

基于 AMESim 的多缸驱动液压机同步控制系统设计

郑黎明¹,鲁鹏涛²

(1. 西安交通工程学院,陕西 西安 710300;

2. 西安航天华威化工生物工程有限公司,陕西 西安 710100)

摘要:针对液压机执行过程中驱动液压缸产生的位置偏差问题,设计一种同步控制系统。阐述液压机的基本结构与技术参数,利用 FluidSIM 软件绘制液压系统原理图并进行仿真分析。建立多缸驱动液压机的数学模型,进行 PID 控制环节的优化设计。以传感器、电磁比例换向阀为硬件核心,利用 AMESim 构建具有 PID 控制环节的同步控制系统仿真模型并进行仿真分析。分析结果表明:模糊 PID 控制系统的运用,提高了液压多缸系统的同步精度与运行稳定性。

关键词:液压机;多缸驱动;同步控制;AMESim

中图分类号:TH137.51 **文献标志码:**B **文章编号:**1671-5276(2023)06-0134-04

Design of Synchronous Control System for Multi-cylinder Drive Hydraulic Press Based on AMESim

ZHENG Liming¹, LU Pengtao²

(1. Xi'an Traffic Engineering Institute, Xi'an 710300, China;

2. Xi'an Aerospace Huawei Chemical and Biological Engineering Co., Ltd., Xi'an 710100, China)

Abstract: A synchronous control system is proposed to solve the problem of position deviation caused by driving hydraulic cylinder during the execution of hydraulic press. The basic structure and technical parameters of the hydraulic press are described, the hydraulic system schematic diagram is drawn by FluidSIM software, and the simulation analysis is carried out. The mathematical model of multi-cylinder driven hydraulic press is established, and the PID control link is optimized. With sensor and electromagnetic proportional directional valve as the hardware core, the simulation model of synchronous control system with PID control link is built by AMESim, on which the simulation experiment is conducted. The experimental results show that the application of fuzzy PID control system improves the synchronization accuracy and operation stability of hydraulic multi-cylinder system.

Keywords: hydraulic press; multi-cylinder drive; synchronous control; AMESim

0 引言

液压机被广泛应用于工业生产等领域。针对当前多缸液压系统,谢金晶等^[1]提出了内环压力控制和外环位置控制的方法;田英等^[2]比较了串联型和并联型同步控制结构的同步误差,提出了并联型同步控制结构更适合液压缸同步控制的结论。这些方法虽然提高了多缸液压系统的控制精度和响应速度,但由于液压系统本身具有较强的非线性、时滞性以及惯性,造成液压机的各个液压缸很难保证位置同步^[3]。因此,如何在保证液压机原有性能的同时,解决好各液压缸的位置同步问题,提高液压机的稳定性及可靠性,成为值得研究的问题。本文通过模糊控制理论对传统控制环节的优化,设计了一种具有 PID 控制环节的同步控制系统,提高液压多缸系统的同步精度与运行稳定性,扩大液压机的使用范围与效率。

1 液压机的结构参数与原理

1.1 基本结构参数

本文参照我校工程实训中心的 YLS28-H 型双缸液压机^[4],其基本结构如图 1 所示,基本参数如表 1 所示。



图 1 双缸液压机

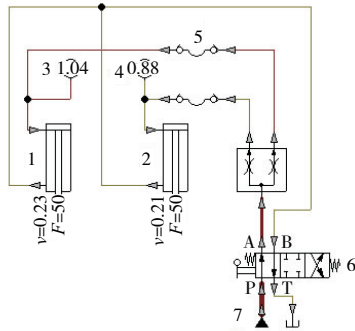
表 1 双缸液压机技术参数

技术参数	数值
各项出缸顶出力/kN	30
液压站工作压力/MPa	16
液压站工作流量/(L/min)	5
顶出缸无杆腔面积/m ²	0.35

1.2 液压机多缸驱动系统

1) 基本结构

本文以 1.1 所示的 YLS28-H 型双缸液压机为基础,利用 FluidSIM 软件绘制了液压机多缸驱动系统原理图,如图 2 所示。



1— I 号工作液压缸; 2— II 号工作液压缸;
3、4— 压力计; 5— 油管; 6— 控制阀; 7 液压源。

图 2 液压机多缸驱动系统原理图

2) 仿真分析

如图 2 所示,在 FluidSIM 环境^[5]中进行双缸液压机的系统仿真,其液压机系统中各工作液压缸的状态,如图 3 所示。

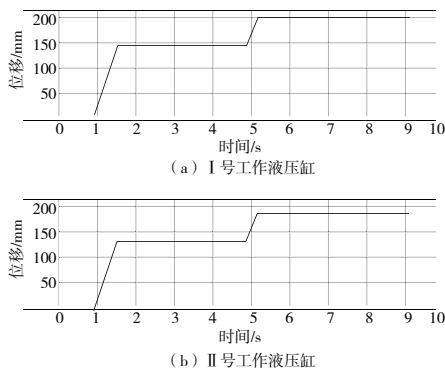


图 3 工作液压缸的状态图

如图 3 所示,在 FluidSIM 的仿真环境下,若液压源 7 的工作压力为 16 MPa,液压泵流量为 5 L/min,运行 6 s 时双缸液压机中的 I 号工作液压缸输出压力 $P_1 = 1.04$ MPa,位移 193.13 mm; II 号工作液压缸输出压力 $P_2 = 0.88$ MPa,位移 185.83 mm。

通过 FluidSIM 仿真发现,液压机在锻压过程中,面对于形状不规则的锻坯,坯料在各方向的流动具有不均匀性,即外部负载存在脉动变化情况。这时各个液压缸出现

了位置不同步问题,造成了系统的不稳定性。

1.3 系统工作压力与分析

本文选取了图 2 中 I 号、II 号工作液压缸为研究对象,在 FluidSIM 仿真环境中得到了不同外部负载下 I 号、II 号工作液压缸的工作压力及其相对位移变化量,如表 2 所示。

表 2 外部负载与液压缸位移

外部负载 F/kN	I 号缸位移 x_1/mm	II 号缸位移 x_2/mm	位移相对变化量 $\Delta x/mm$
5	107.53	103.45	4.08
10	125.73	123.62	4.11
15	147.43	143.38	4.05
20	167.13	161.23	5.90
25	193.13	185.83	7.30
30	234.72	223.96	10.76

本文在表 2 的基础上,构建了比例系数 k 的数学模型,利用 MATLAB 分析^[6-7]并得到了比例系数。

$$k = \frac{F_n + F_{(n-1)} + \dots + F_0}{\Delta x_n + \Delta x_{(n-1)} + \dots + \Delta x_0} \quad (1)$$

可得 $k \approx 5.21$ 。

2 同步控制系统与数学模型

本文以 YLS28-H 型双缸液压机的结构为基础,通过分析将其等效为 2 个阀控单作用液压缸,并引入 PID 控制环节^[8-9],其控制系统原理图如图 4 所示。

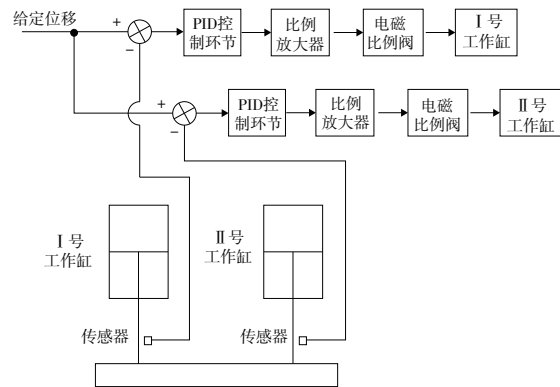


图 4 同步控制系统原理图

由于弹性负载很小可以忽略不计,液压缸被视为 1 阶积分环节与 2 阶环节的组合,其传递函数为

$$G_1(s) = \frac{1/A_h}{s \left(\frac{1}{\omega_h^2} s^2 + 2 \frac{\zeta_h}{\omega_h} s + 1 \right)} \quad (2)$$

式中: A_h 为液压缸的无杆腔面积, $A_h = 0.35$ m²; ω_h 为系统固有频率, $\omega_h = \sqrt{\frac{K_h}{m_t}} = \sqrt{\frac{4EA^2}{m_t V_t}}$, Hz; ζ_h 为系统阻尼比, $\zeta_h =$

$$\frac{K_{cc}}{A} \sqrt{\frac{\beta_e M}{V_1}}$$

比例阀一般被视为 2 阶振荡环节,其传递函数为

$$G_2(s) = \frac{k_q}{\frac{1}{\omega_v^2} s^2 + 2 \frac{\zeta_v}{\omega_v} s + 1} \quad (3)$$

式中: s 为比例阀活塞面积; k_q 为比例阀流量增益; ω_v 为比例阀的固有频率; ζ_v 为比例阀的阻尼比。

系统的传递函数为

$$G(s) = \frac{k_c}{s \left(\frac{1}{\omega_h^2} s^2 + 2 \frac{\zeta_h}{\omega_h} s + 1 \right) \left(\frac{1}{\omega_v^2} s^2 + 2 \frac{\zeta_v}{\omega_v} s + 1 \right)} \quad (4)$$

$$k_c = \frac{k_q k_f k_p}{A_h} \quad (5)$$

依据式(1)及元件选型,位移传感器的增益 $k_f = 1.25$; PID 控制环节的比例系数 $k_p = 5.21$; 系统的开环放大增益 $k_q = 0.15 \times 10^{-3}$; 系统固有频率 $\omega_h = 150.2$ Hz; 系统阻尼比 $\zeta_h = 0.2$; 比例阀的固有频率 $\omega_v = 350$ Hz; 比例阀的阻尼比 $\zeta_v = 0.7$ 。

综上所述,得到系统的开环传递函数

$$G(s) = \frac{0.03417}{s \left(\frac{1}{150.2^2} s^2 + \frac{0.35}{150.2} s + 1 \right) \left(\frac{1}{350^2} s^2 + \frac{1.2}{350} s + 1 \right)} \quad (6)$$

根据闭环控制系统原理框图和各环节传递函数,在 MATLAB Simulink^[10] 窗口中选取对应模块建立双缸液压机 PID 控制系统的仿真模型,并进行线性分析,得到液压系统阶跃响应曲线,如图 5 所示。

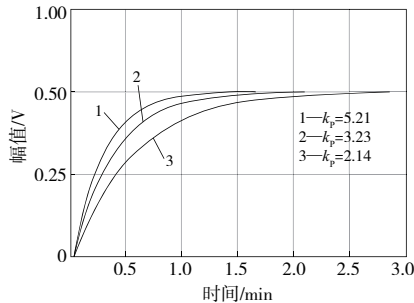


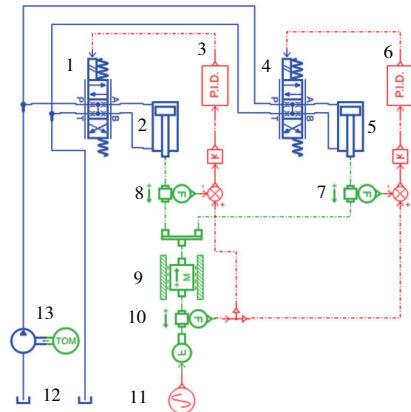
图 5 液压系统阶跃响应曲线

比例系数 k_p 分别取 2.14、3.23、5.21 时,系统的阶跃响应由图 5 可知:随着 k_p 的增大,系统的动态响应明显改善,响应时间进一步缩短。通过调试及经验,文中 PID 控制器的参数为 $P=5.21$ 、 $I=4.8$ 和 $D=0.01$ 。

3 同步控制系统的仿真与分析

3.1 建立仿真模型

从 AMESim 软件^[11] 的“Signal, Control”电子器件库;“Hydraulic”液压库;选取相应的“元件”进行相应系统草图的绘制,如图 6 所示。



1、4—电磁比例换向阀;2— I 号工作缸;3、6—PID 环节;
5— II 号工作缸;7、8、10—传感器;9—负载质量块;
11—控制信号;12—油箱;13—液压泵。

图 6 同步控制系统的仿真模型

3.2 设定子模型参数

依据图 2、图 4、图 6,本文给出了液压机同步控制系统的基本参数,为后续液压机同步控制液压系统的仿真提供了依据,如表 3 所示。

表 3 PID 同步控制系统仿真模型参数

图 6 序号	项目	参数名称	数值
1、4	电磁比例换向阀	默认值	
2	I 号工作缸	无杆腔面积/mm ²	180
		比例系数	5.21
3、6	PID 环节	积分系数	4.8
		微分系数	0.01
5	II 号工作缸	无杆腔面积/mm ²	180
7、8、10	传感器	默认值	
9	负载质量块	质量/kg	15
11	控制信号	频率/Hz	0.5
12	油箱	默认值	
13	液压泵	转速/(r/min)	1 500

如图 6 所示,处于工作状态时,液压机液压系统中的 I 号工作液压缸 2、II 号工作液压缸 5 以一定速度伸出,驱动液压机下降进行锻压等工作,同时质量块前端的压力传感器 10 与 I 号液压缸压力传感器 7、II 号液压缸压力传感器 8 分别组成控制系统反馈回路,得到压力变化的增量后,PID 控制环节工作,并按照预定算法向电磁比例阀 1、比例阀 4 输入相应比例控制电流,使液压系统成比例输入压力,提高液压机稳定性。

3.3 系统的仿真与分析

1) 系统仿真

本文依据 3.1 中的仿真模型,按照表 3 中的参数进行设置并进行仿真,得到一般控制系统的位置变化曲线,如图 7 所示;PID 同步控制系统的位置变化曲线如图 8 所示。

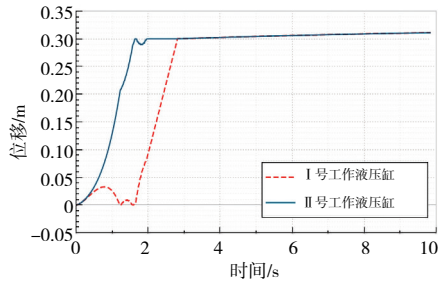


图7 一般控制系统位置变化曲线

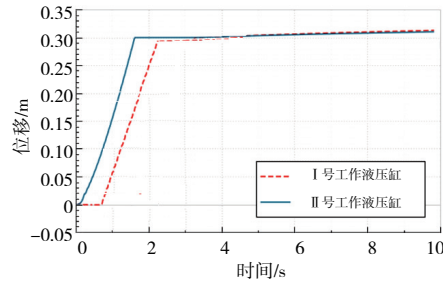


图8 PID同步控制系统位置变化曲线

由图7可知,在采用一般控制系统时, I号、II号液压缸工作时存在一定的位移波动,且两缸的位移偏差较大。由图8可知,当采用PID控制系统时, I号、II号液压缸工作时位移波动明显减小,且两缸的位移偏差进一步减小。

2) 结果分析

结合图8,通过多次仿真实验得到采用PID同步控制系统后 I号、II号液压缸工作的位移数据,如表4所示。

表4 仿真实验数据

运行时间/s	I号液压缸位移/m	II号液压缸位移/m	位移相对偏差值/m
1.0	0.05	0.11	0.06
1.5	0.11	0.15	0.04
2.0	0.25	0.28	0.03
2.5	0.30	0.31	0.01
3.0	0.29	0.30	0.01

如表4所示,通过对PID同步控制系统的仿真结果进行分析,在2s后 I号、II号液压缸的位移偏差明显减小,实现了同步控制。

3) 系统频域仿真

依据图7与图8中的仿真运行结果,分别对二种控制系统的运行结果进行频域分析,并对结果进行比较分别如图9和图10所示。

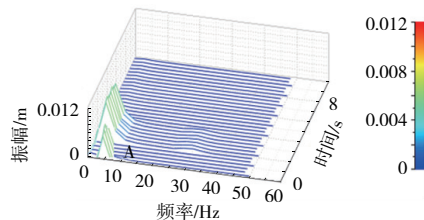


图9 一般控制的位置频域曲线

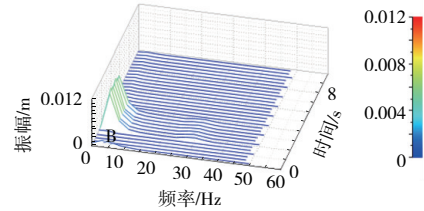


图10 PID控制的位置频域曲线

通过频域分析发现,图9中A处I号、II号液压缸在液压机工作的开始阶段,存在一定的位移波动,而这时,在相同时间与外部振动载荷的作用下,将图10中B处的状态与图9中A处相比较,位移波动与偏差明显进一步减弱。通过分析证明PID控制系统起到了较好的补偿效果,提高了双缸液压机的稳定性,达到了同步控制的设计目标。

4 结语

本文首先分析了液压机液压系统的结构与工作原理,通过分析与仿真发现传统的控制方式造成了一定的工作液压缸的位置偏差。其次,针对位置偏差造成的不同步问题,文中设计了一种具有反馈环节的PID控制系统,通过PID控制向工作系统成比例进行压力输入,进而起到补偿作用。最后,以AMESim为手段搭建了PID同步控制系统的仿真模型,并进行了仿真分析。通过仿真结果的对比分析,表明PID同步控制系统对液压系统所造成的压力损失进行了有效补偿,保持了多缸液压机各液压缸所需压力,提高了多缸液压机运行的同步性,具有一定的应用价值。

参考文献:

- [1] 谢金晶,黄明辉,陆新江,等.大型模锻压机驱动系统的分层控制策略[J].中南大学学报(自然科学版),2014,45(5):1463-1468.
- [2] 田英,余阳,王兴波.四柱式液压机双缸“串并联”同步控制结构研究[J].液压与气动,2021(1):20-26.
- [3] 周强,张东民,王磊,等.含双重补偿的液压缸位置同步控制[J].液压与气动,2021,45(11):158-164.
- [4] 曾宪文,李季云,任先玉,等.1000kN双缸宽台面单动液压机的设计[J].汽车技术,1989(6):51-54.
- [5] 朱敬花,庄燕,汪小涵. FluidSIM 仿真技术在“液压与气压传动技术”实践教学中的应用——以1HY40型动力滑台液压系统为例[J].现代信息科技,2021,5(24):194-198.
- [6] 秦志英,赵季福,赵月静,等. MATLAB/SimScape 在机械手仿真教学中的应用[J].中国教育技术装备,2022:1-3.
- [7] 苏小宁,辛运炎.基于MATLAB的双剪叉起升机构液压缸参数计算[J].工程机械,2022,53(7):90-94.
- [8] 王冲.煤矿胶带输送机的智能化PID控制运输功能的实现[J].机械管理开发,2022,37(7):270-272.
- [9] 王琳,王文博,钱爱文.神经网络模糊PID控制半主动悬架系统[J].洛阳理工学院学报(自然科学版),2022,32(2):65-72.
- [10] 曹督尊,刘国彦,甘敏,等.基于MATLAB/SIMULINK仿真模糊PID控制效果研究[J].天津农学院学报,2021,28(1):49-52,58.
- [11] 曾亿山,张涛,赵晨,等.液压差动回路的AMESim的仿真教学应用[J].安徽电子信息职业技术学院学报,2022,21(4):39-42,47.

收稿日期:2022-09-09