

doi: 10.3969/j.issn.1006-1576.2012.04.024

基于模糊控制的三通阀控缸系统仿真

欧方明

(海军驻昆明地区军事代表室, 昆明 650236)

摘要: 针对非线性时变系统的控制要求, 对零开口三通伺服阀控制差动缸系统进行仿真研究。根据三通阀控缸系统的物理模型和框图建立系统数学模型和动态方程, 采用适合非线性时变系统控制要求的模糊控制策略, 在二维模糊控制器的基础上建立了非线性系统仿真模型, 并进行 Simulink 仿真。仿真结果表明: 该模糊控制策略是合适的, 能满足系统的控制性能。

关键词: 模糊控制; 阀控缸; 伺服阀; 仿真

中图分类号: TJ02 **文献标志码:** A

Simulation of Three-Way Valve Control Cylinder System Based on Fuzzy Logic Control

Ou Fangming

(Naval Military Representative Office in Kunming, Kunming 650236, China)

Abstract: The simulation of the three-way valve control cylinder system is studied for the nonlinearity and time-varying in control problem. Mathematical model and dynamic equations are established based on the physical model and frame model of three-way valve control cylinder. Fuzzy logic control strategy is adopted for the time-varying of system, and nonlinear simulation model is established based on two-dimension fuzzy logic controller. The simulation results suggest that the performance of proposed fuzzy logic controller is satisfied.

Key words: fuzzy logic control; valve control cylinder; servo valve; simulation

0 前言

阀控非对称液压缸机构常用于液压伺服控制系统, 对于要求精确且平稳的控制场合, 对称四通阀与不对称缸是不相容的, 会产生压力跃变并导致振动和噪声。从安全性设计出发, 某型三通阀控缸系统设有泄油阻尼孔, 开环控制性能研究得出了阻尼孔的直径。

由于建立阀控缸系统的数学模型时采用了很多假设和理想情况, 导致系统与实际的模型有一定差异, 若考虑实际工作中的干扰及一些不确定因素的影响, 如液压源压力波动, 无法使用常规的 PID 控制。因此, 笔者采用模糊控制策略, 对三通阀控缸系统进行仿真研究。

1 系统框图及假设

三通阀控缸伺服系统由电液伺服阀、液压缸、位移传感器、控制器组成位置闭环控制系统, 其模型和框图分别如图 1、图 2 所示。

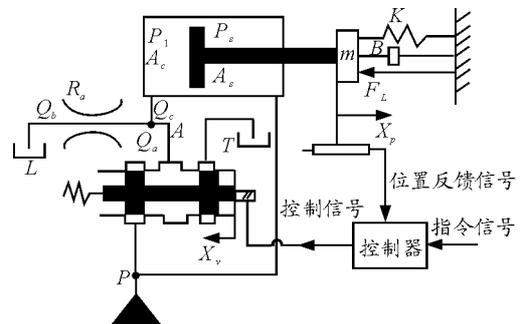


图 1 三通阀控缸物理模型

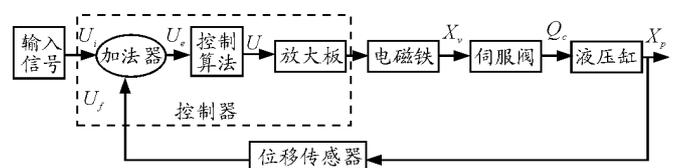


图 2 三通阀控缸位置闭环框图

为方便研究分析, 作如下假设: 1) 供油压力 P_s 恒定无波动, 回油压力为 0; 2) 伺服阀口为矩形阀口, 零开口, 阀口处流动为紊流; 3) 油液温度及密度均为常数; 4) 不考虑管道的动态损失; 5) 忽

收稿日期: 2011-10-28; 修回日期: 2011-12-28

作者简介: 欧方明(1969—), 男, 湖南人, 高工, 从事水下航行器总体与动力技术研究。

略液压缸内漏及外漏；6) 忽略伺服阀与液压缸间的压力损失。

2 数学模型及动态方程

2.1 加法器、放大板和位移传感器的数学模型

加法器、放大板的数学模型如式 (1)、式 (2) 所示。

$$U_e = U_i - U_f \quad (1)$$

$$I = K_1 U \quad (2)$$

位移传感器可视为比例环节，即

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

其中： U_i 、 U_f 分别为指令信号的输入电压、位移传感器反馈电压； U_e 、 U 分别为控制算法的输入量和输出量； I 为放大板输出电流即比例电磁铁输入控制电流； $K_1=0.3$ A/V、 $K_f=90$ V/m 分别为放大板放大系数和位移传感器系数； x_p 为液压缸活塞位移。

2.2 比例电磁铁的传递函数

比例电磁铁为二阶震荡系统，其传递函数为：

$$\frac{x_v}{I} = \frac{k_b}{s^2 + \frac{2\zeta_b s}{\omega_b} + 1} \quad (4)$$

其中： x_v 为伺服阀阀芯位移； $k_b=0.001$ m/A 为比例电磁铁增益； $\omega_b=316$ rad/s 为伺服阀无阻尼自振频率； $\zeta_b=0.5$ 为伺服阀的阻尼系数。

2.3 流量方程

伺服阀流量方程：

$$Q_a = C_{d1} w x_v \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_s - p_1)} \quad (5)$$

阻尼孔流量方程：

$$Q_b = C_{d2} \frac{\pi d_0^2}{4} \sqrt{\frac{2}{\rho}} p_1 \quad (6)$$

液压缸控制腔流量连续性方程：

$$Q_c = \frac{dV_1}{dt} + \frac{V_1}{B_e} \cdot \frac{dp_1}{dt} = A_c x_p + \frac{(V_{10} + A_c x_p)}{B_e} \cdot \frac{dp_1}{dt} \quad (7)$$

流量连续性方程：

$$Q_a - Q_b - Q_c = 0 \quad (8)$$

其中： Q_a 、 Q_b 、 Q_c 分别为伺服阀输出流量、流经阻尼孔的流量、液压缸控制腔流量； $C_{d1}=0.62$ 、 $C_{d2}=0.82$ 分别为伺服阀阀口流量系数和阻尼孔流量系数； $w=0.02$ m为伺服阀阀口面积梯度； $\rho=850$ km/m³为油液密度； $d_0=0.0004$ m为阻尼孔直径； V_1 、 V_{10}

$=0.001$ m³分别为液压缸控制腔容积和控制腔初始容积； $B_e=800$ MPa 为油液弹性模量； P_1 、 P_s 分别为液压缸受控腔工作压力和油源压力； $A_c=0.011$ m²为液压缸受控腔作用面积。

2.4 液压缸力平衡方程

$$A_c p_1 - A_s p_s = m \ddot{x}_p + B \dot{x}_p + F_L \quad (9)$$

$$A_c p_1 - A_s p_s = m \ddot{x}_p + B \dot{x}_p + F_L \quad (10)$$

其中： $m=20$ kg 为液压缸活塞和负载折算到活塞上的质量； $A_s=0.0044$ m²为有杆腔作用面积； $B=27800$ Ns/m 为液压缸活塞和负载折算到活塞上的粘性阻尼系数； F_L 为摩擦力。

3 控制策略

3.1 模糊控制策略

模糊控制算法的输出如采用离散型的模糊控制，由于输出在某些输出值上跃变，会引起油缸位置输出在某些点间跃变引起系统波动，影响工作精度。笔者在建立的数学模型基础上，利用 Matlab 软件中的模糊工具箱进行二维模糊控制器的设计，通过受控变量的误差和误差的变化率确定模糊控制增益，并由误差和模糊控制增益的乘积作为输出控制量，使其满足系统控制性能要求。

3.2 模糊控制器的设计

模糊控制器为二维模糊控制器，输入变量为受控变量的误差 e 和误差的变化率 e_c ，输出变量为模糊控制增益 K_u ，控制量为 $U = e \cdot K_u$ 。误差模糊集的论域为 [0,12]，误差变化率的模糊集的论域为 [-12, 12]，模糊控制增益模糊集的论域为 [0, 20]。描述模糊变量的词集为 $e=[N_1, N_2, N_3, N_4, N_5]$ ， $e_c=[M_1, M_2, M_3, M_4, M_5]$ ， $K_u=[T_1, T_2, T_3, T_4, T_5]$ 。

模糊变量选取三角形隶属函数，分别如图 3～图 5 所示。

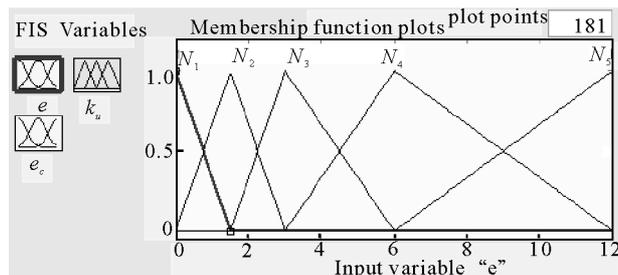


图3 误差 e 的隶属函数

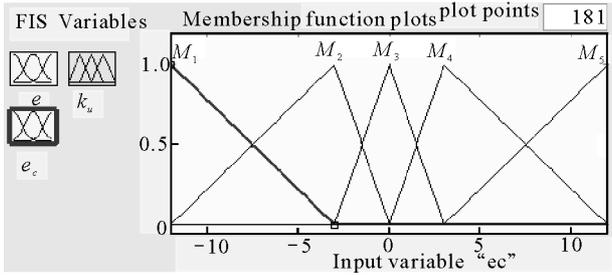


图 4 误差变化率 e_c 的隶属函数

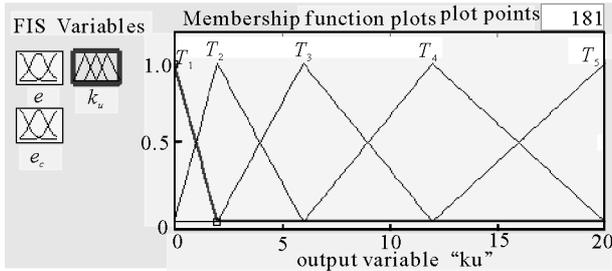


图 5 模糊控制增益 K_u 的隶属函数

建立模糊控制规则的基本思想是基于当前误差

值的大小以及误差变化的趋势来确定模糊控制增益的大小,当误差较大时,主要考虑系统的响应速度,对系统的稳态精度可暂不考虑,取较大的 K_u 值以尽快消除误差;当误差较小时,减小 K_u 值使系统超调和稳态误差减小;当误差率为正且较大时, K_u 较小,防止超调;当误差率为负且较大时, K_u 较大,快速响应。模糊控制规则见表 1。

表 1 模糊控制规则

控制增益 K_u	误差率 e_c				
	M_1	M_2	M_3	M_4	M_5
N_1	T_2	T_2	T_1	T_1	T_1
N_2	T_3	T_3	T_1	T_1	T_1
N_3	T_4	T_4	T_2	T_1	T_1
N_4	T_5	T_5	T_3	T_2	T_1

4 仿真分析

4.1 仿真模型

根据上述的动态方程和模糊控制器,建立如图 6 所示的仿真模型。

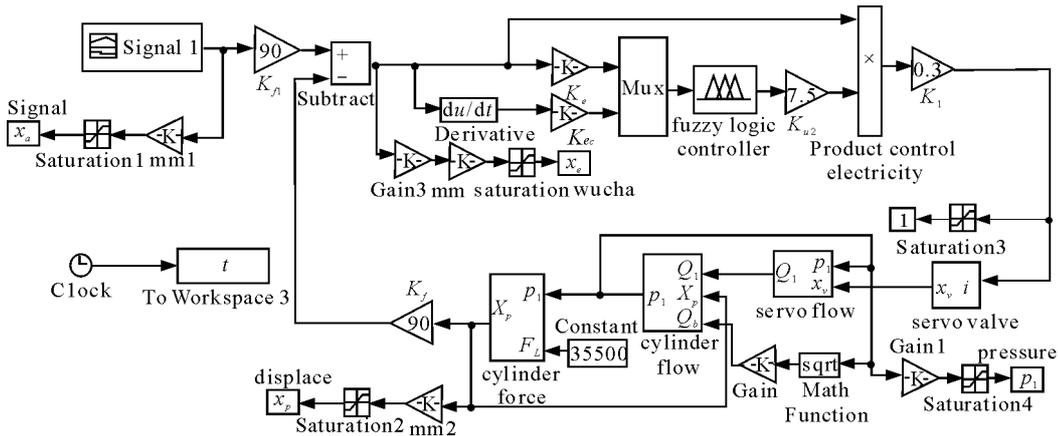


图 6 含模糊控制器的阀控缸系统 Simulink 模型

4.2 仿真结果及分析

在模糊控制器调定后,可对量化因子 K_e 、 K_{ec} 和比例因子 K_{u2} 进行调整,使系统的响应速度及稳态精度满足要求。改变位移传感器的放大系数 $K_f=70\sim 120$,在不调整量化因子 K_e 、 K_{ec} 和比例因子 K_{u2} 的情况下,系统能满足响应速度和精度要求,说明模糊控制器适应位移传感器的能力很强。

图 7~图 13 中:指令曲线单位为 cm,活塞位移单位为 cm,控制电流单位为 A,控制腔压力单位为 MPa。

图 7 为系统对阶跃信号的响应。由图 7 可见:系统对阶跃信号响应较快,上升时间约 25 ms, 50 ms

达到稳态,系统几乎无超调。

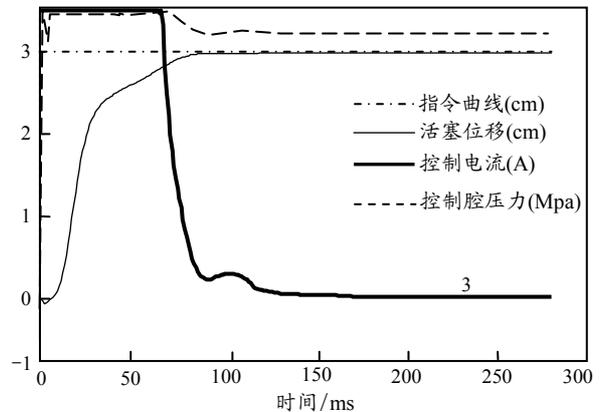


图 7 系统阶跃响应的仿真结果

图 8 为系统对斜坡信号的响应。由图 8 可见：系统对斜坡信号跟踪情况良好，系统建压过程很快，控制电流除初始段外无振动。

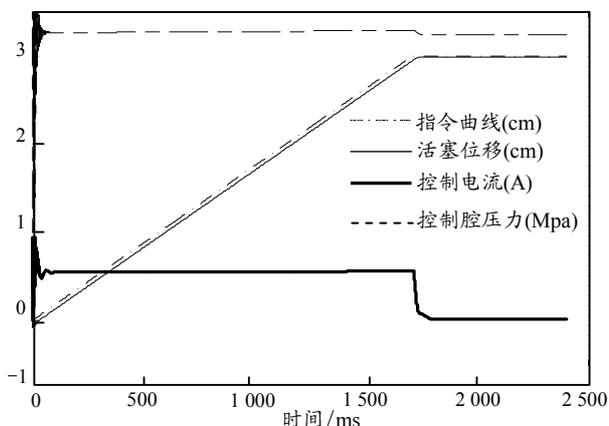


图 8 系统对斜坡信号的仿真结果

图 9 为伺服阀频宽较低时系统对斜坡信号的响应。由图 9 可见：活塞运动将产生振荡，电流振荡明显，说明伺服阀频宽不能满足系统的要求，系统不稳定。

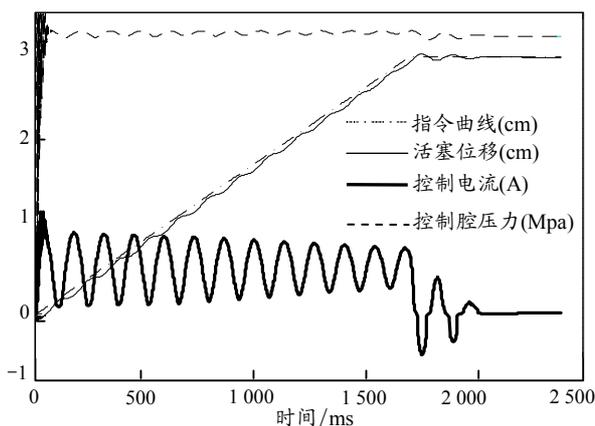


图 9 伺服阀频宽 15 Hz 的仿真结果

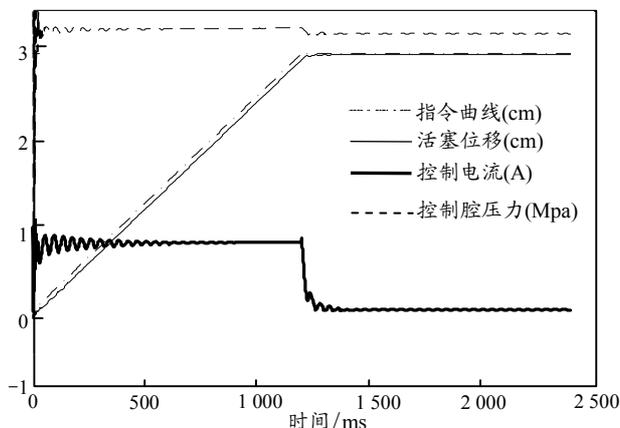


图 10 伺服阀阻尼比 0.15 的仿真结果

图 10 为伺服阀阻尼比较低时系统对斜坡信号的响应。由图 10 可见：活塞运动初始段控制腔压力和控制电流振荡明显，说明伺服阀阻尼比太小不能

满足系统的要求，系统不稳定。

图 11 为增加伺服阀负开口的遮盖量时系统对斜坡信号的响应。由图 11 可见：系统跟踪性能良好但跟踪误差增大，控制电流加大。

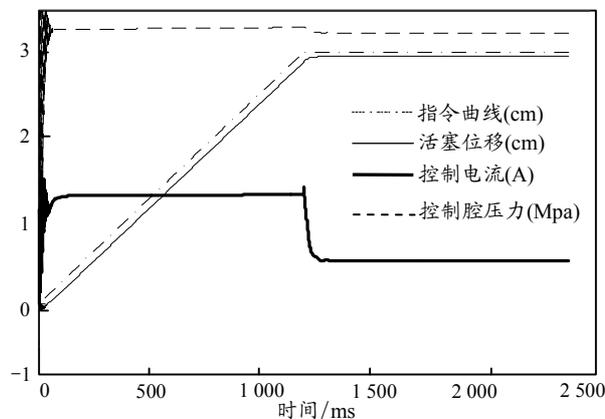


图 11 伺服阀负开口 0.5 mm 仿真结果

图 12 为液压缸粘性阻尼系数减小时系统对斜坡信号的响应。由图 12 可见活塞运动出现持续振荡，系统出现不稳定。

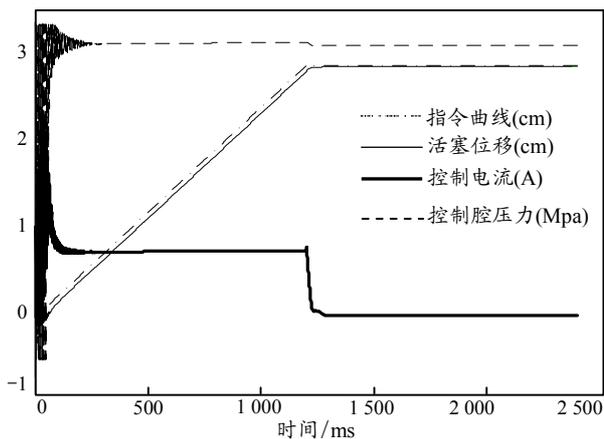


图 12 液压缸阻尼系数减小的结果

图 13 为系统对正弦信号的响应。由图 13 可见：系统对低频正弦信号上升段跟良好，在下降段斜率较大时系统发散。

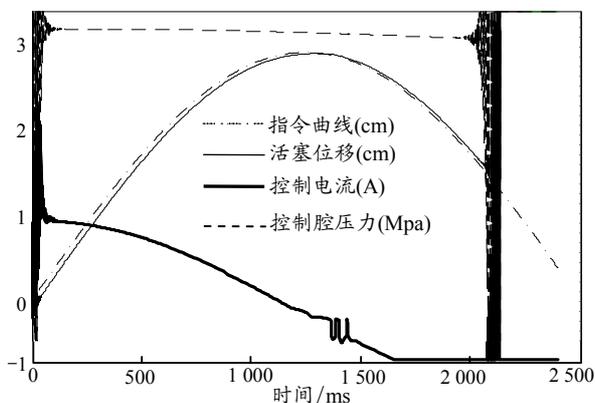


图 13 正弦信号的响应仿真结果