

# 新能源汽车电静液制动系统抗饱和反演控制

符晓刚<sup>1</sup>, 邱伟<sup>1</sup>, 杨开<sup>2</sup>

(1. 上海航天控制技术研究所, 上海 200000; 2. 西北工业大学 航天学院, 西安 710000)

**摘要:** 对电静液制动系统存在的未知非线性及参数时变特点, 提出一种控制输入受限条件下的反演控制策略; 建立电静液作动器的状态空间模型并表达为严格反馈形式, 将建模误差及未建模动态视为未知干扰, 结合反演步骤设计参数自适应律, 实时估计未知扰动; 设计抗饱和补偿器, 将控制器输出与被控对象输入信号之差作为抗饱和补偿器的输入, 构成反馈回路消除饱和现象; 应用 Lyapunov 方法证明闭环系统的渐近稳定性, 闭环系统信号一致有界, 压力跟踪误差可通过改变补偿器的参数进行调节; 仿真及试验结果表明, 所提控制方法具有较强的自适应能力, 与传统反演方法相比, 鲁棒性和控制性能得到显著提高。

**关键词:** 电静液作动器; 制动系统; 压力伺服控制; 自适应反演控制; 抗饱和控制

## Adaptive Backstepping Control for Anti-windup Design of Electro-hydrostatic Braking Actuator with Input Saturation

Fu Xiaogang<sup>1</sup>, Qiu Wei<sup>1</sup>, Yang Kai<sup>2</sup>

(1. Shanghai Aerospace Control Technology Institute, Shanghai 200000, China;

2. College of Astronautics, Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710000, China)

**Abstract:** For overcoming the unknown nonlinearity and parameters variability in the model of electro-hydrostatic braking system, a Lyapunov function-based control algorithm is addressed for force tracking control in the case of input saturation presence. Treating modeling errors, unmodeled nonlinearities as unknown external disturbances, the state space model of electro-hydrostatic actuator is formulated as a strict feedback system. By using backstepping approaches, an online estimation scheme is adopted to approximate the external disturbance of the system. To deal with saturation, the anti-windup compensator is constructed. Regarded the error between the control input and saturated input as the input of the compensator, a number of signals are generated to compensate the effect of saturation. Based on the Lyapunov stability analysis, it is shown that the proposed control strategy guarantees that asymptotic force tracking is achieved, all closed loop signals are ensured to be bounded. The tracking error is adjustable by an explicit choice of design parameters. The simulation results and experiment results are provided to show that the control scheme proposed has a good capacity to deal with the model parameter uncertainty, and compared with the classical backstepping control, the robustness and steady state accuracy have improved obviously.

**Keywords:** electro-hydrostatic actuator; braking systems; force servo system; adaptive backstepping control; anti-windup control

## 0 引言

发展新能源汽车已成为应对能源危机、实现节能减排的共识。近年来, 新型车载动力装置不断涌现, 目前已有混合动力汽车、电动汽车、燃料电池汽车等, 其推广运行已取得显著的节能与环保效益。新能源汽车的发展堪称日新月异, 但其刹车系统的性能始终是人们关注的焦点<sup>[1]</sup>。与常规汽车相比, 混合动力/电动汽车的刹车系统具有特殊性, 由于采用电机作为汽车动力单元, 在汽车减速或制动时, 通过控制策略使驱动电机工作于发电模式, 可将车身的动能部分回馈至储能器, 同时也可起到制动作用<sup>[2]</sup>。新型电液制动系统从机理上实现了建压单元与踏板单元的解

耦, 在保证踏板感觉的同时还能实现制动压力的实时调节, 有助于实现最大制动能量回收, 更代表刹车系统智能化、电子化的发展方向, 具有重要的研究意义和工程价值<sup>[3]</sup>。

电液制动系统中, 以电机作为液压力源的分分布式刹车机构研究最为深入, 此类结构摒弃了柱塞泵和蓄能器, 显著降低了成本, 但仍存在卡死、散热、齿隙非线性等诸多问题亟待解决。研究一种封闭式电静液作动器结构的 (Electro-Hydrostatic Actuator, EHA) 刹车机构, 该机构由电机变转速驱动定量泵, 实现直驱式容积控制, 兼具传统液压刹车和电机作动的优势, 并已在航空制动领域得到成功应用, 具有良好的发展前景, 但其结构及控制方式也较为复杂, 现有文献对 EHA 的研究通常采用基于传递函数的线性定常模型, 忽略非线性因素, 在此基础上采用不严格依赖模型的方法进行控制器设计, 如 PID 控制<sup>[4]</sup>、模糊控制<sup>[5]</sup>, 定量反馈控制<sup>[6]</sup>、模型参考自适应控制<sup>[7]</sup>等。在此类控制器作用下, 闭环系统具有一定的鲁棒性, 然而系统

收稿日期: 2018-05-24; 修回日期: 2018-07-16。

基金项目: 上海航天科技创新基金(SAST2017-082)。

作者简介: 符晓刚(1987-), 男, 陕西宝鸡人, 硕士研究生, 工程师, 主要从事导航、制导与控制方向的研究。

动态性能依赖于参数整定, 受模型参数变化及外部扰动影响, 难以保障控制效果。

针对基于线性模型的控制算法存在的缺陷, 部分学者尝试依赖数学模型的控制设计。文献 [8] 在忽略油液可压缩性的前提下, 建立阀泵联合控制型 EHA 的状态空间模型, 采用反馈线性化方法实现相乘非线性解耦, 设计滑模控制器使系统具备鲁棒性。文献 [9] 采用框图建模的方法获得 EHA 的非线性模型, 针对系统存在的摩擦非线性, 设计增益可变的状态反馈控制器抑制摩擦干扰。文献 [10] 针对速度伺服系统中静液传动存在的死区非线性, 设计自适应模糊滑模控制器。分析可知, 文献 [8] 的不足在于反馈线性化依赖于模型精度, 若建模误差较大, 则通过线性化得到的 Brunosky 标准型系统与原始 EHA 系统存在显著差别, 控制器的稳定性和鲁棒性无法保障。文献 [9] 的控制器参数整定依赖于 EHA 的状态空间模型与非线性模型实现精确匹配, 此外对摩擦的补偿依赖于建模精度, 无法进行在线估计, 实现较为困难。文献 [10] 考虑模型不确定性、外部扰动及非线性环节, 但忽略了电机非线性, 此外, 速度伺服的数学模型阶数较低, 其控制算法无法直接应用于刹车压力伺服系统。总结可知, EHA 是典型的复杂非线性系统, 依赖精确数学模型的算法难以实现。

实现良好压力伺服效果的关键的在于驱动电机的调速性能, 由于电机调速过程中存在电流限幅、PWM 调压等非线性饱和特性, 必然引起饱和现象<sup>[11]</sup>, 导致 EHA 输出超调增大, 调节时间增加, 刹车机构动态特性变差。因此, 抗饱和和是在 EHA 控制器设计中必须考虑的问题。由于增加了控制设计复杂程度, 现有文献尚未见报道。

针对现有文献存在的不足, 提出一种自适应反演控制策略, 应用于 EHA 制动系统。建立结构已知含不确定参数的非线性 EHA 模型, 并简化为严格反馈形式<sup>[12]</sup>, 将建模误差、外部扰动及未建模动态视为非匹配不确定项, 设计自适应律在线观测。与文献[13]采用 Nussbaum 函数逼近饱和拟合函数微分项的思想不同, 本文将控制器输出与被控对象实际输入之差作为反馈信号, 设计结构简单的饱和补偿器, 构成反馈回路消除饱和现象, 具有设计简洁易于工程实现的优势, 仿真和试验验证本文控制方法的有效性。

### 1 EHA 压力伺服系统结构

所设计 EHA 是基于封闭回路的电液伺服系统, 伺服电机、柱塞泵及其驱动器是其核心部件, 无刷直流电机具有结构紧凑、高功率密度、高转矩惯量比等优势, 适应于作为 EHA 的驱动机构。柱塞泵需具有高转速、小排量、低转矩脉动的特点。电液刹车系统如图 1 所示。

图 1 中, 1 为无刷直流电机, 2 为柱塞泵, 3 为单向阀, 4 为蓄能器, 5 为安全阀, 6 为节流阀, 7 为二位二通电磁阀, 8 为油滤, 9 为刹车作动筒, 10 为负载。

利用文献 [14] 中的 EHA 结构实现压力跟踪难度较大, 原因在于电机和泵的转动惯量较大, 实现快速正反转

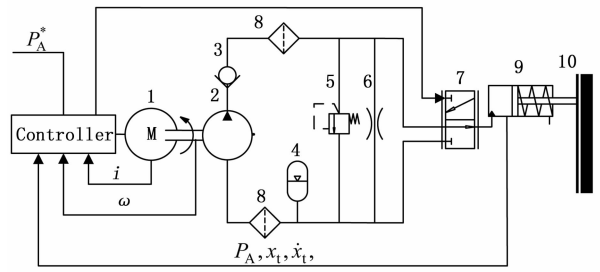


图 1 电液刹车系统结构图

较困难, 无法应用于对压力跟踪精度要求较高的场合。因此采用调节泵转速保持压力, 控制电磁阀换向实现增减压切换的方式, 通过换向使活塞腔与油箱接通, 在活塞复位弹簧的作用下完成快速回油过程。蓄能器为泵入口提供初始压力, 防止油液产生气穴, 并补偿油液泄漏损失。安全阀用以防止系统压力过高造成故障, 节流阀产生一定内漏, 使电机在系统达到给定压力时维持一定转速, 便于快速起动作加, 提高系统动态响应, 降低压力时可作为泄压通路。

### 2 EHA 压力伺服系统数学模型

EHA 的数学模型可由各模块联立计算。简单起见, 建模过程仅考虑正常工况, 忽略单向阀、节流阀、安全阀等液压附件的影响。对于表贴式无刷直流电机, 假设磁路不饱和, 不计涡流和磁滞损耗, 电压电流方程可写为:

$$U = Ri + L \frac{di}{dt} + E_a \quad (1)$$

式中,  $U$  为电枢电压,  $R$  为定子电阻,  $i$  为电枢电流,  $L$  为定子电感,  $E_a$  为电枢反电动势, 可表示为:

$$E_a = k_e \omega \quad (2)$$

式中,  $k_e$  为反电势系数,  $\omega$  为电机转速。电机与液压泵同轴相连, 不计摩擦转矩损失, 电机施加在泵上的转矩为:

$$T = k_T i = (J_m + J_p) \dot{\omega} + (k_m + k_p) \omega + D(P_A - P_B) \quad (3)$$

式中,  $k_T$  为转矩系数,  $J_m, J_p$  分别为电机和泵的转动惯量,  $k_m, k_p$  分别为电机和泵的粘性阻尼系数,  $D$  为泵的排量,  $P_A, P_B$  为泵的出入口压力。

不考虑压缩性流量, 泵连续流量方程为:

$$Q_L = D\omega - C_{ip}(P_A - P_B) - C_{ep}P_A \quad (4)$$

式中,  $Q_L$  为泵的出口流量,  $C_{ip}, C_{ep}$  分别为泵的内部泄漏系数和外部泄漏系数。

忽略管道压力损失, 活塞进油腔连续流量方程为:

$$Q_L - C_{ia}(P_A - P_B) - C_{ea}P_A = \frac{dV_a}{dt} + \frac{V_a}{\beta_e} \frac{dP_A}{dt} \quad (5)$$

式中,  $C_{ia}, C_{ea}$  分别为活塞的内部泄漏系数和外部泄漏系数,  $\beta_e$  为油液弹性模量。  $V_a$  为进油腔体积 (包括连接管道和活塞体积), 可表示为:

$$V_a = V_{a0} + A_p x_t \quad (6)$$

式中,  $V_{a0}$  为进油腔初始容积,  $A_p$  为活塞面积,  $x_t$  为活塞行程。对作用于活塞上的力运用牛顿第二定理可得:

$$A_p P_A = m_A \ddot{x}_t + b_A \dot{x}_t + (k_a + k_b) x_t \quad (7)$$

式中,  $m_A$  为活塞质量,  $b_A$  为活塞的粘性阻尼系数,  $k_a$ 、 $k_b$  分别为弹簧和负载的刚度系数。假定负载在压力作用下仅有弹性形变, 无侧向位移, 考虑活塞质量及粘性阻尼系数较小, 弹簧刚度相对负载刚度可忽略不计, 可认为  $x_t$  与  $P_A$  存在线性关系:

$$x_t = \frac{A_p}{k_b} P_A \quad (8)$$

联立式 (4-6), 将式 (8) 代入可得关于  $P_A$  的一阶微分方程, 与式 (1-3) 联立, 可整理得 EHA 压力伺服系统整体数学模型为:

$$\begin{aligned} \frac{dP_A}{dt} &= \frac{k_b \beta_c}{V_{a0} k_b + A_p^2 \beta_c + A_p^2 P_A} (-C_1 P_A + D\omega + C_2 P_B) \\ \frac{d\omega}{dt} &= \frac{-DP_A - (k_m + k_p)\omega + k_T i + DP_B}{J_m + J_p} \\ \frac{di}{dt} &= -\frac{k_c}{L}\omega - \frac{R}{L}i + \frac{U}{L} \end{aligned} \quad (9)$$

式中,  $C_1 = C_{ip} + C_{ep} + C_{i0} + C_{e0}$ ,  $C_2 = C_{ip} + C_{i0}$ 。可知 EHA 模型中包含液压方程、机械方程和电气方程, 为一复杂非线性系统。

### 3 控制器设计

#### 3.1 问题描述

液压方程中泄漏系数  $C_1$ 、 $C_2$  难于直接测量或在线计算, 随着油液及负载的温度变化,  $\beta_c$ 、 $k_b$  等参数均会发生变化<sup>[13]</sup>, 考虑数量级上  $\beta_c \ll P_A$ , 取状态变量  $x_t = [P_A, \omega, i]$  并考虑控制输入受限, 式 (9) 可化为如下结构:

$$\begin{aligned} \dot{x}_1 &= -a_1 x_1 + a_2 x_2 + d_1 \\ \dot{x}_2 &= -b_1 x_1 - b_2 x_2 + b_3 x_3 + b_4 \\ \dot{x}_3 &= -c_1 x_2 - c_2 x_3 + c_3 u(v) \\ y &= x_1 \end{aligned} \quad (10)$$

式中,  $a_1 = \frac{k_b \beta_c C_1}{(V_{a0} k_b + A_p^2 \beta_c)}$ ,  $a_2 = \frac{k_b \beta_c D}{(V_{a0} k_b + A_p^2 \beta_c)}$ ,  $b_1 = \frac{D}{(J_m + J_p)}$ ,  $b_2 = \frac{(k_m + k_p)}{(J_m + J_p)}$ ,  $b_3 = \frac{k_T}{(J_m + J_p)}$ ,  $b_4 = \frac{DP_B}{(J_m + J_p)}$ ,  $c_1 = \frac{k_c}{L}$ ,  $c_2 = \frac{R}{L}$ ,  $c_3 = \frac{1}{L}$ 。 $d_1$  为由建模误差或扰动造成不确定性与  $\frac{a_2 C_2 P_B}{D}$  叠加而成的未知项。

该系统满足严格反馈形式。考虑系统输入受限条件, 取控制输入为  $v$ ,  $u(v(t)) \in R$  表示被控对象输入量的饱和函数, 表示为:

$$u(v) = \text{sat}(v) = \begin{cases} \text{sgn}(v) u_{\max}, & |v| > u_{\max} \\ v, & |v| \leq u_{\max} \end{cases} \quad (11)$$

$u_{\max}$  为允许最大控制输入值。

控制目标: 设计自适应控制器, 实现闭环系统的渐近稳定, 所有信号一致有界, 且压力跟踪误差可通过参数调节。

假设 1: 期望压力信号  $P_A^*(t)$  连续, 前 3 阶导数一致连续且有界;

假设 2:  $d_1$  有界。

#### 3.2 控制器设计

为补偿控制输入饱和, 设计辅助系统为<sup>[16]</sup>:

$$\begin{aligned} \dot{\lambda}_1 &= -\kappa_1 \lambda_1 + a_2 \lambda_2 \\ \dot{\lambda}_2 &= -\kappa_2 \lambda_2 + b_3 \lambda_3 \\ \dot{\lambda}_3 &= -\kappa_3 \lambda_3 + c_3 \Delta u \end{aligned} \quad (12)$$

式中,  $\Delta u = u - v$ 。式 (12) 可写为状态方程:

$$\begin{aligned} \dot{\lambda} &= \mathbf{A}\lambda + \mathbf{B}\Delta u \\ \mathbf{A} &= \begin{bmatrix} -\kappa_1 & a_2 & \\ & -\kappa_2 & b_3 \\ & & -\kappa_3 \end{bmatrix} \\ \mathbf{B}^T &= [0 \quad 0 \quad c_3] \end{aligned} \quad (13)$$

$\kappa_1$ 、 $\kappa_2$ 、 $\kappa_3$  均为正数且需保证  $\mathbf{A}$  为 Hurwitz。定义跟踪误差变量为:

$$\begin{aligned} z_1 &= x_1 - P_A^* - \lambda_1 \\ z_2 &= x_2 - \alpha_1 - \lambda_2 \\ z_3 &= x_3 - \alpha_2 - \lambda_3 \end{aligned} \quad (14)$$

式 (14) 中,  $\alpha_1$ 、 $\alpha_2$  为待设计的虚拟控制量。

步骤 1: 对  $z_1$  求导, 将式 (10)、(12)、(14) 代入得:

$$\begin{aligned} \dot{z}_1 &= \dot{x}_1 - \dot{P}_A^* - \dot{\lambda}_1 = \\ &= -a_1 x_1 + a_2 (z_2 + \alpha_1 + \lambda_2) + d_1 - \dot{P}_A^* + \kappa_1 \lambda_1 - a_2 \lambda_2 \end{aligned} \quad (15)$$

式 (15) 中含有未知量  $d_1$ , 因此虚拟控制量  $\alpha_1$  中采用自适应方法实现对不确定性  $d_1$  的估计。取  $\alpha_1$  为:

$$\alpha_1 = \frac{1}{a_2} (-\kappa_1 z_1 - \kappa_1 \lambda_1 - \dot{P}_A^* + a_1 x_1 - \hat{d}_1) \quad (16)$$

令  $\tilde{d}_1 = d_1 - \hat{d}_1$ , 其中  $\hat{d}_1$  为估计值,  $\tilde{d}_1$  为估计误差<sup>[17]</sup>。认为模型不确定变化较缓慢, 相对其估计值而言, 变化率可忽略不计, 则有  $\dot{\tilde{d}}_1 = -\tilde{d}_1$ 。将式 (16) 代入, 式 (15) 可简化为:

$$\dot{z}_1 = -\kappa_1 z_1 + a_2 z_2 + \tilde{d}_1 \quad (17)$$

选取 Lyapunov 函数为:

$$V_1 = \frac{1}{2} z_1^2 + \frac{1}{2\gamma} \tilde{d}_1^2 \quad (18)$$

设参数自适应律为:

$$\dot{\hat{d}}_1 = \gamma z_1 \quad (19)$$

对式 (18) 求导并将式 (17) (19) 代入, 得:

$$\begin{aligned} \dot{V}_1 &= z_1 \dot{z}_1 - \frac{1}{\gamma} \tilde{d}_1 \dot{\tilde{d}}_1 = \\ &= -\kappa_1 z_1^2 + a_2 z_1 z_2 + \frac{1}{\gamma} \tilde{d}_1 (\gamma z_1 - \dot{\tilde{d}}_1) = \\ &= -\kappa_1 z_1^2 + a_2 z_1 z_2 \end{aligned} \quad (20)$$

步骤 2: 对  $z_2$  求导, 将式 (10)、(12)、(14) 代入得:

$$\begin{aligned} \dot{z}_2 &= \dot{x}_2 - \dot{\alpha}_1 - \dot{\lambda}_2 = \\ &= -b_1 x_1 - b_2 x_2 + b_3 (z_3 + \alpha_2) + b_4 - \dot{\alpha}_1 + \kappa_2 \lambda_2 \end{aligned} \quad (21)$$

取虚拟控制量  $\alpha_2$  为:

$$\alpha_2 = \frac{1}{b_3} (-\kappa_2 z_2 - \kappa_2 \lambda_2 + b_1 x_1 + b_2 x_2 - b_4 + \dot{\alpha}_1) \quad (22)$$

选取 Lyapunov 函数为:

$$V_2 = V_1 + \frac{1}{2} z_2^2 \quad (23)$$

对式 (23) 求导并将式 (21)、(22) 代入, 得:

$$\dot{V}_2 = \dot{V}_1 + z_2 \dot{z}_2 = -\kappa_1 z_1^2 - \kappa_2 z_2^2 + b_3 z_2 z_3 \quad (24)$$

步骤 3: 对  $z_3$  求导, 将式 (10)、(12)、(14) 代入得:

$$\begin{aligned} \dot{z}_3 &= \dot{x}_3 - \dot{a}_2 - \dot{\lambda}_3 = \\ &-c_1 x_2 - c_2 x_3 + c_3 v - \dot{a}_2 + \kappa_3 \lambda_3 \end{aligned} \quad (25)$$

选取实际控制量  $v$  为:

$$v = \frac{1}{c_3} (-\kappa_3 \lambda_3 - \kappa_3 z_3 + c_1 x_2 + c_2 x_3 + \dot{a}_2 - b_3 z_2) \quad (26)$$

至此完成控制律设计。EMA 压力伺服系统自适应反演反演控制结构如图 2 所示。

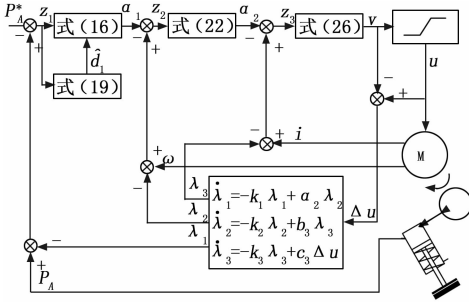


图 2 制动 EHA 自适应反演 Anti-Windup 控制

### 3.3 稳定性分析

定理: 对控制输入受限的电动静液压力伺服系统 (10), 若给定信号满足假设 1、2, 采用式 (26) 所示控制律, 式 (19) 所示参数自适应律, 则以下结论成立:

1) 伺服系统稳态跟踪误差满足:

$$\lim_{t \rightarrow \infty} [x_1(t) - P_A^*(t) - \lambda_1(t)] = 0 \quad (27)$$

2) 瞬态跟踪误差界满足:

$$\|x_1(t) - P_A^*(t)\|_2 \leq \sqrt{\frac{V(0)}{\kappa_1}} + \sqrt{\frac{c_3}{\kappa_0}} \|\Delta u\|_2 \quad (28)$$

其中:  $\kappa_1, \kappa_0$  为一正实数。

证明:

1) 选取总体控制 Lyapunov 函数为:

$$V = V_2 + \frac{1}{2} z_3^2 \quad (29)$$

对式 (29) 求导, 将式 (24-26) 代入, 并整理得:

$$\dot{V} = \dot{V}_2 + z_3 \dot{z}_3 = -\kappa_1 z_1^2 - \kappa_2 z_2^2 - \kappa_3 z_3^2 \quad (30)$$

由式 (30) 可知  $V$  为非增函数, 易知  $z_1, z_2, z_3$  皆有界, 由 LaSalle 不变性定理可知当  $t \rightarrow \infty$  时,  $z_i(t) \rightarrow 0, i = 1, 2, 3$ 。由此可知式 (26) 成立;

2) 对式 (13) 所示辅助系统设计如下控制 Lyapunov 函数, 记为  $V_\lambda$ :

$$V_\lambda = \frac{1}{2} \lambda_1^2 + \frac{1}{2} \lambda_2^2 + \frac{1}{2} \lambda_3^2 \quad (31)$$

对式 (31) 取微分, 有:

$$\begin{aligned} \dot{V}_\lambda &= -\kappa_1 \lambda_1^2 + a_2 \lambda_1 \lambda_2 - \kappa_2 \lambda_2^2 + \\ &b_3 \lambda_2 \lambda_3 - \kappa_3 \lambda_3^2 + c_3 \lambda_3 \Delta u \leq \\ &-\kappa_1 \lambda_1^2 + \frac{a_2}{2} \lambda_1^2 + \frac{a_2}{2} \lambda_2^2 - \kappa_2 \lambda_2^2 + \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} &\frac{b_3}{2} \lambda_2^2 + \frac{b_3}{2} \lambda_3^2 - \kappa_3 \lambda_3^2 + \frac{c_3}{4} \lambda_3^2 + c_3 \Delta u^2 = \\ &-\kappa_1 \lambda_1^2 - \kappa_2 \lambda_2^2 - \kappa_3 \lambda_3^2 + c_3 \Delta u^2 \leq \\ &-\kappa_0 \|\lambda\|^2 + c_3 \Delta u^2 \end{aligned} \quad (32)$$

式 (32) 中,  $\kappa_1^- = \kappa_1 - \frac{a_2}{2}, \kappa_2^- = \kappa_2 - \frac{a_2}{2} - \frac{b_3}{2}, \kappa_3^- = \kappa_3 -$

$\frac{c_3}{4}, \kappa_0 = \min(\kappa_1^-, \kappa_2^-, \kappa_3^-)$ 。对式 (32) 等式两端进行积分运算, 并整理得:

$$\begin{aligned} \|\lambda\|_2^2 &= \int_0^\infty \|\lambda\|^2 d\tau \leq \\ &\frac{1}{\kappa_0} [V_\lambda(0) - V_\lambda(\infty) + c_3 \int_0^\infty (\Delta u)^2 d\tau] \end{aligned} \quad (33)$$

设置  $\lambda$  的初值为  $\lambda_i(0) = 0$ , 可得  $V_\lambda(0) = 0$ , 由此可得辅助系统稳定的充分条件为:

$$\|\lambda\|_2 \leq \sqrt{\frac{c_3}{\kappa_0}} \|\Delta u\|_2 \quad (34)$$

由式 (30) 可知:

$$\|z_1\|_2^2 = \int_0^\infty |z_1(\tau)|^2 d\tau \leq \frac{1}{\kappa_1} (V(0) - V(\infty)) \quad (35)$$

对式 (35) 等式两端开平方, 得:

$$\|x_1 - P_A^* - \lambda_1\|_2 \leq \sqrt{\frac{V(0)}{\kappa_1}} \quad (36)$$

由式 (34) (36) 可得:

$$\begin{aligned} \|x_1 - P_A^*\|_2 &\leq \|x_1 - P_A^* - \lambda_1\|_2 + \|\lambda\|_2 \leq \\ &\sqrt{\frac{V(0)}{\kappa_1}} + \sqrt{\frac{c_3}{\kappa_0}} \|\Delta u\|_2 \end{aligned} \quad (37)$$

注 2: 由式 (37) 可知跟踪误差范围依赖于初始状态  $V(0)$  及参数  $\kappa_1$ , 可通过增大  $\kappa_1$  并减小初始估计误差  $\tilde{d}_1(0)$ , 得到更好的控制效果。此外, 增大  $\kappa_0$  并减小  $\Delta u$  也可提高控制精度, 若  $t \rightarrow \infty$  时  $\Delta u \rightarrow 0$ , 则有  $\lambda_1 \rightarrow 0$ , 可知  $\lim_{t \rightarrow \infty} [x_1(t) - P_A^*(t)] = 0$ , 系统实现控制量无饱和状态下的压力精确跟踪。

## 4 实验结果及分析

### 4.1 实验平台

为验证新型刹车作动器性能及所提控制算法有效性, 搭建如图 3 所示的刹车实验平台并设计驱动控制器:

控制器主要由控制电路、隔离电路、驱动与保护电路、逆变电路、三相不控整流、电流采样电路、压力信号采样电路、信号调理电路、DC/DC 电源变换电路、通讯接口电路等组成。控制器接受压力指令信号, 将该电流信号调理为 CPU 可以处理的电压信号, 并与当前反馈的实时压力信号作差, 两者之差通过控制器调节输出当前所需的电压信号, 该可变的电压信号通过 PWM 信号来实现。PWM 信号通过隔离、驱动, 施加到三相逆变桥的 6 个绝缘栅双极晶体的控制端, 实现直流电压经逆变电路转换成三相可调交流电压, 从而实现电机的调速。电机驱动定排量单向柱塞泵, 实现液压压力的调节。

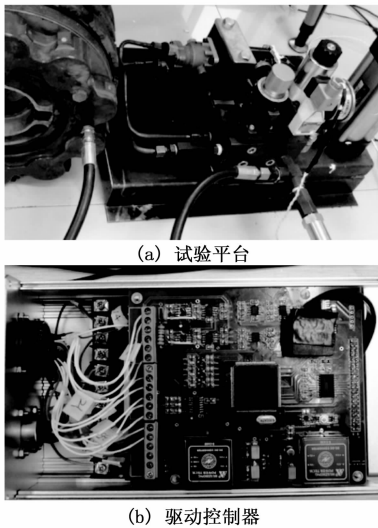


图 3 制动 EHA 控制器及实验平台

## 4.2 实验结果及分析

### 4.2.1 阶跃响应

设置参考压力为 4 MPa 的阶跃信号, 采用本文算法, 并对控制器参数进行合理调节, 实验结果如图 4 所示。

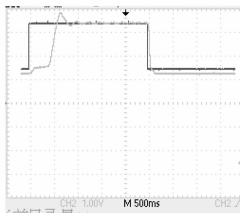


图 4 4MPa 阶跃响应

可以看出, 液压缸压力在 0.5 s 左右跟踪上阶跃给定, 与传统作动相比并未有提升, 这是由于跟踪速度受限于泵控结构, 也受电机与泵惯量及控制器特性等因素制约。

### 4.2.2 正弦响应

设置参考压力为  $4 + 0.4 \sin(2\pi t)$  (MPa) 的正弦信号, 分别采用本文算法及常规反演算法, 对控制器参数进行合理调节, 实验结果对比如图 5 所示。

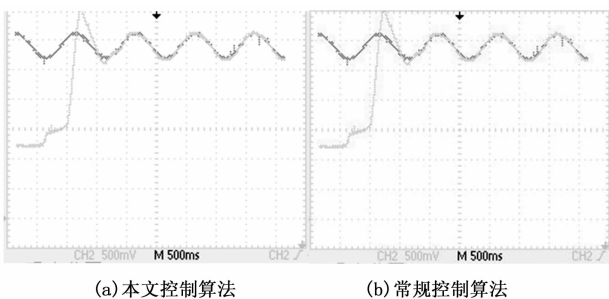


图 5 正弦响应

由图 5 可知, 在未出现输入饱和现象时, 本文算法与常规反演算法在控制结果是等效的。

设置参考压力为  $6 + 0.6 \sin(2\pi t)$  (MPa) 的正弦信

号, 分别采用本文算法及常规反演算法, 对控制器参数进行合理调节, 实验结果如图 6 所示。

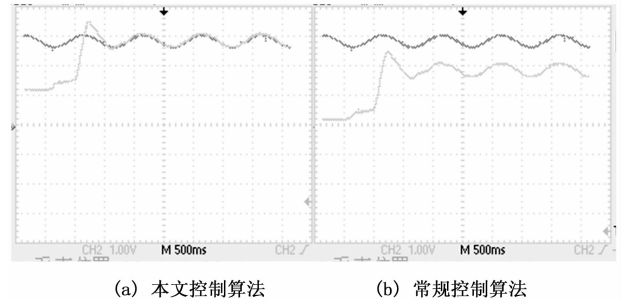


图 6 正弦波响应

对比图 6 (a) (b) 可知, 常规控制算法出现了较为明显的时滞, 这是由于参考信号较大, 电流环产生饱和现象, 导致刹车机构动态特性显著变差, 而本文算法则很好地削弱了饱和因素的影响。

## 5 结论

1) 电静液作动机构中采用电机变转速驱动定量泵, 实现直驱式容积控制, 满足刹车系统需求;

2) 构造抗饱和和补偿器, 可有效削弱输入饱和和非线性作用, 显著提升系统性能;

3) 反演控制设计可实现对未知干扰的估计, 且具有设计过程规范化的优势, 适用于处理含非匹配不确定的高阶非线性严格反馈系统, 将该算法应用于电静液刹车作动系统中, 取得良好的控制效果。

### 参考文献:

- [1] Xu G Q, Xu K, Zheng C H, et al. Fully electrified regenerative braking control for deep energy recovery and maintaining safety of electric vehicles [J]. IEEE Transactions on Vehicular Technology, 2016, 65 (3): 1186 - 1198.
- [2] Nian X H, Peng F, Zhang H. Regenerative braking system of electric vehicle driven by brushless de motor [J]. IEEE Transactions on Industrial Electronics, 2014, 61 (10): 5798 - 5808.
- [3] 余卓平, 王婧佳, 熊璐, 等. 电液制动系统液压力控制 [J]. 控制理论与应用, 2016, 33 (7): 897 - 902.
- [4] Zheng Jianming, Zhao Shengdun, Wei Shuguo. Application of self-tuning fuzzy PID controller for a SRM direct drive volume control hydraulic press [J]. Control Engineering Practice, 2009, 17 (12): 1398 - 1404.
- [5] Gao Bo, Fu Yongling, Pei Zhongcai, et al. Research on Dual-Variable Integrated Electro-Hydrostatic Actuator [J]. Chinese Journal of Aeronautics, 2006, 19 (1): 77 - 82.
- [6] 马纪明, 付永领, 高波. 基于定量反馈理论的 EHA 控制器设计 [J]. 北京航空航天大学学报, 2006, V32 (5): 553 - 557.
- [7] Cho S H, Burton R. Position control of high performance hydrostatic actuation system using a simple adaptive control (SAC) method [J]. Mechatronics, 2011, 21 (1): 109 - 115.

(下转第 80 页)