

电液位置伺服系统模糊速度补偿 μ 复合控制*

孙桂涛 邵俊鹏 王晓晶

(哈尔滨理工大学机械动力工程学院, 哈尔滨 150080)

摘要: 针对变刚度电液位置伺服系统在快速定位控制中存在的超调现象,考虑负载刚度对位置伺服系统的影响,提出了模糊速度补偿 μ 复合控制策略,给出复合控制策略的工作原理,导出速度流量补偿模型。设计模糊速度补偿器及鲁棒 μ 控制器,实现了伺服缸无扰速度补偿及负载刚度摄动的抑制,应用 Matlab、AMESim 联合仿真和半实物仿真平台分别进行复合控制策略验证,仿真及实验结果表明, μ 控制器有效抑制了负载刚度摄动,而速度补偿的引入使系统在快速性条件下实现了位置的精确定位控制,验证了所提控制策略的有效性。

关键词: 电液位置伺服 模糊速度补偿 流量补偿 半物理仿真

中图分类号: TH137; TP273+.3 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2014)08-0328-06

引言

电液位置伺服系统具有驱动力大、功率密度高、带载能力强等特点,被广泛应用于民用及国防领域,研究者在不同应用背景下,依据电液位置伺服系统的特点,将其与先进的控制算法相结合取得了较好的控制效果。文献[1]应用自适应反步法进行电液伺服系统的控制,有效地克服了系统的不确定影响,提高了系统的跟踪性能和抗干扰能力;文献[2]以辨识模型为对象,应用 PID 控制和模糊控制组成的复合控制器对电液位置伺服系统进控制,消除了模糊控制的稳态误差,提高了 PID 控制的响应速度,改善了系统的综合性能;文献[3]应用模糊预测函数法进行电液位置伺服系统的控制,利用位置偏差和偏差变化率对模糊控制器参数进行在线修改,提高了系统的快速性和稳态精度;文献[4]应用比例积分微分型迭代学习控制算法设计位置同步控制系统控制器,采用双闭环控制,使双缸互为跟踪对象,使双缸同步精度达到了 0.2%,提高了双缸电液位置伺服的控制精度;文献[5]将多滑膜神经网络控制应用到电液位置伺服系统的控制中,克服了系统模型中的未建模动态、非匹配不确定性等问题,提高了系统的抗干扰性;文献[6]应用设计的自抗扰控制器进行电液位置同步系统的控制,通过对速度系统内部和外部扰动观测并加以补偿,减小了系统的同步误差,提高了同步控制的精度。研究者在电液位

置伺服系统的响应快速性、稳态精度以及抗干扰设计等方面取得了较好成果,但均忽略了系统超调量的影响,特别是变负载刚度条件下对系统超调的控制方法尚未涉及,而此超调量经过机械结构的放大,极易产生破坏性结果。为此,本文提出模糊速度补偿 μ 复合控制策略,以实现变负载刚度条件下电液位置伺服系统的精确控制。

1 电液位置伺服系统建模

图 1 为电液位置伺服系统控制框图,对称阀控制对称缸系统为典型的 5 阶系统,若伺服阀固有频率较高,通常可将伺服阀简化成比例环节,即,最终系统为典型的 3 阶系统^[7-9]。为获得系统中各参数,常采用理论计算或辨识方法,由于理论计算数值与实际系统之间存在较大偏差,所以在实际应用中多采用辨识方法获得系统的数学模型。

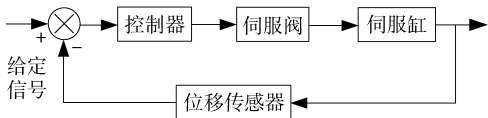


图 1 电液位置伺服系统框图

Fig. 1 System diagram of electro-hydraulic position servo

针对研究对象负载刚度的摄动,在其摄动的上、下限分别进行系统参数辨识。系统主要参数为:电液伺服阀额定压力 21 MPa,额定流量 30 L/min,额定电流 40 mA,幅频和相频均在 100 Hz 以上;电液伺

收稿日期: 2013-07-25 修回日期: 2013-09-02

* 中国博士后科学基金资助项目(2012M510982)

作者简介: 孙桂涛,博士生,主要从事电液伺服控制研究,E-mail: sunguitao86@163.com

通讯作者: 邵俊鹏,教授,博士生导师,主要从事电液伺服控制研究,E-mail: sjp566@sina.com

服缸活塞、活塞杆及行程分别为 50、35、200 mm；伺服放大器增益 $K_a = 0.008 \text{ A/V}$ ，位移传感器量程 $\pm 100 \text{ mm}$ ，增益 $K_f = 50 \text{ V/m}$ 。液压压力传感器量程 $0 \sim 21 \text{ MPa}$ ，增益 $K_p = 2.38 \times 10^{-7} \text{ V/Pa}$ 。实验时，供油压力 6 MPa，惯性负载 25 kg，弹性负载可调。辨识输入信号采用正弦扫频信号，幅值 20 mm，初始频率 0.2 Hz，每隔 4 个信号周期频率增加 0.2 Hz，最终频率为 12 Hz。扫频输入信号及 2 种负载刚度条件下系统实时响应曲线如图 2 所示。

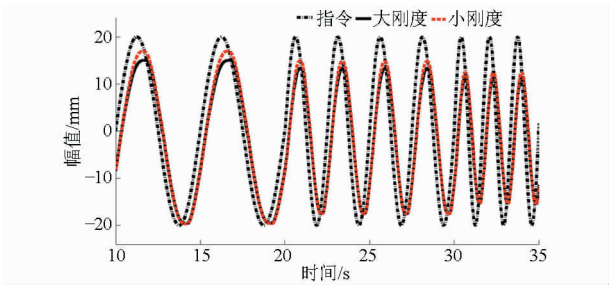


图 2 辨识信号

Fig. 2 Identification signal

应用 Matlab 辨识工具箱，通过对输入输出信号进行去趋势、去均值处理，选用状态空间模型进行系统辨识，经辨识得到小刚度和大刚度条件下的对称阀控制对称缸三阶模型分别为

$$G_0(s) = \frac{-0.011\,516(s-1\,374)}{s-0.084\,8} \cdot \frac{s^2-127.6s+1.153 \times 10^4}{s^2+195.5s+5.362 \times 10^4} \quad (1)$$

$$G_1(s) = \frac{-0.006\,980\,9(s-2\,460)}{s+0.001\,818} \cdot \frac{s^2-113.1s+1.059 \times 10^4}{s^2+205s+5.461 \times 10^4} \quad (2)$$

图 3 为小刚度和大刚度下辨识模型数据与实际数据的对比图，仿真结果与实验数据基本一致。

2 电模糊速度补偿鲁棒 μ 复合控制

图 4 为提出的模糊速度补偿 μ 复合控制器框图，模糊速度补偿控制器设有位移偏差阈值，并对采集的伺服缸速度信号、伺服缸两腔压力信号以及实时偏差信号进行监测，模糊补偿控制器依据采集信号进行相应模糊推理，输出伺服缸速度反向补偿量。

鲁棒控制器的主要作用是在系统参数发生变化时，维持系统性能恒定，通过两者的复合控制，既可保证系统的快速性又可实现系统的无超调，进而使系统达到精确的定位控制。

3 控制器设计

3.1 μ 控制器设计

本系统中的参数摄动属于不确定性问题中的结

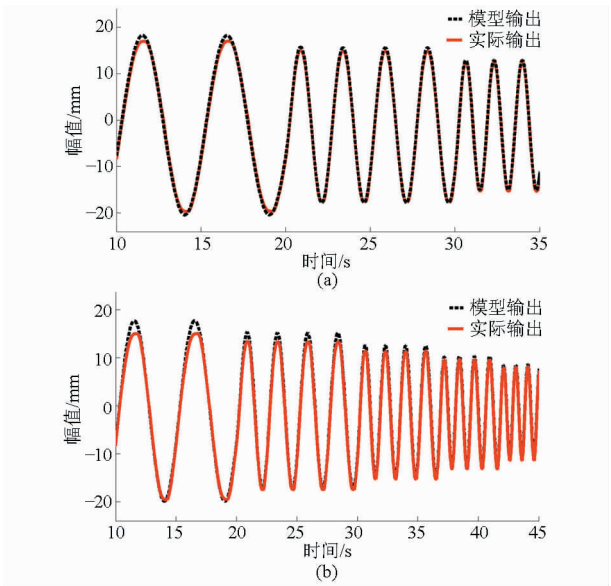


图 3 模型输出曲线

Fig. 3 Model output curve

(a) 小刚度 (b) 大刚度

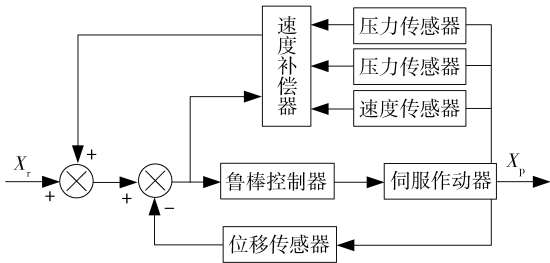


图 4 复合控制框图

Fig. 4 Diagram of compound control

构不确定性，而鲁棒 H_∞ 控制器适用于非结构不确定性问题，如果应用鲁棒 H_∞ 控制器求解结构不确定性问题将引起一定的保守性，为克服 H_∞ 控制器保守性问题，采用结构奇异值 μ 作为本文的控制器^[10]。

进行 μ 控制器设计时应首先给出系统不确定性和性能要求的权函数，并将其与标称被控对象进行连接组成闭环互联结构，电液位置伺服系统的闭环互联结构如图 5 所示，其中 r 为指令信号， e 为偏差信号、 u 为控制器输出信号、 w 为干扰输入、 $K(s)$ 为控制器、 $G(s)$ 为标称对象、 $W_1(s)$ 为性能权函数、 $W_2(s)$ 为控制器输出权函数、 $W_3(s)$ 为鲁棒稳定权函数、 Δ_{st} 为稳定的未知传递函数，满足范数有界条件，与 $W_3(s)$ 组合共同参数化模型中的不确定性， Z_1 、 Z_2 为性能评价输出信号^[11-12]。

以式(1)作为标称模型，以式(2)作为摄动界模型，则最终摄动为 $(G_1 - G_0)/G_0$ ，选择权函数 $W_1(s)$ 应具有低通特性，且与零分贝线交点略低于系统闭环频宽， $W_2(s)$ 为控制器输出权函数，限制控制器输出饱和， $W_3(s)$ 应能够覆盖系统的高频摄动，为此选

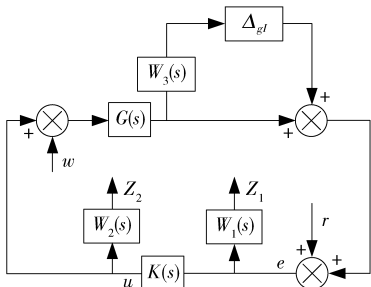


图 5 电液位置伺服系统的闭环互联结构

Fig. 5 Closed-loop interconnection structure of electro-hydraulic position servo system

取本系统权函数为

$$W_1(s) = \frac{0.0002(s^2 + 400s + 10^4)}{s^2 + 0.02s + 10^{-4}}$$

$$W_2(s) = 0.1 \quad W_3(s) = \frac{1.8s}{0.01s + 30}$$

权函数伯德图如图 6 所示。

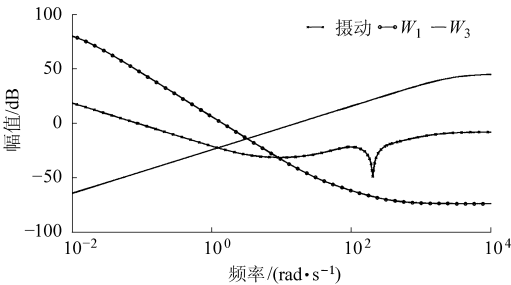


图 6 权函数伯德图

Fig. 6 Weight function bode diagram

对图 5 进行变换,得 μ 综合基本框架,即 $M-\Delta$ 结构,如图 7 所示,其中 Δ_{pl} 为虚拟的不确定性块,用于将鲁棒性能指标整合到 μ 综合 $M-\Delta$ 结构中,虚线框 P 代表系统的开环互联结构,虚线框 M 代表传递函数阵。

依据主环定理和鲁棒性能定理,通过引入虚拟

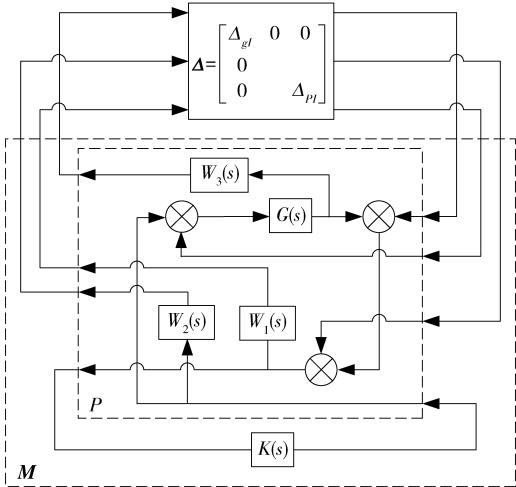


图 7 电液位置伺服系统 μ 综合 $M-\Delta$ 结构

Fig. 7 $M-\Delta$ structure of μ -synthesis for electro-hydraulic position servo system

性能块 Δ_{pl} 使得鲁棒设计目标与 μ 的基本框架一致,即控制器求解问题转换为传递函数 M 的结构奇异值最小化问题,此问题可通过 D-K 迭代法进行求解。

依据所得阀控缸数学模型及所选权函数,应用 Matlab 中的鲁棒控制工具箱进行求解,经 3 次迭代, μ 达到 0.956,解得 10 阶控制器,应用平衡截断法对控制器进行降阶处理得控制器为^[13]

$$K(s) = \frac{2.937(s^2 + 2.044s + 1.99)(s^2 + 194.6s + 5.362 \times 10^4)}{(s + 9.343)(s + 0.01)^2(s^2 + 140.5s + 1.402 \times 10^4)}$$

3.2 模糊速度补偿器设计

3.2.1 流量补偿器

补偿控制器的主要作用是依据偏差信号的大小对即将接近目标的系统进行速度的反相补偿,实现系统的精确定位控制,为实现此功能,应保证指令信号与负载流量的确定关系方程且此方程不受外界影响。

伺服阀的压力-流量方程为

$$Q_L = C_d W x_v \sqrt{\frac{1}{\rho} \left[p_s - \frac{x_v}{|x_v|} (p_1 - p_2) \right]}$$
 (3)

其中

$$Q_L = (Q_1 + Q_2)/2$$

式中

Q_L ——滑阀负载流量, m^3/s

C_d ——滑阀流量系数

W ——伺服阀面积梯度

x_v ——滑阀阀芯位移, m

ρ ——液压油密度 p_s ——油源压力, Pa

p_1 ——供油腔压力, Pa

p_2 ——回油腔压力, Pa

由此可知,阀芯位移与负载流量之间为非线性关系,但伺服阀输入电流与阀芯位移之间为线性关系,采用相应的措施,对伺服阀的非线性进行补偿,使负载流量和输入电流呈线性关系,可使补偿后的伺服阀等效流量增益为固定值,即,使系统的增益维持恒定,从而实现了伺服阀输入信号与输出流量之间的确定线性关系^[14-16]。

令 $i = x_v K_a$, $K_L = \frac{C_d W}{K_a} \sqrt{\frac{1}{\rho}}$, 则式(3)变为

$$Q_L = \begin{cases} K_L i \sqrt{p_s - p_L} & (i > 0) \\ -K_L i \sqrt{p_s + p_L} & (i < 0) \end{cases}$$
 (4)

令补偿函数为

$$f(p_L) = \begin{cases} \sqrt{\frac{\alpha p_s}{p_s - p_L}} - 1 & (i > 0) \\ \sqrt{\frac{\alpha p_s}{p_s + p_L}} - 1 & (i < 0) \end{cases}$$
 (5)

推导出的负载流量补偿器方程为

$$Q_L = \begin{cases} K_L i \sqrt{\alpha p_s} & (i > 0) \\ -K_L i \sqrt{\alpha p_s} & (i < 0) \end{cases} \quad (6)$$

由此可知,经补偿后的负载流量与输入的电流信号呈线性关系,若令 v_L 表示伺服缸速度,则补偿电流与伺服缸伺服之间关系为

$$v_L = \begin{cases} \frac{K_L i \sqrt{\alpha p_s}}{A_p} & (i > 0) \\ -\frac{K_L i \sqrt{\alpha p_s}}{A_p} & (i < 0) \end{cases} \quad (7)$$

式(7)即为速度补偿控制器速度计算模型。

3.2.2 模糊补偿信号

设加入到伺服阀输入端的补偿信号为 R ,由结构不变性原理,叠加到输入信号处信号为 $R/K(s)$,由于此信号为伺服缸速度信号,而指令信号为位置信号,为使速度信号统一于位置信号,需对补偿信号进行积分运算,从而完成补偿信号的施加。

当系统刚度变化时,伺服缸接近指令信号的速度是不同的,如果采用固定参数补偿器依据前述补偿原则便不能够取得较好的补偿效果,为此本文提出了模糊补偿控制策略,应用模糊控制器的智能决策,计算出当前系统所需的负载流量,以实现流量的最佳补偿。

模糊控制器将偏差信号及与之对应的速度信号作为输入信号,其输出为补偿信号,此信号经流量补偿方程,转换成系统所需的速度补偿量。

控制系统在初始阶段偏差较大、系统速度较大,此时不对输出进行补偿,随着时间的推移,偏差减小、速度减小,此时反相补偿速度应输出较大值,使系统迅速减速,在偏差及速度逐渐减小过程中,反相补偿速度应输出较小值直至最终输出零,完成速度信号的补偿,偏差变量集合为 {负大,负中,负小,零,正小,正中,正大},速度输入及输出集合均为 {负小,小,正小,中,负大,大,正大},偏差论域为 { - 1, - 0.6, - 0.3, 0, 0.3, 0.6, 1 },速度论域为 { 0.1, 0.2, 0.3, 0.4, 0.5, 0.6, 0.7 },输出量论域 { 0, 0.5, 1, 1.5, 2, 2.5, 3 } [17-18]。

依据上述推理原则及各变量论域,在 Matlab 中构建相应模糊规则,便可实现速度补偿的模糊调节。

4 仿真分析与实验验证

4.1 仿真分析

利用 Matlab 和 AMESim 进行电液位置伺服系统的联合仿真 [19-20],进而验证所提控制策略的有效性。

将上文提出的复合控制器在 Matlab 中进行设计,在 AMESim 中对负载弹簧刚度进行修改以实现

变刚度的模拟,为说明控制效果,依据某一负载刚度设计了固定参数 PID 控制器,以便于结果比较,按负载刚度分为大、小两种环境。图 8 为系统未加补偿时系统响应曲线图,由图可知,在固定 PID 控制器条件下,系统在小刚度时,系统的稳态误差几乎为零,而在大刚度条件下,系统的稳态误差明显增大,即在系统参数变化时,系统特性发生了变化,而在鲁棒控制器条件下,在系统参数变化时,系统响应曲线峰值时间虽有变化,但超调量均小于 20% 且稳态误差基本为零,即系统性能基本不变,说明所设计控制器具有一定的抗干扰性。

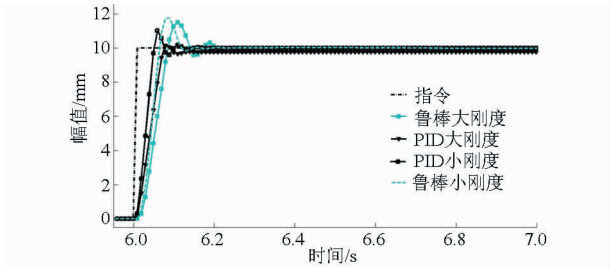


图 8 变刚度系统阶跃响应

Fig. 8 Step response curve of variable stiffness

图 9 为加入模糊速度补偿环节后系统阶跃响应曲线。由图可知,在变负载刚度下,引入模糊速度补偿实现了无扰动补偿,使超调量由原来的 20% 降到了 10% 以内,且在补偿过程中系统未出现较强的抖动,即模糊速度补偿鲁棒 μ 复合控制实现了系统的精确定位控制。

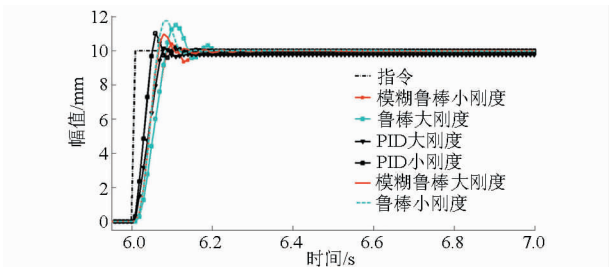


图 9 复合控制响应曲线

Fig. 9 Response curve of compound control

综上所述,应用速度补偿鲁棒 μ 的复合控制策略,充分发挥了鲁棒 μ 控制器的抑制系统摄动的优点,保证了系统在参数摄动时仍能维持一定的系统性能,而模糊速度补偿的引入实现了系统的无超调控制,且在补偿过程中系统无扰动,二者共同作用实现了系统的精确定位控制,验证了所提控制策略的有效性。

4.2 实验研究

为进一步验证所提控制策略的有效性,在实验室条件下进行了变刚度条件下的位置伺服实验,将在联合仿真控制软件 Matlab 中的控制模型进行适当处理便可进行阀控缸系统的半实物仿真。图 10

为本系统的半实物仿真系统。图 10a 为系统所用控制器,其主要进行传感器信号和控制信号的处理,以实现电信号之间的匹配;图 10b 为阀控缸系统,主要由伺服缸、伺服阀、位移传感器、力传感器、惯性负载和可调弹性负载及死挡铁等几部分组成。

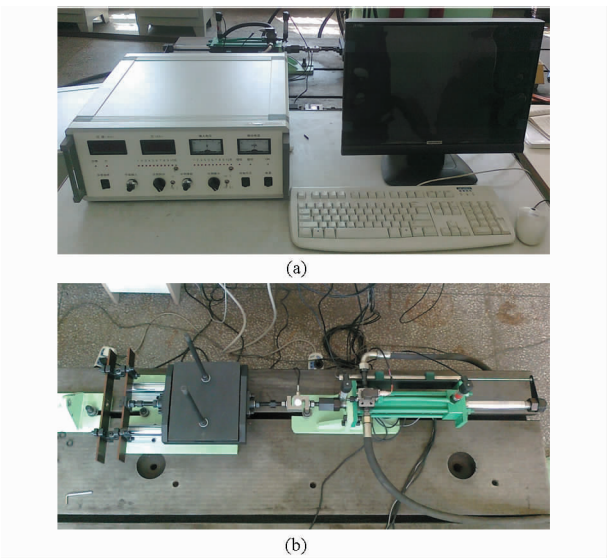


图 10 半实物仿真平台
Fig. 10 Semi-physical simulation platform

图 11、图 12 为半实物实验台获得的系统响应曲线。由图可知:此结果与仿真所得结果基本一致,即鲁棒 μ 控制器在负载刚度变化时维持了系统性能恒定,而模糊速度补偿则实现了速度的无扰反相补偿,两者组合实现了系统的无超调精确定位控制,验证了所提控制策略的有效性。

图 11 及图 12 中的响应曲线较图 6 及图 7 中的曲线有很大的波动,主要是因为 AMESim 中的模型较为理想,而实际系统则存在许多非理想因素,如

传感器噪声、摩擦非线性等。

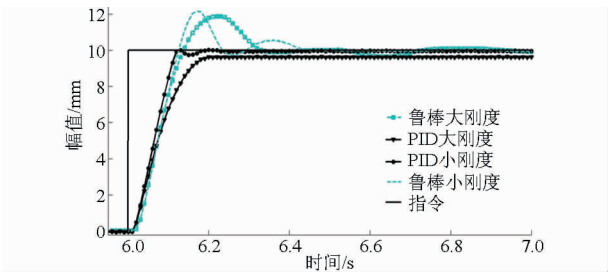


图 11 变刚度系统阶跃响应
Fig. 11 Step response curve of variable stiffness

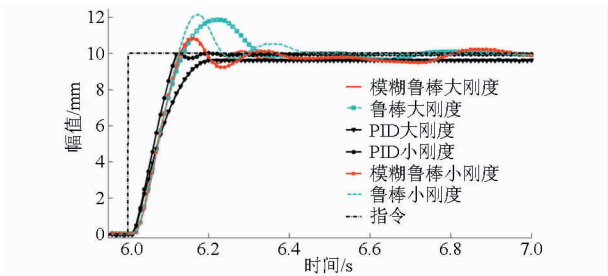


图 12 复合控制响应曲线
Fig. 12 Response curve of compound control

5 结论

(1) 应用 Matlab 与 AMESim 联合仿真及半物理试验台进行了所提控制策略的验证,仿真及实验结果表明,所提控制策略有效,实现了电液位置伺服系统的精确定位控制。

(2) 设计了变刚度电液位置伺服鲁棒 μ 控制器,有效地抑制了系统参数摄动。

(3) 推导了伺服阀流量补偿方程,应用模糊推理,实现了电液位置伺服系统的反向速度补偿,且在补偿过程中系统无扰动出现。

参 考 文 献

1 Kim H M, Park S H, Song J H, et al. Robust position control of electro-hydraulic actuator systems using the adaptive back-stepping control scheme[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part I: Journal of Systems and Control Engineering, 2010, 224(6): 737-746.

2 邵俊鹏,韩桂华,董玉红,等. 电液位置伺服系统模型辨识及其控制方法[J]. 中南大学学报:自然科学版, 2008, 39(2): 332-337. Shao Junpeng, Han Guihua, Dong Yuhong, et al. Model identification and control method electro-hydraulic position servo system [J]. Journal of Central South University: Science and Technology, 2008, 39(2): 332-337. (in Chinese)

3 周磊,费树岷,黄家才,等. 电液位置伺服系统的模糊预测函数控制[J]. 组合机床自动挂加工技术, 2012(11): 75-77. Zhou Lei, Fei Shumin, Huang Jiakai, et al. Fuzzy predictive functional control of electro-hydraulic position servo system [J]. Modular Machine Tool & Automatic Manufacturing Technique, 2012(11): 75-77. (in Chinese)

4 邓飏,苏文斌,郭秦阳. 双缸电液位置伺服同步控制系统的智能控制[J]. 西安交通大学学报, 2011, 45(11): 85-89. Deng Biao, Su Wenbin, Guo Qinyang. Intelligent control for electro-hydraulic position servo synchronic control system with double cylinders [J]. Journal of Xi'an Jiao Tong University, 2011, 45(11): 85-89. (in Chinese)

5 陈刚,柴毅,丁宝苍. 电液位置伺服系统的多滑模神经网络控制[J]. 控制与决策, 2009, 24(2): 221-224. Chen Gang, Chai Yi, Ding Baocang. Multiple sliding mode neural network control of electro-hydraulic position servo system [J]. Control and Decision, 2009, 24(2): 221-224. (in Chinese)

6 刘德君. 基于自抗干扰的电液位置同步控制系统[J]. 重型机械, 2009(2): 29-32.

7 陈刚,柴毅,魏普碧,等. 非线性电液伺服系统的多滑膜模糊控制[J]. 农业机械学报, 2008, 39(10): 222-223. Chen Gang, Chai Yi, Wei Pubi, et al. Multiple sliding mode fuzzy control of nonlinear electro-hydraulic position servo system [J].

Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2008, 39(10): 222 – 223. (in Chinese)

8 王占林. 近代电气液压伺服控制[M]. 北京:北京航空航天大学出版社, 2005:16 – 26.

9 黎波, 严骏, 刘安心, 等. 挖掘臂电液伺服系统非线性辨识[J]. 农业机械学报, 2012, 43(4): 21 – 22.
Li Bo, Yan Jun, Liu Anxin, et al. Nonlinear identification of excavator arm's electro-hydraulic servo system[J] Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2012, 43(4): 21 – 22. (in Chinese)

10 王本永. 基于 H_∞ 控制理论的液压三轴仿真转台控制系统研究[D]. 哈尔滨:哈尔滨工业大学, 2008:46 – 50.
Wang Benyong. Research on three-axis hydraulic simulator control system based on H_∞ control theory [D]. Harbin: Harbin Institute of Industry, 2008:46 – 50. (in Chinese)

11 纪元. 基于 LMI 鲁棒控制器在电力中的应用[D]. 哈尔滨:哈尔滨工业大学, 2011:30 – 34.
Ji Yuan. The application and research of LMI-based robust control in electric hydraulic force [D]. Harbin: Harbin Institute of Industry, 2011:30 – 34. (in Chinese)

12 赵元金. 电液位置伺服系统的鲁棒控制[D]. 太原:太原科技大学, 2009:36 – 39.
Zhao Yuanjin. Robust control of electric-hydraulic position servo control system [D]. Taiyuan: Taiyuan University of Science & Technology, 2009:36 – 39. (in Chinese)

13 叶正茂, 赵慧, 张尚盈, 等. 基于位置内环的柔顺力控制的研究[J]. 控制与决策, 2006, 21(6): 653.

14 李洪人. 液压控制系统[M]. 北京:国防工业出版社, 1981:229 – 232.

15 许小庆, 权龙, 王永进. 伺服阀流量动态校正改善电液位置系统性能的理论和方法[J]. 机械工程学报, 2009, 45(8): 96 – 97.
Xu Xiaoqing, Quan Long, Wang Yongjin. Theory and methods of modifying electro-hydraulic position servo system with correction on flow rate at servovalve[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2009, 45(8): 96 – 97. (in Chinese)

16 柏艳红, 权龙. 电液位置速度符合伺服系统控制策略[J]. 机械工程学报, 2010, 46(24): 151 – 152.
Bai Yanhong, Quan Long. Control strategy of the electro-hydraulic position and speed hybrid servo system [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2010, 46(24): 151 – 152. (in Chinese)

17 邵俊鹏, 王仲文, 李建英, 等. 电液位置伺服系统的规则自校正模糊 PID 控制器[J]. 中南大学学报:自然科学版, 2010, 41(3): 960 – 965.
Shao Junpeng, Wang Zhongwen, Li Jianying, et al. Rule self-tuning fuzzy-PID controller of electro-hydraulic position servo system[J]. Journal of Central South University: Science and Technology, 2010, 41(3): 960 – 965. (in Chinese)

18 曾光奇, 胡均安, 王东, 等. 模糊控制理论与工程应用[M]. 武汉:华中科技大学出版社, 2006:97 – 100.

19 江玲玲, 张俊俊. 基于 AMESim 与 Matlab/Simulink 联合仿真技术的接口与应用研究[J]. 流体传动与控制, 2007(3): 26 – 27.

20 薛定宇, 陈阳泉. 基于 MATLAB/Simulink 的系统仿真技术应用[M]. 北京:清华大学出版社, 2002: 404 – 416.

Fuzzy Velocity Compensation and μ Control Strategy of Electro-hydraulic Position Servo Control

Sun Guitao Shao Junpeng Wang Xiaojing

(College of Mechanical and Power Engineering, Harbin University of Science and Technology, Harbin 150080, China)

Abstract: According to the position overshoot of fast positioning for electro-hydraulic position control system, a composite control strategy combining fuzzy velocity compensation with robust μ control was put forward, considering the influence of variable stiffness on position control system. The working principle of the composite strategy was given and the flow compensation equation was derived, and the velocity compensation without disturbance and the inhibiting of stiffness perturbation were achieved by using the controller combining fuzzy velocity compensation and robust μ controller. The composite strategy was verified by co-simulation of Matlab & AMESim and semi-physical simulation platform respectively, and the results of the simulation and experiment showed that the electro-hydraulic position servo system with robust μ controller could effectively inhibit parameter perturbation. The rapid positioning control was realized after introducing the velocity v compensation control loop, which verified the efficiency of the method presented through simulations.

Key words: Electro-hydraulic position servo Fuzzy velocity compensation Flow compensation Semi-physical simulation