

# 基于反馈线性化滑模控制的电液位置同步伺服系统研究

邱浩东<sup>1</sup>,张训国<sup>2</sup>,范元勋<sup>1</sup>

(1. 南京理工大学 机械工程学院,江苏 南京 210094; 2. 上海航天动力技术研究所,上海 201109)

**摘要:**针对电液位置同步伺服系统中存在非线性摩擦、外部干扰力等扰动问题,设计一种基于输入-输出反馈线性化的滑模控制系统。建立阀控非对称缸电液位置伺服系统的非线性模型,采用反馈线性化理论对系统中的非线性因素进行线性化,结合滑模变结构控制方法为线性化后的系统模型设计控制器,利用 Lyapunov 函数证明了控制系统的稳定性。仿真研究表明:基于输入-输出反馈线性化滑模控制方法与交叉耦合策略相结合的复合控制方法相比于传统 PID 控制算法,能有效提高系统的位置跟踪精度与同步控制精度,并且响应时间更短,抗干扰能力更强,在持续扰动的作用下仍然具有良好的控制性能。

**关键词:**电液位置同步伺服系统;反馈线性化;滑模变结构控制;交叉耦合控制

**中图分类号:**TP273 **文献标志码:**A **文章编号:**1671-5276(2022)06-0185-05

## Reserch on Electro-hydraulic Position Synchronous Servo System Based on Feedback Linearization Sliding Mode Control

QIU Haodong<sup>1</sup>, ZHANG Xunguo<sup>2</sup>, FAN Yuanxun<sup>1</sup>

(1. School of Mechanical Engineering, Nanjing University of Science and Technology, Nanjing 210094, China;  
2. Shanghai Space Propulsion Technology Research Institute, Shanghai 201109, China)

**Abstract:** Aiming at the disturbance problems such as nonlinear friction and external interference forces in the electro-hydraulic position synchronous servo system, a sliding mode control system based on input-output feedback linearization is designed. A nonlinear model of the valve-controlled asymmetric cylinder electro-hydraulic aposition servo system is established. The feedback linearization theory is used to linearize the nonlinear factors in the system. Combined with the sliding mode variable structure control method, a controller is designed for the linearized system model. Lyapunov function is applied to prove the stability of the control system. The simulation studies show that compared with the traditional PID control algorithm, the composite control method based on the combination of input-output feedback linearization sliding mode control method and cross-coupling strategy can effectively improve the position tracking accuracy and synchronization control accuracy of the system with shorter response time, stronger anti-interference ability, and good control performance maintained under the action of continuous disturbance.

**Keywords:** electro-hydraulic position synchronization servo system; feedback linearization; sliding mode variable structure control; cross-coupling control

## 0 引言

电液位置伺服系统因其具有功重比高、控制精度高和抗干扰能力强等优点,被广泛用于航空航天、工程机械等领域<sup>[1-4]</sup>。液压缸位置同步控制系统结构复杂,具有强耦合性,且受元件安装精度、负载波动、摩擦阻尼等不确定因素的干扰,难以实现高精度同步控制。因此,研究电液位置同步伺服系统具有重要的现实意义。

目前关于高精度的电液位置伺服系统研究主要集中在基于 PID 控制算法的交叉耦合控制策略上。因液压缸位置同步控制系统是非线性系统,而传统 PID 算法是基于线性模型得到的,难以满足系统的高性能控制要求,往往需要结合其他控制器才能保证系统稳定。李栓柱等<sup>[5]</sup>

针对双缸锻造液压机同步控制系统设计了免疫神经网络 PID 控制器,该控制器具有超调量小、跟踪误差小等优点;李海军等<sup>[6]</sup>基于灰色预测理论设计了双缸同步系统灰色预测控制器,并验证了在极端条件下该控制方案的可行性;CHEN C Y 等<sup>[7]</sup>针对双液压缸提升系统设计了模糊控制器,将位置跟踪误差与同步误差保持在测量分辨率 2 倍以内。李志忠<sup>[8]</sup>采用主从式同步控制策略,设计了模糊自适应 PID 控制器,提高了系统同步精度。唐志军等<sup>[9]</sup>设计了基于外环位置控制与内环速度控制的双闭环控制法,实现了较高的同步精度。

滑模控制结构简单、可靠性高且鲁棒性好,被广泛应用于非线性控制中<sup>[10]</sup>。郑凯峰等<sup>[11]</sup>针对阀控非对称缸设计了反馈线性化滑模控制器,有效改善了位置跟踪品质;王鑫刚等<sup>[12]</sup>提出基于干扰观测器与输入-输出反馈线

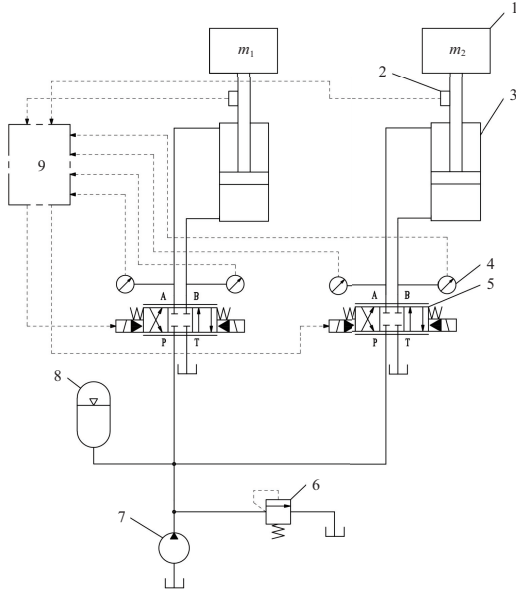
**基金项目:**航天一院高校联合创新基金项目(CALT201512)

**第一作者简介:**邱浩东(1997—),男,浙江杭州人,硕士研究生,研究方向为电液伺服系统。

性滑模控制相结合的控制策略,提高了系统的抗干扰能力。本文首先对电液位置伺服系统进行数学建模,并基于交叉耦合控制策略,设计一种输入-输出反馈线性化滑模控制器,并验证了该控制器的稳定性;最后对阀控非对称缸位置同步伺服系统进行仿真验证,并对仿真数据结果进行了分析。

## 1 电液位置伺服系统非线性建模

图1为阀控非对称缸同步位置伺服系统结构简图。



1—负载;2—位移传感器;3—液压缸;4—压力传感器;  
5—伺服比例阀;6—溢流阀;7—定量泵;8—蓄能器;9—控制器。

图1 阀控非对称缸同步位置伺服系统结构简图

由于双液压缸结构一致且对称,故以其中一侧为例进行数学建模分析<sup>[13]</sup>。考虑到当非对称液压缸直接驱动惯性负载时,负载作单自由度运动,因而系统的动力学模型可描述为

$$m\ddot{x} = p_1 A_1 - p_2 A_2 - b\dot{x} + f(t, y, \dot{y}) \quad (1)$$

式中: $y$ 为负载位移; $m$ 为惯性负载; $p_1$ 为液压缸无杆腔压力; $p_2$ 为有杆腔的压力; $A_1$ 为液压缸无杆腔的有效工作面积; $A_2$ 为有杆腔的有效工作面积; $b$ 为负载黏性阻尼因数; $f$ 为未建模干扰,如非线性摩擦、外部干扰力等。

忽略液压缸的外部泄漏,液压缸内压力动态方程为

$$\begin{aligned} \frac{V_1}{\beta_e} \dot{p}_1 &= -A_1 \dot{y} - C_{lm}(p_1 - p_2) + q_1 \\ \frac{V_2}{\beta_e} \dot{p}_2 &= A_2 \dot{y} + C_{lm}(p_1 - p_2) - q_2 \end{aligned} \quad (2)$$

式中: $V_1 = V_{01} + A_1 y$ ,为液压缸无杆腔有效容积; $V_2 = V_{02} - A_2 y$ ,为有杆腔有效容积。其中: $V_{01}$ 为液压缸无杆腔初始容积, $V_{02}$ 为有杆腔初始容积; $\beta_e$ 为有效体积弹性模量; $C_{lm}$ 为液压缸内泄漏系数; $q_1$ 为液压缸无杆腔供油流量; $q_2$ 为液压缸有杆腔回油流量。

$q_1$ 和 $q_2$ 与电液伺服阀阀芯的位移 $x_v$ 的关系为:

$$\begin{aligned} q_1 &= k_{q1} x_v \sqrt{\Delta p_1}, \Delta p_1 = \begin{cases} p_s - p_1, x_v > 0 \\ p_1 - p_r, x_v < 0 \end{cases} \\ q_2 &= k_{q2} x_v \sqrt{\Delta p_2}, \Delta p_2 = \begin{cases} p_2 - p_r, x_v > 0 \\ p_s - p_2, x_v < 0 \end{cases} \end{aligned} \quad (3)$$

式中: $k_{q1}$ 、 $k_{q2}$ 为伺服阀流量增益系数, $k_{q1} = C_d w_1 \sqrt{2/\rho}$ , $k_{q2} = C_d w_2 \sqrt{2/\rho}$ 。其中: $C_d$ 为伺服阀流量系数; $w_1$ 、 $w_2$ 为伺服阀的面积梯度; $\rho$ 为液压油的密度; $p_s$ 为供油压力; $p_r$ 为回油压力。

假设伺服阀阀芯位移正比于输入的控制电压 $u$ ,即 $x_v = k_i u$ ,式中 $k_i$ 为伺服阀电气增益系数, $k_i > 0$ ,则式(3)可转化为:

$$\begin{aligned} q_1 &= k_{i1} u \sqrt{\Delta p_1}, \Delta p_1 = \begin{cases} p_s - p_1, x_v > 0 \\ p_1 - p_r, x_v < 0 \end{cases} \\ q_2 &= k_{i2} u \sqrt{\Delta p_2}, \Delta p_2 = \begin{cases} p_2 - p_r, x_v > 0 \\ p_s - p_2, x_v < 0 \end{cases} \end{aligned} \quad (4)$$

式中: $k_{i1} = k_{q1} k_i$ ;  $k_{i2} = k_{q2} k_i$ 。

令 $n = A_2/A_1 = w_2/w_1$ ,在液压伺服系统中,由于压缩流量和泄漏流量很小,因此可近似看作

$$\begin{aligned} q_1 &\approx A_1 \dot{y} \\ q_2 &\approx A_2 \dot{y} \end{aligned} \quad (5)$$

$$\text{令负载压力 } p_L = \frac{A_1 p_1 - A_2 p_2}{A_1} = p_1 - n p_2, \text{由式(4)和式(5)}$$

可得

$$p_1 = \frac{np_s + p_L}{1+n}, p_2 = \frac{p_s - p_L}{1+n} \quad (6)$$

此时将式(2)中两式相减可得

$$\begin{aligned} \dot{p}_L &= -\frac{\beta_e}{A_1} \left( \frac{A_1^2}{V_1} + \frac{A_2^2}{V_2} \right) \dot{y} + \left( \frac{\beta_e}{V_1} q_1 + \frac{A_2 \beta_e}{A_1 V_2} q_2 \right) - \\ &\beta_e C_{lm} \left( \frac{1}{V_1} + \frac{A_2}{A_1 V_2} \right) (p_1 - p_2) = -\frac{\beta_e}{A_1} \left( \frac{A_1^2}{V_1} + \frac{A_2^2}{V_2} \right) \dot{y} + \\ &\left( \frac{\beta_e}{V_1} q_1 + \frac{A_2 \beta_e}{A_1 V_2} q_2 \right) + Q_1 p_L + Q_2 \end{aligned} \quad (7)$$

式中:

$$\begin{aligned} q_1 &= k_{i1} u \left[ \sigma_1(u) \sqrt{\frac{p_s - p_L}{1+n}} + \sigma_1(-u) \sqrt{\frac{np_s + p_L}{1+n}} \right]; \\ q_2 &= k_{i2} u \left[ \sigma_1(u) \sqrt{\frac{p_s - p_L}{1+n}} + \sigma_1(-u) \sqrt{\frac{np_s + p_L}{1+n}} \right]; \\ Q_1 &= -\frac{2\beta_e C_{lm}}{A_1(n+1)} \left( \frac{A_1}{V_1} + \frac{A_2}{V_2} \right), Q_2 = -\frac{\beta_e C_{lm}(n-1)}{A_1(n+1)} \left( \frac{A_1}{V_1} + \frac{A_2}{V_2} \right) p_s. \end{aligned}$$

其中 $\sigma_1(u)$ 定义为

$$\sigma_1(u) = \begin{cases} 1, & u \geq 0 \\ 0, & u < 0 \end{cases} \quad (8)$$

对电液位置伺服系统而言有3个核心被控量,分别是负载位移 $y$ 、负载速度 $\dot{y}$ 以及负载压力 $p_L$ 。为了简化系统描述以及控制器的设计,定义一组状态变量 $[x_1, x_2, x_3]^T = [y, \dot{y}, p_L]^T$ ,因此系统模型可表示为如下状态空间形式:

$$\begin{cases} \dot{x}_1 = x_2 \\ \dot{x}_2 = x_3 - \frac{b}{m} x_2 + d_1 \\ \dot{x}_3 = g x_2 + H(x_3, u) u + Q_1 x_3 + Q_2 \end{cases} \quad (9)$$

式中:

$$H(x_3, u) = \left( \frac{1}{V_1} + \frac{A_2^2}{A_1^2 V_2} \right) \frac{k_{11} \beta_e}{\sqrt{1+n}} \cdot \left[ \sigma_1(u) \sqrt{p_s - \frac{m}{A_1} x_3} + \sigma_1(-u) \sqrt{np_s + \frac{m}{A_1} x_3} \right]; d_1 = \frac{f(t, y, \dot{y})}{m}; g = \left( \frac{A_1^2}{V_1} - \frac{A_2^2}{V_2} \right) \frac{\beta_e}{A_1}.$$

由式(9)可知,所建立的电液位置伺服系统模型具有强非线性,且状态变量也是耦合的,因此可对其进行线性化处理。

## 2 系统控制策略分析以及控制器设计

### 2.1 系统控制策略

在双缸同步控制系统中,较为常用的控制策略主要是“等同控制”、“主从控制”以及“交叉耦合控制”这三种<sup>[14]</sup>。其中交叉耦合控制策略相比于其他两种,每个液压缸既接受自身的跟踪误差反馈,又接受同步误差反馈,形成同步误差闭环控制。因此该控制策略不仅单缸位置精度高,且同步精度也较高,常应用于高性能、高精度的位置、速度、力同步控制系统中。

本文采用的同步控制策略为交叉耦合控制,两阀控缸所给定的位移指令信号相同,均采用输入-输出反馈线性化滑模控制器构成负反馈控制系统。同时将两缸的反馈位移信号进行对比,并将两者的偏差补偿至前向通道,从而实现减小同步控制误差的目标。为了强化补偿信号的控制效果,在反馈通道上加入一个常规PID控制器,其原理如图2所示。

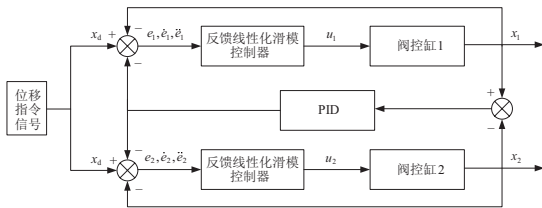


图2 交叉耦合控制原理图

### 2.2 非线性模型的线性化

现将式(9)化为仿射非线性系统,则有

$$\begin{aligned} \dot{x} &= f(x) + g(x)u \\ y &= h(x) \end{aligned} \quad (10)$$

式中: \$u\$ 为仿射非线性系统的控制变量,即控制电压; \$f(x)\$ 为函数向量,即

$$f(x) = \begin{pmatrix} f_1(x) \\ f_2(x) \\ f_3(x) \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} x_2 \\ x_3 - \frac{b}{m}x_2 \\ gx_2 + Q_1x_3 + Q_2 + d_2 \end{pmatrix}$$

\$g(x)\$ 为函数向量,即

$$g(x) = \begin{pmatrix} g_1(x) \\ g_2(x) \\ g_3(x) \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ h(x_3, u) \end{pmatrix}$$

\$h(x)\$ 为输出标量函数,且 \$h(x) = x\_1\$。

则由式(10)计算可得:

$$\begin{cases} L_t^0 h(x) = x_1 \\ L_g L_t^0 h(x) = 0 \end{cases}; \begin{cases} L_t^1 h(x) = x_2 \\ L_g L_t^1 h(x) = 0 \end{cases}; \begin{cases} L_t^2 h(x) = -\frac{b}{m}x_2 + x_3 + d_1 \\ L_g L_t^2 h(x) = H(x_3, u) \neq 0 \end{cases}$$

$$L_t^3 h(x) = \frac{b^2}{m^2}x_2 - \frac{b}{m}x_3 + gx_2 + Q_1x_3 + Q_2$$

根据相对阶的定义,可得系统的相对阶数为3。根据反馈线性化方法,存在新的坐标变换和控制率能将模型进行线性化。

新的坐标为

$$z_i = \varphi_i(x), \quad i = 1, 2, 3 \quad (11)$$

构造新的状态变量与原状态变量的转换关系:

$$z = \begin{pmatrix} \varphi_1(x) \\ \varphi_2(x) \\ \varphi_3(x) \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} L_t^0 h(x) \\ L_t^1 h(x) \\ L_t^2 h(x) \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} x_1 \\ x_2 \\ -\frac{b}{m}x_2 + x_3 \end{pmatrix} \quad (12)$$

进而原非线性系统的状态方程可转化为线性空间内的状态方程

$$\begin{cases} \begin{bmatrix} \dot{z}_1 \\ \dot{z}_2 \\ \dot{z}_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} z_1 \\ z_2 \\ z_3 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix} v \\ y = z_1 \end{cases} \quad (13)$$

式中: \$v\$ 为新坐标系下的控制变量, \$v = L\_t^3 h(x) + L\_g L\_t^2 h(x)u\$。

由式(12)和式(13)可得

$$\ddot{\ddot{z}}_1 = \ddot{\ddot{z}}_1 = v \quad (14)$$

对 \$v\$ 进行坐标逆变换,即可得原坐标系下的控制量

$$u = \frac{1}{L_g L_t^2 h(x)} (v - L_t^3 h(x)) \quad (15)$$

### 2.3 滑模控制器的设计

定义活塞杆位移误差为

$$e = z_d - z_1 \quad (16)$$

式中 \$z\_d\$ 为活塞杆的位移期望。

由于电液位置伺服系统线性化后的模型为三阶线性系统,因此可设计滑模面为

$$s = c_1 e + c_2 \dot{e} + \ddot{e} \quad (17)$$

式中 \$c\_1, c\_2\$ 为滑模面系数, \$c\_1, c\_2 > 0\$。则

$$\dot{s} = c_1 \dot{e} + c_2 \ddot{e} + \ddot{\ddot{e}} = c_1 (\dot{z}_d - \dot{z}_1) + c_2 (\ddot{z}_d - \ddot{z}_1) + \ddot{\ddot{z}}_d - \ddot{\ddot{z}}_1 \quad (18)$$

结合式(14)可得

$$\dot{s} = c_1 (\dot{z}_d - \dot{z}_1) + c_2 (\ddot{z}_d - \ddot{z}_1) + \ddot{\ddot{z}}_d - v \quad (19)$$

为改善趋近运动的动态品质,取等速趋近率,即

$$\dot{s} = -\varepsilon \text{sgn}(s) \quad (20)$$

式中 \$\varepsilon\$ 为趋近速率系数, \$\varepsilon > 0\$。

则结合式(19)与式(20),可得滑模控制器的输出量为

$$v = c_1 \dot{e} + c_2 \ddot{e} + \ddot{\ddot{z}}_d + \varepsilon \text{sgn}(s) \quad (21)$$

定义 Lyapunov 函数为

$$V = \frac{1}{2}s^2 \quad (22)$$

则有

$$\begin{aligned} \dot{V} &= \dot{s}s = s(c_1\dot{e} + c_2\ddot{e} + \dots) = s(c_1\dot{e} + c_2\ddot{e} + z_d - v) = \\ s(-\varepsilon \operatorname{sgn}(s)) &= -\varepsilon |s| \leq 0 \end{aligned} \quad (23)$$

由此可见,新线性系统的滑模控制器是稳定的。由于切换控制量中存在符号函数,而符号函数的存在会导致系统的振荡。

为了减弱振荡,采用边界层函数来代替符号函数,即

$$\operatorname{sat}\left(\frac{s}{\Phi}\right) = \begin{cases} \operatorname{sgn}\left(\frac{s}{\Phi}\right) & \left(\left|\frac{s}{\Phi}\right| \geq 1\right) \\ \frac{s}{\Phi} & \left(\left|\frac{s}{\Phi}\right| < 1\right) \end{cases} \quad (24)$$

式中  $\Phi$  为边界层厚度。

根据式(15)、式(21)、式(24)可得反馈线性化的滑模控制率为

$$u = \frac{c_1\dot{e} + c_2\ddot{e} + z_d + \varepsilon \operatorname{sat}\left(\frac{s}{\Phi}\right) - L_1^3 h(x)}{L_g L_1^2 h(x)} \quad (25)$$

### 3 仿真分析

为了验证所设计的交叉耦合控制策略以及输入-输出反馈线性化滑模控制器的可行性,使用 Matlab/Simulink 对其进行仿真。

电液位置伺服系统的相关液压参数及控制参数如表 1 所示。为了研究系统的同步性,设定双缸的负载不同,其中液压缸 1 的负载设定为  $m_1 = 250 \text{ kg}$ , 液压缸 2 的负载设定为  $m_2 = 500 \text{ kg}$ 。根据实际工况,设定输入的位移指令信号为  $x_d = 0.015\sin(20\pi t)$ , m; 对液压缸 1 所施加的扰动为  $d_1 = 300\sin(40\pi t)$ , N, 对液压缸 2 所施加的扰动为  $d_2 = 600\cos(30\pi t)$ , N。

表 1 相关液压参数及控制参数

| 液压参数   | 值                      |
|--|------------------------|
| $A_1/\text{m}^2$                                 | $1.257 \times 10^{-3}$ |
| $A_2/\text{m}^2$                                 | $6.409 \times 10^{-4}$ |
| $b/(\text{N} \cdot \text{s}/\text{m})$           | 1 000                  |
| $\beta_e/\text{MPa}$                             | 800                    |
| $V_{01}/\text{m}^3$                              | $3.143 \times 10^{-4}$ |
| $V_{02}/\text{m}^3$                              | $1.602 \times 10^{-4}$ |
| $p_s/\text{MPa}$                                 | 21                     |
| $p_r/\text{MPa}$                                 | 0                      |
| $k_q/(\text{m}^2/\text{s})$                      | $5.695 \times 10^{-5}$ |
| $k_i$  | 1                      |
| $C_{tm}/(\text{m}^3/(\text{Pa} \cdot \text{s}))$ | $4.5 \times 10^{-13}$  |

经过多次调整,确定反馈线性化滑模控制器的控制参数为  $c_1 = 1.9 \times 10^8$ ,  $c_2 = 1\ 000$ ,  $\varepsilon = 10\ 000$ ,  $\Phi = 50$ 。为了进行对比分析,同时引入传统 PID 控制算法,其中液压缸 1 的参数为  $K_p = 0.76$ ,  $K_i = 7 \times 10^{-8}$ ,  $K_d = -2.7 \times 10^{-5}$ ; 液压缸 2 的参数为  $K_p = 0.35$ ,  $K_i = 3.6 \times 10^{-8}$ ,  $K_d = -1.3 \times 10^{-5}$ 。

两种不同控制算法的位置跟踪结果对比如图 3 所示

(本刊为黑白印刷,如有疑问请咨询作者);图 4 和图 5 分别是两阀控缸的跟踪误差对比图;图 6 是两种控制算法的同步误差对比图。

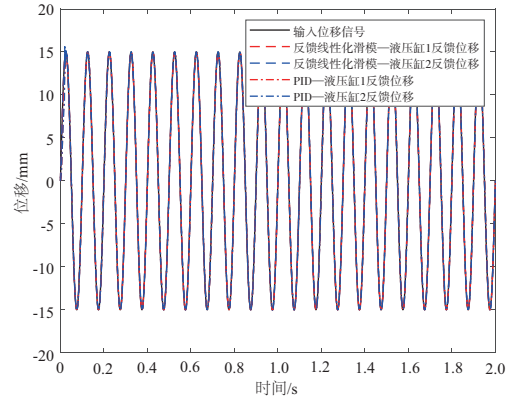


图 3 两种控制算法的位置跟踪结果对比图

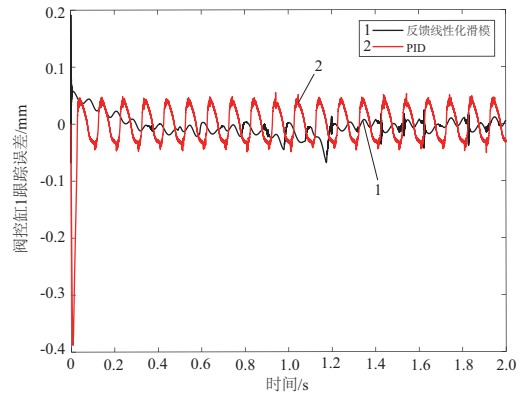


图 4 阀控缸 1 跟踪误差对比图

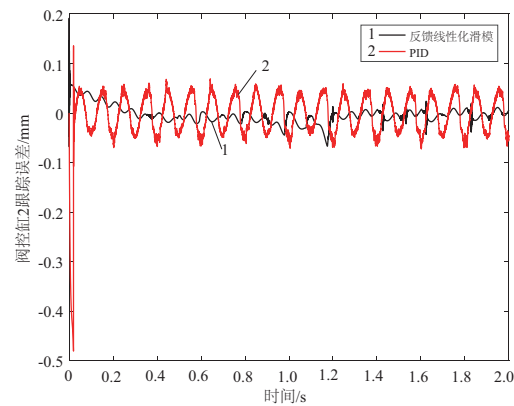


图 5 阀控缸 2 跟踪误差对比图

对比反馈线性化滑模控制器仿真曲线与 PID 仿真曲线可以看出,在阀控非对称缸同步位置伺服系统中,反馈线性化滑模控制器比 PID 控制器的响应时间更短,超调量更小,波动更小。为了定量分析两个控制器的控制效果,通过对跟踪误差数据以及同步误差数据进行分析,引入以下 3 个性能评价指标:



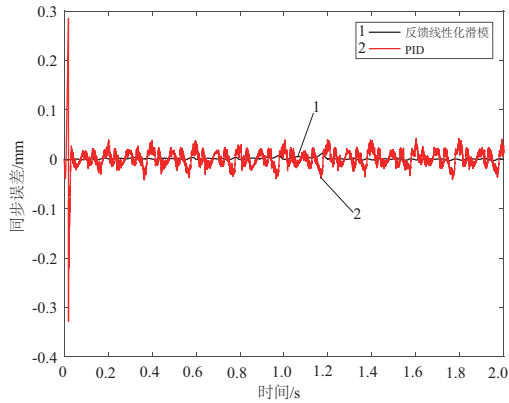


图6 同步误差对比图

$$1) \text{平均绝对误差: } E_{MAE} = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N |e(i)|;$$

2) 绝对误差的标准差:

$$E_{SD} = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (|e(i)| - E_{MAE})^2};$$

$$3) \text{时间乘绝对误差的积分: } E_{ITAE} = \sum_{i=1}^N i t_s |e(i)|.$$

数据分析的结果见表2和表3。

表2 两阀控缸跟踪误差性能评价指标对比

| 控制方法  | 阀控缸1      |          |            | 阀控缸2      |          |            |
|-------|-----------|----------|------------|-----------|----------|------------|
|       | $E_{MAE}$ | $E_{SD}$ | $E_{ITAE}$ | $E_{MAE}$ | $E_{SD}$ | $E_{ITAE}$ |
| PID   | 0.080 8   | 0.107 2  | 0.050 8    | 0.102 6   | 0.146 2  | 0.063 7    |
| FLSMC | 0.012 5   | 0.012 4  | 0.019 4    | 0.012 7   | 0.012 5  | 0.019 7    |

表3 同步误差性能评价指标对比

| 控制方法  | $E_{MAE}$             | $E_{SD}$              | $E_{ITAE}$            |
|-------|-----------------------|-----------------------|-----------------------|
| PID   | $3.72 \times 10^{-2}$ | $6.58 \times 10^{-2}$ | $2.37 \times 10^{-2}$ |
| FLSMC | $1.64 \times 10^{-3}$ | $1.63 \times 10^{-3}$ | $3.20 \times 10^{-3}$ |

平均绝对误差反映了控制误差的平均水平;绝对误差的标准差反映了控制误差的离散程度;时间乘绝对误差的积分是用时间对控制误差进行加权,因此用以着重评价系统响应后期的稳态误差,而对初始误差的不敏感<sup>[15]</sup>。

数据分析的结果表明,反馈线性化滑模控制器相对于PID控制器的同步误差与跟踪误差平均水平分别提高了约95.6%、86.1%,误差的离散程度也明显减小,并且由于其 $E_{ITAE}$ 的值也更小,说明反馈线性化滑模控制器的抗干扰能力更强,鲁棒性更好,有效提高了系统的位置跟踪精度以及同步控制精度。

## 4 结语

针对电液位置同步伺服系统中存在非线性摩擦、外部干扰力等扰动问题,设计了一种基于输入-输出反馈线性

化的滑模控制方法,并利用Lyapunov函数证明了控制系统的稳定性。为了验证控制器的可行性与有效性,在Matlab/Simulink中进行了仿真研究。研究结论如下:

1) 反馈线性化滑模控制方法能有效抑制系统中存在的扰动,其控制效果相比PID控制器提高了约86.1%,拥有较好的信号跟踪能力,且通过设计边界层函数有效抑制了滑模控制中的输出抖振问题;

2) 基于交叉耦合控制策略的反馈线性化滑模控制方法相比于PID控制器拥有更高的同步控制精度、更短的调节时间以及更强的抗干扰能力,为未来反馈线性化滑模控制在电液位置同步伺服系统中的应用奠定理论基础。

在下一阶段,本研究将于多通道电液直线同步伺服加载试验平台搭建完成后进行工程实际试验,进一步验证反馈线性化滑模控制在电液位置同步伺服系统中的有效性以及鲁棒性。

### 参考文献:

- [1] 窦海斌. 两非对称液压缸同步举升系统的自适应跟踪控制[J]. 液压与气动, 2017(12): 82-89.
- [2] 朱国华. 伺服作动器加载控制系统的研究与实现[D]. 南京: 南京航空航天大学, 2018.
- [3] LI Y H, HE L Y. Counterbalancing speed control for hydrostatic drive heavy vehicle under long down-slope[J]. IEEE/ASME Transactions on Mechatronics, 2015, 20(4): 1533-1542.
- [4] 汤澍, 施光林, 林杰克, 等. 基于观测器的压边装置自适应滑模同步控制[J]. 组合机床与自动化加工技术, 2021(2): 86-90.
- [5] 李栓柱, 李登攀, 李灿. 基于免疫神经网络的双缸液压机同步PID控制[J]. 机械工程师, 2019(2): 139-142.
- [6] 李海军, 王雷, 康冰冰. 基于灰色预测理论的双液压缸同步控制研究[J]. 机床与液压, 2020, 48(21): 97-100.
- [7] CHEN C Y, LIU L Q, CHENG C C, et al. Fuzzy controller design for synchronous motion in a dual-cylinder electro-hydraulic system[J]. Control Engineering Practice, 2008, 16(6): 658-673.
- [8] 李志忠. 电液比例位置跟踪同步控制系统研究[D]. 沈阳: 东北大学, .
- [9] 唐志军, 许益民. 预弯机位置速度双闭环同步控制[J]. 机床与液压, 2019, 47(4): 129-132, 159.
- [10] 石燕燕, 陈锡渠. 基于非线性扰动观测器的永磁同步电机优化控制[J]. 机械制造与自动化, 2021, 50(4): 183-186.
- [11] 郑凯锋, 杨桂玲, 房加志, 等. 阀控非对称缸系统的反馈线性化滑模控制[J]. 机床与液压, 2017, 45(5): 151-154.
- [12] 王鑫刚, 芮光超, 丁兴亚, 等. 基于干扰观测器的电液伺服系统反馈线性化滑模控制[J]. 液压与气动, 2018(6): 8-13.
- [13] 焦宗夏, 姚建勇. 电液伺服系统非线性控制[M]. 北京: 科学出版社, 2016.
- [14] LORENZ R D, SCHMIDT P B. Synchronized motion control for process automation [C]//Conference Record of the IEEE Industry Applications Society Annual Meeting. San Diego, CA, USA: IEEE, 1989: 1693-1698.
- [15] 周永华, 严梓硕. 基于ISE-ITAE指标与遗传算法的解耦控制方法[J]. 现代电子技术, 2021, 44(10): 130-134.

收稿日期: 2021-08-06