

基于均值耦合的双振动台阵系统同步控制

张连朋, 仇伟民, 郝如江, 冯杰, 梁晓

(石家庄铁道大学 机械工程学院, 河北 石家庄 050043)

摘要:对于双振动台系统, 需要保证每个振动台的跟踪精度和2个振动台的同步精度。由于系统非线性耦合作用和负载质量偏心等问题, 2个振动台的跟踪精度和同步精度都很差。为解决这一问题, 提出一种基于均值耦合的振动台阵同步控制策略, 将2个振动台的跟踪误差和同步误差组合成耦合误差, 结合模糊PID控制算法将耦合误差补偿到控制回路中, 实现台阵系统同步控制。最后, 采用Adams和Matlab/Simulink软件进行联合仿真, 结果表明, 该控制策略可以使系统误差全局耦合, 保证2振动台输出姿态同步的基础上, 实现对期望信号的高精度波形复现。

关键词:均值耦合控制; 双振动台阵; 同步控制; 模糊PID

中图分类号: TB53, TP273 **文献标志码:** A **文章编号:** 2095-0373(2023)02-0062-07

0 引言

振动台作为振动环境模拟试验最直接最准确的试验设备, 可以真实再现各种振动环境以研究结构抗震性能。如今, 许多大跨度结构, 如桥梁、大坝、铁路和管道等, 需要多个振动台同时进行振动测试, 因此多振动台组成的台阵系统成为发展新趋势。相较于单个的振动台, 台阵系统在实际运动过程中会受到很多干扰, 如负载质量的偏心、液压系统的非线性和耦合作用等因素都会使每个振动台的动态性能不一致, 严重影响系统的动态特性。因此, 研究台阵系统的同步控制, 提高系统同步跟踪精度, 具有重要的理论研究和工程应用价值。

振动台阵系统的发展刚刚兴起, 其相关理论和控制方法的研究都在逐渐完善中^[1]。文献[2]通过加速度控制策略及冗余力协调控制来削弱系统中的耦合作用, 提高振动台阵同步控制精度; 文献[3]应用幅值控制技术和相位同步控制技术, 研究出台阵系统正弦振动同步控制算法; 文献[4]提出了基于最优化思想的复合模糊PID同步控制策略, 首次将交叉耦合控制引入振动台阵同步控制系统中, 极大地提高了系统跟踪和同步动态响应性能; 文献[5]针对双振动台系统提出了一种基于差分运动同步跟踪控制(DMSC)策略, 提高了双振动台系统的同步跟踪控制精度; 文献[6]开发了离线迭代控制来增强具有宽频率范围和大位移行程的双振动台的跟踪性能。

目前针对台阵系统的同步控制大多采用并行控制的方法, 仅通过设计采用先进控制技术的控制器来提高台阵系统的同步跟踪性能。并行控制具有结构简单和回路间不存在耦合作用等特点, 但当被控系统结构复杂和存在参数不确定性时, 很难满足高精度同步控制的要求。针对多系统的同步控制方法目前有交叉耦合、偏差耦合等耦合控制, 相比于并行控制等非耦合控制, 耦合控制可以使各子系统之间协调控制, 实现全局耦合, 从而提高系统整体控制精度。

考虑到振动台阵系统较高标准的控制精度以及系统自身的复杂性, 且相关的耦合同步控制研究还很少, 以双振动台组成的台阵系统为研究对象, 将均值耦合控制策略应用到振动台阵控制系统中, 同时结合模糊PID控制器, 实现振动台阵系统的同步跟踪控制。最后, 在Adams和Matlab/Simulink仿真环境下

收稿日期: 2023-02-17 责任编辑: 车轩玉 DOI: 10.13319/j.cnki.sjztdxxb.20230039

基金项目: 国家自然科学基金(52205064, 62003227); 河北省自然科学基金(E2020210080, E2021210065, E2021210116, F2022210024); 河北省高等学校科学技术研究项目(QN2023035, QN2019224)

作者简介: 张连朋(1988—), 男, 讲师, 研究方向为电液伺服控制。E-mail: zhanglianpeng@stdu.edu.cn

张连朋, 仇伟民, 郝如江, 等. 基于均值耦合的双振动台阵系统同步控制[J]. 石家庄铁道大学学报(自然科学版), 2023, 36(2): 62-68.

对提出的均值耦合控制策略进行分析验证。

1 系统描述

1.1 双振动台阵系统简介

如图 1 所示,双振动台阵系统由 2 个相同的液压振动台组成,每个振动台有 8 个液压缸:2 个用于 X 水平方向,2 个用于 Y 水平方向,4 个用于 Z 竖直方向。振动台主要由基础、上下铰链、液压缸和平台组成。利用虎克铰连接液压缸的活塞杆和上平台,同时液压缸的缸筒通过虎克铰与基础相连,活塞杆在液压油压力的作用下于缸筒之间做往复运动^[7],从而驱动上平台与负载一起运动。

图 2 是振动台阵没有负载时的俯视图,将左侧的振动台定义为 1[#] 振动台,右侧振动台定义为 2[#] 振动台。坐标方向如图 2 中所示, Z 轴由右手法则定义,台阵系统 16 个液压缸的位置分布由数字 1~16 表示,结构参数 $D_1 = 2.5$ m, $D_2 = 1.55$ m, D_3 取决于负载的长度。每个振动台可以实现 6 个自由度运动。台阵具有单个振动台的独立运行和 2 个振动台同步协调运行的能力。独立运行时,在控制系统的作用下,每个子系统均能独立完成振动实验;同步协调运行时,振动台阵的每个子系统能够协调工作,并满足各个激振点对振幅和相位的要求,完成大跨度大型结构试件的振动实验。

1.2 双振动台阵系统建模

由于电液伺服阀的频宽远大于液压缸固有频率,伺服阀的阀芯位移 x_v 与输入电压信号 u 可以用比例环节表示为^[8]

$$x_v = k_v u \quad (1)$$

式中, k_v 为比例系数。

液压缸的负载流量与阀芯位移 x_v 和负载压力 p_L 的关系为

$$Q_L = C_d W x_v \sqrt{\frac{1}{\rho} \left(p_s - \frac{x_v}{|x_v|} p_L \right)} \quad (2)$$

式中, Q_L 为液压缸的负载流量; C_d 为流量系数; W 为面积梯度; p_s 为油源压力; ρ 为液压油密度。

假设阀与液压缸的连接管道对称且短而粗,忽略管道的压力损失和动态特性,油温和体积弹性模量为常数,且液压缸内、外泄漏都是层流流动^[9]。此时,液压缸的流量连续性方程如下

$$Q_L = A \dot{l} + C_{tc} P_L + \frac{V_t \dot{P}_L}{4\beta_e} \quad (3)$$

式中, A 为液压缸的作用面积; l 为液压缸的活塞杆位移; C_{tc} 为液压缸的总的泄漏系数; V_t 为液压缸 2 油腔总体积; β_e 为液压油弹性体积模量。

则液压缸的输出力矢量 f 为

$$f = A P_L - B_c \dot{l} \quad (4)$$

式中, B_c 为活塞及负载的黏度阻尼系数。

2 个振动台的液压缸的输出力矢量分别为 f_1 和 f_2 , 表示为

$$\begin{cases} f_1 = [f_1 & f_2 & f_3 & f_4 & f_5 & f_6 & f_7 & f_8]^T \\ f_2 = [f_9 & f_{10} & f_{11} & f_{12} & f_{13} & f_{14} & f_{15} & f_{16}]^T \end{cases} \quad (5)$$

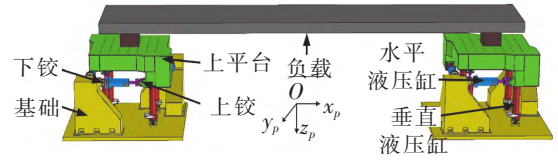


图 1 双振动台阵系统结构示意图

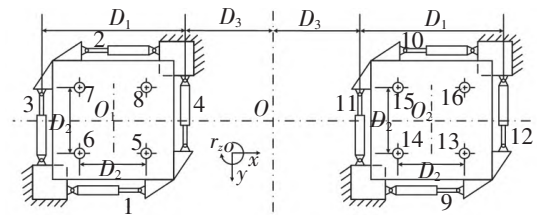


图 2 双振动台阵系统俯视图

基于 Kane 方法的振动台动力学方程为

$$\mathbf{J}_q^T(q)\mathbf{f} = \mathbf{M}_s(q)\ddot{\mathbf{q}} + \mathbf{C}_q(q, \dot{\mathbf{q}})\dot{\mathbf{q}} + \mathbf{G}_p(q) \quad (6)$$

式中, $\mathbf{M}_s(q)$ 为模态质量矩阵; q 为振动台平台的位姿; $\mathbf{J}_q$ 为雅可比矩阵; $\mathbf{f}$ 为液压缸输出力; $\mathbf{C}_q(q, \dot{\mathbf{q}})$ 为哥氏矩阵; $\mathbf{G}_p(q)$ 为等效重力项矩阵。

通常情况下, 振动台系统具有重力平衡系统, 因此可以忽略离心力和重力, 即

$$\mathbf{J}(q)^T \mathbf{f} = \mathbf{M}_s(q)\ddot{\mathbf{q}} \quad (7)$$

由于振动台运动幅度小, 液压缸行程较短, 因此在振动台的控制系统中, 雅可比矩阵 $\mathbf{J}_q$ 可近似等于自由度分解矩阵, 雅可比矩阵 $\mathbf{J}_q$ 的伪逆矩阵 $\mathbf{J}_q^+$ 为自由度合成矩阵^[10]。结合式(1)~式(7), 进行拉普拉斯变换, 得到如图 3 所示的基于自由度控制的双振动台系统基本控制方案。该方案中 2 个振动台采用并行同步控制, 应用雅可比矩阵 $\mathbf{J}_q$ 和伪逆矩阵 $\mathbf{J}_q^+$ 构成自由度闭环控制实现台阵系统的运动, K_{p1} 和 K_{p2} 是自由度控制的比例控制器。

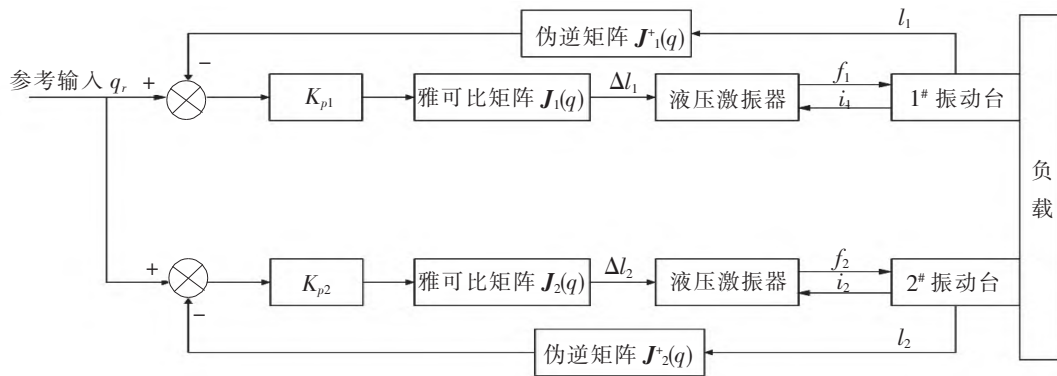


图 3 双振动台基本控制方案示意图

2 控制器设计

2.1 均值耦合控制器设计

均值耦合控制策略的设计思想不仅具有交叉耦合控制策略的低运算性, 还具有偏差耦合控制策略对系统的全局补偿性, 控制器输入的误差信号是系统自身的跟踪误差和同步误差组成的同步耦合误差^[11]。首先对台阵系统各自的跟踪误差求和, 进而求出系统的平均跟踪误差, 将跟踪误差减去平均跟踪误差得出台阵系统的均值同步误差, 最后将得到的同步误差与跟踪误差相加, 求出台阵系统的同步耦合误差。

对于双振动台阵控制系统, 定义第 i 个振动台的跟踪误差为

$$e_i = q_r - q_i \quad (i = 1, 2) \quad (8)$$

式中, q_r 为系统的给定位移信号; q_i 为第 i 个振动台的实际输出位移。

为实现双振动台的位移同步控制, 不仅要考虑每个振动台自身的跟踪误差 e_i 趋于 0, 还要尽量满足 2 个振动台的跟踪误差相等, 即 $e_1 = e_2$ 。将双振动台系统的均值误差定义为 $\bar{e}$, 同步误差定义为 e_{si} , 则有

$$\begin{cases} \bar{e} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n e_i = \frac{e_1 + e_2}{2} \\ e_{si} = e_i - \bar{e} \end{cases} \quad (9)$$

由分析知, 使用均值耦合同步控制策略时, 控制器输入的误差信号是振动台自身的跟踪误差和同步误差相加得到的同步耦合误差, 同步耦合误差 E_i 表示为

$$E_i = e_i + e_{si} = 2e_i - \bar{e} \quad (10)$$

为了使台阵系统高精度同步运动, 必须对系统的同步耦合误差 E_i 实时补偿, 保证台阵系统的跟踪误差、均值误差以及同步耦合误差均收敛为 0。双振动台同步控制系统结构如图 4 所示。

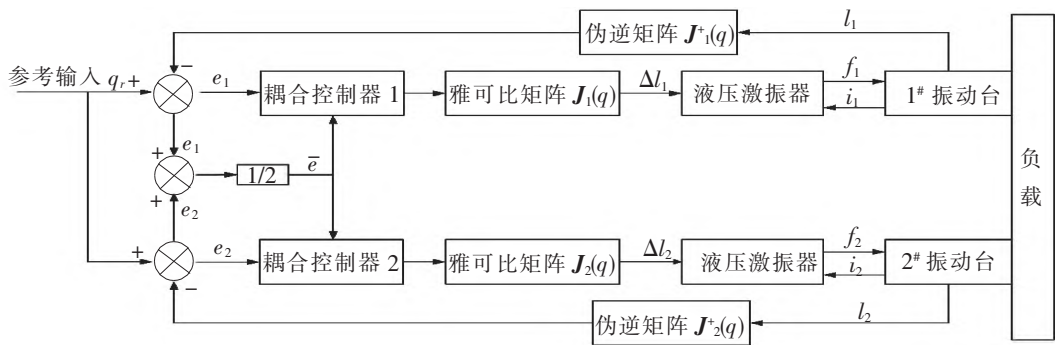


图 4 基于均值耦合的双振动台同步控制系统结构示意图

2.2 模糊控制器设计

双振动台阵的控制系统中存在非线性耦合作用,因此对于控制器参数的调整是很困难的,而模糊理论是克服这一困难最有效的途径。模糊 PID 控制器是利用模糊数学的概念与技术,用模糊推理的方法,对控制参数进行最优化调节,将均值耦合控制策略和模糊 PID 控制算法相结合^[12],形成振动台阵系统的同步控制系统。将同步耦合误差 E_i 和误差变化率 dE_i/dt 作为输入信号,通过模糊推理实现对 PID 控制参数 k_p 、 k_i 、 k_d 的在线调整^[13]。模糊 PID 控制器的原理如图 5 所示。

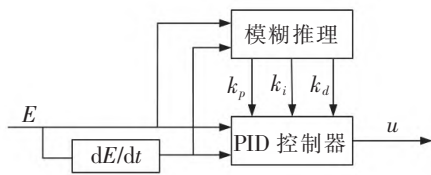


图 5 模糊 PID 控制器

将振动台阵系统的同步耦合误差 E_i 和误差变化率 dE/dt 的模糊子集划分成 7 个子区间^[14],分别为 {NB,NM,NS,ZO,PS,PM,PB}。其中:NB 表示负大,NM 表示负中,NS 表示负小,ZO 表示零,PS 表示正小,PM 表示正中,PB 表示正大。 k_p 、 k_i 和 k_d 模糊规则如表 1~表 3 所示。

表 1 k_p 的模糊规则表

E	E_c						
	NB	NM	NS	ZO	PS	PM	PB
NB	PB	PB	PM	PM	PS	PS	ZO
NM	PB	PB	PM	PS	PS	ZO	NS
NS	PM	PM	PM	PS	ZO	NS	NS
ZO	PM	PM	PS	ZO	NS	NM	NM
PS	PS	PS	ZO	NS	NS	NM	NM
PM	PS	ZO	NS	NM	NM	NB	NB
PB	ZO	NS	NS	NM	NM	NB	NB

表 2 k_i 的模糊规则表

E	E_c						
	NB	NM	NS	ZO	PS	PM	PB
NB	NB	NB	NM	NM	NS	ZO	ZO
NM	NB	NB	NM	NS	PS	ZO	ZO
NS	NB	NM	NS	NS	ZO	PS	PS
ZO	NM	NM	NS	ZO	PS	PM	PM
PS	NM	NS	ZO	PS	PM	PM	PB
PM	ZO	ZO	PS	PS	PM	PB	PB
PB	ZO	ZO	PS	PM	PM	PB	PB

表 3 k_d 的模糊规则表

E	E_c						
	NB	NM	NS	ZO	PS	PM	PB
NB	NB	NB	NM	NM	NS	ZO	ZO
NM	NB	NB	NM	NS	PS	ZO	ZO
NS	NB	NM	NS	NS	ZO	PS	PS
ZO	NM	NM	NS	ZO	PS	PM	PM
PS	NM	NS	ZO	PS	PS	PM	PB
PM	ZO	ZO	PS	PS	PM	PB	PB
PB	ZO	ZO	PS	PM	PM	PB	PB

3 搭建模型和仿真分析

3.1 搭建系统仿真模型

以双振动台组成的台阵系统为研究对象,建立台阵系统的 Adams 模型如图 6 所示,2 个振动台之间的距离设置为 10 m,采用柔性负载连接,柔性负载长 14.05 m,宽 2.5 m,高 0.25 m。将 Adams 模型编译到 Simulink 软件中,并搭建液压驱动模型和其他控制系统模型,得到双振动台阵系统 Adams 和 Simulink 的联合仿真模型。模糊 PID 控制器内部结构如图 7 所示,联合仿真模型如图 8 所示。

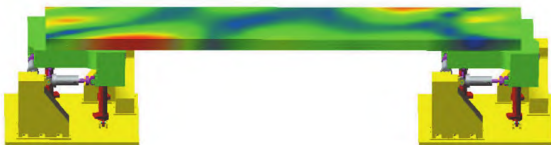


图 6 振动台阵系统 Adams 模型

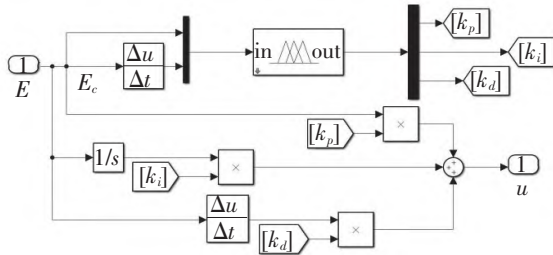


图 7 模糊 PID 控制器模型

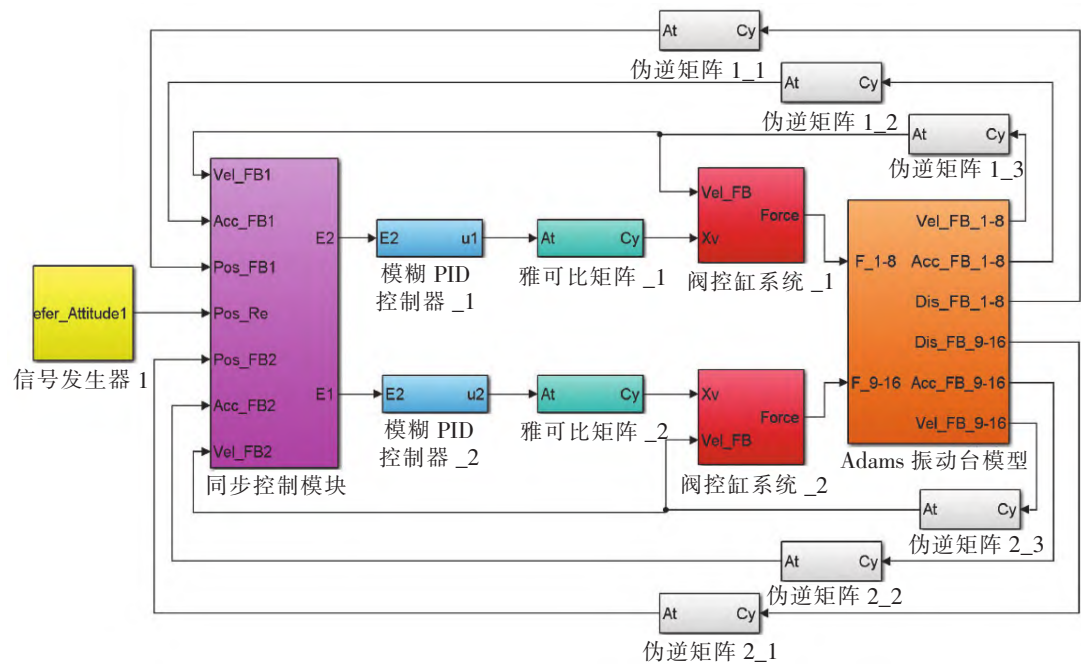


图 8 振动台阵系统 Simulink 控制模型

3.2 仿真分析

为了模拟双振动台负载质量偏心和耦合作用,在仿真模型中设置 1[#] 振动台的负载质量为 3 000 kg, 2[#] 振动台的负载质量为 10 000 kg。仿真参数设置如表 4 所示。

表 4 仿真参数设置

系统参数	液压缸有效	电液伺服阀	油液密度	油液体积	电液伺服阀	伺服阀流量/	供油压力/
	工作面积 A/m^2	固有频率/Hz	$\rho/(\text{kg} \cdot \text{m}^{-3})$	弹性模量/MPa	阻尼比 ϵ	$(\text{L} \cdot \text{min}^{-1})$	MPa
数值	0.007 5	120	850	700	0.6	400	25

双振动台阵系统能实现 6 个运动自由度,但提出的控制方法适用于每个自由度,并具有相同的控制效果,为减少重复,仅列出 Z 向平移自由度测试结果。在 Simulink 软件中分别搭建采用并行同步控制、交叉耦合控制和均值耦合控制的仿真模块,对比分析台阵系统同步跟踪控制的动态性能。图 9 是 2 个振动台在频率为 0.1~10 Hz 的随机信号(峰值为 ± 2 mm)下采用不同控制策略时的位移响应曲线。

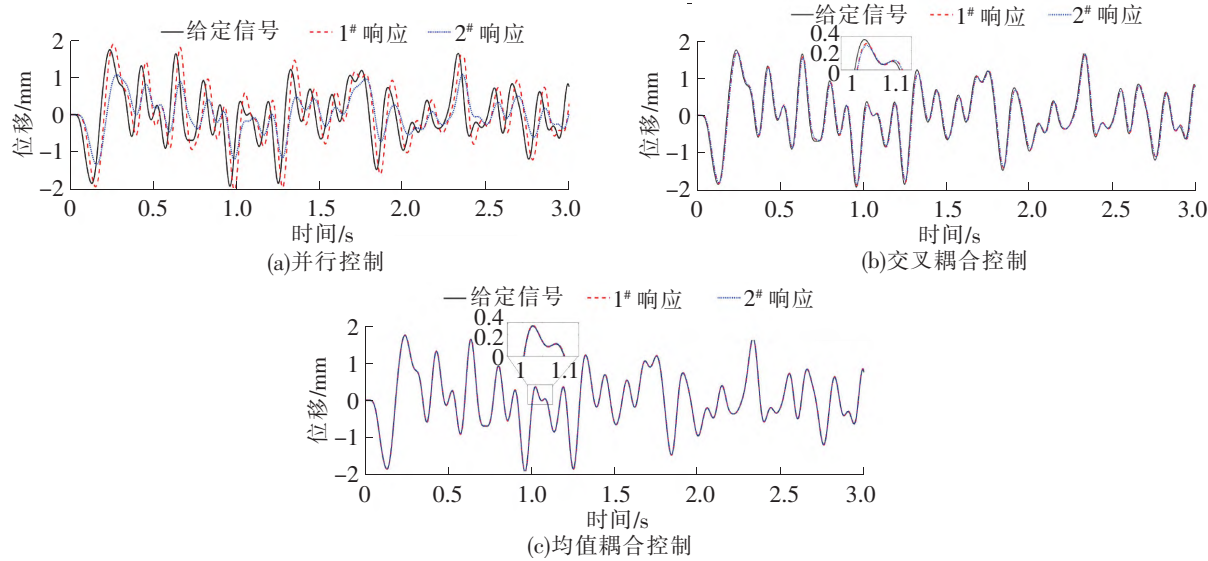


图 9 采用不同控制方法时台阵系统的响应曲线

图 10 为台阵系统同步误差和跟踪误差曲线。表 5 为不同控制策略时同步和跟踪误差的数据对比。

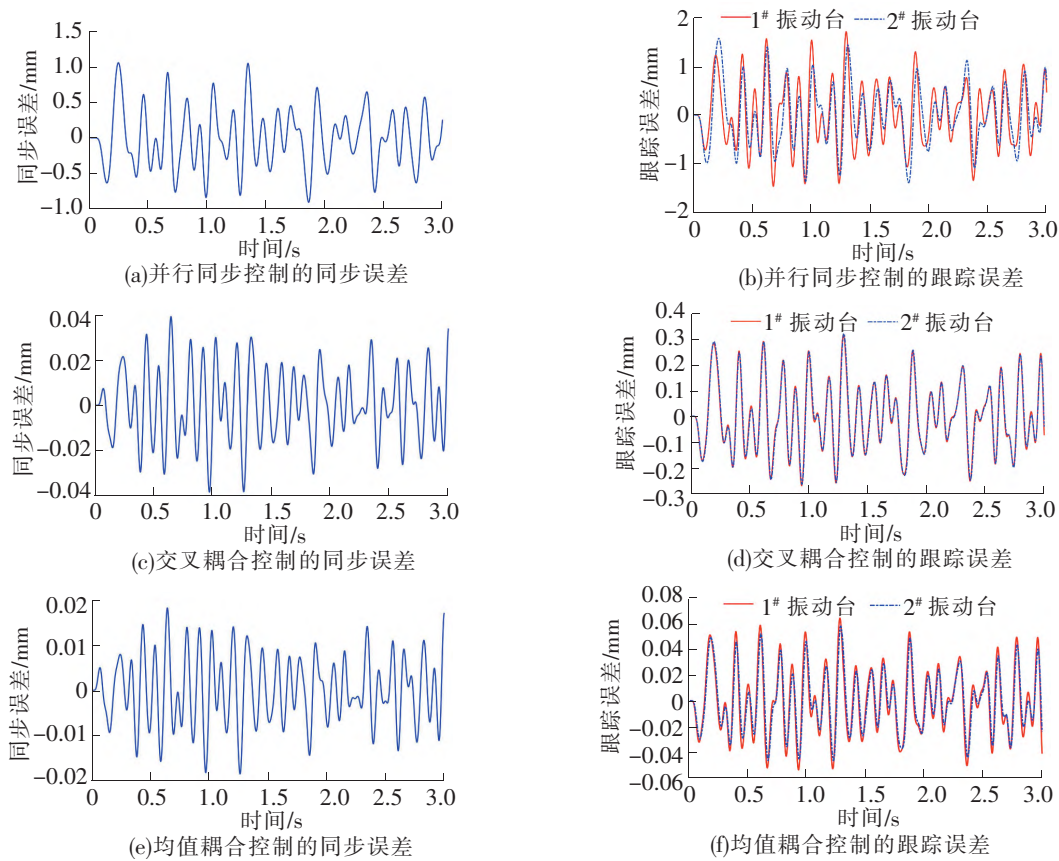


图 10 采用不同控制策略时台阵系统的同步误差和跟踪误差曲线

表 5 不同控制策略时同步误差和跟踪误差对比

同步控制 类型	同步误差 最大值	同步误差 RMS 值	跟踪误差最大值		跟踪误差 RMS 值	
			1# 振动台	2# 振动台	1# 振动台	2# 振动台
并行同步	1.055 0	0.405 1	1.706 0	1.566 0	0.647 3	0.617 6
交叉耦合	0.038 9	0.015 5	0.319 8	0.316 6	0.129 6	0.129 5
均值耦合	0.018 1	0.007 3	0.063 4	0.057 3	0.025 6	0.022 8

从图 9 中可以看出双振动台系统在采用并行同步控制时,2 个振动台响应信号差异较大,1# 振动台质量轻,响应值较给定值偏大;2# 振动台质量重,响应值较小,对比图 10 和表 5,同步误差最大值为 1.055 0 mm,同步误差 RMS 值为 0.405 1 mm,相比于给定信号的最大值 1.8 mm,系统的同步性能非常差。使用交叉耦合控制后同步误差的最大值为 0.038 9 mm,同步误差值减小 96.3%。采用均值耦合控制策略后,同步误差最大值和 RMS 值分别为 0.018 1、0.007 3 mm,同步误差精度较并行同步控制提升 98.2%,较交叉耦合控制提升 53.5%,说明在负载质量偏心情况下采用均值耦合控制时台阵系统的同步控制性能更好。

对比图 10 和从表 5 中数据可知,当采用并行同步控制时,由于系统负载的质量偏心,2# 振动台响应严重滞后,系统的最大跟踪误差为 1.706 0 mm。采用交叉耦合控制后 2 个振动台的跟踪误差最大值分别为 0.318 9 mm 和 0.316 6 mm,系统的跟踪误差大大减小。当采用均值耦合同步控制后,2 个振动台的跟踪误差最大值仅为 0.063 4 mm 和 0.057 3 mm,相比于交叉耦合同步控制,跟踪误差值减小 80%,这意味着 2 个振动台可以同时高精度地跟踪给定的随机信号,系统性能明显好转。

4 结论

(1)从仿真结果来看,相较于采用并行同步控制,无论是采用交叉耦合控制还是采用均值耦合控制,

双振动台阵系统同步和跟踪控制精度都有明显提高,说明当系统中存在负载偏心、参数不确定等外界干扰的情况时,耦合控制比非耦合控制效果更好。

(2)对比均值耦合控制与交叉耦合控制的仿真结果,可以看出,2种控制方法的同步误差相差不大,但采用均值耦合控制时系统的跟踪误差大幅减小。这是因为交叉耦合控制仅将2个振动台的位移误差作为耦合误差,而均值耦合控制是以系统的跟踪误差和同步误差之和作为同步耦合误差,实现了跟踪和同步控制的全局耦合,既保证了同步性能又提高了跟踪性能,展现了均值耦合控制极强的全局误差补偿能力,同时也减小了台阵控制系统的运算工作量,满足了台阵系统高精度复现给定信号的要求。

参 考 文 献

- [1]关广丰,熊伟,王海涛. 双台阵振动模拟系统控制方法研究[J]. 振动与冲击, 2017, 36(6): 207-211.
- [2]GUAN G F, XU X Z, XIONG W, et al. Adaptive acceleration waveform control of two-degree-of-freedom dual electro-hydraulic shaking tables[J]. Journal of Vibration and Control, 2020, 26(23/24): 2274-2285.
- [3]李晓琳, 严侠. 多振动台正弦振动同步控制算法及仿真[J]. 环境技术, 2018, 36(2): 66-72.
- [4]ZHANG L, CONG D, YANG Z, et al. Attitude synchronous tracking control of double shaking tables based on hybrid fuzzy logic cross-coupled controller and adaptive inverse controller[J]. Journal of Intelligent & Fuzzy Systems, 2015, 29(6): 2537-2546.
- [5]LI X, WANG J, LI F, et al. Differential movement synchronous tracking control strategy of double-shaking table system loading with specimen[J]. Shock and Vibration, 2018, 2018: 1-11.
- [6]TIAN Y, WANG T, SHI Y, et al. Offline iterative control method using frequency-splitting to drive double-layer shaking tables[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2021, 152(2): 1-22.
- [7]沈如涛. 两自由度台阵模拟系统运动控制策略研究[D]. 大连: 大连海事大学, 2019.
- [8]高长虹, 何彪, 熊珊. 基于动力学模型前馈的液压振动台控制[J]. 液压与气动, 2021, 45(5): 183-188.
- [9]强宝民, 刘保杰. 电液比例阀控液压缸系统建模与仿真[J]. 起重运输机械, 2011(11): 35-39.
- [10]廖洋, 范大莽, 张博鑫, 等. 电液振动台加速度随机振动控制[J]. 液压与气动, 2021(12): 45-50.
- [11]丁威, 杜钦君, 宋传明, 等. 均值耦合多电机滑模速度同步控制[J]. 西安交通大学学报, 2022, 56(2): 56.
- [12]张静, 张超勇, 张思涵, 等. 基于均值耦合的多液压缸位置同步控制[J]. 液压与气动, 2021(2): 50-55.
- [13]王述彦, 师宇, 冯忠绪. 基于模糊 PID 控制器的控制方法研究[J]. 机械科学与技术, 2011, 30(1): 166-172.
- [14]董钰莹, 赵敏. 永磁同步电机变论域自适应模糊 PID 控制[J]. 电子科技, 2018, 31(7): 24-27.

Synchronization Control of Double Shaking Table Array System Based on Mean Value Coupling

Zhang Lianpeng, Qiu Weimin, Hao Rujiang, Feng Jie, Liang Xiao

(School of Mechanical Engineering, Shijiazhuang Tiedao University, Shijiazhuang 050043, China)

Abstract: For double shaking table system, the tracking accuracy of each shaking table and the synchronization accuracy of two shaking tables need to be guaranteed. Due to the non-linear coupling of the system and load mass eccentricity, the tracking and synchronization accuracy of the two shaking tables is poor. To solve this problem, a synchronization control strategy for shaking table array based on mean coupling was proposed. Tracking errors and synchronization errors of the two shaking tables were combined to form the coupling errors, and the coupling errors were compensated to the control loop with the fuzzy PID control algorithm to achieve the synchronization control of the shaking table array system. Finally, the joint simulation with Adams and Matlab/Simulink software showed that the control strategy could make the system errors globally coupled, and achieve high-precision waveform reproduction of the desired signal based on the synchronization of the output postures of the two shakers.

Key words: mean coupling control; double shaking stable; synchronous control; fuzzy PID