

基于负载力补偿的自抗扰复合电液位置控制方法*

高炳微 邵俊鹏 李建英 季亚娟

(哈尔滨理工大学机械动力工程学院, 哈尔滨 150080)

摘要: 由于电液位置控制系统存在严重的非线性、内部参数的时变性以及外负载的干扰性,严重影响了系统静、动态控制效果。为此,提出了一种基于负载力补偿的自抗扰复合控制方法。给出了复合控制策略的工作原理;设计了自抗扰控制器,利用扩张状态观测器来观测和补偿系统内部参数和外部负载力的不确定性,从而有效地抑制了内部扰动和外部扰动对系统的影响;设计了负载力补偿控制器并导出负载力的补偿模型,进一步削弱了外负载变化对系统的不良影响,同时提高了系统的位置控制精度。通过 Matlab 仿真和半物理仿真平台分别进行了复合控制策略的验证。仿真及实验结果表明:自抗扰控制器有效地抑制了内外扰动的干扰,而负载力补偿控制器的引入使系统在抑制了外负载力摄动的同时实现了位置的精确定位控制,验证了所提控制策略的有效性。

关键词: 电液位置控制系统 负载力补偿 自抗扰控制

中图分类号: TH137; TP273+.3 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2014)10-0333-07

引言

电液位置控制系统一般由液压泵、伺服阀、液压执行器(液压缸和液压马达)及液压附件组成。而液压泵、伺服阀、液压执行器均属于强非线性元件,经过不同的方式组成不同的系统后,由于环境的变化、外负载的干扰以及机械传动过程所产生的形变,使得电液位置控制系统是一个时变、非线性系统^[1]。负载干扰越复杂,系统的非线性越严重,因此对于负载变化大的系统很难获得较好的静、动态特性。

针对以上问题,学者们研究了许多控制策略。Alleyne 等^[2]针对主动式悬挂系统,提出了非线性自适应控制方法,并将该方法用于电液位置控制系统的轨迹跟踪控制^[3]。Kim 等应用自适应反步法对电液伺服系统进行控制,有效地克服了系统的不确定性,提高了系统的跟踪性能和抗干扰能力^[4]。Choux 等^[5]假定液压系统的不确定性满足范数有界条件,利用 Backstepping 方法设计了电液伺服系统的鲁棒自适应控制器。Milic^[6]针对非线性电液伺服系统利用 LFT 描述和 LMI 方法设计了 H_∞ 位置控制器,实验结果表明这种方法能够有效地抑制参数的摄动和外部的干扰。焦晓红等^[7]针对电液伺服并联机器人存在参数不确定性及外界干扰的特点,

设计了一种鲁棒自适应跟踪控制器,该控制器可以将外界干扰有效地抑制在给定指标以下,并且使闭环系统自动适应参数的变化,实现了系统轨迹的渐近跟踪。韩崇伟等^[8]针对泵控缸电液伺服系统存在参数不确定性和外界扰动的不良影响,设计了降维观测器,然后利用观测值构造切换函数,设计滑模变结构输出反馈控制器,该控制器对参数不确定性和外部干扰具有较强的鲁棒性。赵琳琳等^[9]针对参数不确定性和外界扰动,设计了动态输出反馈控制器和自适应补偿器,并将其应用于冷带轧机厚控系统,该控制器能够有效地对不确定项进行估计和补偿。皮阳军等^[10]针对 6 自由度平台存在的外干扰力,构造了一个自适应干扰观测器,该观测器能够在线观测模拟器所受的干扰力,并在控制器中进行补偿。

增强系统的抗干扰能力、提高系统的控制精度是电液位置控制系统的发展趋势。学者们在电液位置控制系统的抗干扰设计方面取得了较好成果,但在抑制干扰的同时控制精度并没有显著提高,特别是在变负载刚度条件下系统很容易产生超调,而此超调量经过机械结构的放大,极易产生破坏性结果。为此,以增强系统的抗干扰能力的同时提高系统的控制精度为目标,本文提出基于负载力补偿的自抗扰复合控制策略,以实现变负载条件下电液位置伺

收稿日期: 2013-10-24 修回日期: 2013-12-02

* 国家国际科技合作专项资助项目(2012DFR70840)

作者简介: 高炳微,博士生,主要从事液压伺服控制和机电液一体化研究,E-mail: gaobingwei_happy@163.com

通讯作者: 邵俊鹏,教授,博士生导师,主要从事流体传动与控制研究,E-mail: Sjp566@sina.com.cn

服控制系统的精确控制。

1 电液位置控制系统建模

本文研究一种典型的电液位置伺服控制系统,它为阀控缸系统,主要由双杆液压缸、电液伺服阀、伺服放大器、位移传感器及一些液压附件组成,其控制系统方框图如图 1 所示。

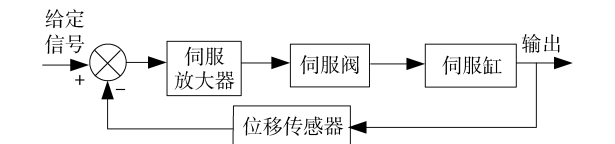


图 1 电液位置伺服控制系统原理框图
Fig.1 Block diagram of electro-hydraulic position servo control system

对于电液位置伺服控制系统来说,其模型参数是时变的、不确定的。由于加工误差的存在,使得同一型号的伺服阀的流量增益也会在名义值 50% ~ 200% 范围内变化,因此按照流量增益名义值确定的伺服阀数学模型是不准确的^[11]。再者,由于工作环境的变化、外负载的干扰,无法通过计算得到液压缸的固有频率^[12]。而一个精确的数学模型对提高系统性能、设计高精度控制器起着极其重要的作用。因此需要对控制系统进行参数辨识以获得系统的实际模型。

系统主要参数如下:电液伺服缸活塞杆长度及行程分别为 35 mm、200 mm;电液伺服阀的额定压力为 21 MPa,额定流量为 30 L/min;伺服放大器增益为 0.008 A/V,位移传感器量程为 ±100 mm,增益为 50 V/m。实验时,供油压力为 5 MPa。考虑到系统的时变性和干扰性,进行多组实验,辨识输入信号采用阶跃信号,通过改变输入阶跃信号的阶跃时间及阶跃值,其参数的改变将立即反映到输出信号中,从而进行参数的交互式调整,这样在 xPC 实时系统的半物理仿真环境下,在线得到相应的输入输出数据。

应用 Matlab 软件自带的辨识工具箱,通过对输入输出信号进行去趋势、去均值处理后,选用 ARX 模型进行系统辨识,选取贴合度最高的作为系统的模型。图 2 中蓝色曲线为辨识过程最好曲线,其贴合度达到了 97.51%。

因此,通过辨识获得被控对象的模型

$$G(s)=\frac{0.006\,983s^2-4.158\,86s+2\,925}{(s+3.012)(s^2+9.429\,8s+1\,311)}$$

(1)

将辨识模型得到的曲线与实验曲线对比,如图 3 所示。

由图 3 可知,曲线初始阶段出现较大的跳跃,这是由于实验台刚开始动作,存在较大的惯性,而后续

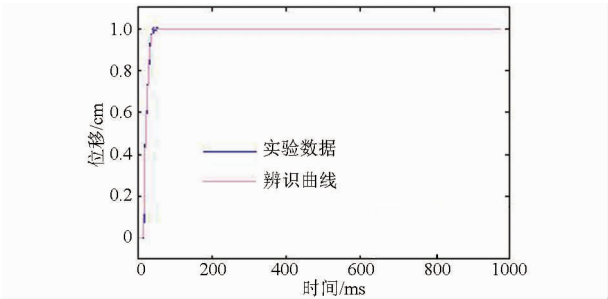


图 2 辨识曲线的贴合度

Fig.2 Fit of the identification curve

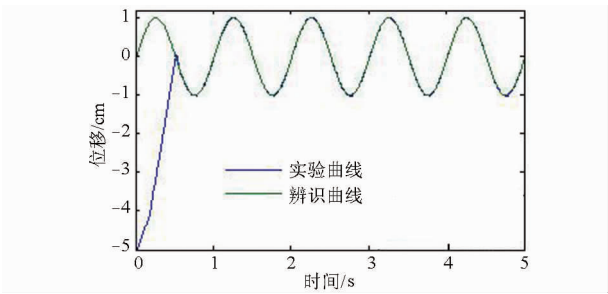


图 3 辨识与实验曲线

Fig.3 Identification curve and experimental curve

随着实验台正常的工作,曲线达到所要求的跟随性能,因此,前段的跳跃属于正常情况。除此之外,实验数据与辨识结果基本一致,说明此模型可用。

2 基于负载力补偿的自抗扰复合控制

图 4 为基于负载力补偿的自抗扰复合控制框图。自抗扰控制器采用现代控制理论中观测器的思想,通过扩张状态观测器观测系统状态变量和内外扰动,并有针对性地进行动态补偿,使系统能够有效地抑制外干扰和时变不确定性的影响,具有很强的鲁棒性;负载力补偿控制器用来进行外负载力的前馈补偿,实现对系统动态时滞的补偿,以保证对给定信号的精确跟踪。通过二者的复合控制,既可保证系统的抗干扰性,又可以使系统达到精确的定位。

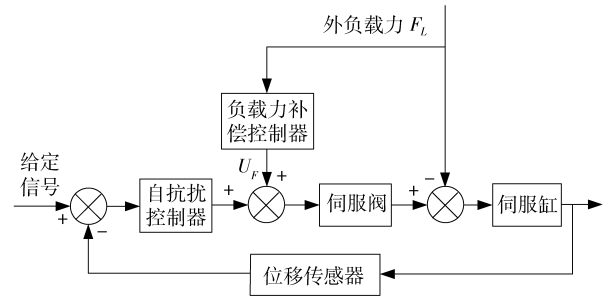


图 4 复合控制框图

Fig.4 Diagram of compound control

3 控制器设计

3.1 自抗扰控制器设计

自抗扰控制器由跟踪微分器、扩张状态观测器

和反馈控制律 3 部分组成。设计自抗扰控制器时不需要依赖被控对象具体的数学模型, 仅需知道系统的相对阶数即可^[13]。由前面辨识出的模型可知, 此电液伺服系统为 3 阶系统。因此, 自抗扰控制器的结构如图 5 所示。

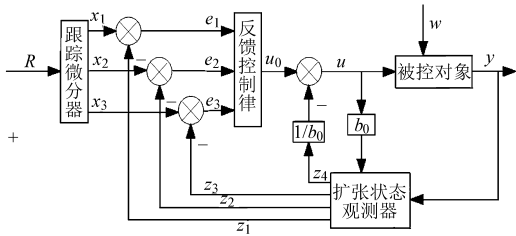


图 5 自抗扰控制器结构图

Fig. 5 Structure of auto disturbance rejection controller

图中, R 为给定信号; x_1 、 x_2 、 x_3 为 R 的安排信号、微分信号、二阶微分信号; z_1 、 z_2 、 z_3 为系统状态的估计值; z_4 为系统总扰动的估计值; e_1 、 e_2 、 e_3 为偏差信号; b_0 为补偿因子; u 为控制信号; w 为干扰信号; y 为输出信号。

跟踪微分器用来安排过渡过程并给出输入信号的微分信号^[14]。扩张状态观测器用来给出被控对象的状态变量和内外扰动的估计值, 并实现对模型和外部扰动的补偿^[15]。非线性反馈控制律则是将过渡过程与估计的状态变量之间的误差进行非线性组合, 从而实现非线性控制策略^[16]。

3.1.1 跟踪微分器

采用跟踪微分器来安排过渡过程, 解决了系统的响应速度与超调量之间的矛盾, 由图 5 可知, 该电液伺服控制系统采用 3 阶跟踪微分器, 其离散算法为

$$\begin{cases} x_1(k+1) = x_1(k) + T x_2(k) \\ x_2(k+1) = x_2(k) + T \text{fst}(x_1(k), x_2(k), u(k), r, h) \\ x_3(k+1) = \text{fst}(x_1(k), x_2(k), u(k), r, h) \end{cases} \quad (2)$$

式中 $\text{fst}(x_1(k), x_2(k), u(k), r, h)$ ——快速最优控制函数

T ——采样周期

$u(k)$ ——第 k 时刻的输入信号

r ——速度因子, 是决定跟踪快慢的参数

h ——输入信号滤波因子

3.1.2 扩张状态观测器

扩张状态观测器是自抗扰控制器的核心, 它用来观测被控对象的各阶状态和内外扰动, 并对其进行补偿, 增强系统的抗干扰能力。由图 5 可知, 该电液伺服控制系统采用 4 阶扩张状态观测器, 其离散算法为

$$\begin{cases} e(k) = z_1(k) - y(k) \\ z_1(k+1) = z_1(k) + T[z_2(k) - \beta_{01}e(k)] \\ z_2(k+1) = z_2(k) + T[z_3(k) - \beta_{02}\text{fal}(e(k), 0.5, \delta_0)] \\ z_3(k+1) = z_3(k) + T[z_4(k) - \beta_{03}\text{fal}(e(k), 0.25, \delta_0) + b_0u(k)] \\ z_4(k+1) = z_4(k) - T\beta_{04}\text{fal}(e(k), 0.125, \delta_0) \end{cases} \quad (3)$$

其中 $\text{fal}(e, a, \delta) = \begin{cases} \frac{e}{\delta^{a-1}} & (|e| \leq \delta) \\ |e|^a \text{sign}(e) & (|e| > \delta) \end{cases} \quad (4)$

式中 β_{01} 、 β_{02} 、 β_{03} 、 β_{04} 、 δ_0 、 b_0 ——待整定参数

3.1.3 反馈控制律

反馈控制律将过渡过程与估计的状态变量之间的误差进行非线性组合, 产生误差反馈控制量 u_0 , 从而实现非线性控制策略。对误差反馈控制量 u_0 用扰动估计值 z_4 的补偿来决定最终系统所需的控制量 u , 从而将位置伺服控制系统由非线性系统转化为积分器串联型系统, 实现了动态系统的反馈线性化。

$$\begin{cases} e_1 = x_1(k) - z_1(k) \\ e_2 = x_2(k) - z_2(k) \\ e_3 = x_3(k) - z_3(k) \\ u_0 = \beta_{11}\text{fal}(e_1, a_1, \delta_1) + \beta_{12}\text{fal}(e_2, a_2, \delta_1) + \beta_{13}\text{fal}(e_3, a_3, \delta_1) \\ u(k) = u_0 - z_4(k)/b_0 \end{cases} \quad (5)$$

式中 β_{11} 、 β_{12} 、 β_{13} 、 α_1 、 α_2 、 α_3 、 δ_1 ——待整定参数

3.2 负载力补偿控制器设计

3.2.1 负载力补偿器

电液位置伺服控制系统的等效结构传递函数框图如图 6 所示。

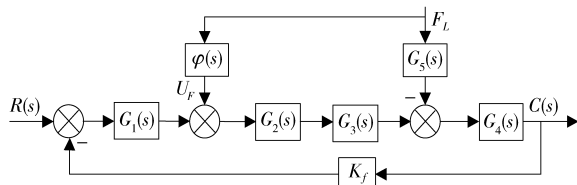


图 6 电液位置伺服控制系统传递函数框图

Fig. 6 Block diagram of transfer function of electro-hydraulic position servo control system

图中, $R(s)$ 为系统输入, $C(s)$ 为系统输出, F_L 为外负载力, $\varphi(s)$ 为前馈补偿量。

当不考虑补偿环节中 $\varphi(s)$ 时, 该系统的输出表达式为

$$C(s) = \frac{G_1(s)G_2(s)G_3(s)G_4(s)}{1 + G_1(s)G_2(s)G_3(s)G_4(s)K_f}R(s) - \frac{G_4(s)G_5(s)}{1 + G_1(s)G_2(s)G_3(s)G_4(s)K_f}F_L \quad (6)$$

由于外负载力干扰的变化为 ΔF_L , 相应的系统输出的动态变化为

$$\Delta C(s) = -\frac{G_4(s)G_5(s)}{1 + G_1(s)G_2(s)G_3(s)G_4(s)K_f}\Delta F_L \neq 0 \quad (7)$$

式(7)表明: 系统的输出会受到外负载力的影响, 外负载力变化时, 系统的输出也会相应变化, 严重影响了位置伺服控制系统的跟随性能。

当考虑补偿环节中 $\varphi(s)$ 时, 该系统的输出表达式为

$$C(s) = \frac{G_1(s)G_2(s)G_3(s)G_4(s)}{1 + G_1(s)G_2(s)G_3(s)G_4(s)K_f}R(s) - \frac{G_4(s)G_5(s) - G_2(s)G_3(s)G_4(s)\varphi(s)}{1 + G_1(s)G_2(s)G_3(s)G_4(s)K_f}F_L \quad (8)$$

当外负载力干扰的变化为 ΔF_L , 相应的系统输出的动态变化为

$$\Delta C(s) = -\frac{G_4(s)G_5(s) - G_2(s)G_3(s)G_4(s)\varphi(s)}{1 + G_1(s)G_2(s)G_3(s)G_4(s)K_f}\Delta F_L \quad (9)$$

分子项 $G_4(s)G_5(s) - G_2(s)G_3(s)G_4(s)\varphi(s) = 0$, 则 $\Delta C(s) = 0$, 此时系统的输出不受外负载力变化的影响。

这意味着只要 $\varphi(s) = \frac{G_5(s)}{G_2(s)G_3(s)}$, 则 $\Delta C(s) \equiv 0$, 即可实现系统对外负载力的完全不变性。

3.2.2 负载力补偿量计算模型

实际中, 要完全满足 $\varphi(s) = \frac{G_5(s)}{G_2(s)G_3(s)}$ 是有较大难度的。因此, 本文在不同负载力作用下进行实验测试, 推导出在 $\varphi(s) = \frac{G_5(s)}{G_2(s)G_3(s)}$ 时负载力 F_L 与控制量 U_F 之间的关系, 其测试结果如图 7 所示。

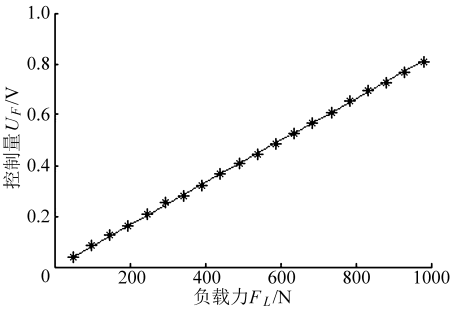


图 7 负载力 F_L 与控制量 U_F 关系曲线
Fig. 7 Relational curves between F_L and U_F

由图 7 可以看出, 在实验负载力范围内, 负载力

与控制量之间近似为线性关系, 通过曲线拟合得到控制量与负载力的关系表达式, 即负载力补偿量计算公式为

$$U_F = 0.000\ 828\ 8F_L - 0.000\ 070\ 9 \quad (10)$$

4 仿真分析

在 Matlab 中对所提出的复合控制器进行设计。分别在负载力干扰为正弦信号、方波信号和锯齿信号 3 种情况下进行仿真, 以实现不同干扰环境的模拟。为说明控制效果, 依据不同的干扰环境设计了固定参数的 PID 控制器作为比较。其仿真结果如图 8 ~ 10 所示。

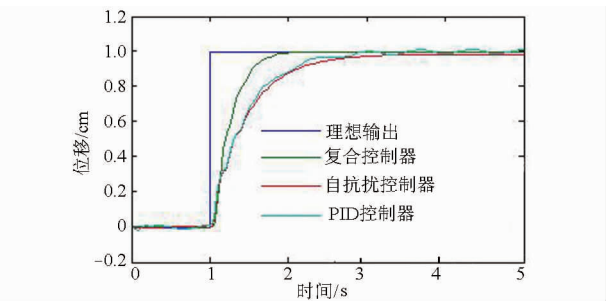


图 8 负载力干扰为正弦信号的阶跃响应
Fig. 8 Step response under the sinusoidal disturbance

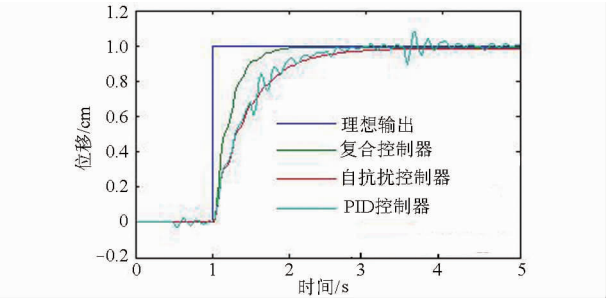


图 9 负载力干扰为方波信号的阶跃响应
Fig. 9 Step response under the square wave disturbance

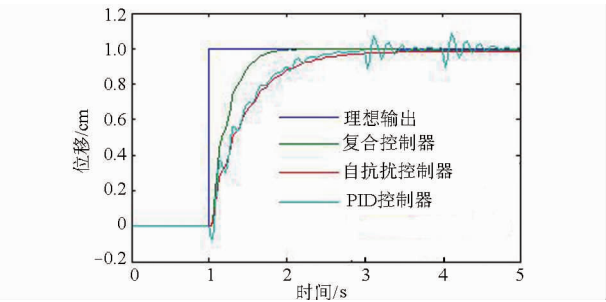


图 10 负载力干扰为锯齿信号的阶跃响应
Fig. 10 Step response under the sawtooth disturbance

由图 8 ~ 10 可知, 对于单一干扰作用, 在固定 PID 控制器条件下, 最大上升时间为 $t_r = 2.2\text{ s}$, 最大调整时间 $t_s = 3.4\text{ s}$, 最大超调量为 $M_p = 8.5\%$, 系统出现抖动且控制精度不高; 在自抗扰控制器条件下, 最大上升时间为 $t_r = 2.2\text{ s}$, 最大调整时间 $t_s = 2.4\text{ s}$, 最大超调量为 $M_p = -1.2\%$, 曲线比较平缓, 系统能

够较好地抑制干扰,但响应速度和控制精度不高;在基于负载力补偿的自抗扰复合控制器条件下,最大上升时间为 $t_r = 1.1\text{ s}$,最大调整时间 $t_s = 0\text{ s}$,最大超调量为 $M_p = 0$,不但曲线均匀平缓,而且响应速度和控制精度都有所提高。对于不同干扰的作用,曲线趋势基本一致,说明本文所提出的基于负载力补偿的自抗扰复合控制器对于不同的干扰作用均具有较强的抗干扰能力并具有较高的控制精度。

综上所述,应用基于负载力补偿的自抗扰复合控制策略,充分发挥了自抗扰控制器抑制系统扰动的优点,保证了系统在参数摄动和外部扰动时仍能维持系统性能的稳定,而负载力补偿的引入实现了系统的精确控制,且在补偿过程中系统无扰动,二者共同作用增强了系统的抗干扰性,同时提高了系统的控制精度,验证了所提控制策略的有效性。

5 实验验证

为了进一步验证所提控制策略的有效性,将所设计的控制器应用于电液位置伺服控制系统综合实验台上进行实验验证。图 11 为所搭建的半物理仿真平台。其中,液压源功率为 5.5 kW ,额定流量为 30 L/min ,额定压力为 5 MPa 。并且选用 ADVANTECH PCL1710HG 多功能板卡,其基地址设置为 300 h ,采样时间为 0.001 s 。



图 11 半物理仿真平台

Fig. 11 Semi-physical simulation platform

在实验条件下,以随机噪声为干扰信号,为进一步评价复合控制器的控制性能,对实验台的负载质量加以改变,以改变外干扰量。控制器参数选择和仿真时相同,获得的阶跃响应实验曲线如图 12 ~ 14 所示。

由图 12 ~ 14 可知:对于同一负载质量,在固定 PID 控制器条件下,最大上升时间为 $t_r = 1\text{ s}$,最大调整时间 $t_s = 3.4\text{ s}$,最大超调量为 $M_p = 4.5\%$,PID 控制的系统出现抖动,曲线的快速性和稳态精度均不高。在自抗扰控制器条件下,最大上升时间为 $t_r = 0.6\text{ s}$,最大调整时间 $t_s = 2.6\text{ s}$,最大超调量为 $M_p =$

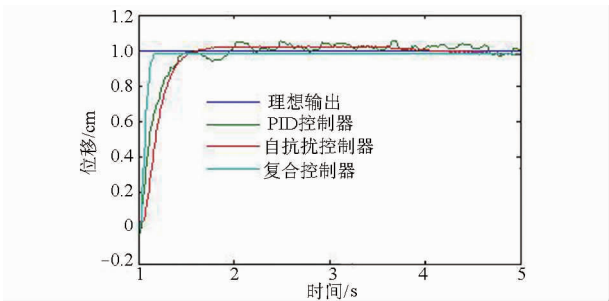


图 12 负载质量为 20 kg 的阶跃响应

Fig. 12 Step response of 20 kg load

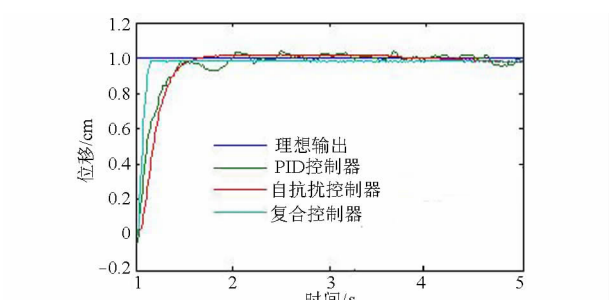


图 13 负载质量为 40 kg 的阶跃响应

Fig. 13 Step response of 40 kg load

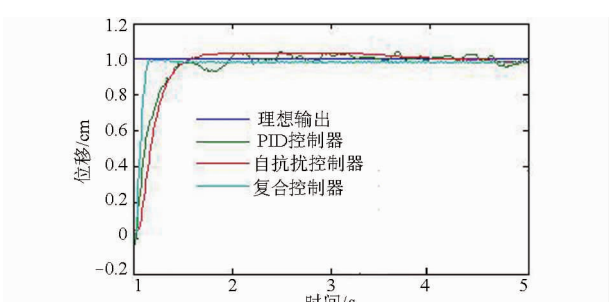


图 14 负载质量为 60 kg 的阶跃响应

Fig. 14 Step response of 60 kg load

3.5% ,自抗扰控制器能够很好地抑制外界的干扰,但快速性不足。在基于负载力补偿的自抗扰复合控制器条件下,最大上升时间为 $t_r = 0.2\text{ s}$,最大调整时间 $t_s = 1.3\text{ s}$,最大超调量为 $M_p = -1.5\%$,基于负载力补偿的自抗扰复合控制器不但能很好地抑制外界的扰动,又能提高系统的快速性和稳态精度;对于不同负载质量,各曲线趋势基本一致,采用复合控制方法,不论负载质量怎么变化,系统均能保持较好的动态特性和稳态精度,系统性能不受外干扰的影响,具有良好的鲁棒性。

此实验结果与仿真所得结果基本一致,加上一定的负载后,系统本身的参数发生了变化,在负载质量变化时复合控制器可以进行有效的调节,仍保持较好的控制性能,验证了所提控制策略的有效性。

6 结束语

为了解决电液位置伺服控制系统抗干扰性和控制精度之间的矛盾,提出了一种基于负载力补偿的

自抗扰复合控制方法。分别设计了自抗扰控制器和负载力补偿控制器并导出负载力的补偿模型。通过 Matlab 仿真和半物理仿真平台分别对复合控制策略进行验证,仿真及实验结果表明:自抗扰控制器有效地抑制了内部扰动和外部扰动对系统的影响,具有

较强的鲁棒性;而负载力补偿控制器的引入使系统在抑制扰动的同时提高了系统的控制精度。通过二者的复合控制,既可增强系统的抗干扰性,又可以使系统达到精确的定位。验证了所提控制策略的有效性。

参 考 文 献

1 侯远龙,王引生. 自抗扰控制在电液伺服系统中的应用研究[J]. 机床与液压, 2008, 36(8):121 - 122.
Hou Yuanlong, Wang Yinsheng. Application of anti disturbance rejection controller in the electro-hydraulic servo systems[J]. Machinetool & Hydraulics, 2008, 36(8):121 - 122. (in Chinese)

2 Alleyne A, Hedrick J K. Nonlinear adaptive control of active suspension[J]. IEEE Transactions on Control Systems Technology, 1995, 3(1): 94 - 101.

3 Alleyne A. Nonlinear force control of an electro-hydraulic actuator[C] // Proceedings of the Japan/USA Symposium on Flexible Automation, 1996: 193 - 200.

4 Kim H M, Park S H, Song J H, et al. Robust position control of electro-hydraulic actuator systems using the adaptive backstepping control scheme[J]. Journal of Systems and Control Engineering, 2010, 224(6): 737 - 746.

5 Choux M, Karimi H R, Hovland G, et al. Robust adaptive backstepping control design for a nonlinear hydraulic-mechanical system [C] // Proceedings of the Joint 48th IEEE Conference on Decision and Control and 28th Chinese Control Conference, 2009: 2460 - 2467.

6 Milić V, Šitum Ž, Essert M. Robust H_{∞} position control synthesis of an electro-hydraulic servo system[J]. ISA Transactions, 2010, 49(4): 535 - 542.

7 焦晓红,耿秋实,方一鸣,等. 液压伺服并联机器人的自适应鲁棒跟踪控制[J]. 系统仿真学报, 2003, 15(3): 401 - 404.
Jiao Xiaohong, Geng Qiushi, Fang Yiming, et al. Adaptive robust tracking control of hydraulic serve parallel robot[J]. Journal of System Simulation, 2003, 15(3): 401 - 404. (in Chinese)

8 韩崇伟,林廷圻,肖文伟,等. 电液伺服系统滑动模态变结构控制[J]. 系统仿真学报, 2002, 14(6): 821 - 823.
Han Chongwei, Lin Tingqi, Xiao Wenwei, et al. Variable structure control of the electro-hydraulic servo system[J]. Journal of System Simulation, 2002, 14(6): 821 - 823. (in Chinese)

9 赵琳琳,方一鸣,仲伟峰,等. 冷带轧机厚控系统自适应鲁棒输出反馈动态控制器设计[J]. 控制理论与应用, 2008, 25(4): 787 - 790.
Zhao Linlin, Fang Yiming, Zhong Weifeng, et al. Design of adaptive robust output feedback dynamic controller for thickness control in a cold strip rolling mill[J]. Control Theory & Applications, 2008, 25(4): 787 - 790. (in Chinese)

10 皮阳军,王宣银,李强,等. 基于干扰观测器的舰船运动模拟器非线性控制[J]. 机械工程学报, 2010, 46(10): 164 - 170.
Pi Yangjun, Wang Xuanyin, Li Qiang, et al. Nonlinear control of ship motion simulator based on disturbance observer[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2010, 46(10): 164 - 170. (in Chinese)

11 邵俊鹏,韩桂华,董玉红. 电液位置伺服系统模型辨识及其控制方法[J]. 中南大学学报:自然科学版, 2008, 39(2): 332 - 337.
Shao Junpeng, Han Guihua, Dong Yuhong. Model identification and control method electro-hydraulic position servo system[J]. Journal of Central South University: Science and Technology, 2008, 39(2): 332 - 337. (in Chinese)

12 岑豫皖,叶金杰,潘紫微. 非线性状态空间方法辨识电液伺服控制系统[J]. 机械工程学报, 2008, 44(12): 80 - 85.
Cen Yuwan, Ye Jinjie, Pan Ziwei. Nonlinear state space approach for identifying electro-hydraulic servo control system[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2008, 44(12): 80 - 85. (in Chinese)

13 郭栋,付永领,卢宁,等. 自抗扰控制在电液力伺服系统中的应用[J]. 北京航空航天大学学报, 2013, 39(1): 115 - 119.
Guo Dong, Fu Yongling, Lu Ning, et al. Application of ADRC technology in electrohydraulic force servo system[J]. Journal of Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2013, 39(1): 115 - 119. (in Chinese)

14 管志敏,王兵树,林永君,等. 自抗扰控制在火电厂主汽温控制中的应用研究[J]. 系统仿真学报, 2009, 21(1): 307 - 311.
Guan Zhimin, Wang Bingshu, Lin Yongjun, et al. Main steam temperature control of thermal power plant based on active disturbance rejection control[J]. Journal of System Simulation, 2009, 21(1): 307 - 311. (in Chinese)

15 刘文江,隋青美,周风余. 基于自抗扰控制技术的船舶直线航迹控制器设计[J]. 山东大学学报:工学版, 2010, 40(6): 48 - 53.
Liu Wenjiang, Sui Qingmei, Zhou Fengyu. Straight line tracking control of ships based on ADRC[J]. Journal of Shandong University: Engineering Science, 2010, 40(6): 48 - 53. (in Chinese)

16 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, 2008.

A Compound Control Strategy Combining Load Compensation with ADRC of Electro-hydraulic Position Control System

Gao Bingwei Shao Junpeng Li Jianying Ji Yajuan

(College of Mechanical and Power Engineering, Harbin University of Science and Technology, Harbin 150080, China)

Abstract: The electro-hydraulic position control system, which has the shortcomings of highly nonlinear, time-varying of the internal parameters and disturbance of the external load, seriously affects the static and dynamic control. In order to solve this problem, a compound control strategy combining load compensation with ADRC (auto disturbance rejection controller) was put forward, and the working principle of the composite control strategy was given in this paper. ADRC controller was designed, and the extended state observer was used for observing internal parameters uncertainties and external disturbances, so that the disturbance of the system is suppressed effectively. Load compensation controller was designed and the compensation model was derived. They further weakened the adverse effects on the system due to the changes in the external load, and improved the position control accuracy of the system. The composite control strategy was verified on the simulation in Matlab and semi-physical simulation platform, respectively. And the simulation and experimental results show that the electro-hydraulic position control system with ADRC controller could effectively inhibit the interference of external disturbances, and the precise positioning control was realized after introducing the load compensation controller. And then the efficiency of the method presented was verified through simulations.

Key words: Electro-hydraulic position control system Load compensation ADRC controller

(上接第 332 页)

Leakage Mechanism of Screw Pump Based on Leakage Model in Fluid Mechanics

Zhang Yuanxun¹ Tang Qian² Li Zhonghua² Yan Di²

(1. College of Aerospace Engineering, Chongqing University, Chongqing 400030, China

2. State Key Laboratory of Mechanical Transmission, Chongqing University, Chongqing 400030, China)

Abstract: Clearance leakage is the main cause of pump leakage. Aiming at the design and control of the key clearance, which determines the performance of screw pump such as clearance of barrel wall and meshing area, the model of differential pressure flow and shear flow of clearance leakage in pump cavity is established. The mathematical expressions of leakage from different clearance are obtained by analyzing the clearance leakage of barrel wall and meshing area. The influence of the rotation speed and pressure difference between inlet and outlet on flow characteristics and volumetric efficiency characteristics of screw pump is revealed by theoretical calculation and experimental analysis of twin screw pump. Based on these results, the rotor design theory of the screw pump as well as the performance of the screw pump can be improved.

Key words: Screw pump Leakage Clearance Volumetric efficiency