

巷道超前支护装备双缸同步推移控制方法

谢 苗 刘治翔 谢春雪 毛 君

辽宁工程技术大学机械工程学院,阜新,123000

摘要:考虑到综合掘进巷道液压迈步式超前支架的前进推移液压缸存在同步性能较低的问题,对双缸的电液伺服同步系统进行了设计,并提出了等状态交叉耦合模糊双缸同步控制方法。等状态交叉耦合模糊双缸同步控制方法是将模糊控制策略与交叉耦合控制进行结合的非线性同步控制策略,它避免了主从交叉耦合控制方法存在的因为上一个系统的信号波动对下一个系统产生影响,而下一个系统的信号波动不会反馈到上一个系统中而带来的系统较大的误差。最后通过实验分析研究了两种同步控制方法的性能,结果表明,等状态交叉耦合模糊双缸同步控制方法具有更好的同步控制性能。

关键词:双缸同步控制;等状态交叉耦合;超前支架;模糊 PID

中图分类号:TD353

DOI:10.3969/j.issn.1004-132X.2017.04.005

Double Cylinder Synchronous Control Method of Advanced Support of Roadway Support

XIE Miao LIU Zhixiang XIE Chunxue MAO Jun

School of Mechanical Engineering, Liaoning Technical University, Fuxin, Liaoning, 123000

Abstract: Taking into account the low synchronization performance of advanced support's hydraulic cylinder for moving forward, a double cylinder electro-hydraulic servo system was designed and the equality state cross coupling fuzzy dual cylinder synchronous control method was proposed. This method was a nonlinear synchronization control strategy which combined the fuzzy control strategy with the cross coupling control. The main errors of the master-slave cross coupling control method were avoided, because the signal fluctuation of the system was affected by the fluctuation of the system. Finally, the performance of the two kinds of synchronization control methods were studied by experimental analyses. The results show that the proposed method has better synchronization performance.

Key words: double cylinder synchronous control; equality state cross coupling; advanced support equipment; fuzzy PID

0 引言

超前支架是为综合掘进巷道迎头顶板提供临时有效支护的设备,它能够在巷道内随着掘进机的前进而自主迈步移动。由于超前支架在煤矿井下工作条件恶劣、工况复杂,因此对其工作状态稳定性和控制策略的研究具有十分重要的意义^[1]。

文献[2]针对巷道超前支架容易受到冲击地压的不利影响,研究了一种基于改进型扰动观测器的支撑力控制策略,研究结果表明该控制策略能够减小冲击地压对正在支护的超前支架的不利影响;文献[3]对超前支架多缸同步控制策略进行了深入研究,提出了一种等状态交叉耦合模糊同步控制策略;文献[4]为超前支架-顶板体系建立力学模型,使用奇异函数法建立顶板载荷与超前支架耦合作用下顶板与超前支架挠度方程;文献[5]基于模糊 PID 控制算法对超前支架支撑过程

中的支撑力控制策略进行研究,结果表明,使用模糊 PID 控制算法的控制效果要优于常规 PID 控制算法的控制效果。

以上文献主要针对超前支架的支撑过程控制策略进行了研究,本文对超前支架前进推移液压缸的同步控制问题进行研究。

1 超前支架推移驱动系统模型

超前支架结构组成如图 1 所示。超前支架主要由结构基本类似的主副支撑组组成,主副支撑组均由支撑立柱、支撑横梁和纵梁等组成。超前支架的推移驱动过程属于交换支撑、迈步行走的过程。

超前支架的双缸推移模型简图见图 2。为了表达清晰、简化模型,将主副支撑组的支撑液压缸和负载均略去,只保留本文研究的推移液压缸模型、一组主副支撑组的横梁和纵梁模型^[6-7]。推移液压缸位于副支撑组的纵梁正下方,液压缸与主支撑组横梁铰接。液压缸的活塞杆与副支撑组横梁铰接。当主支撑组进行支撑,副支撑组下降时,副支撑组的纵梁落在主支撑组的横梁上,副支撑

收稿日期:2016-03-02

基金项目:国家自然科学基金资助项目(51304107);辽宁省教育厅创新团队资助项目(LT2013009);辽宁省煤矿液压技术与装备工程研究中心开放基金资助项目(CMHT-201206)

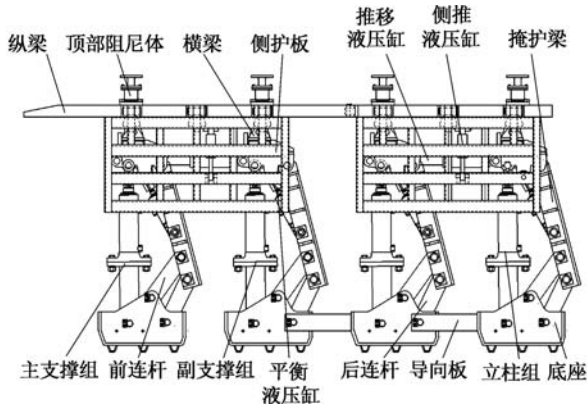


图 1 超前支架结构

Fig.1 Structure of the forepoling equipment

组的液压缸继续收缩,使得副支撑组离开地面,此时推移液压缸伸出活塞杆,即可推动副支撑组前移,副支撑组的纵梁在主支撑组的横梁上滑动,产生摩擦力。选取推移液压缸 2 的中心作为坐标系原点 O ,推移液压缸推移前进的方向为 x 轴,主支撑组横梁方向为 y 轴,构成 Ox_y 平面,若推移液压缸 1 和推移液压缸 2 同步控制不当,造成两个液压缸的输出位移不同,就会使得副支撑组绕某一个旋转中心 O_c 旋转。

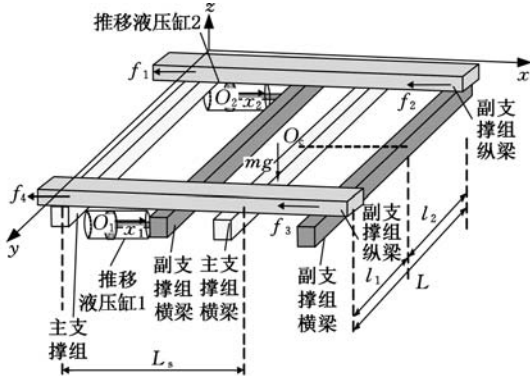


图 2 超前支架的双缸推移模型简图

Fig.2 Double cylinder model of forepoling equipment

对超前支架推移运动进行受力分析,得到其运动方程:

$$\left. \begin{aligned} \sum_{i=1}^2 F_i - \sum_{j=1}^4 f_j &= m \ddot{x}_z \\ F_1 l_1 - F_2 l_2 + f_1 l_2 + f_2 l_2 - f_3 l_1 - f_4 l_1 &= J \ddot{\theta}_z \\ f_1 + f_2 &= \mu m g l_2 / L \\ f_3 + f_4 &= \mu m g l_1 / L \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

式中, F_i 为第 i 液压缸的输出力, N; f_j 为副支撑组纵梁与主支撑组横梁的第 j 个接触点的摩擦力, N; m 为副支撑组液压缸及横纵梁的整体质量, kg; x_z 为副支撑组液压缸及横纵梁的位移, m; L 为两个推移液压缸铰接点的间距, m; l_i 为副支撑组液压缸及横纵梁的整体重心在 y 轴上的位置, m; J 为副支撑组液压缸及横纵梁的绕重心转

动惯量, $\text{kg} \cdot \text{m}^2$; θ_z 为副支撑组液压缸及横纵梁整体梁绕 z 轴转角, rad; μ 为副支撑组纵梁与主支撑组横梁的摩擦因数。

通过对超前支架的推移运动进行分析可以得到副支撑组液压缸及横纵梁整体梁绕 z 轴转角及副支撑组液压缸及横纵梁的位移, 表示为

$$\left. \begin{aligned} x_z &= (l_1 x_1 + l_2 x_2) / L \\ \theta_z &= (x_2 - x_1) / L \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

式中, x_1 为推移液压缸 1 的输出位移, m; x_2 为推移液压缸 2 的输出位移, m。

对推移液压缸进行受力分析, 可得

$$\left. \begin{aligned} p_{iL} A_{i1} - F_i - B_{ip} \dot{x}_i &= m_i \ddot{x}_i \\ p_{iL} &= p_{i1} - p_{i2} A_{i2} / A_{i1} \quad i = 1, 2 \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

式中, A_{i1} 为第 i 个液压缸无杆腔的面积, m^2 ; A_{i2} 为第 i 个液压缸有杆腔的面积, m^2 ; p_{i1} 为第 i 个液压缸的无杆腔压力, Pa; p_{i2} 为第 i 个液压缸的有杆腔压力, Pa; p_{iL} 为第 i 个液压缸的负载压力, Pa; B_{ip} 为第 i 个液压缸的黏性阻尼系数, $\text{N} \cdot \text{s} / \text{m}$; m_i 为第 i 个液压缸的活塞杆质量, kg。

文献[8]对电液伺服阀控制液压缸的非线性动态特性进行了深入研究, 得出如下结论:

$$\left. \begin{aligned} \dot{p}_{iL} &= \frac{\beta_e}{V_{ie}(x_i)} (q_{iL}(x_i, p_{iL}) - C_{it} p_{iL} - A_{i1} \dot{x}_i) \\ V_{ie}(x_i) &= \frac{A_{i1} [\eta^4 S_i + (\xi^2 - \eta^4) 3x_i]}{(\xi^2 + \eta^3)(1 + \eta^2)} \\ C_{it} &= \frac{(1 + \eta) C_{ip} + C_{iep}}{1 + \eta^2} \\ q_{iL}(x_i, p_{iL}) &= \\ C_{id} \omega_{i1} x_{iv} &\sqrt{\frac{2}{\rho} \frac{\xi^2}{\eta^3 + \xi^2} (\alpha_x p_s + \frac{x_{iv}}{|x_{iv}|} p_{iL})} \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

式中, C_{id} 为第 i 个液压缸的流量系数; V_{ie} 为第 i 个液压缸的等效容积, m^3 ; S_i 为第 i 个液压缸的行程, m; C_{it} 为第 i 个液压缸的总泄漏系数, $\text{m}^3 / (\text{N} \cdot \text{s})$; C_{ip} 为第 i 个液压缸内泄漏系数, $\text{m}^3 / (\text{N} \cdot \text{s})$; C_{iep} 为第 i 个液压缸外泄漏系数, $\text{m}^3 / (\text{N} \cdot \text{s})$; η 为液压缸无杆腔与有杆腔面积比值; p_s 为液压系统压力, Pa; ρ 为油液密度, kg / m^3 ; β_e 为液压油弹性模量, Pa; x_{iv} 为第 i 个电液伺服阀控制信号; q_{iL} 为第 i 个电液伺服阀的负载流量, m^3 / s ; ω_{i1} 为第 i 个阀阀口 1、阀口 2 面积梯度, m ; ξ 为阀口 1、阀口 2 和阀口 3、阀口 4 面积梯度的比值; α_x 为伺服阀的换向因子, $x_{iv} < 0$ 时 $\alpha_x = \eta$, $x_{iv} > 0$ 时 $\alpha_x = 1$ 。

联立超前支架推移液压缸的运动方程与推移液压缸的数学模型, 可以得到超前支架推移液压缸同步驱动的数学模型:

$$\left. \begin{aligned} \mathbf{M} \ddot{\mathbf{x}} + \mathbf{B}_p \dot{\mathbf{x}} &= \boldsymbol{\tau} \\ \dot{p}_{iL} &= K_{iq} \psi_i(x_i, p_{iL}) x_{iv} + \pi(x_i) p_{iL} + h(x_i) \dot{x}_i \\ i &= 1, 2 \\ \mathbf{x} &= [x_1 \quad x_2] \quad \mathbf{B}_p = \text{diag}(B_{1p}, B_{2p}) \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

$$\begin{aligned}
 \mathbf{M} &= \begin{bmatrix} M_{11} & M_{12} \\ M_{21} & M_{22} \end{bmatrix} & M_{11} &= m_1 + \frac{ml_2^2 + J}{L^2} \\
 M_{12} &= \frac{ml_1 l_2 - J}{L^2} & M_{21} &= \frac{ml_1 l_2 - J}{L^2} \\
 M_{22} &= m_2 + \frac{ml_1^2 + J}{L^2} & \boldsymbol{\tau} &= [\tau_1 \quad \tau_2]^T \\
 \tau_1 &= A_{11} p_{1L} - f_1 - f_2 & \tau_2 &= A_{21} p_{2L} - f_3 - f_4 \\
 \pi(x_i) &= -C_{it} \beta_e / V_{ie}(x_i) \\
 \psi_i(x_i, p_{iL}) &= q_{iL}(x_i, p_{iL}) / (C_{id} \omega_{i1} x_{iv} V_{ie}(x_i)) \\
 K_{iq} &= C_{id} \omega_{i1} \beta_e & h(x_i) &= A_{i1} \beta_e / V_{ie}(x_i)
 \end{aligned}$$

式中, \mathbf{B}_p 为推移液压缸的黏性阻尼系数矩阵。

通过上述分析可以看出,超前支架双缸推移同步驱动系统属于非线性与线性的级联形式,式(5)的第一个公式是二输入二输出的线性系统,式(5)的第二个公式是推移液压缸的负载压力动态特性,是非线性的。

2 交叉耦合同步控制策略

通过对超前支架的双缸推移液压系统分析可知,一个推移液压缸的输出会对另一个推移液压缸产生扰动,同时会受到另一个推移液压缸输出的干扰。两个推移液压缸作用力是耦合的。交叉耦合同步控制策略主要分为等状态交叉耦合以及主从交叉耦合两种。

主从交叉耦合控制方法的工作原理是将上一个液压缸的输出信号作为下一个液压缸的输入信号,其原理如图 3 所示,上一个系统的信号波动对下一个系统产生影响,而下一个系统的信号波动不会反馈到上一个系统中,因此当系统稳定时,该方法具有较好的同步控制性能,但是当系统未达到稳定工作状态时,会由于下一个液压缸的滞后而出现较大的系统误差。

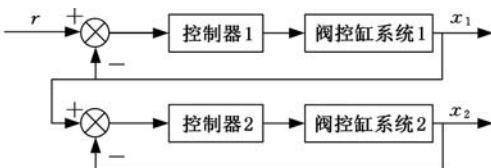


图 3 主从交叉耦合同步控制

Fig.3 Master - slave cross coupled synchronization control

等状态交叉耦合同步控制策略中,两个液压缸的输入信号同时由控制器给定,液压缸的输出作为两个液压缸控制系统共同的反馈信号,因此等状态交叉耦合同步控制策略作用下,下一个液压缸不会出现滞后问题,故较主从交叉耦合控制方法具有更好的同步性能。本文将模糊控制方法与等状态交叉耦合同步策略进行结合,从而对超前支护装备的双缸同步推移系统进行控制,其工作原理如图 4 所示。

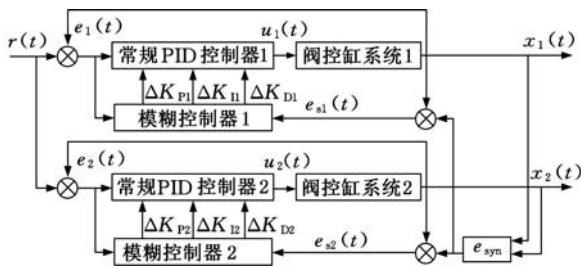


图 4 等状态交叉耦合同步控制

Fig.4 Equality state cross coupled synchronization control

图 4 中, $r(t)$ 为系统的输入信号; $x_i(t)$ 为第 i 个液压缸的输出位移; 系统的跟踪误差 $e_i(t)$ 和同步误差 $e_{syn}(t)$ 表示为

$$\left. \begin{aligned} e_i(t) &= r(t) - x_i(t) \\ e_{syn}(t) &= x_1(t) - x_2(t) \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

等状态交叉耦合同步控制系统将每个液压缸的跟踪误差和相对同步误差 $e_{si}(t)$ 传递给模糊 PID 控制器, 作为其输入量, 根据预先制订的模糊推理规则计算出 PID 控制算法的输入量, 即 ΔK_{Pi} 、 ΔK_{Li} 、 ΔK_{Di} 。下面针对模糊 PID 控制器进行设计。

为简化控制器的设计, 本文对模糊 PID 控制器进行设计时, 仅对比例和积分项进行设计, 模糊 PID 控制器的输入是同步控制系统的跟踪误差 $e_i(t)$ 和相对同步误差 $e_{si}(t)$ 。模糊 PID 控制器的输出是比例项增量 ΔK_{Pi} 和积分项增量 ΔK_{Li} , 为了便于计算机计算, 将比例项增量 ΔK_{Pi} 和积分项增量 ΔK_{Li} 进行归一化处理, 使其变换到 $0 \sim 1$ 范围内:

$$\left. \begin{aligned} \Delta K_{Pi} &= \frac{K_{Pi} - K_{Pi, \min}}{K_{Pi, \max} - K_{Pi, \min}} \\ \Delta K_{Li} &= \frac{K_{Li} - K_{Li, \min}}{K_{Li, \max} - K_{Li, \min}} \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

超前支护装备推移液压缸的跟踪误差范围设定为 $-100 \sim 100$ mm, 根据均匀划分方法以 0.2 的量化因子将其量化到 $-5 \sim 5$ 的论域范围内, 并将其进行模糊化, 模糊子集为 {NB, NS, ZO, PS, PB}。超前支护装备推移液压缸的同步误差范围设定为 $-20 \sim 20$ mm, 根据均匀划分方法以 0.25 的量化因子将其量化到 $-5 \sim 5$ 的论域范围内, 并将其进行模糊化, 模糊子集为 {NB, ZO, PB}。模糊控制器的输出为 ΔK_{Pi} 和 ΔK_{Li} , 经过归一化处理后, 其变化范围均在 $0 \sim 1$ 内, 根据均匀划分方法以 5 的量化因子将其量化到 $0 \sim 5$ 的论域范围内, 模糊子集为 {S, M, B} [9]。

本文对上述各个模糊变量选择分辨率和控制灵敏度较高的三角形隶属度函数。在推移液压缸

同步控制系统中,需要根据参考文献以及大量的实验过程,对超前支护装备推移液压缸的跟踪误差、同步误差与 ΔK_{P_i} 、 ΔK_{I_i} 的模糊推理规则进行确定,使得随着推移液压缸的控制误差和误差变化率的变化,参数 K_{P_i} 、 K_{I_i} 满足如下规则:

(1)同步控制初期,为了加快响应速度,调大 K_{P_i} 值,同时减小 K_{I_i} 值,抑制积分环节,以防止出现较大的超调量;

(2)控制系统进入调整期,为防止出现较大的超调量,又不降低系统响应速度, K_{P_i} 值需要逐渐减小;

(3)控制系统进入稳态后,同步控制的偏差和偏差变化率很小,需要通过调节参数以消除静态误差,此时调大 K_{I_i} 值,同时减小 K_{P_i} 值,防止控制系统振荡。

最后得到模糊推理规则,见表 1。

表 1 模糊推理规则

Tab.1 Fuzzy reasoning rules

	ΔK_{P_i}					ΔK_{I_i}				
	NB	NS	ZO	PS	PB	NB	NS	ZO	PS	PB
NB	B	B	S	S	S	S	S	S	B	B
ZO	M	M	S	M	M	M	M	S	M	M
PB	S	S	S	M	B	B	B	S	S	S

通过上述模糊推理规则得到的输出为模糊量,需要经过解模糊才能够得到对超前支护装备推移电液伺服系统进行控制的信号输出,解模糊方法如下^[10]:

$$\left. \begin{aligned} K_{P_i} &= (K_{P_i, \max} - K_{P_i, \min}) \Delta K_{P_i} + K_{P_i, \min} \\ K_{I_i} &= (K_{I_i, \max} - K_{I_i, \min}) \Delta K_{I_i} + K_{I_i, \min} \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

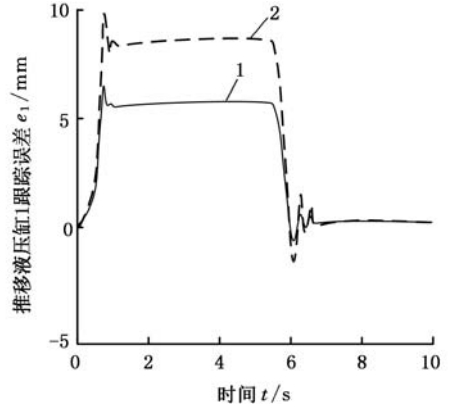
下面对使用上述研究的等状态交叉耦合模糊超前支护装备推移液压缸同步控制方法进行仿真研究。

推移液压缸同步控制系统的系统参数如下:推移液压缸的推移行程为 1200 mm,加减速时间为 0.5 s,平均推移速度为 200 mm/s,副支撑组横纵梁以及副支撑组支撑液压缸质量,即推移液压缸推移负载的质量为 600 kg,副支撑组绕旋转中心 O_c 的转动惯量 J 为 4800 kg·m²。控制推移液压缸的电液伺服阀的阀心位移增益 K_V 为 0.05 mm/V;伺服阀时间常数 T_V 为 20 ms;伺服阀阀口面积梯度比 ξ 为 2;液压缸有杆腔面积 A_{i1} 为 752 mm²,液压缸无杆腔面积 A_{i2} 为 1623 mm²,液压缸阻尼系数 B_{ip} 为 400 N·s/m,液压缸总泄漏系数 C_l 为 600 m⁵/(N·s)。

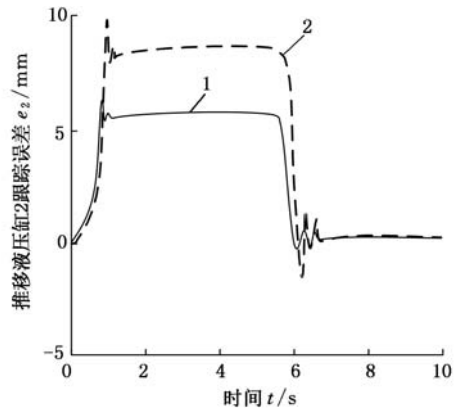
按照实际物理参数使用主从耦合同步控制方法和等状态交叉耦合同步控制方法与模糊 PID 结合建立仿真模型,在仿真模型中设定仿真时间

为 10 s,仿真步长为 10 ms,模糊控制器的参数均设置为 $K_{P_i, \min} = 0.5, K_{I_i, \min} = 0.2$ 。

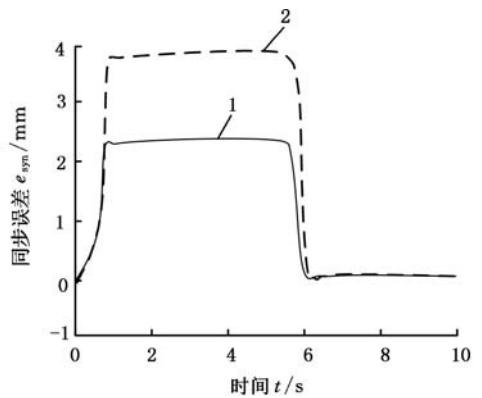
通过仿真得到超前支护装备推移液压缸的跟踪误差和同步误差,如图 5 所示。



(a) 推移液压缸 1 的跟踪误差



(b) 推移液压缸 2 的跟踪误差



(c) 推移液压缸 1 和液压缸 2 的同步误差

1.等状态交叉耦合控制策略 2.主从交叉耦合同步控制策略

图 5 推移液压缸的跟踪误差和同步误差仿真曲线

Fig.5 Tracking error and synchronization error simulation curve of advanced hydraulic cylinder

由推移液压缸的跟踪误差和同步误差仿真曲线可以看出,在等状态交叉耦合控制策略下,推移液压缸的最大跟踪误差为 6.1 mm,小于主从交叉耦合同步控制策略时的 9.9 mm;而等状态交叉耦合控制策略下的同步误差最大值为 2.4 mm,主从

交叉耦合同步控制策略时的同步误差最大值为 3.9 mm。而且等状态交叉耦合控制策略下,两个推移液压缸的动作基本一致,而主从交叉耦合同步控制策略时推移液压缸 2 的动作要明显滞后于推移液压缸 1 的动作。

3 实际控制分析

3.1 实验样机组成

为对上述仿真研究进行验证,研究等状态交叉耦合模糊超前支护装备双缸同步控制策略的实际应用效果,在建立的超前支架模型样机上进行实验研究,超前支架模型样机如图 6 所示。

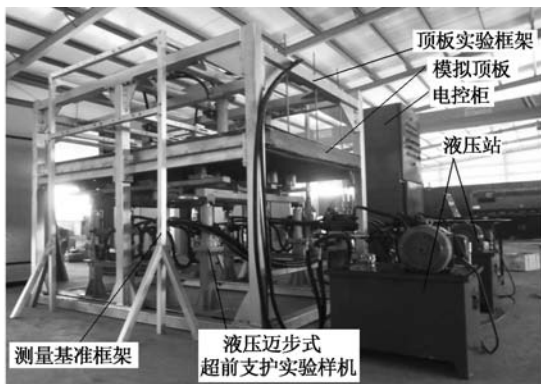


图 6 超前支架模型样机

Fig.6 Prototype model of forepoling equipment

超前支架模型样机主要由迎头顶板模拟实验框架、超前支架模型样机和测量基准框架三大部分组成。

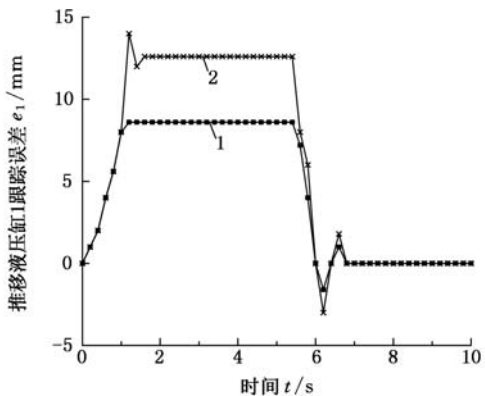
迎头顶板模拟实验框架主要用于模拟三边固支、一边简支的巷道迎头顶板,安装于顶部的加载液压缸输出压力用于模拟顶板载荷。超前支架实验样机与原型机具有同样的结构和功能。在测量基准框架上安装有用于实验测量的位移、压力等传感器。

由于样机采用的普通液压缸没有内置位移传感器,因此使用高精度的 CFY 磁致伸缩位移传感器,实现对液压缸进行精确的闭环同步控制。传感器非线性度为满量程的 $\pm 0.02\%$,分辨率为 0.0015% 。

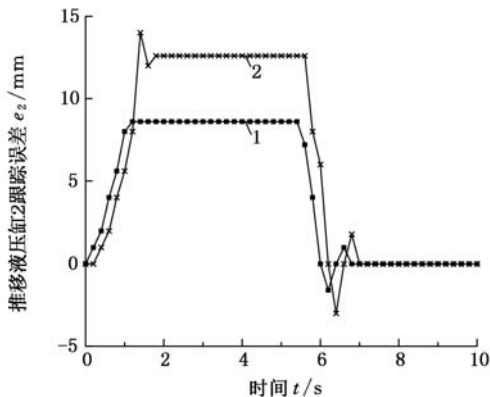
3.2 实验过程及结果分析

使用等状态交叉耦合同步控制和主从交叉耦合同步控制与模糊 PID 结合的控制策略对超前支护装备推移液压缸的同步控制进行实际测试,得到跟踪误差和同步误差的实测曲线,如图 7 所示。

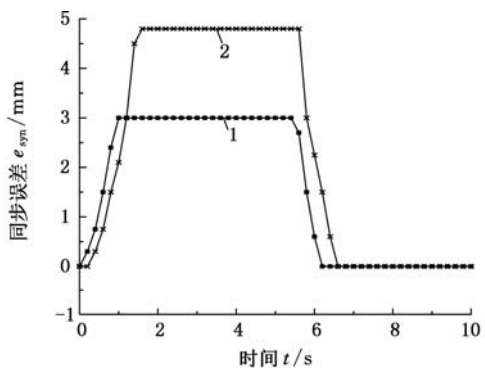
从推移液压缸的跟踪误差和同步误差实测曲线可以看出,在等状态交叉耦合控制策略下,推移液压缸的最大跟踪误差为 8.2 mm,小于主从交叉



(a) 推移液压缸 1 的跟踪误差



(b) 推移液压缸 2 的跟踪误差



(c) 推移液压缸 1 和液压缸 2 的同步误差

1.等状态交叉耦合控制策略 2.主从交叉耦合同步控制策略

图 7 推移液压缸的跟踪误差和同步误差实测曲线

Fig.7 Tracking error and synchronization error test curve of advanced hydraulic cylinder

耦合同步控制策略时的 14.3 mm。等状态交叉耦合控制策略下的同步误差最大值为 3.1 mm,主从交叉耦合同步控制策略时的同步误差最大值为 4.8 mm。而且等状态交叉耦合控制策略下,两个推移液压缸的动作基本一致,而主从交叉耦合同步控制策略时推移液压缸 2 的动作要明显滞后于推移液压缸 1 的动作。

实测曲线与仿真曲线趋势基本一致,说明在等状态交叉耦合控制策略作用下,本文研究的基于等状态交叉耦合控制和模糊 PID 控制策略具

有较好的跟踪性能和同步性能,能够满足工程的精度要求。

4 结束语

本文对综合掘进巷道液压迈步式超前支架的推移液压缸同步控制问题进行了研究,通过对推移机构工作原理和工作过程进行分析,建立推移液压缸的双缸同步控制数学模型,模型属于非线性与线性的级联形式,仿真和测试结果表明本文研究的基于等状态交叉耦合控制和模糊 PID 控制策略具有较好的跟踪性能和同步性能。本文研究成果为巷道液压迈步式超前支架装备的研制提供了一定的理论支持。

参考文献:

- [1] 卢进南,毛君,谢苗,等.巷道超前支架全支撑态动力学模型[J].煤炭学报,2015,40(1):50-57.
LU Jinnan, MAO Jun, XIE Miao, et al. Dynamics Model of Advanced Powered Support in Heading under Full Support Situation[J]. Journal of China Coal Society, 2015, 40(1): 50-57.
- [2] 谢苗,刘治翔,解敏,等.巷道超前支护装备的防冲击控制策略研究[J].中国安全生产科学技术,2015,11(3):59-66.
XIE Miao, LIU Zhixiang, XIE Min, et al. Research on Anti-shock Control Strategy for Advanced Supporting Equipment of Roadway[J]. Journal of Safety Science and Technology, 2015, 11(3): 59-66.
- [3] 谢苗,刘治翔,毛君.综掘巷道超前支护装备多缸同步控制方法研究[J].工程设计学报,2015,22(2):193-200.
XIE Miao, LIU Zhixiang, MAO Jun. Multi-cylinder Synchronous Control Method for Advanced Support of Roadway Support Equipment[J]. Chinese Journal of Engineering Design, 2015, 22(2): 193-200.
- [4] 谢苗,刘治翔,毛君,等.迈步式超前支护系统设计与支护特性研究[J].机械强度,2015,37(3):155-163.
XIE Miao, LIU Zhixiang, MAO Jun, et al. Design on Step-type Advanced Supporting System and Research on the Supporting Characteristics[J]. Journal of Mechanical Strength, 2015, 37(3): 155-163.
- [5] 毛君,郑广辉,谢苗,等.基于 Fuzzy - PID 的超前支护装备支撑力自动控制系统[J].智能系统学报,2015,10(7):56-60.
MAO Jun, ZHENG Guanghui, XIE Miao, et al.

Support Force Automatic Control System of Advanced Supporting Equipment Based on Fuzzy - PID [J]. CAAI Transactions on Intelligent Systems, 2015, 10(7): 56-60.

- [6] 侯友夫,刘肖健.大可缩量巷道支架的设计研究[J].煤炭学报,1999,24(6):634-635.
HOU Youfu, LIU Xiaojian. Design and Research on Large Shrinkage Roadway Support [J]. Journal of China Coal Society, 1999, 24(6): 634-635.
- [7] 栾丽君,姚立泽,齐建峰,等.自移式掘进机辅助支护设备立柱力学分析[J].辽宁工程技术大学学报(自然科学版),2013,32(4):527-530.
LUAN Lijun, YAO Lize, QI Jianfeng, et al. Column Mechanics Analysis of Self-motion Assisted Powered Support Equipment for Tunneling Machine [J]. Journal of Liaoning Technical University(Natural Science), 2013, 32(4): 527-530.
- [8] 倪敬.钢管包装电液伺服系统控制策略及其应用研究[D].杭州:浙江大学,2006.
NI Jing. Research on Control Strategy and Its Application of Steel Pipe Packing Electro-hydraulic Servo System [D]. Hangzhou: Zhejiang University, 2006.
- [9] 倪敬,彭丽辉,项占琴.有效容错控制及其在电液伺服同步系统中的应用[J].中国机械工程,2010,21(11):1342-1347.
NI Jing, PENG Lihui, XIANG Zhanqin. Effective Fault Tolerant Control on Electro Hydraulic Servo Synchro System [J]. China Mechanical Engineering, 2010, 21(11): 1342-1347.
- [10] 赵静一,程斐,郭锐,等.自行车载重车悬架升降电液同步驱动控制研究[J].中国机械工程,2014,25(4):972-978.
ZHAO Jingyi, CHENG Fei, GUO Rui, et al. Research on Electro-hydraulic Synchronization Driving Control for Self-propelled Transporter Suspension Lifting [J]. China Mechanical Engineering, 2014, 25(4): 972-978.

(编辑 袁兴玲)

作者简介:谢苗,女,1980年生。辽宁工程技术大学机械工程学院副教授、博士研究生导师。主要研究方向为机械动态设计及仿真、机电一体化。E-mail:xiemiao1121@126.com。刘治翔,男,1988年生。辽宁工程技术大学机械工程学院博士研究生。谢春雪,女,1987年生。辽宁工程技术大学机械工程学院博士研究生。毛君,男,1960年生。辽宁工程技术大学机械工程学院教授、博士研究生导师。