

DOI: 10.3901/JME.2020.16.254

# 基于改进粒子群算法的双液压马达同步控制策略\*

谭 顿 陶建峰 王旭永

(上海交通大学机械系统与振动国家重点实验室 上海 200240)

**摘要:** 为提高双液压马达同步控制系统的同步控制精度,消除由于两组阀控马达系统的差异导致的同步误差,提出采用压力反馈的共反馈同步误差校正同步控制策略。同时采用一种改进的粒子群优化算法用于寻找同步控制系统的最优PID控制系数。这种改进的粒子群算法引入遗传算法中的交叉和变异操作提高传统粒子群算法的寻优性能。在考虑传动轴刚度的情况下,建立双液压马达同步控制系统的数学模型。进一步的仿真与试验结果表明,基于压力反馈的同步控制与改进的粒子群算法相结合的复合控制策略,能有效减小系统超调与同步控制误差,提升系统响应速度。研究成果为改善粒子群算法的寻优性能以及提升马达同步控制系统的动态响应性能与稳态精度提供了理论指导。

**关键词:** 双液压马达系统; 同步控制; 共反馈同步误差校正; 改进粒子群算法; 压力反馈

**中图分类号:** TH137

## Synchronous Control Strategy of Dual Hydraulic Motors Based on Improved Particle Swarm Optimization Algorithm

TAN Dun TAO Jianfeng WANG Xuyong

(State Key Laboratory of Mechanical System and Vibration, Shanghai Jiao Tong University, Shanghai 200240)

**Abstract:** In order to improve the precision of synchronous control of dual hydraulic motor synchronous drive system and eliminate the synchronization error caused by the difference between the two groups of valve control motor system, a common feedback synchronization error correction synchronization control strategy based on pressure feedback is proposed. Meanwhile, an improved particle swarm optimization (IPSO) algorithm is used to obtain the optimal PID control coefficient of the synchronous control system. The proposed IPSO algorithm is a composite with the addition of crossover and mutation operations in the genetic algorithm to enhance the optimization performance of the algorithm. Taken the stiffness of the drive shaft into account, the mathematical model of the dual hydraulic motor synchronous drive system is established. Further simulation and experiment results show that the above pressure feedback-based synchronous control strategy combined with IPSO algorithm effectively reduces the overshoot and the synchronization error of system and improves the system response speed, which provides theoretical guidance for enhancing the optimization performance of particle swarm optimization algorithm and improving the dynamic response performance and steady-state accuracy of motor synchronous drive system.

**Key words:** dual hydraulic motor system; synchronous control; common feedback synchronization error correction; improved particle swarm optimization; pressure feedback

## 0 前言

在电液伺服仿真转台中,为了减轻转台框架的重量,缩小液压马达的结构尺寸,增加框架组件的结构刚度,以便增大整个框架组件的自振频率,提升转台的整体性能,从而采用双液压马达直接同步

驱动中框框架的方案<sup>[1-2]</sup>。然而,两组阀控马达系统不可能完全一致,导致两液压马达输出不同步。在共同负载的作用下,同步系统的对称性将被破坏,导致同步控制精度变差,使系统运动性能降低,甚至造成系统失稳。因此,对于满足仿真转台高性能要求的双液压马达同步驱动系统控制策略的探讨十分有必要<sup>[3-4]</sup>。

王本永<sup>[5]</sup>建立了仿真转台中框结构双液压马达的系统模型,提出了一种同步误差直接反馈校正的鲁棒同步控制方式。彭彬彬<sup>[6]</sup>采用基于 Mamdani 模

\* 装备预研教育部联合基金资助项目(6141A02022120)。20191107 收到初稿,20200320 收到修改稿

糊推理模型的模糊复合交叉耦合式同步方案, 证明了该控制器具有较高的鲁棒性和同步精度。王晓晶等<sup>[7]</sup>将一种预测函数滑模变结构复合控制策略用于飞行仿真转台电液伺服系统, 实现了伺服系统的精确控制。JING 等<sup>[8]</sup>设计了自抗扰控制器来处理电液仿真转台的非线性与不确定性, 一定程度上消除了干扰。LUO 等<sup>[9]</sup>综合了非线性鲁棒控制与扩展状态观测器, 从理论上实现了液压仿真转台的高瞬态跟踪性能和高跟踪精度。

粒子群算法由于其操作简单、鲁棒性强和收敛快等优点被证实在非线性系统中具有较好的优化效果<sup>[10-11]</sup>。然而传统粒子群算法容易陷入局部最优解。目前改进粒子群算法方法中一类主要的方法是通过引入其他控制方法或智能算法来处理复杂对象<sup>[12]</sup>。SHIEH 等<sup>[13]</sup>将粒子群算法与模拟退火算法相结合来处理非线性问题, 提高了算法的效率与搜索质量。YAO 等<sup>[14]</sup>用粒子群算法来对神经网络的权值进行训练, 并证明了这种复合控制算法在电液伺服系统中具有良好的控制性能。YE 等<sup>[15]</sup>将遗传算法中的交叉操作引入粒子群算法, 验证了改进粒子群算法在非线形系统位置控制中整定 PID 系数的有效性。

在现有的针对双液压马达同步控制的研究中, 用于反馈校正的信号大多是马达的角位移信号。主要的控制方法有鲁棒自适应控制、滑膜变结构控制以及智能控制中的模糊控制和神经网络控制, 这些控制方法的设计过程比较复杂。目前粒子群算法在液压马达同步控制中的研究较少。文中将遗传算法中的交叉和变异操作引入粒子群算法, 提出共反馈同步误差校正同步控制与改进的粒子群算法相结合的控制策略。构建双液压马达同步控制系统的数学模型, 同时考虑由两马达输出轴扭转刚度带来的耦合作用。考虑到伺服阀和放大器的死区、滞环、零偏、零漂等误差, 用于进行同步误差校正的信号为两马达的压差信号差值。通过调整压力反馈校正环节增益能够提高液压系统的阻尼比<sup>[16]</sup>。然后将这种复合控制策略应用于仿真与试验中。为简化同步控制系统的数学模型, 摩擦带来的影响在文中不予讨论。

## 1 系统描述与建模

仿真转台由机械系统、控制系统、电气系统和油源系统等部分组成。本文所研究的仿真转台为立式液压直接驱动仿真转台。机械系统包括三个框架, 主要为负载提供不同姿态的运动。其中, 液压仿真转台中枢结构由双液压马达伺服系统直接同步驱动, 双液压马达同步控制系统的结构原理如图 1 所示。

双液压马达同步控制系统由两组阀控马达系统组成, 利用输入电压来控制阀芯在电液伺服阀阀体内的位置。通过这种方式, 电液伺服阀产生的油压和流量将使液压马达的输出轴快速精确地进入特定的角位置。在两马达输出轴扭转刚度带来的耦合作用下, 负载位移由双马达的输出位移共同决定。因此, 同步控制精度是决定双液压马达同步控制系统性能的重要因素。

该系统的数学模型在下文描述。

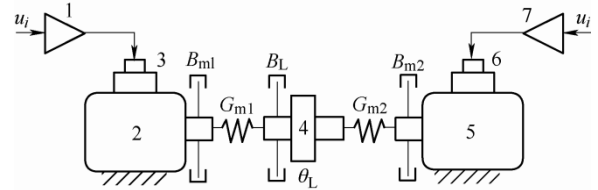


图 1 双液压马达同步控制系统结构示意图

1、7——伺服放大器 2、5——液压马达  
3、6——电液伺服阀 4——负载

### 1.1 液压伺服阀阀口的线性化流量方程

在液压马达电液伺服系统中, 电液伺服阀的流量通常可以用如下的线性化方程近似表示<sup>[17]</sup>

$$Q_{L1} = K_{q1} X_{v1} - K_{c1} P_{L1} \quad (1)$$

$$Q_{L2} = K_{q2} X_{v2} - K_{c2} P_{L2} \quad (2)$$

式中,  $Q_{L1}$ 、 $Q_{L2}$  是两液压马达的负载流量;  $K_{q1}$ 、 $K_{q2}$  是两伺服阀的流量增益, 流量增益随着阀芯在阀体中的位置改变而改变;  $X_{v1}$ 、 $X_{v2}$  是阀芯相对于阀体的相对位移;  $K_{c1}$ 、 $K_{c2}$  是两伺服阀的流量压力系数。 $P_{L1}$ 、 $P_{L2}$  是两液压马达的负载压力。

液压伺服阀在系统中的主要作用为功率放大和信号转换。根据选用的电液伺服阀产品参数规格, 该伺服系统中的伺服阀可被视作二阶振荡环节。通过伺服阀线圈的输入电流与其输出流量之间的传递函数可描述为

$$G_{sv1}(s) = \frac{Q_1(s)}{I_1(s)} = \frac{K_{sv1}}{\frac{s^2}{\omega_{sv1}^2} + \frac{2\xi_{sv1}}{\omega_{sv1}}s + 1} \quad (3)$$

$$G_{sv2}(s) = \frac{Q_2(s)}{I_2(s)} = \frac{K_{sv2}}{\frac{s^2}{\omega_{sv2}^2} + \frac{2\xi_{sv2}}{\omega_{sv2}}s + 1} \quad (4)$$

式中,  $K_{sv1}$ 、 $K_{sv2}$  是电液伺服阀在空载状态下的流量增益;  $\omega_{sv1}$ 、 $\omega_{sv2}$  是伺服阀的等效无阻尼固有频率;  $\xi_{sv1}$ 、 $\xi_{sv2}$  是伺服阀的等效阻尼系数。

### 1.2 伺服放大器及位置、压力传感器传递函数

电液伺服阀的输入信号为电流信号, 需要伺服放大器将电压信号转换为电流信号。此外, 放大器

能够限制通过伺服阀的电流大小,起到保护作用。在液压系统建模过程中通常将伺服放大器看做比例环节,其传递环节可以描述为

$$\frac{I_1(s)}{U_1(s)} = K_{a1} \quad (5)$$

$$\frac{I_2(s)}{U_2(s)} = K_{a2} \quad (6)$$

式中,  $K_{a1}$ 、 $K_{a2}$  为放大器增益,有下列关系

$$K_{q1}X_{v1} = U_1 K_{a1} G_{sv1} \quad (7)$$

$$K_{q2}X_{v2} = U_2 K_{a2} G_{sv2} \quad (8)$$

位移传感器用于测量负载的转动角度,然后将角度信号反馈至信号输入端,来保证系统对指令信号的跟踪性能。考虑到液压伺服阀的零偏和零漂等误差,从控制系统中引出两液压马达两腔的压差信号用于同步反馈。与双液压马达伺服系统固有频率相比较,位移传感器与压力传感器的频率高得多。在系统建模过程中,可将其视作为比例环节。

### 1.3 液压马达连续性流量方程

液压马达受液压油的压力驱动,液压油从伺服阀的出口流入马达。流过马达的液压油包括马达理论流量,由泄漏损失引起的流量和由液压油压缩产生的额外流量。液压马达流量方程可以表示为<sup>[5]</sup>

$$Q_{L1} = D_{m1}\dot{\theta}_{m1} + C_{t1}p_{L1} + \frac{V_{t1}}{4\beta_e}\dot{p}_{L1} \quad (9)$$

$$Q_{L2} = D_{m2}\dot{\theta}_{m2} + C_{t2}p_{L2} + \frac{V_{t2}}{4\beta_e}\dot{p}_{L2} \quad (10)$$

式中,  $D_{m1}$ 、 $D_{m2}$  是两液压马达的理论排量;  $\theta_{m1}$ 、 $\theta_{m2}$  是两液压马达的角位移;  $C_{t1}$ 、 $C_{t2}$  是两液压马达的总泄露系数;  $V_{t1}$ 、 $V_{t2}$  是两液压马达各自总体积;  $\beta_e$  是液压油的等效体积弹性模数。

### 1.4 液压马达的力矩平衡方程

根据牛顿第二定律,液压马达的力矩平衡方程可以表示如下<sup>[18]</sup>

$$D_{m1}p_{L1} = J_1\ddot{\theta}_{m1} + B_{m1}\dot{\theta}_{m1} + G_{m1}(\theta_{m1} - \theta_L) \quad (11)$$

$$D_{m2}p_{L2} = J_2\ddot{\theta}_{m2} + B_{m2}\dot{\theta}_{m2} + G_{m2}(\theta_{m2} - \theta_L) \quad (12)$$

式中,  $J_1$ 、 $J_2$  是两液压马达轴的转动惯量;  $B_{m1}$ 、 $B_{m2}$  是两液压马达和负载的黏性阻尼系数;  $G_{m1}$ 、 $G_{m2}$  是两液压马达传动轴的等效扭转刚度;  $\theta_L$  是负载的角位移。

### 1.5 负载的力矩平衡方程

根据牛顿第二定律,负载的力矩平衡方程可以表示如式(13)所示

$$G_{m1}(\theta_{m1} - \theta_L) + G_{m2}(\theta_{m2} - \theta_L) = J_L\ddot{\theta}_L + B_L\dot{\theta}_L + T_L \quad (13)$$

式中,  $J_L$  负载的转动惯量;  $B_L$  是负载的黏性阻尼

系数;  $T_L$  是外负载力矩。

## 2 系统控制策略设计

### 2.1 同步控制策略分析

仿真转台的中枢结构由双液压马达伺服系统直接同步驱动。由于两液压马达控制系统之间存在差异,导致两液压马达输出不同步,使同步控制精度降低。为保证仿真转台系统的性能,同步控制策略的选择十分重要。

在液压同步闭环控制中,通常采用的控制策略为同等方式和主从方式<sup>[19]</sup>。由这两种同步控制策略可衍生出不同的控制方案:独立反馈校正、共反馈共校正、共反馈同步误差校正、状态差值反馈校正等<sup>[20]</sup>。其中,共反馈同步误差校正通过主反馈误差来减小跟踪误差。同时利用同步误差对两液压马达控制系统分别进行反馈补偿,使得两马达的输出不断接近,能实现较高的同步控制精度以及运动性能。其控制参数的设计与调试相较于状态差值反馈校正更简单,在实际应用中可行性更强。在本文同步控制系统中,两液压马达两腔的压差信号被用于同步反馈。共反馈同步误差校正控制框图如图2所示。

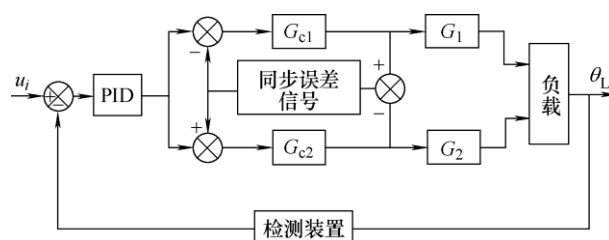


图2 共反馈同步误差校正控制框图

### 2.2 粒子群算法

粒子群优化算法(Particle swarm optimization, PSO)是一种基于对鸟类捕食行为的研究所提出的一种群体优化算法。粒子群算法首先会在可行解空间中随机生成一个粒子群,每个粒子都代表一个可行解。粒子特征通过位置、速度及适应值来表示。在算法运行过程中,粒子不断向最优位置移动,即适应值最优位置。粒子自身的位置和速度通过个体极值与群体极值来更新,公式如下<sup>[13]</sup>

$$V_{id}^{k+1} = \omega V_{id}^k + c_1 r_1 (P_{id}^k - X_{id}^k) + c_2 r_2 (P_{gd}^k - X_{id}^k) \quad (14)$$

$$X_{id}^{k+1} = X_{id}^k + V_{id}^{k+1} \quad (15)$$

式中,  $k$  为当前迭代次数;  $\omega$  为惯性权重;  $c_1$ 、 $c_2$  为加速因子;  $r_1$ 、 $r_2$  为[0, 1]之间随机数;  $V_{id}$  为粒子的第  $d$  维速度,处于区间 $[V_{\min}, V_{\max}]$ ;  $X_{id}$  为粒子

的第  $d$  维位置, 处于区间  $[L_d, U_d]$  中;  $P_{id}$  为个体极值第  $d$  维位置;  $P_{gd}$  为群体极值第  $d$  维位置。

### 2.3 改进的粒子群算法

传统粒子群算法通过跟踪极值来更新粒子的位置, 具有操作简单、收敛快以及鲁棒性好等优点。但在不断迭代的过程中粒子趋于相似, 容易陷入局部最优。为了改善传统粒子群算法, 将遗传算法的交叉和变异操作引入粒子群算法。

在这种改进的粒子群算法中, 首先计算所有粒子的适应值, 并将所有粒子按照适应值的优劣进行排序。排序完成后, 舍弃适应值差于粒子适应值平均值的粒子。然后进行交叉操作。剩余适应值较好的粒子随机和个体极值或群体极值进行交叉来得到新粒子, 直至粒子群规模恢复至原来的数量。新粒子的位置可通过如下两个公式得到

$$Y_{id}^k = r_3 X_{id}^k + (1 - r_3) P_{id}^k \quad (16)$$

$$Y_{(t+1)d}^k = r_3 X_{id}^k + (1 - r_3) P_{gd}^k \quad (17)$$

式中,  $Y_{id}$  是交叉操作产生的新粒子的第  $d$  维位置;  $r_3$  是  $[0, 1]$  之间的随机数。

变异操作对粒子自身进行变异, 粒子适应值越好则变异概率越小。为所有粒子的各维位置均分配一个  $[0, 1]$  之间的随机数。当粒子第  $d$  维位置  $X_{id}$  对应的随机数小于该粒子对应的变异概率值时, 对  $X_{id}$  进行变异操作

$$X_{id} = \frac{(U_d + L_d)}{2} + (U_d - L_d)(r_4 - 0.5) \quad (18)$$

式中,  $r_4$  是  $[0, 1]$  之间的随机数。

在本研究中, 改进的粒子群算法用于确定一组合适的 PID 控制参数, 使得系统动态性能和同步控制精度达到最优。PID 控制器的一般形式为

$$u(t) = K_p e(t) + K_i \int_0^t e(\tau) d\tau + K_d \frac{de(t)}{dt} \quad (19)$$

式中,  $e(t)$  为系统误差;  $K_p$ 、 $K_i$  和  $K_d$  分别是比例增益、积分增益和微分增益。

PID 的三个控制参数分别对应粒子位置三个维度的参数。选用 ITAE 指标来对粒子适应值进行计算, 其定义式为<sup>[15]</sup>

$$J = \int_0^\infty t |e(t)| dt \quad (20)$$

上述基于遗传算法的粒子群算法实现过程如下。

(1) 初始化粒子群, 确定粒子群规模, 粒子位置区间上下限, 最大迭代次数及最小适应度值等。

(2) 计算所有粒子的适应值。

(3) 将每个粒子的适应值与粒子自身经历过的最优位置对应的适应值相比较。若较好, 则将粒子当前位置设为新的个体极值。若粒子群最优适应值优于群体极值对应的适应值, 则将最优适应值对应的粒子位置设为新的群体极值。

(4) 对粒子群进行交叉与变异操作。

(5) 如果当前迭代次数超过设定的最大迭代次数或者群体最优粒子适应值小于最小适应值, 则结束算法; 否则返回步骤(2)。

### 2.4 同步控制系统框图

对式(1)~(13)进行拉普拉斯变换。综合推导的数学模型以及共反馈同步误差校正同步控制与 IPSO 算法相结合的控制策略, 双液压马达同步控制系统的控制模型如图 3 所示。其中有

$$K_{ce1} = K_{c1} + C_{t1} \quad (21)$$

$$K_{ce2} = K_{c2} + C_{t2} \quad (22)$$

式中,  $K_{ce1}$ 、 $K_{ce2}$  为两伺服阀总流量压力系数。

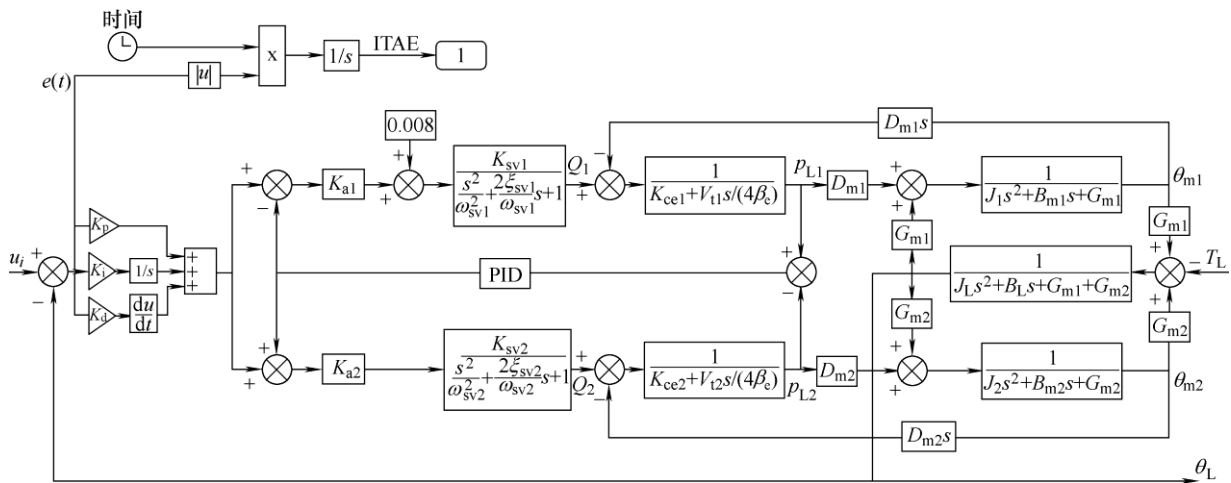


图 3 双液压马达同步控制系统 Simulink 模型

### 3 仿真结果与分析

为体现双液压马达控制系统的差异,设置左马达黏性阻尼系数  $B_{m1}$  为  $0.1 \text{ N} \cdot \text{m}/(\text{rad}/\text{s})$ ,右马达黏性阻尼系数  $B_{m2}$  为  $0.6 \text{ N} \cdot \text{m}/(\text{rad}/\text{s})$ ,并在左电液伺服阀输入前加入  $+0.008$  的偏差值。两液压马达、电液伺服阀以及伺服放大器的其他参数设置为相同。仿真模型中的参数值在表 1 中给出。

表 1 仿真模型参数表

参数	数值
马达理论排量/ $(\text{cm}^3/\text{rad})$	206.4
总体积/ $\text{cm}^3$	163.87
右马达黏性阻尼系数/ $[\text{N} \cdot \text{m}/(\text{rad}/\text{s})]$	0.6
马达轴转动惯量/ $(\text{kg} \cdot \text{m}^2)$	2
负载转动惯量/ $(\text{kg} \cdot \text{m}^2)$	8
液压油等效体积弹性模数/ $(\text{kN}/\text{m}^2)$	700
马达总泄漏系数/ $[(\text{mm}^3/\text{s})/\text{Pa}]$	0.011
伺服阀流量压力系数/ $[(\text{mm}^3/\text{s})/\text{Pa}]$	$7.57 \times 10^{-4}$
伺服阀等效无阻尼固有频率/ $(\text{rad}/\text{s})$	408.4
伺服阀等效阻尼系数	0.7
伺服阀空载流量增益/ $(\text{m}^3/\text{s})/\text{A}]$	0.002
伺服放大器增益/ $(\text{A}/\text{V})$	0.002
马达传动轴等效扭转刚度/ $(\text{kN} \cdot \text{m}/\text{rad})$	60

使用仿真平台对无压力反馈普通同步控制策略及上述共反馈同步误差校正与 IPSO 算法相结合的控制策略的控制性能进行比较。粒子群算法首先在 Matlab 中调用 Simulink 模型,将粒子位置三个维度的参数分别赋值给  $K_p$ 、 $K_i$  和  $K_d$ ,然后运行模型。反过来,Simulink 模型将运行得到的性能指标 ITAE 赋值给粒子群算法中的参数,作为粒子的适应值。改进粒子群算法中的参数值在表 2 中给出。

表 2 改进粒子群算法参数表

参数	数值
加速因子	2
惯性权重	0.6
粒子群规模	100
维数	3
粒子位置区间上限	[350,100,100]
粒子位置区间下限	[0,0,0]
最大迭代次数	100
适应值下限	0.1
变异概率	0.033

阶跃信号常被用于判断系统瞬态响应性能,将阶跃信号作为系统输入。将采用复合控制的系统同

步反馈通道增益设置为 0.001。仿真结果如图 4 所示,图中纵坐标为负载转动角位移  $\theta_L$ 。

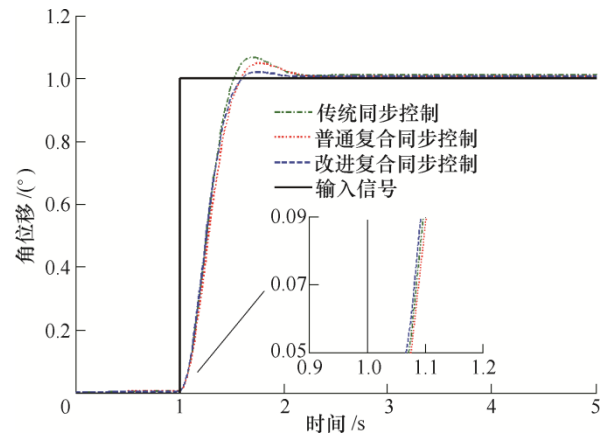


图 4 不同控制策略下系统阶跃响应曲线

系统响应性能指标参数在表 3 中给出。普通同步控制策略 PID 参数值分别为 342.8、10.86 及 45.57。采用了 PSO 算法与共反馈同步误差校正的复合控制策略 PID 参数值分别为 301.6、0.1084 及 41.14。采用了改进 PSO 算法与共反馈同步误差校正的改进复合控制策略 PID 参数值分别为 349.6、0.846 6 及 55.01。改进复合控制策略不仅得到了最小系统超调与稳态误差,同时在最短时间内达到了位置响应稳态。仿真结果验证了改进复合控制策略的优越性。

表 3 系统响应性能指标参数表

参数	控制策略		
	普通同步控制	普通复合控制	改进复合控制
超调量	6.745	4.944	2.133
调节时间/s	1.052	1.066	0.802
稳态误差/(°)	$1.046 \times 10^{-2}$	$6.707 \times 10^{-3}$	$6.230 \times 10^{-3}$
ITAE	0.906 7	0.693 8	0.628 9

为获得最佳响应性能,然后将改进粒子群算法用于同步误差校正通道 PID 参数的调试。得到同步误差校正最优 PID 参数值分别为  $1.270 \times 10^{-3}$ 、0.629 1 及  $1.311 \times 10^{-6}$ 。调节时间为 0.863 s,超调量为 2.461,稳态误差为  $6.206 \times 10^{-3}$ ,相应的 ITAE 为 0.618 9。

### 4 试验结果

仿真转台中框双液压马达同步控制试验系统主要由伺服放大器、电液伺服阀、双液压马达、负载以及框架结构组成。其单轴并联同步试验系统如图 5 所示。试验系统选用 NI myRIO 作为控制器。在上位机中将设置好的控制程序部署在控制器中。

试验系统采用绝对式编码器测量负载角位移, 布置了 4 个压力传感器分别测量左、右马达高低压腔的压力。控制器将负载角位移作为主反馈信号传递至主反馈通道并记录在上位机中, 将左、右马达控制系统的负载压力之差作为同步反馈通道的输入信号。

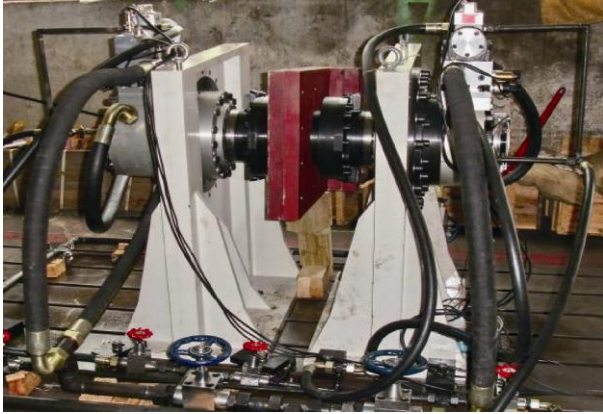


图 5 仿真转台单轴并联同步试验系统

图 6~11 显示了试验中不同输入信号下采用不同控制策略的系统响应。其中角位移为负载转动角位移, 跟踪误差为负载角位移与输入信号的差值。

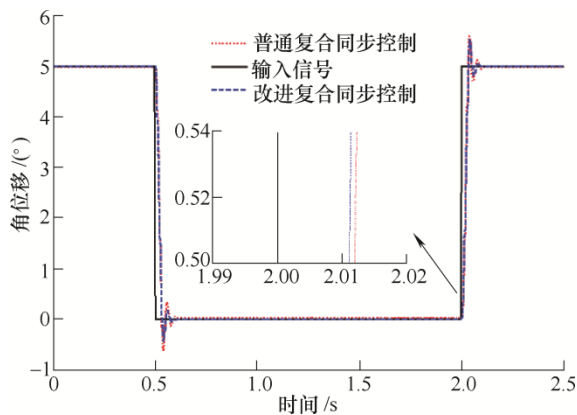


图 6 系统阶跃响应曲线

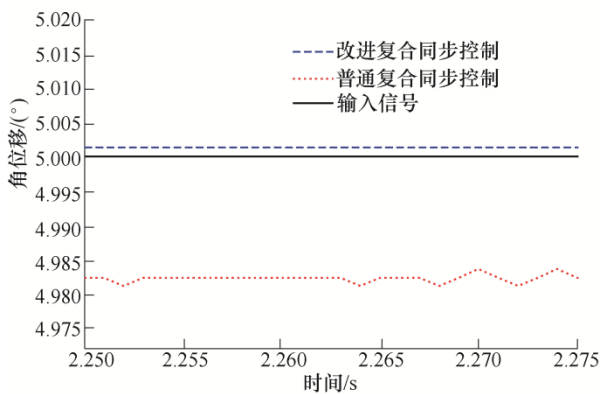


图 7 系统阶跃响应曲线在 5° 的局部放大图

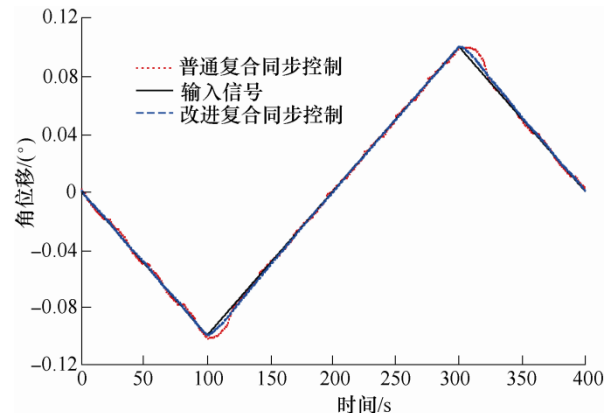


图 8 斜坡信号输入下系统响应曲线

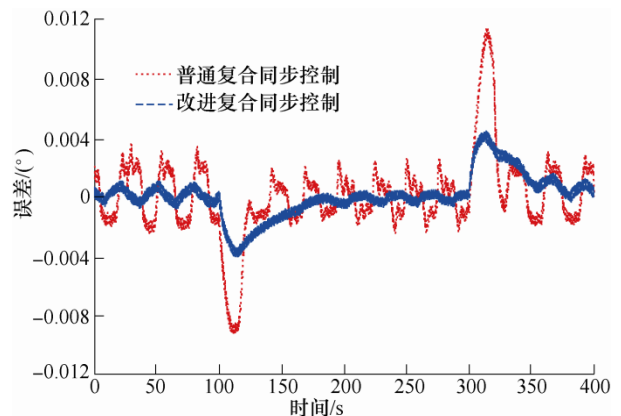


图 9 斜坡信号输入下系统响应跟踪误差曲线

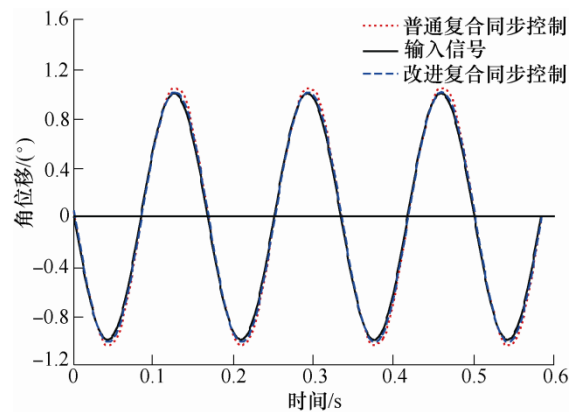


图 10 正弦信号输入下系统响应曲线(6 Hz)

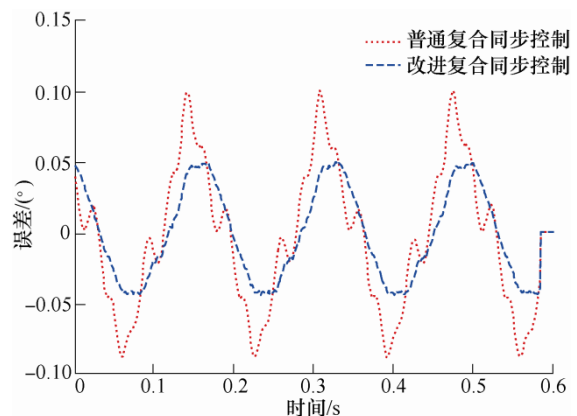


图 11 正弦信号输入下系统响应跟踪误差曲线(6 Hz)



由图 6~11 能得出, 在输入为阶跃信号的情况下, 采用普通同步控制与传统粒子群结合的复合控制策略时, 稳态误差在  $0.02^\circ$  左右, 系统调节时间为  $0.0891\text{ s}$ ; 采用结合了改进粒子群算法的复合同步控制策略时, 稳态误差在  $0.002^\circ$  左右, 系统调节时间为  $0.0708\text{ s}$ 。在输入为斜坡信号的情况下, 采用普通复合同步控制策略时跟踪误差控制在  $\pm 0.01^\circ$  左右; 采用改进复合同步控制策略时跟踪误差控制在  $\pm 0.005^\circ$  左右。在输入为正弦信号的情况下, 采用普通复合同步控制策略时跟踪误差控制在  $\pm 0.1^\circ$  左右; 采用改进复合同步控制策略时跟踪误差控制在  $\pm 0.05^\circ$  左右。试验结果表明, 共反馈同步误差校正与改进粒子群算法结合的控制策略减小了双液压马达同步控制系统的超调和波动, 使系统的静态精度和动态性能满足仿真转台工作要求。

## 5 结论

(1) 在考虑传动轴刚度的情况下建立了双液压马达同步控制系统的数学模型。

(2) 提出了基于压力反馈的共反馈同步误差校正控制。并引入了遗传算法中交叉和变异操作来改进粒子群算法的寻优能力。

(3) 仿真与试验结果表明, 使用改进的复合同步控制策略获得了最优动态性能与最小稳态误差, 一定程度消除了由于两组阀控系统不一致带来的影响, 验证了改进粒子群算法的有效性与优越性。

(4) 后续研究将考虑摩擦在双液压马达同步控制系统中的影响和补偿。

## 参 考 文 献

- [1] 吴金书. 基于 ESO 的仿真转台性能提升方法研究[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2018.  
WU Jinshu. Research on ESO-based simulation turntable performance improvement method[D]. Harbin: Harbin Institute of Technology, 2018.
- [2] 唐博. 高速三轴转台的控制技术研究[D]. 北京: 北京理工大学, 2016.  
TANG Bo. Research on control technology of high speed three-axis turntable[D]. Beijing: Beijing Institute of Technology, 2016.
- [3] HUANG Y, POOL D M, STROOSMA O, et al. A review of control schemes for hydraulic stewart platform flight simulator motion systems[C]// Aiaa Modeling & Simulation Technologies Conference, California, 2016.
- [4] 李强, 薛开, 李霞. 三轴仿真转台设计及动力学耦合分析[J]. 机械设计, 2012, 29(5): 15-20.  
LI Qiang, XUE Kai, LI Xia. Design and dynamics coupling analysis of three-axis simulation turntable[J]. Machinery Design, 2012, 29(5): 15-20.
- [5] 王本永. 基于  $H_\infty$  控制理论的液压三轴仿真转台控制系统研究[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2008.  
WANG Benyong. Research on hydraulic three-axis simulation turntable control system based on  $H_\infty$  control theory[D]. Harbin: Harbin Institute of Technology, 2008.
- [6] 彭彬彬. 摆动式双电液伺服马达位置同步控制研究[D]. 洛阳: 河南科技大学, 2015.  
PENG Binbin. Research on position synchronization control of oscillating double electro-hydraulic servo motor[D]. Luoyang: Henan University of Science and Technology, 2015.
- [7] 王晓晶, 刘美珍, 陈帅, 等. 仿真转台用连续回转电液伺服马达预测滑模控制[J]. 吉林大学学报, 2019, 49(5): 1547-1557.  
WANG Xiaojing, LIU Meizhen, CHEN Shuai, et al. Predictive function and sliding model controller of continuous rotary electro-hydraulic servo motor applied to simulator[J]. Journal of Jilin University, 2019, 49(5): 1547-1557.
- [8] JING C H, XU H G, ZHENG D K. A practical compound control strategy for electro-hydraulic load simulator[C]// International Conference on Fluid Power & Mechatronics, Harbin, 2015: 1228-1233.
- [9] LUO C Y, YAO J Y, XU Q. Extended state observer based nonlinear adaptive robust control of hydraulic load simulator[C]// 2016 35th Chinese Control Conference (CCC), Chengdu, 2016: 4573-4578.
- [10] JAGATHEESAN K, ANAND B, SAMANTA S, et al. Application of flower pollination algorithm in load frequency control of multi-area interconnected power system with nonlinearity[J]. Neural Computing and Applications, 2017, 28: 475-488.
- [11] SIVADASAN J, IRUTHAYARAJAN M W. Tuning of nonlinear PID controller for TRMS using evolutionary computation methods[J]. Tehnicki Vjesnik-Technical Gazette, 2018, 25: 105-111.
- [12] 张凯, 宋锦春, 李松, 等. 基于分类学习粒子群优化算法的液压矫直机控制[J]. 机械工程学报, 2017, 53(18): 202-208.  
ZHANG Kai, SONG Jinchun, LI Song, et al. Hydraulic straightener control optimizer based on particle swarm

- with classification learning[J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2017, 53(18): 202-208.
- [13] SHIEH H L, KUO C C, CHIANG C M. Modified particle swarm optimization algorithm with simulated annealing behavior and its numerical verification[J]. *Applied Mathematics & Computation*, 2011, 218(8): 4365-4383.
- [14] YAO J, JIANG G, GAO S, et al. Particle swarm optimization-based neural network control for an electro-hydraulic servo system[J]. *Journal of Vibration and Control*, 2014, 20(9): 1369-1377.
- [15] YE Y, YIN C B, GONG Y, et al. Position control of nonlinear hydraulic system using an improved PSO based PID controller[J]. *Mechanical Systems & Signal Processing*, 2017, 83: 241-259.
- [16] MAN Z P, DING F, DING C, et al. Hydraulic impulse-testing system with pressure difference feedback from a second-stage valve[J]. *Journal of Aerospace Engineering*, 2015, 28(6): 04015004. 1-04015004. 8.
- [17] JELALI M, KROLL A. *Hydraulic servo-systems: Modeling, identification and control*[M]. London: Springer, 2003.
- [18] LI J Y, WANG Y W, WANG X J, et al. Research on control strategy of passive force load electro-hydraulic servo system[J]. *Journal of Computational and Theoretical Nanoscience*, 2015, 12(9): 2084-2090.
- [19] WU L, WANG L H, ZHANG C Y, et al. Dynamic characteristics analysis and dual motor synchronous control of hydraulic lifting system for large cranes[J]. *The Journal of Engineering*, 2019, 2019(13): 203-207.
- [20] 施光林, 史维祥, 李天石. 液压同步闭环控制及其应用[J]. *机床与液压*, 1997(4): 3-7.
- SHI Guanglin, SHI Weixiang, LI Tianshi. Closed-loop control of hydraulic synchronization and its application[J]. *Machine Tool & Hydraulics*, 1997(4): 3-7.
- 
- 作者简介: 谭顿, 男, 1996 年出生。主要研究方向为液压伺服系统。  
E-mail: 18621098716@163.com
- 陶建峰(通信作者), 男, 1975 年出生, 博士, 副教授, 博士研究生导师。  
主要研究方向为智能机电液元件设计与系统控制技术。  
E-mail: jftao@sjtu.edu.cn
- 王旭永, 男, 1960 年生, 博士, 副研究员。主要研究方向为液压伺服系统理论与应用, 以及机电一体化系统与应用。  
E-mail: xywang@sjtu.edu.cn