

基于改进超螺旋滑模控制的线控制动系统控制方法

张越^{1,2} 郭中阳^{1,2} 黄孝慈¹ 邢孟阳² 宋娟娟²

(1. 上海工程技术大学, 上海 201620; 2. 江苏超力电器有限公司, 镇江 212321)

【摘要】为满足汽车线控制动系统对控制电机的快速响应要求,提出一种改进的超螺旋滑模方法实现制动主缸压力的精确控制。对经典超螺旋滑模算法的收敛性与稳定性进行分析,提出了超螺旋滑模算法的改进策略,以解决滑模面距离平衡点较远位置收敛速度慢的问题,并基于李雅普诺夫方程理论分析证明了所提出算法的稳定性,最后,通过仿真和线控制动系统台架试验验证了算法的有效性,结果表明:改进的超螺旋滑模控制算法可使线控制动系统压力超调的收敛速度提升3.87%,稳态误差控制在2%以内,提高了控制鲁棒性,表现出良好的控制性能。

主题词:线控制动系统 电机控制 超螺旋滑模控制

中图分类号:U463 **文献标志码:**A **DOI:** 10.19620/j.cnki.1000-3703.20230931

Brake-by-Wire System Control Method Controlled by Improved Super Twisting Sliding Mode Control

Zhang Yue^{1,2}, Guo Zhongyang^{1,2}, Huang Xiaoci¹, Xing Mengyang², Song Juanjuan²

(1. Shanghai University of Engineering Science, Shanghai 201620; 2. Jiangsu Chaoli Electric Manufacture Co., Ltd., Zhenjiang 212321)

【Abstract】In order to meet the rapid response of the automobile brake-by-wire system to the control motor, this paper proposes an improved super-twisting sliding mode algorithm to realize the accurate control of the brake master cylinder pressure. The paper firstly analyzes the convergence and stability of classical super-twisting sliding mode algorithm, then proposes an improved strategy of super-twisting sliding mode algorithm to solve the problem of slow convergence at the position where the sliding surface is far from the equilibrium point. The stability of the proposed algorithm is proved by theoretical analysis of Lyapunov equation. Finally, the effectiveness of the algorithm is verified by simulation and bench test of brake-by-wire system. The results show that the improved super-twisting sliding mode algorithm improves the convergence speed of the pressure overshoot of the brake-by-wire system by 3.87%, and the steady-state error is controlled within 2%, which improves the control robustness and demonstrates good control performance.

Key words: Brake-by-wire system, Motor control, Super twisting sliding mode control

【引用格式】张越, 郭中阳, 黄孝慈, 等. 基于改进超螺旋滑模控制的线控制动系统控制方法[J]. 汽车技术, 2024(9): 18-24.

ZHANG Y, GUO Z Y, HUANG X C, et al. Brake-by-Wire System Control Method Controlled by Improved Super Twisting Sliding Mode Control[J]. Automobile Technology, 2024(9): 18-24.

1 前言

近年来,随着电动汽车制动技术的迅速发展,线控制动以响应速度快、制动距离短的优点,以及具有可调节踏板特性、实现主动制动等优势,成为当前制动系统的研究热点^[1-4]。

线控制动系统分为电子机械制动(Electric Mechanical Brake, EMB)和电子液压制动(Electric Hydraulic Brake, EHB)两类。EMB将制动系统中的液压部分全部移除,由电机及其减速机构控制制动盘夹紧

产生制动压力^[5-6]。由于该系统要求电源系统具备高安全冗余,电机控制单元需要实现最高级功能安全设计与备份策略,同时,对制动需求指令的安全总线传输也颇具考验^[7-8]。EHB通过电子控制单元(Electronic Control Unit, ECU)控制制动液压的产生和分配,从而实现车辆制动力的精确控制^[9-10]。相较于EMB, EHB具有更高的可靠性和安全性^[11-12],因而本文选择基于EHB进行制动控制策略研究。

电控电动助力器(Electronic-booster, E-booster)作为线控制动系统的重要组成部分,通常采用永磁同步电

机,其具有可靠性高、转矩脉动低、弱磁范围广等优点,并且拥有主动制动、制动能量回收、制动特性可调、制动冗余设计等附加功能,满足智能电动汽车的需求^[13-15]。目前,E-booster仍面临着精确、快速调节主缸制动压力的挑战,可利用滑模控制^[16]对内部参数变化和外部扰动的不敏感性,实现永磁同步电机的线控制动。Hou等^[17]结合滑模控制与积分控制,提高了电机的响应速度,但当电机的阶跃速度响应过快时,系统处于不稳定状态。淡宁^[18]提出了超螺旋算法(Super-Twisting Algorithm, STA)与滑模观测器的复合滑模控制策略,提高了滑模控制鲁棒性和响应速度,抑制了滑模控制的抖动,但传统STA存在无法收敛、收敛速度慢等问题。

本文以线控制动系统为研究对象,通过对其进行简化建模,提出改进的超螺旋滑模控制方法,使用李雅普诺夫理论分析算法的稳定性,并通过仿真及试验验证改进控制算法的有效性。

2 线控制动系统建模

线控制动系统主要由永磁同步电机、滚珠丝杠、踏板行程传感器、推杆、主缸等组成,结构如图1所示。

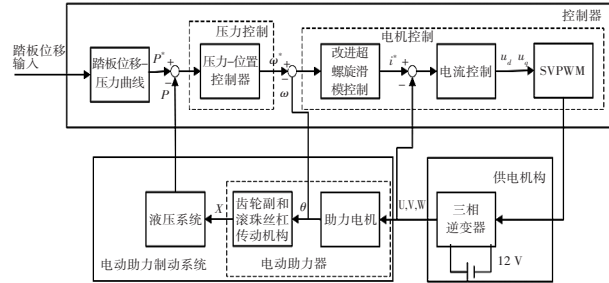


图1 线控制动系统结构

输入踏板位移信号,经过位移-压力曲线转化为目标制动压力 P^* ,并与实际制动压力 P 共同输入压力-位置控制器,得到目标转速 ω^* , ω^* 与由转角 θ 变换获得的实际转速 ω 共同作为输入,通过改进的超螺旋滑模算法生成目标电流 i^* ,经电流控制变换为 u_d 、 u_q ,经空间矢量脉宽调制(Space Vector Pulse Width Modulation, SVPWM)输出脉冲宽度调制(Pulse Width Modulation, PWM)信号,逆变器输出三相信号控制电机工作,带动E-booster运行,推动主缸推杆实现位移 x ,从而完成压力的建立^[19-20]。

2.1 永磁同步电机模型

永磁同步电机耦合关系复杂,难以直接分析,故需采用矢量控制策略,将控制量从三相坐标系通过克拉克(Clarke)变换转换为两相 α - β 静止坐标系,再通过帕克(Park)变换将两相静止坐标系转换为两相 d - q 旋转坐

标系。经过2次坐标变换,复杂的交流电机控制转换为简单的直流电机控制。假设永磁同步电机为理想电机,其在两相旋转 d - q 坐标系下的数学模型为:

$$\begin{cases} u_d = i_d \cdot R - \omega L_q i_q \\ u_q = i_q \cdot R - \omega L_d i_d + \omega_e \psi_r \end{cases} \quad (1)$$

式中: u_d 、 u_q 分别为定子电压的 d 轴、 q 轴分量, i_d 、 i_q 分别为定子电流的 d 轴、 q 轴分量, L_d 、 L_q 分别为 d 轴、 q 轴电感分量, R 为定子电阻, ψ_r 为转子磁链, ω_e 为转子机械角速度。

此处使用表贴式永磁同步电机,计算时可认为电感满足 $L_d=L_q$,电机的电磁转矩方程为:

$$T_e = \frac{3}{2} P [\psi_r i_q - (L_q - L_d) i_d i_q] \quad (2)$$

永磁同步电机的转矩平衡方程和运动方程分别为:

$$T_m = T_e - T_f - J\ddot{\theta} \quad (3)$$

$$J \frac{d\omega}{dt} = T_e - T_L - B\omega_e \quad (4)$$

式中: θ 为电机转子机械角位置, J 为转动惯量, T_m 为输出转矩, T_f 为摩擦转矩, T_L 为负载转矩, B 为粘滞摩擦系数。

为简化后续计算,转矩系数可表示为:

$$A_1 = \frac{3}{2} \psi_r P \quad (5)$$

基于永磁同步电机的数学模型,本文使用矢量控制方法对永磁同步电机进行精确控制,如图2所示。控制系统由改进的超螺旋滑模控制的转速环、2个电流内环、SVPWM、逆变器等组成。

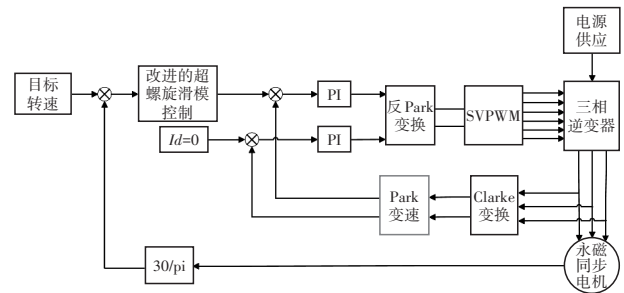


图2 电机控制模型

2.2 传动机构建模

线控制动系统中传动机构的结构如图3所示。驾驶员踩下制动踏板后,踏板行程传感器检测主缸推杆位移信号,同时发送指令,ECU控制电机推动齿轮副转动。齿轮副为第一级减速机构,驱动小齿轮传递动力;滚珠丝杠为第二级减速机构,进行二级减速。当线控制动系统启动主动制动时,电机的扭矩通过两级减速机构转化为对阀体的水平推力,从而克服大复位弹簧的预紧力,在主缸内产生制动压力。

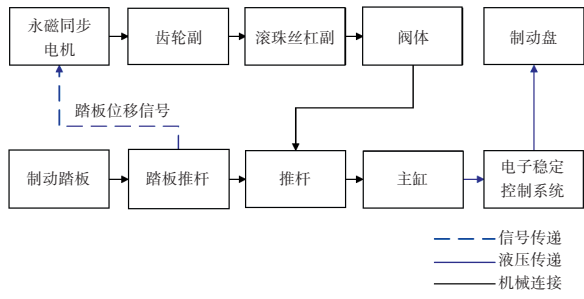


图3 线控制动系统传动机构结构

电机的转矩通过两级减速传递到主缸输出杆与活塞上的推力的计算过程为:

$$\begin{cases} m_e \ddot{x} + kx + cx = F_m - AP \\ F_m = \frac{2\pi}{S} i_m T_m \end{cases} \quad (6)$$

式中: F_m 为主缸活塞的推力, m_e 为活塞和推杆的等效质量, k 为弹性系数, c 为阻尼系数, i_m 为传动比, S 为滚珠丝杠的导程, T_m 为输出转矩, A 为主缸受压面积。

同时,将电机的转动转化为输出杆和活塞的位移:

$$\theta_m = \frac{2\pi}{S} i_m y \quad (7)$$

式中: y 为阀体位移。

电机转速 ω 与输出推杆平移速度 u 的关系为:

$$\omega = \frac{2\pi r}{S} u \quad (8)$$

式中: r 为齿轮副传动比。

2.3 主缸建模

本文的制动主缸采用串联式双缸模型,该模型的2个腔室通过电子稳定控制(Electronic Stability Control, ESC)系统进行制动力分配,第一个腔室为左前轮和右后轮提供制动力,第二个腔室为右前轮和左后轮提供制动力。制动过程中,主缸推杆的运动方程定量分析了推杆位移与主缸压力的关系,电机转角影响推杆位移,因此,制动主缸压力的跟随控制是压力反馈到推杆位移,再到电转速的闭环反馈控制。

制动主缸的压力随制动液体积变化为:

$$\begin{cases} \frac{\dot{P} \cdot V(p,t)}{K_c(p,t)} + V_q(p,t) = A\dot{x} \\ V(p,t) = A(L - x) \end{cases} \quad (9)$$

式中: L 为推杆行程最大位移, $V(p,t)$ 为制动主缸内液体体积, $V_q(p,t)$ 为制动主缸制动液流出量, $K_c(p,t)$ 为制动液体积弹性模量。

3 控制算法

3.1 控制器设计

令机械角度 θ 的期望值为 θ_r , 则跟踪误差为 $e_1 = \theta_r - \theta$,

同理,转速误差为 $e_2 = \dot{e}_1 = \omega_r - \omega$, 其中, ω_r 为期望转速。设置滑模面为 $s = ce_1 + e_2$, 其中,控制参数 $c > 0$ 。

$$\text{传统STA为} \begin{cases} \dot{s} = -a_1 |s|^{\frac{1}{2}} \cdot \text{sgn}(s) + v \\ \dot{v} = -a_2 \cdot \text{sgn}(s) \end{cases} \quad \text{其中, } a_1 > 0, a_2 > 0,$$

$\text{sgn}(s)$ 为符号函数。由于传统STA不含线性项,滑模面距离平衡点较远的位置收敛速度慢。为解决上述问题,在传统STA中加入线性项函数:

$$\begin{cases} \dot{x}_1 = -a_1 \varphi_1(x_1) + x_2 \\ \dot{x}_2 = -a_2 \varphi_2(x_1) \\ \varphi_1(x_1) = k_1 x_1 + k_2 |x_1|^{\frac{1}{2}} \cdot \text{sgn}(x_1) \\ \varphi_2(x_1) = \varphi_1(x_1) \varphi_1'(x_1) = k_1^2 x_1 + \frac{1}{2} k_1 k_2 |x_1|^{\frac{1}{2}} \cdot \text{sgn}(x_1) \end{cases} \quad (10)$$

式中: $k_i > 0$ 为常数, $x_1 = s, x_2 = \dot{s}$ 分别为滑模函数及其导数, $\varphi_1(x_1), \varphi_2(x_1)$ 为添加线性项后的变量。

因此,改进的超螺旋滑模方法可整理为:

$$i_q = \frac{1}{A_1} (J\dot{\omega}^* + T_L + B\omega - Jc\dot{e} + J(a_1 \varphi_1(s) + a_2 \varphi_1(\dot{s}))) \quad (11)$$

3.2 稳定性分析

利用李雅普诺夫公式进行算法稳定性分析,易证 $V(x)$ 是连续正定函数,除 $x=0$ 外,处处可导:

$$V(x) = \xi^T P \xi \quad (12)$$

式中: $\xi^T = [\varphi_1(x_1) \quad x_2]$ 。

令矩阵 $\lambda = \begin{pmatrix} a_1 & 1 \\ a_2 & 0 \end{pmatrix}$, 由于特征根都具有负实部,可

证明 λ 为赫维茨(Hurwitz)矩阵且具有稳定性。对于任意正定对称矩阵 Q , 一定存在正定对称矩阵 P , 满足李雅普诺夫方程 $\lambda^T P + P \lambda = -Q$ 。向量 ξ 的导数为

$$\dot{\xi} = \begin{bmatrix} \varphi_1'(x_1) \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \end{bmatrix} = \varphi_1'(x_1) \lambda \xi, \text{ 推导可得:}$$

$$\begin{cases} \dot{V}(x) = \dot{\xi}^T P \xi + \xi^T P \dot{\xi} = -\varphi_1'(x_1) \xi^T Q \xi \\ \varphi_1'(x_1) = k_1 + k_2 |x_1|^{-\frac{1}{2}} \cdot \text{sgn}(x_1) > 0 \end{cases} \quad (13)$$

因此, $\dot{V}(x)$ 为负定,系统趋于稳定。由于 $V(x) = \xi^T P \xi$ 是正定函数,则:

$$x_{\min}\{P\} \|\xi\|_2^2 \leq V(x) \leq x_{\max}\{P\} \|\xi\|_2^2 \quad (14)$$

式中: $\|\xi\|_2^2$ 为欧式空间的2范数, $x_{\max}\{P\}, x_{\min}\{P\}$ 分别为矩阵 P 最大、最小特征根。

$\|\xi\|_2^2$ 的计算公式为:

$$\begin{aligned} \|\xi\|_2^2 &= \xi_1^2 + \xi_2^2 \\ &= k_1^2 x_1^2 + k_2^2 |x_1| + 2k_1 k_2 |x_1|^{\frac{3}{2}} + x_2^2 \end{aligned} \quad (15)$$

于是有:

$$k_2|x_1|^{\frac{1}{2}} \leq \|\xi\|_2 \leq \frac{V^{\frac{1}{2}}(x)}{x_{\min}^{\frac{1}{2}}\{P\}} \quad (16)$$

故对 $\dot{V}(x)$, 有:

$$\dot{V}(x) = -\varphi_1'(x_1)\xi^T Q \xi \leq -\frac{k_1 x_{\min}\{Q\}}{x_{\max}\{P\}} V - \frac{k_2 x_{\min}\{Q\} x_{\min}^{\frac{1}{2}}\{P\}}{x_{\max}\{P\}} V^{\frac{1}{2}} \quad (17)$$

$$\text{令} \begin{cases} \gamma_1 = \frac{k_1 x_{\min}\{Q\}}{x_{\max}\{P\}} \\ \gamma_2 = \frac{k_2 x_{\min}\{Q\} x_{\min}^{\frac{1}{2}}\{P\}}{x_{\max}\{P\}} \end{cases}, \text{得到 } \dot{V}(x) = -\gamma_1 V - \gamma_2 V^{\frac{1}{2}},$$

其中 $x_{\min}\{Q\}$ 为矩阵 Q 的最小特征根。

$$\text{令} \begin{cases} z = V^{\frac{1}{2}} \\ \dot{z} = \frac{1}{2} V^{-\frac{1}{2}} \dot{V} \end{cases}, \text{得到 } \dot{z} + \frac{\gamma_1}{2} z + \frac{\gamma_2}{2} = 0.$$

解微分方程可得:

$$z = -\frac{\gamma_2}{\gamma_1} + \frac{\gamma_2}{\gamma_1} e^{-\frac{\gamma_1}{2}t} + z(0)e^{-\frac{\gamma_1}{2}t} \quad (18)$$

解得收敛时间为:

$$t = \frac{2}{\gamma_1} \ln(1 + \frac{\gamma_1}{\gamma_2} V^{\frac{1}{2}}(0)) \quad (19)$$

因此,当 $\gamma_1=0$ 或 $\gamma_2=0$ 时,李雅普诺夫函数为简单的指数收敛,系统稳定。

4 仿真与分析

基于E-booster进行仿真建模,主要参数如表1所示。

表1 E-booster的主要参数

参数	取值	参数	取值
电机额定输出功率/W	400	电机 d 轴、 q 轴电感/ μH	16.8
电机额定电压/V	12	额定转速/ $\text{r}\cdot\text{min}^{-1}$	1 750
电机额定转矩/ $\text{N}\cdot\text{m}$	3	反电动势系数	0.043 7
电机极对数	4	系统传动效率	0.95
定子电阻/ Ω	0.037 1	转动惯量/ $\text{kg}\cdot\text{m}^2$	0.011

4.1 给定转速响应测试

为了验证本文控制算法的有效性,将改进的超螺旋滑模控制器与经典超螺旋滑模控制器、PI控制器、滑模控制器的控制效果进行对比,利用Simulink进行电机建模和仿真,将电机转速目标值设置为1 500 r/min,电机转速响应曲线如图4所示。

从图4中可以看出:相较于滑模控制器,PI控制器虽然稳定性较好,但响应速度极慢;滑模控制虽然反应

迅速,在指定转速时易出现较严重的超调现象,且有限时间内无法收敛,其稳态误差随时间在目标值附近微小振荡并逐步缩小;经典超螺旋算法由于缺少线性项,较短时间内虽能够完成目标跟踪,但是仍有较大的超调;改进的超螺旋算法未发生超调,同时,曲线快速收敛至0,具有动态响应特性优势。

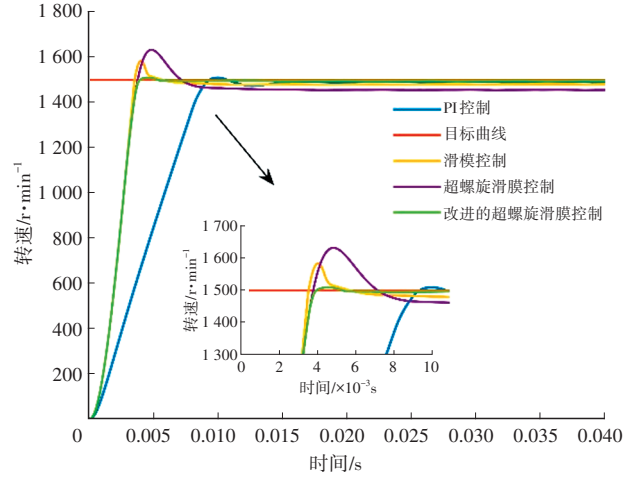
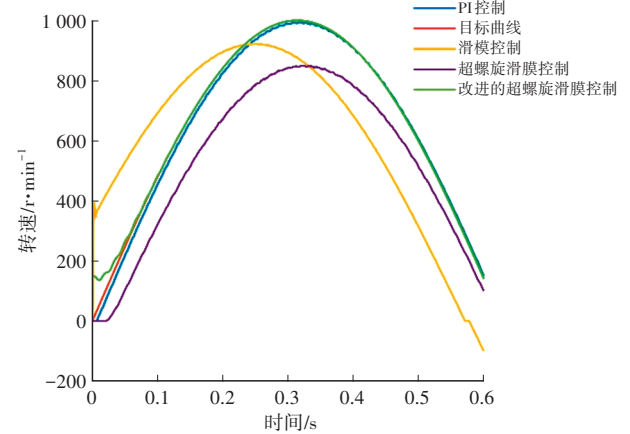


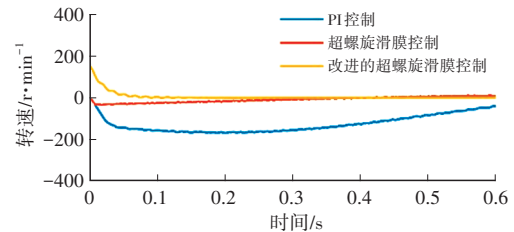
图4 电机转速响应曲线

4.2 正弦曲线跟踪测试

为了验证不同信号的电机转速响应,在转速正弦输入工况下进行仿真测试,将转速幅值设置为1 000 r/min。该工况下电机转速的响应曲线与误差曲线如图5所示。



(a) 转速响应曲线



(b) 转速误差曲线

图5 转速正弦输入工况下仿真数据

当转速输入为正弦信号时,随着位置的动态变化,各控制器的跟踪趋势大致相同,但滑模控制较目标曲线

滞后 0.1 s;初始阶段,PI控制的跟踪效果能够快速贴近跟踪曲线,但达到误差极小的状态需要 0.4 s;改进的超螺旋滑模控制算法在 0.05 s 内即可达到误差极小的稳态,其响应速度更快,控制效果更好。

4.3 联合仿真

为了更好地验证本文改进超螺旋滑模控制算法的有效性和准确性,使用联合仿真来模拟制动工况,观察本文算法、传统PI控制和经典滑模控制等算法在制动时的压力控制效果。E-booster推动主缸的活塞,并在液压制动系统中建立压力,压力响应是高度非线性的,受制动液的特性、管道与流体的相互作用、工况等复杂因素的影响,单一的位移-压力特性曲线或简单的惯性模型不能覆盖所有的工况,并且在压力跟踪过程中可能存在较大的延迟,因此,使用Simulink仿真电机控制部分,AMESim液压软件进行建模,相互配合构成制动压力闭环仿真,如图6所示。

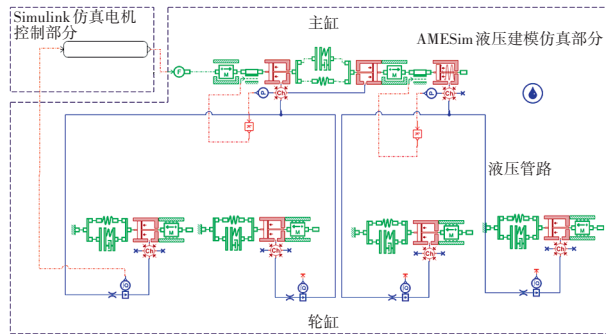


图6 联合仿真验证

常规汽车紧急制动工况下,联合仿真结果如图7所示。改进的超螺旋滑模控制器的压力跟随控制误差较小,且响应迅速;当系统压力达到稳定时,改进的超螺旋滑模控制器的误差控制在 0.1 MPa 以内,而其他控制器的误差在 0.2 MPa 范围内,改进的超螺旋滑模控制器的压力的跟随误差相较于经典超螺旋滑模控制减小 3.87%。因此,本文提出的改进的超螺旋滑模控制方法比其余控制方法更接近期望值。

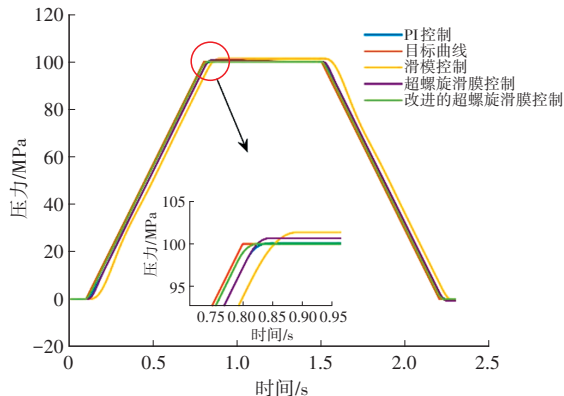


图7 制动压力曲线

5 线控制动台架试验

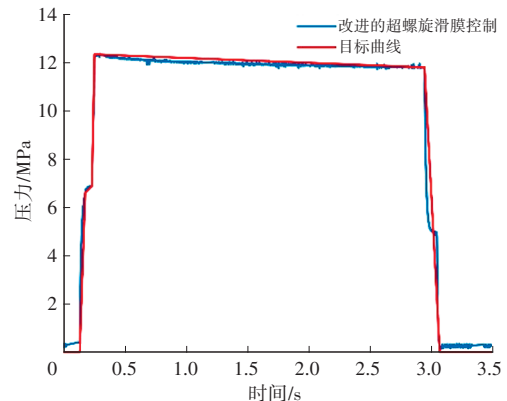
本文以SCALEXIO为控制器,线控制动系统为控制对象,搭建线控制动台架,如图8所示。



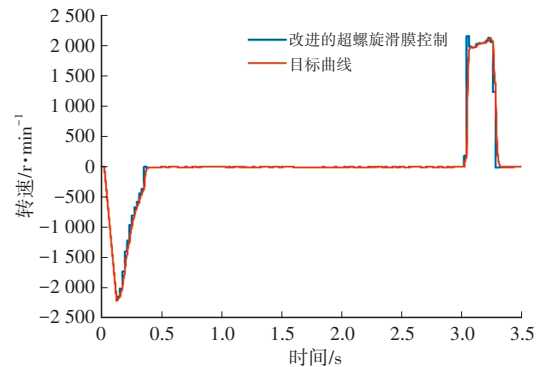
图8 试验台装置

SCALEXIO执行Simulink编写的模型,使用ConfigurationDesk将SCALEXIO硬件和Simulink软件进行信号和通道的匹配,发送实时CAN信号至ECU,驱动永磁同步电机运行,在上位机中实时监测并记录线控制动系统状态量变化。同时,将各传感器采集的信号反馈至dSPACE,形成完整的闭环试验控制系统。

通常,汽车紧急制动时需要制动压力迅速提高到 10 MPa。目标压力快速变化时,为进一步验证本文算法的实际压力跟随效果,使用外部制动踏板进行人为紧急制动工况的模拟试验,结果如图9所示。



(a) 主缸压力



(b) 电机转速

图9 紧急制动工况下试验数据

模拟紧急制动工况下,图9a中,本文提出的控制算法能够较好地跟随目标压力,超调和抖动极小,上升阶段的最大滞后压力为0.1 MPa,总体稳态误差小于0.2 MPa,稳态误差控制在2%以内;图9b中,电机转速跟踪未出现明显的超调和抖动,稳态误差较小。试验结果证明:在紧急工况下,改进的控制算法在压力跟踪中具有有效性和准确性。

6 结束语

本文通过对线控制动系统的理论分析和仿真模拟,提出改进的超螺旋滑模控制方法,从而实现了电机驱动与制动主缸建压的协同跟随控制,经台架试验证明了该方法的稳定性和有效性。

本文仿真与试验研究为线控制动系统控制提供了一定的理论基础,实现了线控制动系统所需精确稳定的制动压力控制和电机控制,满足智能电动汽车线控底盘中制动控制的需求。

参考文献

- [1] 张伊晗. 智能汽车集成式电液制动系统控制策略研究[D]. 长春: 吉林大学, 2022.
ZHANG Y H. Research on Control Strategy of Integrated Electro-Hydraulic Braking System for Intelligent Vehicle[D]. Changchun: Jilin University, 2022.
- [2] 伍星星, 张彦会, 杨昭辉, 等. E-Booster电液制动主缸液压力跟随控制研究[J]. 现代制造工程, 2019(11): 50-55.
WU X X, ZHANG Y H, YANG Z H, et al. Research on Main Cylinder Hydraulic Pressure Following Control of Electro-Hydraulic Brake Based on E-Booster[J]. Modern Manufacturing Engineering, 2019(11): 50-55.
- [3] RIESE C, GAUTERIN F. Analysis of Hydraulic Brake Systems with Regard to the Requirements for Future Vehicle Concepts[C]// 16. Internationales Stuttgarter Symposium. Wiesbaden: Springer, 2016: 607-618.
- [4] 余卓平, 韩伟, 徐松云, 等. 电子液压制动系统液压力控制发展现状综述[J]. 机械工程学报, 2017, 53(14): 1-15.
YU Z P, HAN W, XU S Y, et al. Review on Hydraulic Pressure Control of Electro-Hydraulic Brake System[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2017, 53(14): 1-15.
- [5] 周昱印. 汽车电子机械制动系统控制策略研究[D]. 西安: 长安大学, 2022.
ZHOU Y Y. Research on Control Strategy of Automobile Electro-Mechanical Brake System[D]. Xi'an: Chang'an University, 2022.
- [6] 卢甲华. 汽车 EMB 系统性能分析与优化[D]. 重庆: 重庆大学, 2015.
LU J H. Performance Analysis and Optimization of Electromechanical Brake System[D]. Chongqing: Chongqing University, 2015.
- [7] BAEK S K, OH H K, PARK J H, et al. Evaluation of Efficient Operation for Electromechanical Brake Using Maximum Torque per Ampere Control[J]. Energies, 2019, 12(10).
- [8] EUM S, CHOI J, PARK S S, et al. Robust Clamping Force Control of an Electro-Mechanical Brake System for Application to Commercial City Buses[J]. Energies, 2017, 10(2): 220.
- [9] 刘效平. 汽车电子液压制动系统及其助力制动功能研究[D]. 聊城: 聊城大学, 2022.
LIU X P. Research on Automotive Electro-Hydraulic Braking System and Its Power-Assisted Braking Function[D]. Liaocheng: Liaocheng University, 2022.
- [10] 唐派, 熊璐, 李军, 等. 基于线控电子液压制动系统的车辆减速度控制[J]. 汽车零部件, 2022(3): 1-5.
TANG P, XIONG L, LI J, et al. Vehicle Deceleration Control Based on Electro-Hydraulic Brake System by Wire[J]. Automobile Parts, 2022(3): 1-5.
- [11] 于洋. 基于模型的电子液压制动系统功能设计与验证[D]. 上海: 同济大学, 2019.
YU Y. Functional Design and Verification of Electro-Hydraulic Braking System Based on Model[D]. Shanghai: Tongji University, 2019.
- [12] 王晨. 纯电动汽车 EHB-电机复合制动系统控制策略研究[D]. 长春: 吉林大学, 2021.
WANG C. Research on the Control Strategy of EHB-Motor Compound Braking System for the Electric Vehicle[D]. Changchun: Jilin University, 2021.
- [13] 孟德智. 汽车电子助力制动系统永磁同步电机伺服控制技术研究[D]. 杭州: 浙江大学, 2021.
MENG D Z. Research On Servo Control Technology of Permanent Magnet Synchronous Motor with Ebooster on Vehicle[D]. Hangzhou: Zhejiang University, 2021.
- [14] 陈炯. 新能源汽车电动助力制动系统关键技术研究[D]. 成都: 电子科技大学, 2020.
CHEN J. Research on Key Technologies of Electric Power Assisted Braking System for New Energy Vehicles[D]. Chengdu: University of Electronic Science and Technology of China, 2020.
- [15] HAN W, XIONG L, YU Z P, et al. Adaptive Cascade Optimum Braking Control Based on A Novel Mechatronic Booster[C]// 35th SAE Brake Colloquium & Exhibition. Orlando: SAE, 2017.
- [16] SULEIMENOV K, ALI M H, DO T D. Integral Sliding Mode Controller Design for Permanent Magnet Synchronous Machines[C]// 2019 International Conference

- on System Science and Engineering. Dong Hoi, Vietnam: IEEE, 2019.
- [17] 侯勇, 赵姗姗, 王勇. 永磁同步电机的积分型滑模变结构控制[J]. 天津科技大学学报, 2013, 28(2): 55-58.
HOU Y, ZHAO S S, WANG Y. Integral Sliding Mode Variable Structure Control of Permanent Magnet Synchronous Motor[J]. Journal of Tianjin University of Science and Technology, 2013, 28(2): 55-58.
- [18] 淡宁, 袁宇浩, 冯进, 等. 基于快速STA与扰动观测器的PMSM滑模控制[J]. 计算机仿真, 2020, 37(10): 173-178.
DAN N, YUAN Y H, FENG J, et al. Sliding Mode Control of PMSM Based on Fast STA and Disturbance Observer[J]. Computer Simulation, 2020, 37(10): 173-178.
- [19] 赵健, 邓志辉, 朱冰, 等. 基于RBF网络滑模的电动助力制动系统液压力控制[J]. 机械工程学报, 2020, 56(24): 106-114.
ZHAO J, DENG Z H, ZHU B, et al. Hydraulic Pressure Control of Electric Power Assisted Braking System Based on RBF Network Sliding Mode[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2020, 56(24): 106-114.
- [20] 宋昱霖. 永磁同步电机快速超螺旋滑模控制[J]. 控制工程, 2023, 30(1): 62-69.
SONG Y L, LI H W, DENG Y T, et al. Fast Super Twisting Sliding Mode Control of Permanent Magnet Synchronous Motor[J]. Control Engineering of China, 2023, 30(1): 62-69.
(责任编辑 瑞 秋)
修改稿收到日期为2023年11月6日。

《汽车工艺与材料》投稿须知

《汽车工艺与材料》于1986年创刊,是由中国第一汽车集团有限公司主办的国内外公开发行的汽车材料与制造技术类月刊,目前已入选《中文核心期刊要目总览》(第二版)、RCCSE中国准核心期刊(B+)、中国核心期刊(遴选)数据库、中国学术期刊综合评价数据库、欧洲学术出版中心数据库(EuroPub)、哥白尼精选期刊数据库(ICI Journals Master List)、EBSCO International数据库。

《汽车工艺与材料》以“为中国报道汽车制造,为汽车引领工艺材料”为办刊宗旨,致力于报道以汽车轻量化技术和智能制造技术为核心的先进制造技术与材料应用技术,重点关注电动汽车蓄电池、电机、电控关键材料技术,燃料电池材料技术,高强度钢、铝镁合金、非金属材料及其成形技术,连接技术,智能装备与绿色制造等,以期通过高质量学术内容的出版和传播助推行业创新技术的交流与发展。

《汽车工艺与材料》杂志关注领先的整车及零部件企业和材料、装备等供应商,及时报道汽车行业最新的产品设计、制造、材料、加工技术、生产装备、检测技术等方面的成功案例。

主要栏目:

AT&M视界、生产现场、材料应用、生产装备、检测技术、数字化园地、行业动态等。

投稿要求:

- (1) 来稿须具有独创性并与实践相结合,文章字数最好控制在5000~8000字之内。
- (2) 来稿不能在国内、外公开杂志上发表过,请勿一稿多投。
- (3) 来稿的试验方法、试验数据、试验结论必须准确、可靠。
- (4) 来稿须包括以下项目:题名、作者姓名、作者单位、摘要(200字左右)、参考文献等。来稿采用word文档的格式。
- (5) 来稿文章格式应符合一般科技论文格式,或参考近期刊所刊登文章格式。
- (6) 文章必须附有公开发表的、体现本领域最新研究成果的参考文献,且在文中应标注文献引用处。
- (7) 本刊使用网站投稿,投稿邮箱:<http://qcgycyl.cbpt.cnki.net>,咨询电话:0431-82026054。

竭诚欢迎汽车行业及相关各界的专家学者积极向本刊投稿。