

无人驾驶模式下电液复合转向系统高鲁棒性控制策略

施国标 周倩 王帅 鞠程赞
(北京理工大学机械与车辆学院, 北京 100081)

摘要: 针对重型车辆电液复合转向系统(Electro-hydraulic hybrid steering system,EHHS)无人驾驶模式下的转向跟踪控制问题,首先建立了考虑EHHS系统参数不确定性及外界干扰影响的转向系统完整非线性动力学模型;然后提出了一种自适应双闭环转向跟踪控制策略,外控制环设计参数自适应率,以有效适应模型参数摄动,采用改进滑模控制计算期望转向力矩,内控制环则利用PI控制转向电机电流,实现对期望转向力矩跟踪;最后利用Matlab/Simulink对EHHS系统模型以及提出的控制策略进行仿真验证。结果表明,提出的自适应控制可有效缩短EHHS系统转角跟踪阶跃响应反应时间,降低转向轮角度跟踪误差,并保证转角跟踪精度不受系统参数摄动的影响,有效提高了EHHS系统无人驾驶模式下的转向跟踪控制性能。

关键词: 复合转向系统;滑模控制;参数自适应;转角跟踪策略;无人驾驶模式

中图分类号: U463.4 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2019)12-0395-08

High Robust Control Strategy for Electro-hydraulic Hybrid Steering System in Unmanned Mode

SHI Guobiao ZHOU Qian WANG Shuai JU Chengyun
(School of Mechanical Engineering, Beijing Institute of Technology, Beijing 100081, China)

Abstract: The electro-hydraulic hybrid steering system (EHHS) was applied to the heavy vehicle, which had the steering angle tracking problem when working in the unmanned mode. In order to solve this problem and improve angle tracking performance, a complete nonlinear EHHS dynamic model was established, considering the parameter uncertainty and external disturbance. Based on the model, an adaptive double-closed-loop angle tracking control strategy was proposed, in the external control loop, the parameter adaption law was designed to solve the parameter perturbation problem, and the improved sliding mode control strategy was used to calculate the desired steering torque; in the internal control loop, the PI controller was used to control the current of the steering motor to track the desired steering torque produced by the external control loop, and completed the steering operation finally. The EHHS model and proposed control strategy were built and simulated in Matlab/Simulink to compare the control effect of the new controller and the general linear controller. The results of the simulation verified that the control strategy proposed can effectively shorten the angle tracking response time of the EHHS system, which would remarkably reduce the steering angle tracking error under various operating conditions and ensured the tracking accuracy was not influenced when the system parameter was perturbed, and effectively improved the steering angle tracking performance of EHHS system in unmanned mode.

Key words: hybrid steering system; sliding mode control; parameter adaptation; angle tracking strategy; unmanned mode

0 引言

无人驾驶已成为车辆领域的研究热点,无人车辆转向系统电动化是实现无人驾驶的重要一环。虽

然乘用车电动化转向系统,如电动助力转向(EPS)^[1]、线控转向系统(SBW)^[2],已得到了大量应用,但前轴载荷较大的车辆仍然采用液压助力转向系统(HPS)。传统HPS不具备主动转向功能,无

法应用于无人车辆^[3]。近些年来,一种融合液压助力转向和电动助力转向(EPS)的电液复合转向系统(Electro-hydraulic hybrid steering system, EHHS)为无人重型车转向系统电动化提供了理想解决方案^[4]。与其他转向系统相比,该 EHHS 转向系统既有驾驶员操纵模式,又有无人驾驶模式,在驾驶员操纵模式下具有节能、随速助力、主动回正等优点^[5]。

目前对 EHHS 系统的研究主要集中在驾驶员操纵模式下的系统参数优化^[6]、高速行驶稳定性^[7]、理想转向手感控制策略^[8]等方面。而 EHHS 系统用于无人重型车的关键技术是转向角度位置跟踪控制策略,尚未见相关文献报道。当 EHHS 系统在无人驾驶模式时,转向系统对给定理想转角的跟踪效果直接影响车辆路径跟踪效果及整车操纵稳定性^[9],对驾驶安全有很大的影响,因此要求系统能快速、准确地跟踪期望转角。而 EHHS 系统具有较强的非线性,且转向执行过程存在参数扰动,并易受

外界干扰影响,采用一般线性控制会存在较大的转角跟踪误差,转角跟踪实时性及对外界扰动的鲁棒性较差^[10]。

本文建立考虑系统参数不确定性和外界干扰的转向系统完整非线性动力学模型,设计一种自适应双闭环结构的转角跟踪控制策略,在 Matlab/Simulink 环境下进行阶跃、正弦、斜坡控制信号的仿真试验,以验证控制策略。

1 转向系统分析及建模

EHHS 系统的工作原理如图 1 所示。在无人驾驶模式时,驾驶员输入方向盘扭矩 T_h 为 0, EPS 模块的控制器(ECU)接收转向轮理想转角信号,控制电机输出转向力矩 T_a 。力矩 T_a 作用在 HPS 模块的转阀扭杆上端使转阀开启,油液流经转阀开口输入液压缸产生液压助力带动转向横拉杆输出左右拉力,使转向轮转动。

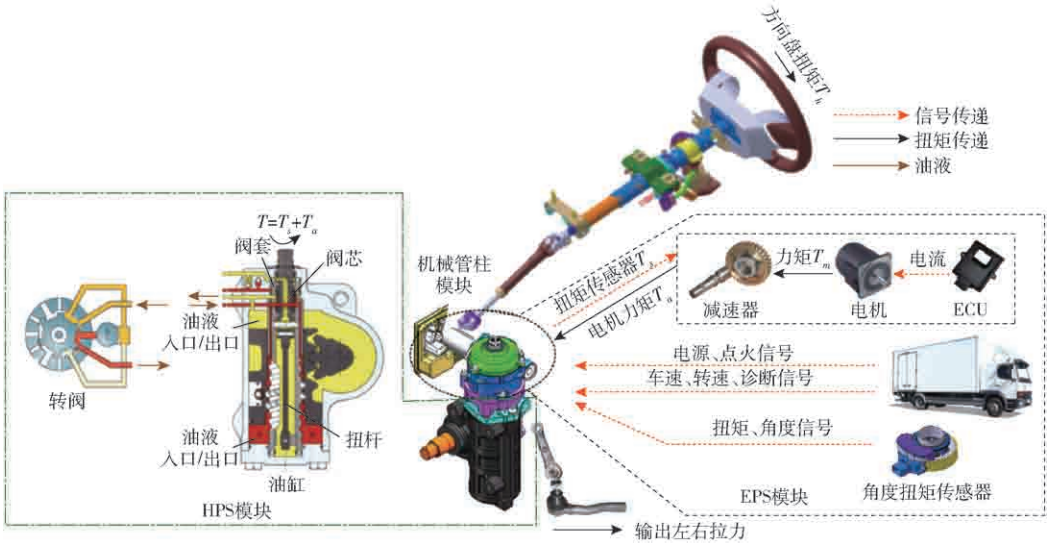


图 1 EHHS 转向系统工作原理图
Fig. 1 Schematic of EHHS system

EPS 模块输出的电机力矩 T_a 和 HPS 模块输出的液压助力 F_L 共同作用克服转向阻力 T_r 和转向系统内部摩擦力 T_f 以实现前轮转向,建立转向动力学模型为

$$\frac{r_w i_p \eta}{2 r \tan(\alpha + \rho_k)} T_a + r_w i_p \eta F_L - T_r - T_f = (I_w + m i_w i_p \eta r_w^2) \ddot{\delta} + (C_w + C_r m i_w i_p \eta r_w^2) \dot{\delta} \quad (1)$$

- 式中 δ ——前轮转角
 r_w ——齿扇半径
 i_p ——转向传动机构力传动比
 η ——转向传动机构的效率
 r ——螺杆半径
 α ——螺杆螺旋滚道的导程角

- ρ_k ——螺杆螺母副换算摩擦角
 I_w ——前轮及其固连模块绕主销的转动惯量
 m ——螺母及其固连部分的质量
 C_w ——转向系阻尼系数
 C_r ——活塞的阻尼系数
 i_w ——转向传动机构角传动比

为后续便于建立模型及设计控制器,将式(1)进行变换可得

$$M_n T_a + T_L - T_r - T_f = P_n \ddot{\theta}_L + Y_n \dot{\theta}_L \quad (2)$$

其中

$$M_n = \frac{r_w i_p \eta}{2 r \tan(\alpha + \rho_k)}$$
$$P_n = (I_w + m i_w i_p \eta r_w^2) \frac{t}{2 \pi i_w r_w}$$

$$Y_n = (C_w + C_r m i_w i_p \eta r_w^2) \frac{t}{2 \pi i_w r_w} \quad T_L = r_w i_p \eta F_L$$

式中确定了转向系统机械结构 M_n 为定值,此外参数 $0 < P_n \leq P_{\max}, 0 < Y_n \leq Y_{\max}$ 为有界值。

考虑系统参数不确定性、外部干扰,以及液压助力系统、路面阻力及转向系统内部摩擦引入的非线性,可得二阶非线性系统为

$$M_n T_a + T_L - T_r - T_f - \Delta_{un} = (\hat{P}_n + \Delta P_n) \ddot{\theta}_L + (\hat{Y}_n + \Delta Y_n) \dot{\theta}_L \quad (3)$$

式中 $\hat{P}_n, \hat{Y}_n$ ——预测值

$\Delta P_n, \Delta Y_n$ ——参数不确定值

Δ_{un} ——未建模部分(包括侧向风及冰雪路面造成的外界干扰及其他系统内部干扰等)

为进一步明确电机转向助力与转向轮转角的关系,需要对液压助力、转向阻力和系统内部摩擦力做进一步分析。式(3)中,HPS 模块输出的液压助力可描述为

$$F_L = P_L A_p = \left[\left(\frac{Q_s - A_p \frac{dy}{dt}}{2 C_d A_2} \right)^2 - \left(\frac{Q_s + A_p \frac{dy}{dt}}{2 C_d A_1} \right)^2 \right] \frac{\rho}{2} A_p \quad (4)$$

式中 A_1, A_2 ——各转阀开口面积

Q_s ——进油口流量

y ——活塞位移

C_d ——节流孔流量系数

ρ ——油液密度

A_p ——液压缸活塞有效面积

在开口间隙关闭前,扭杆扭转角满足 $\Delta \theta_L < \frac{L_1}{r_f}$,

转阀开口面积为

$$\begin{cases} A_1 = A_3 = W_2 L_2 + (L_1 - r_f \Delta \theta_L) W_1 \\ A_2 = A_4 = W_2 L_2 + (L_1 + r_f \Delta \theta_L) W_1 \end{cases} \quad (5)$$

在开口间隙关闭后,扭杆扭转角满足 $\frac{L_1}{r_f} \leq$

$\Delta \theta_L \leq \frac{L_1 + L_2}{r_f}$,转阀开口面积为

$$\begin{cases} A_1 = A_3 = (L_1 + L_2 - r_f \Delta \theta_L) W_2 \\ A_2 = A_4 = W_2 L_2 + (L_1 + r_f \Delta \theta_L) W_1 \end{cases} \quad (6)$$

其中 $\Delta \theta_L = T_a / K_L$

式中 A_3, A_4 ——各转阀开口面积

W_1, L_1 ——阀口预开间隙轴向长度和周向长度

W_2, L_2 ——短切口的轴向长度和周向长度

r_f ——阀芯半径

$\Delta \theta_L$ ——转阀扭杆转动角度

K_L ——转阀扭杆刚度

转阀扭杆输出转角与车辆前轮转角存在线性关系

$$\frac{\theta_L}{\delta} = \frac{l_3 r_w}{l_1} \frac{2 \pi}{t} = i_w r_w \frac{2 \pi}{t} \quad (7)$$

式中 l_3 ——转向节臂长

l_1 ——转向摇臂长

t ——转向器螺杆螺距

考虑到轮胎纵向力在左右轮胎载荷差别不大的情况下可忽略不计,假设轮胎侧偏特性在线性范围,本文轮胎转向阻力矩主要包括侧偏力产生的回正力矩和重力产生的回正力矩^[11],可得转向阻力公式为

$$T_r = T_1 + T_2 = K_f \left(\beta + \frac{a \omega_r}{v} - \delta \right) (l_{ip} + l_{hq}) + \frac{G l_{nq}}{2} \sin(2 \theta) \sin \delta \quad (8)$$

式中 T_1 ——由轮胎侧向力产生的回正力矩

T_2 ——重力产生的回正力矩

l_{ip} ——轮胎拖距

l_{hq} ——主销后倾拖距

K_f ——前轮轮胎的侧偏刚度

β ——质心侧偏角

a ——质心到前轴的距离

ω_r ——横摆角速度 v ——车速

l_{nq} ——主销内移量

θ ——主销内倾角 G ——前轴载荷

路面对车辆转向的干扰通过车辆行驶过程中的转向阻力矩 T_r 传递到转向系统,故将该部分误差归于 Δ_{un} 。

转向系统内部非线性摩擦干扰对系统的影响主要表现为低速出现爬行、稳态出现较大的静差等^[12],当前主要是通过建立 LuGre 模型、Stribeck 模型^[13]等研究系统摩擦特性,从而建立摩擦补偿机制提高系统动态性能。系统内部摩擦力由 Stribeck 稳态模型确定,即

$$T_f(\omega) = [T_c + (T_s - T_c) e^{-(\omega/\omega_s)^2} + K_v |\omega|] \operatorname{sgn}(\omega) \quad (9)$$

式中 T_c ——库伦摩擦力

T_s ——最大静摩擦力

K_v ——黏性摩擦因数

ω_s ——Stribeck 速率

ω ——转动角速度

式(9)中的参数可通过试验方法测得。

2 转角跟踪控制器设计

基于前述 EHHS 系统模型分析,提出一种双闭环控制结构的自适应转向角跟踪控制器对 EHHS 系

统目标转角进行跟踪控制,控制框图如图 2 所示。自适应控制器外控制环通过设计参数自适应率以适应模型参数摄动,采用改进滑模控制由期望转向角

计算期望转向力矩。内控制环则利用转向电机 PI 电流控制器,实现对期望转向力矩跟踪,完成车辆转向操作。

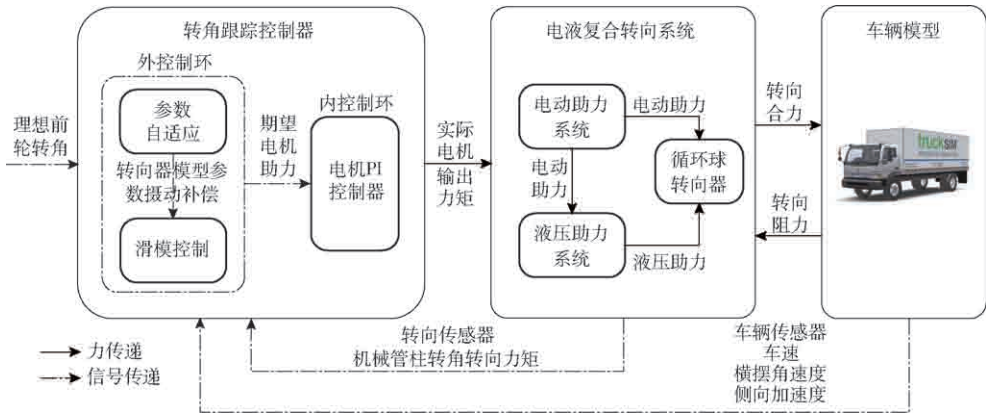


图 2 前轮转角跟踪控制策略框图

Fig. 2 EHHS control algorithm for target steering angle tracking

2.1 参数自适应外控制环

考虑 EHHS 系统的非线性及在转向过程中存在的外界干扰,在外控制环中采用改进滑模控制计算期望转向力矩。基于转角跟踪误差设计积分滑模面^[14]

$$s(t) = \dot{e}(t) + \lambda_1 e(t) + \lambda_2 \int_0^t e(t) dt \tag{10}$$

其中
$$\begin{cases} e = \theta_{L-des} - \theta_L \\ \dot{e} = \dot{\theta}_{L-des} - \dot{\theta}_L \end{cases}$$

式中 $e(t)$ ——转角跟踪误差

$\dot{e}(t)$ ——转速误差

$\lambda_1 \geq 0, \lambda_2 \geq 0$,为了避免初始误差较大时出现积分饱和现象,系统出现大幅度超调甚至不稳定, λ_2 不能过大^[15]。

在 SMC 控制系统中系统运动包括两部分^[16]:从任意初始状态到达切换面,以及在控制律作用下保持滑模运动。带有不确定性和外加干扰的系统一般采用的控制律为等效控制加切换控制,即

$$u = u_{eq} + u_{sw} \tag{11}$$

针对系统达到滑模面的情况设计等效控制 u_{eq} ,系统进入滑模运动状态时 $\dot{s}(t) = 0$,控制律 u_{sw} 控制系统在滑模面上运动达到理想的运动状态。系统表示为

$$\hat{P}_n \ddot{\theta}_L = -\hat{Y}_n \dot{\theta}_L + M_n T_a + T_L - T_r - T_f + L \tag{12}$$

其中 $L = -\Delta P_n \ddot{\theta}_L - \Delta Y_n \dot{\theta}_L - \Delta_{un} \quad (|L(t)| \leq L_m)$

式中 L ——有界且未知的集中不确定性

将 $\dot{s}(t) = \ddot{e}(t) + \lambda_1 \dot{e}(t) + \lambda_2 e(t) = 0$ 代入式(12)可得

$$u_{eq} = T_a = \frac{1}{M_n} [\hat{Y}_n \dot{\theta}_L - (T_L - T_r - T_f) + \hat{P}_n (\ddot{\theta}_{L-des} + \lambda_1 \dot{e} + \lambda_2 e)] \tag{13}$$

切换控制 u_{sw} 用于实现系统从初始点到切换面的趋近,具有对参数不确定和外加干扰的鲁棒性,采用常值切换控制 $u_{sw} = k \operatorname{sgn} s(t)$ 。为消减常值切换控制频繁切换引起的抖振^[17],引入饱和函数重新定义切换控制 $u_{sw} = k \operatorname{sat}(s(t))$,其中饱和函数为

$$\operatorname{sat}(s(t)/\phi) = \begin{cases} \operatorname{sgn} s(t) & (|s(t)| \geq \phi) \\ s(t)/\phi & (|s(t)| < \phi) \end{cases} \tag{14}$$

式中 ϕ ——边界层厚度

随着 ϕ 增大,系统抗抖振能力增强,但是会导致控制精度降低^[18]。

在外控制环设计过程中,采用 LEE 等^[19]提出的参数自适应率,以弥补 EHHS 系统模型参数不确定性。自适应率公式为

$$\hat{P}_n = \frac{1}{\rho_p} s(t) \ddot{\theta}_L(t) \tag{15}$$

$$\hat{Y}_n = \frac{1}{\rho_Y} s(t) \dot{\theta}_L(t) \tag{16}$$

式中 ρ_p, ρ_Y ——自适应增益,为常数

综上,可得最终控制律为

$$T_a = k \operatorname{sat}s(t) + \frac{1}{M_n} [\hat{Y}_n \dot{\theta}_L - (T_L - T_r - T_f) + \hat{P}_n (\ddot{\theta}_{L-des} + \lambda_1 \dot{e} + \lambda_2 e)] \tag{17}$$

完成控制律设计后,利用 Lyapunov 原理证明系统渐进稳定性^[20],构造 Lyapunov 函数为

$$V(t) = \frac{1}{2} s^2(t) + \frac{1}{2} [\rho_p (\Delta P_n)^2 + \rho_Y (\Delta Y_n)^2] \tag{18}$$

其中 $\Delta P_n = P_n - \hat{P}_n \quad \Delta Y_n = Y_n - \hat{Y}_n$

假设实际 EHHS 系统参数 P_n, Y_n 为常数,则推导可得

$$\begin{aligned} \dot{V}(t) = & s \dot{s} + \rho_p \Delta P_n \Delta \dot{P}_n + \rho_y \Delta Y_n \Delta \dot{Y}_n = \\ & -\frac{1}{\hat{P}_n} M_n k_{\text{sat}}(s/\phi) s - \rho_p \Delta P_n \dot{\hat{P}}_n - \rho_y \Delta Y_n \dot{\hat{Y}}_n = \\ & -\frac{1}{\hat{P}_n} M_n k_{\text{sat}}(s/\phi) s - \Delta P_n s \ddot{\theta}_L - \Delta Y_n s \dot{\theta}_L = \\ & -s \left(\frac{1}{\hat{P}_n} M_n k_{\text{sat}}(s/\phi) + \Delta P_n \ddot{\theta}_L + \Delta Y_n \dot{\theta}_L \right) \quad (19) \end{aligned}$$

式(19)满足 $|\Delta P_n \ddot{\theta}_L + \Delta Y_n \dot{\theta}_L| \leq |L_m| \leq \frac{M_n k}{P_{\max}}$
 $\frac{M_n k}{\hat{P}_n}, \dot{V}(t) \leq 0$, 渐进稳定性证明完毕。

2.2 电机电流内控制环

对 EPS 模块中的电机设计了基于稳态的前馈控制器加 PI 反馈控制器用于控制电机电流,以跟踪来自外控制环的期望转向力矩。根据电机的电压定律可获得电枢回路微分方程为

$$U = L \dot{I} + RI + K_b \dot{\theta}_m \quad (20)$$

令 $\dot{I} = 0$, 可获得前馈控制电压为

$$U_f = RI + K_b i_m \dot{\theta}_L \quad (21)$$

对电流偏差采用 PI 控制,即反馈控制电压为

$$U_e = k_p \Delta I + k_i \int \Delta I \quad (22)$$

其中 $\Delta I = I_i - I_r$

内环电机总控制律为

$$U = U_f + U_e \quad (23)$$

式中 U ——电机电压 L ——电机电感
 R ——电机电阻 I ——电机电流
 K_b ——电机反电动势
 θ_m ——电机输出轴转角
 i_m ——蜗轮蜗杆传动比
 I_i ——理想电机电流
 I_r ——测得的实际电机电流

2.3 卡尔曼滤波器设计

通过转角传感器获得控制器所需转角反馈信号,为了避免传感器高频噪声恶化控制效果^[21],采用卡尔曼滤波器进行信号处理。考虑传感器只能测得转角信号,建立离散状态方程和观测方程为

$$\begin{cases} \mathbf{x}_{k+1} = \mathbf{A}_d \mathbf{x}_k + \mathbf{w}_k \\ \mathbf{z}_k = \mathbf{H}_d \mathbf{x}_k + \mathbf{v}_k \end{cases} \quad (24)$$

其中

$$\mathbf{A}_d = \begin{bmatrix} 1 & \Delta T & (\Delta T)^2/2 \\ 0 & 1 & \Delta T \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{x} = [\theta_L \quad \dot{\theta}_L \quad \ddot{\theta}_L]^T$$
$$\mathbf{H}_d = [1 \quad 0 \quad 0]$$

式中 $\mathbf{A}_d$ ——状态转移矩阵
 $\mathbf{H}_d$ ——测量转移矩阵
 ΔT ——取样时间
 $\mathbf{w}_k$ ——过程噪声(假设符合零均值高斯分布)
 $\mathbf{v}_k$ ——观测噪声(假设符合零均值高斯分布)

先验状态初始协方差为

$$\mathbf{P}_0 = \text{diag}(\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3)$$

过程噪声协方差为

$$\mathbf{Q}_k = \text{diag}(\zeta_1, \zeta_2, \zeta_3)$$

观测噪声协方差为

$$\mathbf{R}_k = \gamma$$

对状态和方差的时间进行更新,即

$$\begin{cases} \bar{\mathbf{x}}_k = \mathbf{A}_{d,k} \hat{\mathbf{x}}_{k-1} \\ \hat{\mathbf{P}}_k = \mathbf{A}_{d,k} \hat{\mathbf{P}}_{k-1} \mathbf{A}_{d,k}^T + \mathbf{Q}_k \end{cases} \quad (25)$$

进一步实现状态和方差的滤波更新

$$\begin{cases} \hat{\mathbf{x}}_k = \bar{\mathbf{x}}_k + \mathbf{K}_k (\mathbf{z}_k - \mathbf{H}_d \bar{\mathbf{x}}_k) \\ \mathbf{K}_k = \bar{\mathbf{P}}_k \mathbf{H}_d^T (\mathbf{H}_d \bar{\mathbf{P}}_k \mathbf{H}_d^T + \mathbf{R}_k)^{-1} \\ \hat{\mathbf{P}}_k = (\mathbf{I} - \mathbf{K}_k \mathbf{H}_d) \bar{\mathbf{P}}_k \end{cases} \quad (26)$$

通过调节 $\mathbf{P}_0$ 、 $\mathbf{Q}_k$ 、 $\mathbf{R}_k$ 使得卡尔曼滤波器达到最优滤波效果。

3 仿真

为了验证各种工况下 EHHS 转向系统目标转角跟踪控制算法的有效性,在 Matlab/Simulink 中搭建了控制器—转向系统—车辆的闭环系统模型,并将控制结果与常规采用的 PID 控制的结果进行对比,分析系统响应速度、转角跟踪精度及抗干扰能力。

对幅值为 0.6 rad 的阶跃前轮转角信号进行跟踪,获得前轮转角跟踪效果和跟踪误差如图 3a、3b 所示,自适应双闭环控制器可以更快地跟踪理想前轮转角且稳态误差为零,EHHS 系统在 0.8 s 内能达到理想前轮转角,响应速度明显优于 PID 控制器。电机经过减速器作用于转向器上的电机力矩对比如图 3c 所示,液压助力对比如图 3d 所示,建模时在转向器上输入高斯白噪声模拟外界环境对系统转向的力矩干扰,电机力矩及液压助力对该部分干扰进行了补偿,避免了前轮转角发生抖动。

对幅值为 0.6 rad、频率为 2 Hz 的正弦前轮转角信号进行跟踪,以模拟转向轮快速左右摆动的工况。调节 PID 控制器参数到最优控制效果,转角跟踪对比如图 4a 所示,相较于 PID 控制器,自适应双闭环控制器显著减小转角跟踪延迟,提高转角跟踪精度。前轮转角跟踪误差如图 4b 所示,自适应双闭环控制器控制下误差幅值低于 0.001 rad,仅为 PID 控制的

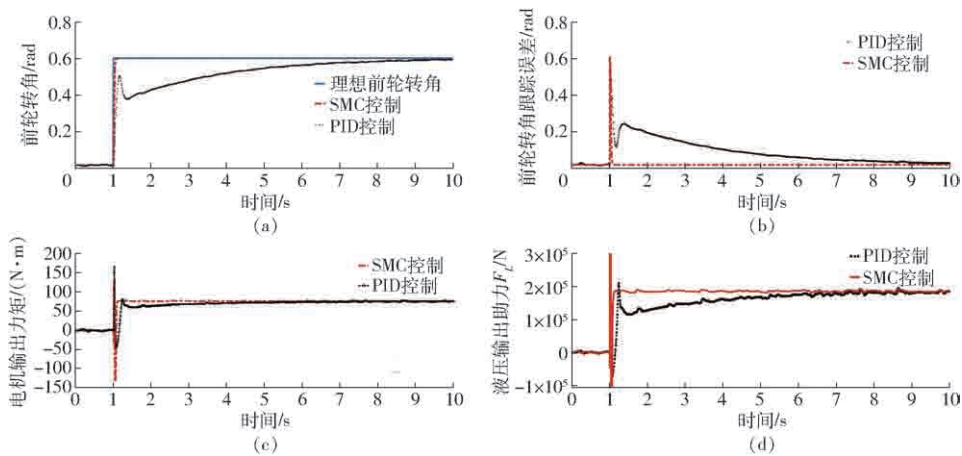


图3 车速为60 km/h 系统阶跃响应曲线

Fig.3 Step response curves at speed of 60 km/h

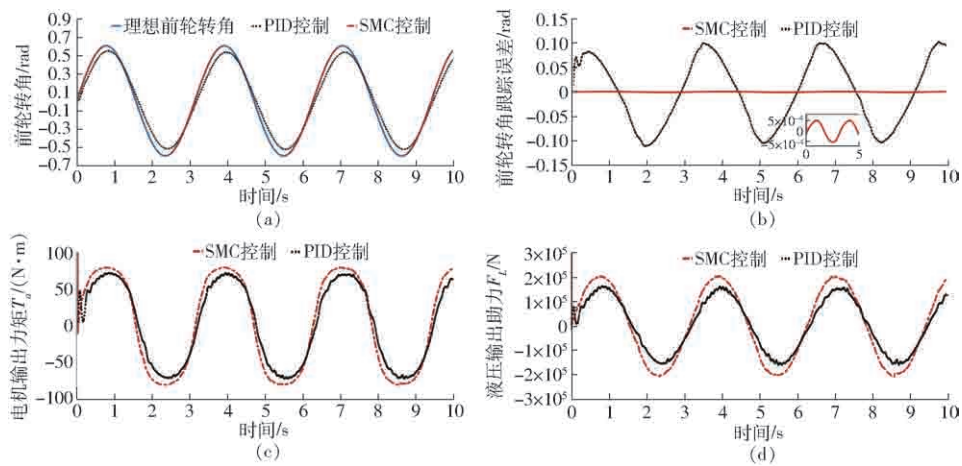


图4 车速为60 km/h 系统正弦响应曲线

Fig.4 Weave test response curves at speed of 60 km/h

0.1%。两种控制器控制下的电机输出力矩和液压助力如图4c、4d所示,比较可知,自适应双闭环控制器输出的转向力矩更平缓,避免了转向过程中出现抖动。

对斜率为0.1 rad/s的斜坡转角信号进行跟踪,以模拟转向轮定转速转动。前轮转角跟踪效果对比如图5a所示,受机械限位结构限制,在两种控制器

控制下8 s以后转向轮转角都不再变化。调节PID控制器参数使其获得最优控制效果,转角跟踪误差如图5b所示,自适应双闭环控制器控制下角差误差随前轮转角变大而变大,最大误差低于0.000 1 rad,仅为PID控制的0.2%,且不存在大的误差波动,避免了前轮抖动。两控制器控制下EHHS系统输出电机力矩及液压助力如图5c、5d所示,自适应双闭环

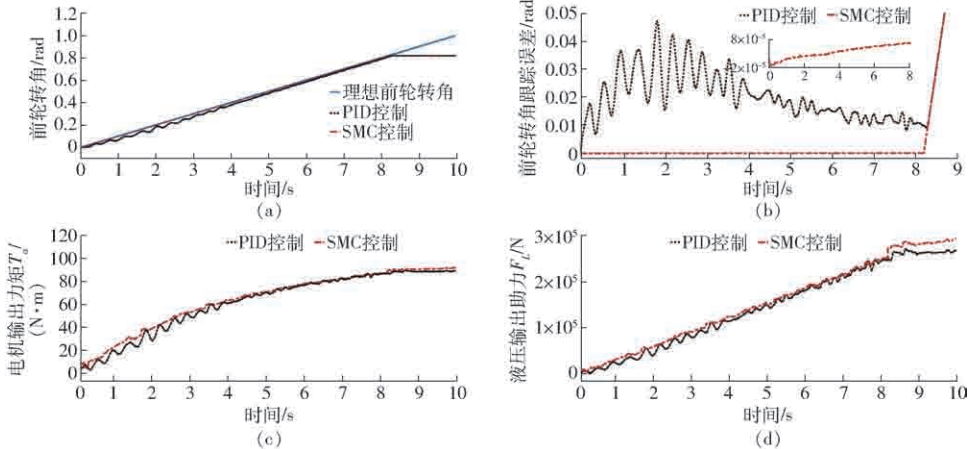


图5 车速60 km/h 系统斜坡响应曲线

Fig.5 Transition test response curves at speed of 60 km/h

控制器控制下电机力矩和液压助力更平缓且波动更小,在实际转角控制过程中能获得更好的控制效果。

当 EHHS 系统参数发生变化时,自适应双闭环控制器及 PID 控制器的控制效果如图 6 所示。由图可知,系统参数发生变化会对 PID 控制系统瞬态响应产生影响;由于控制器中加入了参数自适应控制律,系统参数变化对自适应双闭环控制器控制瞬态响应不会产生影响。

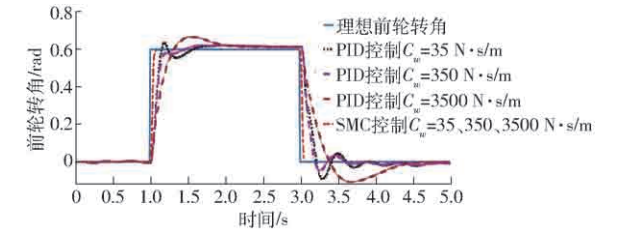


图 6 不同转向系阻尼系数下系统的响应曲线
Fig. 6 Response curves under different conditions with different damping coefficients

重型车辆空载和满载差异较大,由图 7 可知,车辆转向阻力随着载荷增大而增大,电机输出助力随之增大,载荷变化直接影响转向系统电机力矩特性。由于电机能及时做出反馈,车辆载荷变化对自适应

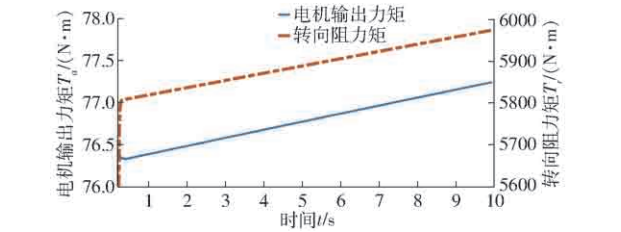


图 7 车辆载荷变化电机助力特性
Fig. 7 Motor assist characteristic curves with change of vehicle load

双闭环控制器的控制精度不会产生影响。

4 结束语

针对新型 EHHS 系统,考虑系统存在参数扰动、非线性及外界干扰等特点,设计了一种应用于重型车转向系统无人驾驶模式的自适应双闭环结构的目标转角跟踪控制器,并将其与常规采用的 PID 控制器进行比较。仿真结果表明,该控制器在阶跃、正弦和斜坡等不同的输入信号下都具有优异的控制效果,提升了 EHHS 系统的瞬态响应性能及稳态性能,对于扰具有较好的补偿效果,且显著提高了跟踪精度,降低了跟踪误差。

参 考 文 献

[1] LIN F J, CHEN S G, SUN I F. Intelligent sliding-mode position control using recurrent wavelet fuzzy neural network for electrical power steering system [J]. International Journal of Fuzzy Systems, 2017, 19(5):1344 – 1361.

[2] 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.

[3] 解后循,高翔. 电控/电动液压助力转向控制技术研究现状与展望[J]. 农业机械学报, 2007, 38(11):178 – 181. XIE Houxun, GAO Xiang. Review and prospect of electro-hydraulic power steering research from the viewpoint of control [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2007, 38(11): 178 – 181. (in Chinese)

[4] 张宝义,施国标,王帅. 一种智能电液转向系统: CN104401388A[P]. 2015 – 03 – 11.

[5] 吕程盛. 商用车电液耦合转向系统控制策略研究[D]. 长春:吉林大学,2018. LÜ Chengsheng. Research on control strategy of electro-hydraulic coupling steering system for commercial vehicles [D]. Changchun: Jilin University, 2018. (in Chinese)

[6] ZHAO W, LUAN Z, WANG C. Parametric optimization of novel electric-hydraulic hybrid steering system based on a shuffled particle swarm optimization algorithm [J]. Journal of Cleaner Production, 2018;S0959652618308515.

[7] 赵伟强,高格,宗长富. 基于电液耦合转向系统的商用车防失稳控制[J]. 吉林大学学报(工学版),2018, 48(5):1305 – 1312. ZHAO Weiqiang, GAO Ke, ZONG Changfu. Anti-stability control of commercial vehicles based on electro-hydraulic coupled steering system [J]. Journal of Jilin University (Engineering Edition), 2018, 48(5):1305 – 1312. (in Chinese)

[8] 高格,赵伟强,宗长富. 基于电液耦合转向系统的车辆载荷变化补偿控制[J]. 科学技术与工程,2017,17(26):127 – 131. GAO Ke, ZHAO Weiqiang, ZONG Changfu. The compensation control of vehicle load change based on electro-hydraulic coupling steering system [J]. Science Technology and Engineering, 2017, 17(26): 127 – 131. (in Chinese)

[9] 杜峰,闫光辉,魏朗. 主动四轮转向汽车最优控制及闭环操纵性仿真[J]. 汽车工程, 2014,36(7):848 – 852. DU Feng, YANG Guanghui, WEI Lang. Optimal control and closed-loop controllability simulation for active four-wheel steering vehicle [J]. Automotive Engineering, 2014,36(7):848 – 852. (in Chinese)

[10] 邵俊恺,赵翮,杨珏,等. 无人驾驶铰接式车辆强化学习路径跟踪控制算法[J/OL]. 农业机械学报, 2017,48(3):376 – 382. SHAO Junkai, ZHAO Xuan, YANG Jue, et al. Reinforcement learning algorithm for path following control of articulated vehicle [J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2017, 48(3):376 – 382. http://www.jcsam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?flag=1&file_no=20170348&journal_id=jcsam. DOI: 10. 6041/j. issn. 1000-1298. 2017. 03. 048. (in Chinese)

[11] 曾志辉. 由前轮转角及车速确定的前轮转向阻力矩的研究[J]. 时代汽车, 2016(6):47-48.
ZENG Zhihui. Research on front wheel steering torque determined by front wheel angle and vehicle speed [J]. Times Auto, 2016(6): 47-48. (in Chinese)

[12] 王瑞娟,梅志千,李向国. 机电伺服系统非线性摩擦自适应补偿的研究[J]. 中国电机工程学报, 2012, 32(36): 123-131.
WANG Ruijuan, MEI Zhiqian, LI Xiangguo. Research on adaptive nonlinear friction compensation of mechanical servo system [J]. Proceedings of the CSEE, 2012, 32(36): 123-131. (in Chinese)

[13] 向红标,王收军,张春秋. Stribeck 模型自适应滑模摩擦补偿控制[J]. 中国测试, 2015, 41(9):92-95.
XIANG Hongbiao, WANG Shoujun, ZHANG Chunqiu. Adaptive sliding mode friction compensation control of Stribeck model [J]. China Testing, 2015, 41(9): 92-95. (in Chinese)

[14] İLYAS E, ŞULE A A. Sliding mode control with integral augmented sliding surface: design and experimental application to an electromechanical system[J]. Electrical Engineering, 2008, 90(3):189-197.

[15] 李鹏,马建军,李文强. 一类不确定非线性系统的改进积分型滑模控制[J]. 控制与决策, 2009, 24(10):1463-1466.
LI Peng, MA Jianjun, LI Wenqiang. Improved integral sliding mode control for a class of nonlinear uncertain system [J]. Control and Decision, 2009, 24(10):1463-1466. (in Chinese)

[16] 刘金琨. 滑模变结构控制 MATLAB 仿真[M]. 北京:清华大学出版社, 2012:22-30.

[17] 金鸿章,罗延明,肖真,等. 抑制滑模抖振的新型饱和函数法研究[J]. 哈尔滨工程大学学报, 2007, 28(3):288-291.
JIN Hongzhang, LUO Yanming, XIAO Zhen, et al. Investigation of anovel method of saturation function for chattering reduction of sliding mode control [J]. Journal of Harbin Engineering University, 2007, 28(3):288-291. (in Chinese)

[18] 许正荣,王文周,辜丽川. 基于轨迹跟踪的农用履带机器人自适应滑模控制[J]. 江苏农业学报, 2018, 34(3):236-245.
XU Zhengrong, WANG Wenzhou, GU Lichuan. Adaptive sliding mode control of agricultural crawler robot based on trajectory tracking [J]. Jiangsu Journal of Agricultural Science, 2018, 34(3):236-245. (in Chinese)

[19] LEE D, YI K, CHANG S, et al. Robust steering-assist torque control of electric-power-assisted steering systems for target steering wheel torque tracking [J]. Mechatronics, 2018, 49:157-167.

[20] 刘豹,唐万生. 现代控制理论[M]. 北京:机械工业出版社, 2011:163-170.

[21] 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.