fuchun. Research and development on theory and algorithms of sliding mode control[J]. Control Theory & Applications. 2007, 24(3): 407-418.
- [14] 杨春燕, 蔡文. 可拓集中关联函数的研究进展[J]. 广东工业大学学报, 2012, 29(2): 7-14.
- YANG Chunyan, CAI Wen. Recent research process independent functions in extension sets[J]. Journal of Guangdong University of Technology, 2012, 29(2): 7-14.
-
- 作者简介: 赵林峰, 男, 1979 年出生, 博士, 副教授, 硕士研究生导师。主要研究方向为汽车动力学与技术。
- 陈无畏, 男, 1951 年出生, 博士, 教授、博士研究生导师。主要研究方向为车辆动力学与控制, 发表论文 200 余篇。
- 王俊, 男, 1991 年出生, 硕士研究生。
- 从光好, 男, 1990 年出生, 硕士研究生。