

# 轧机液压伺服系统多模型切换自适应反步控制

邵彭真<sup>1)</sup> 方一鸣<sup>1,2)</sup> ✉ 王文宾<sup>1)</sup> 焦宗夏<sup>2)</sup>

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科学与电气工程学院, 北京 100191

✉ 通信作者, E-mail: fyiming@ysu.edu.cn

**摘要** 针对轧机液压伺服系统工作过程中弹性负载力和外负载力的跳变, 基于公共 Lyapunov 函数方法和自适应反步控制方法, 提出了一种多模型切换自适应反步控制策略. 该方法结合自适应反步控制的特点和公共 Lyapunov 函数的设计要求, 通过反步法设计了各子系统的状态反馈控制器和不确定上界参数的自适应估计器, 取反步法的 Lyapunov 函数作为公共 Lyapunov 函数, 保证了系统在任意切换下的渐近稳定. 自适应反步法和公共 Lyapunov 函数方法的结合, 便于公共 Lyapunov 函数的求取, 又解决了同时存在参数跳变和参数慢时变的问题. 仿真结果表明, 该方法能够保证轧机液压伺服系统具有良好的动静态性能, 并对参数跳变和参数慢时变具有较强鲁棒性.

**关键词** 轧机; 液压伺服系统; 自适应控制; 反步; 切换; Lyapunov 函数

**分类号** TP 273

## Adaptive backstepping control of multi-model switching for the hydraulic servo position system of a rolling mill

SHAO Peng-zhen<sup>1)</sup>, FANG Yi-ming<sup>1,2)</sup> ✉, WANG Wen-bin<sup>1)</sup>, JIAO Zong-xia<sup>2)</sup>

1) Hebei Key Lab of Industrial Computer Control Engineering, Yanshan University, Qinhuangdao 066004, China

2) School of Automation Science and Electrical Engineering, Beihang University, Beijing 100191, China

✉ Corresponding author, E-mail: fyiming@ysu.edu.cn

**ABSTRACT** To deal with the structure jumping problem resulting from elastic load force and external load force jumping in different working conditions, an adaptive backstepping control method of multi-model switching was presented based on the common Lyapunov function method and the adaptive backstepping method. This approach combines the features of adaptive backstepping control and the design requirements of a common Lyapunov function, and the adaptive controller for every sub-system and the parameter adaptive estimators for the uncertainty upper bound are designed by backstepping control, then taking the Lyapunov function designed by backstepping as a common Lyapunov function to ensure that the system is asymptotically stable under arbitrary switching. It is easy to select the common Lyapunov function by the combination of backstepping and the common Lyapunov function method, and the problem of parameter jumping and parameter slow time-varying existing at the same time is solved. Simulation results demonstrate that the designed controllers can ensure not only good dynamic and static performance for the hydraulic servo position system of a rolling mill, but also good robustness for the system parameter jumping and parameter slow time-varying.

**KEY WORDS** rolling mills; hydraulic servo systems; adaptive control; backstepping; switching; Lyapunov functions

液压伺服系统具有响应速度快和承载能力强等优点, 在工业、国防和航天等领域有广泛应用. 液压伺服系统的非线性和参数不确定性给系统精确跟踪带来一定困难, 自适应控制能有效克服系统不确定性对系统性能的影响. 很多学者在电液控制系统中

提出了一些非线性的自适应控制方法, 如滑模自适应<sup>[1]</sup>、自适应反步控制<sup>[2-3]</sup>和精确反馈自适应控制<sup>[4]</sup>. 这些控制方法在一定条件下取得了良好的控制效果.

在轧机液压伺服系统工作过程中除了内部参数

和外部负载力的不确定性外,系统参数在某一时刻还会具有较大的跳变,如液压伺服系统的弹性刚度系数在油缸活塞接触到刚性负载前后存在从零到一个很大值的跳变,从而引起系统的结构跳变,对系统性能有很大的影响. 对于此类问题,常规的自适应控制策略效果不理想. 针对参数的跳变,本文采用多模型切换控制策略对液压伺服位置系统进行设计. 近年来,多模型切换控制已经取得了很多研究成果:文献[5]提出一种状态反馈控制律并设计了切换规则;文献[6]针对一类不确定非线性切换系统的  $H_\infty$  控制问题,提出构造单鲁棒  $H_\infty$  滑模面的方法;文献[7]运用多 Lyapunov 方法分析了切换系统的稳定性;文献[8]针对一类多输入多输出非线性系统应用反演递推法设计了各个子系统的控制律,并设计了适当切换律保证系统稳定. 但是,依靠判断 Lyapunov 函数大小决定切换的切换律并不适用于实际系统. 文献[9]将滑模变结构控制与多模型切换相结合,对轧机液压位置切换系统进行了控制器的设计;文献[10]提出了一种基于多模型模糊切换的轧机液压伺服系统位置控制方案.

反步法是通过递推的方法,设计一类纯反馈型非线性系统的状态反馈控制律,是一种将 Lyapunov 函数的选取与控制器的设计相结合的设计方法. 公共 Lyapunov 函数法是对切换系统的各个子系统构造一个相同的 Lyapunov 函数来保证切换的稳定性,其缺点在于适合各个子系统的公共 Lyapunov 函数不易构造. 本文结合反步控制和多模型切换控制两者的特点,在一定条件下,选取反步法设计的 Lyapunov 函数作为所有子系统的公共 Lyapunov 函数,其中多模型切换控制用于解决系统参数跳变问题,自适应反步控制用于解决子系统运行时所具有的参数慢时变,最后运用 Lyapunov 理论证明了系统在任意切换次序下的渐近稳定性. 同时文中设计了一个辅助控制量对各个子系统动态性能加以改善,降低了公共 Lyapunov 函数设计的控制器的保守性. 通过对轧机液压伺服位置系统进行仿真,验证了所提方法的有效性.

### 1 轧机液压伺服系统数学模型及问题描述

液压伺服驱动的冷带轧机位置控制系统主要由控制器、伺服放大器、电液伺服阀、液压缸、轧机辊系和传感器等组成,其结构图如图 1 所示.

图中液压伺服位置系统的数学模型主要由伺服阀流量方程、液压缸流量方程和液压缸力平衡方程组成,分别如下式所示:

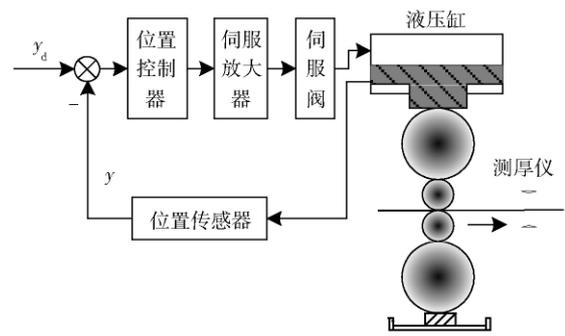


图 1 液压伺服驱动的冷带轧机控制系统示意图

Fig.1 Schematic diagram of the control system of a cold strip rolling mill driven by hydraulic servo

$$Q_L = C_d \omega x_v \sqrt{\frac{P_s - P_L \operatorname{sgn}(x_v)}{\rho}}, \quad (1)$$

$$Q_L = A_p \dot{x}_p + \frac{V}{4\beta_e} \dot{P}_L + C_t P_L, \quad (2)$$

$$A_p P_L = M \ddot{x}_p + B_p \dot{x}_p + kx_p + F_L. \quad (3)$$

式中  $C_d$  为阀口流量系数,  $\omega$  为伺服阀开口梯度,  $x_v$  为伺服阀芯位移,  $P_s$  为液压泵出口压力,  $Q_L$  为负载流量,  $P_L$  为负载压力,  $\rho$  为液压油密度,  $A_p$  为液压缸活塞有效面积,  $x_p$  为活塞位移,  $C_t$  为液压缸外泄漏系数,  $V$  为液压缸油腔总体积,  $\beta_e$  为体积弹性模量,  $M$  为活塞和负载的总质量,  $B_p$  为活塞的黏性阻尼系数,  $k$  为弹性刚度系数,  $F_L$  为作用在活塞上的外负载力.

实际中一般把伺服放大器和伺服阀的输入输出特性都等效成比例环节,因此有

$$K_p = \frac{i}{u}, \quad (4)$$

$$K_{sv} = \frac{x_v}{i}. \quad (5)$$

式中  $K_p$  为伺服放大器放大系数,  $K_{sv}$  为伺服阀增益,  $i$  为伺服放大器输出电流,  $u$  为系统控制输入.

分别取活塞的位移、速度和加速度作为状态,则液压伺服位置系统的数学模型可以转换为状态方程

$$\begin{cases} \dot{x}_1 = x_2, \\ \dot{x}_2 = x_3, \\ \dot{x}_3 = a_1 x_1 + a_2 x_2 + a_3 x_3 + a_4 g(x_v) u + d, \\ y = x_1. \end{cases} \quad (6)$$

$$\text{式中 } a_1 = -\frac{4\beta_e C_t k}{M_t V_t}, a_2 = -\frac{k}{M_t} - \frac{4\beta_e}{M_t V_t} (A_p^2 + C_t B_p),$$

$$a_3 = -\frac{B_p}{M_t} - \frac{4\beta_e C_t}{V_t}, a_4 = \frac{4A_p \beta_e C_d \omega}{M_t V_t \sqrt{\rho}} K_p K_{sv}, g(x_v) =$$

$$\sqrt{P_s - P_L \operatorname{sgn}(x_v)} \quad d = -\frac{\dot{F}_L}{M_t} - \frac{4\beta_e C_t}{M_t V_t} F_L \quad y \text{ 为系统位置}$$

输出. 由于原式中的物理参数受外界环境影响, 大多具有不确定性, 所以式 (6) 中  $a_1$ 、 $a_2$ 、 $a_3$  和  $a_4$  均有参数摄动.

根据工作状态的变化, 并将式 (6) 中参数摄动项综合考虑, 将系统状态方程改写成如下多模型切换系统:

$$\begin{cases} \dot{x}_1 = x_2, \\ \dot{x}_2 = x_3, \\ \dot{x}_3 = a_{i1}x_1 + a_{i2}x_2 + a_{i3}x_3 + a_{i4}g(x_v)u + f_i. \end{cases} \quad (7)$$

$$f_i = d_i + \sum_{j=1}^3 \Delta a_{ij}x_j + \Delta a_{i4}g(x_v)u. \quad (8)$$

式中:  $i = 1, 2, \dots, m$ ,  $m$  表示多模型的个数;  $a_{i1}$ 、 $a_{i2}$ 、 $a_{i3}$  和  $a_{i4}$  为子系统参数的标称值;  $\Delta a_{i1}$ 、 $\Delta a_{i2}$ 、 $\Delta a_{i3}$  和  $\Delta a_{i4}$  为参数摄动, 它们是受外部工作环境的变化而慢时变的, 并不是由参数的跳变而引起的;  $d_i$  为第  $i$  个子系统的外部扰动.

式 (7)、(8) 满足以下合理假设<sup>[11]</sup>:

(1) 不确定系数  $\Delta a_{i1}$ 、 $\Delta a_{i2}$ 、 $\Delta a_{i3}$  和  $\Delta a_{i4}$  关于  $x$  是连续可微的, 关于时间  $t$  是分段连续的;

(2) 存在正数  $q_1$  和  $q_2$  使得

$$|f_i| = \left| d_i + \sum_{j=1}^3 \Delta a_{ij}x_j + \Delta a_{i4}g(x_v)u \right| \leq q_1 + q_2 \|x\|. \quad (9)$$

然而, 满足上式的  $q_1$  和  $q_2$  的最小值一般不易获得, 采用自适应算法获得估计参数  $\hat{q}_1$  和  $\hat{q}_2$ , 来逼近最小值可以降低系统保守性.

定义自适应估计误差:

$$\tilde{q}_1 = q_1 - \hat{q}_1, \quad \tilde{q}_2 = q_2 - \hat{q}_2.$$

本文的设计目标是针对各个子系统利用反步设计方法设计子控制器使子系统稳定, 同时将得到的 Lyapunov 函数作为系统的共同 Lyapunov 函数, 由此证明整个切换系统在任意切换下的渐近稳定性.

## 2 多模型切换控制器设计

用公共 Lyapunov 函数方法证明切换系统的稳定性, 前提条件是各个子系统具有相同的 Lyapunov 函数. 反步控制的精髓在于从低阶系统逐步递推构造 Lyapunov 函数, 最后推导出控制器. 所以利用反步控制的原理为所有子系统设计构造相同的 Lyapunov 函数, 就能保证切换系统的稳定性.

本节先采用递推法进行系统模型 (7) 的自适应反步控制器设计, 并通过 Lyapunov 稳定性分析的方法, 导出自适应律.

第一步 定义位置跟踪误差

$$e_1 = x_1 - x_d, \quad (10)$$

则

$$\dot{e}_1 = \dot{x}_1 - \dot{x}_d = x_2 - \dot{x}_d. \quad (11)$$

定义 Lyapunov 函数为

$$V_1 = \frac{1}{2}e_1^2. \quad (12)$$

对上式求导得

$$\dot{V}_1 = e_1 \dot{e}_1 = e_1(x_2 - \dot{x}_d). \quad (13)$$

选取虚拟控制量

$$x_{2d} = \dot{x}_d - k_1 e_1, \quad (14)$$

$k_1$  是待设计的正常数.

定义误差

$$e_2 = x_2 - x_{2d} = x_2 - \dot{x}_d + k_1 e_1, \quad (15)$$

将上式代入式 (13) 得

$$\dot{V}_1 = e_1 e_2 - k_1 e_1^2. \quad (16)$$

第二步 对  $e_2$  求导得

$$\dot{e}_2 = \dot{x}_2 - \dot{x}_{2d} = x_3 - \dot{x}_{2d}. \quad (17)$$

定义 Lyapunov 函数

$$V_2 = \frac{1}{2}e_1^2 + \frac{1}{2}e_2^2. \quad (18)$$

对 (18) 式求导, 并将 (17) 式代入得

$$\dot{V}_2 = -k_1 e_1^2 + e_2(e_1 + x_3 - \dot{x}_{2d}). \quad (19)$$

选取虚拟控制量  $x_{3d} = \dot{x}_{2d} - e_1 - k_2 e_2$ ,  $k_2$  是待设计的正常数.

定义误差

$$e_3 = x_3 - x_{3d},$$

并将式  $\dot{x}_{2d}$  代入式 (19) 得

$$\dot{V}_2 = -k_1 e_1^2 - k_2 e_2^2 + e_2 e_3. \quad (20)$$

第三步 对误差  $e_3$  求导得

$$\dot{e}_3 = \dot{x}_3 - \dot{x}_{3d} = \sum_{j=1}^3 a_{ij}x_j + a_{i4}g(x_v)u + f_i - \dot{x}_{3d}. \quad (21)$$

最后选取各个状态跟踪和自适应估计误差平方和作为 Lyapunov 函数

$$V_3 = \frac{1}{2}e_1^2 + \frac{1}{2}e_2^2 + \frac{1}{2}e_3^2 + \frac{1}{2}\beta_1 \tilde{q}_1^2 + \frac{1}{2}\beta_2 \tilde{q}_2^2, \quad (22)$$

对上式求导得

$$\begin{aligned} \dot{V}_3 = & -k_1 e_1^2 - k_2 e_2^2 + \\ & e_3 \left[ \sum_{j=1}^3 a_{ij}x_j + a_{i4}g(x_v)u + f_i - \dot{x}_{3d} \right] + \\ & e_2 e_3 - \beta_1 \tilde{q}_1 \dot{\tilde{q}}_1 - \beta_2 \tilde{q}_2 \dot{\tilde{q}}_2. \end{aligned} \quad (23)$$

根据式 (23) 设计控制器为

$$u_i = -\frac{1}{a_{i4}g(x_v)} [u_{ia} + u_{\text{adp}} \text{sgn}(e_3) + u_{ib}], \quad (24)$$

$$u_{ia} = e_2 - \dot{x}_{3d} + \sum_{j=1}^3 a_{ij}x_j, \quad (25)$$

$$u_{\text{adp}} = \hat{q}_1 + \hat{q}_2 \|x\|, \quad (26)$$

$$u_{ib} = J_{i1}e_1 + J_{i2}e_2 + J_{i3}e_3. \quad (27)$$

设计的参数自适应律为:

$$\dot{\hat{q}}_1 = \frac{|e_3|}{\beta_1}, \quad \dot{\hat{q}}_2 = \frac{|e_3| \|x\|}{\beta_2}. \quad (28)$$

综上所述,通过上述对系统(7)控制器的设计步骤,可以归纳得到如下结论.

**定理 1** 针对系统(7),对各个子系统取相同的期望轨迹  $x_d$  和设计参数  $k_1$  和  $k_2$ ,那么整个切换系统将具有共同的 Lyapunov 函数,即为式(23),设计控制器(24)~(27)和自适应律(28),同时选取  $J_{i1}$ 、 $J_{i2}$  和  $J_{i3}$  保证矩阵  $Q_i$  正定即可保证系统闭环渐近稳定.

证明:将式(25)和(26)代入式(23)中,得到

$$\begin{aligned} \dot{V}_3 &= -k_1e_1^2 - k_2e_2^2 + e_3(f_i - (\hat{q}_1 + \\ &\hat{q}_2 \|x\|) \text{sgn}(e_3)) - e_3u_{ib} - \beta_1\tilde{q}_1\dot{\hat{q}}_1 - \\ &\beta_2\tilde{q}_2\dot{\hat{q}}_2 \leq -k_1e_1^2 - k_2e_2^2 + |e_3||f_i| - |e_3|(\hat{q}_1 + \\ &\hat{q}_2 \|x\|) - e_3u_{ib} - \beta_1\tilde{q}_1\dot{\hat{q}}_1 - \beta_2\tilde{q}_2\dot{\hat{q}}_2. \end{aligned} \quad (29)$$

由  $|f_i| \leq q_1 + q_2 \|x\|$ ,将式(27)和(28)代入上式可得

$$\begin{aligned} \dot{V}_3 &\leq -k_1e_1^2 - k_2e_2^2 + |e_3|(q_1 + q_2 \|x\| - \\ &\hat{q}_1 - \hat{q}_2 \|x\|) - e_3u_{ib} - \beta_1\tilde{q}_1\dot{\hat{q}}_1 - \beta_2\tilde{q}_2\dot{\hat{q}}_2 = \\ &-k_1e_1^2 - k_2e_2^2 + |e_3|(\tilde{q}_1 + \tilde{q}_2 \|x\|) - e_3u_{ib} - \\ &\beta_1\tilde{q}_1\dot{\hat{q}}_1 - \beta_2\tilde{q}_2\dot{\hat{q}}_2 = -k_1e_1^2 - k_2e_2^2 - e_3u_{ib} = -e^T Q_i e. \end{aligned} \quad (30)$$

式中,

$$e = [e_1 \ e_2 \ e_3]^T, \quad Q_i = \begin{pmatrix} k_1 & 0 & \frac{J_{i1}}{2} \\ 0 & k_2 & \frac{J_{i2}}{2} \\ \frac{J_{i1}}{2} & \frac{J_{i2}}{2} & J_{i3} \end{pmatrix} \quad (31)$$

如果设计参数  $J_{i1}$ 、 $J_{i2}$  和  $J_{i3}$  保证矩阵  $Q_i$  正定,则  $\dot{V}_3 \leq 0$ ,当且仅当即  $\|e\| = 0, \dot{V}_3 = 0$ ,由共同 Lyapunov 理论可知,对于任何激活的子系统当  $\|e\| \neq 0$  时  $\dot{V}_3$  都是衰减的,所以闭环系统在平衡点  $(e_1, e_2, e_3) = (0 \ 0 \ 0)$  是渐近稳定的.证毕.

对于  $Q_i$  的设计,针对不同子系统  $i$ ,可以选择

$J_{i1}$ 、 $J_{i2}$  和  $J_{i3}$  使  $Q_i$  满足正定条件的同时,调节  $Q_i$  的特征值,使不同子系统具有最佳动态性能,以此来改善整个系统工作时的跟踪效果,降低共同 Lyapunov 函数方法设计的保守性.

由以上证明可知,各未知参数的自适应误差最终将趋向于零,系统的最终状态能够完全跟踪系统的设定值.

### 3 仿真研究及结果

为验证方法的有效性,对轧机液压伺服单侧缸位置系统采用两个子系统模型进行切换控制仿真,子系统模型 1 代表轧辊未接触钢带时的空载状态,子系统模型 2 代表轧辊接触钢带后带有弹性负载时的状态.

由于系统是在任意切换下稳定的,子系统切换律可以任意给定,结合轧机液压系统实际工作情况设计切换律如下:

(1) 在弹性负载刚度系数和外负载力发生跳变之前,负载压力  $P_L$  较小,此时选择控制器  $u_1$ ;

(2) 在弹性负载刚度系数和外负载力发生跳变时,负载压力  $P_L$  也会发生数量级的跳变,此时切换到控制器  $u_2$ .

因此可以将  $P_L$  作为切换依据.轧机开始工作后,当  $P_L$  较小时使用控制器  $u_1$ ;当检测到  $P_L$  有大变化率时,切换到控制器  $u_2$ .

仿真所用液压伺服单侧缸位置系统标称参数如表 1 所示.

子系统 1 工作时,对应于空载状态,此时弹性负载系数  $k$  和外负载力  $F_L$  均为零;子系统 2 工作时,对应于带弹性负载时的状态,此时弹性负载系数  $k$  和外负载力  $F_L$  对应于上表中的标称值  $k_0$  和  $F_L$ .将表 1 所示参数代入各子系统参数表达式中得到:

$$\begin{aligned} a_{11} &= 0, \quad a_{12} = -7.8151 \times 10^6, \quad a_{13} = -1.5 \times 10^3, \\ a_{14} &= 4.0683, \quad d_1 = 0; \quad a_{21} = -3.0962 \times 10^2, \\ a_{22} &= -8.6484 \times 10^6, \quad a_{23} = -1.5 \times 10^3, \\ a_{24} &= 4.0683, \quad d_2 = -0.2477. \end{aligned}$$

系统的期望输出为  $[x_d, \dot{x}_d, \ddot{x}_d]^T = [0.001 \ 0 \ 0]^T$ ,初始状态为  $[x_{10} \ x_{20} \ x_{30}]^T = [0 \ 0 \ 0]^T$ .系统不确定性参数取为  $\Delta a_{ij} = a_{ij} \times 0.05 \sin(2\pi t)$ .根据式(31),要保证  $Q_i$  的正定性,  $k_1$  和  $k_2$  均应为正数,同时  $Q_i$  决定了 Lyapunov 函数  $V_3$  的衰减速率,  $Q_i$  的特征值越大,则  $e^T Q_i e$  越大,  $V_3$  衰减越快.因此在保证  $Q_i$  正定的前提下,为获得较好的系统性能,选取  $k_1 = 100$  和  $k_2 = 80$ ,且分别为子系统 1 和子系统 2

表1 电液伺服系统主要参数标称值  
Table 1 Main nominal parameters of the electro-hydraulic servo system

伺服放大器增益 $K_p/$ ( $A \cdot V^{-1}$ )	伺服阀增益 $K_{sv}/$ ( $m \cdot A^{-1}$ )	弹性负载刚度 $k_0/$ ( $GN \cdot m^{-1}$ )	黏性阻尼系数 $B_p/$ ( $MN \cdot s \cdot m^{-1}$ )	外负载力, $F_{10}/(MN)$	油液密度 $\rho/$ ( $kg \cdot m^{-3}$ )	活塞面积, $A_p/m^2$
0.0125	0.01	1.25	2.25	1	850	0.1256
伺服阀面积 梯度 $\mu/m$	体积弹性模量, $\beta_e/MPa$	油腔体积, $V/(10^{-3} m^3)$	外泄漏系数 $C_l/$ ( $10^{-16} m^5 \cdot N^{-1} \cdot s^{-1}$ )	油源压力, $P_s/MPa$	总质量, $M/kg$	流量系数 $C_d$
0.025	700	3.768	5.0	24	1500	0.61

选取

$$J_{11} = 20 \quad J_{12} = 20 \quad J_{13} = 50;$$

$$J_{21} = 500 \quad J_{22} = 240 \quad J_{23} = 1500.$$

将以上参数代入式(26)~(29)中即可得到子系统控制器  $u_1$  和  $u_2$ .

针对轧机液压伺服系统分别采用常规自适应反步控制和本文设计的多模型切换控制器做了仿真研究,结果如图2和图3所示.图中虚线为采用常规自适应反步控制仿真曲线,实线为采用本文控制方法得到的仿真曲线.通过对比可以看出:利用常规自适应反步控制虽然可以保证系统稳定,但是由于参数自适应律不能快速跟踪参数跳变,导致调整时间较长,并且控制输入幅值较大;采用多模型切换自适应反步控制,系统参数跳变对系统性能影响较小,控制器保证了快速位置跟踪,并且控制输入在允许范围内.图4是自适应参数  $\hat{q}_1$  和  $\hat{q}_2$  的仿真曲线,它们最后都稳定在一个固定值.从图5可以看出负载压力在切换时刻会有较大跳变,证明以此作为切换信号是可行的.

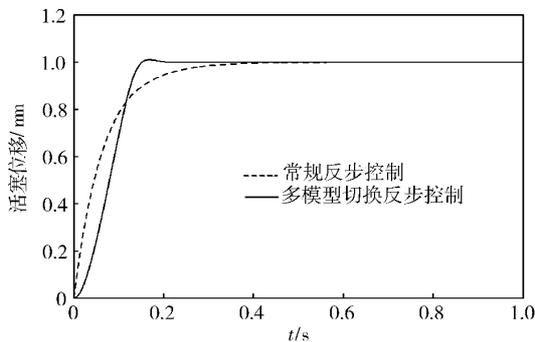


图2 活塞位移仿真曲线

Fig. 2 Simulation curves of piston position

仿真结果可以看出本文设计的多模型切换控制器可以使系统在有限时间内到达给定位置,动态性能较好,稳态精度较高,对轧机液压伺服系统工作过程中模型参数的跳变和子系统工作时参数的慢时变均具有鲁棒性.

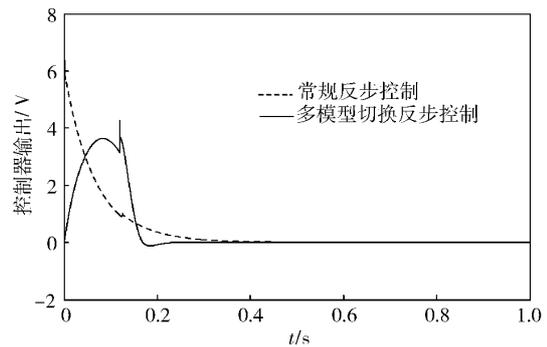


图3 控制器输出仿真曲线

Fig. 3 Simulation curves of the output of controllers

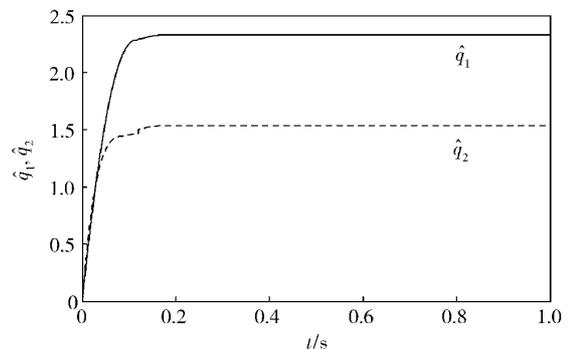


图4 自适应参数估计仿真曲线

Fig. 4 Simulation curves of adaptive parameter estimate values

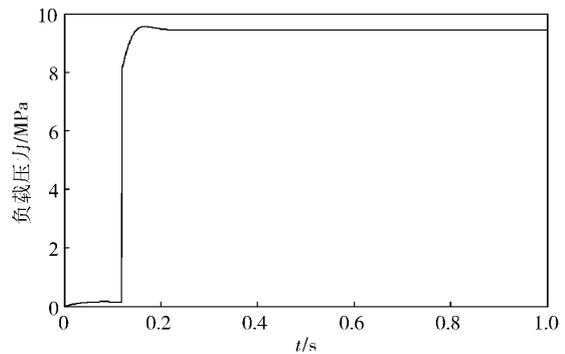


图5 负载压力仿真曲线

Fig. 5 Simulation curve of load pressure

## 4 结论

本文从工程实际出发,针对轧机液压伺服控制工作过程中存在的参数跳变问题,建立了与其相应的多模型集。通过反步法设计各个子系统的状态反馈控制器,在满足一定条件下,选取反步递推设计中用到的 Lyapunov 函数作为公共 Lyapunov 函数,并证明了整个切换系统在任意切换情况下的稳定性。仿真结果表明所设计控制器对轧机液压伺服系统工作过程中存在的参数跳变和参数慢时变具有鲁棒性,能够保证系统具有良好的跟踪性能。

## 参 考 文 献

- [1] Guan C, Pan S X. Sliding mode adaptive control of electro-hydraulic system with nonlinear unknown parameters. *Control Theory Appl*, 2008, 25(2): 261  
(管成 潘双夏. 含有非线性不确定参数的电液系统滑模自适应控制. 控制理论与应用 2008 25(2): 261)
- [2] Guan C, Zhu S A. Multiple cascade backstepping adaptive control of a hydraulic position tracking system. *Mach Tool Hydraul*, 2004 (7): 47  
(管成 朱善安. 液压位置跟踪系统的多级反演自适应控制. 机床与液压 2004(7): 47)
- [3] Duraiswamy S, Chiu G T. Nonlinear adaptive nonsmooth dynamic surface control of electro hydraulic systems // *Proceedings of American Control Conference*. Denver 2003: 3287
- [4] Garagić D, Srinivasan K. Application of nonlinear adaptive control techniques to an electrohydraulic velocity servomechanism. *IEEE Trans Control Syst Technol* 2004, 12(2): 303
- [5] Xiang Z R, Xiang W M. Design of controllers for a class of switched nonlinear systems based on backstepping method. *Control Decis*, 2007, 22(12): 1373  
(向峥嵘, 向伟铭. 基于反步法的一类非线性切换系统控制器设计. 控制与决策 2007, 22(12): 1373)
- [6] Lian J, Zhao J. Robust  $H_\infty$  control of uncertain switched systems: a sliding mode control design. *Acta Autom Sin* 2009, 35(7): 965
- [7] Hespanha J P, Morse A S. Switching between stabilizing controllers. *Automatica*, 2002, 38(11): 1905
- [8] Liu Z F, Su B L. A robust and adaptive control approach based on backstepping for uncertain switched systems. *Comput Simul*, 2009, 26(10): 166  
(刘志峰 苏佰丽. 切换系统基于反演递推法的鲁棒自适应控制. 计算机仿真 2009 26(10): 166)
- [9] Fang Y M, Wang Z J, Xie Y P, et al. Sliding mode variable structure control of multi-model switching for rolling mill hydraulic servo position system. *Electr Mach Control*, 2010, 14(5): 91  
(方一鸣, 王志杰, 解云鹏, 等. 轧机液压伺服位置系统多模型切换滑模变结构控制. 电机与控制学报 2010, 14(5): 91)
- [10] Fan Z Y, Fang Y M, Ou F S, et al. Hydraulic servo position system of mill based on multiple models fuzzy switching control. *Metall Equip* 2009(2): 18  
(范志远, 方一鸣, 欧发顺, 等. 基于多模型模糊切换的轧机液压伺服系统位置控制. 冶金设备 2009(2): 18)
- [11] Chou C H, Cheng C C. Design of adaptive variable structure controllers for perturbed time-varying state delay systems. *J Franklin Inst* 2001, 338(1): 35