

电液位置伺服系统的鲁棒自适应控制*

杨四阳, 韩江, 张魁榜, 夏链

(合肥工业大学 机械工程学院, 合肥 230009)

摘要: 针对由于参数不确定性、非线性等因素导致的电液位置伺服系统跟踪控制问题,基于 Lyapunov(李雅普诺夫)稳定性理论,提出了一种具有参数自适应能力的鲁棒自适应反步方法.通过设计的自适应律来抑制由于参数不确定性对系统跟踪控制性能的影响,设计的鲁棒控制律使得系统具有全局一致渐近稳定性能.此外,还对伺服阀换向引起的不连续性进行了近似处理.以伺服阀控制对称缸系统为控制对象,仿真结果表明,和传统的 PD 控制方法相比,在参数不确定性的情况下,该控制方法使得电液伺服系统的位置跟踪误差波动较小,且能以较快速度渐近收敛到 0,同时所需要的伺服阀输入电压信号值也更小,相关不确定参数在经过较短时间后均可以收敛到其稳定值,从而验证了所提出算法的有效性.

关键词: 电液伺服系统; 鲁棒自适应控制; PD 控制; 反步法

中图分类号: TP273

文献标志码: A

doi: 10.21656/1000-0887.370272

引言

电液伺服系统由于输出力矩大、响应速度快、功率质量比大等优点^[1],广泛应用于金属板材成型等领域.然而电液伺服系统本身存在较强的非线性特征,如参数不确定性、操作环境的变化以及流量与压力之间的非线性关系等^[2],所有这些因素大大降低了电液伺服系统的位置跟踪精度、重复定位精度,导致钣金件成型精度低和成型质量的参差不齐.

目前,针对电液伺服系统参数不确定条件下的位置跟踪控制难题,传统解决线性系统的控制方法,如 PID 控制、传递函数等在处理具有高度非线性特征的电液伺服系统时,为了简化系统模型,普遍将伺服阀流量压力方程线性化,造成系统模型精确度的降低^[3-5].文献[6]通过消除状态方程中的非线性项将非线性状态方程转化成线性形式,然而该方法可能消除掉电液伺服系统中有用的非线性项.文献[7]直接将 PID 控制方法应用于电液伺服系统,由于在电液伺服系统中工作点一般是不固定的,尤其是在有负载扰动的情况下,当操作点变化时,控制性能将变得不理想.因此传统的控制方法在处理具有高度非线性特征的电液伺服系统跟踪控制问题时将变得不再适用.为了提高电液位置伺服系统的跟踪精度,需要结合现代控制理论的一些方法,文献[2,8-10]将滑模自适应控制方法用于解决电液伺服系统的位置跟踪控制问题,该方法虽然得到较高的跟踪精度,但是频繁的开关信号容易导致高频振荡.文献[11-13]在考虑液

* 收稿日期: 2016-09-06; 修订日期: 2016-10-07

基金项目: 国家科技支撑计划(2015BAF26B01);国家自然科学基金(51575154)

作者简介: 杨四阳(1988—),男,博士生(E-mail: ysyicims2014@163.com);

夏链(1964—),女,教授,博士(通讯作者. E-mail: xia_nian@126.com).

压缸初始容积等不确定非线性参数的情况下,通过构造特殊形式的 Lyapunov 函数,采用反步法推导出了相应的鲁棒自适应控制律,获得了较好的位置跟踪性能和有界平滑的参数自适应性能,只是控制算法稍显复杂.文献[14]对于伺服阀控对称缸系统的位置跟踪控制,通过定义输出位置的加速度状态变量和线性化系统参数的形式来构造特殊形式的鲁棒自适应律.而文献[15-16]利用反步法将间接鲁棒自适应反馈控制应用于伺服阀控液压泵系统,这两种方法均取得了较高的位置跟踪精度和较平滑的参数收敛性.

基于以上分析,针对电液伺服系统中存在的非线性特征,考虑其中易受干扰的3个不确定参数,本文将鲁棒自适应反步法应用于伺服阀控对称缸系统,通过将系统状态方程转化成严反馈的形式,利用递推设计方法设计出电液伺服系统的鲁棒控制律和参数自适应律,鲁棒控制律使得系统的位置跟踪误差全局一致渐近稳定且收敛到0.参数自适应律使不确定参数在经过较短时间后也收敛到其稳定值.仿真结果表明,和传统的PD控制方法相比,本文所提出的算法具有较好的鲁棒性和位置跟踪性能.

1 电液伺服系统的数学模型

本文研究的对象为伺服阀控对称缸系统,其由放大器、伺服阀(放大器、伺服阀集成在一起)、对称液压缸以及等效的质量-弹簧-阻尼系统构成.具体工作原理可参考文献[14],这里对后文中将要用到的系统参数进行必要的说明. P_1 为液压缸左腔室压力, N/m^2 ; P_2 为液压缸右腔室压力, N/m^2 ; P_s 为系统供给压力, N/m^2 ; P_r 为油箱压力, $P_r = 0 \text{ N/m}^2$; P_L 为液压缸左右腔室压力差, N/m^2 ; A_p 为活塞杆有效作用面积, m^2 ; q_1 为液压缸左腔室流量, L/min ; q_2 为液压缸右腔室流量, L/min ; q_L 为系统平均流量, L/min ; B 为等效阻尼系数, N/(m/s) ; K 为等效弹性系数, N/m ; m 为等效活塞杆质量, kg ; x_p 为活塞杆位移, m .伺服阀的流量-压力方程可表示为^[17]

$$q_L = c_d \omega x_v \sqrt{\frac{P_s - P_L \text{sign}(x_v)}{\rho}}, \quad (1)$$

其中 x_v 表示伺服阀芯的位移, c_d 表示伺服阀开口系数, ω 表示伺服阀开口面积梯度, ρ 表示油液密度,符号函数为

$$\text{sign}(x_v) = \begin{cases} 1, & x_v > 0, \\ 0, & x_v = 0, \\ -1, & x_v < 0. \end{cases} \quad (2)$$

为了系统的连续可微性,方便后文的推导证明,参考文献[15]的处理方法,将符号函数近似为

$$\text{sigm}(x_v) = \frac{1 - e^{-ax_v}}{1 + e^{-ax_v}}, \quad (3)$$

其中 $a > 0$, 且式(3)满足如下条件:

$$\text{sigm}(x_v) = \begin{cases} 1, & ax_v \rightarrow \infty, \\ 0, & ax_v \rightarrow 0, \\ -1, & ax_v \rightarrow -\infty. \end{cases} \quad (4)$$

由图1可知,液压缸的力平衡方程可以表示为

$$A_p \cdot P_L = m\ddot{x}_p + B\dot{x}_p + Kx_p, \quad (5)$$

液压缸的流量连续性方程可以表示为

$$q_L = A_p \dot{x}_p + c_{ip} P_L + \frac{V_1}{4\beta_e} \dot{P}_L, \quad (6)$$

其中, c_{ip} 为液压缸总的泄露系数, V_1 为液压缸腔室油液的总体积, β_e 为油液的体积弹性模量. 伺服阀的动力学方程可以用如下—阶形式来描述:

$$\tau_v \dot{x}_v + x_v = k_v \mu, \quad (7)$$

其中 τ_v 为伺服阀时间常数, k_v 为伺服阀比例常数. 定义状态变量 $\mathbf{x} = [x_1 \ x_2 \ x_3 \ x_4]^T = [x_p \ \dot{x}_p \ P_L \ x_v]^T$, 则由式(1)、(5)~(7)可得系统的状态方程为

$$\begin{cases} \dot{x}_1 = x_2, \\ \dot{x}_2 = \frac{1}{m} [A_p x_3 - B x_2 - K x_1], \\ \dot{x}_3 = \frac{4\beta_e}{V_1} \left[c_d \omega x_4 \sqrt{\frac{P_s - x_3 \text{sigm}(x_4)}{\rho}} - A_p x_2 - c_{ip} x_3 \right], \\ \dot{x}_4 = -\frac{1}{\tau_v} x_4 + \frac{k_v}{\tau_v} \mu. \end{cases} \quad (8)$$

为了方便推导证明, 令 $\theta_1 = A_p/m$, $\theta_2 = B/m$, $\theta_3 = K/m$, $\beta_1 = 4\beta_e c_d \omega / (V_1 \sqrt{\rho})$, $\beta_2 = 4\beta_e A_p / V_1$, $\beta_3 = 4\beta_e c_{ip} / V_1$, $\gamma_1 = 1/\tau_v$, $\gamma_2 = k_v/\tau_v$. 因此式(8)可以改写成如下形式:

$$\begin{cases} \dot{x}_1 = x_2, \\ \dot{x}_2 = \theta_1 x_3 - \theta_2 x_2 - \theta_3 x_1, \\ \dot{x}_3 = \beta_1 x_4 g(x_3, x_4) - \beta_2 x_2 - \beta_3 x_3, \\ \dot{x}_4 = -\gamma_1 x_4 + \gamma_2 \mu, \end{cases} \quad (9)$$

其中 $g(x_3, x_4) = \sqrt{P_s - x_3 \text{sigm}(x_4)}$.

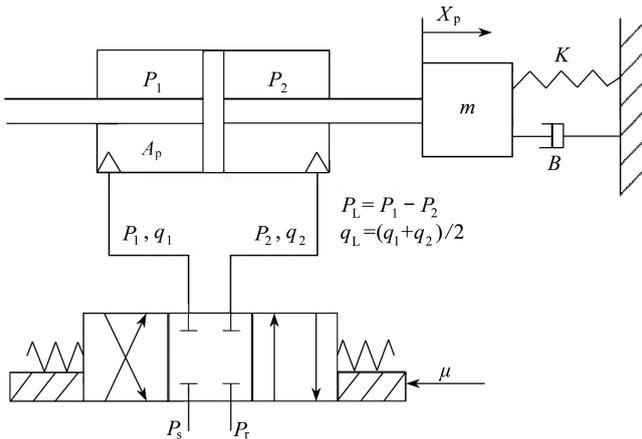


图1 电液伺服系统示意图

Fig. 1 The schematic diagram of the electro-hydraulic servo system

本文的控制目标是设计一个鲁棒自适应控制器, 其中鲁棒控制器使系统位置输出出尽可能精确地跟踪位置输入指令信号, 自适应控制器使相关不确定参数渐近收敛到其稳定值. 式(9)为严反馈形式且在有限集中连续可微, 从而反步法可以应用到该系统的鲁棒自适应控制器设计当中.

2 位置跟踪控制器设计

根据状态方程(9),本文将利用反步法通过逐级镇定、补偿的形式最终设计出伺服阀的控制输入电压信号 μ 的表达式和参数 $\hat{\beta}_1, \hat{\beta}_2, \hat{\beta}_3$ 的自适应律表达式($\hat{\beta}_1, \hat{\beta}_2, \hat{\beta}_3$ 分别为 $\beta_1, \beta_2, \beta_3$ 的估计值),该控制律和自适应律使系统的位置跟踪误差全局一致渐近稳定.在设计控制器之前先假设系统所有参数(除了 $\beta_1, \beta_2, \beta_3$)均是确定的.需要设计的状态变量的期望控制律为 $x_i^d, e_i = x_i - x_i^d, i = 1, 2, 3, 4$,其中 x_i^d 是四阶连续可微的, $\lambda_i, i = 1, 2, 3, 4$ 为设计的控制器增益参数.

第一步,首先定义一个 Lyapunov 函数:

$$V_1 = \frac{1}{2\lambda_1} e_1^2, \quad (10)$$

则

$$\dot{V}_1 = \frac{1}{\lambda_1} e_1 \dot{e}_1 = \frac{1}{\lambda_1} e_1 (x_2 - \dot{x}_1^d), \quad (11)$$

令

$$x_2^d = \dot{x}_1^d - \lambda_1 e_1, \quad (12)$$

则

$$\dot{V}_1 = -e_1^2 + \frac{1}{\lambda_1} e_1 e_2. \quad (13)$$

第二步,定义

$$V_2 = V_1 + \frac{1}{2\lambda_2} e_2^2, \quad (14)$$

对式(14)求导得

$$\dot{V}_2 = \dot{V}_1 + \frac{1}{\lambda_2} e_2 \dot{e}_2 = -e_1^2 + e_2(e_1/\lambda_1 + \dot{e}_2/\lambda_2), \quad (15)$$

其中 $\dot{e}_2 = \dot{x}_2 - \dot{x}_2^d = \theta_1 x_3 - \theta_2 x_2 - \theta_3 x_1 - \dot{x}_2^d$,将其代入式(15)中得

$$\dot{V}_2 = -e_1^2 + e_2 \left(e_1/\lambda_1 + \frac{\theta_1}{\lambda_2} x_3 - \frac{\theta_2}{\lambda_2} x_2 - \frac{\theta_3}{\lambda_2} x_1 - \frac{\dot{x}_2^d}{\lambda_2} \right). \quad (16)$$

将 $x_3 = e_3 + x_3^d$ 代入式(16),且令

$$x_3^d = \frac{1}{\theta_1} \left(-\frac{\lambda_2}{\lambda_1} e_1 - \lambda_2 e_2 + \theta_2 x_2 + \theta_3 x_1 + \dot{x}_2^d \right), \quad (17)$$

则

$$\dot{V}_2 = -e_1^2 - e_2^2 + \frac{\theta_1}{\lambda_2} e_2 e_3. \quad (18)$$

第三步,扩充 V_2 至 V_3 :

$$V_3 = V_2 + \frac{1}{2\lambda_3} e_3^2, \quad (19)$$

对式(19)求导得

$$\dot{V}_3 = \dot{V}_2 + \frac{1}{\lambda_3} e_3 (\dot{x}_3 - \dot{x}_3^d), \quad (20)$$

将

$$e_3 = x_3 - x_3^d, \dot{e}_3 = \dot{x}_3 - \dot{x}_3^d = \mathbf{\beta}^T \boldsymbol{\phi}(x_2, x_3, x_4) - \dot{x}_3^d$$

代入式(20)得

$$\dot{V}_3 = -e_1^2 - e_2^2 + e_3 \left[\frac{\theta_1}{\lambda_2} e_2 + \frac{1}{\lambda_3} \boldsymbol{\beta}^T \boldsymbol{\phi}(x_2, x_3, x_4) - \frac{1}{\lambda_3} \dot{x}_3^d \right]. \quad (21)$$

令

$$x_4^d = \frac{1}{\hat{\beta}_1 g(x_3, x_4)} \left[\varepsilon_1 e_1 - \left(\varepsilon_2 + \frac{\lambda_3}{\lambda_2} \theta_1 \right) e_2 + \delta_1 x_1 + (\delta_2 + \hat{\beta}_2) x_2 + (\delta_3 + \hat{\beta}_3) x_3 + \delta_4 \ddot{x}_1^d + \varepsilon_3 \ddot{x}_1^d \right], \quad (22)$$

则

$$\dot{V}_3 = -e_1^2 - e_2^2 - e_3^2 + \frac{\hat{\beta}_1 g(x_3, x_4)}{\lambda_3} e_3 e_4 + \tau_1, \quad (23)$$

其中

$$\begin{aligned} \varepsilon_1 &= \lambda_2(1 + \lambda_1^2)/\theta_1, \quad \varepsilon_2 = \lambda_2 \left(\lambda_1 + \frac{1}{\lambda_1} \right) / \theta_1, \quad \varepsilon_3 = (\lambda_1 + \lambda_2)/\theta_1, \\ \delta_1 &= \theta_3(\lambda_1 - \theta_2 + \lambda_2)/\theta_1, \quad \delta_2 = [\theta_3 + \theta_2(\lambda_1 - \theta_2 + \lambda_2)]/\theta_1, \\ \delta_3 &= \theta_2 - \lambda_1 - \lambda_2, \quad \delta_4 = 1/\theta_1, \quad \boldsymbol{\beta}^T = [\beta_1 \quad \beta_2 \quad \beta_3], \quad \hat{\boldsymbol{\beta}}^T = [\hat{\beta}_1 \quad \hat{\beta}_2 \quad \hat{\beta}_3], \\ \boldsymbol{\phi}(x_2, x_3, x_4) &= [x_4 g(x_3, x_4) \quad -x_2 \quad -x_3]^T, \quad \tau_1 = \tilde{\boldsymbol{\beta}}^T [e_3 \boldsymbol{\phi}(x_2, x_3, x_4)/\lambda_3 - \boldsymbol{\Gamma} \dot{\hat{\boldsymbol{\beta}}}] . \end{aligned}$$

第四步,也是最后一步,该步产生控制电压 μ 的表达式,继续扩充 V_3 至 V_4 ,则最终的 Lyapunov 函数为

$$V_4 = V_3 + \frac{1}{2\lambda_4} e_4^2, \quad (24)$$

对式(24)求导得

$$\dot{V}_4 = \dot{V}_3 + \frac{1}{\lambda_4} e_4 (-\gamma_1 x_4 + \gamma_2 \mu - \dot{x}_4^d). \quad (25)$$

令

$$\begin{aligned} \mu &= \left\{ 2\hat{\beta}_1 g(x_3, x_4)^2 \left[\gamma_1 x_4 - \frac{\lambda_4}{\lambda_3} \hat{\beta}_1 g(x_3, x_4) e_3 - \lambda_4 e_4 \right] + \right. \\ &\quad \left. \hat{\beta}_1 x_4^d L(x) + 2g(x_3, x_4) M(x) \right\} / \left[2\hat{\beta}_1 g(x_3, x_4)^2 \gamma_2 - \hat{\beta}_1 \gamma_2 x_3 h(x) x_4^d \right], \quad (26) \\ \dot{\hat{\boldsymbol{\beta}}} &= [e_3/\lambda_3 + e_4(\hat{\beta}_1 x_4^d \text{sigm}(x_4) - \\ &\quad 2g(x_3, x_4)(\delta_3 + \hat{\beta}_3)) / (\lambda_4 \hat{\beta}_1 (2g^2(x_3, x_4) - x_3 h(x) x_4^d))] \boldsymbol{\Gamma}^{-1} \boldsymbol{\phi}(x_2, x_3, x_4), \quad (27) \end{aligned}$$

其中

$$\begin{aligned} L(x) &= \hat{\boldsymbol{\beta}}^T \boldsymbol{\phi}(x_2, x_3, x_4) \text{sigm}(x_4) - \gamma_1 x_3 x_4 h(x), \\ M(x) &= \xi_1 e_1 + \xi_2 e_2 - \xi_3 \theta_3 x_1 + (\delta_1 - \xi_3 \theta_2) x_2 + \xi_3 \theta_1 x_3 + \\ &\quad (\delta_3 + \hat{\beta}_3) \hat{\boldsymbol{\beta}}^T \boldsymbol{\phi}(x_2, x_3, x_4) + \delta_4 \ddot{x}_1^d + \varepsilon_3 \ddot{x}_1^d + \kappa_1 \ddot{x}_1^d, \\ h(x) &= 2ae^{-ax_4}/(1 + e^{-ax_4})^2, \\ \boldsymbol{\Gamma} &= \text{diag}[\sigma_1 \quad \sigma_2 \quad \sigma_3], \quad \sigma_1 > 0, \sigma_2 > 0, \sigma_3 > 0, \end{aligned}$$

则

$$\dot{V}_4 = -e_1^2 - e_2^2 - e_3^2 - e_4^2 \leq 0. \quad (28)$$

由式(28)可知,式(26)结合式(27)、(12)、(17)、(22)就构成了电液位置伺服系统完整的鲁棒自适应控制律,该控制律使得电液位置伺服系统的位置跟踪误差渐近收敛到0.PD控制器可由式(26)得到,在此不再做进一步的推导.仿真结果将验证所提出的鲁棒自适应控制方法的有效性.

3 仿真结果分析

为了验证本文提出的鲁棒自适应控制器的有效性,本节将对电液伺服系统的位置轨迹跟踪性能进行验证.仿真所提供的位置指令信号为幅值0.05 m、频率0.5 Hz的正弦波 $x_1^d = 0.05\sin(\pi t)$, m.仿真所用到的系统参数如表1所示,鲁棒自适应控制器与PD控制器所使用的系统参数与增益参数均相同.给定一个40%的初始位置偏差,鲁棒控制器增益参数和自适应增益参数: $\lambda = [\lambda_1 \ \lambda_2 \ \lambda_3 \ \lambda_4] = [10 \ 400 \ 200 \ 1 \times 10^4]$, $\sigma_1 = 1 \times 10^{-5}$, $\sigma_2 = 1 \times 10^{-10}$, $\sigma_3 = 1 \times 10^{-6}$, 仿真结果如图2~7所示.

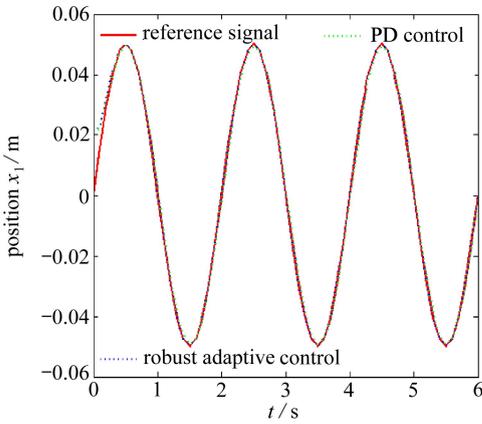


图2 位置跟踪曲线

Fig. 2 The position tracking curves

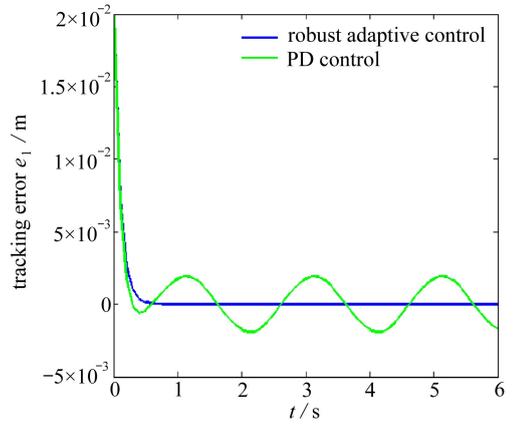


图3 位置跟踪误差曲线

Fig. 3 The position tracking error curves

表1 电液伺服系统参数标称值

Table 1 The nominal parameter values of the electro-hydraulic servo system

| parameter | value | parameter | value |
|---|-----------------------|---|--------------------|
| oil density $\rho / (\text{kg}/\text{m}^3)$ | 872 | equivalent mass of piston rod m / kg | 50 |
| bulk modulus of oil $\beta_e / (\text{N}/\text{m}^2)$ | 7×10^8 | effective area of piston rod A_p / m^2 | 5×10^{-3} |
| flow discharge coefficient c_d | 0.63 | equivalent elastic coefficient $K / (\text{N}/\text{m})$ | 1×10^5 |
| area gradient of servo valve ω / m | 1.55×10^{-3} | equivalent damping coefficient $B / (\text{N}/(\text{m}/\text{s}))$ | 2×10^4 |
| pump pressure $P_s / (\text{N}/\text{m}^2)$ | 8×10^6 | servo-valve time constant τ_v / s | 0.01 |
| total leakage coefficient $c_{lp} / (\text{m}^5/(\text{N} \cdot \text{s}))$ | 9×10^{-12} | servo-valve constant $k_v / (\text{mm}/\text{V})$ | 1.5 |
| total cylinder volume V_1 / m^3 | 0.25 | | |

由图2可知,在较大初始位置偏差的情况下,鲁棒自适应控制器与PD控制器均可以较精确的跟踪给定位置指令信号.由图3知,经过大约0.4 s的时间,鲁棒自适应控制器与PD控制器的位置跟踪误差均下降到0附近,然而鲁棒自适应控制器的跟踪误差降到0以后基本上不再变化,而PD控制器的跟踪误差却做正弦波动,跟踪误差精度明显劣于鲁棒自适应控制器.由图4可以看出PD控制器对应的伺服阀初始输入电压值要比鲁棒自适应控制器对应的值大得多,这说明PD控制器更容易受到初始电压峰值的影响.此外,大约0.2 s之后,PD控制器正常跟踪位置指令信号所需要的电压值也比鲁棒自适应控制器要大.由图5~7可知,在不限定

不确定参数范围的情况下,经过较短的时间, $\hat{\beta}_1, \hat{\beta}_2, \hat{\beta}_3$ 均可以收敛到其稳定值,从而验证了所提出的参数自适应律的有效性.综上所述,所提出的鲁棒自适应控制器的位置跟踪性能确实优于传统的 PD 控制器.

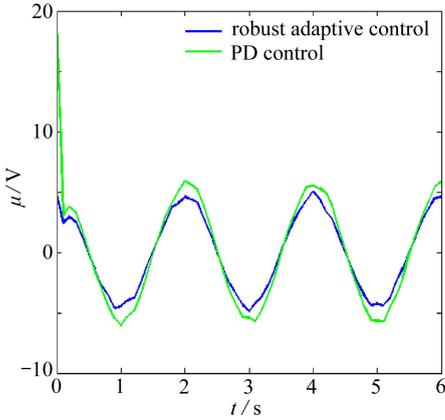


图 4 输入电压信号曲线

Fig. 4 The input voltage signal curves

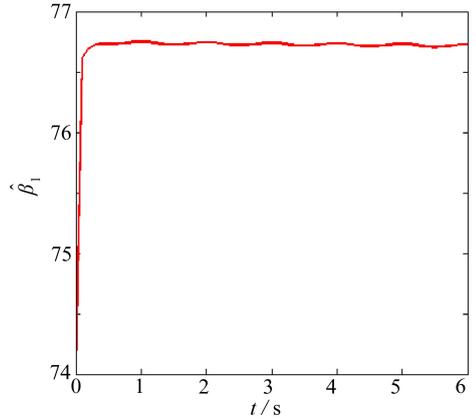


图 5 参数 $\hat{\beta}_1$ 的变化趋势

Fig. 5 The variation trend of parameter $\hat{\beta}_1$

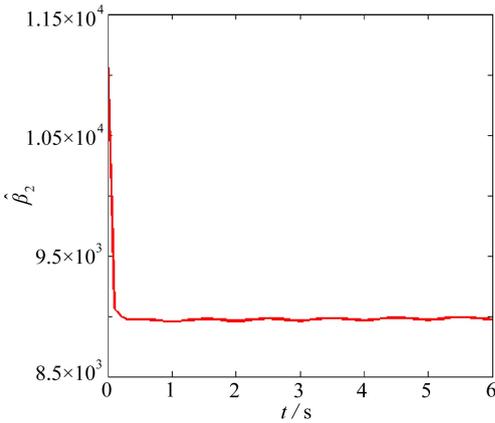


图 6 参数 $\hat{\beta}_2$ 的变化趋势

Fig. 6 The variation trend of parameter $\hat{\beta}_2$

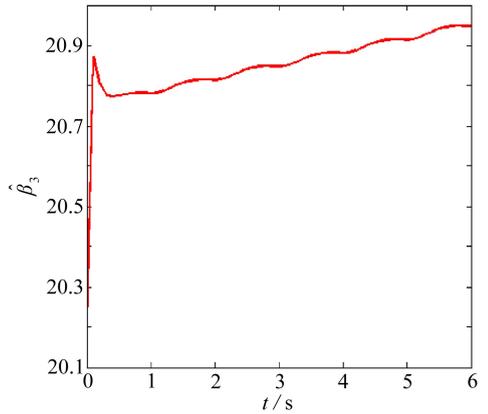


图 7 参数 $\hat{\beta}_3$ 的变化趋势

Fig. 7 The variation trend of parameter $\hat{\beta}_3$

4 结 论

本文针对具有参数不确定性等非线性特征的电液伺服系统位置跟踪控制问题,利用反步法构造了电液位置伺服系统的鲁棒自适应控制器.仿真结果表明,所设计的控制器可以满足系统高精度位置跟踪控制的要求.在不限定参数范围的情况下,不确定性参数均可以收敛到其稳定值,从而验证了所提出控制律的有效性.然而应当看到,本文是在所有状态变量均可测的情况下对比两种控制器的跟踪性能,而实际上若要使所有状态均可测,则要安装较多的位移、压力等传感器以及信号处理模块,成本较高.因此可以考虑设计一些难测状态变量的状态观测器来替代相关传感器或者作为状态监控器来使用.此外,在以后的研究中如负载扰动、未建模不确定性等因素对位置跟踪精度的影响也是需要考虑的.

参考文献 (References) :

- [1] Sirouspour M R, Salcudean S E. On the nonlinear control of hydraulic servo-systems[C]//*Proceedings of the 2000 IEEE International Conference on Robotics & Automation*. San Francisco, CA, 2000: 1276-1282.
- [2] 管成, 朱善安. 电液伺服系统的多滑模鲁棒自适应控制[J]. 控制理论与应用, 2005, **22**(6): 931-938. (GUAN Cheng, ZHU Shan-an. Multiple sliding mode robust adaptive control of an electro-hydraulic servo system[J]. *Control Theory & Applications*, 2005, **22**(6): 931-938. (in Chinese))
- [3] 吕云嵩. 阀控非对称缸频域建模[J]. 机械工程学报, 2007, **43**(9): 122-126. (LÜ Yun-song. Modeling in frequency domain for valve controlled asymmetric hydraulic cylinders[J]. *Chinese Journal of Mechanical Engineering*, 2007, **43**(9): 122-126. (in Chinese))
- [4] 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 Yi-ming, HAN Yong-cheng, ZHAO Lin-lin, et al. Adaptive controller of electro-hydraulic servo system with uncertain coefficients in control input[J]. *Control Theory & Applications*, 2009, **26**(2): 156-160. (in Chinese))
- [5] 陈佳, 邢继峰, 彭利坤. 基于传递函数的数字液压缸建模与分析[J]. 中国机械工程, 2014, **25**(1): 65-70. (CHEN Jia, XING Ji-feng, PENG Li-kun. Modeling and analysis of digital hydraulic cylinder based on transfer function[J]. *China Mechanical Engineering*, 2014, **25**(1): 65-70. (in Chinese))
- [6] Seo J, Venugopal R, Kenné J P. Feedback linearization based control of a rotational hydraulic drive[J]. *Control Engineering Practice*, 2007, **15**(12): 1495-1507.
- [7] 王传礼, 丁凡, 李其朋, 等. 对称四通阀控非对称液压缸伺服系统动态特性研究[J]. 中国机械工程, 2004, **15**(6): 471-474. (WANG Chuan-li, DING Fan, LI Qi-peng, et al. Research on dynamic characteristics of asymmetric cylinder controlled by symmetric four-way valve[J]. *China Mechanical Engineering*, 2004, **15**(6): 471-474. (in Chinese))
- [8] Wang S, Burton R, Habibi S. Sliding mode controller and filter applied to a model of an electro-hydrostatic actuator system[C]//*ASME Int Mechanical Engineering Congress & Exposition*. Orlando, 2005: 1-10.
- [9] 段锁林, 王明智. 电液位置伺服系统的自适应滑模鲁棒跟踪控制[J]. 中国机械工程, 2004, **15**(3): 202-205. (DUAN Suo-lin, WANG Ming-zhi. Adaptive sliding-mode robust tracking control for electrohydraulic position servo systems[J]. *China Mechanical Engineering*, 2004, **15**(3): 202-205. (in Chinese))
- [10] Perron M, de Lafontaine J, Desjardins Y. Sliding-mode control of a servomotor-pump in a position control application[C]//*Canadian Conference on Electrical and Computer Engineering 2005*. 2005: 1287-1291.
- [11] Guan C, Pan S. 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.
- [12] YAO Jian-yong, YANG Gui-chao, MA Da-wei, et al. Adaptive robust control for unknown nonlinear parameters of single-rod hydraulic actuators[C]//*Proceedings of the 33rd Chinese Control Conference*. Nanjing, 2014: 7915-7920.
- [13] 林浩, 李恩, 梁自泽. 具有非线性不确定参数的电液伺服系统自适应 backstepping 控制[J]. 控制理论与应用, 2016, **33**(2): 181-188. (LIN Hao, LI En, LIANG Zi-ze. Adaptive backstepping controller for electro-hydraulic servo system with nonlinear uncertain parameters[J]. *Control*

- Theory & Applications*, 2016, **33**(2): 181-188.(in Chinese))
- [14] SHAO Jun-peng, SUN Gui-tao, MU Xiao-ning. Nonlinear robust adaptive control of electro-hydraulic position servo system[J]. *International Journal of Control and Automation*, 2014, **7**(8): 285-292.
- [15] Kaddissi C, Kenné J P, Saad M. Indirect adaptive control of an electro-hydraulic servo system based on nonlinear backstepping[C]//2006 *IEEE International Symposium on Industrial Electronics*. 2006, **4**: 3147-3153.
- [16] Kaddissi C, Kenné J P, Saad M. Indirect adaptive control of an electrohydraulic servo system based on nonlinear backstepping[J]. *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics*, 2011, **16**(6): 1171-1177.
- [17] Merritt H E. *Hydraulic Control Systems*[M]. New York: Wiley, 1967.

A Robust Adaptive Backstepping Control Method for Electro-Hydraulic Position Servo Systems

YANG Si-yang, HAN Jiang, ZHANG Kui-bang, XIA Lian
(School of Mechanical Engineering, Hefei University of Technology,
Hefei 230009, P.R.China)

Abstract: Aimed at the tracking control problem of electro-hydraulic servo systems due to the parameter uncertainties and nonlinear characteristics et al., a robust adaptive backstepping method with parameter adaptive performances was presented based on the Lyapunov stability theory. The adaptive law was designed to suppress the influences of parameter uncertainties on the tracking control performances of the system and the robust control law rendered the system globally uniformly asymptotically stable. In addition, the discontinuity caused by the direction change of the servo valve was approximated. With the servo valve-controlled symmetric cylinder as the control object, the simulation results show that, compared with the traditional PD control method, the proposed backstepping control method renders the tracking error fluctuation of the electro-hydraulic position servo system slighter and the convergence rate faster, and requires a much lower input signal voltage for the servo valve smoother, so the uncertain parameters can converge to and keep at the their stable values after a short period of time. An example proves the effectiveness of the proposed algorithm.

Key words: electro-hydraulic servo system; robust adaptive control; PD control; backstepping method

Foundation item: The National Key Technology R&D Program of China(2015BAF26B01); The National Natural Science Foundation of China(51575154)

引用本文/Cite this paper:

杨四阳, 韩江, 张魁榜, 夏铤. 电液位置伺服系统的鲁棒自适应控制[J]. 应用数学和力学, 2017, **38**(6): 676-684.

YANG Si-yang, HAN Jiang, ZHANG Kui-bang, XIA Lian. A robust adaptive backstepping control method for electro-hydraulic position servo systems[J]. *Applied Mathematics and Mechanics*, 2017, **38**(6): 676-684.