



DOI:10.12404/j.issn.1671-1815.2404544

引用格式:孙宁,张宇,张奇祥,等.集成式线控制动系统主动制动液压力控制[J].科学技术与工程,2025,25(13):5643-5654.

Sun Ning, Zhang Yu, Zhang Qixiang, et al. Hydraulic pressure control of active braking for integrated brake-by-wire system [J]. Science Technology and Engineering, 2025, 25(13): 5643-5654.

集成式线控制动系统主动制动液压力控制

孙宁¹, 张宇¹, 张奇祥², 王金湘², 田端洋³, 张荣林⁴

(1. 南京林业大学汽车与交通工程学院, 南京 210037; 2. 东南大学机械工程学院, 南京 211189;

3. 吉林大学汽车工程学院, 长春 130022; 4. 浙江亚太机电股份有限公司智能汽车控制系统研究院, 杭州 311200)

摘要 集成式线控制动系统的复杂非线性特性和动态摩擦特性等导致精确的液压力控制仍面临一定的挑战。为解决上述问题,提出了一种集成式线控制动系统主动制动液压力精确控制策略。首先,分析了集成式线控制动系统的结构方案和控制框架,建立了面向控制器设计的各组件等效简化模型。其次,提出了一种集成式线控制动系统主动制动三层闭环级联压力控制方法。具体而言,基于自抗扰控制方法设计压力控制层以削弱液压系统迟滞非线性因素的影响,位置控制层采用鲁棒滑模变结构控制方法并考虑了传动机构的动静态摩擦问题,此外,通过线性矩阵不等式方法设计电流控制层以提高制动电机的动态跟随性能。AMESim-Simulink 联合仿真测试结果表明,集成式线控制动系统在多种工况下具有良好的液压力控制性能,稳态压力跟随误差控制在 0.1 MPa 以内,相比传统基于比例-积分 (proportion-integration, PI) 控制方法,采用本文方法瞬态压力跟随误差均值下降了 0.14 MPa,稳态压力跟随误差均值减少了 0.8 MPa,响应迟滞时间降低了 0.04 s,验证了所提出的控制策略的有效性。

关键词 集成式线控制动系统; 主动制动; 液压力控制; 三层闭环级联控制器

中图法分类号 U463.5;

文献标志码 A

Hydraulic Pressure Control of Active Braking for Integrated Brake-by-wire System

SUN Ning¹, ZHANG Yu¹, ZHANG Qi-xiang², WANG Jin-xiang², TIAN Duan-yang³, ZHANG Rong-lin⁴

(1. School of Automotive and Traffic Engineering, Nanjing Forestry University, Nanjing 210037, China;

2. School of Mechanical Engineering, Southeast University, Nanjing 211189, China;

3. College of Automotive Engineering, Jilin University, Changchun 130022, China;

4. Intelligent Vehicle Control System Research Institute, Zhejiang Asia-Pacific Mechanical and Electronic Co., Ltd., Hangzhou 311200, China)

[Abstract] The complex nonlinear characteristics and dynamic friction properties of the integrated brake-by-wire system were recognized as challenges for precise hydraulic pressure control. To address these issues, a precise hydraulic force control strategy was proposed for the integrated brake-by-wire system. Firstly, the structure and control framework of the integrated brake-by-wire system were analyzed, and equivalent simplified models were established for each component to facilitate controller design. Secondly, a three-layer cascade pressure control method was introduced for active braking in the integrated brake-by-wire system. Specifically, the pressure control layer was designed based on the active disturbance rejection control method, which mitigates the effects of hysteresis nonlinearity in the hydraulic system. The position control layer employs a robust sliding mode variable structure control method and addresses the dynamic and static friction issues in the transmission mechanism. The current control layer was designed using the linear matrix inequality method to enhance the braking motor's dynamic following performance. Joint simulation tests using AMESim-Simulink demonstrate that the integrated brake-by-wire system achieves good pressure control performance across various operating conditions, maintaining the steady-state pressure tracking error within 0.1 MPa, compared to the traditional proportion-integration (PI) control method, the mean transient pressure tracking error is reduced by 0.14 MPa using the proposed method, the mean steady-state pressure tracking error decreases by 0.8 MPa, and the response lag time is lowered by 0.04 s, which verifies the effectiveness of the control strategy proposed.

[Keywords] integrated brake-by-wire system; active braking; hydraulic pressure control; three layer closed-loop cascade controller

收稿日期: 2024-06-18

修订日期: 2025-01-22

基金项目: 国家自然科学基金(52372410); 江苏省研究生科研与实践创新计划(KYCX24_0371)

第一作者: 孙宁(1979—), 女, 汉族, 辽宁沈阳人, 博士, 讲师。研究方向: 为车辆动力学控制、智能底盘线控技术等。E-mail: hitsunning@163.com。

智能网联电动汽车线控底盘技术的发展催生了形式各异的线控制动(brake-by-wire, BBW)系统技术方案^[1]。根据主流研究思想,通过判断系统是否保留液压部分,线控制动系统主要分为电子液压制动系统和电子机械制动系统。与传统制动系统相比,线控制动系统具有以下优势^[2-3]:不依赖真空源,质量更轻,尺寸更小,集成度更高;具备匹配智能驾驶的主动制动功能^[4-5];具备实现制动能量回收的解耦模式;能够根据驾驶个体的差异性进行个性化控制;能够有效集成其他车辆动力学子系统并融合底盘动力学域控制技术。线控制动系统已经成为行业公认的下一代汽车制动系统主流解决方案^[6]。

近年来,集成式线控制动系统已成为业内瞩目的研究热点,吸引了全球各大制造商的广泛关注。诸如德国大陆的MKCI、美国采埃孚的IBC以及日本大福的IBS等系统^[7-9]。集成式线控制动系统能够实现真空助力器、电动真空泵、车身稳定控制系统(electronic stability program, ESP)的功能,满足智能汽车驾驶辅助系统对主动制动能力的需求^[10-11]。然而,集成式线控制动系统具有复杂的非线性特性和动态摩擦特性,实现系统压力的精确控制存在一定的困难。目前,国内外学者和研究机构对集成式线控制动系统的液压力控制展开了深入研究。博世公司^[12-13]推出了一种高度集成化的One-Box制动方案,即集成动力制动(integrated power brake, IPB)系统,其能够实现基础助力、踏板解耦、制动防抱死(antilock brake system, ABS)/ESP等功能。吉林大学赵健等^[14]设计了一种集成式电子助力制动系统Ebooster,在主动制动时,踏板与主动缸解耦,仅由永磁同步电机提供制动力。Ebooster进行主动制动时,通过运动转换机构将电机转矩转换为助力阀推力,进而克服弹簧预紧力,在主缸内产生期望制动压力。同济大学熊璐等^[15]设计了一种集成式电子液压制动系统I-EHB,其通过电控单元接收到制动踏板的位移信号,计算所需力矩,并控制电机建立压力。I-EHB较传统制动系统的结构更加精简,响应速度等制动性能更出色。此外,余卓平等^[16]从压力控制精度出发,提出了实现液压力精确控制的自适应比例-积分-微分(proportion-integration-differentiation, PID)控制器,其考虑了不同工况下期望制动压力及制动特性变化的特点,根据不同工况区间将制动压力进行分段控制。

Ohkubo等^[17]针对反馈控制实时性差和信号传递周期长等问题,引入了液压力前馈控制以克服制动系统内的特定干扰。Yang等^[18]对所提出的以电

动机为动力源的新型线控制动系统进行研究,以主缸活塞推杆位移为控制变量,利用Lyapunov方法设计了鲁棒滑模控制器,提升了系统的建压速度和制动可靠性。Todeschini等^[19]提出了一种控制系统,其基于制动主缸活塞的位移和压力作为控制参数。该系统通过调整活塞的位移来提高制动压力的构建速率,并借助对主缸压力的精细控制,确保对所需压力的精确跟踪。Yang等^[20]基于集成式电液制动系统的工作原理,采用分时控制思想精确调节制动主缸压力。测试数据表明,经过遗传算法的优化,该控制器在调节制动压力时展现出快速且精确的性能。王治中^[21]采用基于制动压力反馈的闭环控制方法,并使用具有增益调度功能的液压控制器,以确保电液制动系统在整个工作范围内实现出色的液压控制性能。张祥琨等^[22]设计了基于神经元PID和位置-转速-电流三闭环电机控制器以及基于PID、模糊控制和逻辑门限值的轮缸压力控制器,实现了对IEHB系统的压力精确控制。然而,上述研究往往忽略了液压系统中不确定性扰动的影响。此外,如何有效消除集成式线控制动系统内部的动静摩擦、提高系统的动态控制性能还有待进一步的研究。

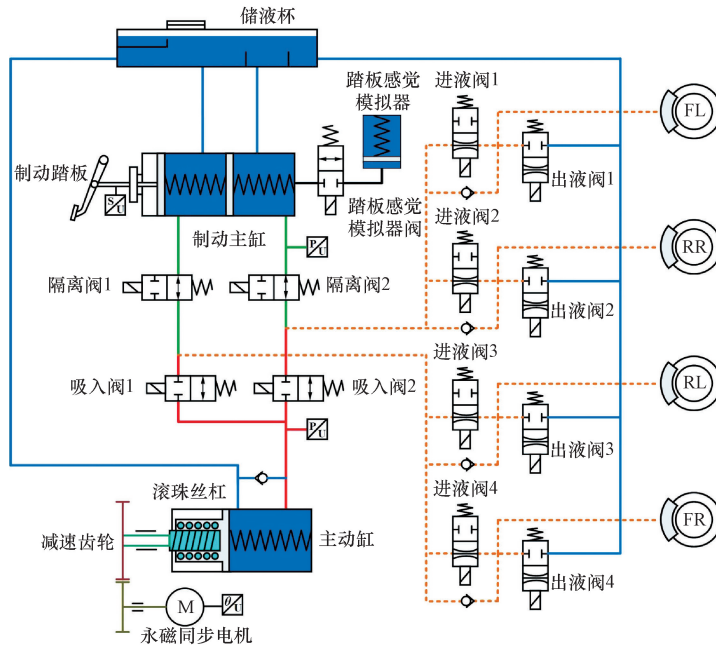
根据上述分析,现以智能汽车集成式线控制动系统为研究对象,针对主动制动液压力精确控制策略进行了深入研究。首先,建立面向控制器设计的集成式线控制动系统内各组件等效简化模型。在此基础上,提出集成式线控制动系统三层闭环级联控制器,其中压力控制层能够削弱液压系统迟滞非线性因素的影响,位置控制层考虑传动机构的动静摩擦问题,电流控制层提高制动电机的动态跟随性能。最后,通过测试验证所提出的控制策略在多种工况下的液压力控制性能保障集成式线控制动系统。

1 集成式线控制动系统建模

所介绍的集成式线控制动系统的结构如图1所示,该集成式线控制动系统的主体执行器为集成式制动控制单元(integrated braking control unit, IBC),它将主缸、踏板感觉模拟器、制动电机、齿轮、滚珠丝杆、主动缸和液压控制单元进行了一体化设计,提高了制动系统的集成度且有效地降低了制动系统的复杂性^[23]。

对集成式线控制动系统液压力主动制动展开研究,以最基本的基础制动和主动制动两种典型工作模式为例,介绍集成式线控制动系统工作原理。

在集成式线控制动系统的基础模式下,驾驶人



FL 为左前轮; RR 为右后轮; RL 为左后轮; FR 为右前轮

图 1 集成式线控制动系统结构简图

Fig. 1 Diagram of integrated brake-by-wire system structure

踩制动踏板后制动主缸增压, 此时制动主缸中制动液流经电磁阀进入踏板感觉模拟器, 为制动系统提供合适的脚感。推杆上安装的位移传感器将位移信号传递给 IBC 中的控制器, 后者生成电流信号。同时, 永磁同步电机将动力传递给减速齿轮和滚珠丝杠机构, 推动活塞推杆来增压主动缸。当所有电磁阀处于断电状态时, 即失效模式, 此时两个隔离阀处于打开状态, 制动主缸与制动轮缸直接连通。通过踩制动踏板, 制动主缸内制动液可以直接进入轮缸, 实现制动功能^[24]。

在主动制动模式下, 期望压力信号由外部给出, 此时两个隔离阀通电关闭, 两个吸入阀通电打开。外部的压力信号发送至 IBC 控制器中, 控制器决策出电流信号控制永磁同步电机驱动减速齿轮实现减速, 并且得到足够大的转矩, 能够使滚珠丝杠机构将旋转运动转化为直线运动后有足够大的推力完成主动缸建压, 液压油通过主动缸的出口阀门顺利流入制动轮缸, 进而为制动系统提供所需的压力增强。在主动制动完成后, 制动轮缸中的液压油则会经由出液阀自然回流, 最终汇集到储液杯中^[25]。主动缸活塞回到初始位置, 储油杯中液压油从进液口进入主动缸进行补液。

1.1 永磁同步电机模型

集成式线控制动系统采用表贴式永磁同步电机 PMSM 作为动力源, 具有转动惯量小、体积小、结构紧凑以及功率密度高等优势^[26]。为了简化分析, 建立 PMSM 数学模型时, 假设所使用的永磁同步电

机为理想电机。

可得定子电压方程为

$$\begin{cases} u_q = Ri_q + L_q \frac{di_q}{dt} + \omega_e L_d i_d + \omega_e \psi_f \\ u_d = Ri_d + L_d \frac{di_d}{dt} - \omega_e L_q i_q \end{cases} \quad (1)$$

式(1)中: u_q 和 u_d 分别为转矩轴电压和励磁轴电压; L_q 和 L_d 分别为转矩轴电感和励磁轴电感; R 为定子的电阻; i_q 和 i_d 分别为转矩轴电流和励磁轴电流, 对于表贴式 PMSM, $L_q = L_d = L$; ψ_f 为转子永磁体磁链; ω_e 为电机角速度。

电磁转矩方程为

$$T_e = \frac{3}{2} P_n \psi_f i_q \quad (2)$$

式(2)中: T_e 为电机电磁转矩; P_n 为磁极对数。

电磁转矩平衡方程为

$$J \frac{d\omega_m}{dt} = T_e - T_L - T_f \quad (3)$$

式(3)中: J 为电机转动惯量; ω_m 为机械角速度; T_L 为电机负载转矩; T_f 为电机摩擦转矩。

1.2 主动缸数学模型

集成式线控制动系统运用单腔室的主动缸设计; 通过永磁同步电机驱动齿轮组和滚珠丝杠向主动缸活塞施加推力, 以实现建立压力。而活塞的回位则依赖于液压反作用力、电机反转以及回位弹簧。

根据液压知识, 可得主动缸活塞运动平衡方程为

$$m_e \frac{d^2 x_p}{dt^2} = F_a - P_a A_p - c \frac{dx_p}{dt} - k_s x_p \quad (4)$$

式(4)中: m_e 为主动缸活塞质量; P_a 为主动缸液压力; x_p 为主动缸活塞位移; c 为主动缸活塞阻尼系数; F_a 为传动机构推力; A_p 为主动缸活塞面积; k_s 为回位弹簧刚度^[25]。

根据液体体积弹性模量公式^[27], 可得主动缸流量方程为

$$\frac{dp_a}{dt} = K \frac{Q_{in} - Q_{out}}{V_p} \quad (5)$$

式(5)中: Q_{in} 为主动缸液压油流入流量; Q_{out} 为主动缸液压油流出流量; K 为液压油体积弹性模量; V_p 为主动缸内腔体积。

一方面, 考虑到对集成式线控制动系统的建立完整的液压模型很复杂, 不适合控制算法的设计。另一方面, 通常使用简化的 $P-V$ 特性曲线来描述液压系统, 这往往忽略了系统的时变特性干扰。因此, 将液压系统的非线性因素表示为 f_n , 并且假定主动缸与轮缸的制动压力相同, 通过主动缸的流量方程[式(5)], 可以获得液压系统的模型^[28]为

$$\dot{P}_a = -af_n + b\dot{x}_p \quad (6)$$

$$a = \frac{K_e}{V_{mc} + V_{wc} - A_p x_p} \quad (7)$$

$$b = \frac{K_e A_p}{V_{mc} + V_{wc} - A_p x_p} \quad (8)$$

式中: \dot{P}_a 为主动缸液压力; f_n 为液压系统时变非线性因素; V_{mc} 为主动缸的液压油体积; V_{wc} 为所有制动轮缸和液压管路的液压油体积。

1.3 传动机构数学模型

所研究的集成式线控制动系统采用“减速增扭齿轮组 + 滚珠丝杆”的组合作为传动机构, 其中减速增扭齿轮组将永磁同步电机的输出角速度减小, 将电机输出转矩增大, 带动滚珠丝杆机构将旋转运动转化为直线运动, 输出足够大的推力带动主动缸活塞进行建压。传动机构的结构如图 2 所示。

可以得到齿轮的扭矩方程为

$$T_0 = T_i K_i \quad (9)$$

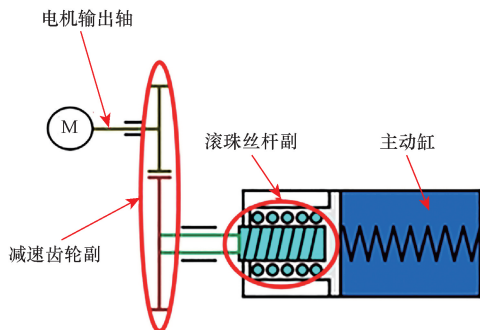


图 2 传动机构示意图

Fig. 2 Schematic diagram of transmission mechanism

式(9)中: T_0 为减速增扭齿轮组输出扭矩; T_i 为减速增扭齿轮组输入扭矩; K_i ($K_i > 1$) 为传动比。

滚珠丝杆运动方程为

$$\frac{\theta_s}{2\pi} = \frac{s}{h} \quad (10)$$

式(10)中: θ_s 为丝杆的角位移; s 为螺母的位移; h 为滚珠丝杆副的导程。

滚珠丝杆运动方程为

$$2\pi T_d = h F_t \quad (11)$$

式(11)中: T_d 为滚珠丝杆副输入的驱动力矩; F_t 为滚珠丝杆输出推力。

1.4 摩擦模型

由式(9)和式(10)可得到电机转角和主动缸活塞水平位移关系为

$$\theta_m = \frac{2\pi}{h} k_i x_p \quad (12)$$

式(12)中: θ_m 为电机机械转角。

考虑传动机构动静摩擦后, 由式(4)可得相应的动力学平衡方程为

$$m_e \frac{d^2 x_p}{dt^2} = F_a - P_a A_p - c \frac{dx_p}{dt} - k_s x_p - \bar{F}_f \quad (13)$$

$$\bar{F}_f = F_f + \frac{2\pi}{h} k_i T_f \quad (14)$$

式中: \bar{F}_f 为线控制动系统的总摩擦。考虑到传动机构摩擦阻力 F_f 以及电机摩擦转矩 T_f , 采用了卡诺普(Karnopp)模型, 该模型能同时考量动态与静态摩擦的影响, 来对等效摩擦阻力 \bar{F}_f 进行建模和估计, 即

$$\bar{T}_f = \begin{cases} D\dot{\theta}_m + (C + G P_a A_p) \text{sign}(\dot{\theta}_m), & |\dot{\theta}_m| > \varepsilon \\ T_E, & |\dot{\theta}_m| < \varepsilon, \text{ 且 } |T_E| < (T_s + G P_a A_p) \\ (T_s + G P_a A_p) \text{sign}(T_E), & \\ \text{其他} & \end{cases} \quad (15)$$

$$T_E = T_L - \frac{h}{2\pi} \frac{1}{k_i} P_a A_p \quad (16)$$

表 1 集成式线控制动系统摩擦模型参数
Table 1 Integrated line control motion system friction model parameters

参数	数值
黏性摩擦系数 $D/[\text{N}\cdot\text{m}\cdot(\text{rad}\cdot\text{s})^{-1}]$	8.3×10^{-4}
无负载的库伦摩擦转矩 $C/(\text{N}\cdot\text{m})$	4.6×10^{-2}
库伦摩擦系数 G	8.1×10^{-5}
静摩擦转矩 $T_s/(\text{N}\cdot\text{m})$	0.05
电机转向阈值 $\varepsilon/(\text{rad}\cdot\text{s}^{-1})$	0.02

式中: C 为系统在无负载情况下的库伦摩擦因数; T_e 为电机负载转矩与液压负载转矩之间的差值; T_s 为系统在空载情况下的静摩擦转矩; D 为黏性摩擦因数; θ_m 为电机角速度; G 为库伦摩擦因数。

2 压力环算法设计

2.1 级联闭环控制策略架构

图 3 展示了一个三层闭环集成式线控制动系统, 其主动制动液压力控制器包括压力环、位置环和电流环控制器。

基于自抗扰理论 (active disturbance rejection control, ADRC) 的压力环控制器, 其输入源自上层制动请求, 即由级联控制器设定的目标制动压力 P_a^* , 与实际的主动缸液压力 P_a 做差反馈, 输出为主动缸的目标活塞速度, 将活塞速度进行积分得到目标活塞位移 x_p^* 。

基于反步法设计的鲁棒滑模变结构 (sliding mode control, SMC) 位置环控制器, 输入为期望活塞位移 x_p^* , 以及传感器测得的实际位移 x_p , 输出为电机的目标转矩轴电流 i_q^* 。

基于线性矩阵不等式 (linear matrix inequality, LMI) 设计的电流环控制器, 其输入包括电机的目标励磁轴电流 $i_d^* = 0$ 、目标转矩轴电流 i_q^* 、实际励磁轴电流 i_d 和实际转矩轴电流 i_q , 而其输出则为目标转矩轴电压 u_q 和目标励磁轴电压 u_d [29]。

u_d 和 u_q 要经过 Park 逆变换将电压从 d - q 坐标系变换到 α - β 坐标系, 再经过空间矢量脉宽调制将电压 u_α 和 u_β 转化成 PWM 信号, 控制驱动器驱动永磁同步电机进行工作, 进行主动缸建压和制动压力控制。

2.2 压力环算法设计

压力控制层的主要任务是应对液压系统中存在的迟滞等非线性因素对压力控制的影响, 其目标是确保制动系统中实际主动缸压力能够跟随设定的目标压力。采用基于自抗扰理论设计的压力环控

制算法。集成式线控制动系统的目标压力 P_a^* 由外部制动请求模块提供, 而实际压力 P_a 则由主动缸的压力传感器实时检测获得。

在设计压力环控制算法的过程中, 将集成式线控制动系统近似为一阶非线性系统, 根据式 (6) 可得液压系统状态方程为

$$\dot{x}_1 = -ax_2 + bu \tag{17}$$

式 (17) 中: \dot{x}_1 和 \dot{x}_2 为系统状态变量; u 为系统的输入。 $\dot{x}_1 = P_a$, 为主动缸液压力; $\dot{x}_2 = f_n$, 为液压系统的非线性因素; $u = \dot{x}_p^*$, 为主动缸的目标活塞速度。

在线控制动系统的压力建立和控制过程中, 其与外部环境会进行输入输出。为了获得被控系统的内部变量, 状态观测器可以对被控系统的外部变量进行状态观测。因此, 将所有对线控制动系统产生影响的扰动, 包括内部扰动和外部扰动, 扩展为一个新的状态量。通过特殊的反馈机制设计扩张状态观测器, 可以实现对系统状态和扰动状态量的观测 [30]。具体而言, 采用如下设计方案来设计扩张状态观测器。

$$\begin{cases} e(k) = z_1(k) - x_1(k) \\ z_1(k+1) = z_1(k) + \Delta T[-az_2(k) + bu - \beta_{01}e(k)] \\ z_2(k+1) = z_2(k) + \Delta T[-\beta_{02}fal[e(k), a_0, \delta]] \end{cases} \tag{18}$$

$$fal(e, a_0, \sigma) = \begin{cases} |e|^{a_0} \text{sgn}(e), & |e| > \sigma \\ e/\sigma^{1-a_0}, & |e| \leq \sigma \end{cases} \tag{19}$$

式中: z_1 为线控制动系统状态变量 x_1 的估计; z_2 为被扩张的扰动状态变量的观测值; β_{01} 和 β_{02} 分别为线控制动系统的非线性反馈增益; ΔT 为采样步长; a_0 为非线性函数 fal 的控制参数; σ 为线性区间大小。

根据自抗扰理论, 通过使用非线性状态反馈, 可以改善控制系统模型精度并提高其抗未知扰动的能力。为此, 在控制器中引入 NLSEF 环节, 将系统状态变量 mm^2/s 与扩张状态观测器 ESO 的对应状态变量估计值 mm^2/s 做差, 并将该差值作为反馈

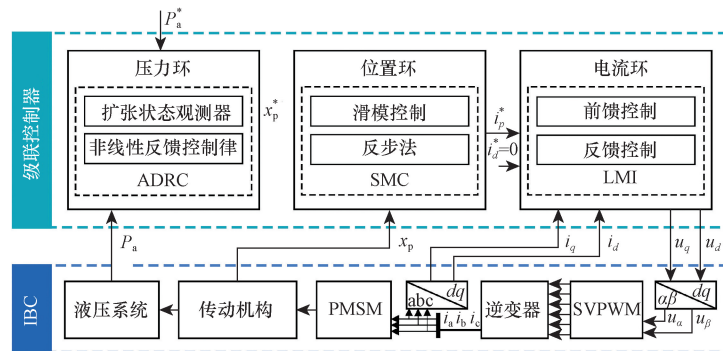


图 3 集成式线控制动系统液压力总体控制架构

Fig. 3 Overall hydraulic pressure control architecture of integrated brake-by-wire system

信号, 进一步改善系统的控制效果。

NLSEF 选用压力环误差反馈控制律 u_b 为

$$\begin{cases} e_p = P_a^* - z_1 \\ u_b = k_1 e_p + k_2 \int e_p dt \end{cases} \quad (20)$$

式(20)中: P_a^* 为期望主动缸液压力; k_1 和 k_2 为压力环误差反馈控制参数。

通过采用前馈控制律 u_f , 将误差反馈控制量 u_b 得到的液压系统非线性因素扰动 z_2 进行补偿,

$$u_f = az_2 \quad (21)$$

因此, 最终控制量 u_p 为

$$u_p = \frac{u_b + u_f}{b_0} \quad (22)$$

式(22)中: b_0 为系统控制律修正系数。

可得, 期望活塞位移为

$$x_p^* = \int u_p dt \quad (23)$$

2.3 位置环算法设计

位置环控制器输入为主动缸活塞期望水平位移 x_p^* , 输出为电机转矩轴期望电流 i_q^* 。集成式线控制动系统进行位置控制时, 传动机构较大的转动惯量和摩擦阻力会严重影响主动缸活塞位移的准确性, 进而影响制动系统的压力控制精度。采用对于控制对象参数变化与外界扰动不敏感的滑模变结构控制。

将位置环系统的状态变量定义为主动活塞的水平位移, 并将控制器的输入定义为期望电机转矩。即 $X_1 = x_p$, $X_2 = \dot{x}_p$, $U = T_e^*$ 。则由式(11)和式(13)可得

$$\dot{x}_1 = X_2 \quad (24)$$

$$\dot{x}_2 = \varphi_1 + \varphi_2 + \varphi_3 + \varphi_4 + \varphi_5 U \quad (25)$$

式中: $\varphi_1 = -\frac{p_a A_p}{m_e}$, $\varphi_2 = -\frac{\bar{F}_f}{m_e}$, $\varphi_3 = -\frac{c}{m_e} \frac{dx_p}{dt}$,

$$\varphi_4 = -\frac{k_s x_p}{m_e}, \varphi_5 = -\frac{2\pi k_i}{hm_e}。$$

定义位置环系统输入量的跟踪误差为

$$e_s = X_1 - x_p^* \quad (26)$$

$$\dot{e}_s = \dot{x}_1 - \dot{x}_p^* = X_2 - \dot{x}_p^* \quad (27)$$

采用滑模变结构控制技术来设计位置环控制器, 并构建了一个滑模面作为其核心组成部分, 即

$$S = c_1 e_s + \dot{e}_s = c_1 (X_1 - x_p^*) + (X_2 - \dot{x}_p^*) \quad (28)$$

式(28)中: $c_1 > 0$ 。

使用李雅普诺夫方法设计的方程 $V_1 = \frac{1}{2} e_s^2$, 则该方程的微分形式为

$$\dot{V}_1 = e_s \dot{e}_s = e_s S - c_1 e_s^2 \quad (29)$$

若能使 S 趋向于 0, 那么 $\dot{V}_1 < 0$ 和 e_s 趋向于 0 成立, 就能够保证集成式线控制动系统可以克服传动机构的摩擦阻力, 为了实现对主动缸活塞的更精确控制, 运用反步法来设计位置环的控制策略, 并据此引入了新的李雅普诺夫方程作为理论基础, 记为 $V_2 = V_1 + \frac{1}{2} S^2$, 对方程进行微分后, 可以得到相应的表达式

$$\begin{aligned} \dot{V}_2 &= \dot{V}_1 + S\dot{S} = e_s S - c_1 e_s^2 + S(c_1 \dot{e}_s + \ddot{e}_s) \\ &= e_s S - c_1 e_s^2 + S(c_1 \dot{e}_s + \varphi_1 + \varphi_2 + \varphi_3 + \\ &\quad \varphi_4 + \varphi_5 U - \ddot{x}_p^*) \end{aligned} \quad (30)$$

应用李雅普诺夫第二定理, 设

$$c_1 \dot{e}_s + \varphi_1 + \varphi_2 + \varphi_3 + \varphi_4 + \varphi_5 U - \ddot{x}_p^* = -c_2 S$$

则位置环控制律为

$$U = \frac{c_1 \dot{e}_s + e_s + c_2 S + \varphi_1 + \varphi_2 + \varphi_3 + \varphi_4 - \ddot{x}_p^*}{-\varphi_5} \quad (31)$$

可得

$$\dot{V}_2 = -c_1 e_s^2 - c_2 S^2 \quad (32)$$

式(32)中: $c_2 > 0$ 。易知 $\dot{V}_2 \leq 0$, 且方程 $V_2 > 0$, 则随着时间 t 趋向于无穷, V_2 趋向于 0, 则 e_s 趋向于 0。

因此, 根据转矩方程[式(2)], 可以计算得出所期望的电机转矩轴电流为

$$i_q^* = \frac{2}{3} \frac{T_e^*}{P_n \psi_f} \quad (33)$$

2.4 电流环算法设计

为了提高系统的鲁棒性, 提高永磁同步电机电流层的跟踪性能, 根据线性矩阵不等式设计了电流环控制器。

由式(1)可得电机电流环的状态空间方程为

$$\begin{cases} \dot{x} = Ax + Bu_i \\ y = Ex \end{cases} \quad (34)$$

$$\text{式(34)中: } x = \begin{bmatrix} i_d \\ i_q \end{bmatrix}; A = \begin{bmatrix} -\frac{R}{L_d} & \frac{L_q \omega_e}{L_d} \\ -\frac{R}{L_d} \omega_e & -\frac{R}{L_q} \end{bmatrix}; B =$$

$$\begin{bmatrix} \frac{1}{L_d} & 0 \\ 0 & \frac{1}{L_q} \end{bmatrix}; u_i = \begin{bmatrix} u_d \\ u_q - \omega_e \psi_f \end{bmatrix}; E = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix}。$$

在电流环的矢量控制策略中, 应用了针对永磁同步电机的电流调控方法, 该方法的核心目标是将

励磁轴上的电流调至零, 即 $i_d^* = 0$ 。期望转矩轴电流 i_q^* 为压力环控制器的输出值。因此目标值向量 x^* 和状态跟踪误差向量 d 为

$$\begin{cases} x^* = [0 \quad i_q^*]^T \\ d = [-i_d \quad i_q^* - i_q]^T \end{cases} \quad (35)$$

基于线性矩阵不等式的电流环控制律可以表示为

$$u_i = Hx + u_r \quad (36)$$

式(36)中: H 为状态反馈增益, 通过线性矩阵不等式设计求得; u_r 为前馈控制项, $u_r = -Hx^* - B^{-1}Ax^* + B^{-1}\dot{x}^*$ 。

误差 d 的状态方程为

$$\dot{d} = \dot{x}^* - \dot{x} = Ad + BHd \quad (37)$$

H 由以下方法可获得。

对于 d 的状态方程, 取李雅普诺夫函数为

$$V = d^T Qd \quad (38)$$

式(38)中: $Q = Q^T > 0$ 。

则有

$$\begin{aligned} \dot{V} &= d^T Q\dot{d} + \dot{d}^T Qd = (Ad + BHd)^T Qd + d^T Q(Ad + BHd) \\ &= d^T (A^T Q + H^T B^T Q + QA + QBH)d \\ &= d^T Fd \end{aligned} \quad (39)$$

式(39)中: $F = F^T < 0$, F 的表达式为

$$F = A^T Q + H^T B^T Q + QA + QBH \quad (40)$$

对 Q 和 F 进行合理取值, 即可求出状态反馈增益 H 。

令 $Q = \begin{bmatrix} \lambda & 0 \\ 0 & \lambda \end{bmatrix}$, $F = \begin{bmatrix} \gamma & 0 \\ 0 & \gamma \end{bmatrix}$, $H = \begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} \\ a_{21} & a_{22} \end{bmatrix}$, 代入式(39), 并把 A 、 B 代入, 可得

$$H = \begin{bmatrix} \frac{\gamma}{2\lambda}L_d + R & (L_d - L_q)\omega_e \\ (L_d - L_q)\omega_e & \frac{\gamma}{2\lambda}L_q + R \end{bmatrix} \quad (41)$$

对于表贴式永磁同步电机, $L_d = L_q = L$, 式(41)可简化为

$$H = \begin{bmatrix} \frac{\gamma}{2\lambda}L_d + R & 0 \\ 0 & \frac{\gamma}{2\lambda}L_q + R \end{bmatrix} \quad (42)$$

式(42)中: $\lambda > 0; \gamma < 0$ 。

3 仿真及验证

为了验证所设计的三层级联式闭环控制器的控制效果, 基于 MATLAB/Simulink 编写了该控制器的控制算法, 同时, 在 AMESim 软件中搭建了研究对象, 即集成式线控制动系统的液压仿真模型, 对控制策略进行了试验验证。

3.1 集成式线控制动系统仿真模型

图 4 为搭载了所设计级联闭环控制器的永磁同步电机的仿真模型, 通过与 AMESim 软件中仿真模型进行数据交互将主动制动压力信号和 AMESim 液压仿真模型中的实时数据输入图中所搭建的控制器, 控制 AMESim 软件中液压执行机构进行建压和压力控制。在这个过程中, Simulink 和 AMESim 之间始终保持数据的传递, Simulink 得到实际的压力和位移, AMESim 获得电机的转角、转速以及电磁转矩等数据作用与液压执行机构。在 AMESim 软件中根据图 1 所搭建的集成式线控制动系统的液压模型, 部分元件的参数如表 2 所示。

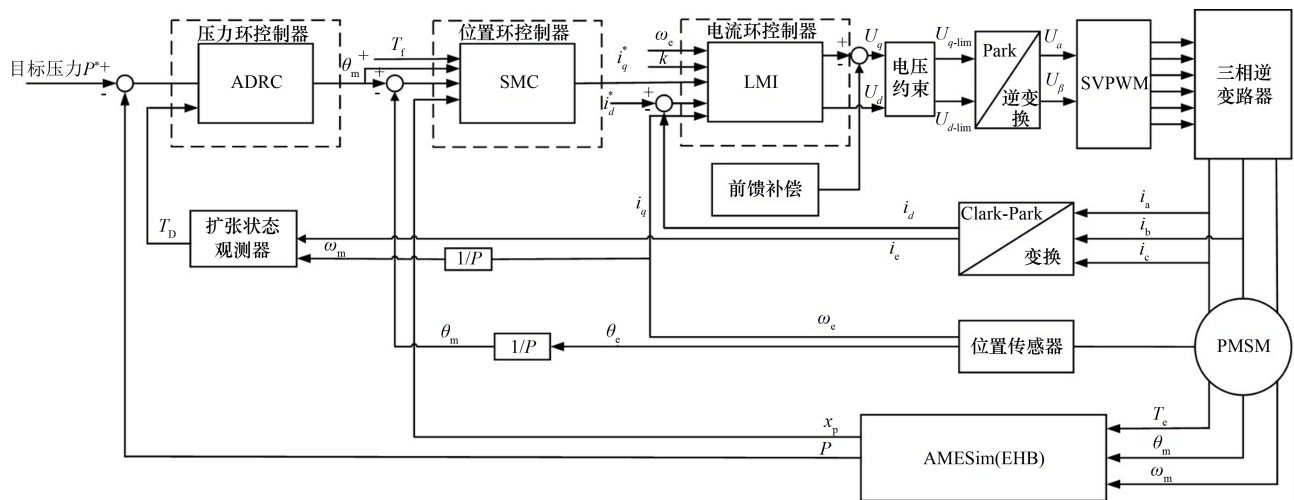


图 4 永磁同步电机仿真模型及级联算法控制器

Fig. 4 Simulation model and proposed controller

表2 集成式线控电液制动系统仿真模型的参数
Table 2 Parameters of integrated line-controlled electro-hydraulic brake system simulation model

仿真元件	参数	数值	单位
制动液	黏度	42.5	mm ² /s
	密度	1 027	kg/m
	工作温度	40	℃
	体积模量	1 600	MPa
永磁同步电机	极对数	4	—
	励磁轴电感	1.6×10^{-4}	H
	转矩轴电感	1.6×10^{-4}	H
	定子电阻	2×10^{-2}	Ω
	磁链	8.5×10^{-2}	Wb
	额定功率	300	W
	额定转速	1 050	r/min
	最高转速	2 400	r/min
传动机构	减速器传动比	2.9	—
	滚珠丝杆导程	2×10^{-2}	m

所搭建的集成式线控制动系统 AMESim/Simulink 仿真模型中部分元件的参数与已搭建实物试验台中所对应的器件参数一致,如永磁同步电机的各参数、传动机构的各参数、制动液的参数和主动缸的各参数等。模型中剩余的一些未知参数在后续试验台实验中进行仿真模型与实物的标定,调整 AMESim/Simulink 仿真模型中的参数,提高仿真模型的精度。

3.2 仿真实验工况设置

为了验证所设计的基于永磁同步电机进行控制的主动制动压力控制策略的有效性,设置了两种压力跟随控制仿真实验的目标信号,分别为:斜坡信号和正弦压力信号。同时,为了验证所设计控制器无论制动强度如何都能实现准确快速的压力控制,针对每种工况分别设置了3种制动强度不同的工况参数,工况说明如表3和表4所示。

所设置的仿真工况分别模拟了智能汽车在行驶

表3 主动制动实验斜坡工况参数表

Table 3 Active braking test slope operating parameters table

工况	制动强度	上升斜率/ (MPa·s ⁻¹)	目标 压力/MPa	稳态 区间/s
斜坡工况	小	3	6	2.5→5.5
	中	6	6	1.5→4.5
	大	9	6	1.2→4.2

表4 主动制动实验正弦工况参数表

Table 4 Active braking experiment sine parameter table

工况	制动强度	频率/Hz	压力幅值/MPa	偏置/MPa
正弦工况	小	0.5	2.5	2.5
	中	0.5	3.5	3.5
	大	0.5	4.5	4.5

过程中进行的常规制动和驾驶员连续踩下制动踏板的3种情况,同时每种工况分别设置了3种不同制动强度的参数条件。其中斜坡工况的压力变化斜率与制动强度成正比,具有相同的稳态时间。正弦工况中压力变化的幅度与制动强度成正比。基于上述仿真实验工况对前面所设计的控制器进行仿真实验,测试其在不同工况、不同制动强度下是否有良好的控制效果。

3.3 仿真结果及数据分析

3.3.1 级联控制器参数设置

在进行上述工况的仿真之前,首先要设置好控制器的各个参数。集成式线控制动系统的级联控制器由3个环组成,且3个回路相互耦合、相互影响。通过简单的仿真测试可知,参数的调整应先内环开始再到外环,这种调参方式能最快、最有效的达到预期的控制效果,控制器的具体参数如表5所示。

表5 级联控制器参数

Table 5 Expansion controller parameters

参数	数值
压力环误差反馈控制参数 k_1	1.5
压力环误差反馈控制参数 k_2	19.3
压力环系统控制律修正系数 b_0	2.6
位置环控制器参数 c_1	9.2
位置环控制器参数 c_2	6.5
电流环控制器参数 λ	1.5
电流环控制器参数 γ	-200

3.3.2 斜坡工况仿真

在斜坡工况仿真实验中,所设计的测试参数的目标制动压力均为6 MPa,3次仿真的压力变化斜率分别为3、6和9 MPa/s,分别对应3种不同的制动强度情况,压力稳态时间皆为3 s。

图5展示了在不同制动强度下的斜坡工况仿真结果。为了更好地表征压力跟随效果,在第二行中详细展示了压力跟随误差情况。通过观察制动压力跟随曲线可以发现在0.5 s目标压力开始上升时,存在较大的压力跟随误差。但所设计的级联控制器能够控制永磁同步电机进行主动缸快速建压,实际压力迅速增加,在0.5 s内跟随上目标压力,且压力跟随误差在增压阶段不断减小。在进入稳态的初始时刻,实际压力经过小的波动后迅速跟随目标压力,稳态压力跟随误差保持在0.1 MPa以内。在减压阶段,实际压力也能达到良好的压力跟随效果,压力跟随误差最终收敛于零。表明在所设计控制策略下,集成式线控制动系统进行换向制动时仍能保持良好的压力控制性能。在考虑了机构的动静摩擦特性之后,控制器的位置环能够很好地控制主动缸活塞的位移跟随目标位移。观察转矩轴电流

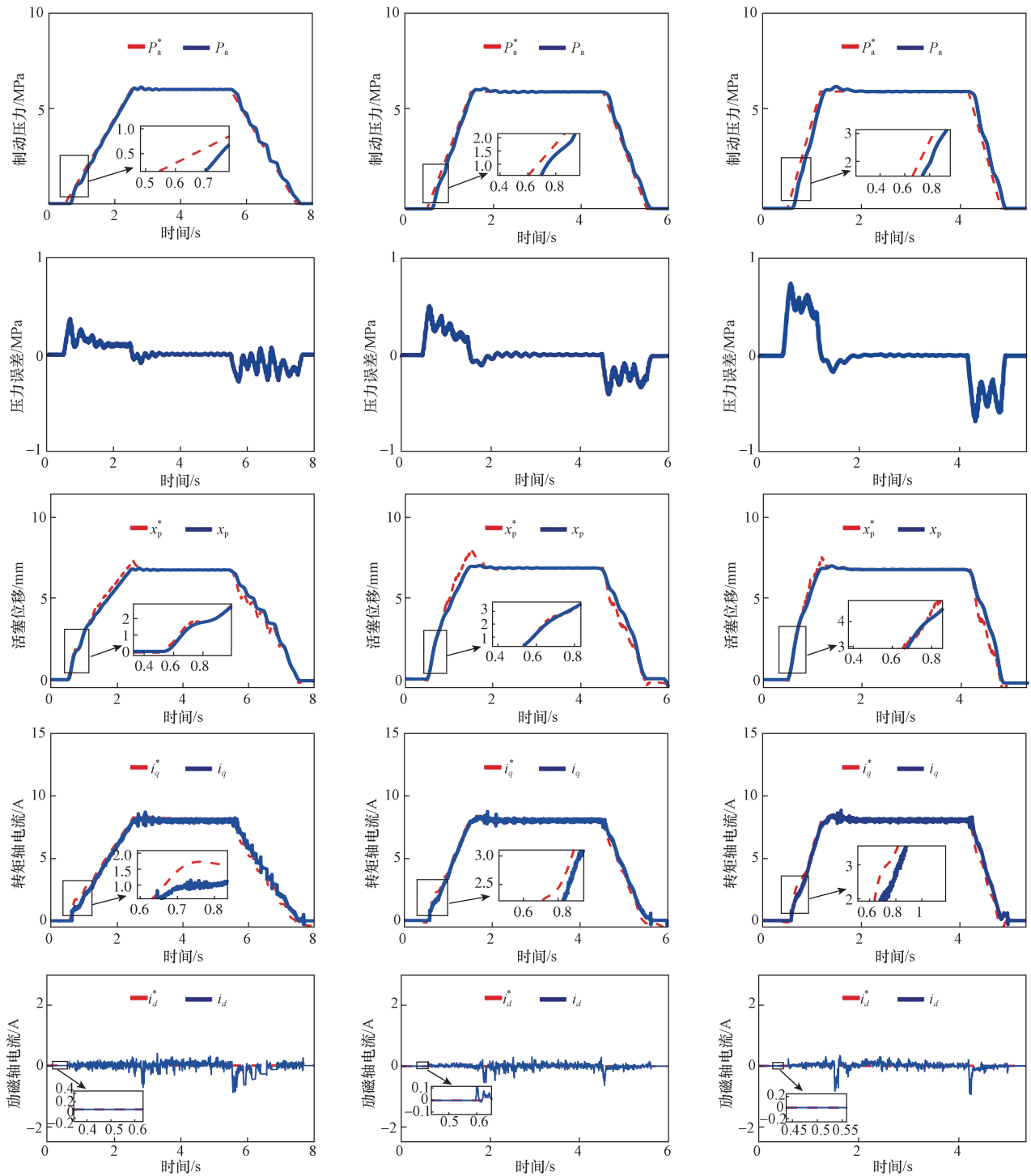


图5 斜坡工况压力控制仿真结果

Fig. 5 Results of pressure control under ramp condition

跟随曲线和励磁轴电流跟随曲线可以发现, 永磁同步电机的转矩轴电流和励磁轴电流均能够快速准确地跟随各自的目标值, 表明所设计控制器的电流环能够实现快速的响应与精准的控制。

此外, 通过观察不同制动强度下制动控制效果可以发现, 随着制动强度的上升, 响应初始阶段的压力跟随误差会有小幅度的上升, 且实际压力跟随

上目标压力的时间也会有小幅度延长。但是都能在 0.5 s 内快速跟随上目标压力, 且稳态压力跟随误差都保持在 0.1 MPa 以内。同样在不同制动强度下, 位移和电流控制效果依旧表现良好, 能够精确跟随各自的目标值。表明所设计的级联控制器能够使集成式线控制动系统适应不同强度的制动工况, 同时保证系统良好的动态制动性能。

3.3.3 正弦工况仿真

在正弦工况仿真实验中,所设计的测试参数的信号频率均为 0.5 Hz,3 次仿真的压力变化幅值分别为 5、7 和 9 MPa,分别对应 3 种不同制动强度的

情况。测试结果和分析详细描述如下。

图 6 展示了在正弦工况下不同制动强度的仿真结果。为了更好地表征压力跟随效果,在第二行中详细展示了压力跟随误差情况。通过观察制动压力跟

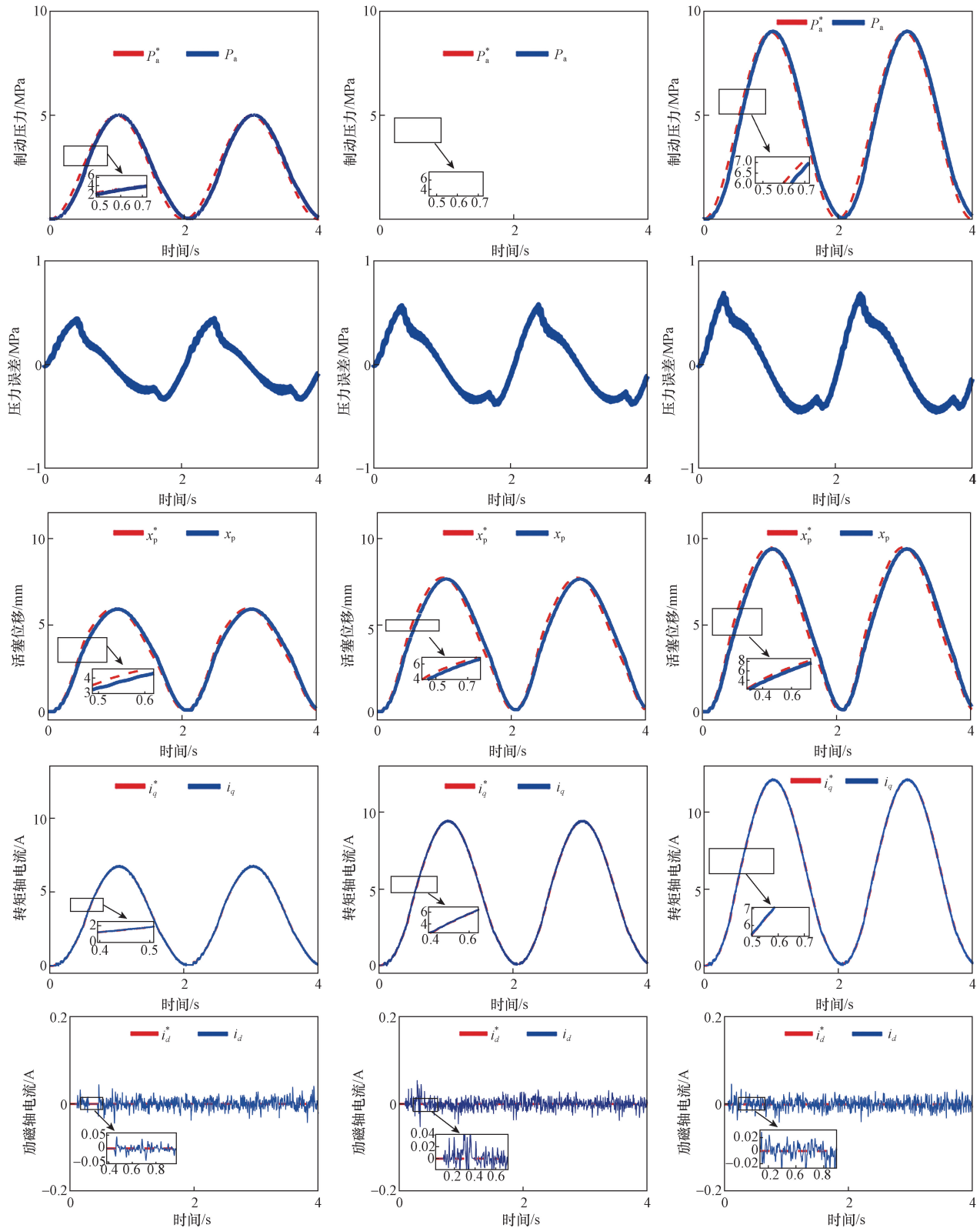


图 6 正弦工况压力控制仿真结果

Fig. 6 Results of pressure control under sinusoidal condition

随曲线可以发现,该级联控制器能够保证系统在正弦工况下的动态跟随性能。基于正弦工况的特性,目标压力一直处于连续变化的状态,实际制动压力与目标压力之间必然存在不可消除的滞后时间,因此增压阶段压力跟随误差为正,减压阶段压力跟随误差为负。分析制动压力跟随曲线和制动压力误差曲线压力可以发现,跟随误差与压力变化率呈正相关,即压力变化率越大,压力跟随误差越大,最大压力跟随误差出现在压力变化率最大的地方,而在目标压力波峰波谷位置压力跟随误差几乎为0。

观察制动强度不同的3种正弦工况仿真结果可以发现,压力跟随误差也会随着正弦幅值的增大而增大,且正弦幅值与制动强度呈正相关。由此可见,制动强度越大,压力变化越快,压力控制误差越大。但是3种工况下系统的最大压力跟随误差分别控制在0.45、0.55和0.7 MPa以内,总体误差仍在可接受的公差范围内,满足制动工况下对建压速度的要求。从主动缸活塞位移跟随曲线可以看出,在所设计的位置环的控制下,活塞位移快速且精确的跟随目标位移,跟随误差几乎为0。此外,电流环也能够控制转矩轴电流快速响应,永磁同步电机转矩轴电流和励磁轴电流均能准确跟随各自的目标值,有效保证了制动系统的压力控制效果。而且无论制动强度多大,在1、2、3 s左右,制动系统进行换向调整压力时,制动压力跟随没有出现明显的超调和滞后问题。且如上述所说,在不同强度的制动过程中,压力误差始终在可接受的公差范围内,验证了所提出的基于永磁同步电机设计的集成式线控制动系统制动液压力精确控制策略的有效性。

3.3.4 对比试验

为了验证所提出的压力控制策略的优势,将本文方法与基于PI控制的传统控制方法进行了对比,压力跟随的对标结果如表6所示。可以看出传统控制方法在压力跟随过程中存在较大的压力波动和响应迟滞。而本文策略充分考虑了液压非线性特性、摩擦阻碍等的影响,能够减小液压迟滞,提高系统的响应速度和控制精度。本文策略能够实现更快的响应速度和更高的控制精度,提高了集成式线控制动系统的性能。

表6 压力跟随对比结果

Table 6 Comparison results of pressure following

参数	传统方法	本文方法
瞬态压力跟随误差均值/MPa	0.2	0.06
稳态压力跟随误差均值/MPa	1.5	0.70
响应迟滞时间均值/s	0.06	0.02

4 结论

提出了一种集成式线控制动系统主动制动液压力精确控制策略来解决集成式线控制动系统因非线性特性和动态摩擦特性等导致液压力控制不够精确的问题,得出以下主要研究结论。

(1) 基于集成式线控制动系统的结构和工作原理建立了系统的数学模型。设计了一种能够提高压力响应速度、控制精度的主动制动三层闭环级联控制器,能够确保制动系统在不同的制动工况下都能够具备良好的压力控制性能。

(2) 为了验证所设计的三层级联式闭环控制器的控制效果,分别进行了斜坡工况和正弦工况仿真试验。结果表明,稳态压力跟随误差基本控制在0.1 MPa以内,表明了集成式线控制动系统在多种工况下具有良好的液压力控制性能,同时验证了所提出的控制策略的有效性。

参考文献

- [1] 朱冰, 张伊晗, 赵健, 等. 基于集成电液制动系统的主动制动液压力精确控制方法[J]. 中国公路学报, 2021, 34(9): 147-156.
Zhu Bin, Zhang Yihan, Zhao Jian, et al. Precise control method for active brake pressure based on an integrated braking control system[J]. China Journal of Highway and Transport, 2021, 34(9): 147-156.
- [2] 张奇祥, 靳立强, 靳博豪, 等. EMB夹紧力控制与传感器故障诊断研究进展[J]. 汽车工程, 2022, 44(5): 736-746, 755.
Zhang Qixiang, Jin Liqiang, Jin Bohao, et al. Precise control method for active brake pressure based on an integrated braking control system[J]. Automotive Engineering, 2022, 44(5): 736-746, 755.
- [3] Zhang Q, Jin L, Zhang Y, et al. Research on estimation and precise control of wheel cylinder pressure for integrated electronic hydraulic brake system[C]//2021 China Automation Congress (CAC). Beijing: IEEE, 2021: 4590-4594.
- [4] 徐哲, 刘豪, 党威, 等. 汽车制动舒适性控制研究综述[J]. 科学技术与工程, 2022, 22(17): 6790-6801.
Xu Zhe, Liu Hao, Dang Wei, et al. Review on automotive braking comfort control[J]. Science Technology and Engineering, 2022, 22(17): 6790-6801.
- [5] 吴伟斌, 胡智标, 冯小明, 等. 融合自识别功能的商用车线控制动系统[J]. 科学技术与工程, 2022, 22(23): 10271-10277.
Wu Weibin, Hu Zhibiao, Feng Xiaoming, et al. Commercial vehicle brake-by-wire system with self-identification function[J]. Science Technology and Engineering, 22(23): 10271-10277.
- [6] 张奇祥, 王金湘, 张伊晗, 等. 智能电动汽车线控制动关键技术与研究进展[J]. 机械工程学报, 2024, 60(10): 339-365.
Zhang Qixiang, Wang Jinxiang, Zhang Yihan, et al. Key technologies and research progress of brake-by-wire system for intelligent electric vehicles[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2024, 60(10): 339-365.

- [7] Feigel H. Integrated brake system without compromises in functionality [J]. ATZ Worldwide, 2012, 114(7/8): 46-50.
- [8] Leiber H, Unterfrauner V. Brake system comprising at least one conveying unit for redelivering brake fluid to the working chambers of a brake booster; uS2010006596A1 [P]. 2011-01-13.
- [9] Leiber H, Unterfrauner V. Modular brake system with integrated functionalities [J]. Auto Tech Review, 2012, 1(6): 24-29.
- [10] 张磊. 半挂车列车挂车主动转向与差动制动控制研究[D]. 南京: 南京林业大学, 2019.
Zhang Lei. Research of active trailer steering and differential braking for tractor-semitrailer[D]. Nanjing: Nanjing Forestry University, 2019.
- [11] 王辉. 电动汽车再生制动试验台地面制动力模拟控制研究[D]. 南京: 南京林业大学, 2021.
Wang Hui. Research on simulation control of ground force of electric vehicle regenerative braking system[D]. Nanjing: Nanjing Forestry University, 2021.
- [12] Bauer U, Brand M, Maucher T. Integrated power brake-modular set extension for highly automated driving [C]//8th International Munich Chassis Symposium. Wiesbaden: Springer Vieweg Verlag, 2017: 693-710.
- [13] Riese C, Gauterin F. Analysis of hydraulic brake systems with regard to the requirements for future vehicle concepts [C]//Internationales Stuttgarter Symposium: Automobil-und Motorentechnik. Wiesbaden: Springer, 2016: 607-618.
- [14] Zhao J, Chen Z, Zhu B, et al. Precise active brake-pressure control for a novel electro-booster brake system [J]. IEEE Transactions on Industrial Electronics, 2020, 67(6): 4774-4784.
- [15] 熊璐, 徐松云, 余卓平. 基于颤振补偿的电子液压制动系统液压力优化控制[J]. 机械工程学报, 2016, 52(12): 100-106.
Xiong Lu, Xu Songyun, Yu Zhuoping. Optimization of hydraulic pressure control system of integrated electro-hydraulic brake system based on chatter-compensation [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2016, 52(12): 100-106.
- [16] 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 Zhuoping, Han Wei, Xu Songyun, et al. Review on hydraulic pressure control of electro-hydraulic brake system [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2017, 53(14): 1-15.
- [17] Ohkubo N, Matsushita S, Ueno M, et al. Application of electric servo brake system to plug-in hybrid vehicles [J]. SAE International Journal of Passenger Cars-Electronic and Electrical Systems, 2013, 6(1): 255-260.
- [18] Yang I, Choi K, Huh K. Development of an electric booster system using sliding mode control for improved braking performance [J]. International Journal of Automotive Technology, 2012, 50(10): 1005-1011.
- [19] Todeschini F, Formentin S, Panzani G, et al. Nonlinear pressure control for BBW systems via dead-zone and antiwindup compensation [J]. IEEE Transactions on Control Systems Technology, 2015, 24(4): 1-13.
- [20] Yang X, Li J, Miao H, et al. Hydraulic pressure control and parameter optimization of integrated electro-hydraulic brake system [C]//SAE 2017 Brake Colloquium & Exhibition. Orlando: SAE, 2017: 274-286.
- [21] 王治中. 分布式电液制动系统的设计与控制[D]. 北京: 清华大学, 2014.
Wang Zhizhong. Design and control of the distributed electro-hydraulic braking system [D]. Beijing: Tsinghua University, 2014.
- [22] 张祥瑞, 季学武, 钟佩思, 等. 集成式电液制动系统建模仿真与压力控制 [J]. 科学技术与工程, 2021, 21(13): 5539-5545.
Zhang Xiangkun, Ji Xuewu, Zhong Peisi, et al. Modeling, simulation and pressure control of integrated-electro-hydraulic brake system [J]. Science Technology and Engineering, 2021, 21(13): 5539-5545.
- [23] 张奇祥. 面向智能驾驶的集成式线控液压制动系统控制策略研究[D]. 长春: 吉林大学, 2022.
Zhang Qixiang. Research on control strategy of integrated hydraulic brake-by-wire system for intelligent driving [D]. Changchun: Jilin University, 2022.
- [24] Zhang Q, Jin L, Zhang Y, et al. Research on precise control architecture of servo master cylinder hydraulic pressure for integrated electronic hydraulic brake system [C]//2021 China Automation Congress (CAC). Beijing: IEEE, 2021: 3980-3986.
- [25] 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, 2023.
Zhang Yihan. Research on control strategy of integrated electro-hydraulic braking system for intelligent vehicle [D]. Changchun: Jilin University, 2023.
- [26] 袁雷. 现代永磁同步电机控制原理及 MATLAB 仿真 [M]. 北京: 北京航空航天大学出版社, 2016.
Yuan Lei. Modern permanent magnet synchronous motor control principles and MATLAB simulation [M]. Beijing: Beihang University Press, 2016.
- [27] 张兆顺, 崔桂香. 流体力学 [M]. 第三版. 北京: 清华大学出版社, 2015.
Zhang Zhaoshun, Cui Guixiang. Fluid mechanics [M]. 3rd ed. Beijing: Tsing University Publishing House, 2015.
- [28] Han W, Xiong L, Yu Z. A novel pressure control strategy of an electro-hydraulic brake system via fusion of control signals [J]. Journal of Automobile Engineering, 2019, 233(13): 3342-3357.
- [29] 陈志成, 朱冰, 赵健, 等. 考虑非线性特性的电控助力制动系统多闭环压力控制策略 [J]. 机械工程学报, 2023, 59(4): 190-198.
Chen Zhicheng, Zhu Bing, Zhao Jian, et al. Multi-closed-loop pressure control strategy considering nonlinear characteristics of electro-booster brake system [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2023, 59(4): 190-198.
- [30] 孙优贤. 控制工程手册 [M]. 北京: 化学工业出版社, 2016.
Sun Youxian. Control engineering manual [M]. Beijing: Chemical Industry Press, 2016.