

DOI:10.3969/j.issn.1001-4551.2020.12.014

基于蚁群算法的起重机变幅控制 系统动态特性研究*

张 锦,唐友亮

(宿迁学院,江苏 宿迁 223800)

摘要:针对传统汽车起重机变幅液压缸位置控制性能不佳的问题,以某型汽车起重机为例,对其变幅液压缸位置控制系统进行了仿真分析和试验研究。将汽车起重机常用的电磁换向阀换成控制精度更高的比例换向阀,对变幅液压缸位置控制系统进行了改进;在建立系统数学模型基础上,分别采用 Ziegler-Nichols 算法、蚁群算法和果蝇算法对 PID 参数进行了优化,并对加入不同 PID 参数的系统控制性能进行了仿真分析;最后搭建了试验平台,对系统控制性能进行了测试,通过分析试验数据对仿真结果进行了验证。研究表明:加入蚁群算法优化的 PID 参数后,系统控制性能优于加入其他两种算法优化 PID 参数后的系统,其更能满足汽车起重机对于变幅液压缸控制性能的要求。

关键词:汽车起重机;变幅液压缸;位置控制系统;蚁群算法;仿真分析

中图分类号:TH213.6;TH137

文献标识码:A

文章编号:1001-4551(2020)12-1485-07

Dynamic characteristic analysis of crane luffing control system based on ant colony algorithm

ZHANG Jin, TANG You-liang

(Suqian University, Suqian 223800, China)

Abstract: Aiming at the problem of poor position control performance of luffing hydraulic cylinder of traditional truck crane, a type truck crane was adopted as an example, the system simulation analysis and test of its luffing hydraulic cylinder position control system were carried out. The position control system of luffing hydraulic cylinder was improved by replacing the electromagnetic directional valve used in truck crane with proportional directional valve of higher control precision. Based on the establishment of the system mathematical model, the PID parameters were respectively optimized by Ziegler Nichols algorithm, ant colony algorithm and drosophila algorithm, and the control performance of the system with different PID parameters was simulated. Finally, a test platform was built to test the control performance of the system, and the simulation results were verified by analyzing the test data. The results show that the system control performance of PID parameters optimized by ant colony algorithm is better than the system with PID parameters optimized by the other two algorithms, and it can meet the requirements of truck crane for luffing hydraulic cylinder control performance.

Key words: truck crane; luffing hydraulic cylinder; position control system; ant colony algorithm; simulation analysis

0 引 言

汽车起重机作为工程机械重要组成部分之一,被广泛应用于路面、桥梁等各种大型工程中,为适应各种

复杂施工工况,汽车起重机朝着智能化方向发展^[1]。汽车起重机变幅液压缸位置控制性能是实现汽车起重机智能控制的重要方面。

魏乐^[2]对 50 t 汽车起重机的变幅系统进行了分

收稿日期:2020-09-01

基金项目:江苏省“六大人才高峰”第十四批高层次人才资助项目(GDZB-167);宿迁市科技计划资助项目(H201921)

作者简介:张锦(1986-),男,江苏宿迁人,硕士,讲师,主要从事机电产品控制技术方面的研究。E-mail:sqzhangjin@126.com

析,基于 AMESim 软件对其进行建模仿真,对不同工况下的仿真结果进行了分析,重点对影响变幅性能的主要元件—平衡阀的相关物理量进行了分析研究,论证了其在变幅系统中的重要作用;张平格等^[3]以 50 t 汽车起重机变幅液压系统为研究对象,基于 AMESim 软件建立变幅液压系统仿真模型,以平衡阀中液控口阻尼孔和控制弹簧腔阻尼孔的动态平衡为切入点,进行了仿真分析与研究,为液压起重机的优化设计提供了参考;姚泽光等^[4]以 QY8A 汽车起重机的变幅机构为研究对象,利用 AMESim 建立了其液压系统模型,通过设置主要参数,实现了液压系统的仿真;仿真结果直观地反映了起重机变幅上升过程中系统的动态特性,以便对其进行优化设计;张振伟等^[5]通过 AMESim 软件进行了仿真分析,分析了平衡阀控制特性,以及控制腔压力阶跃上升、下降响应和抑制负载波动响应,并进行了平衡阀台架试验,试验数据与仿真数据的数值误差较小,平衡阀开闭特性、过补偿能力和微动特性较好,但平衡阀抗干扰能力、对负载波动抑制能力还有待进一步改善。

对汽车起重机变幅系统的研究可知,目前关于汽车起重机变幅系统的研究较多,但主要集中于系统中平衡阀的研究,针对提高变幅液压缸位置控制精度的研究较少。

因此,笔者设计汽车起重机变幅液压缸位置控制系统,在建立控制系统数学模型基础上,分别采用 Ziegler-Nichols 算法、蚁群算法和果蝇算法对 PID 参数进行优化,并对加入不同算法优化的 PID 参数的系统控制性能进行仿真分析。

1 变幅液压缸位置控制系统

汽车起重机变幅系统主要由起重臂和变幅液压缸组成,如图 1 所示。

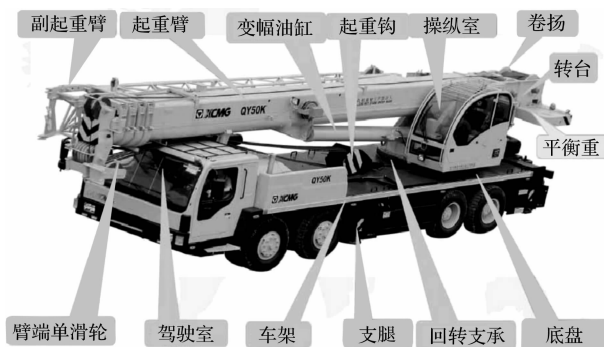


图 1 汽车起重机起重机构组成

变幅液压缸活塞杆伸出,起重臂仰起,幅度减小;变幅液压缸活塞杆缩回,起重臂下降,幅度增大。

笔者设计的控制变幅液压缸活塞位移的电液控制系统,如图 2 所示。

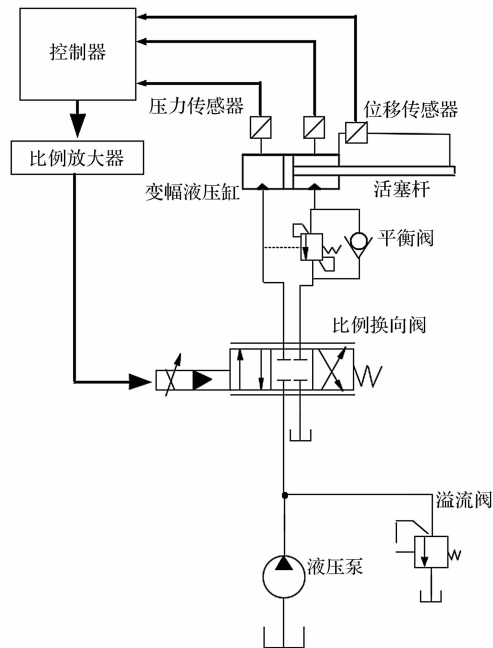


图 2 控制变幅液压缸运动的电液控制系统

笔者将汽车起重机常采用的电磁换向阀换成控制精度更高的比例换向阀,变幅液压缸的运动由比例换向阀阀芯运动进行控制,从而实现起重臂仰起幅度和下降幅度的精确控制。

2 位置控制系统数学模型

液压缸活塞与汽车起重机起重臂一端连接,活塞带动起重臂运动,实现起重臂幅度的调整。该系统为典型的液压缸位置控制系统,其数学模型建立方法比较完善,本文列举系统关键环节数学模型^[6]。

比例放大器数学模型为:

$$I = K_1 \Delta u \quad (1)$$

式中: Δu —输入电压; I —输出电流; K_1 —放大系数。

比例换向阀数学模型为:

$$G_F(s) = \frac{x_v}{I} = \frac{K_b}{s^2 + \frac{2\xi_m s}{w_m} + 1} \quad (2)$$

式中: x_v —阀芯位移; K_b —阀芯位移与电流增益系数; w_m —比例阀固有频率; ξ_m —为比例阀阻尼比。

位移传感器数学模型为:

$$U_f = K_f x_p \quad (3)$$

式中: K_f —位置反馈增益; U_f —反馈电压; x_p —活塞输出位移。

活塞杆伸出时活塞杆位移 x_p 对阀芯位移 x_v 的传

递函数为^[7]:

$$\frac{x_p}{x_v} = \frac{K_q}{sA_1 \left(\frac{s^2}{w_h^2} + \frac{2\xi_h s}{w_h} + 1 \right)} \quad (4)$$

活塞位移 X_p 对负载干扰 F_L 的传递函数为:

$$\frac{X_p}{F_L} = \frac{-K_{ce} \left(1 + \frac{V_i}{4\beta_e K_{ce}} s \right)}{sA_1 \left(\frac{s^2}{w_h^2} + \frac{2\xi_h s}{w_h} + 1 \right)} \quad (5)$$

3 位置控制系统控制器设计

液压缸位置控制常采用 PID 控制器,因此本文采用适应于计算机控制的增量式 PID 控制器^[8],该控制器表达式如下:

$$u_k = K_p \left[e_k + \frac{T}{T_i} \sum_{j=0}^k e_j + \frac{T_d}{T} (e_k - e_{k-1}) \right] \quad (6)$$

PID 控制器中,最重要的是对比例、积分和微分 3 个参数的优化^[9]。PID 参数优化方法很多,本文分别采用 Ziegler-Nichols 算法、蚁群算法和果蝇算法,对 PID 控制器的 3 个参数进行优化。

笔者首先采用 Ziegler-Nichols 算法^[10]。具体过程为:把积分系数和微分系数置零,逐渐增大比例系数,当系统产生振荡时,此时 K_p 就等于 K_{max} ,系统振荡周期为 T_c ;其次,将比例系数缩小一个设定量,再按振荡周期 T_c 设置积分系数和微分系数。

经 Ziegler-Nichols 算法优化后得到的 PID 参数结果,如表 1 所示。

表 1 Ziegler-Nichols 算法优化 PID 参数结果

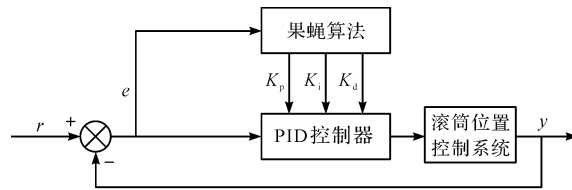
参数	数值
K_p	19.3
T_i	0.34
T_d	0.11

其次笔者采用果蝇算法优化 PID 参数^[11],其结构框图和流程图如图 3 所示。

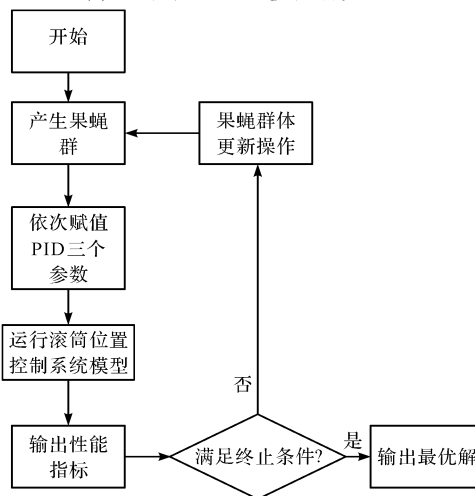
其具体过程如下:设置果蝇初始种群大小为 30,迭代次数 200;滚筒位置调节器 3 个参数 K_p 、 T_i 和 T_d 的初始取值为 20、0.5 和 0.05,搜索范围设置为(0,100);并采用 ITAE 作为指标函数,即:

$$Q(\alpha) = \int_0^{\infty} t |e(t)| dt \quad (7)$$

经过 200 代迭代,果蝇适应度提高,可获得果蝇算法优化后的 PID 参数,如表 2 所示。



(a) 果蝇算法优化 PID 参数结构框图



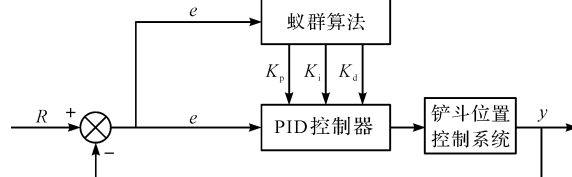
(b) 果蝇算法优化 PID 参数流程图

图 3 果蝇算法优化 PID 参数结构框图及流程图

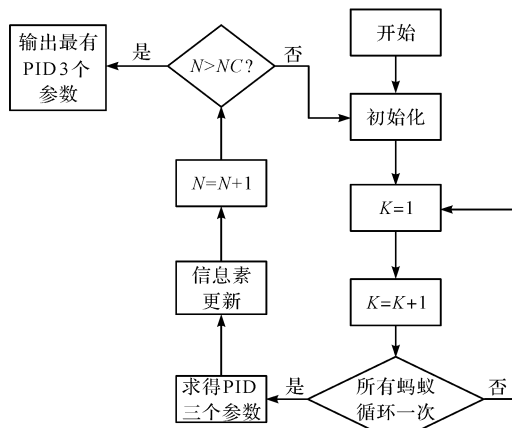
表 2 果蝇算法优化 PID 参数结果

参数	数值
K_p	18.6
T_i	0.45
T_d	0.14

最后,笔者采用蚁群算法优化 PID 参数^[12],其结构框图和流程图如图 4 所示。



(a) 蚁群算法优化 PID 参数结构框图



(b) 蚁群算法优化 PID 参数结构框图

图 4 蚁群算法优化 PID 参数结构框图

其具体优化过程为:设置蚂蚁数量为 30,挥发系数 ρ 取 0.8,信息启发因子 α 取 0.3,最大迭代次数 NC 取 200;限定起重臂幅度调节器 3 个参数 K_p 、 T_i 和 T_d 范围设置为(0,20);同样,采用 ITAE 作为目标函数。

经过 200 代迭代,可获得蚁群算法优化后的 PID 参数,如表 3 所示。

表 3 蚁群算法优化 PID 参数结果

参数	数值
K_p	17.1
T_i	0.54
T_d	0.19

4 位置控制性能仿真分析

本文基于 MATLAB/Simulink 建立变幅液压缸位置控制系统仿真模型。为了对比仿真结果,在仿真模型中加入了基于果蝇算法、蚁群算法和 Ziegler-Nichols 算法优化的 PID 参数。

变幅液压缸位置控制系统仿真参数如表 4 所示。

表 4 仿真参数

参数	数值
活塞杆无杆侧面积 A_1/mm^2	24 183.57
流量系数 C_d	0.6
放大器放大系数 $K_1/(A \cdot V^{-1})$	$e - 3$
阀芯位移 - 电流增益 $K_b/(\text{m} \cdot \text{A}^{-1})$	$4.5e - 4$
位置反馈增益 $K_f/(\text{V} \cdot \text{m}^{-1})$	100
液压阻尼比 ξ_h	0.2
固有频率 $w_h/(\text{rad} \cdot \text{s}^{-1})$	182.573
油液密度 $\rho/(\text{Kg} \cdot \text{m}^{-3})$	900
流量 - 压力系数 K_{ce}	$2.99e - 11$
供油压力 p_s/MPa	8.5
活塞及负载总质量 m_t/Kg	1 000
比例阀固有频率 $w_m/(\text{rad} \cdot \text{s}^{-1})$	243.8
比例阀阻尼比 ξ_m	0.6

首先对系统施加阶跃信号,经仿真得到系统阶跃响应曲线,如图 5 所示。

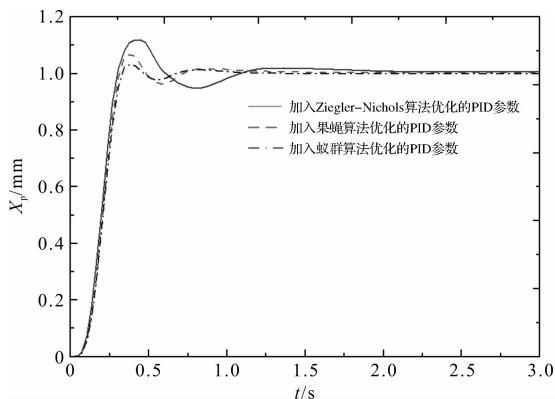


图 5 阶跃相应曲线

加入 3 种算法优化 PID 参数后,系统阶跃响应曲线的超调量、调整时间和稳态误差对比情况,如表 5 所示。

表 5 阶跃响应仿真结果

优化方法	Ziegler-Nichols	果蝇	蚁群
超调量/%	4.8	3.4	2.7
调整时间/s	1.883	1.575	1.257
稳误/mm	0.028	0.017	0.013

由表 5 可知:加入蚁群算法优化的 PID 参数的系统相比加入 Ziegler-Nichols 算法、果蝇算法优化的 PID 参数的系统,响应曲线超调量缩小了 43.75% 和 20.59%,调整时间下降了 49.82% 和 25.32%,稳态误差降低了 53.57% 和 23.53%。

可见,加入蚁群算法优化的 PID 参数的系统阶跃响应性能,强于加入 Ziegler-Nichols 算法、果蝇算法优化的 PID 参数的系统性能。

其次,对系统施加阶跃信号的同时,对系统施加随机干扰力信号,采用 Simulink 中的 Uniform Random Number 模块对系统施加 0.01 kN ~ 0.03 kN 之间的随机干扰力,然后比较加入 3 种算法优化的 PID 参数的系统抗干扰性能。

仿真得到在随机干扰力作用下的系统阶跃响应曲线,如图 6 所示。

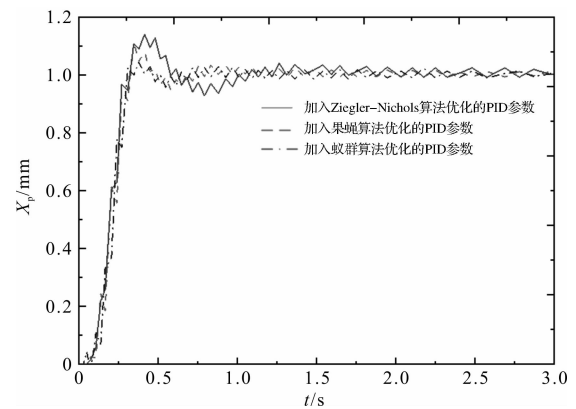


图 6 加入随机干扰力的阶跃相应曲线

同样,采用超调量、调整时间和稳态误差 3 个指标,对加入随机干扰力信号的阶跃响应曲线进行评价,如表 6 所示。

表 6 加入随机干扰力的阶跃响应仿真结果

优化方法	Ziegler-Nichols	果蝇	蚁群
超调量/%	5.3	4.1	3.6
调整时间/s	2.003	1.884	1.487
稳误/mm	0.035	0.024	0.016

由表 6 可知:加入干扰力信号的变幅液压缸位置控制系统,加入蚁群算法优化的 PID 控制参数的系统

相比加入 Ziegler-Nichols 算法、果蝇算法优化的 PID 参数的系统,响应曲线超调量缩小了 32.08% 和 12.20%,调整时间下降了 34.70% 和 26.67%,稳态误差降低了 54.29% 和 33.33%。

可见,对比加入干扰力信号的变幅液压缸位置控制系统,加入蚁群算法优化的 PID 参数的系统抗干扰能力强于加入 Ziegler-Nichols 算法、果蝇算法优化的 PID 参数的系统。

取液压弹簧刚度最小时的液压缸活塞杆位置作为初始位置,并对系统施加 0.25 Hz 正弦信号。

仿真得到加入不同 PID 参数的系统正弦响应曲线,如图 7 所示。

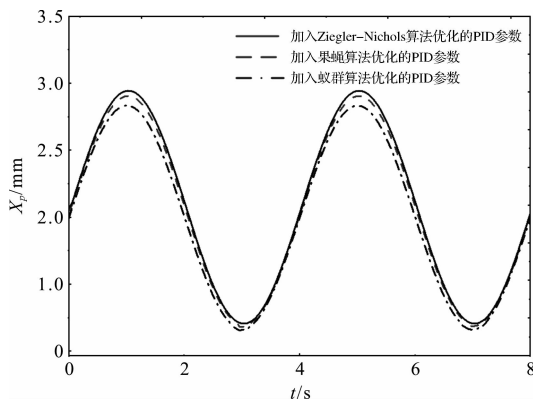


图 7 正弦响应曲线

在 0.25 Hz 正弦信号下,加入不同 PID 参数的系统响应性能对比结果,如表 7 所示。

表 7 正弦响应仿真结果

优化方法	Ziegler-Nichols	果蝇	蚁群
最大跟踪误差/mm	0.038	0.029	0.021
平均跟踪误差/mm	0.034	0.025	0.018

从表 7 可得:在 0.25 Hz 正弦信号下,加入蚁群算法优化的 PID 参数的系统相比于加入 Ziegler-Nichols 算法、果蝇算法优化的 PID 参数的系统,最大跟踪误差缩小了 44.737% 和 27.586%,平均跟踪误差缩小了 47.059% 和 28.000%。

可见,对于 0.25 Hz 正弦信号后,加入蚁群算法优化的 PID 参数的系统响应性能优于加入 Ziegler-Nichols 算法、果蝇算法优化的 PID 参数的系统。

其次,笔者在对系统施加正弦信号的同时,对系统施加随机干扰力信号(与阶跃信号所加随机干扰力信号相同),并比较加入不同算法优化的 PID 参数的系统的抗干扰性能。

仿真得到在随机干扰力作用下的系统正弦响应曲线,如图 8 所示。

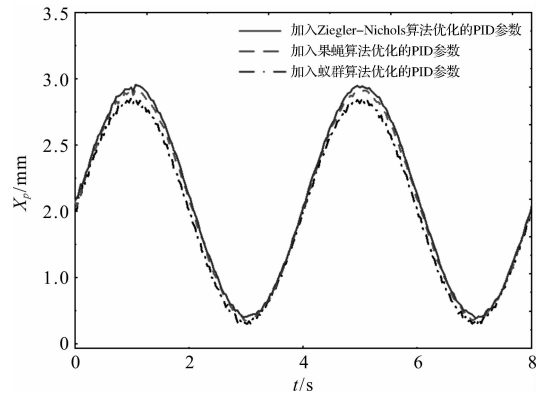


图 8 加入随机干扰力的正弦响应曲线

在随机干扰力作用下,加入不同 PID 参数后的系统响应性能对比结果,如表 8 所示。

表 8 随机干扰力作用下正弦响应仿真结果

优化方法	Ziegler-Nichols	果蝇	蚁群
最大跟踪误差/mm	0.043	0.036	0.028
平均跟踪误差/mm	0.039	0.031	0.022

从表 8 可得,在随机干扰力作用下,加入蚁群算法优化的 PID 参数的系统相比于加入 Ziegler-Nichols 算法、果蝇算法优化的 PID 参数的系统,最大跟踪误差缩小了 34.884% 和 22.222%,平均跟踪误差缩小了 43.590% 和 29.032%。

可见,加入蚁群算法优化的 PID 参数的系统的抗干扰性能优于加入 Ziegler-Nichols 算法、果蝇算法优化的 PID 参数的系统。

5 位置控制系统试验

为了验证加入蚁群算法优化的 PID 参数的系统实际控制性能,本文在 XCT8L4_1 型徐工汽车起重机试验台上进行试验,如图 9 所示。



图 9 起重机变幅控制系统试验台

首先,进行阶跃信号响应试验,对系统输入幅值为 1 mm 的阶跃信号,进行起重机变幅控制系统响应特性测试和数据采集,得到系统阶跃响应性能实验曲线,如图 10 所示。

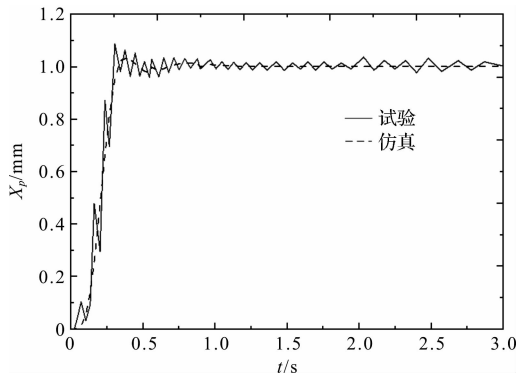


图 10 系统阶跃响应性能实验曲线与仿真曲线

其次,对系统施加 0.25 Hz 正弦信号,得到系统正弦响应性能实验曲线,如图 11 所示。

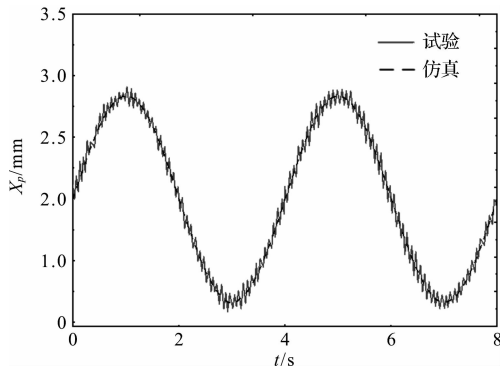


图 11 系统正弦响应性能实验曲线与仿真曲线

本文使用相对误差 $e(i)$,来评价经蚁群算法优化的系统阶跃响应性能和正弦响应性能。

$$e(i) \text{ 的公式为: } e(i) = \frac{\hat{r}(i) - r(i)}{r(i)}, (i = 1, 2, \dots, n_0) \quad (8)$$

式中: $r(i)$ —系统响应实验测试数据; $\hat{r}(i)$ —系统响应仿真数据; n_0 —数据总数。

经数据整理后,可得到系统响应性能参数误差,如表 9 所示。

表 9 系统响应性能参数误差

PID 参数优化方法	蚁群
阶跃响应超调量相对误差	5.157%
阶跃响应调整时间相对误差	6.804%
阶跃响应稳态相对误差	5.972%
正弦响应最大跟踪相对误差	4.831%
正弦响应平均跟踪相对误差	6.296%

表 9 中,各误差为仿真与实验得到的系统性能参数误差。由表 9 可得:仿真得到的系统性能参数与实验得到的系统性能参数的误差不超过 7%。

可见,加入蚁群算法优化的 PID 参数的系统仿真结果和实验结果吻合度较高,很好地验证了仿真结论的正确性。

6 结束语

为提高汽车起重机变幅液压缸位置控制精度,笔者设计了汽车起重机变幅液压缸位置控制系统,在建立变幅液压缸位置控制系统数学模型基础上,分别采用 Ziegler-Nichols 算法、蚁群算法和果蝇算法对 PID 参数进行了优化,并对加入不同 PID 参数的系统控制性能进行了仿真分析,并通过试验台对系统实际控制性能进行了试验。

研究主要得到以下结论:

(1)从仿真结果看:加入蚁群算法优化的 PID 参数的系统对阶跃信号和正弦信号的响应性能以及对随机干扰力的抗干扰性能均优于加入 Ziegler-Nichols 算法、果蝇算法优化的 PID 参数的系统;蚁群算法优化的 PID 参数相比 Ziegler-Nichols 算法、果蝇算法优化的 PID 参数,在加随机干扰力和不加随机干扰力两种情况下,系统阶跃响应超调量分别缩小了 32% 以上和 12% 以上,调整时间分别下降了 34% 以上和 25% 以上,稳态误差分别降低了 53% 以上和 23% 以上;对于正弦信号的最大跟踪误差分别缩小了 34% 以上和 22% 以上,平均跟踪误差分别缩小了 43% 以上和 28% 以上;

(2)从试验结果看:仿真得到的系统性能参数与实验得到的系统性能参数的误差不超过 7%,加入蚁群算法优化的 PID 参数的系统仿真结果和实验结果吻合度较高,验证了仿真结论的正确性,说明加入蚁群算法优化的 PID 参数的系统更能满足汽车起重机对于变幅液压缸控制精度的要求。

参考文献 (References):

- [1] 徐艳翠,张 笑,崔竹君.折臂式随车起重机变幅液压系统性能优化提升研究[J]. 液压与气动,2018(7):101-104.
- [2] 魏 乐.基于 AMESim 的 50 吨汽车起重机变幅系统仿真分析与实验研究[D]. 吉林大学,2011.
- [3] 张平格,谢腾宇.汽车起重机变幅系统平衡阀的特性仿真与分析[J]. 机械设计与制造工程,2017,46(9):21-23.
- [4] 姚泽光,杨士敏,蔡顶春.基于 AMESim 的 QY8A 汽车起重机变幅机构仿真与分析[J]. 建设机械技术与管理,2013(1):102-105.
- [5] 张振伟,马忠孝.基于汽车起重机变幅系统平衡阀的动态性能分析及试验[J]. 锻压装备与制造技术,2017(3):96-103.
- [6] 何常玉,施光林,郭秦阳,等.阀控非对称液压缸位置控制系统自适应鲁棒控制策略[J]. 上海交通大学学报,2019,

- 53(2):209-216.
- [7] 李 旭,芮光超,殷士才,等. 力干扰下的电液位置系统自适应鲁棒控制[J]. 液压与气动,2019,330(2):39-45.
- [8] 代海林,袁伟峰,贺 云,等. 基于增量式 PID 算法和逆变调功的外层空间温度环境模拟系统设计[J]. 数据采集与处理,2019(4):744-752.
- [9] 陈孝玉,刘小雍,张 强. 电气比例阀压力自校正控制策略研究[J]. 液压与气动,2019(4):90-95.
- [10] 何伯阳,吴 茜,黄 勇. 一种基于 Ziegler-Nichols 法的反应堆堆芯功率 PID 串级控制器整定方法研究[J]. 仪器仪表用户,2019,26(1):94-99.
- [11] 谢海波,杜泽锋,卢俊廷,等. 基于优化函数的 PID 参数整定技术在液压振动台上的应用[J]. 液压与气动,2019(2):24-30.
- [12] 李 杨,李岩舟. 改进蚁群算法的阀控液压缸模糊 PID 参数优化[J]. 机械设计与制造,2018(7):143-146,150.

[编辑:杨骏泽]

本文引用格式:

张 锦,唐友亮. 基于蚁群算法的起重机变幅控制系统动态特性研究[J]. 机电工程,2020,37(12):1485-1491.

ZHANG Jin, TANG You-liang. Dynamic characteristic analysis of crane luffing control system based on ant colony algorithm[J]. Journal of Mechanical & Electrical Engineering, 2020,37(12):1485-1491.

《机电工程》杂志: <http://www.meem.com.cn>

(上接第 1478 页)

削厚度的唯一因素,不同工件材料的最小切削厚度不同;通过分流区域的位置可以对一定加工条件下的最小切削厚度进行估算。

参考文献(References):

- [1] 孙雅洲,梁迎春,程 凯. 微米和中间尺度机械制造[J]. 机械工程学报,2004,40(5):1-6.
- [2] 郭海卫,林仕强. 微细切削加工与微机械制造研究[J]. 机电工程技术,2020(1)32-33.
- [3] 李红涛,来新民,李成锋,等. 介观尺度微型铣床开发及性能试验[J]. 机械工程学报,2006,42(11):162-167.
- [4] LIU X, DEVOR R E., KAPOOR S G. An analytical model for the prediction of minimum chip thickness in micromachining[J]. **Transactions of the ASME**,2006,128(5):474-482.
- [5] ARAMCHAROEN A, MATIVENGA P T Size effect and tool geometry in micromilling of tool steel[J]. **Precision Engineering**, 2009,33(4):402-407.
- [6] ALTINTAS Y. Manufacturing automation: metal cutting mechanics, machine tool vibrations and CNC design [M]. Cambridge: Cambridge University Press,2000
- [7] MALEKIAN M, MOSTOFA M G, PARK S S, et al. Modeling of minimum uncut chip thickness in micro machining of aluminum[J]. **Journal of Materials Processing Technology**,2012,212(3):553-559.
- [8] OBIKAWA T, OHBUCHI Y. Finite element modeling of chip formation in the domain of negative rake angle cutting [J]. **Transactions of the ASME**, 2003, 125(3):324-332.
- [9] 史振宇. 基于最小切削厚度的微切削加工机理研究[D]. 济南:山东大学机械工程学院 2011.

[编辑:程 浩]