

doi:10.6041/j.issn.1000-1298.2013.10.044

非对称液压缸位置伺服系统鲁棒控制*

方一鸣^{1,2} 邓菲¹ 石胜利¹ 焦宗夏²

(1. 燕山大学工业计算机控制工程河北省重点实验室, 秦皇岛 066004;

2. 北京航空航天大学自动化学院, 北京 100191)

摘要: 针对阀控非对称液压缸位置伺服系统存在参数摄动和不确定外负载的问题, 提出了一种鲁棒 H_∞ 自适应反步控制器的设计方法。在设计控制器时, 通过对子系统选择合适的 Lyapunov 函数, 避免了高阶系统中对虚拟控制量重复求导的问题; 使系统的跟踪误差满足鲁棒 H_∞ 性能指标, 增强了系统的鲁棒性; 考虑到控制输入前的不确定参数会导致所设计控制律和自适应律互相嵌套, 把系统模型中的时变参数进行变量置换, 并对整个系统构造了一个合适的 Lyapunov 函数, 从而解决了该问题; 最后对闭环系统的稳定性进行了证明。仿真结果表明, 与 PID 控制器相比, 所设计的控制器使系统的输出对给定信号的跟踪速度更快, 具有更小的跟踪误差, 且对参数变化有较强的鲁棒性。

关键词: 非对称液压缸 位置伺服系统 鲁棒 H_∞ 控制 反步控制

中图分类号: TP273 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2013)10-0272-05

Robust Control for Position Servo System of Asymmetric Hydraulic Cylinder

Fang Yiming^{1,2} Deng Fei¹ Shi Shengli¹ Jiao Zongxia²

(1. Key Laboratory of Industrial Computer Control Engineering of Hebei Province, Yanshan University, Qinhuangdao 066004, China

2. College of Automation, Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100191, China)

Abstract: A robust H_∞ adaptive control method based on backstepping theory was proposed for position servo system of asymmetric hydraulic cylinder in the presence of parameter uncertainties and external disturbances. In the controller design process, a proper Lyapunov function of the subsystem was selected to avoid the problem caused by repeated differentiations of high-order system. The robust control method guaranteed the output tracking error satisfied the H_∞ performance. Considering the uncertain parameter in front of the control input could lead to the nesting problem caused by the mutual inclusion of the control law and parameter adaptive law, the uncertain parameter in the model of the system is replaced and a proper Lyapunov function was constructed, which solved the problem. Finally, the stability of the closed loop system was proved based on Lyapunov function approach. Simulation results verified that the proposed controller enabled the output of the closed loop to track the given signal at a faster speed, to achieve smaller tracking error and better robustness to parameter variety by contrast with PID control method.

Key words: Asymmetric hydraulic cylinder Position servo system Robust H_∞ control Backstepping control

引言

电液伺服系统因体积小、质量轻、响应速度快、控制精确度高等优点, 在工业生产中获得了广泛应

用。由于单杆缸占用的工作空间小、结构制造简单、功率体积比大等特点, 在液压系统中占有很重要的位置。但非对称缸正反向运动特性不同, 呈现出较强的非线性特性, 而且在实际工作过程中环境的变

收稿日期: 2012-10-02 修回日期: 2012-10-26

* 国家自然科学基金资助项目(61074099)

作者简介: 方一鸣, 教授, 博士生导师, 北京航空航天大学博士后, 主要从事自适应鲁棒控制和冶金自动化研究, E-mail: fyiming@ysu.edu.cn

化和器件的老化使得系统参数具有慢时变特性。近年来,国内外学者针对非对称液压缸的控制问题进行了大量的研究。

一些学者研究了阀控非对称液压缸的建模问题^[1-3],并对阀控非对称液压缸系统的非线性模型设计了控制器^[4-9],但是控制器设计过程繁琐,控制方法较复杂。为了使控制器的设计过程更简单,可以通过化简流量方程^[10-13],来简化系统的模型,所设计的控制器应用于实际系统中获得了较好的效果,但一些闭环控制系统的响应速度较慢,而且系统的输出有一定的抖振^[12-13]。使用基本的 backstepping 方法对电液位置伺服系统进行跟踪控制^[14]时,在控制器设计过程中产生了对虚拟控制量重复微分的情况,从而导致算法变复杂。

本文通过对 backstepping 控制过程中涉及的被控系统的二阶子系统构造一个合适的 Lyapunov 函数;参照文献[15]提出的方法,结合本系统被控对象模型,通过将模型中的参数进行变量置换并选择合适的 Lyapunov 函数,解决控制输入前含有不确定参数时所导致的控制律和自适应律产生相互包含的嵌套难题。

1 电液位置伺服系统的数学模型及问题描述

图 1 为电液伺服位置系统方框图,图中伺服阀控制液压缸部分如图 2 所示。

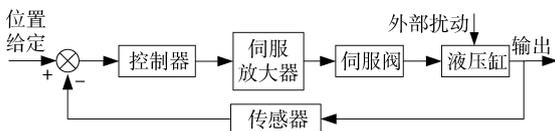


图 1 电液位置伺服系统框图

Fig. 1 Structure of electro-hydraulic position servo system

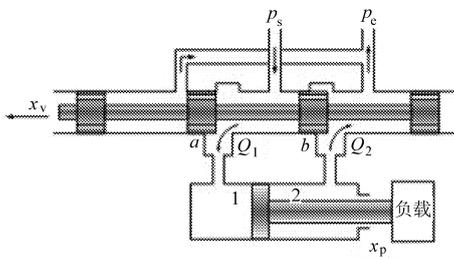


图 2 四通阀控制液压缸基本原理图

Fig. 2 Schematic diagram of four-way valve and cylinder configuration

液压缸两腔的流量连续方程为

$$\begin{cases} \dot{p}_1 = \frac{\beta}{V_1}(Q_1 - A_1 \dot{x}_p) \\ \dot{p}_2 = \frac{\beta}{V_2}(-Q_2 + A_2 \dot{x}_p) \end{cases} \quad (1)$$

其中

$$Q_1 = \begin{cases} c_d \omega x_v \sqrt{\frac{2}{\rho}(p_s - p_1)} & (x_v \geq 0) \\ c_d \omega x_v \sqrt{\frac{2}{\rho}(p_1 - p_e)} & (x_v < 0) \end{cases} \quad (2)$$

$$Q_2 = \begin{cases} c_d \omega x_v \sqrt{\frac{2}{\rho}(p_2 - p_e)} & (x_v \geq 0) \\ c_d \omega x_v \sqrt{\frac{2}{\rho}(p_s - p_2)} & (x_v < 0) \end{cases} \quad (3)$$

$$V_1 = V_{01} + A_1 x_p \quad V_2 = V_{02} - A_2 x_p$$

式中 p_1, p_2 ——液压缸无杆腔、有杆腔的压力
 x_p ——活塞位移 \dot{x}_p ——活塞运动速度
 β ——体积弹性模量
 A_1, A_2 ——液压缸无杆腔、有杆腔的活塞面积
 V_1, V_2 ——液压缸无杆腔、有杆腔的体积
 V_{01}, V_{02} ——液压缸无杆腔、有杆腔初始容积
 Q_1, Q_2 ——液压缸无杆腔、有杆腔的流量
 x_v ——阀芯位移 c_d ——阀流量系数
 ω ——伺服阀面积梯度 ρ ——油液密度
 p_s, p_e ——供油压力和回油压力

忽略两腔体积的变化,可认为 $V_1 \approx V_{01}, V_2 \approx V_{02}$ 。假设活塞的初始位置在液压缸中间且位移很小,参照文献[10]的化简方法,有 $\frac{V_1}{\beta} \approx \frac{V_2}{\beta} \approx \frac{V_1 + V_2}{2\beta} = C$ 。为了避免自适应律与控制量相互包含而产生循环嵌套,在后面的推导过程中将不确定系数写成倒数形式 $1/C$ 。

根据流量-输入信号特性曲线得到^[12]

$$Q_1 = \begin{cases} KV_{in} & (\dot{x}_p \geq 0) \\ rKV_{in} & (\dot{x}_p < 0) \end{cases} \quad (4)$$

$$Q_2 = \begin{cases} \frac{K}{r}V_{in} & (\dot{x}_p \geq 0) \\ KV_{in} & (\dot{x}_p < 0) \end{cases} \quad (5)$$

其中

$$r = A_1/A_2$$

式中

K ——伺服阀的流量-信号增益
 r ——面积比 V_{in} ——控制输入信号

流量连续方程(1)可以化简为

$$\begin{cases} \dot{p}_1 = \frac{1}{C}(Ku - A_1 \dot{x}_p) \\ \dot{p}_2 = \frac{1}{C}\left(-\frac{K}{r}u + A_2 \dot{x}_p\right) \end{cases} \quad (6)$$

其中

$$u = \begin{cases} V_{in} & (x_2 \geq 0) \\ rV_{in} & (x_2 < 0) \end{cases}$$

液压缸活塞的受力平衡方程为

$$m\dot{x}_p = A_1 p_1 - A_2 p_2 - b \dot{x}_p - kx_p - F_L \quad (7)$$

式中

m ——活塞质量和负载折算到活塞上总质量
 b ——粘性阻尼系数

k ——负载刚度 F_L ——负载压力

为了简化控制器的设计过程,取系统的状态为 $x_1 = x_p, x_2 = \dot{x}_p, x_3 = A_1 p_1 - A_2 p_2$, 整理(6)~(7)并考虑参数的不确定性,加入慢时变参数摄动后系统的状态方程和输出方程为

$$\begin{cases} \dot{x}_1 = x_2 \\ \dot{x}_2 = (a_1 + \Delta a_1)x_1 + (a_2 + \Delta a_2)x_2 + (a_3 + \Delta a_3)x_3 + f \\ \dot{x}_3 = \frac{1}{C}(a_4 x_2 + a_5 u) \\ y = x_1 \end{cases} \quad (8)$$

其中 $a_1 = -\frac{k}{m}$ $a_2 = -\frac{b}{m}$ $a_3 = \frac{1}{m}$

$$a_4 = -(A_1^2 + A_2^2) \quad a_5 = A_1 K + A_2 K/r \quad f = -\frac{F_L}{m}$$

在设计控制器之前,给出下面假设:

假设1: 干扰满足条件 $f \in L_2[0, T], T \in [0, \infty)$ 。

假设2: 位置给定信号以下面的规律变化

$$x_{1d} = x_s(1 - e^{-t/t_r}) \quad (9)$$

式中 x_s ——系统状态 x_1 的稳定值

t_r ——时间常数

且 $\dot{x}_{1d}, \ddot{x}_{1d}, \ddot{\ddot{x}}_{1d}$ 有界。

本文的目的是使用鲁棒自适应控制方法设计控制器,使得闭环系统在上面假设情况下,对给定的参数 $\gamma > 0$, 当干扰 $w \neq 0$ 时,满足 H_∞ 性能指标^[16]

$$\int_0^T z e^2 dt \leq Z_0 + \gamma^2 \int_0^T \|w\|^2 dt \quad (10)$$

其中 $w = \sum_{i=1}^3 \Delta a_i x_i - \frac{F_L}{m}$

式中 w ——被控系统干扰项

e ——跟踪误差 z ——正常数

Z_0 ——与初始条件有关的正常数

并对控制量前的不确定参数进行自适应律补偿,最终使系统的输出快速准确地跟踪给定信号。

2 控制器设计

定义误差变量

$$\begin{cases} e_1 = x_1 - x_{1d} \\ e_2 = x_2 - \dot{x}_{1d} \\ e_3 = x_3 - x_{3d} \end{cases} \quad (11)$$

式中 x_{1d}, \dot{x}_{1d} ——系统状态变量的期望值

x_{3d} ——虚拟控制量

针对式(8)的子系统

$$\begin{cases} \dot{x}_1 = x_2 \\ \dot{x}_2 = a_1 x_1 + a_2 x_2 + a_3 x_3 + w \end{cases} \quad (12)$$

取虚拟控制量 x_{3d} 为该子系统的控制量,取变量 $s = de_1 + \dot{e}_1$ ^[17] (其中 d 是正常数),可直接构造式(12)的 Lyapunov 函数,推导出虚拟控制量 x_{3d} 。以下定理给出了闭环位置系统对给定信号的跟踪误差满足鲁棒 H_∞ 性能的充分条件。

定理 令 k_1, k_2, d, q 为正的可调参数。对式(8)表示的被控对象,给定正参数 γ ,采用控制律

$$u = \frac{1}{a_5}(-a_4 x_2 - \hat{C} a_3 s + \hat{C} x_{3d} - \hat{C} k_2 e_3) \quad (13)$$

$$x_{3d} = \frac{1}{a_3} \left[-e_1 - d(x_2 - \dot{x}_{1d}) - a_1 x_1 - a_2 x_2 - \frac{s}{(2\gamma)^2} + \ddot{x}_{1d} - k_1 s \right] \quad (14)$$

控制器中的 \dot{x}_{3d} 由虚拟控制律 x_{3d} 求导得到

$$\dot{x}_{3d} = \frac{1}{a_3} \left[-\dot{e}_1 - d(\dot{x}_2 - \ddot{x}_{1d}) - a_1 \dot{x}_2 - a_2 \dot{x}_2 - \frac{\dot{s}}{(2\gamma)^2} + \ddot{\ddot{x}}_{1d} - k_1 \dot{s} \right]$$

则闭环系统的跟踪误差 e_1 满足式(10)所示的 H_∞ 性能指标。

证明:第1步:取 Lyapunov 函数

$$V_1 = \frac{1}{2} e_1^2 + \frac{1}{2} s^2 \quad (15)$$

对式(15)求导得

$$\dot{V}_1 = e_1 \dot{e}_1 + s \dot{s} \quad (16)$$

对变量 s 求导得

$$\dot{s} = d(x_2 - \dot{x}_{1d}) + a_1 x_1 + a_2 x_2 + a_3 x_3 + w - \ddot{x}_{1d} \quad (17)$$

且由 s 的表达式得到

$$\dot{e}_1 = s - de_1 \quad (18)$$

把式(17)、(18)代入式(16),得

$$\dot{V}_1 = -de_1^2 + s[e_1 + d(x_2 - \dot{x}_{1d}) + a_1 x_1 + a_2 x_2 + a_3 x_3 + w - \ddot{x}_{1d}] \quad (19)$$

取虚拟控制量 x_{3d} 如式(14)所示,代入式(19),得

$$\begin{aligned} \dot{V}_1 = & -de_1^2 + a_3 e_3 s - k_1 s^2 - \frac{s^2}{(2\gamma)^2} + sw \leq \\ & -de_1^2 - k_1 s^2 + a_3 e_3 s + \gamma^2 w^2 \end{aligned} \quad (20)$$

第2步:定义 $\tilde{C} = C - \hat{C}$, 其中 \hat{C} 为参数 C 的估计值, \tilde{C} 是估计误差,令 q 为正的可调参数,考虑到前面提到的嵌套的问题,取系统的 Lyapunov 函数为

$$V_2 = V_1 + \frac{1}{2} e_3^2 + \frac{1}{2} q \frac{\tilde{C}^2}{C} \quad (21)$$

将式(21)求导并结合式(20)得

$$\dot{V}_2 \leq -de_1^2 - k_1 s^2 + \gamma^2 w^2 + e_3 \left[a_3 s + \frac{1}{C} (a_4 x_2 + a_5 u) - \dot{x}_{3d} \right] - q \frac{\tilde{C}}{C} \dot{\tilde{C}} \quad (22)$$

取自适应律为

$$\dot{\tilde{C}} = \frac{1}{q} (a_3 e_3 s - e_3 \dot{x}_{3d} + k_2 e_3^2) \quad (23)$$

最后将式(13)、式(23)代入式(22)得

$$\dot{V}_2 \leq -de_1^2 - k_1 s^2 - k_2 e_3^2 + \gamma^2 w^2 \quad (24)$$

当 $w=0$ 时,由式(24)得

$$\dot{V}_2 \leq -de_1^2 - k_1 s^2 - k_2 e_3^2 \quad (25)$$

由式(25)可知,闭环系统在干扰为零时是渐近稳定的。

由式(25)可以得到

$$\int_0^T de_1^2 dt \leq V_2(e(0)) - V_2(e(T)) \quad (26)$$

由于 V_2 是递减的,且 $d>0$,根据 Barbalat 定理,可以得到当 $T \rightarrow \infty$ 时, $e_1 \rightarrow 0$,即系统的输出可以渐近跟踪给定的参考轨迹。

当 $w \neq 0$ 时,因 $V_2(e(T)) \geq 0$,由式(24)得

$$\int_0^T de_1^2 dt \leq V_2(e(0)) + \gamma^2 \int_0^T \|w\|^2 dt \quad (27)$$

式(27)符合式(10)的形式,可知系统满足鲁棒 H_∞ 性能指标。

3 仿真研究

根据轧机液压位置伺服系统的实际工况,给出系统的主要参数如表 1 所示。

表 1 电液位置伺服系统主要参数标称值

Tab.1 Main nominal values of electro-hydraulic servo position system parameters

| 参数 | 数值 |
|-----------------------------------|------------------------|
| 阀芯直径 d_v/m | 1.5×10^{-2} |
| 阀面积梯度 ω/m | 0.025 |
| 油液密度 $\rho/kg \cdot m^{-3}$ | 850 |
| 流量系数 c_d | 0.61 |
| 供油压力 p_s/Pa | 2.4×10^7 |
| 回油压力 p_e/Pa | 1×10^6 |
| 无杆腔活塞面积 A_1/m^2 | 0.125 6 |
| 有杆腔活塞面积 A_2/m^2 | 0.012 2 |
| 无杆腔初始容积 V_{01}/m^3 | 2.067×10^{-3} |
| 有杆腔初始容积 V_{02}/m^3 | 2.067×10^{-3} |
| 体积弹性模量 β/Pa | 7×10^8 |
| 粘性阻尼系数 $b/N \cdot s \cdot m^{-1}$ | 2.25×10^6 |
| 负载刚度 $k/N \cdot m^{-1}$ | 1.25×10^9 |
| 外负载力 F_1/N | 1×10^6 |
| 伺服放大器增益 $K_p/A \cdot V^{-1}$ | 0.012 5 |
| 伺服阀增益 $K_{sv}/m \cdot A^{-1}$ | 0.01 |

使用 Matlab 进行仿真,将本文提出的控制方法

与 PID 控制方法的效果进行了仿真比较分析。

仿真时所用的位置给定信号的形式如式(9)所示, x_1 的稳定值 x_s 和时间常数 t_r 分别选取: $x_s = 1 \times 10^{-4} m$, $t_r = 0.02$ 。

系统的参数摄动为 $\Delta a_i = 0.01 a_i \sin(\pi t)$ ($i=1, 2, 3$),给定 H_∞ 增益 $\gamma = 0.9$ 。

PID 控制器的形式为

$$u(t) = K_p e(t) + K_I \int e(t) dt + K_D \frac{de(t)}{dt}$$

通过采用临界比例度法,结合参数试凑、微调,得到 PID 控制器和本文所设计控制器的参数,使输出能较快平稳地跟踪给定信号。

本文设计的控制器和自适应律参数为: $k_1 = 560\ 000$, $k_2 = 145$, $d = 4\ 700$, $q = 7 \times 10^{23}$ 。

PID 控制器的参数设计为:比例系数 $K_p = 80\ 000$,积分系数 $K_I = 500$,微分系数 $K_D = 5$ 。

由于本文设计的方法和 PID 控制方法都是针对式(8)所示的同一被控对象模型进行控制,控制所要达到的目标相同,因此,可以将两种方法的效果进行对比。使用 PID 控制法和本文控制方法的效果对比如图 3 所示,图 4 是变量 s 的趋近过程,图 5 是参

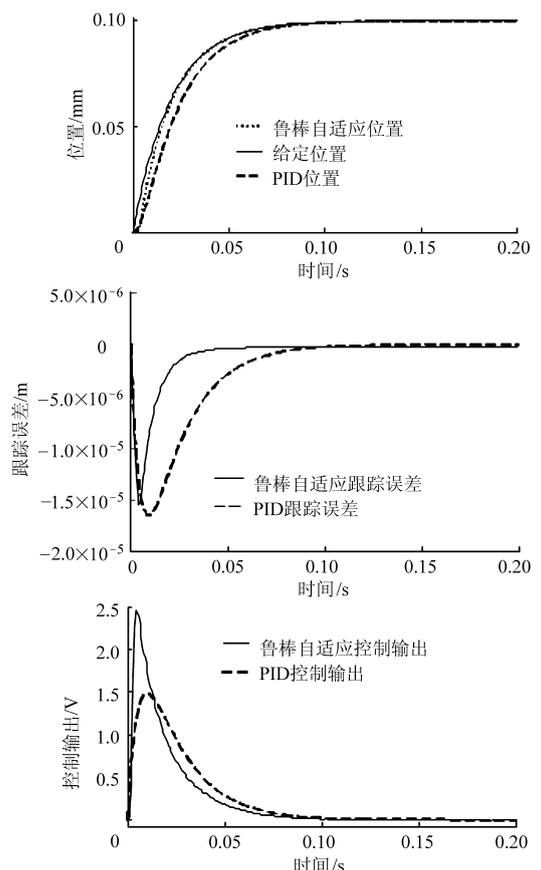


图 3 鲁棒自适应控制器与 PID 控制器系统响应比较曲线

Fig.3 Comparison of system response between robust adaptive control and PID control

数 \hat{C} 自适应估计曲线。从图 3 所示的两种控制器的响应比较曲线可见,本文提出的鲁棒 H_∞ 自适应控制方法使系统的输出对给定信号的跟踪速度更快,具有更小的跟踪误差。

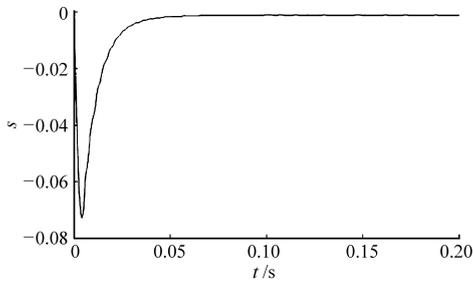


图4 变量 s 的趋近过程

Fig.4 Approaching process of variable s

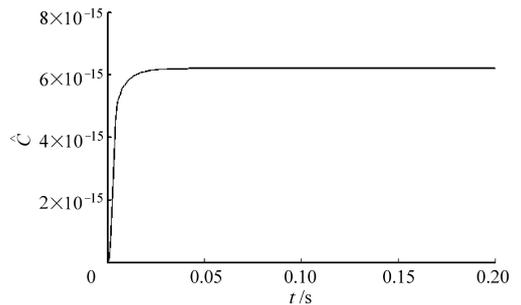


图5 参数 \hat{C} 自适应估计曲线

Fig.5 Adaptive estimate curve of parameter \hat{C}

4 结束语

建立了含参数摄动和外部扰动的非对称液压缸位置伺服系统的简化模型,在使用反步法设计控制器时,对 backstepping 控制过程中涉及的二阶子系

统选择了一个合适的 Lyapunov 函数,解决了对虚拟控制量重复求导的问题,简化了控制器设计的过程;使系统的跟踪误差满足鲁棒 H_∞ 性能,增强了系统的抗干扰性;通过对系统模型中含不确定性的参数进行等价置换,并对整个系统构造了合适的 Lyapunov 函数,避免了参数估计和控制量互相嵌套的问题。仿真结果表明,与 PID 控制的效果相比,系统能更快地跟踪给定并且对干扰有较强的鲁棒性。

参 考 文 献

- 1 杨军宏,尹自强,李圣怡. 阀控非对称缸的非线性建模及其反馈线性化[J]. 机械工程学报,2006,42(5):203~207.
Yang Junhong, Yin Ziqiang, Li Shengyi. Nonlinear modelling and feedback linearization of valve-controlled asymmetrical cylinder [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2006,42(5):203~207. (in Chinese)
- 2 杨军宏,李圣怡,戴一帆. 阀控非对称缸非线性系统高精度位置跟踪鲁棒控制研究[J]. 中国机械工程,2007,18(23):2801~2805.
Yang Junhong, Li Shengyi, Dai Yifan. Research on high-performance position tracking robust control strategy of a valve controlled asymmetric nonlinear system [J]. China Mechanical Engineering, 2007,18(23):2801~2805. (in Chinese)
- 3 孟庆鑫,董春芳. 具有长管路的阀控非对称缸液压系统动态特性研究[J]. 中国机械工程,2010,21(18):2165~2169.
Meng Qingxin, Dong Chunfang. Study on dynamic characteristics of valve-controlled asymmetric cylinder with long pipeline [J]. China Mechanical Engineering, 2010,21(18):2165~2169. (in Chinese)
- 4 Guan Cheng, Pan Shuangxia. Nonlinear adaptive robust control of single-rod electro-hydraulic actuator with unknown nonlinear parameters [J]. IEEE Transactions on Control Systems Technology, 2008,16(3):434~445.
- 5 Wonhee Kim, Daehee Won, Donghoon Shin, et al. Output feedback nonlinear control for electro-hydraulic systems [J]. Mechatronics, 2012,22(6):766~777.
- 6 Wang Hongyan, Qiao Jihong, Xia Yuhui. Output feedback control of electric-hydraulic servo system using valvelet neural network [C]//Control and Decision Conference, 2009:3647~3652.
- 7 Khosravi S, Afshar A, Barazandeh F. Design of a novel fuzzy adaptive PI controller for monitor hydraulic AGC system of cold rolling mill [C]//2011 2nd International Conference on Instrumentation Control and Automation, 2011:53~58.
- 8 白寒,王庆九,徐振,等. 阀控非对称缸系统多级滑模鲁棒自适应控制[J]. 农业机械学报,2009,40(10):193~198.
Bai Han, Wang Qingjiu, Xu Zhen, et al. Multiple sliding mode robust adaptive control for valve controlled asymmetric cylinder system [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2009,40(10):193~198. (in Chinese)
- 9 唐锐,王少江,侯力,等. 并联机床伺服系统双自适应模糊滑膜控制[J]. 农业机械学报,2012,43(10):229~234.
Tang Rui, Wang Shaojiang, Hou Li, et al. Double adaptive fuzzy sliding mode control for valve controlled asymmetric cylinder system [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2012,43(10):229~234. (in Chinese)
- 10 Navid Niksefat, Nariman Sepeshri. Designing robust force control of hydraulic actuators despite system and environment uncertainties [J]. IEEE Control Systems Magazine, 2001,21(2):66~77.
- 11 Vladimir Milic, Zeljko Situm, Mario Essert. Robust H_∞ position control synthesis of an electro-hydraulic servo system [J]. ISA Transactions, 2010,49(4):535~542.
- 12 Prut Nakkarat, Suwat Kuntanapreeda. Observer-based backstepping force control of an electro-hydraulic actuator [J]. Control Engineering Practice, 2009,17(8):895~902.
- 13 Piotr M Marusak, Suwat Kuntanapreeda. Constrained model predictive force control of an electrohydraulic actuator [J]. Control Engineering Practice, 2011,19(1):62~73.

统的电液激振器相比有了明显提高。

参 考 文 献

- 1 de Coninck F, Densmet W, Sas P. Increasing the accuracy of MDOF road reproduction experiments: calibration, tuning and a modified TWR approach[C]//Proceedings of ISMA 2004 Conference, 2004: 709 ~ 721.
- 2 Plummer A R. A detailed dynamic model of a six-axis shaking table[J]. Journal of Earthquake Engineering, 2008,12(4): 631 ~ 662.
- 3 Nobuyuki Ogawa, Keiichi Ohtani, Tsuneo Katayama, et al. Construction of a three-dimensional, large-scale shaking table and development of core technology[J]. Philosophical Transactions of the Royal Society A: Mathematical, Physical and Engineering Sciences, 2001, 359(10): 1 725 ~ 1 751.
- 4 Stroud R C, Hama G A, Underwood M A, et al. A review of multiaxis/multiexciter vibration technology [J]. Sound and Vibration,1996,30(4): 20 ~ 27.
- 5 Ruan J, Burton R T. An electrohydraulic vibration exciter using a two-dimensional valve[J]. Proc. Imech E Part 1—Journal of Systems and Control Engineering, 2009,223(12):135 ~ 147.
- 6 Mel G, John S, Cal J. Application of a magnetostrictive alloy: terfenol-D to direct control of hydraulic valves [C] // SAE International Off-highway & Powerplant Congress & Exhibition, 1990.
- 7 Jill M M, Walter W M. A 1 kHz servohydraulic fatigue testing system[C]//Proceedings of the Conference High Cycle Fatigue of Structural Materials, 1997.
- 8 郝建功, 张耀成. 新型电液激振装置的性能研究[J]. 太原理工大学学报, 2003, 34(6): 706 ~ 709.
Hao Jiangong, Zhang Yaocheng. Study on the properties of a new electro-hydraulic exciting system [J]. Journal of Taiyuan University of Technology, 2003, 34(6): 706 ~ 709. (in Chinese)
- 9 华瑞霞, 马浩. 液压振动台波形失真的研究[J]. 环境技术, 1986(5): 25 ~ 28.
Hua Ruixia, Ma Hao. Research on waveform distortion of hydraulic vibration table [J]. Environmental Technology, 1986(5): 25 ~ 28. (in Chinese)
- 10 寇子明, 魏秀业, 廉红珍, 等. 有压瞬变流激振理论及激振试验[J]. 振动、测试与诊断, 2010, 30(5): 519 ~ 524.
Kou Ziming, Wei Xiuye, Lian Hongzhen, et al. Vibration excitation theory of pressure transient flow and its test [J]. Journal of Vibration Measurement & Diagnosis, 2010, 30(5): 519 ~ 524. (in Chinese)
- 11 宋琼, 朱长春, 牛宝良. 液压振动台建模与波形失真度分析[J]. 机床与液压, 2008, 36(12): 81 ~ 83.
- 12 阮健, 李胜, 裴翔, 等. 2D 阀控电液激振器[J]. 机械工程学报, 2009, 45(11): 125 ~ 132.
Ruan Jian, Li Sheng, Pei Xiang, et al. Electrohydraulic vibration exciter controlled by 2D valve [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2009, 45(11): 125 ~ 132. (in Chinese)
- 13 任燕, 阮健, 贾文昂. 2D 阀控电液激振器低频段振动波形分析[J]. 农业机械学报, 2010, 41(9): 187 ~ 193.
Ren Yan, Ruan Jian, Jia Wen'ang. Low frequency excited waveforms analysis of an electro-hydraulic exciter using a 2D valve [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2010, 41(9): 187 ~ 193. (in Chinese)
- 14 宫福昌, 左曙光, 张友坤. 激振式扭转疲劳试验台载荷波形畸变分析[J]. 农业机械学报, 1993, 24(3): 70 ~ 75.
Gong Fuchang, Zuo Shuguang, Zhang Youkun. An analysis on the deformity torque waves occurring in torque-fatigue test on the centrifugal stimulated vibratory torque-fatigue testing stand [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 1993, 24(3): 70 ~ 75. (in Chinese)
- 15 姚建均, 胡胜海, 韩俊伟. 电液伺服振动台加速度谐波抑制[J]. 机械工程学报, 2010, 46(3): 22 ~ 28.
Yao Jianjun, Hu Shenghai, Han Junwei. Acceleration harmonic cancellation of electro-hydraulic servo shaking table [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2010, 46(3): 22 ~ 28. (in Chinese)

(上接第 276 页)

- 14 方一鸣, 焦宗夏, 王文宾, 等. 轧机液压伺服位置系统的自适应反步滑模控制[J]. 电机与控制学报, 2011, 15(10): 95 ~ 100.
Fang Yiming, Jiao Zongxia, Wang Wenbin, et al. Adaptive backstepping sliding mode control for rolling mill hydraulic servo position system [J]. Electric Machines and Control, 2011, 15(10): 95 ~ 100. (in Chinese)
- 15 方一鸣, 韩永成, 赵琳琳, 等. 控制量前具有不确定系数的电液伺服系统自适应控制[J]. 控制理论与应用, 2009, 26(2): 156 ~ 160.
Fang Yiming, Han Yongcheng, Zhao Linlin, et al. Adaptive controller for electro-hydraulic servo system with uncertain coefficients in control input [J]. Control Theory & Applications, 2009, 26(2): 156 ~ 160. (in Chinese)
- 16 Li Wenlei, Peter Liu. Robust adaptive tracking control of uncertain electrostatic micro-actuators with H-infinity performance [J]. Mechatronics, 2009, 19(5): 591 ~ 597.
- 17 管成, 朱善安. 基于 Backstepping 的电液伺服系统多级自适应滑模控制[J]. 仪器仪表学报, 2005, 26(6): 569 ~ 573.