

基于非线性模糊滑模控制算法的多缸液压设备同步控制研究

朱传同¹, 苑得鑫², 李卓军²

(1. 中国石油大学(华东)机电工程学院, 山东 青岛 266580;
2. 中国石油大学石油工业培训中心(华东), 山东 青岛 266580)

摘要: 为满足液压设备多缸同步操作的控制需求, 提出一种针对多缸液压设备的非线性模糊滑模控制算法; 以多缸液压设备的控制特性为基础建模, 获取模型切换函数; 借助液压缸与负载力平衡方程, 完成多级液压缸的换级处理, 再联合液压设备同步速度计算结果, 确定节流缓冲控制条件, 实现对设备的同步控制; 利用 AMESim 软件设计仿真实验, 得到加速度、速度、位移差三项指标数值, 其中加速度最大值为 0.013 m/s^2 、速度最大值为 0.031 m/s 、位移差最大值为 0.38 m , 数值分析结果显示非线性模糊滑模控制算法能够更好地控制多缸液压设备的同步操作需求, 控制效果显著优于传统控制算法。

关键词: 非线性模糊滑模控制; 收敛性; 切换函数; 比例放大器; 平衡方程

Research on Synchronous Control of Multi-cylinder Hydraulic Equipment Based on Nonlinear Fuzzy Synovial Control Algorithm

ZHU Chuantong¹, YUAN Dexin², LI Zhuojun²

(1. College of Mechanical and Electrical Engineering, China University of Petroleum (East China), Qingdao 266580, China;

2. Petroleum Industry Training Center, China University of Petroleum (East China), Qingdao 266580, China)

Abstract: A nonlinear fuzzy synovial control algorithm was proposed to meet the control requirements of multi-cylinder synchronous operation of hydraulic equipment. Based on the control characteristics of multi-cylinder hydraulic equipment, the mathematical model was established, and the switching function of the model was obtained. With the help of hydraulic cylinder and load balance equation, the stage changing process of multistage hydraulic cylinder was completed, and then the synchronization speed calculation results of hydraulic equipment were combined to determine the throttling buffer control conditions, so as to realize the synchronous control of equipment. The AMESim software was used to simulate the experiment, and obtain three index values of acceleration, velocity and displacement difference. The maximum value of acceleration was 0.013 m/s^2 , the maximum value of velocity was 0.031 m/s , and the maximum value of displacement difference was 0.38 m . The numerical analysis results showed that the nonlinear fuzzy synovial control algorithm could better control the synchronous operation requirements of multi-cylinder hydraulic equipment, and the control algorithm was superior to the traditional algorithm.

Keywords: nonlinear fuzzy synovial control; convergence; switching function; proportional amplifier; balance equation

0 引言

随着机械结构设计复杂程度的不断提高, 及现代工业制造水平的持续改进, 液压设备和液压控制系统的应用范围越来越广泛。多缸液压设备的结构较为紧凑、占用安装空间小, 在整体性能和综合负载能力等方面都优于传统单缸液压系统。但多缸液压设备在使用中需要保持几个缸体活塞的同步运行, 因此液压同步控制系统是多缸液压控制系统的核心组成部分之一^[1-2]。多缸液压控制系统工作时, 要求具体的执行元器件必须保持相同的旋转角度、位移和移动速度, 以避免各级缸体之间由于负载的差异过大而发生碰撞。对于设备的液压系统而言, 所提供的压力和流量

的准确程度, 决定了整个设备系统运行的稳定性。当前, 工业生产线的集成化程度越来越高, 每一台设备的稳定与否都会影响到其他设备和整个加工系统的精度。鉴于液压系统对设备高精度控制过程会产生重要影响, 因此提高对多缸液压系统的控制水平就变得极为关键。

关于多缸液压设备同步控制研究, 现阶段以 PID 控制方向为主, 该种方案作为一种最经典的机械设备控制模式, 也是最早发展起来的基本控制方案之一, 经典 PID 控制算法的优势在于控制方案简洁、高效、鲁棒性强及可靠性较高^[3], 被广泛应用于大规模工业企业设备控制和过程控制当中。文献 [4] 提出一种经过参数权重优化的 PID 控制算

收稿日期: 2023-04-07; 修回日期: 2023-04-25。

作者简介: 朱传同(1985-), 男, 博士在读, 工程师。

引用格式: 朱传同, 苑得鑫, 李卓军. 基于非线性模糊滑模控制算法的多缸液压设备同步控制研究[J]. 计算机测量与控制, 2023, 31(9):

137-143.

法,改善了比例、积分和微分控制量的权重比例,提升控制系统的同步性。但随着机械设备大型化、精密化和复杂化时代的到来,该种控制方案的控制精度和适应能力都略显不足,各种以微分、积分和比例控制为内核的改进算法、优化算法和融合算法开始大量地出现;文献 [5] 提出一种模糊 PID 控制算法,以控制误差集误差的增量为输入项,并运用模糊规则和模糊推理优化模型参数,可以改善和提升经典算法的控制精度。而多缸液压系统属于非线性运动过程,但模糊控制算法未加入非线性控制模型,无法针对多缸液压系统做专门的优化和控制,容易引起重型工程机械中的机、电、液一体化关系严重失衡,进而导致生产线产品加工精度的降低。

现阶段,在计算机科学技术和信息通信技术的共同推动下,各种新兴的控制算法和控制模式层出不穷,以自动化控制^[6]、自适应控制^[7]及仿生控制^[8]等为中心的研究方向,逐渐成为了控制领域内新的研究特点。基于此,本文针对多缸液压系统的非线性变化特征及传统模糊 PID 算法存在的不足,提出一种基于非线性滑模控制算法的多缸同步控制方案,滑模控制具有随时间变化而切换控制方式的特点,可以有效应对加速度、速度、位移差三项物理量的非线性时变关系,从而进一步降低液压系统的同步控制偏差。

1 多缸液压设备的非线性模糊滑模控制算法

多缸液压设备非线性模糊滑模控制算法的实现,需要借助模糊控制器和模糊推理规则,对控制特性进行建模分析;再联合滑模收敛性条件,建立非线性控制切换函数,实现对多缸液压设备的高精度控制。

1.1 控制系统总体结构与控制原理

多缸液压控制系统实际运行中,模糊控制系统主要由同步控制响应模块、液压执行设备、指令输入、指令输出等多个结构体共同组成,其中模糊控制器是整个同步液压控制系统中最为核心的部分,控制系统总体结构设计,如图 1 所示。

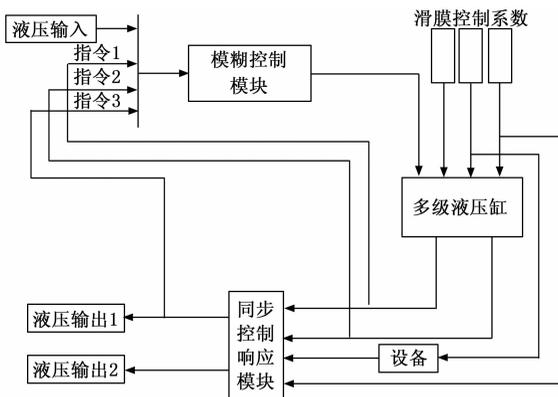


图 1 模糊控制系统总体结构设计

由于被控液压缸设备的大部分参数都是未知或难以被确定的,这也就直接造成无法对控制系统传递函数进行准确描述,在设计模糊控制器结构时也就容易导致偏差,从

而难以得到理想化的同步控制效果。而模糊控制器的优势在于可将精确的输入信号直接转化为模糊的输出信号,能够在保持滑模控制推理规则的基础上,进行最后的同步输出判决,并可把数模转换处理后的所有信息全部默认为反馈信号。

模糊控制模块是控制系统的核心模块,主要负责接收信号和发送指令,并液压信号输入指令作为控制模块的输入量。相关指令进入到多级液压缸之前,还要经过滑膜系数的优选和控制。在过程控制中,由于模型模糊隶属度函数的差异性选择,会导致控制模块的隶属度和输出项的隶属度值产生改变。多级液压缸的同步控制依赖于模糊控制规则的制定,模糊规模的制定一方面会影响到对输出项的控制精度,另一方面有效的模糊规则也会影响到对液压设备的控制效率。本文基于专家法制定模糊规则,具体如表 1 所示。

表 1 模糊控制器模块的规则制定

规则		液压输入项 P_{in}				
		NB	NS	ZO	PS	PB
液压输入项	NB	NB_1	NB_4	ZO_1	PS_4	PB_2
	NS	NB_2	ZO_3	ZO_2	PS_5	PB_3
	ZO	PS_4	PS_6	ZO_4	NB_{10}	NB_5
P_{out}	PS	NB_3	PS_{10}	ZO_7	ZO_6	NB_6
	PB	PB_1	PS_{12}	ZO_9	NB_{11}	NB_7

将液压输入项 P_{in} , 液压输出项 P_{out} 和模糊规则状态量都划分为 5 个等级,即 $\{NB, NS, ZO, PS, PB\}$,但每个选项的模糊隶属度值不同。如表 1 所示,每个横坐标和每个纵坐标都对一个具体的规则属性,当模糊隶属度的值不同时输入值和隶属度值,会对液压设备的输出结果产生差异化的影响。

为了实现对多缸液压设备的模糊控制,根据模糊原理制定的模糊规则应具备可执行性,模糊推理输出的结果必须为一个特定数值。由于多缸液压设备的输出项的模糊隶属度集合无法满足推理结果未特定值的要求,因此需要采用特定的方法将输出项的模糊隶属度集合进行转换。本文采用重心反模糊化的方法得到对应的确切数值,重心法的原理是先求出输出项模糊隶属度函数集合对应面积,计算应用模糊规则推理后对应模糊隶属度集合的面积重心,再利用面积重心所对应的模糊隶属度函数横坐标值替代液压输出的实际值,实现对输出结果数值化处理。

1.2 控制特性建模

由于实际控制需求的存在,必须要用非线性模糊滑模控制器自身的特殊方式,来对系统结构和运动过程进行描述,这也对滑模控制元件的应用稳定性造成了较大困扰。采用传统模糊 PID 语言规则构建的滑模控制系统很难保证非线性模糊元件的稳定性与鲁棒性,然而滑模结构体自身在非线性控制方面所具备的稳定性与鲁棒性等级却相对较高。所以考虑用控制特性建模条件约束非线性模糊滑模,

并结合该元件在稳定性与鲁棒性方面的实用优势, 实现对多缸液压设备同步系统的有效控制。设 A_1 代表模糊滑模元件的稳定性控制系数, A_2 代表模糊滑模元件的鲁棒性控制系数, 联立上述物理量可将基于非线性的多缸液压设备同步系统控制特性建模条件表示为:

$$S = \frac{\int_A \beta_1 A_1(A) dA}{\int_A \beta_2 A_2(A) dA} \quad (1)$$

式中, A 为稳定性控制系数与鲁棒性控制系数的均值, β_1 为基于稳定性控制的非线性模糊滑模建模特征量, β_2 为基于鲁棒性控制的非线性模糊滑模建模特征量。

1.3 滑模收敛性分析

在了解被控多缸液压设备在什么条件下满足同步控制需求的收敛性, 然后再设计合适的滑模控制算法使得同步系统和非线性控制元件之间的收敛性需求得到满足, 这就是模糊滑模的控制收敛性。任何控制方法的顺利实施都离不开满足收敛性条件的应用前提, 非线性模糊滑模控制的最重要问题就是收敛能力协调, 只有在有限的时间环境下, 控制多缸液压设备系统得到真实收敛值, 才能使滑模控制算法的应用有实际意义。设 χ 代表与非线性模糊滑模控制算法相关的系统收敛性协调系数, 联立公式 (1), 可将模糊滑模的收敛性分析结果表示为:

$$D = \frac{\|(L_{\min} + (1 - \chi)f)^2 S\|}{\|(L - \chi g)\|_A} \quad (2)$$

其中: L_{\min} 最小的非线性滑模收敛条件, \bar{L} 为非线性滑模的均值收敛条件, χ 为多缸液压设备系统的收敛性负载系数, f 为既定的时间性收敛条件, g 为多缸液压设备系统的同步收敛性负载特征值。滑模控制策略的本质是一种变结构控制, 而且滑模控制具有不连续的特性。多缸液压设备在工作中, 实现各工作缸的协同控制难度较大, 而且各缸工作中也具有典型的非线性特征。因为滑模控制具有非连续性控制的优势, 可以使系统在特定的状态下实现高频小幅的往复运动, 以达到控制误差和多缸同步控制的目标。将模糊规则推理和滑模控制结合, 以模糊隶属度函数作为滑模面函数, 进一步求解出最终的控制结果输出。

1.4 非线性控制的切换函数

切换函数的数量级是根据多缸液压设备同步控制系统的维度来决定的, 系统是几维的其所对应切换函数就有几个。基于非线性模糊滑模控制算法的切换函数通常是单值连续型存在函数, 若函数的原始系数可分解为几个连续的向量指标, 则任何一个控制实值都可直接决定一个非线性滑模面组织^[10]。设 k_1, k_2, \dots, k_n 分别代表 n 个不同的非线性模糊滑模原始受控系数, 联立公式 (2), 可将多缸液压设备同步系统的非线性控制条件定义为:

$$F = L^n \cdot \lambda \begin{bmatrix} k_1 \\ k_2 \\ \dots \\ k_n \end{bmatrix} \quad (3)$$

式中, λ 代表既定提取系数。定义 J_0 为非线性模糊滑模算法的原始切换值, J_n 为非线性模糊滑模算法的最终切换值, 联立公式 (3), 可将基于非线性控制的多缸液压设备同步系统切换函数定义为:

$$H = \frac{\sum F \cdot \bar{l}}{n \cdot (l_1 + l_2 + \dots + l_n)} \quad (4)$$

其中: l_1, l_2, \dots, l_n 分别代表 n 个不同的液压设备缸多级同步受控系数, \bar{l} 代表 n 个受控系数的均值。

2 同步控制策略

在非线性模糊滑模控制算法的支持下, 建立比例放大器数学模型, 借助液压缸与负载力平衡方程, 处理多级液压缸之间的换级关系, 再计算液压设备的同步速度, 利用已成型的节流缓冲控制条件, 实现对多缸液压设备的同步控制。

2.1 比例放大器的数学模型

如图 2 所示, 为多缸液压设备比例放大器的原理结构框图, 包括等比放大器、比例磁铁、主滑阀、先导滑阀四个组成元件。其中, 等比放大器的好坏对多缸液压设备同步受控能力的影响程度最大, 在非线性模糊滑模算法的执行过程中起到了决定性的作用, 可通过调节输入液压信号的大小值, 来改变输出液压信号的实际方向, 后续元件中液压信号的传输大小比例也由该结构直接控制^[11]。

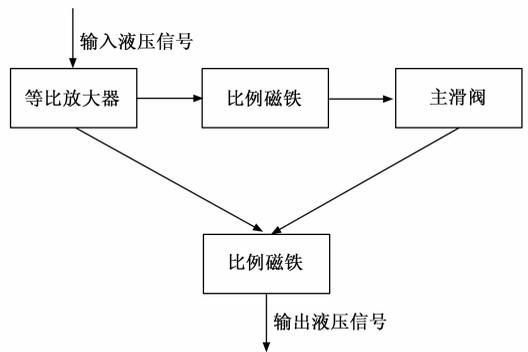


图 2 多缸液压设备比例放大器原理结构框图

比例放大器在多缸液压设备同步控制中起到驱动装置与控制装置的作用, 其功能在于借助非线性传输信号, 对滑模元件进行处理, 从而满足主控机的实际应用要求。比例放大器设备的连接, 可以不考虑任何一阶滞后性因素, 因为它对多缸液压设备响应特性的影响能力相对较小, 而固有频率却远高于滑阀等控制应用元件^[12]。设 ϵ 代表比例放大器的固有频率系数, 联立公式 (4), 可将与该元件相关的数学模型定义为:

$$Q = \sqrt{\frac{\omega_1 H}{\omega_2 |\Delta T|}} \bar{E} \quad (5)$$

式中, ω_1, ω_2 分别代表两个不同的多缸液压线圈匝数值, ΔT 代表基于非线性模糊滑模算法的单位控制时长, \bar{E} 代表放大比例均值。

2.2 液压缸与负载力的平衡方程

假如设定液压缸的各级连接管道粗而短，可以使管道内的控制计算过程得到简化，并且可以认为液压管道内由于滑模控制而产生的动态能量损失以及压力损失量极少，甚至可以直接忽略不计。其中，多级液压缸所有工作腔内的控制压力处处相等，液压平面的体积弹性模量与油液温度值始终保持为物理常数^[13-14]。外部负载力直接作用于液压负载设备，且可在不违背非线性模糊滑模控制算法的情况下，全部转送主缸体，并于其中不断循环，直至主缸体、一级缸、二级缸设备中的负载力条件完全相等。规定 R_0 为初始负载条件下的液压缸平衡作用力， R_n 为终止负载条件下的液压缸平衡作用力，由于 n 个不同非线性模糊化滑模原始受控系数的存在， $R_n > R_0$ 的数值条件恒成立，联立公式 (5)，可将液压缸与负载力的平衡方程定义为：

$$U = R_0 + \left(\theta \sqrt{\frac{\eta \cdot Q}{R_0}} \right) \quad (6)$$

式中， η 为基于比例放大器数学模型的负载力施加条件， θ 为同步性控制条件下的外界负载力作用系数。

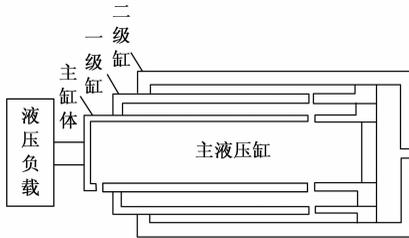


图 3 液压缸与负载力平衡原理

2.3 多级液压缸换级

由于主液压缸位于多缸液压设备元件最中心，外侧均匀分布多个次级缸体结构，所以在实际控制过程中，负载力必须在遵循非线性模糊滑模控制需求的同时，呈现逐渐递减的分布状态，也就是所谓的多级液压缸换级处理。不同于以往的单级液压缸换级，多级液压缸换级的同步控制特性更为复杂，可在非线性模糊滑模控制算法的作用下，对缸体造成一定的液压性冲击，从而使得主液压缸结构体的负载承受能力不断下降^[15]。为避免上述情况的发生，多级液压缸换级处理需要同时涉及节流缓冲、运动分析、同步速度计算等多个处理环节，一方面遵循液压缸与负载力平衡方程的约束需求，另一方面确定一级缸、二级缸、主缸体等多个元件结构之间的抗压承载能力^[16]。设 ΔE 代表液压缸负载力在单位时间内的实际变化量， p_1 、 p_2 分别代表两个不同的液压缸设备同步换级处理条件，在非线性模糊滑模控制算法的影响下，规定 $p_2 > p_1$ 的物理限定条件恒成立。在上述物理量的支持下，联立公式 (5)，可将多级液压缸的同步换级条件定义为：

$$I = \sqrt{\frac{2[(1-\varphi^3)p_2 - p_1]}{U(1+\varphi^3)}} \quad (7)$$

其中： φ 代表既定的多缸液压设备外界负载力承担

条件。

2.4 液压设备同步速度计算

利用非线性模糊滑模控制算法对多缸液压设备的同步速度进行建模运算，从理论上讲，多缸结构的对称性使得元件设备之间的同步性关系更容易达成。然而在实际应用过程中，由于液压缸换级条件泄露、外界负载力变化、滑模控制死区等因素的影响，完全实现多缸液压设备之间的同步性控制始终存在较大的困难^[17-18]。非线性模糊滑模是实现多缸液压设备同步控制的重要组成元件，针对设备结构体工作情况，从同步速度方面入手，在多级液压缸换级条件的支持下，获得最终的参数计算结果。通常研究液压设备的同步速度，需要首先了解非线性模糊滑模结构被控对象的基本情况，在保持元件收敛性与稳定性能力的基础上，设置必要的控制器结构，再通过同步比对的方式，突出液压设备同步速度的实际应用价值。设 θ 代表既定的非线性滑模元件控制系数， g_1 、 g_2 分别代表两个不同的液压设备死区控制条件， \bar{M} 代表基于多缸液压设备的控制指令同步输入量均值。在上述物理量的支持下，联立公式 (7)，可将液压设备的同步速度计算式定义为：

$$E = \frac{\gamma^2(1-S^\omega)}{I} \frac{\|\hat{y} \cdot |g_2 - g_1|^2\|}{M^2} \quad (8)$$

式中， γ 为基于非线性模糊滑模控制算法的液压机同步协调系数， S 为同步指令制定条件， ω 为幂次项执行条件， \hat{y} 为同步控制指令的定向化传输指标。

2.5 节流缓冲控制条件

节流缓冲控制条件设置是多缸液压设备同步控制的必要实践环节，该步骤的关键实施原理是基于非线性模糊滑模控制算法的液压结构体参数模式规划，可在保证元件参数设置结果的同时，针对同步速度值进行深入计算（具体数值对应关系如表 2 所示）^[19-20]。因此，在实施节流缓冲控制条件设置时，需要根据多缸液压设备所处的连接形式，对相关控制参数进行调节，从而使算法的实际应用能力得以保障。

表 2 节流缓冲控制数值对应关系

节流缓冲语句定义编码	名称	应用能力	数值结果
RV 001	多缸溢流阀	控制多缸液压设备的压力梯度	315 bar
PU 001	泵状液压设备	控制液压泵的实际排量	150 cc/rev
PM 0001	控制马达	控制多缸液压设备轴转速	1 500 red/min
HSV 34014	液压比例阀	控制滑模临界转速	100 red/min

保持节流缓冲控制系数与关联数值之间的一一对应关系，在非线性模糊滑模控制算法的支持下，实现多缸液压设备同步控制策略的顺利应用。

3 实验结果与分析

3.1 实验准备与数据集的采集

在实验室环境下, 测试本文提出的非线性滑模控制算法的实际应用效果, 实验室现场试验台布置, 如图 4 所示。

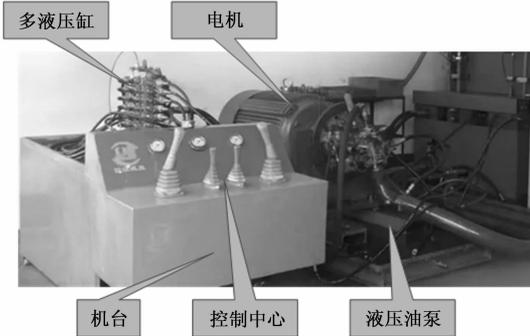


图 4 试验台

多缸液压实验台的相关参数设置, 如表 3 所示。

表 3 多缸液压实验台的参数设置

序号	参数	参数值
1	液压缸数量	4
2	电机功率	1 500 W
3	运转周期	350 s
4	加速度范围	0~0.015 ms
5	速度值范围	0~0.05 ms
6	位移差范围	0~0.5 m

实验用的仿真软件选择 AMESim 软件, 应用该软件联合非线性模糊滑模控制算法与模糊 PID 算法, 给多缸液压设备加上同步性控制约束, 从而调节相关元件之间的应用性能。在 350 s 运转周期内, 分别采集 4 个液压缸的运动加速度样本、速度样本和位移差样本, 具体样本分别情况, 如表 4~6 所示 (为了便于液压工作数据分组处理, 及避免单一数据集的规模过大, 将所有的液压缸运动数据样本共分为 10 个组):

表 4 多缸液压设备的加速度样本数量分布

时间 区间	0~ 50 s	51~ 100 s	101~ 150 s	151~ 200 s	201~ 250 s	251~ 300 s	301~ 350 s
1 组	451	568	652	789	899	912	106
2 组	431	594	661	784	901	936	1 023
3 组	458	659	639	765	965	911	1 022
4 组	441	612	689	852	965	945	988
5 组	435	635	687	741	958	965	1 054
6 组	469	663	701	863	936	941	1 068
7 组	478	687	653	846	886	986	1 096
8 组	485	654	684	881	874	968	1 058
9 组	445	669	695	854	877	1 012	1 102
10 组	468	639	635	812	852	1 032	1 163
总和	4 561	6 380	6 696	8 187	9 113	9 608	9 680

表 5 多缸液压设备的加速度样本数量分布

时间 区间	0~ 50 s	51~ 100 s	101~ 150 s	151~ 200 s	201~ 250 s	251~ 300 s	301~ 350 s
1 组	325	398	405	596	714	758	841
2 组	330	968	412	574	745	774	845
3 组	362	387	458	598	762	771	825
4 组	298	366	446	602	754	705	862
5 组	285	385	471	613	741	759	834
6 组	369	368	491	574	772	792	841
7 组	326	374	493	548	770	803	836
8 组	347	369	502	582	691	758	825
9 组	315	392	512	623	669	784	863
10 组	320	401	536	619	745	763	874
总和	3 277	4 408	4 726	5 929	7 363	7 667	8 446

表 6 多缸液压设备的位移差样本数量分布

时间 区间	0~ 50 s	51~ 100 s	101~ 150 s	151~ 200 s	201~ 250 s	251~ 300 s	301~ 350 s
1 组	112	202	241	286	332	345	124
2 组	152	168	215	302	313	362	415
3 组	141	198	265	311	326	359	411
4 组	138	210	285	315	289	354	432
5 组	129	230	247	295	361	412	396
6 组	167	241	279	268	317	415	385
7 组	182	258	302	274	312	436	413
8 组	124	274	269	268	330	458	451
9 组	125	262	255	294	365	425	428
10 组	164	253	248	258	352	368	465
总和	1 434	2 296	2 606	2 871	3 297	3 934	3 920

3.2 控制指标对比分析

将全部样本输入到 AMESim 软件中, 并利用本文设计的非线性模糊滑模控制算法, 未加入控制模型的控制算法和模糊 PID 控制算法, 仿真出各种算法对多缸液压设备的仿真结果。在实验过程中, 由于液压缸升降误差等条件的影响, 加速度、速度、位移差三项指标均会出现明显偏移的变化情况。如图 5 所示, 是加入非线性模糊滑模控制算法、模糊 PID 算法和未加入控制模型情况下, 各液压缸设备同步加速度的实际变化曲线。在 350 s 仿真时间周期内, 模糊 PID 算法和未加入控制的模型于 225 s 时刻都出现了异常加速波动, 会严重影响到四个液压缸体的同步性。而非线性模糊滑模控制算法的控制稳定性要显著优于, 两种传统算法模型。

图 5 所示为加入非线性模糊滑模控制算法、模糊 PID 算法和未加入控制模型情况下, 各液压缸设备同步速度的实际变化曲线。加速度的变化会影响到速度的变化, 而且加速度的不稳定往往会对速度变化产生更为严重的影响。图 5 中在不同时点出现的速度波动值, 是由加速度波动影响导致的。例如, 从 150~300 s 区间内模糊 PID 算法的速度控制曲线出现了显著的掉速情况, 直接后果会导致临近两个液压缸之间的运行干扰。从曲线变化情况分析, 非线

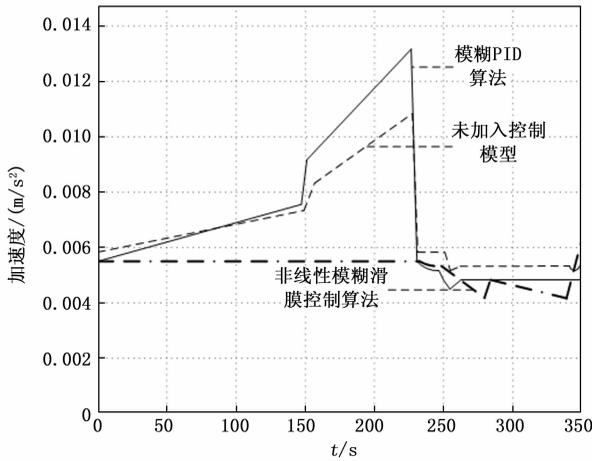


图 5 加速度变化曲线

性模糊控制算法在第 250 s 也出现了掉速情况,但幅度较小对不同液压缸之间的同步协作影响也较小。

图 6 所示是加入非线性模糊滑膜控制算法、模糊 PID 算法和未加入控制模型情况下,各液压缸设备同步位移差的实际变化曲线。

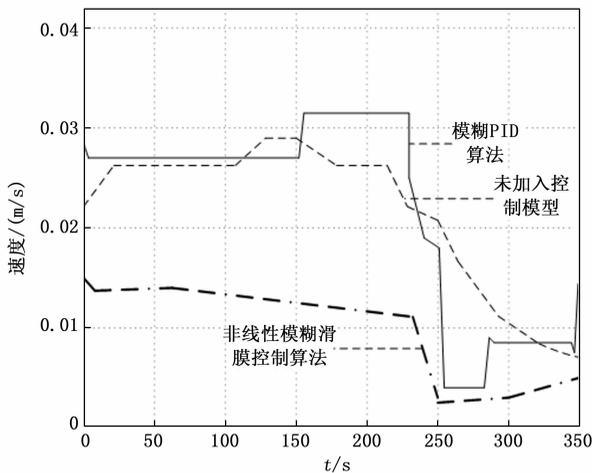


图 6 速度变化曲线

分析图 7 可知,随着实验时间的延长,非线性模糊还口控制算法对于多缸液压设备的同步控制能力最弱,在整个实验过程中,加速度最大值为 0.0062 m/s^2 、速度最大值为 0.015 m/s 、位移差最大值为 0.23 m 。而模糊 PID 算法对于多缸液压设备的同步控制能力最强,在整个实验过程中,加速度最大值为 0.013 m/s^2 、速度最大值为 0.031 m/s 、位移差最大值仅为 0.38 m 。不加入控制模型时多缸液压设备所享有的同步控制能力相对较为适中,加速度最大值为 0.011 m/s^2 、速度最大值为 0.029 m/s 、位移差最大值为 0.34 m 。综上可知,在非线性模糊滑膜控制算法的作用下,速度、速度、位移差三项物理指标的变化能力均能得到良好控制,符合维持重型工程机械机、电、液一体化关系的实际应用需求。

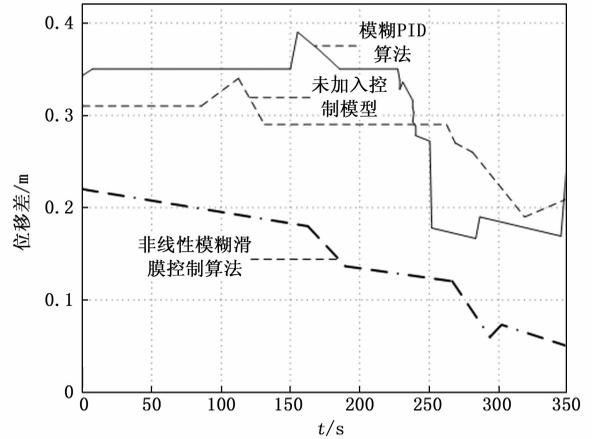


图 7 位移差变化曲线

最后,本文统计了在整个 350 s 仿真周期内,4 个液压工作缸出现的非同步异常数据奇异点统计情况,(出现的数据奇异点越少,表明对多缸液压设备的控制效果越好,4 个缸体的同步性越好)。数据仿真与统计结果如表 7 所示。

表 7 仿真周期内非同步异常数据奇异点统计

组别	各算法的奇异点数量统计/个		
	非线性模糊滑膜控制	模糊 PID	未加入滑膜控制的模型
1 组	0	15	18
2 组	0	14	19
3 组	1	10	22
4 组	1	20	17
5 组	0	11	16
6 组	2	12	15
7 组	0	15	21
8 组	0	17	22
9 组	1	17	23
10 组	1	22	17

从对各数据集异常奇异点的仿真统计结果来分析可知,在非线性滑膜控制算法下,出现异常奇异的实验数据组只有 5 组,而且奇异点的数量较少;而在两种传统控制算下,每个实验组都出现了奇异点,且奇异点的数量较多,这表明对 4 个缸体的同步控制效果较差。4 个缸体长期高频地出现不同步现象,不仅会引起液压设备的共振,而且会加速缸体内壁集活活塞组件的异常磨损或导致出现其他故障。

4 结束语

多缸液压设备可以用于功率较大的组件,而且多缸液压设备具有结构简单、工作可靠等优势。当多个缸体进行高强度的往复运动时,可以节省减速装置等硬件成本,而且系统中也不存在传动间隙,在运动过程中可以保持总体结构的相对稳定,因此多缸液压设备被广泛用于各种机械液压系统之中。但由于多缸运动属于典型的非线性运动,实现各缸同步控制难度极大。随着对生产线设备加工精度要求的不断提升,对多缸液压设备控制精度提出了更高的

要求,即要保持各缸体之间的同步运动。针对现有控制算法存在对加速度、速度和位移差等指标控制精度不足的现状,本文提出了一种非线性模糊滑模控制算法,将模糊规则和模糊推理与滑模控制相融合,充分发挥出两种算法的各自优势。

与模糊 PID 算法相比,非线性模糊滑模控制算法可对多缸液压设备的速度、速度、位移差三项物理系数进行较好的动态调节,能够在联合控制特性建模原理的同时,对滑模收敛性能力进行指向性分析,再借助节流缓冲控制条件,实现对多缸液压设备的同步性控制。从实用能力的角度来看,重型工程机械中的机、电、液一体化标准能够得到完全满足,可在多缸同步操作系统的实际控制方面,体现出较强的实际应用价值。仿真结果显示:非线性模糊滑模控制算法在加速度控制、速度控制和位移差控制方面都更具优势,最大限度地确保多缸同步工作。

参考文献:

[1] 李乐毅, 郑义征, 王效岗. 辊式矫直机液压缸主从同步控制精度研究 [J]. 机床与液压, 2020, 48(5): 133-137.

[2] 王鑫, 潘高峰, 韩宝奎. 浅析双球铰液缸在自由锻液压机偏载时柱塞对导套的影响 [J]. 机械设计, 2020, 37(S1): 137-139.

[3] 张博彦, 齐铂金, 周阳. 基于模糊 PID 算法的半桥 DC/DC 控制器的优化设计 [J]. 电力电子技术, 2018, 52(9): 74-77.

[4] 陈志高, 胡仕成, 黎新齐. 基于模糊 PID 的变幅液压控制系统 [J]. 液压与气动, 2021(6): 156-162.

[5] 吴翠红, 郝芯. 多缸液压机的模糊自整定积分分离 PID 同步控制 [J]. 锻压技术, 2022(3): 146-153.

[6] 廖亮, 向国菲, 郑秀娟, 等. 基于线性自抗扰的并联液压系统同步控制 [J]. 组合机床与自动化加工技术, 2023(2): 60-63.

[7] 袁建新. 采用液压驱动的主动升沉补偿模型控制研究 [J]. 机械设计与制造, 2021(11): 162-165.

[8] 张金红, 高南, 宋立彬. 基于改进 PSO 的矿用液压支架 PID 参数控制 [J]. 煤炭技术, 2022(7): 166-168.

[6] 姜雨菲, 梁向阳, 唐俊勇. V2G 网络中基于带宽自适应的拥塞控制协议优化 [J]. 计算机应用研究, 2021, 38(12): 3719-3724.

[7] 刘鸿飞. 基于 Markov 链重复请求的 LTE 网络需求响应分析 [J]. 控制工程, 2022, 29(8): 1364-1369.

[8] 马彬, 王梦雪, 谢显中. 超密集异构无线网络中基于位置预测的切换算法 [J]. 电子与信息学报, 2020, 42(12): 2899-2907.

[9] 张瑞, 占友, 钱权. 一种新的基于虚拟队列的无线多播网络编码调度策略 [J]. 电子与信息学报, 2020, 42(2): 503-510.

[10] 程克非, 陈慈飞, 李栋, 等. 低功耗有损网络路由协议的组网优化算法研究 [J]. 计算机应用与软件, 2022, 39(6):

[9] MENG X, HAN J, PFANNSCHMIDT J, et al. Combining Detailed Equivalent Model With Switching-function-based Average Value Model for Fast and Accurate Simulation of MMCs [J]. IEEE Transactions on Energy Conversion, 2020, 35(1): 484-496.

[10] 刘小波, 魏晓峰, 倪卫. 放大器下装光机模块升降平台的结构设计与优化 [J]. 激光与光电子学进展, 2018, 55(5): 293-299.

[11] 苏振中, 王东, 聂子玲, 等. 磁轴承用全桥功率放大器死区效应分析与补偿算法设计 [J]. 中国电机工程学报, 2018, 38(19): 5829-5837.

[12] TIAN Z C, PENG W P, ZHANG J R, et al. Determination of initial cable force of cantilever casting concrete arch bridge using stress balance and influence matrix methods [J]. Journal of Central South University, 2019, 26(11): 3140-3155.

[13] USHAKOV D, AFONENKO A A, DUBINOV A A, et al. Simulation of quantum-cascade terahertz lasers by the method of balance equations using the basis of wave functions with reduced dipole moments of tunnel-coupled states [J]. Quantum Electronics, 2019, 49(10): 913-918.

[14] 王增全, 巩军亮, 张涛华, 等. 多级液缸换级缓冲仿真方法研究 [J]. 导弹与航天运载技术, 2020(2): 87-90.

[16] 张晓刚, 王翔宇, 张红娟, 等. 闭式泵控三腔液缸驱动装载机举升装置特性研究 [J]. 农业机械学报, 2019, 50(10): 410-418.

[17] 金鸿雁, 赵希梅. 基于互补滑模控制和迭代学习控制的永磁直线同步电动机速度控制 [J]. 控制理论与应用, 2020, 37(4): 225-231.

[18] 王少甲, 高荣慧, 翟华, 等. EtherCAT 技术在振动台三台阵同步运动控制应用 [J]. 机械设计与制造, 2018(12): 176-179.

[19] 李祝强, 廖昌荣, 付本元, 等. 基于多级径向节流与柱状波纹压溃的碰撞盒研究 [J]. 振动与冲击, 2018, 37(3): 14-21.

[20] 付忠广, 高学伟, 王廷举, 等. 基于热力系统流网模型的凝结水节流变负荷特性分析 [J]. 汽轮机技术, 2019, 61(1): 67-70.

[11] 何俊强, 师长立, 韦统振. 基于马尔科夫链的自适应储能需求功率预测模型 [J]. 电工技术学报, 2021, 36(2): 563-571.

[12] 杨辉明, 雷勇. 基于改进马尔科夫链的风电日前不确定性建模方法 [J]. 南方电网技术, 2021, 15(7): 54-60.

[13] LIEN S Y, TSAI H L. 3GPP V2X on Unlicensed Spectrum: Performance Analysis and Optimum Channel Access Strategies [J]. IEEE Transactions on Vehicular Technology, 2021, 70(9): 9230-9243.

[14] JUN S, KANG Y, KIM J, et al. Ultra-low latency services in 5G systems: A perspective from 3GPP standards [J]. Etri Journal, 2020, 42(5): 721-733.

(上接第 136 页)