

DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2012.10.041

并联机床伺服系统双自适应模糊滑模控制*

唐锐^{1,2} 王少江¹ 侯力¹ 张祺¹ 姜平¹ 任文娟¹
(1. 四川大学制造科学与工程学院, 成都 610065; 2. 攀枝花学院机械工程学院, 攀枝花 617000)

【摘要】以并联机床的单通道对称阀控非对称液压缸为研究对象,提出一种适合该系统的将模糊控制、滑模控制、自适应控制三者有机结合的双自适应模糊滑模控制算法。仿真结果表明,采用所提方法使系统的输出渐进一致地收敛于参考输入信号,解决了对称滑阀控非对称液压缸系统存在的动态性能不对称、系统精度低、稳定性差等问题,可有效快速跟踪变化信号,对有界的干扰和参数摄动具有不变性。与常规PID控制相比,双自适应模糊滑模控制更适合于高阶非线性、强干扰的复杂系统,将此法应用于并联机床的液压控制系统可提高机床控制精度,改善机床动态性能,稳态误差仅为常规PID控制的20%。

关键词: 并联机床 液压伺服系统 双自适应模糊滑模控制
中图分类号: TP273; TH137 文献标识码: A 文章编号: 1000-1298(2012)10-0229-06

Double Adaptive Fuzzy Sliding Mode Control for Hydraulic Servo System of Parallel Machine

Tang Rui^{1,2} Wang Shaojiang¹ Hou Li¹ Zhang Qi¹ Jiang Ping¹ Ren Wenjuan¹
(1. School of Manufacturing Science and Engineering, Sichuan University, Chengdu 610065, China
2. School of Machinery and Engineering, Panzhihua University, Panzhihua 617000, China)

Abstract

Taking a single-channel control of parallel machine tools as the research object, an double adaptive fuzzy sliding mode control method adapted to the asymmetric cylinder hydraulic servo system controlled by symmetric valve was presented to make the output of the system follow the reference signal progressively, so that the problems of dynamic performance asymmetry, low accuracy, low stability were resolved. Double adaptive fuzzy sliding mode control was more suited to complex systems with higher order nonlinearity and strong interference. The simulation results demonstrated that the double adaptive fuzzy sliding mode control system could greatly improve the dynamic performance and control precision of parallel machine tools. The steady-state error is only 20% of PID controller.

Key words Parallel machine tools, Hydraulic servo system, Double adaptive fuzzy sliding mode control

引言

并联机床是基于 Stewart 平台开发的并联机器人机构与机床结合的产物。Stewart 平台液压控制系统往往是高阶系统,具有高度的非线性、负载灵敏

性、参数的不确定性、通道间耦合干扰、换向突跳、系统振动和动态不对称性等特点,这些都严重影响系统的动态性能。

滑模变结构控制对系统参数的摄动和外界扰动具有较强的鲁棒性,从而为复杂系统控制问题提供

收稿日期: 2011-10-26 修回日期: 2011-11-21
* 重庆大学机械传动国家重点实验室开放基金资助项目(SKLMT-KFKT-200901)和西华大学重点实验室开放基金资助项目(szjj2011-041)
作者简介: 唐锐,博士生,攀枝花学院副教授,主要从事机电一体化和传动研究,E-mail: pzhutr@163.com
通讯作者: 侯力,教授,博士生导师,主要从事齿轮传动、机电一体化和传动与控制研究,E-mail: houli4@163.com

了一种较好的解决途径。许多学者将模糊逻辑系统与滑模控制进行整合,此方法已成为一种有效解决非线性、不确定动力系统控制困难的途径,缓解了常规滑模控制在执行上的困难^[1~12]。Choi 等设计了不同种类的模糊滑模控制方法,并将其应用于各种非线性系统中,均取得不错的效果^[1~8]。Wang 等^[9]和 Akbarzadeh 等^[10~12]将自适应算法与模糊滑模控制相结合,增强了系统的鲁棒性,削弱了控制信号中的高频抖振现象。

本文以滑模切换函数的输出作为输入变量设计双自适应模糊滑模控制系统,简化模糊控制系统结构。对并联机床 Stewart 平台的单通道阀控非对称液压缸的液压位置伺服系统进行仿真研究。

1 阀控非对称液压缸数学模型

四通伺服阀控制非对称液压缸组成的动力机构(图 1)为具有质量、阻尼、弹簧组成的复合负载。非对称液压缸两腔由于活塞的存在造成了有效面积的不等,流量方程与活塞运动方向 y 有关,本文以液压缸活塞杆外伸为主进行讨论。

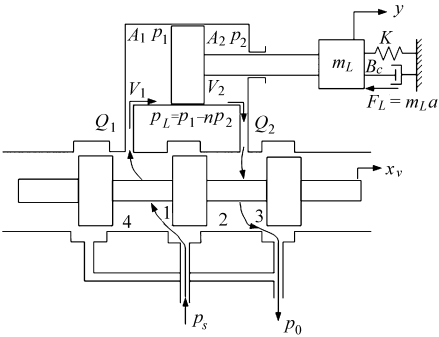


图 1 阀控非对称液压缸原理图

Fig. 1 Schematic of valve controlled asymmetrical cylinder

假定伺服阀的 4 个节流口是匹配和对称的,供油压力 p_s 恒定,回油压力 p_0 为零。

当液压缸活塞杆外伸时,伺服阀阀芯右移,即 $x_v > 0$,伺服阀的线性化流量方程为

$$Q_1 = C_d w x_v \sqrt{2(p_s - p_1)/\rho} \approx A_1 \frac{dy}{dt} \tag{1}$$

$$Q_2 = C_d w x_v \sqrt{2p_2/\rho} \approx A_2 \frac{dy}{dt} \tag{2}$$

- 式中 A_1 ——无杆腔有效面积, m^2
 A_2 ——有杆腔有效面积, m^2
 Q_1 ——无杆腔流量, m^3/s
 Q_2 ——有杆腔流量, m^3/s
 C_d ——流量系数
 w ——伺服阀窗口面积梯度, m
 ρ ——油液密度, kg/m^3
 p_1 ——无杆腔压力, Pa

- p_2 ——有杆腔压力, Pa
 x_v ——伺服阀阀芯位移, m

由式(1)、(2)可得

$$\frac{Q_2}{Q_1} = \sqrt{\frac{p_2}{p_s - p_1}} = \frac{A_2}{A_1} = n \tag{3}$$

液压缸稳态时的动力平衡方程为

$$p_1 A_1 - p_2 A_2 = F_L \tag{4}$$

式中 F_L ——负载力
负载压力为

$$p_L = p_1 - n p_2 \tag{5}$$

式(3)、(5)联立得

$$\begin{cases} p_1 = \frac{n^3 p_s + p_L}{1 + n^3} \\ p_2 = \frac{n^2 (p_s - p_L)}{1 + n^3} \end{cases} \tag{6}$$

将式(6)代入式(1)、(2)得

$$Q_1 = C_d w x_v \sqrt{\frac{2}{\rho} \frac{p_s - p_L}{1 + n^3}} \tag{7}$$

$$Q_2 = C_d w x_v \sqrt{\frac{2}{\rho} \frac{n^2 (p_s - p_L)}{1 + n^3}} \tag{8}$$

负载流量为

$$Q_L = \frac{Q_1 + n Q_2}{1 + n^2} = C_d w x_v \sqrt{\frac{2}{\rho} \frac{p_s - p_L}{1 + n^3}} \tag{9}$$

由此可得液压缸活塞杆外伸时的线性化负载流量方程为

$$Q_L = \frac{\partial Q_L}{\partial x_v} x_v + \frac{\partial Q_L}{\partial p_L} p_L = K_q x_v - K_c p_L \tag{10}$$

- 式中 K_q ——流量增益, m^2/s
 K_c ——流量压力系数, $\text{m}^3/(\text{s} \cdot \text{Pa})$

无杆腔流量连续性方程

$$Q_1 = \frac{dV_1}{dt} + \frac{V_1}{\beta_e} \frac{dp_1}{dt} + C_{ec} p_1 + C_{ic} (p_1 - p_2) \tag{11}$$

有杆腔流量连续性方程

$$Q_2 = -\frac{dV_2}{dt} - \frac{V_2}{\beta_e} \frac{dp_2}{dt} - C_{ec} p_1 + C_{ic} (p_1 - p_2) \tag{12}$$

设活塞两腔初始容积相等,均为 V_0 ,且 $A_1 y \ll V_0, A_2 y \ll V_0$,根据式(9)可得

$$Q_L = \frac{Q_1 + n Q_2}{1 + n^2} = A_1 \frac{dy}{dt} + \frac{V_t}{2(1 + n^2)\beta_e} \frac{dp_L}{dt} + C_{ic} p_L + C_{ic1} p_s$$

其中 $C_{ic1} = \frac{n^2 (n^2 - 1)}{(1 + n^2)(1 + n^3)} C_{ic}$
 $C_{ic} = \frac{1 + n}{1 + n^3} C_{ic} + \frac{C_{ec}}{1 + n^2} \tag{13}$

式中 V_1 ——无杆腔容积, m^3

V_2 ——有杆腔容积, m^3
 β_e ——液压油液弹性模量, N/m^2
 C_{ec} ——液压缸外泄漏系数, $\text{m}^3/(\text{s}\cdot\text{Pa})$
 C_{ic} ——液压缸内泄漏系数, $\text{m}^3/(\text{s}\cdot\text{Pa})$
 V_t ——有效密积, m^3

液压缸力平衡方程为

$$A_1p_1 - A_2p_2 = A_1p_L = m_L \frac{\text{d}^2y}{\text{d}t^2} + B_c \frac{\text{d}y}{\text{d}t} + Ky + F_L$$

(14)

式中 K ——弹簧刚度

对式(10)、(13)、(14)进行拉普拉斯变换得

$$Q_L = K_q X_v - K_c p_L$$

(15)

$$Q_L = A_1 s Y + \frac{V_t}{2(1+n^2)\beta_e} s p_L + C_{ic} p_L + C_{icl} p_s$$

(16)

$$A_1 p_L = (m_L s^2 + B_c s + K) Y + F_L$$

(17)

由式(15)~(17)可联立求解 Y , 当弹簧刚度 $K=0$ 时, Y 可统一表达为

$$Y = \frac{\frac{K_q}{A_1} X_v - \frac{1}{A_1^2} \left[\frac{V_t}{2(1+n^2)\beta_e} s + K_c + C_{ic} \right] F_L}{s \left(\frac{s^2}{\omega_h^2} + \frac{2\xi_h}{\omega_h} s + 1 \right)}$$

(18)

其中

$$\omega_h = \sqrt{\frac{2(1+n^2)\beta_e A_1^2}{m_L V_t}}$$
$$\xi_h = \frac{B_c}{2A_1} \sqrt{\frac{V_t}{2(1+n^2)\beta_e m_L}} + \frac{K_c + C_{ic}}{A_1} \sqrt{\frac{(1+n^2)\beta_e m_L}{2V_t}}$$

式(18)给出了以惯性负载为主时阀控液压缸的动态特性,分子中第1项可看作无外负载时的速度,而第2项则给出了因外负载时而造成的速度降低。

活塞位移对伺服阀位移的传递函数为

$$\frac{Y}{X_v} = \frac{\frac{K_q}{A_1}}{s \left(\frac{s^2}{\omega_h^2} + \frac{2\xi_h}{\omega_h} s + 1 \right)}$$

(19)

式(19)表明,在稳态时活塞位移没有确定值,但活塞速度和阀位移之间有确定关系。式(19)所描述的系统为单输入单输出系统,其状态方程和输出方程可表述为

$$\begin{cases} \dot{\mathbf{X}} = \mathbf{A}\mathbf{X} + \mathbf{B}x_v \\ y = \mathbf{C}\mathbf{X} \end{cases}$$

(20)

其中 $\mathbf{X} = [x_1 \quad x_2 \quad x_3]^T$ $\dot{\mathbf{X}} = [\dot{x}_1 \quad \dot{x}_2 \quad \dot{x}_3]^T$

$$\mathbf{A} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \\ 0 & -\omega_h^2 & -2\xi_h\omega_h \end{bmatrix} \quad \mathbf{B} = [0 \quad 0 \quad K_q\omega_h^2/A_1]^T$$

$$\mathbf{C} = [1 \quad 0 \quad 0]$$

2 双自适应模糊滑模控制

2.1 控制器设计

考虑如下 SISO 非线性系统

$$\ddot{x} = f(x, t) + g(x, t)u(t) + d(t)$$

(21)

其中 $f(x, t)$ 和 $g(x, t)$ 均为未知的非线性函数, $g(x, t) > 0$, $d(t)$ 为外加干扰。

跟踪误差为

$$e(t) = x(t) - r(t)$$

(22)

定义积分滑模面为

$$s(t) = \dot{x}(t) - \int_0^t (\ddot{r}(t) - k_1 \ddot{e}(t) - k_2 \dot{e}(t) - k_3 e(t)) \text{d}t$$

(23)

其中 k_1 、 k_2 和 k_3 为非零正常数,满足 Hurwitz 稳定判据。

当滑模控制处于理想状态, $s(t) = \dot{s}(t) = 0$, 即

$$\ddot{s}(t) = \ddot{e}(t) + k_1 \ddot{e}(t) + k_2 \dot{e}(t) + k_3 e(t) = 0$$

(24)

假设 $f(x, t)$ 、 $g(x, t)$ 和 $d(t)$ 为已知,则根据式(24)可得滑模控制律为

$$u^*(t) = g(x, t)^{-1} (-f(x, t) - d(t) + \ddot{r}(t) - k_1 \ddot{e}(t) - k_2 \dot{e}(t) - k_3 e(t))$$

(25)

实际应用中, $f(x, t)$ 、 $g(x, t)$ 和 $d(t)$ 均为未知, $u^*(t)$ 难于实现,本文提出采用模糊系统逼近 $u^*(t)$ 。相对于传统的二输入模糊控制器而言,本文选用切换函数 $s(t)$ 作为模糊控制器的输入,构成一个单输入模糊系统,从而大大减少了模糊规则的数量。该模糊控制器的模糊规则形式为规则 i : IF s is F_s^i , THEN u is α_i 。其中 $i=1, 2, \dots, m$, F_s^i 和 α_i 为模糊集合。

采用重心法进行模糊系统反模糊化,同时取 α_i 为可调参数,得到控制器的输出为

$$u_{fz}(s, \alpha) = \alpha \xi^T$$

(26)

其中 $\alpha = [\alpha_1 \quad \alpha_2 \cdots \alpha_m]$ $\xi = [\xi_1 \quad \xi_2 \cdots \xi_m]$

$$\xi_i = \omega_i / \sum_{i=1}^m \omega_i$$

根据模糊逼近理论,存在一个最优模糊系统来逼近 $u^*(t)$ 。即

$$u^*(t) = u_{fz}(s, \alpha^*) + \varepsilon = \alpha^* \xi + \varepsilon$$

(27)

其中 ε 为模糊系统的逼近误差,满足 $|\varepsilon| < E$ 。

采用模糊逼近系统 $u_{fz}(s, \hat{\alpha})$ 逼近 $u^*(t)$, 则 $u_{fz}(s, \hat{\alpha}) = \hat{\alpha} \xi^T$, 其中 $\hat{\alpha}$ 为 α^* 的估计值,定义 $\tilde{\alpha} = \hat{\alpha} - \alpha^*$ 。由式(27)可得

$$\tilde{u}_{fz} = \hat{u}_{fz} - u^* = \hat{u}_{fz} - u_{fz}^* - \varepsilon = \tilde{\alpha} \xi - \varepsilon$$

(28)

为补偿模糊逼近系统 $u_{fz}(s, \hat{\alpha})$ 与 $u^*(t)$ 之间的

误差,本文引入切换控制律 u_{vs} ,此时总控制律为

$$u(t) = u_{fz} + u_{vs} \tag{29}$$

双自适应模糊滑模控制系统的结构如图 2 所示。

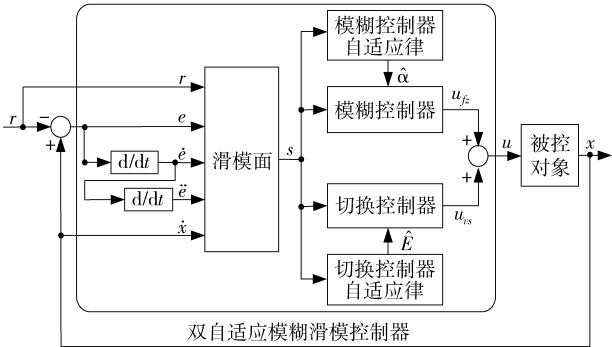


图 2 双自适应模糊滑模控制系统

Fig. 2 Double adaptive fuzzy sliding mode control system

2.2 自适应控制算法设计

由式(23)得

$$\dot{s}(t) = \ddot{e}(t) + k_1 \ddot{e}(t) + k_2 \dot{e}(t) + k_3 e(t) \tag{30}$$

则式(25)变为

$$u^*(t) = g(x,t)^{-1}(g(x,t)u(t) - \dot{s}(t)) \tag{31}$$

由式(29)和(31)可得

$$\begin{aligned} \dot{s}(t) &= g(x,t)(u(t) - u^*(t)) = \\ &g(x,t)(u_{fz} + u_{vs} - u^*(t)) \end{aligned} \tag{32}$$

在切换控制器中,由于切换增益很难确定,在实际控制中往往通过经验确定。如果切换增益选择过大,则会产生较大的抖振;如果切换增益选择过小,则控制系统不稳定。

定义 Lyapunov 函数为

$$V(t) = \frac{1}{2}s^2(t) + \frac{g(x,t)}{2\eta_1}\tilde{\alpha}\tilde{\alpha}^T + \frac{g(x,t)}{2\eta_2}\tilde{E}^2 \tag{33}$$

$$\text{其中} \quad \tilde{\alpha} = \hat{\alpha} - \alpha^* \quad \tilde{E}(t) = \hat{E}(t) - E$$

式中 η_1, η_2 ——正常数

$\hat{E}(t)$ ——估计的切换增益

为使 $\dot{V}(t) \leq 0$,采用自适应律和切换控制

$$\dot{\tilde{\alpha}} = \dot{\hat{\alpha}} = -\eta_1 s(t) \xi \tag{34}$$

$$\dot{\tilde{E}}(t) = \dot{\hat{E}}(t) = \eta_2 |s(t)| \tag{35}$$

$$u_{vs} = -\hat{E}(t) \operatorname{sgns}(t) \tag{36}$$

$$\text{则} \quad \dot{V}(t) = s(t)\dot{s}(t) + g(x,t)\tilde{\alpha}\dot{\tilde{\alpha}}^T/\eta_1 +$$

$$g(x,t)\tilde{E}\dot{\tilde{E}}/\eta_2 \leq 0 \tag{37}$$

3 仿真结果与讨论

为得到准确的仿真结果,假定对称阀控非对称液压缸动力机构参数如表 1 所示。

采用表 1 中标称数据可计算得出系统参数液压

固有频率为 203.5 rad/s,液压阻尼比为 0.15,流量增益为 1.01 m²/s,式(19)的对称阀控非对称液压缸动力机构的传递函数为

$$G(s) = \frac{5\,302\,838}{s(s^2 + 61s + 41\,410)} \tag{38}$$

非对称液压缸的初始状态值取[0 0 0],系统期望的位置输出信号为 $r = 0.2\sin(\pi t + \pi/2)$,采样周期为 0.001 s。模糊控制器和切换控制器参数分别取 $\eta_1 = 200, \eta_2 = 1, \hat{\alpha}$ 和 $\hat{E}$ 的初始值均取 0.1。滑模控制采用 7 种隶属函数来模糊化逼近 $u^*(t)$,即

$$\begin{cases} \mu_{PB}(s) = \exp(-(s - \pi/4)/(\pi/12))^2) \\ \mu_{PM}(s) = \exp(-(s - \pi/6)/(\pi/12))^2) \\ \mu_{PS}(s) = \exp(-(s - \pi/12)/(\pi/12))^2) \\ \mu_{ZO}(s) = \exp(-(s/(\pi/12))^2) \\ \mu_{NS}(s) = \exp(-(s + \pi/12)/(\pi/12))^2) \\ \mu_{NM}(s) = \exp(-(s + \pi/6)/(\pi/12))^2) \\ \mu_{NB}(s) = \exp(-(s + \pi/4)/(\pi/12))^2) \end{cases} \tag{39}$$

表 1 对称阀控非对称液压缸动力机构参数

Tab.1 Parameters of valve controlled asymmetrical cylinder system

参数	数值
无杆腔有效面积 A_1/m^2	7.85×10^{-3}
有杆腔有效面积 A_2/m^2	4.71×10^{-3}
面积比	0.60
供油压力 p_s/Pa	2.50×10^6
质量 m/kg	1.50×10^2
负载力 F_L/N	1.00×10^3
有效容积 V_t/m^3	2.36×10^{-3}
回油压力 p_0/Pa	0
径向间隙 r_c/m	5.00×10^{-5}
流量系数 C_d	0.61
面积梯度 w/m	2.37×10^{-2}
液体弹性模量 β_e/Pa	6.85×10^8
阻尼系数 $B_c/\text{N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1}$	8.00×10^2
油液密度 $\rho/\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$	8.50×10^2
弹簧刚度 $K/\text{N} \cdot \text{m}^{-1}$	4.00×10^4
内泄漏系数 $C_{ic}/\text{m}^3 \cdot (\text{s} \cdot \text{Pa})^{-1}$	3.00×10^{-11}
外泄漏系数 $C_{ec}/\text{m}^3 \cdot (\text{s} \cdot \text{Pa})^{-1}$	0
动力粘度 $\mu/\text{Pa} \cdot \text{s}$	1.37×10^{-2}

在同样参数变化和外部载荷的条件下,分别采用本文提出的双自适应模糊滑模控制和常规的比例-积分-微分(PID)控制对该液压伺服系统进行仿真。双自适应模糊滑模控制和常规 PID 控制的仿真结果

如图 3 ~ 5 所示。

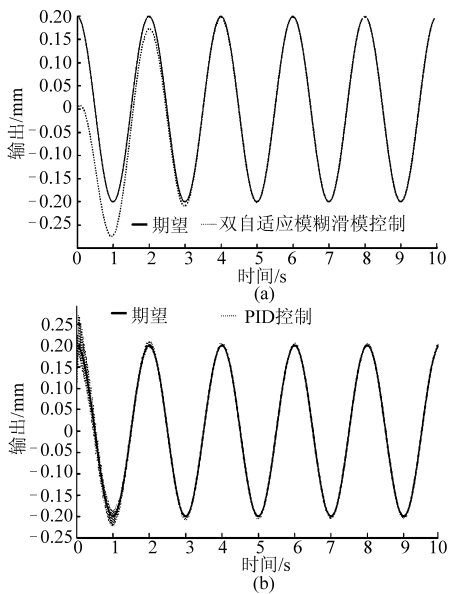


图 3 位置跟踪

Fig. 3 Position tracking

(a) 双自适应模糊滑模控制 (b) PID 控制

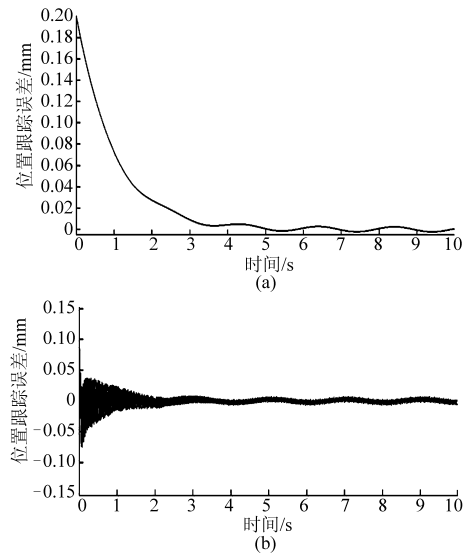


图 4 跟踪误差

Fig. 4 Position tracking error

(a) 双自适应模糊滑模控制 (b) PID 控制

本文提出的双自适应模糊滑模控制能够保证很好的跟踪效果(图 3a),且在有限时间(4s)内收敛,跟踪误差受系统初始状态的影响从 0.2 mm 迅速减小为零(图 4a),并基本保持在零线附近,稳定误差最大仅为 3 μm 。而常规 PID 控制方法的仿真结果表明,常规 PID 控制有很好的跟踪实时性(图 3b),但是跟踪误差明显偏大,稳态误差为 15 μm ,是双自适应模糊滑模控制的稳态误差的 5 倍,且具有明显的振荡(图 4b)。

图 5a 显示双自适应模糊滑模控制器输出切换

频率仍然很高,这是因为本文只是对 1 个 3 阶的系统设计 1 个 3 阶的滑模控制器,不连续控制量仍然直接出现在控制量上。如果被控对象是一个四阶或更高阶的系统,按照本文提出的双自适应模糊滑模控制方法设计的滑模控制器的不连续控制量将会出现在最终控制输出量的导数或高阶导数上,最终的控制量将会很平滑,这也正是双自适应模糊滑模控制优于常规 PID 控制的关键所在。与此相反,常规 PID 控制的控制量输出抖动会随着被控对象的阶数增加而增强(图 5b),而且 PID 控制器参数的整定难度也随之加大。由此可见,本文所提的双自适应模糊滑模控制与常规 PID 控制相比,更适用于高阶非线性的复杂系统。

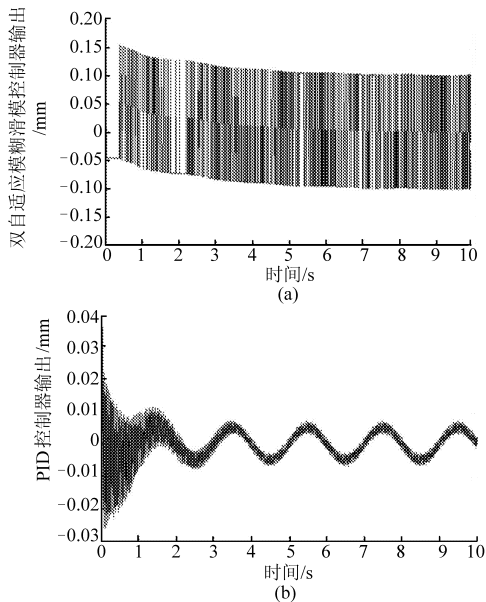


图 5 控制器输出

Fig. 5 Output of controller

(a) 双自适应模糊滑模控制 (b) PID 控制

4 结论

(1)提出了双自适应模糊滑模控制将模糊控制、滑模控制、自适应控制三者有机结合,充分发挥各自优点,可以不依赖于传统控制所需要的系统精确数学模型,可有效快速跟踪变化信号,对有界的干扰和参数摄动具有不变性,优于常规 PID 控制对 PID 参数摄动敏感的特性。

(2)双自适应模糊滑模控制使用具有参数在线调节的自适应模糊控制器,根据滑模控制原理给出 7 条模糊规则,可以平滑不连续控制,达到削弱抖振的目的。仿真实例表明,该方案对于参数扰动及负载变化,具有较好的动态响应性能、较高的稳态控制精度和较强的鲁棒性。

参 考 文 献

- 1 Choi S B, Kim J S. A fuzzy sliding mode controller for robust tracking of robotic manipulators[J]. *Mechatronics*, 1997, 7(2):199 ~ 216.
- 2 Ha Q P, Rye D C, Durrant-Whyte H F. Fuzzy moving sliding mode control with application to robotic manipulators[J]. *Automatica*, 1999, 35(4):607 ~ 616.
- 3 Kaynak O, Erbatur K, Ertugrul M. The fusion of computationally intelligent methodologies and sliding mode control—a survey [J]. *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, 2001, 48(1):4 ~ 17.
- 4 Tong S, Li H X. Fuzzy adaptive sliding mode control for MIMO nonlinear systems[J]. *IEEE Transactions on Fuzzy Systems*, 2003, 11(3):354 ~ 360.
- 5 Chen C S, Chen W L. Robust adaptive sliding mode control using fuzzy modeling for an inverted-pendulum system[J]. *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, 1998, 45(2):297 ~ 306.
- 6 Noroozi N, Roopaei M, Jahromi M Z. Adaptive fuzzy sliding mode control scheme for uncertain systems[J]. *Communications in Nonlinear Science and Numerical Simulation*, 2009, 14(11):3 978 ~ 3 992.
- 7 Roopaei M, Sahraei B R, Lin T C. Adaptive sliding mode control in a novel class of chaotic systems[J]. *Communications in Nonlinear Science and Numerical Simulation*, 2010, 15(12):4 158 ~ 4 170.
- 8 Xiang W, Chen F Q. An adaptive sliding mode control scheme for a class of chaotic systems with mismatched perturbations and input nonlinearities[J]. *Communications in Nonlinear Science and Numerical Simulation*, 2011, 16(1):1 ~ 9.
- 9 Wang J, Rad A B, Chan P T. Indirect adaptive fuzzy sliding mode control: part I : fuzzy switching[J]. *Fuzzy Set and System*, 2001, 122:21 ~ 30.
- 10 Akbarzadeh T, Shahnazi R. Direct adaptive fuzzy PI sliding mode control for a class of uncertain nonlinear systems[C]// 2005 IEEE International Conference on Systems, Man and Cybernetics. Hawaii: IEEE Press, 2005, 3:2 548 ~ 2 553.
- 11 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)
- 12 刘涛, 刘清河, 姜继海. 静液传动系统自适应模糊滑模控制[J]. *农业机械学报*, 2010, 41(1):29 ~ 33.
Liu Tao, Liu Qinghe, Jiang Jihai. Adaptive fuzzy sliding mode control for hydrostatic transmission system[J]. *Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery*, 2010, 41(1):29 ~ 33. (in Chinese)

(上接第 223 页)

- 3 Zhao Yun, Sun Liang, Yu Gaohong. Properties and applications of the eccentric-gear drive [J]. *Chinese Journal of Mechanical Engineering*, 2011, 24(2):323 ~ 331.
- 4 赵匀. 农业机械分析与综合[M]. 北京:机械工业出版社, 2008.
- 5 赵匀, 赵雄, 张玮炜, 等. 水稻插秧机现代设计理论与方法[J]. *农业机械学报*, 2011, 42(3):65 ~ 68.
Zhao Yun, Zhao Xiong, Zhang Weiwei, et al. Modern design theory and method of rice transplanter[J]. *Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery*, 2011, 42(3):65 ~ 68. (in Chinese)
- 6 田吉健二. 早期水稻的栽培用插秧机关键部件的基础研究[J]. *農業機械學會誌*, 1998, 60(4):13 ~ 22.
Taki K. Basic research of key components of rice transplanter for early rice planting[J]. *Journal of the Japanese Society of Agricultural Machinery*, 1998, 60(4):13 ~ 22. (in Japanese)
- 7 小西达也. 高速插秧机的开发[J]. *農業機械學會誌*, 1989, 51(6):89 ~ 95.
Konoshi T. Development of high performance rice transplanter[J]. *Journal of the Japanese Society of Agricultural Machinery*, 1989, 51(6):89 ~ 95. (in Japanese)
- 8 浙江理工大学. 偏心变位齿轮传动机构: 中国, 200910098664. 5[P]. 2009-10-21.
- 9 孙桓, 陈作模. 机械原理[M]. 北京:高等教育出版社, 1996.
- 10 郭克强. 渐开线变位齿轮传动[M]. 北京:高等教育出版社, 1985.
- 11 李福生. 非圆齿轮与特种齿轮传动[M]. 北京:机械工业出版社, 1983.
- 12 陈省身, 陈维桓. 微分几何讲义[M]. 2 版. 北京:北京大学出版社, 2003.