

## 基于参考模型的电液伺服位置跟踪控制<sup>①</sup>

刘梅桢<sup>②\*</sup> 王立新<sup>\*\*\*</sup> 刘福才<sup>③\*</sup>

(\* 燕山大学智能控制系统与智能装备教育部工程研究中心 秦皇岛 066004)

(\*\* 燕山大学河北省工业计算机控制工程重点实验室 秦皇岛 066004)

(\*\*\* 燕山大学机械工程学院 秦皇岛 066004)

**摘要** 针对电液伺服系统中存在的参数不确定性与未知外部扰动等问题,提出一种基于参考模型的电液伺服位置跟踪控制方法。首先根据电液伺服系统的非线性方程建立了系统的状态空间模型,据此构建由理想参考模型和总扰动组成的控制系统结构;然后结合电液伺服系统状态空间模型分别设计理想参考模型和扰动观测器,实现参考模型输出可以精确跟踪给定输入信号和对系统总扰动的观测;最后设计控制律实现对总扰动的有效补偿和实际系统的输出对参考模型输出的精确跟踪。仿真与实验结果表明,基于参考模型的扰动观测器在电液伺服位置跟踪控制方面相比比例积分微分(PID)控制,可以有效地提高系统控制精度并减小系统动态控制误差,实现对给定输入信号准确的跟踪。

**关键词** 电液伺服系统;跟踪控制;扰动观测器;参考模型

电液伺服系统具有液压和电气两方面的优点,同时还具有大功率重量比、高响应和高负载能力的特点,已被广泛应用于各个领域,例如,力加载电液伺服系统<sup>[1]</sup>,飞行模拟器中飞行员操纵杆的电液控制加载系统<sup>[2]</sup>,四辊卷板机中的位移跟踪控制<sup>[3]</sup>,液压挖掘机器人对挖掘机进行远距离、高精度的操纵作业<sup>[4]</sup>等。随着高端制造业的发展,对电液位置伺服控制的控制精度提出了更高的要求。但是电液伺服系统本身存在着很多限制性能的因素,如电液伺服系统数学模型中存在的参数不确定问题,系统运行过程中存在的未知扰动问题等<sup>[5]</sup>。这些限制因素的存在影响电液位置伺服控制的发展,怎样设计控制策略提高系统性能是研究者们研究的重点内容。

目前,比例积分微分(proportional integral derivative, PID)控制器由于其结构简单、方便应用等特

点,已经主导了实际工程几十年<sup>[6]</sup>。由于PID控制策略在不必知道实际系统准确的模型时,也可以利用反馈抑制误差的能力从而达到理想控制目标,因而被广泛应用于实际工程当中。但当系统参数摄动时,传统PID控制策略中的参数无法随之改变,此时控制效果往往不够理想。为了既能够不必建立精准的系统模型,又可以在系统参数摄动时仍然可以达到想要的控制效果,模糊PID控制算法应运而生。模糊PID控制算法在传统PID控制算法中结合了模糊控制思想,选用适当的模糊规则<sup>[7]</sup>使得系统可以面对参数摄动或者外部扰动等问题时及时调节控制参数,达到理想的控制效果。随着控制理论的发展,越来越多的学者将控制理论与实际工程相结合,研究出基于系统模型的控制方法。通过建立实际系统的数学模型,得到状态空间模型,设计不同的控制算法从而得到理想的控制结果。由于实际系统中存在

① 载人航天领域预研(2016040301),国家自然科学基金联合基金(U22A2050),河北省自然科学基金(F2022203043)和省级重点实验室绩效补助经费(22567612H)资助项目。

② 女,1998年生,硕士生;研究方向:电液伺服系统研究;E-mail: 1462373069@qq.com。

③ 通信作者,E-mail: lfc@ysu.edu.cn。

(收稿日期:2023-02-23)

着参数不确定、非线性因素或者未知扰动等问题,针对这样的实际系统一系列控制方法被提出。文献[8]采用一种基于无模型自适应方法增强非线性系统鲁棒性。文献[9]采用比例积分观测器用来估计非最小相位系统的状态和未知扰动,并引入输出估计误差的积分项使观测器当系统参数变化时仍然可以有效估计扰动,但是观测器工作条件受采样时间间隔限制。文献[10]设计了一种针对具有外部扰动的时延系统的高阶干扰观测器,与极点配置控制方法结合实现系统的稳定,但是这种控制方法只能应对变化范围不大的未知扰动。文献[11]提出了一种自抗扰控制方法(active disturbance rejection controller, ADRC),该方法可以在没有详细的系统模型下达到控制的标准,而且这种控制技术对系统参数变化也不敏感,同时可以融合任何控制技术<sup>[12]</sup>。因此该方法自提出以来就因其具有良好的模型不确定性<sup>[13]</sup>、非线性<sup>[14]</sup>处理能力而广泛应用于卫星通信<sup>[15]</sup>、变载荷摩擦磨损机<sup>[16]</sup>、移动起重机<sup>[17]</sup>、翼伞飞行器<sup>[18]</sup>等方面。自抗扰技术以简单串联积分为标准型,将实际系统运行过程中与标准型相异的部分视作总扰动,设计扩张状态观测器将总扰动实时观测并设计控制器进行补偿。但因其表达式与参数比较复杂,未能应用到系统工程中,针对此问题文献[19]将非线性自抗扰控制技术简化为线性自抗扰控制技术,将复杂的参数转化为带宽的函数,这样的简化结果使得线性自抗扰控制可以广泛应用于工程实际,成为学者们研究的热点。

在电液伺服位置跟踪系统研究过程中,自抗扰控制占据一席之地。文献[20]将自抗扰技术应用到模拟高铁轴承在工作中的交变载荷试验的电液伺服系统可以大幅度地改善系统的动态性能。文献[21]将线性扩张状态观测器与基于模型的自适应控制相结合提出了一种新型主动抑制干扰的自适应控制策略,实现了液压伺服的运动控制。文献[22]将神经网络与扩张状态观测器相结合,提出了一种神经自抗扰控制方法,用于解决多电机伺服机构的稳定性和跟踪精度问题。文献[23]针对电液伺服比例阀死区等问题,提出了自抗扰控制器与死区逆补偿构成的串联控制器,用于补偿比例阀死区改善系统动

态性能。虽然自抗扰技术在实际工程应用中表现突出,但是在应用到电液伺服位置跟踪控制的过程中仍需确定 3 个参数的值,其中参数  $b_0$  为被控对象输入/输出临界增益的估计值,在实际系统中无法准确获取,进而影响系统输出的精确度。文献[24]提出了一种基于参考模型的扰动观测器,能够在  $b_0$  无法准确获得时仍可以得到较高的控制精度。

本文将采用基于参考模型的扰动观测器对电液伺服位置跟踪系统的非线性不确定性进行观测,同时设计控制器对非线性不确定性进行补偿,从而实现电液伺服位置跟踪控制。首先进行对称液压缸电液伺服系统建模,得到其状态空间模型。其次在实际系统的状态空间模型的基础上设计基于理想参考模型的扰动观测器。最后将控制方法在 Matlab 中进行仿真并在实际系统中进行实验验证,对比 PID 控制和基于参考模型的扰动观测器在实际电液伺服系统中的结果。实验结果表明,基于参考模型的扰动观测器在实际系统中的表现更加优异,扰动抑制的效果更好,同时保证了电液伺服系统位移跟踪的精度。

## 1 系统描述

电液伺服位置跟踪系统原理图如图 1 所示,系统主要由电液伺服阀、液压缸、位移传感器、惯性负载等元件组成。采用对称液压缸为研究对象进行建模。控制目标是使液压缸的位置输出能够快速、准确地跟踪给定输入信号。

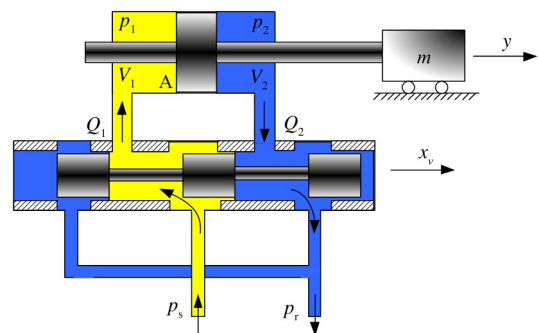


图 1 电液伺服位置跟踪系统原理图

电液伺服位置控制系统由液压缸负载力平衡方程式(1)、液压缸工作腔流量方程式(2)、伺服阀线

性化负载流量方程式(3)共3部分构成,分别表示为

$$p_L A = m\ddot{x}_p + B\dot{x}_p + F_1 \quad (1)$$

$$Q_1 = A\dot{x}_p + C_{tp}p_L + \frac{V_1}{4\beta_e}\dot{p}_L \quad (2)$$

$$Q_1 = K_q x_v - K_c p_L \quad (3)$$

式中, $p_L$ 为左右两侧液压缸的液压差,左液压缸压力为 $p_1$ ,右液压缸压力为 $p_2$ ;  $A$ 为液压缸活塞有效面积; $m$ 为液压系统的负载质量,包括液压缸活塞的质量和外部负载两部分; $x_p$ 为系统输出位移; $B$ 为系统粘性阻尼系数; $F_1$ 为系统所有未知干扰力的总和; $Q_1 = (Q_1 + Q_2)/2$ 为系统负载流量; $C_{tp}$ 为液压系统的总泄露系数; $V_1$ 为系统总液压缸压缩容积,包括左缸、右缸两部分容积和进油与出油的动态流量,但因液压缸为对称液压缸进油和出油流量相同可抵消,则 $V_1 = V_1 + V_2$ ; $\beta_e$ 为液压油有效体积弹性模量; $K_q$ 为伺服阀的流量增益; $K_c$ 为伺服阀流量压力放大系数。在建模过程中假定:液压系统中的压力损失可以忽略;液压油温度和体积弹性模量为常数,忽略外泄漏因素等。

通常电液伺服系统中伺服阀的频带宽度要远大于闭环系统的频带宽度,以防止伺服阀影响系统的动态性能,因此伺服阀可以等效为比例环节。除此之外,系统还需搭配伺服放大器进行功放和信号转换,则

$$x_v = K_{sv} i = K_{sv} K_e u \quad (4)$$

式中, $x_v$ 为伺服阀阀芯位移; $i$ 为伺服阀放大器输出电流; $K_{sv}$ 为伺服阀放大系数; $K_e$ 为伺服放大器系数; $u$ 为控制输出电压。

所研究的对称液压缸电液伺服系统可以由一个非线性的三阶模型表示。取 $\mathbf{x} = [x_1 \ x_2 \ x_3]$ 为系统状态变量,其中 $x_1 = x_p, x_2 = \dot{x}_p, x_3 = \ddot{x}_p$ 。则系统的状态方程为

$$\begin{cases} \dot{x}_1 = x_2 \\ \dot{x}_2 = x_3 \\ \dot{x}_3 = -a_0 x_1 - a_1 x_2 - a_2 x_3 + bu - d \\ y = -x_1 \end{cases} \quad (5)$$

式中, $a_0 = \frac{4K_{ce}\beta_e}{mV_1}, a_1 = \frac{4\beta_e A^2}{mV_1} + \frac{4BK_{ce}\beta_e}{mV_1}, a_2 =$

$$\frac{4\beta_e K_{ce}}{V_1} + \frac{B}{m}, b = \frac{4K_e K_{sv} K_{ce} \beta_e A}{mV_1}, d = \frac{4\beta_e K_{ce}}{mV_1} F_1 + \frac{1}{m} \dot{F}_1。$$

其中 $K_{ce} = K_c + C_{tp}$ 为系统除去泄露之后的总流量压力放大系数。本文忽略外泄露系数则 $K_{ce} = K_c$ 。

通过建立的状态空间方程可以看出,系统的未知参数和扰动集中在状态方程中的第3个式子中,借鉴自抗扰控制技术中总扰动的思想将系统中的不确定参数和未知扰动部分视为总扰动,即将状态方程中的所有带有不确定参数和未知扰动的项合并为总扰动 $f$ ,即

$$f = -a_0 x_1 - a_1 x_2 - a_2 x_3 - d \quad (6)$$

因此电液伺服位置跟踪系统的状态空间方程可以转换为

$$\begin{cases} \dot{x}_1 = x_2 \\ \dot{x}_2 = x_3 \\ \dot{x}_3 = f + bu \\ y = x_1 \end{cases} \quad (7)$$

## 2 基于理想参考模型的控制系统设计 与稳定性分析

在实现电液伺服系统的位移跟踪控制中需给定位移跟踪信号 $v$ ,通过设计控制器使系统的真实输出 $y$ 可以跟踪给定位移信号 $v$ 。由系统建模得到的系统状态空间方程式(7)可知,电液伺服系统可以整理为一个带有扰动的三阶系统,通过设计一个三阶理想模型,利用实际与理想模型输出的偏差进行反馈使实际系统的输出跟踪三阶理想模型的输出进而实现控制目标。

### 2.1 三阶理想参考模型设计

由于电液伺服系统可整理为带未知扰动的三阶系统,因此为达到实验目的设计选用如下三阶理想参考模型如式(8)。选取 $\mathbf{z} = [z_1 \ z_2 \ z_3]^T$ 为理想参考模型的状态变量。

$$\begin{cases} \dot{z}_1 = z_2 \\ \dot{z}_2 = z_3 \\ \dot{z}_3 = u_1 \end{cases} \quad (8)$$

式中, $u_1$ 为三阶理想模型的输入量, $z_1$ 为理想参考模型的输出。选择PID控制器并调整参数使得理想

参考模型的输出  $z_1$  可以跟随给定位移跟踪信号  $v$ 。

给定位移信号  $v$  作为系统的输入,取  $v_1 = \dot{v}, v_2 = \ddot{v}, v_3 = \dddot{v}$ , 则理想参考模型的输入量为

$$u_1 = k_1(v_1 - z_1) + k_2(v_2 - z_2) + k_3(v_3 - z_3) \quad (9)$$

式中,  $k_1 > 0, k_2 > 0, k_3 > 0$ , 为 PID 参数。

为了方便整定 PID 参数同时使系统的整体性能提升,可以将理想参考模型的闭环系统特征方程极点  $\omega_c$  配置为

$$(s + \omega_c)^3 = s^3 + 3\omega_c s^2 + 3\omega_c^2 s + \omega_c^3 \quad (10)$$

因此,可以得到 PID 控制器的参数为  $k_3 = 3\omega_c$ ,  $k_2 = 3\omega_c^2, k_1 = \omega_c^3$ , 其中  $\omega_c$  为 PID 控制器的带宽。通过改变频带宽度  $\omega_c$  的值,得到不同的收敛效果,选取合适的  $\omega_c$  使得  $z_1$  收敛于  $v_1, z_2$  收敛于  $v_2, z_3$  收敛于  $v_3$ 。得到的理想参考模型输入  $u_1$  为

$$u_1 = \omega_c^3(v_1 - z_1) + 3\omega_c^2(v_2 - z_2) + 3\omega_c(v_3 - z_3) \quad (11)$$

## 2.2 电液伺服位置跟踪系统扰动观测器设计

通过理想参考模型的输出与电液伺服位置跟踪系统的实际输出作差可以得到二者的偏差  $e$ , 结合偏差  $e$  设计合适的扰动观测器对实际系统的总扰动  $f$  进行观测,并设计控制律  $u$  将总扰动的观测值  $\hat{f}$  补偿给实际系统从而达到控制目标。控制系统的结构框图如图 2 所示。

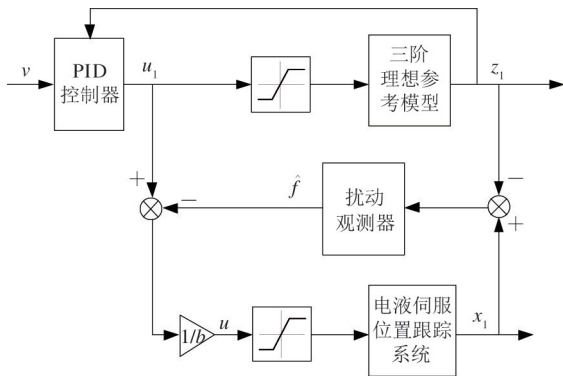


图 2 电液伺服位置跟踪控制系统原理图

定义系统的跟踪误差向量  $e = [e_1 \ e_2 \ e_3]^T$ , 经过理想参考模型的输出和实际系统的输出作差可以得到误差  $e$  为

$$e = \begin{bmatrix} e_1 \\ e_2 \\ e_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} x_1 - z_1 \\ x_2 - z_2 \\ f + bu - u_1 \end{bmatrix} \quad (12)$$

考虑到  $e_2 = x_2 - z_2 = \dot{e}_1, e_3 = x_3 - z_3 = \dot{e}_2$ , 同时扰动观测器采用 PID 形式,则  $\hat{f}$  可为

$$\begin{aligned} \hat{f} &= \alpha_1(x_1 - z_1) + \alpha_2(x_2 - z_2) + \alpha_3(x_3 - z_3) \\ &\quad + \alpha_0 \int_0^t (x_1(t) - z_1(t)) dt \\ &= \alpha_1 e_1 + \alpha_2 e_2 + \alpha_3 e_3 + \alpha_0 \int_0^t e_1(t) dt \\ &= \alpha_1 e_1 + \alpha_2 \dot{e}_1 + \alpha_3 \ddot{e}_1 + \alpha_0 \int_0^t e_1(t) dt \end{aligned} \quad (13)$$

式中,  $\alpha_0 > 0, \alpha_1 > 0, \alpha_2 > 0, \alpha_3 > 0$  为扰动观测器参数。同样,在整定扰动观测器的各个参数时采用将扰动观测器的闭环特征方程的极点配置到同一值  $-\omega_0$ , 即

$$(s + \omega_0)^4 = s^4 + 4\omega_0 s^3 + 6\omega_0^2 s^2 + 4\omega_0^3 s + \omega_0^4 \quad (14)$$

因此,可以得到扰动观测器对应的参数分别为  $\alpha_0 = \omega_0^4, \alpha_1 = 4\omega_0^3, \alpha_2 = 6\omega_0^2, \alpha_3 = 4\omega_0$ , 则扰动观测器为

$$\hat{f} = 4\omega_0^3 e_1 + 6\omega_0^2 \dot{e}_1 + 4\omega_0 \ddot{e}_1 + \omega_0^4 \int_0^t e_1(t) dt \quad (15)$$

同样,设置不同的  $\omega_0$  值可以使误差系统  $e$  渐进稳定,同时得到总扰动  $f$  的观测值  $\hat{f}$ 。

在设计控制率时考虑到要补偿系统扰动,因此设计的控制律为

$$u = \frac{u_1 - \hat{f}}{b} \quad (16)$$

式中,  $u$  为电液伺服位置跟踪系统式(7)的输入。将式(11)与(15)带入式(16),可以得到:

$$\begin{aligned} u &= \frac{\omega_c^3(v_1 - z_1) + 3\omega_c^2(v_2 - z_2) + 3\omega_c(v_3 - z_3)}{b} \\ &\quad - \frac{4\omega_0^3 e_1 + 6\omega_0^2 \dot{e}_1 + 4\omega_0 \ddot{e}_1 + \omega_0^4 \int_0^t e_1(t) dt}{b} \end{aligned} \quad (17)$$

## 2.3 电液伺服位置跟踪系统稳定性分析

下面对控制系统进行稳定性分析,首先将式(15)带入式(11)中,可以得到误差  $e$  为

$$\begin{cases} \dot{e}_1 = e_2 \\ \dot{e}_2 = e_3 \\ \dot{e}_3 = f - \hat{f} \end{cases} \quad (18)$$

其次将式(15)带入式(18)得到误差  $e$  为

$$\begin{cases} \dot{e}_1 = e_2 \\ \dot{e}_2 = e_3 \\ \dot{e}_3 = f - 4\omega_0^3 e_1 - 6\omega_0^2 \dot{e}_1 - 4\omega_0 \ddot{e}_1 - \omega_0^4 \int_0^t e_1(t) dt \end{cases} \quad (19)$$

$$\text{令 } e_4 = f - 4\omega_0^3 e_1 - 6\omega_0^2 \dot{e}_1 - 4\omega_0 \ddot{e}_1 - \omega_0^4 \int_0^t e_1(t) dt,$$

$f$  有界,且  $|f| < a, a > 0$ 。整理可得到误差  $e$  为

$$\begin{cases} \dot{e}_1 = e_2 \\ \dot{e}_2 = e_3 \\ \dot{e}_3 = e_4 \\ \dot{e}_4 = \dot{f} - 4\omega_0^3 e_2 - 6\omega_0^2 e_3 - 4\omega_0 e_4 - \omega_0^4 e_1 \end{cases} \quad (20)$$

此时设误差状态向量  $e = [e_1 \ e_2 \ e_3 \ e_4]$ , 则误差系统用状态方程表示为

$$\dot{e} = A e + B \dot{f} \quad (21)$$

式中:

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ -\omega_0^4 & -4\omega_0^3 & -6\omega_0^2 & -4\omega_0 \end{bmatrix}, B = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix}$$

可以得到矩阵  $A$  的特征多项式为

$$\lambda^4 + 4\omega_0 \lambda^3 + 6\omega_0^2 \lambda^2 + 4\omega_0^3 \lambda + \omega_0^4 = (\lambda + \omega_0)^4 \quad (22)$$

配置四重极点在  $-\omega_0$  处,可实现  $A$  为 Hurwitz 稳定。

设  $\varepsilon_i = \frac{e_i}{\omega_0}$ , 则式(21)可转换为

$$\dot{\varepsilon} = \omega_0 A_e \varepsilon + \frac{B_e}{\omega_0^4} \dot{f} \quad (23)$$

$$\text{其中, } A_e = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ -1 & -4 & -6 & -4 \end{bmatrix}, B_e = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix}.$$

因矩阵  $A$  为 Hurwitz 稳定,则  $A_e$  亦为 Hurwitz 稳定。则当对任意给定的正定对称矩阵  $Q$ , 使 Lyapunov

方程  $PA_e + A_e^T = -I$  存在唯一对称正定解阵  $P$ 。因此构造 Lyapunov 函数:

$$V(\varepsilon) = \varepsilon^T P \varepsilon \quad (24)$$

可得到:

$$\begin{aligned} \dot{V}(\varepsilon) &= \dot{\varepsilon}^T P \varepsilon + \varepsilon^T P \dot{\varepsilon} \\ &= -\omega_0 \|\varepsilon\|^2 + \frac{a}{\omega_0^4} (B_e^T P \varepsilon + \varepsilon^T P B_e) \end{aligned} \quad (25)$$

当  $\omega_0 \geq 1$  时,有:

$$\frac{a}{\omega_0^3} (B_e^T P \varepsilon + \varepsilon^T P B_e) \leq a (B_e^T P \varepsilon + \varepsilon^T P B_e).$$

则

$$\dot{V}(\varepsilon) = -\omega_0 \|\varepsilon\|^2 + a (B_e^T P \varepsilon + \varepsilon^T P B_e) \quad (26)$$

其中:

$$\begin{aligned} a (B_e^T P \varepsilon + \varepsilon^T P B_e) \\ \leq a (\|B_e^T P\| \|\varepsilon\| + \|\varepsilon^T\| \|P B_e\|) \end{aligned} \quad (27)$$

当  $(\|B_e^T P\| \|\varepsilon\| + \|\varepsilon^T\| \|P B_e\|) \geq 1$ , 可得到:

$$\begin{aligned} \dot{V}(\varepsilon) &= -\omega_0 \|\varepsilon\|^2 + a (\|B_e^T P\|^2 \|\varepsilon\|^2 \\ &+ \|\varepsilon^T\|^2 \|P B_e\|^2 + 2 \|\varepsilon\|^2 \|P B_e\| \|B_e^T P\| \\ &\leq \|\varepsilon\|^2 (a (\|B_e^T P\| + \|P B_e\|)^2 - \omega_0) \end{aligned} \quad (28)$$

则当  $\omega_0 > a (\|B_e^T P\| + \|P B_e\|)^2$  时, 有  $\dot{V}(\varepsilon) < 0$ 。根据 Lyapunov 渐近稳定性, 可知系统闭环稳定。

### 3 仿真与实验研究

为进一步验证基于参考模型的扰动观测器在电液伺服位置跟踪控制方面的可行性, 将分别从仿真和实际系统两方面验证。首先, 根据上一节的控制方法搭建 Matlab/Simulink 仿真模型, 选取不同的输入信号得到系统动态输出曲线。其次, 搭建电液伺服位置跟踪实验平台, 将控制算法应用到实际系统中采集系统的实际输出曲线并分析控制结果。

#### 3.1 仿真研究

下面将进行系统仿真研究, 基于式(7) ~ (17),

搭建出 Matlab/Simulink 仿真模型,采用试凑的方式整定系统参数。考虑到实际系统中控制输出为  $\pm 10\text{ V}$ ,在仿真时将加入限幅措施。为了能多方面地验证控制算法的可行性和有效性,将采用不同的输入信号进行仿真分析。

其中,当输入信号为正弦波  $y = 0.1\sin t + 0.11$  时,整定参数  $\omega_c = 8, \omega_0 = 260$ ;当输入信号为周期为  $10.00\text{ s}$  的三角波信号时,整定参数  $\omega_c = 15, \omega_0 = 440$ ;当输入信号为幅值为  $0.1$ 、周期为  $6.28\text{ s}$  的方波信号时,整定参数  $\omega_c = 12.5, \omega_0 = 260$ 。其仿真结果分别如图 3、4 和 5 所示。图中  $r$  为给定输入信号,  $z_1$  为理想参考模型输出的信号,  $x_1$  为实际系统仿真输出信号,  $u$  为控制量,  $f$  为扰动估计。

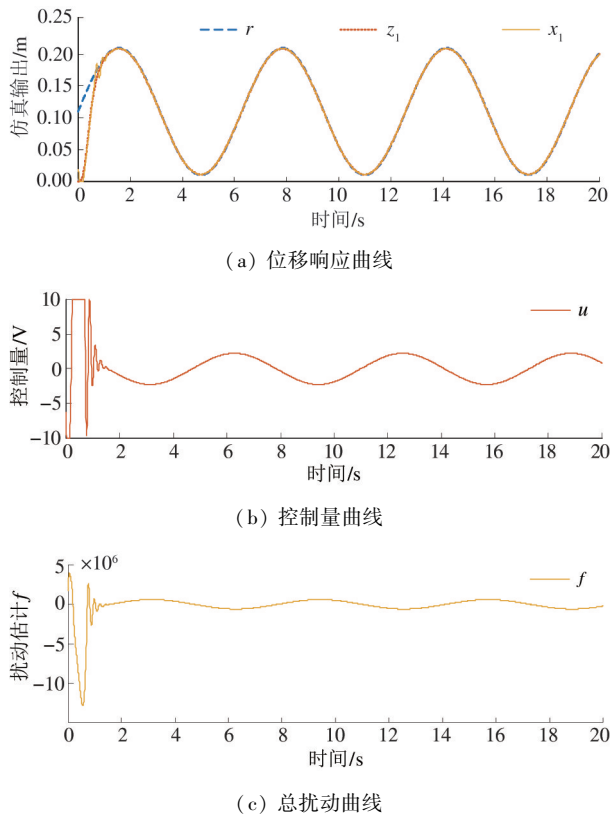


图3 正弦波仿真输出曲线

从图 3~5 系统仿真结果可以看出,通过改变控制参数的数值可以使系统稳定的同时对给定信号的跟踪,对于不同的给定信号基于理想参考模型的扰动观测器控制系统也可以实现理想控制效果。仿真结果给出了 3 种信号下的系统总扰动  $f$  的观测值,可见不同的输入信号对应的系统总扰动亦不相同。以上说明将基于理想参考模型的扰动观测器控

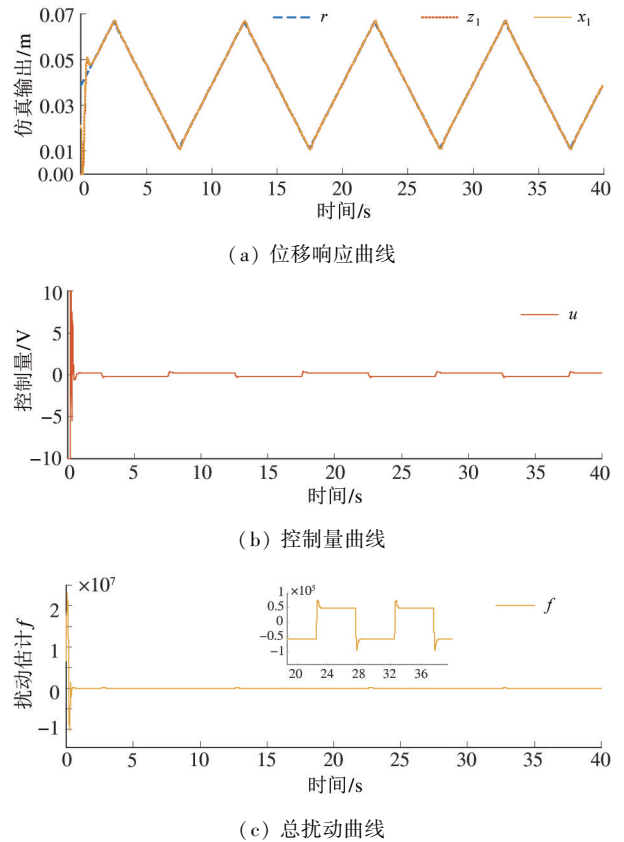


图4 三角波仿真输出曲线

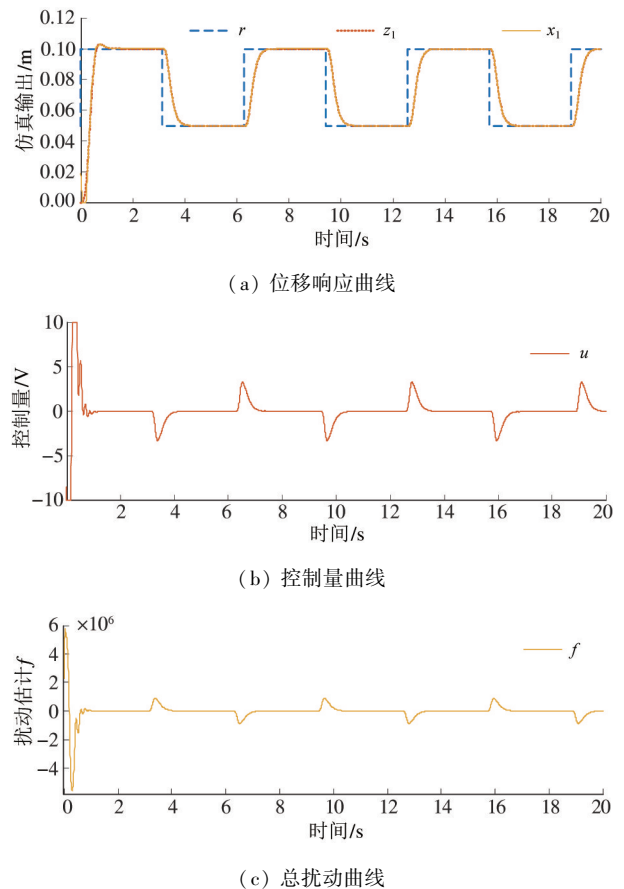


图5 方波仿真输出曲线

制方法应用在电液伺服位移跟踪系统中是可行且合理的。

### 3.2 实验研究

将设计的基于参考模型的扰动观测器在实验平台上进行验证,实验所用的电液伺服系统由液压系统和计算机控制系统组成,搭建的系统实物图如图6所示。液压系统包括电机、液压泵、液压油箱、伺服阀、液压缸等部分。计算机控制系统包括工控机、数据采集卡、压力传感器和位移传感器等。实验台主要参数如表1所示。实验所用到的算法程序在QT平台下用C++编写,其中控制采样的时间为0.01 s。



图6 液压系统控制平台

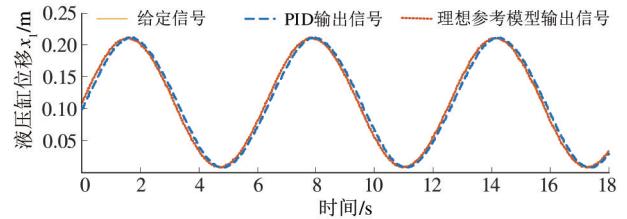
表1 阀控对称液压缸电液伺服位置跟踪系统物理参数

名称	数值
液压缸有效活塞面积/m <sup>2</sup>	0.000 55
液压缸初始容积/L	0.165
工作压力/MPa	10
负载及活塞总质量/kg	20
位移传感器量程/m	0.3
伺服阀额定流量/(L·min <sup>-1</sup> )	24

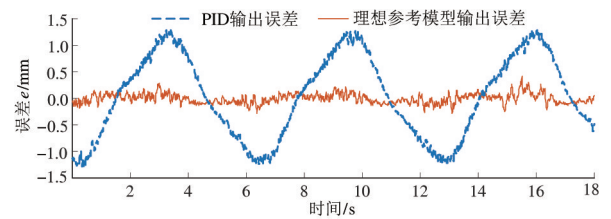
为了进一步探究在基于参考模型的扰动观测器控制方法下的系统动态跟踪效果,同时验证基于参考模型的扰动观测器的可行性和优越性,将同时使

用PID控制对电液伺服系统进行位移跟踪实验,比较二者的跟踪效果。

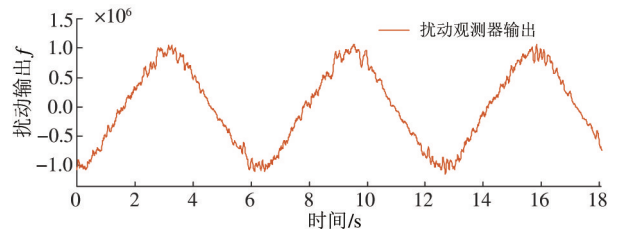
(1) 当输入为正弦信号  $v = 0.1\sin t + 0.11$  时,调整PID的控制参数为  $K_p = 105, K_i = 0.1, K_d = 0.1$ ,按照极点配置方法得到基于理想参考模型的扰动观测器的参数为  $\omega_c = 8.0, \omega_0 = 280$ 。其响应曲线如图7所示。



(a) 两种控制方法下的系统响应曲线



(b) 两种控制方法下的系统响应误差曲线



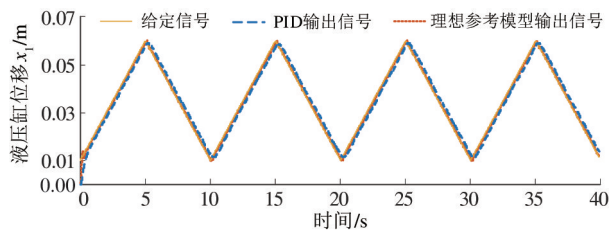
(c) 扰动观测器总扰动曲线

图7 正弦输入信号响应曲线

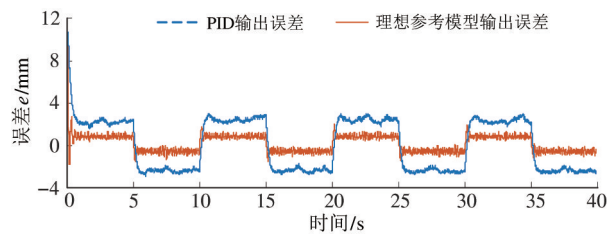
通过对实验得到的响应曲线如图7(a)分析可以看出,PID控制和基于理想参考模型的扰动观测器2种控制方法都可以实现液压杆输出位移跟踪给定输入正弦曲线;但是当系统稳定时二者的跟踪位移精度有所区别,如图7(b)所示,在基于理想参考模型的扰动观测器控制方法下系统动态跟踪的位移误差  $e$  为  $-0.000 3 \sim 0.000 4$  m,而在PID控制下的系统动态跟踪的位移误差  $e$  为  $\pm 0.001 3$  m。且本文设计控制方法响应迅速,可以实现快速响应。因此,基于理想参考模型的扰动观测器控制方法可以比较精确且快速地实现液压杆对给定输入曲线的跟踪,

同时其控制效果明显优于传统 PID 控制。

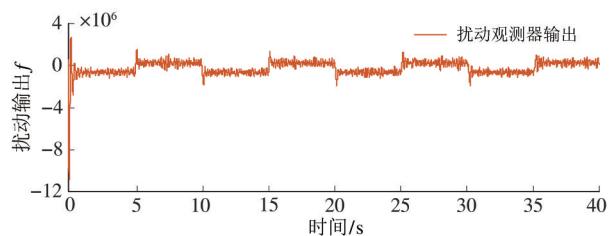
(2) 当输入为周期为 10 s 的三角波信号时,调整 PID 的控制参数为  $K_p = 70, K_i = 0.1, K_d = 0.5$ ,按照极点配置方法得到基于理想参考模型的扰动观测器的参数为  $\omega_c = 20.5, \omega_0 = 440$ 。其响应曲线如图 8 所示。



(a) 两种控制方法下的系统响应曲线



(b) 两种控制方法下的系统响应误差曲线



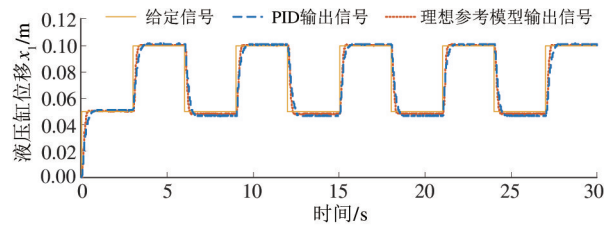
(c) 扰动观测器总扰动曲线

图 8 三角波输入信号响应曲线

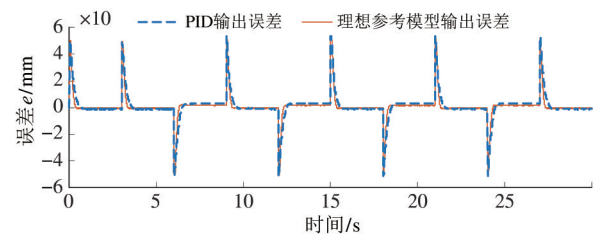
当采用三角波作为输入信号可以使液压杆以固定的速度作往复运动。由响应曲线图 8(a) 可以看出, PID 控制方法和基于理想参考模型的扰动观测器 2 种控制方法都可以跟踪给定输入信号。对误差曲线图 8(b) 分析可以得出, PID 控制的误差不仅数值偏大, 为  $\pm 0.0025$  m, 而且不平稳, 相比基于理想参考模型的扰动观测器控制方法下的系统误差, 不仅数值偏小, 达  $-0.0005 \sim 0.0010$  m, 而且比较平稳。同时本文方法响应速度较快, 因此新方法的控制效果更佳。

(3) 当输入为周期为 6 s 的方波信号时, 调整

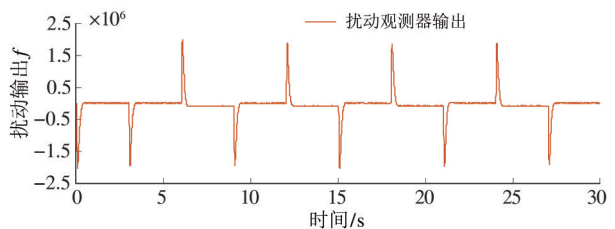
PID 的控制参数为  $K_p = 80, K_i = 0.1, K_d = 4.0$ , 按照极点配置方法得到基于理想参考模型的扰动观测器的参数为  $\omega_c = 8.0, \omega_0 = 135$ 。其响应曲线如图 9 所示。



(a) 两种控制方法下的系统响应曲线



(b) 两种控制方法下的系统响应误差曲线



(c) 扰动观测器总扰动曲线

图 9 方波输入信号响应曲线

当采用方波作为输入信号可以使液压杆在 2 个固定位置来回移动。由图 9(a) 可以看出, PID 控制和基于理想参考模型的扰动观测器 2 种控制方法都可以跟踪给定的方波信号。在系统响应方面, 采用基于理想参考模型的扰动观测器的响应速度比 PID 控制方法快, 由图 9(b) 可知 PID 的控制误差在  $-0.0010 \sim 0.0030$  m, 而基于理想参考模型的扰动观测器的控制误差在  $-0.0005 \sim 0.0020$  m。实验结果表明, 当输入信号为方波信号时基于理想参考模型的扰动观测器可以更加精准、快速地跟踪输入信号。

综上所述, 在不同输入信号下, 基于理想参考模型的扰动观测器控制方法可以满足电液伺服位置跟



踪方面高性能的控制要求,相比传统 PID 控制方法具有更加优秀的表现,在稳定性与快速性方面表现突出。

表 2 3 种信号下的实验结果

输入信号	控制方法	最大误差/m
正弦波	PID	$\pm 0.0130$
	本文方法	$-0.0003 \sim 0.0004$
三角波	PID	$\pm 0.0025$
	本文方法	$-0.0005 \sim 0.0010$
方波	PID	$-0.0010 \sim 0.0030$
	本文方法	$-0.0005 \sim 0.0020$

## 4 结论

本文针对电液伺服系统中的不确定因素在位移跟踪中的影响,根据液压伺服系统的动力学方程、液压缸工作腔流量方程、伺服阀线性化负载流量方程建立系统状态空间模型,并将其中不确定参数及外部扰动看成总扰动整理得到实际系统的新状态空间模型,采用基于理想参考模型的扰动观测器对总扰动进行观测并设计控制器对其进行补偿。通过 Matlab 仿真和实验可以得出以下结论。

(1) 基于参考模型的扰动观测器控制方法在不同的输入波形下都可以较为准确地进行位移跟踪,且相比传统 PID 控制方法下的动态跟踪误差较小,控制精度较高。

(2) 相比传统 PID 控制方法来说,基于参考模型的扰动观测器控制方法可以估计扰动并进行补偿,同时需要整定的参数仅需 2 个,降低了参数整定的复杂度,有利于工程实现。

(3) 采用基于参考模型的扰动观测器控制方法针对具有未知扰动和不确定参数的电液伺服系统具有良好的控制效果,可获得较高的控制精度以提高产品质量及生产效率。

### 参考文献

[ 1 ] 王立新,赵丁选,刘福才,等. 电液比例伺服力加载自抗扰控制[J]. 机械工程学报, 2020, 56(18): 216-225.

[ 2 ] ZHAO J S, SHEN G, YANG C F, et al. A robust force

feed-forward observer for an electro-hydraulic control loading system in flight simulators[J]. ISA Transactions, 2019, 89: 198-217.

- [ 3 ] 金坤善, 宋建丽, 李永堂, 等. 四辊卷板机侧辊位移跟踪控制[J]. 机械工程学报, 2017, 53(14): 171-178.
- [ 4 ] SHAO J P, CHEN L H, JI Y J, et al. The application of fuzzy control strategy in electro-hydraulic servo system [C]//IEEE International Symposium on Communications and Information Technology. Beijing, China: IEEE, 2015: 165-170.
- [ 5 ] 郭庆. 电液伺服非线性控制技术进展综述[J]. 液压与气动, 2018(3): 1-9.
- [ 6 ] MERCADER P, ÅSTRÖM K J. Robust PID design based on QFT and convex-concave optimization [J]. IEEE Transactions on Control Systems Technology, 2017, 25(2): 441-452.
- [ 7 ] 胡玉玲. 模糊控制器设计理论与应用[M]. 北京: 机械工业出版社, 2010.
- [ 8 ] 任丽娜, 李小广, 高琳琪, 等. 气动加载系统的无模型自适应控制方法[J]. 高技术通讯, 2020, 30(4): 409-414.
- [ 9 ] CHANG J L. Applying discrete-time proportional Integral observers for state and disturbance estimations[J]. IEEE Transactions on Automatic Control, 2006, 51(5): 814-818.
- [ 10 ] 王东委, 富月. 基于高阶干扰观测器的极点配置控制器及应用[J]. 控制理论与应用, 2020, 37(8): 1815-1825.
- [ 11 ] 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.
- [ 12 ] WEI W, LIANG B. Improving the efficiency of extended state observer under noisy measurements by low-pass filter [C]//2016 Chinese Control and Decision Conference (CCDC). Yinchuan, China: CCDC, 2016: 3566-3569.
- [ 13 ] CHEN S, HUANG Y. The selection criterion of nominal model in active disturbance rejection control for non-affine uncertain systems[J]. Journal of the Franklin Institute, 2020, 357(6): 3365-3386.
- [ 14 ] CHEN S, CHEN Z. On active disturbance rejection control for a class of uncertain systems with measurement uncertainty[J]. IEEE Transactions on Industrial Electronics, 2021, 68(2): 1475-1485.
- [ 15 ] YANG X, HUANG Q, JING S. Servo system control of satcom on the move based on improved ADRC controller [J]. Energy Reports, 2022, 8: 1062-1070.
- [ 16 ] 刘福才, 赵旭. 电动变载荷加载系统的建模及线性自

- 抗扰控制[J]. 高技术通讯, 2020,30(7):716-723.
- [17] SIRA-RAMIREZ H, GAO Z. Flatness based ADRC control of lagrangian systems; a moving crane[C]//The 21st IFAC World Congress on Automatic Control-Meeting Societal Challenges. Magdeburg, Germany: IFAC, 2020: 1337-1342.
- [18] LUO S Z, SUN Q L, WU W N, et al. Accurate flight path tracking control for powered parafoil aerial vehicle using ADRC-based wind feedforward compensation[J]. Aerospace Science and Technology, 2019(84):904-915.
- [19] GAO Z Q. Scaling and bandwidth-parameterization based controller tuning[C]//Annual American Control Conference. Denver, USA: IEEE, 2003:4989-4996.
- [20] CHEN Q, YANG F, LIU D, et al. Research on active disturbance rejection control method for electro-hydraulic servo loading system with considering clearance disturbance[C]//2019 IEEE 8th International Conference on Fluid Power and Mechatronics (FPM). Wuhan, China: IEEE, 2019:624-629.
- [21] YAO J, DENG W. Active disturbance rejection adaptive control of hydraulic servo systems[J]. IEEE Transactions on Industrial Electronics, 2007,64(10):8023-8032.
- [22] SUN G, REN X, LI D. Neural active disturbance rejection output control of multimotor servo mechanism[J]. IEEE Transactions on Control Systems Technology, 2015, 23(2):746-753.
- [23] 王立新,赵丁选,刘福才,等. 基于死区补偿的电液位置伺服系统自抗扰控制[J]. 中国机械工程, 2021,32(12):1432-1442.
- [24] 周涛,吴雄林. 基于参考模型的扰动观测器控制系统[J]. 控制理论与应用, 2021,38(6):823-832.

## Electro hydraulic servo position tracking control based on reference model

LIU Meizhen<sup>\*\*\*</sup>, WANG Lixin<sup>\*\*\*</sup>, LIU Fucui<sup>\*\*</sup>

(<sup>\*</sup> Engineering Research Center of the Ministry of Education for Intelligent Control System and Intelligent Equipment, Yanshan University, Qinhuangdao 066004)

(<sup>\*\*</sup> Key Laboratory of Industrial Computer Control Engineering of Hebei Province, Yanshan University, Qinhuangdao 066004)

(<sup>\*\*\*</sup> School of Mechanical Engineering, Yanshan University, Qinhuangdao 066004)

### Abstract

Aiming at the problems of parameter uncertainty and unknown external disturbance in electro-hydraulic servo system, an electro-hydraulic servo position tracking control method based on reference model is proposed. Firstly, according to the nonlinear equation of electro-hydraulic servo system, the state space model of the system is established, and the control system structure composed of ideal reference model and total disturbance is constructed. Then, combined with the state space model of electro-hydraulic servo system, the ideal reference model and disturbance observer are designed respectively to realize the output of the reference model, which can accurately track the given input signal and observe the total disturbance of the system. Finally, the control law is designed to effectively compensate the total disturbance and accurately track the output of the actual system to the output of the reference model. The simulation and experimental results show that, compared with the traditional proportional-integral-derivative (PID) control method, the reference model based disturbance observer can effectively improve the system control accuracy and reduce the system dynamic control error, and can realize the accurate tracking of the given input signal.

**Key words:** electro hydraulic servo system, tracking control, disturbance observer, reference model