

轧机两侧液压伺服位置系统自抗扰同步控制

王喆, 王京, 张勇军[†], 李静, 张飞, 赵栎

(北京科技大学 高效轧制国家工程研究中心, 北京 100083)

摘要: 针对轧机传动侧和操作侧液压伺服位置系统存在不一致性而引起两侧位置不同步的问题, 提出一种自抗扰同步控制方法. 首先建立了液压伺服位置同步系统动态机理模型, 并在考虑两侧位置伺服系统都具有参数摄动及外负载波动的情况下, 设计了扩张状态观测器对同步系统中不确定性和不一致性进行估计, 并采用状态误差反馈律给予主动补偿, 同时消除同步误差. 仿真和实验结果表明, 所提出的同步控制方法能够使两侧液压伺服位置系统动态响应和稳态特性保持一致, 并提高了单侧子系统的动态性能及抗干扰能力.

关键词: 液压伺服位置系统; 同步; 自抗扰控制; 轧机

中图分类号: TP273 文献标识码: A

Active disturbance rejection synchronous control for both sides of hydraulic servo position system of rolling mill

WANG Zhe, WANG Jing, ZHANG Yong-jun[†], LI Jing, ZHANG Fei, ZHAO Li

(National Engineering Research Center of Advanced Rolling, University of Science and Technology Beijing, Beijing 100083, China)

Abstract: An active disturbance rejection synchronous control is proposed for hydraulic servo position systems on driving side and operating side of a rolling mill to deal with the asynchronous pressing down positions due to uncertainties and inconformity between position systems on both sides. The quality of strip thickness and shape are impaired by the asynchronous hydraulic cylinder displacements on two sides. The dynamical mechanism model of the hydraulic servo synchronous system is built. Considering internal parameters variation and external load force fluctuation existing in the systems on both sides, we design an extended state observer to estimate the total uncertainties and inconformity of the synchronous system, and employ a state error feedback law to compensate the total disturbance actively for eliminating the synchronous error. A simulation is carried out on the hydraulic servo system of an 1850 mm reversible aluminum cold rolling mill, and an experiment is conducted on the hydraulic servo synchronous system of a 400 mm reversible cold strip mill for investigating the active disturbance rejection synchronous control. The results validate the controller ability in keeping the same dynamic response and steady state characteristics of driving side position system with that on the operating side, and demonstrate the improvement on the dynamic performance and the robustness of subsystems.

Key words: hydraulic servo position system; synchronization; active disturbance rejection control; rolling mill

1 引言(Introduction)

随着市场对钢铁和其他有色金属板带材质量要求的不断提高, 使得现代高速轧制对控制精度的要求也越来越高. 液压伺服位置系统在板带轧制控制系统中占有非常重要的地位, 传动侧和操作侧液压伺服位置的响应速度和跟踪精度直接影响着产品质量^[1]. 由于两侧液压缸、伺服阀等安装质量、负载波动、摩擦阻尼系数、消耗磨损等差异, 导致轧机两侧位置伺服系统不同步, 使板带产生横向厚差、单边浪, 甚至出现跑偏、断带等严重问题, 直接影响了带材的厚度及板形精度.

目前, 轧机液压伺服位置的同步控制已得到广泛

的研究和重视, 并有针对性的设计出各种同步控制算法. 文献[2]分析了液压同步控制方法的形式与特点, 并进行了分类与比较. 文献[3]提出了比例微分同步控制算法, 通过修正设定值使慢系统跟随快系统, 在一定程度上减小了两侧液压位置同步误差. 文献[4]设计了鲁棒动态反馈同步控制, 使系统在具有不确定参数和外部扰动的情况下实现快速同步, 并在实验中取得了良好地控制效果. 文献[5]采用了比例积分微分型迭代学习控制算法, 通过对设定值补偿在一定程度上提高了两侧位置同步精度. 文献[6]提出了综合模糊同步控制器, 将两侧位置系统作为耦合系统, 设计了带有前馈的模糊同步控制器, 有效地减小了同步误差. 到

目前为止, 轧机两侧液压伺服位置同步的研究多是基于被控对象简化后的模型, 忽略了一些非线性成份, 而且多数控制算法建立在系统参数完全已知或大部分已知的基础上, 其控制精度与模型精度紧密相关, 并且算法复杂难以应用于工业现场. 因此, 不依赖于系统模型精度, 并能够有效抑制系统中不确定性和各种扰动, 同时易在工程中实现的同步控制方法具有重要的工程意义.

自抗扰控制技术(active disturbance rejection control, ADRC)由韩京清教授提出^[7], 其核心思想是通过扩张状态观测器(extended state observer, ESO)对系统总扰动进行实时估计, 并在对系统输出产生影响之前对总扰动实现主动补偿, 由此将系统线性化为简单易控的纯积分串联型对象. 自抗扰控制器不依赖于系统精确的数学模型, 仅需系统少量信息, 并具有响应快、超调小、鲁棒性强等特点, 已在各个领域得到了广泛应用^[8-14]. 本文从工程应用角度出发, 针对轧机两侧液压伺服位置不同步问题, 考虑系统内部参数扰动、外负载力波动及未建模动态等不确定因素, 设计一种自抗扰同步控制器, 使两侧压下位置动态响应及稳态特性保持一致, 并改善了子系统的动态性能及鲁棒性. 最后, 以某1850 mm铝带冷轧机液压伺服位置同步系统为例进行仿真, 并对某400 mm冷轧机液压伺服位置同步系统进行现场实验, 验证所设计方法能够使轧机两侧压下位置实现快速同步, 并对系统中的不确定性具有较强的抗干扰能力.

2 系统描述与问题提出(System description and problem posing)

液压伺服位置系统由伺服放大器、伺服阀、阀控液压缸、位移传感器以及位置控制器组成, 如图1.

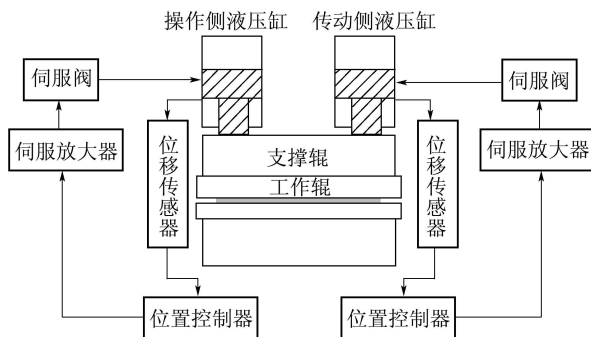


图 1 轧机两侧液压伺服位置控制系统结构图

Fig. 1 Structure diagram of both sides of hydraulic servo position control system of rolling mill

本文采用四通阀控非对称液压缸, 将负载等效到柱塞上, 液压缸动态特性可由液压缸力平衡方程(1)、流量连续性方程(2)以及滑阀流量方程(3)来描述^[1]:

$$A_p p_L = m_t \frac{d^2 x_p}{dt^2} + B_p \frac{dx_p}{dt} + K x_p + F_L, \quad (1)$$

$$Q_L = A_p \frac{dx_p}{dt} + C_{tp} p_L + \frac{V_t}{4\beta_e} \frac{dp_L}{dt}, \quad (2)$$

$$Q_L = K_q x_v - K_c p_L, \quad (3)$$

式中: A_p 为液压缸活塞有效面积, p_L 为油缸负载压力, m_t 表示柱塞及负载折算到柱塞的总质量, x_p 为液压缸位移, B_p 为柱塞及负载的黏性阻尼系数, K 表示负载弹性刚度, F_L 表示作用在柱塞上任意负载力, Q_L 表示液压缸负载流量, C_{tp} 为液压缸总泄露系数, V_t 为液压缸总压缩面积, β_e 为有效体积弹性模量, K_q 表示滑阀流量增益, K_c 表示流量压力系数.

伺服阀相比于液压缸为快速响应系统, 因此伺服放大器 and 伺服阀的输入输出特性可等效为比例环节

$$i = K_e u_p, \quad (4)$$

$$x_v = k_{sv} i, \quad (5)$$

式中: k_{sv} 为伺服阀流量增益, K_e 为伺服放大器增益, i 为伺服阀输入电流, u_p 为控制电压.

联立式(1)–(5), 考虑 $B_p K_c / A_p^2 \ll 1$, $K V_t / \beta_e A_p^2 \ll 1$, 得轧机液压伺服位置系统微分方程形式

$$\ddot{x}_p = -(2\xi_h \omega_h + \omega_r) \dot{x}_p - (2\xi_h \omega_h \omega_r + \omega_h^2) x_p - \omega_h^2 \omega_r x_p - \frac{\omega_h^2 \omega_r}{K} (F_L + \frac{1}{\omega_1} \dot{F}_L) + \frac{A_p K_e k_{sv}}{K_{ce} K} u_p, \quad (6)$$

式中: $\omega_h = \sqrt{\beta_e A_p^2 / V_t m_t}$ 为液压缸固有频率, 液压缸阻尼比为

$$\xi_h = K_{ce} \sqrt{\beta_e m_t / V_t} / 2 A_p + B_p \sqrt{V_t / \beta_e m_t} / 2 A_p,$$

惯性环节转折频率为

$$\omega_r = K_{ce} K / A_p^2, \quad \omega_1 = \beta_e K_{ce} / V_t,$$

$K_{ce} = K_c + C_{tp}$ 为总流量压力系数.

令传动侧和操作侧液压伺服位置子系统分别为 Σ_1, Σ_2 , 定义两侧位置差

$$x_e = x_{p1} - x_{p2}. \quad (7)$$

由式(6)和(7)可得两侧液压伺服位置同步系统动态模型:

$$\begin{cases} \ddot{x}_{p1} = a_{12} \dot{x}_{p1} + a_{11} x_{p1} + a_{10} x_{p1} + b_{p1} u_{p1} + w_{p1}, \\ \ddot{x}_{p2} = a_{22} \dot{x}_{p2} + a_{21} x_{p2} + a_{20} x_p + b_{p2} u_{p2} + w_{p2}, \\ \ddot{x}_e = \ddot{x}_{p1} - \ddot{x}_{p2}, \end{cases} \quad (8)$$

其中:

$$a_{i2} = -(2\xi_{hi} \omega_{hi} + \omega_{ri}), \quad a_{i1} = -(2\xi_{hi} \omega_{hi} \omega_{ri} + \omega_{hi}^2),$$

$$b_i = A_{pi} K_{fi} K_{ei} k_{svi} / K_{cei} K_i,$$

$$w_i = -\omega_{hi}^2 \omega_{ri} (F_{Li} + \frac{1}{\omega_{1i}} \dot{F}_{Li}) / K_i, \quad a_{i0} = \omega_{hi}^2 \omega_{ri},$$

$$i = 1, 2.$$

轧机两侧液压缸位移 x_{p1}, x_{p2} 分别跟踪工艺设定给定 x_{r1}, x_{r2} , x_e 跟踪倾辊给定 $\Delta x_r = x_{r1} - x_{r2}$. 系统

Σ_1 与 Σ_2 的结构、控制完全相同,从理论上讲,其动态特性完全一致.但在实际生产中,由于安装偏差、元件调整、消耗磨损、负载波动等差异导致系统 Σ_1 与 Σ_2 性能出现一定差异,使 x_{p1} 与 x_{p2} 不能保持同步, x_e 无法快速跟踪到 Δx_r .此外,在轧制过程中系统内部参数摄动、外负载扰动以及元件非线性特性等不确定因素给两侧液压伺服位置的同步带来了一定困难.因此,在提高单侧子系统动态特性及鲁棒性能的基础上实现两侧液压伺服位置的快速同步是非常必要的.

3 自抗扰同步控制器设计 (Design of active disturbance rejection synchronous controller)

为实现轧机传动侧和操作侧液压缸位移 x_{p1} 与 x_{p2} 的实时同步,引入同步控制量 u_e ,基于 x_{p1} , x_{p2} 对 x_e 贡献量一样符号相反,设计液压伺服位置同步控制系统为

$$\begin{cases} \ddot{x}_{p1} = a_{12}\ddot{x}_{p1} + a_{11}\dot{x}_{p1} + a_{10}x_{p1} + b_{p1}(u_{p1}(t) + u_e(t)) + w_{p1}, \\ \ddot{x}_{p2} = a_{22}\ddot{x}_{p2} + a_{21}\dot{x}_{p2} + a_{20}x_{p2} + b_{p2}(u_{p2}(t) - u_e(t)) + w_{p2}, \\ \ddot{x}_e = \ddot{x}_{p1} - \ddot{x}_{p2}, \end{cases} \quad (9)$$

其中: u_{p1} , u_{p2} 分别为系统 Σ_1 和 Σ_2 位置控制器 C_1 , C_2 设计的位置控制量,均满足 x_{p1} , x_{p2} 对 x_{r1} , x_{r2} 的响应要求.

将式(9)转化为

$$\begin{cases} \dot{x}_{p1} = f_{p1}(\ddot{x}_{p1}, \dot{x}_{p1}, x_{p1}, w_{p1}) + b_{p1}(u_{p1} + u_e), \\ \dot{x}_{p2} = f_{p2}(\ddot{x}_{p2}, \dot{x}_{p2}, x_{p2}, w_{p2}) + b_{p2}(u_{p2} - u_e), \\ \dot{x}_e = f_e(f_{p1}, f_{p2}, b_{p1}u_{p1}, b_{p2}u_{p2}) + (b_{p1} + b_{p2})u_e, \end{cases} \quad (10)$$

其中: f_{p1} , f_{p2} 及 f_e 是关于系统 Σ_1 , Σ_2 状态及外扰的非线性函数,代表了各子系统的总扰动,包括系统内部动态特性及外负载扰动.此时,两侧位置同步控制问题可看作 x_e 对 Δx_r 的跟踪问题,如图2所示.通过设计扩张状态观测器实时估计 $f_e(\cdot)$,并在控制律 u_e 中给予抵消,使系统在具有内部参数摄动及外负载扰动的情况下,仍能实现 x_e 对 Δx_r 的快速稳定跟踪.

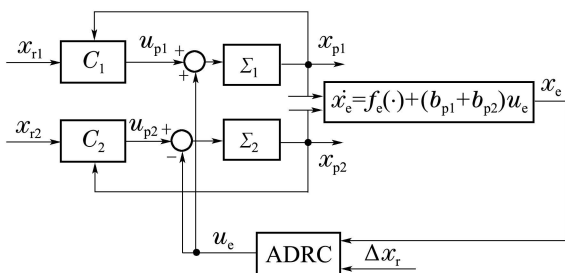


图2 液压伺服位置自抗扰同步控制系统

Fig. 2 Active disturbance rejection synchronization control for hydraulic servo position system

假设 f_e 可微,令 $x_1 = x_e$, $x_2 = f_e(\cdot)$, $h(t) = \dot{f}_e(\cdot)$,则 $\dot{x}_e = f_e(\cdot) + (b_{p1} + b_{p2})u_e$ 状态方程可描述为

$$\begin{cases} \dot{x}_1 = f_e + (b_{p1} + b_{p2})u_e, \\ \dot{x}_2 = h(t), \\ x_e = x_1. \end{cases} \quad (11)$$

针对式(11),设计线性扩张状态观测器

$$\begin{cases} e(t) = x_1(t) - \hat{x}_1(t), \\ \dot{\hat{x}}_1(t) = \hat{x}_2(t) + \bar{b}_e u_e(t) + \beta_1 e(t), \\ \dot{\hat{x}}_2(t) = \beta_2 e(t), \end{cases} \quad (12)$$

式中: \hat{x}_1 , \hat{x}_2 为系统状态 x_1 , x_2 的观测值, β_1 , β_2 为观测器增益, \bar{b}_e 为 $(b_{p1} + b_{p2})$ 估计值.通过带宽参数化^[15]将观测器所有极点配置到 $-\omega_o$,则观测器增益可用观测器带宽 ω_o 来表示

$$[\beta_1 \ \beta_2]^T = [2\omega_o \ \omega_o^2]^T,$$

其中: ω_o 需大于系统频率从而有效跟踪到系统状态及总扰动, ω_o 越大跟踪性能越好,但增大 ω_o 同时提高了系统对噪声的敏感性,因此调节扩张状态观测器带宽 ω_o 需同时考虑系统频率及传感器噪声的影响.

通过调节 ω_o ,可使 $\hat{x}_1 \rightarrow x_1$, $\hat{x}_2 \rightarrow f_e$,获得总扰动 f_e 实时估计值 \hat{x}_2 ,由此设计具有动态主动补偿特性的控制律

$$u_e = \frac{u_e^* - \hat{x}_2}{\bar{b}_e}. \quad (13)$$

若忽略 \hat{x}_2 对 f_e 的估计误差,则系统被线性化为“纯积分串联型”对象

$$\dot{x}_e = f_e + (b_{p1} + b_{p2})u_e \approx u_e^*.$$

基于此,设计误差反馈控制律

$$u_e^* = k_e(\Delta x_r - \hat{x}_1), \quad (14)$$

式中调节增益 $k_e > 0$.

4 仿真和实验研究(Simulation and experiment research)

4.1 仿真研究(Simulation research)

为验证上述同步控制方法的有效性,首先进行仿真算例研究.以某1850 mm可逆铝带冷轧机液压伺服位置系统为例,其主要物理参数标称值示于表1.将无同步控制系统与自抗扰同步控制系统仿真效果进行比较.Simulink中仿真组态设置为固定步长0.0001 s,采用欧拉方程ode1求解微分方程.两侧子系统中 C_1 , C_2 均采用PI控制器,且参数选取一致为

$$k_p = 80, \ k_i = 16.5,$$

自抗扰同步控制器参数为

$$k_e = 100, \ \omega_o = 150, \ \bar{b}_e = 10.$$

表 1 液压伺服位置系统标称参数

Table 1 Parameters values of hydraulic servo position systems

参数名称	参数值	参数名称	参数值	参数名称	参数值	参数名称	参数值
$\omega_{h1}/(\text{rad} \cdot \text{s}^{-1})$	345.84	$\omega_{h2}/(\text{rad} \cdot \text{s}^{-1})$	301.2	$K_{ce1}/(\text{m}^3 \cdot \text{N}^{-1})$	1.52×10^{-11}	$K_{ce2}/(\text{m}^3 \cdot \text{N}^{-1})$	1.46×10^{-11}
$\omega_{r1}/(\text{rad} \cdot \text{s}^{-1})$	1.74	$\omega_{r2}/(\text{rad} \cdot \text{s}^{-1})$	1.07	$K_{e1}/K_{e2}/(\text{A} \cdot \text{V}^{-1})$	0.001	$A_{p1}/A_{p2}/\text{m}^2$	0.25
$\omega_{11}/(\text{rad} \cdot \text{s}^{-1})$	17.85	$\omega_{12}/(\text{rad} \cdot \text{s}^{-1})$	16.68	$k_{sv1}/(\text{m}^3 \cdot (\text{s} \cdot \text{A})^{-1})$	0.3162	$k_{sv2}/(\text{m}^3 \cdot (\text{s} \cdot \text{A})^{-1})$	0.32
ξ_{h1}	0.35	ξ_{h2}	0.33	$K_1/(\text{N} \cdot \text{m}^{-1})$	5.2×10^9	$K_2/(\text{N} \cdot \text{m}^{-1})$	5.07×10^9

1) 被控对象在标称状态下的控制效果.

设定液压压下位置 $x_{r1} = x_{r2} = 1 \text{ mm}$, 倾辊给定 $\Delta x_r = 0 \text{ mm}$, $F_{L1} = F_{L2} = 0$, 仿真结果如图3所示. 无同步控制系统中两侧位置同步误差最大可达 0.28 mm , 稳态时不能够实现完全同步. 自抗扰同步控制系统中两侧压下位置同步误差最大仅为 0.035 mm , 并在 0.2 s 之后达到完全同步, 同时提高了子系统的动态响应性能.

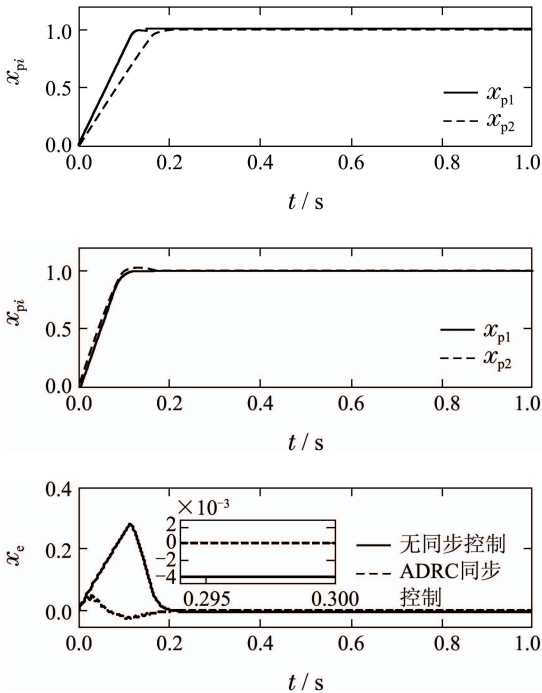


图 3 标称系统的控制效果

Fig. 3 Response performances for nominal systems

2) 被控对象参数发生摄动时的控制效果.

在正常轧制中, 轴承油膜厚度变化、来料硬度波动、漏油等因素均会使液压伺服位置系统参数发生摄动. 按最大增益设计, 将液压缸固有频率 ω_{h1}, ω_{h2} 增加15%, 综合阻尼比 ξ_1, ξ_2 增加30%, PI及自抗扰控制器参数均保持不变, 仿真结果如图4所示. 当系统参数发生较大变化时, 自抗扰同步控制不仅减小了同步误差, 使 x_e 快速跟踪到 Δx_r , 实现了两侧压下位置的快速同步, 并且改善了传动侧和操作侧子系统的动静特性及适应性.

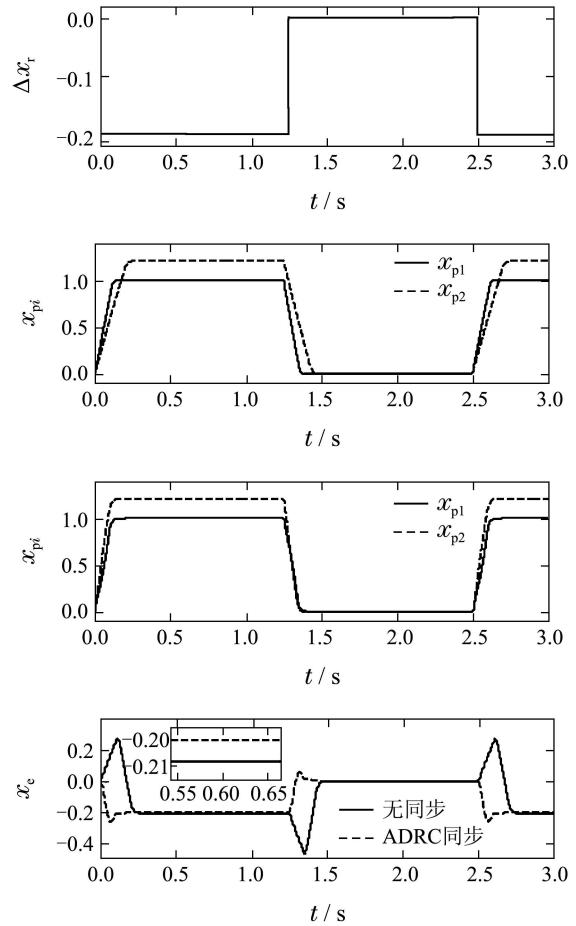


图 4 被控对象参数发生摄动时的控制效果

Fig. 4 Response performances with parameters variations

3) 被控对象在 F_L 发生波动时的控制效果.

穿带过程中, 轧机咬合带材时轧制力会出现波动, 进入稳定轧制时, 由于轧辊偏心轧制力会出现正弦波动, 从而直接导致外负载力 F_L 波动. 考虑带材咬合及轧辊偏心的影响, 在 $t = 0.5 \text{ s}$ 时, 对系统施加负载扰动 $F_{L1} = 300 + 275 \sin(23.53t) \text{ kN}$, $F_{L2} = 350 + 275 \sin(23.53t) \text{ kN}$, $\Delta x_r = 0 \text{ mm}$, PI及自抗扰控制器参数均保持不变, 仿真结果如图5所示. 轧机传动侧和操作侧施加不同的外负载力后, 自抗扰同步控制不仅减小了 x_e 对 Δx_r 的跟踪误差, 使两侧压下位置快速同步, 并且在一定程度上抑制了外负载力 F_L 对子系统的扰动, 提高了传动侧和操作侧液压伺服位置系统的抗干扰能力.

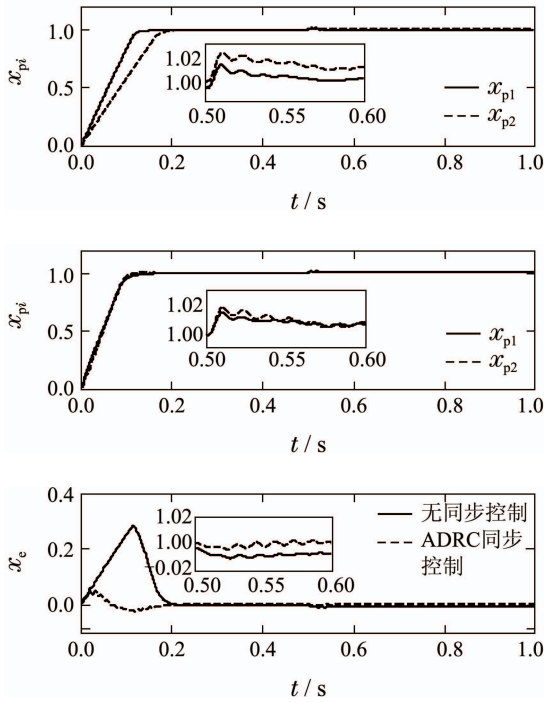


图5 被控对象在 F_L 发生波动时的控制效果

Fig. 5 Response performances with load force fluctuation

4.2 实验研究(Experiment research)

为验证本文所提同步控制方案在工程应用中的有效性与实用性,在某400 mm可逆冷带轧机液压伺服位置系统中进行实验研究.轧机操作侧液压缸及伺服阀实体图如图6.

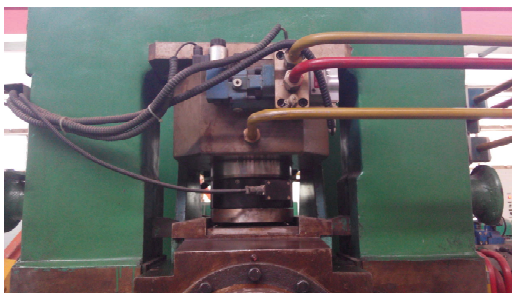


图6 轧机操作侧液压伺服位置系统实体图

Fig. 6 Entity diagram of operate side hydraulic servo position system of rolling mill

实验过程中,轧机主要采用L1级控制结构. L1级计算机控制系统硬件采用SIMATIC TDC(technology drive control), SIMATICPLC-300(programmable logic controller), ET200M等,并通过PROFIBUSDP进行通讯;传动侧和操作侧液压缸位移检测采用分辨率为 $1\mu\text{m}$ 的SONY磁尺. L1级控制系统中, TDC作为核心控制器,负责轧制过程中核心控制系统包括液压伺服位置同步控制的运算,辅助设备的逻辑控制及系统输入输出信号的处理在PLC-300中完

成,控制系统与设备之间的信号通过ET200M传输,人机界面利用SIMATIC WinCC实现,与TDC, PLC-300及ET200M通过TCP/IP进行通讯.

轧机传动侧和操作侧液压伺服位置系统均为离散系统,采样时间为2 ms,其数学模型完全未知,只可获得系统输入量(伺服阀控制电流)及输出量(液压缸位移)数据.位置控制器 C_1, C_2 均为离散PI控制器,参数选取一致为 $k_p = 20, k_i = 0.97$.将自抗扰同步控制器(12)–(14)离散化为

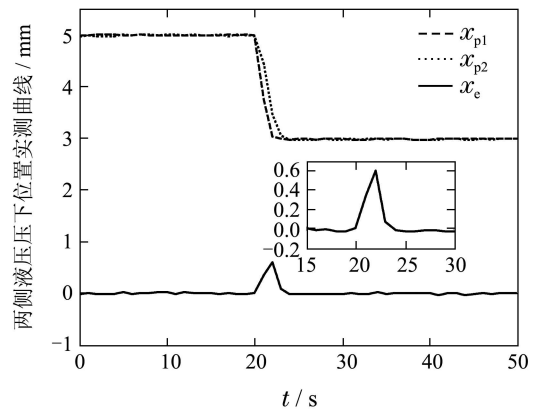
$$\begin{cases} e(k) = x_1(k) - \hat{x}_1(k), \\ \hat{x}_1(k+1) = \\ \hat{x}_1(k) + h(\hat{x}_2(k) + \bar{b}_e u_e(k) + \beta_1 e(k)), \\ \hat{x}_2(k+1) = \hat{x}_2(k) + h\beta_2 e(k), \end{cases} \quad (15)$$

$$u_e(k+1) = (u_e^* - \hat{x}_2(k)) / \bar{b}_e, \quad (16)$$

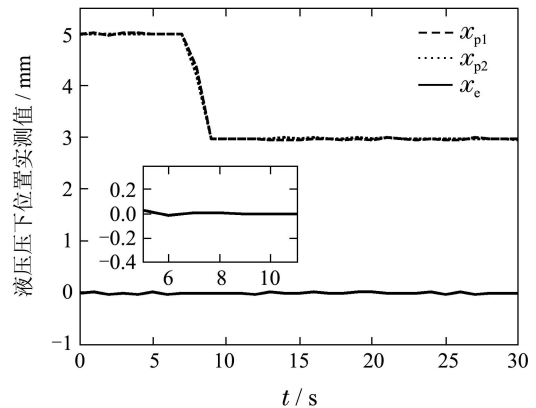
$$u_e^* = k_e(\Delta x_r(k) - \hat{x}_1(k)), \quad (17)$$

式中参数调节为 $h = 0.002, k_e = 25, \omega_o = 93, \bar{b}_e = 5$.

实验在轧机空载状态下完成,利用从传感器采集并存储在数据库中的数据,绘制轧机两侧液压伺服位置及同步误差的实测曲线,如图7–8所示.



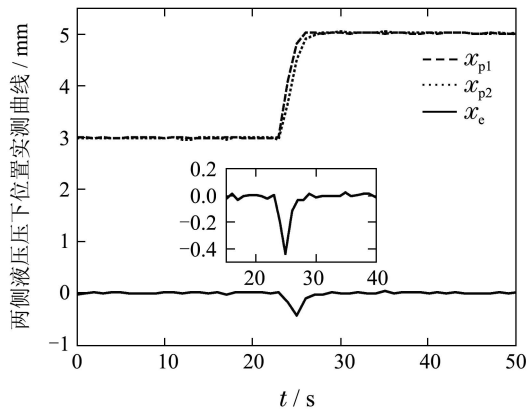
(a) 无同步控制时两侧液压缸位移实测曲线



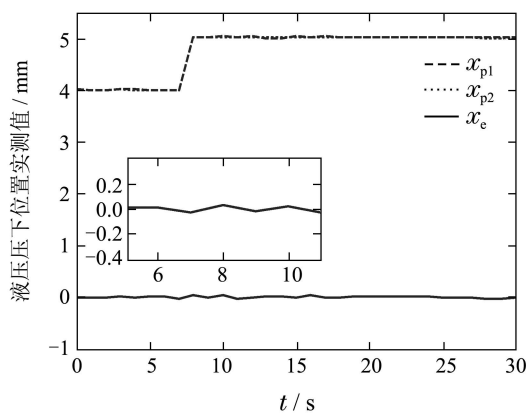
(b) ADRC同步控制时两侧液压缸位移实测曲线

图7 两侧液压缸位移压下过程实测曲线

Fig. 7 Actual curves for two sides hydraulic cylinder displacement in screwing down process



(a) 无同步控制时两侧液压缸位移实测曲线



(b) ADRC同步控制时两侧液压缸位移实测曲线

图8 两侧液压伺服位置抬起过程实测曲线

Fig. 8 Actual curves for two sides hydraulic cylinder displacement in rising process

图7表示液压伺服位置系统的下压过程, 无同步控制时两侧子系统动态响应差达0.6 mm, 而自抗扰同步控制消除了位置同步误差, 使两侧子系统在液压下压过程中完全保持一致, 实现了两侧液压伺服位置的快速同步. 图8描述了液压伺服位置系统的抬起过程, 无同步控制时两侧子系统抬起过程响应不一致, 最大差值达0.4 mm, 而自抗扰同步控制使两侧子系统动态响应完全一致, 实现了两侧液压伺服位置抬起的快速同步.

5 结论(Conclusions)

本文针对轧机传动侧和操作侧液压伺服位置系统动静特性不一致问题, 从工程实践出发, 建立了液压伺服位置同步系统动态机理模型, 分析了轧机两侧液压缸位移不同步原因, 提出了自抗扰同步控制策略. 仿真结果表明, 所设计控制方法在系统具有内部参数扰动及外负载波动的情况下, 不仅使两侧位置伺服系统动态响应保持一致, 而且改善了单侧子系统的动态特性及抗扰能力; 实验研究结果

表明, 自抗扰同步控制方法能够使某400 mm冷轧机两侧位置在压下及抬起过程中保持一致, 消除了两侧位置同步误差, 实现了传动侧和操作侧液压伺服位置的快速同步.

参考文献(References):

- [1] GINZBURG V B. *High-Quality Steel Rolling: Theory and Practice* [M]. New York: Marcel Dekker Inc, 1993.
- [2] 施光林, 史维祥, 李天石. 液压同步闭环控制及其应用 [J]. 机床与液压, 1997, 25(4): 3-7.
(SHI Guanglin, SHI Weixiang, LI Tianshi. Hydraulic synchronous closed-loop control and application [J]. *Machine Tool and Hydraulics*, 1997, 25(4): 3-7.)
- [3] 张志伟, 张福波, 王国栋. 一种双液压缸同步控制方法及其仿真研究 [J]. 机床与液压, 2003, 31(3): 232-239.
(ZHANG Zhiwei, ZHANG Fubo, WANG Guodong. An synchronization control strategy applied in two cylinders system and its simulation [J]. *Machine Tool and Hydraulics*, 2003, 31(3): 232-239.)
- [4] 方一鸣, 赵琳琳, 欧发顺. 冷带轧机两侧压下位置系统鲁棒动态输出反馈同步控制 [J]. 自动化学报, 2009, 35(4): 438-442.
(FANG Yiming, ZHAO Linlin, OU Fashun. Robust dynamic output feedback synchronous control for both sides of pressing down position system for cold rolling mill [J]. *Acta Automation Sinica*, 2009, 35(4): 438-442.)
- [5] 邓飙, 苏文斌, 郭勤阳, 等. 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): 85-90.
(DENG Biao, SU Wenbin, GUO Qinyang, et al. Intelligent control for electro-hydraulic position servo synchronic control system with double cylinders [J]. *Journal of Xi'an Jiaotong University*, 2008, 45(11): 85-90.)
- [6] CHEN C Y, LIU L Q, CHEN C C, et al. Fuzzy controller design for synchronous motion in a dual-cylinder electro-hydraulic system [J]. *Control Engineering Practice*, 2008, 16(6): 658-673.
- [7] 韩京清. 自抗扰控制技术——估计补偿不确定因素的控制技术 [M]. 北京: 国防工业出版社, 2009.
(HAN Jingqing. *Active Disturbance Rejection Control Technique—the Technique for Estimating and Compensating the Uncertainties* [M]. Beijing: National Defense Industry Press, 2009: 243-287.)
- [8] 王丽君, 童朝南, 李擎, 等. 实用自抗扰控制在大气滞厚度自动监控系统中的应用 [J]. 控制理论与应用, 2012, 29(3): 368-374.
(WANG Lijun, TONG Chaonan, LI Qin, et al. Practical active disturbance rejection solution for monitoring automatic gauge control system with large time-delay [J]. *Control Theory & Applications*, 2012, 29(3): 368-374.)
- [9] 赖爱芳, 郭毓, 郑立君. 航天器姿态机动及稳定的自抗扰控制 [J]. 控制理论与应用, 2012, 29(3): 401-407.
(LAI Aifang, GUO Yu, ZHENG Lijun. Active disturbance rejection control for spacecraft attitude maneuver and stability [J]. *Control Theory & Applications*, 2012, 29(3): 401-407.)
- [10] 阮久宏, 杨福广, 李贻斌. 车辆加速度自抗扰控制 [J]. 控制理论与应用, 2011, 28(9): 1189-1194.
(RUAN Jinghong, YANG Fuguang, LI Yibin. Active disturbance-rejection control in vehicle acceleration [J]. *Control Theory & Applications*, 2011, 28(9): 1189-1194.)

- [11] LI M D, LI D H, WANG J, et al. Active disturbance rejection control for fractional-order system [J]. *ISA Transactions*, 2013, 52(3): 365 – 374.
- [12] 王丽君, 童朝南, 李擎, 等. 热连轧板宽板厚的实用自抗扰解耦控制 [J]. *控制理论与应用*, 2012, 29(11): 1471 – 1478.
(WANG Lijun, TONG Chaonan, LI Qing, et al. A practical decoupling control solution for hot strip width and gauge regulation based on active disturbance rejection [J]. *Control Theory & Applications*, 2012, 29(11): 1471 – 1478.)
- [13] GUO B Z, Jin F F. The active disturbance rejection and sliding model control approach to stabilization of the Euler-Bernoulli beam equation with boundary input disturbance [J]. *Automatica*, 2013, 49(9): 2911 – 2918.
- [14] ZHAO C Z, HUANG Y. Design ADRC for two special kinds of systems [C] // *Proceedings of the 30th Chinese Control Conference*. Yantai: IEEE, 2011: 229 – 234.
- [15] GAO Z Q. Scaling and bandwidth-parameterization based controller tuning [C] // *Proceedings of the 2003 American Control Conference*. Denver: IEEE, 2003: 4989 – 4996.

作者简介:

王 喆 (1986–), 女, 博士研究生, 目前研究方向为自抗扰控制、轧制过程自动化, E-mail: wangzheae86@gmail.com;

王 京 (1948–), 男, 教授, 博士生导师, 目前研究方向为非线性系统控制、先进控制理论研究及其在冶金中的应用, E-mail: wangj@nercar.ustb.edu.cn;

张勇军 (1973–), 男, 副教授, 目前研究方向为新型控制理论与应用、交直流电机调速控制与工业自动化应用研究, E-mail: kevin2ustb@gmail.com;

李 静 (1973–), 女, 副教授, 目前研究方向为电气传动、先进控制系统, E-mail: lijing6332@ustb.edu.cn;

张 飞 (1979–), 男, 助理研究员, 目前研究方向为生产过程智能控制, E-mail: zhfeicn@126.com;

赵 栋 (1986–), 男, 博士研究生, 目前研究方向为非线性系统建模、轧制过程控制, E-mail: zhaoliae86@gmail.com.