

DOI:10.3969/j.issn.1001-4551.2019.03.001

基于齿条力估计的线控转向 系统主动跟踪器研究*

章鸣铭, 吴晓东, 许敏*

(上海交通大学机械与动力工程学院, 上海 200240)

摘要:针对智能驾驶线控转向系统的精确转向跟随问题,对线控转向系统的动力学模型建立、外部干扰因素分析及估计补偿、转向跟随控制算法设计等进行了研究。提出了适用于线控转向系统的主动跟踪器,通过实时估计外部齿条力,并进行前馈补偿的方式改善了系统的跟随性能;利用一种基于扩张干扰观测器的齿条力估计方法,将估计结果与鲁棒滑模控制器相结合,设计出了适用于线控转向系统的主动前馈跟踪算法;基于 ISO 汽车转向系统相关测试标准,在不同工况下对算法进行了硬件在环实验验证。研究表明:齿条力估计算法能够实时有效地对外部齿条力进行估计,同时主动跟踪器提升了线控转向系统的转向跟随性能,并且其改善效果在高速大负载工况下更为显著。

关键词:线控转向;跟踪器;齿条力估计;前馈补偿

中图分类号:TH39;U463.4

文献标志码:A

文章编号:1001-4551(2019)03-0229-07

Active tracking controller of steer-by-wire system by rack force estimation

ZHANG Ming-ming, WU Xiao-dong, XU Min

(School of Mechanical Engineering, Shanghai Jiaotong University, Shanghai 200240, China)

Abstract: Aiming at the precise tracking control of steer-by-wire (SBW) system in intelligent vehicles, dynamic modelling of SBW system, external disturbance analysis and estimated compensation and tracking motion controller design were researched. An active tracking controller specified for SBW system was proposed, and a rack force estimator based on an extended disturbance observer was utilized for estimation and compensation, and finally combined with a robust sliding mode controller to obtain the whole design of the active tracking controller of the SBW system. Meanwhile, based on ISO standards for vehicle steering performance test, experiments with different road conditions were done to validate the proposed algorithms. The results indicate that the rack force can be estimated online effectively, and the tracking performance of the steer-by-wire system equipped by the active tracking controller is improved a lot, and the effects stand out especially in large velocity and large load working condition.

Key words: steer-by-wire (SBW); tracking controller; rack force estimation; feed-forward compensation

0 引言

相比于传统的机械系统,线控转向系统方向盘上的管柱和转向机下管柱之间不再有中间机械联接轴,驾驶员的转向角度指令直接通过电气信号线传递给转

向执行机构。

为了实现预期的整车转向性能,要求线控系统的转向执行机构能够快速准确地响应驾驶员转向指令。然而在汽车转向时,轮胎自回正力矩始终存在,使得整车尽可能保持原先的纵向行驶方向。不同路况以及不

收稿日期:2018-10-12

基金项目:国家自然科学基金资助项目(51775331)

作者简介:章鸣铭(1993-),男,江苏南通人,硕士研究生,主要从事智能驾驶线控转向系统方面的研究。E-mail:brucechang@sjtu.edu.cn

通信联系人:许敏,男,教授,博士生导师。E-mail:mxu@sjtu.edu.cn

同行车状态下,轮胎的自回正力矩都不相同,通常是未知并且随机的,具体到线控转向系统,轮胎的自回正力矩以齿条力的形式作用在转向机上。从控制理论的角度来看,随机路况引起的随机外部齿条力会严重弱化系统的转向跟随性能,最终导致整车转向不足。

目前,很多学者都致力于研究改善线控转向系统的转向跟随性能。文献[1-3]首先运用了传统的PID控制器来解决这一问题,但是积分项不可避免地会给系统带来较大的响应超调;GERDES J C 等人^[4]提出了通过对速度以及摩擦进行前馈补偿的方式,来改善系统的响应性能;CETIN A E 等人^[5]引入了在线自适应参数估计器,改进了 GERDES 的前馈补偿控制器,但仍然通过积分项去克服外部齿条力的影响;王海^[6]提出了一种滑模控制器,用来提高算法的鲁棒性,但其专注于参数不确定性以及模型不确定性的研究,其后续的研究是通过设计不同的滑模结构来进一步提升算法的鲁棒性以及收敛的快速性^[7-8],但仅将齿条力简单地视为一个不确定项而没有给予太多关注;文献[9]提出了一种干扰抑制控制器,用于克服稳态工况下的齿条力,但该算法的鲁棒性没有得到验证;其他一些智能控制器也被广泛研究^[10-12],但算法的复杂性并不适用于工程应用。

类似于主动悬架系统的概念,如果外部齿条力输入可以被估计,并得到补偿,那么线控转向系统的跟随性能将得到大幅提升。因此,本文将首次提出基于齿条力估计的线控转向系统主动跟踪器设计的概念。该主动跟踪器以鲁棒滑模控制器为主体,同时采用估计算法对齿条力进行实时估计,并将估计出来的齿条力结果对鲁棒滑模控制器进行前馈补偿。

1 线控转向系统模型

1.1 线控转向系统架构

线控转向系统主要由两个独立的模块组成:负责路感模拟的方向盘管柱模块和负责转向跟随的转向执行模块。

线控转向系统架构如图 1 所示。

驾驶员的转向角度指令以及路感反馈均通过模块间的双向电信号线进行传递。为了获得预期的整车转向性能,转向执行机构应当能够实现对方向盘转角输入指令快速准确的跟随响应,转向跟随控制是线控转向系统研究的核心问题。

1.2 线控转向系统动力学模型

根据之前对于整车转向系统动力学模型的研

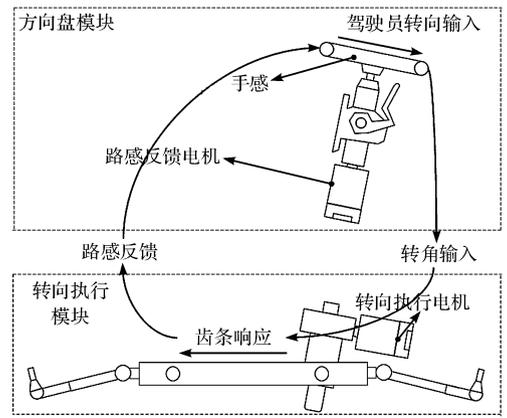


图 1 线控转向系统架构

究^[13],可将转向执行机构视为刚性传动系统。基于这一假设,各零部件的惯量都可被等效到转向机的下转向管柱的轴线上,从而转向执行机构可以被描述成一个二阶系统,其动力学微分方程如下:

$$\begin{aligned} J\ddot{\theta} + B\dot{\theta} + g(\theta, t) + \tau_f + i_{rc} \cdot F_{\text{rack}} &= i_{mc} \cdot \tau_m \\ J &= J_c + i_{gc}^2 J_{\text{gear}} + i_{gc}^2 J_m + i_{rc}^2 M_{\text{rack}} \\ B &= B_c + i_{gc}^2 B_{\text{gear}} + i_{gc}^2 B_m + i_{rc}^2 B_{\text{rack}} \end{aligned} \quad (1)$$

式中: J —系统等效转动惯量; B —系统的等效粘滞摩擦系数; $g(\theta, t)$ —系统的模型不确定性; τ_f —系统摩擦力矩; F_{rack} —外部施加在转向拉杆上的齿条力; τ_m —电机的输出力矩; i_{rc} —从转向机齿条到转向管柱轴线的广义传动比; i_{mc} —从电机输出轴到转向管柱轴线的减速比; θ —转向管柱轴的角度; M_{rack} —齿条的质量; J_c —下转向管柱惯量; J_m —电机输出轴惯量; J_{gear} —齿轮机构的转动惯量; B_c —转向管柱粘滞摩擦系数; B_m —电机粘滞摩擦系数; B_{gear} —齿轮机构粘滞摩擦系数; B_{rack} —齿条粘滞摩擦系数。

对于动态系统,外部干扰以及建模的假设条件会导致系统参数的不确定性。例如:由于外部负载的变化所导致的转向系统机械结构的轻微变形,以及温度的变化所导致的润滑特性的变化,都会使得参数扰动现象发生,并且存在于整个运动过程当中。基于本文之前的研究^[14],参数是有界的,从而式(1)中的等效转动惯量以及粘滞摩擦系数满足以下边界约束:

$$\begin{aligned} |J - J_0| &\leq \Delta J \\ |B - B_0| &\leq \Delta B \end{aligned} \quad (2)$$

式中: J_0, B_0 —系统参数的名义值。

为了方便后续算法的设计和推导,本文将系统摩擦力矩项 τ_f ,模型不确定性项 $g(\theta, t)$ 和齿条力项 $i_{rc} \cdot F_{\text{rack}}$ 三者之和视为广义齿条力 $d(t)$,并假设 $d(t)$ 为光滑变量且一阶微分有界,则系统的动力学方程可以简洁地表达如下:

$$\dot{\theta} = -p_1\theta + p_2\tau_m - p_3d \quad (3)$$

其中: $p_1 = B/J$; $p_2 = i_{mc}/J$; $p_3 = 1/J$ 。同时, p_1, p_2 和 p_3 都满足以下边界条件:

$$\begin{aligned} |p_1 - p_{10}| &< \Delta p_1 \\ |p_2 - p_{20}| &< \Delta p_2 \\ |p_3 - p_{30}| &< \Delta p_3 \end{aligned} \quad (4)$$

定义状态变量为 $x_1 = \theta, x_2 = \dot{\theta}$,从而可以得到系统的状态方程如下:

$$\begin{cases} \dot{x} = Ax + Bu + Ed \\ y = Cx \end{cases} \quad (5)$$

其中: $A = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ 0 & -p_1 \end{bmatrix}$; $B = \begin{bmatrix} 0 \\ p_2 \end{bmatrix}$; $C = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix}$; $E = [0 \quad -p_3]^T$ 。

2 控制器设计

为了获得期望的转向性能,需要对线控转向系统的转向执行机构进行闭环控制。由于整车轮胎的动力学特性较为复杂,尤其是当系统受到未知的外部干扰时,线控转向系统很难实现精确的跟随控制。由于转向拉杆上所受的齿条力,系统的内部摩擦以及模型的不确定性都会弱化系统的转向跟随性能,如前文所述,本文将这3者之和视为广义齿条力处理。如果该广义齿条力能够被实时估计,则跟随控制器可将该估计结果作为前馈项进行补偿,以提升转向跟随性能。

本节首先设计了估计算法用于估计广义齿条力,在此基础上,以鲁棒滑模控制器为载体,提出了适用于线控转向系统的主动跟踪器,并给出了算法的稳定性证明。

主动跟踪器的算法架构如图2所示。

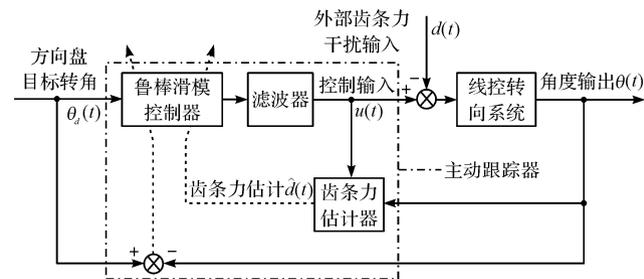


图2 主动跟踪器算法架构

2.1 齿条力估计器设计

本文针对线控转向系统的特点,同时借鉴了文献[15-16]对于扩展干扰观测器的研究,提出了齿条力估计算法用于估计广义齿条力。如前文所述,广义齿条力 $d(t)$ 为光滑变量,且微分有界。现引入辅助变量 $z = d(t)$,并建立相应的齿条力估计器如下:

$$\begin{cases} \dot{\hat{x}}_1 = \hat{x}_2 + \beta_1 \cdot (x_1 - \hat{x}_1) \\ \dot{\hat{x}}_2 = -p_1\hat{x}_2 + p_2\tau_m - p_3z + \beta_2 \cdot (x_1 - \hat{x}_1) \\ \dot{\hat{z}} = \beta_3 \cdot (x_1 - \hat{x}_1) \end{cases} \quad (6)$$

式中: $\beta_1, \beta_2, \beta_3$ —待设计的反馈增益函数。

为了保证估计器的稳定性,本文将反馈函数构造成如下等式:

$$\beta_1 = \frac{\kappa_1}{\delta}, \beta_2 = \frac{\kappa_2}{\delta^2}, \beta_3 = \frac{\kappa_3}{\delta^3} \quad (7)$$

式中: $\kappa_1, \kappa_2, \kappa_3, \delta$ —待设计的正反馈增益。

根据式(6,7),当 δ 取值较小时,齿条力估计器为高增益误差反馈系统,即估计系统的动态特性远高于实际物理系统,从而保证了估计器的快速收敛性。同时,该估计器的输入只有电机输出力矩和转向轴角度,无需角速度信号,与实际的线控转向系统传感器接口相匹配。该齿条力估计器优点明显:其输入变量少,且收敛速度快,可有效运用于强调实时性的转向跟随控制;同时,该齿条力估计器衍生的速度估计信号可与实际角度直接微分得到的速度信号进行比对,以验证估计器的有效性。

2.2 主动跟踪器设计

本文在鲁棒滑模控制器设计的基础上,利用齿条力估计器的输出对其进行前馈补偿,最终建立了线控转向系统的主动跟踪器。现定义转角输入指令为 θ_d ,则跟踪误差可表示为 $e = \theta_d - \theta$,系统的误差微分方程可表示为:

$$\dot{e} = \dot{\theta}_d - \dot{\theta} = \dot{\theta}_d + p_1\theta - p_2\tau_m + p_3d \quad (8)$$

定义滑模变量为:

$$s = \dot{e} + \Lambda e \quad (9)$$

式中: $\Lambda > 0$ —待设计参数。

将式(9)代入式(8),可得到关于滑模变量 s 的微分方程:

$$\dot{s} = \dot{e} + \Lambda e = \dot{\theta}_d + \Lambda e + p_1\theta - p_2\tau_m + p_3d =$$

$$p_2 \left(\begin{bmatrix} 1 & p_1 & p_3d \\ p_2 & p_2 & p_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{\theta}_d + \Lambda e \\ \theta \\ 1 \end{bmatrix} - \tau_m \right) = p_2 [W^T \varphi(x) - \tau_m] \quad (10)$$

该方程实现了降阶,有助于下文算法的设计和推导,也有助于后续控制器的稳定性证明。根据式(10),系统的理想的控制输入应当设计为 $\tau_m = W^T(x)$ 。然而,由于系统中存在干扰以及参数扰动现象,需要设计误差反馈环来抑制扰动对控制器性能的影响,将主动跟踪器构造为以下等式:

$$\tau_m = \hat{W}^T \varphi(x) + k_s s \quad (11)$$

式中: $\hat{W}^T = [1 \quad p_1 \quad p_3 \hat{d}] / p_2$; k_s —反馈增益。

2.3 算法稳定性证明

2.3.1 齿条力估计器稳定性证明

现定义齿条力估计器的误差向量为 Γ 为:

$$\Gamma = [\gamma_1 \quad \gamma_2 \quad \gamma_3]^T = \begin{bmatrix} x_1 - \hat{x}_1 & x_2 - \hat{x}_2 & z - \hat{z} \end{bmatrix}^T \quad (12)$$

将式(11,12)代入式(10)可得:

$$\begin{cases} \delta \dot{\gamma}_1 = \frac{\dot{x}_1 - \dot{\hat{x}}_1}{\delta} = \frac{1}{\delta} \left[(x_2 - \hat{x}_2) + \frac{\kappa_1}{\delta} (x_1 - \hat{x}_1) \right] = \\ -\kappa_1 \frac{x_1 - \hat{x}_1}{\delta^2} + \frac{x_2 - \hat{x}_2}{\delta} = -\kappa_1 \gamma_1 + \gamma_2 \\ \delta \dot{\gamma}_2 = \dot{x}_2 - \dot{\hat{x}}_2 = -p_1 x_2 + p_2 \tau_m - p_3 z - \\ \left[-p_1 \hat{x}_2 + p_2 \tau_m - p_3 \hat{z} + \frac{\kappa_2}{\delta^2} (x_1 - \hat{x}_1) \right] = \\ -\kappa_2 \frac{x_1 - \hat{x}_1}{\delta^2} + p_1 (x_2 - \hat{x}_2) - p_3 (z - \hat{z}) = \\ -\kappa_2 \gamma_1 - p_1 \delta \gamma_2 - p_3 \gamma_3 \\ \delta \dot{\gamma}_3 = \delta (\dot{z} - \dot{\hat{z}}) = \delta \left[\dot{z} - \frac{\kappa_3}{\delta^3} (x_1 - \hat{x}_1) \right] = \\ -\kappa_3 \frac{x_1 - \hat{x}_1}{\delta^2} + \delta \dot{z} = -\kappa_3 \gamma_1 + \delta \dot{d} \end{cases} \quad (13)$$

基于以上的误差项微分形式推导,可以建立估计器的误差动态方程为:

$$\delta \dot{\Gamma} = \mathbf{A}_e \Gamma + \delta \mathbf{B}_e \dot{d} \quad (14)$$

式中: $\mathbf{A}_e = \begin{bmatrix} -\kappa_1 & 1 & 0 \\ -\kappa_2 & -p_1 \delta & -p_3 \\ -\kappa_3 & 0 & 0 \end{bmatrix}$ —估计器的误差系

统矩阵; $\mathbf{B}_e = [0 \quad 0 \quad 1]$ —激励矩阵。

由于系统参数 p_1 和 p_2 已知且有界,当选择合适的反馈增益 $\kappa_1, \kappa_2, \kappa_3$ 和 δ 时,估计器的误差系统矩阵 \mathbf{A}_e 总能满足赫尔维兹条件。因此,对于任意给定的正定矩阵,总能找到另一正定矩阵 \mathbf{Q} 满足以下李雅普诺夫方程:

$$\mathbf{A}_e^T \mathbf{X} + \mathbf{X} \mathbf{A}_e = -\mathbf{Q} \quad (15)$$

定义齿条力估计器的李雅普诺夫函数为 $V_{EDO} = \delta \Gamma^T \mathbf{X} \Gamma$, 则:

$$\begin{aligned} \dot{V}_{EDO} &= \delta \dot{\Gamma}^T \mathbf{X} \Gamma + \delta \Gamma^T \mathbf{X} \dot{\Gamma} = \\ &(\mathbf{A}_e \Gamma + \delta \mathbf{B}_e \dot{d})^T \mathbf{X} \Gamma + \Gamma^T \mathbf{X} (\mathbf{A}_e \Gamma + \delta \mathbf{B}_e \dot{d}) = \\ &\Gamma^T (\mathbf{A}_e^T \mathbf{X} + \mathbf{X} \mathbf{A}_e) \Gamma + 2\delta \Gamma^T (\mathbf{X} \mathbf{B}_e) \dot{d} \leq \\ &-\Gamma^T \mathbf{Q} \Gamma + 2\delta \|d\| \cdot \|\mathbf{X} \mathbf{B}_e\| \cdot \|\Gamma\| \leq \\ &-\lambda_{\min}(\mathbf{Q}) \|\Gamma\|^2 + 2\delta \zeta \|\mathbf{X} \mathbf{B}_e\| \cdot \|\Gamma\| \quad (16) \end{aligned}$$

根据式(16)可得到该齿条力估计器的稳定性条件为:

$$\|\Gamma\| \leq \frac{2\delta \zeta \|\mathbf{X} \mathbf{B}_e\|}{-\lambda_{\min}(\mathbf{Q})} \quad (17)$$

通过调节反馈增益 δ , 总能够满足上述的稳定性条件。由式(16,17)可知,误差向量 Γ 的收敛速度与 δ 有关。根据奇异摄动系统理论^[17], 误差动态方程为实际物理系统中的快变子系统, $\|\Gamma\|$ 为关于 δ 的高阶无穷小,随着 δ 的减小,观测误差将逐渐趋向于零,并且 δ 越小,收敛速度越快。

2.3.2 主动跟踪器稳定性证明

为了证明本文提出的主动跟踪器的稳定性,定义其李雅普诺夫函数为:

$$V_{ATC} = \frac{1}{2} s^2 \quad (18)$$

从而可以得到:

$$\begin{aligned} \dot{V}_{ATC} &= \dot{s}s = p_2 s [(\mathbf{W} - \hat{\mathbf{W}})^T \varphi(x) - k_s s] \\ &= p_2 [-k_s s^2 + s \tilde{\mathbf{W}}^T \varphi(x)] \quad (19) \end{aligned}$$

式中: $\tilde{\mathbf{W}}^T$ —估计误差矩阵。

由于参数 p_1 和 p_2 以及 d 均有界,可得估计误差项 $\tilde{\mathbf{W}}^T \varphi(x)$ 有界,假设其满足 $\tilde{\mathbf{W}}^T \varphi(x) \leq \Delta_w$, 则式(19)可表达为不等式:

$$\begin{aligned} \dot{V}_{ATC} &\leq p_2 \left[-k_s s^2 + \frac{1}{2} (s^2 + \Delta_w^2) \right] = \\ &-p_2 \left[(2k_s - 1) V_{ATC} + \frac{1}{2} \Delta_w^2 \right] \quad (20) \end{aligned}$$

不等式(20)的解如下:

$$\begin{aligned} V_{ATC}(t) &\leq e^{-p_2(2k_s-1)(t-t_0)} V_{ATC}(t_0) + \\ &\frac{p_2 \Delta_w^2}{2} \int_{t_0}^t e^{-p_2(2k_s-1)(t-\tau)} d\tau = \\ &e^{-p_2(2k_s-1)(t-t_0)} V_{ATC}(t_0) + \\ &\frac{\Delta_w^2}{4k_s - 2} (1 - e^{-p_2(2k_s-1)(t-t_0)}) \quad (21) \end{aligned}$$

当 $k_s > 0.5$ 时:

$$\lim_{t \rightarrow +\infty} V_{ATC}(t) \leq \frac{\Delta_w^2}{4k_s - 2} \quad (22)$$

当 $t \rightarrow +\infty$ 时,主动跟踪器的李雅普诺夫函数指数收敛到 $\Delta_w^2 / (4k_s - 2)$, 其收敛速度取决于反馈增益。

3 硬件在环实验验证

3.1 硬件在环实验台架设计

为了验证和评价主动跟踪器对于线控转向系统的转向跟随性能的提升,本文在实验台架上进行了系列实验。

线控转向系统实验台架如图3所示。

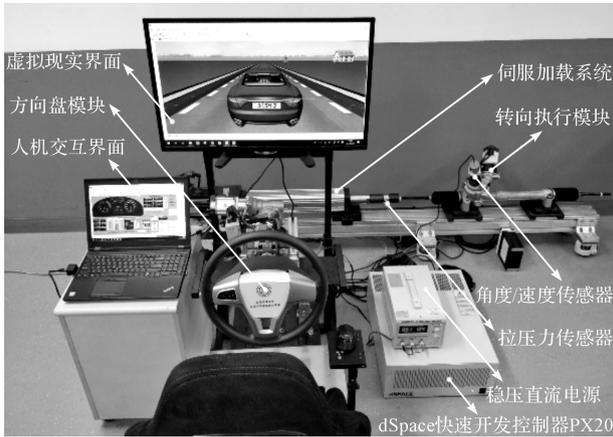


图3 线控转向系统实验台架

该实验台架包括了方向盘模块、转向执行模块以及伺服加载系统。方向盘模块以及转向执行模块的动力单元均为伺服电机。伺服加载系统由电动伺服缸根据转向工况在线模拟齿条力,并提供相应的负载阻力。

本文使用 dSpace 公司的快速开发原型 PX20 作为系统主控制器,算法模型在 Matlab/Simulink 中搭建,各模块与主控制器通过 CAN 总线进行通讯,系统的采样周期为 10 ms。

线控转向系统的相关参数如表1所示。

表1 线控转向系统参数

符号	值	单位
J	0.14	$\text{Kg} \cdot \text{ms}^2$
B	0.8	$\text{N} \cdot \text{s}$
τ_f	3	$\text{N} \cdot \text{m}$
i_{mc}	26.15	
i_{rc}	$8e-3$	m/rad

线控转向控制器相关设计参数如表2所示。

表2 线控转向控制器设计参数

参数	值	参数	值
$[\beta_1 \ \beta_2 \ \beta_3 \ \delta]$	[6 11 6 0.1]	K_p	20
λ	5	K_i	0.01
K_s	100	K_d	5

3.2 硬件在环实验

本小节将通过硬件在环实验验证齿条力估计器与主动跟踪器的有效性。为了模拟真实的驾驶工况,该硬件在环实验同时包括了稳态工况以及极限恶劣工况。编织实验[18-19]和瞬态实验为两种低速小负载的道路转向测试,直角转向实验为高速大负载的道路转向测试^[20]。

不同转向工况的硬件在环实验工况特征参数如表3所示。

表3 硬件在环实验工况特征参数

特征参数	编织工况	瞬态工况	直角转向工况
最大转角/deg	40	45	540
最大角速度/(deg · s ⁻¹)	10	5s	800
最大齿条力/N	1 000	800	9 000
最大齿条力梯度/(N · s ⁻¹)	640	300	1.7e5
平均虚拟车速/(km · h ⁻¹)	100	100	25

实际实验中,受限于硬件台架的客观因素限制,为了获得精确的齿条力估计结果,需要将干扰观测器的输出进行去摩擦标定。本文将系统摩擦视为库伦摩擦处理,最终得到了各个工况下的齿条力估计结果。

编织工况下的齿条力估计效果如图4所示。

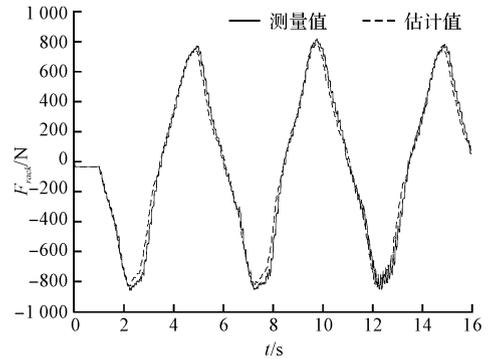


图4 编织工况下的齿条力估计效果

瞬态工况下的齿条力估计效果如图5所示。

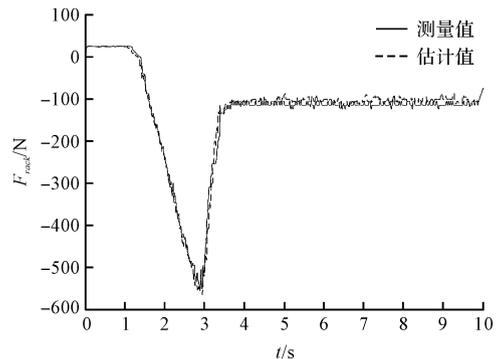


图5 瞬态工况下的齿条力估计效果

直角转向工况下的齿条力估计效果如图6所示。

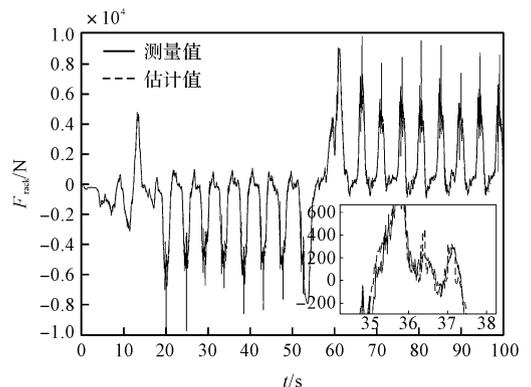


图6 直角转向工况下的齿条力估计效果

同时,为了验证主动跟踪器对转向跟随控制效果的改善,本文使用了先前研究的参数自适应前馈控制器进行了对比实验^[14]。

编织工况下的转向跟随曲线如图 7 所示。

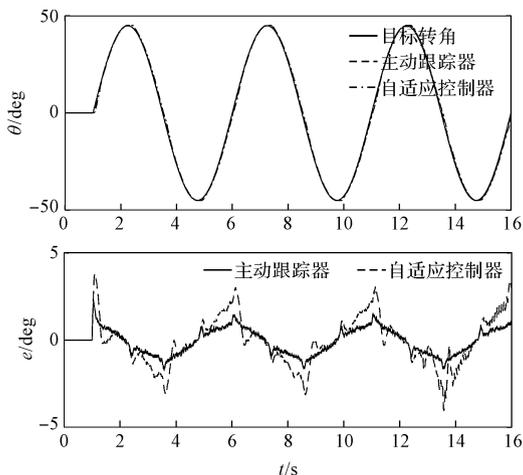


图 7 编织工况下的转向跟随曲线

瞬态工况下的转向跟随曲线如图 8 所示。

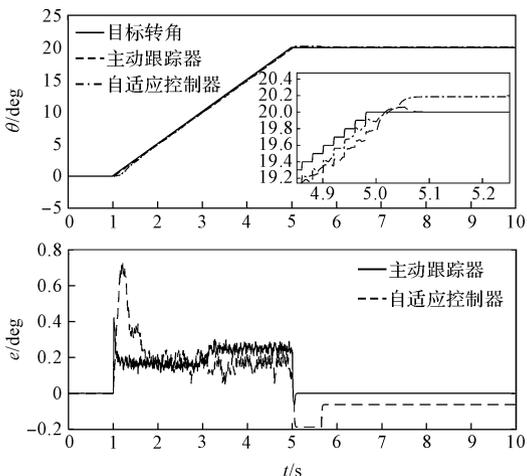


图 8 瞬态工况下的转向跟随曲线

直角转向工况下的转向跟随曲线如图 9 所示。

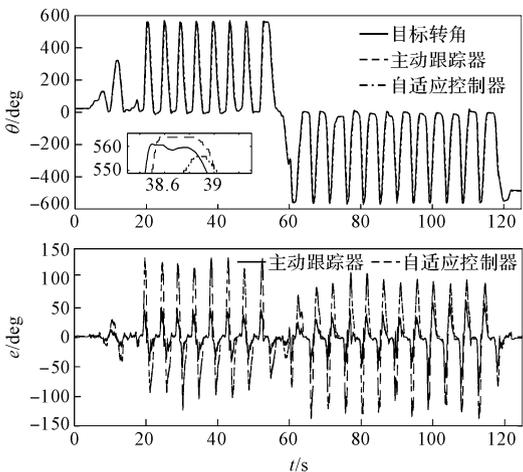


图 9 直角转向工况下的转向跟随曲线

3.3 实验结果分析

本节的硬件在环实验对齿条力估计器和主动跟踪器进行了较为全面的验证。编织实验和瞬态实验是两个典型的中心区操稳性实验工况,代表了大多数实际工况下的驾驶操作;直角转向实验代表了紧急情况下的极限驾驶操作;比利时路谱工况同样是恶劣驾驶工况,表征了汽车行驶通过碎石颠簸路面的驾驶操作,此时外部负载高频振动,要求线控转向系统具有较好的抗干扰能力。实验结果表明:齿条力估计器能够实现对外部齿条力的有效估计,主动跟踪器能够实现目标转角准确有效的跟踪。

编织工况估计曲线和瞬态工况估计曲线表明:齿条力估计结果逼近实际测量值,说明本文使用的基于刚性假设的线控转向系统的二阶动力学模型,对于齿条力估计算法具有足够的保真度。图 6 直角转向工况估计曲线表明:齿条力估计误差在拐点处会变大,这是由于当伺服电机工作在高转速大负荷工况下时,激励出了系统模型的高阶非线性部分,模型不确定性增加,从而误差变大。

编织工况跟随曲线、瞬态工况跟随曲线以及直角转向工况跟随曲线不仅给出了主动跟踪器对目标转角的跟随结果,而且通过参数自适应前馈控制器的跟随曲线提供了对比参照。

相比于参数自适应前馈控制器,主动跟踪器不仅具有滑模控制器的鲁棒性,同时能够对外部齿条力进行主动前馈补偿,因而表现出了更好的跟随效果,其优越性在高转速大负载的极限工况下更为明显。

4 结束语

本文提出了主动跟踪器设计概念,改善了线控转向系统的转向跟随性能。首先,基于干扰观测器的概念,本文设计了适合于线控转向系统的齿条力估计器,该齿条力估计器在硬件在环实验中表现出良好的估计性能;在此基础上,利用齿条力估计器的估计结果,本文对鲁棒滑模控制器进行了前馈补偿,建立了主动跟踪器;相比于基于 PID 的控制器算法设计,本文提出的主动跟踪器能够实现不同工况下对目标转角精确有效地跟踪,尤其在高速大负载工况下能够表现出更优的跟踪效果。

不足的是,本文使用了简化的库仑摩擦模型来表征线控转向系统的摩擦,一定程度上牺牲了系统模型的保真度,也影响了估计器的估计准确度,因此,未来需要建立更精确的摩擦模型以改善最终实验结果;另

一方面,受限于单轴伺服电缸加载系统的动态特性,伺服加载系统很难真正模拟出实际工况下转向拉杆复杂的动力学特性,在未来工作中,转向系统的建模以及控制算法的设计当中,笔者将把复杂的轮胎动力学模型考虑进去,以期获得更好的系统转向跟随性能。

参考文献 (References):

- [1] OH S W, CHAE H C, YUN S C, et al. The design of a controller for the steer-by-wire system[J]. **JSME International Journal Series C Mechanical Systems, Machine Elements and Manufacturing**, 2004,47(3):896-907.
- [2] AMBERKAR S, BOLOURCHI F, DEMERLY J, et al. A control system methodology for steer by wire systems[R]. Washington:SAE Technical Paper, 2004.
- [3] 王 祥. 汽车线控转向系统双向控制及变速传动比特性研究[D]. 长春:吉林大学汽车工程学院,2013.
- [4] YIH P, GERDES J C. Modification of vehicle handling characteristics via steer-by-wire[J]. **IEEE transactions on control systems technology**,2005,13(6):965-976.
- [5] CETIN A E, ADLI M A, BARKANA D E, et al. Implementation and development of an adaptive steering-control system[J]. **IEEE Transactions on vehicular technology**, 2010,59(1):75-83.
- [6] WANG H, MAN Z, SHEN W, et al. Robust control for steer-by-wire systems with partially known dynamics [J]. **IEEE Transactions on Industrial Informatics**, 2014, 10(4):2003-2015.
- [7] WANG H, KONG H, MAN Z, et al. Sliding mode control for steer-by-wire systems with AC motors in road vehicles [J]. **IEEE transactions on Industrial Electronics**, 2014, 61(3):1596-1611.
- [8] 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(1):29-33.
- [9] RODRIGUEZ-ANGELES A, GARCIA-ANTONIO J A. Active disturbance rejection control in steering by wire haptic systems[J]. **ISA transactions**,2014,53(4):939-946.
- [10] NWAGBOSO C O, OUYANG X, MORGAN C. Development of neural-network control of steer-by-wire system for intelligent vehicles [J]. **International Journal of Heavy Vehicle Systems**, 2002,9(1):1-26.
- [11] 陈辛波,罗 杰,杭 鹏,等. 某新型线控转向系统的自适应模糊滑模控制[J]. **汽车工程**,40(5):568-574.
- [12] DANKERT J, DREYER S, ECKSTEIN L. Intelligent and safe components for steer-by-wire control-sidesticks as a smart actor[C]. AmE 2017-Automotive meets Electronics, 8th GMM-Symposium, Frankfurt,2017.
- [13] FANKEM S, WEISKIRCHER T, MÜLLER S. Model-based rack force estimation for electric power steering[J]. **IFAC Proceedings Volumes**, 2014,47(3):8469-8474.
- [14] ZHANG M, WU X, XU M. Adaptive feedforward control of the steer-by-wire system based on the online parameter estimator[C]. 2016 IEEE International Conference on Robotics and Biomimetics, New York, 2016.
- [15] HAN J. FROM PID to active disturbance rejection control [J]. **IEEE transactions on Industrial Electronics**, 2009,56(3):900-906.
- [16] 韩京清. 自抗扰控制器及其应用[J]. **控制与决策**,1998, 13(1):19-23.
- [17] KHALIL H K. Nonlinear systems[J]. **Prentice-Hall, New Jersey**, 1996,2(5):5-1.
- [18] ISO 13674-12003. Road vehicles-test method for the quantification of on-center handling-Part 1: weave test[S]. Geneva: ISO,2003.
- [19] ISO 13674-12006. Road vehicles-test method for the quantification of on-center handling-Part 2: transition test[S]. Geneva: ISO,2006.
- [20] GB/T 6323-2014. 汽车操纵稳定性实验方法[S]. 北京:中国标准出版社,2014.

[编辑:张 豪]

本文引用格式:

章鸣铭,吴晓东,许 敏. 基于齿条力估计的线控转向系统主动跟踪器研究[J]. **机电工程**,2019,36(3):229-235.

ZHANG Ming-ming, WU Xiao-dong, XU Min. Active tracking controller of steer-by-wire system by rack force estimation[J]. **Journal of Mechanical & Electrical Engineering**, 2019,36(3):229-235.

《机电工程》杂志: <http://www.meem.com.cn>