

DOI:10.3969/j.issn.1001-4551.2022.07.008

被动式电液力系统反步控制算法的简化研究^{*}

张绍峰¹, 金晓宏^{1,2*}, 周 园², 黄 浩²

(1. 武汉科技大学 冶金装备及其控制教育部重点实验室, 湖北 武汉 430081;

2. 武汉科技大学 机械传动与制造工程湖北省重点实验室, 湖北 武汉 430081)

摘要: 被动式电液力加载系统在精度、多余力和大质量负载等方面存在一定的问题, 为此, 提出了一种针对反步控制器的简化方法。首先, 利用反步控制算法抑制了多余力, 分析了控制信号的结构组成和阶数; 然后, 阐述了负载质量对控制信号的影响, 计算了组成控制信号各项的数量级, 并分析了其占比权重; 最后, 忽略了控制信号结构中数量级很小的部分, 以此来简化反步控制器, 采用李雅普诺夫稳定性理论对简化后的反步控制器的有效性及系统的稳定性进行了验证, 并用 MATLAB/Simulink 检验了控制策略的有效性及其控制性能。研究表明: 被动式电液力系统存在位置干扰的情况下, 在加入简化后的反步控制器后, 对其输入不同的指令信号, 系统能表现出良好的跟踪性能(在 10 Hz 时, 输出力在 31 ms 内可快速跟踪指令信号, 且稳态误差仅 0.94%); 简化后的反步控制器结构简单, 在工程上更易于实现, 且在含有一定质量负载的场合下能有效抑制多余力; 相比于传统控制器, 其效果更佳、跟踪指令信号速度更快。

关键词: 被动式电液力系统; 李雅普诺夫; 反步控制器; 多余力; 大质量负载; 位置干扰; 跟踪性能

中图分类号: TH137.9

文献标识码: A

文章编号: 1001-4551(2022)07-0927-08

Simplification of backstepping control algorithm for passive electro hydraulic system

ZHANG Shao-feng¹, JIN Xiao-hong^{1,2}, ZHOU Yuan², HUANG Hao²

(1. Key Laboratory of Metallurgical Equipment and Control Technology of Ministry of Education, Wuhan University of Science and Technology, Wuhan 430081, China; 2. Hubei Key Laboratory of Mechanical Transmission and Manufacturing Engineering, Wuhan University of Science and Technology, Wuhan 430081, China)

Abstract: Aiming at the main problems of passive electro-hydraulic loading system, such as precision, redundant force and large mass load, a simplified method for the backstepping controller was proposed. Firstly, the structure and order of the control signal were analyzed on the basis of restraining the surplus force by using the backstepping control algorithm. Then the influence of load quality on control signal was expounded. The order of magnitude of each component of the control signal was calculated and its proportion weight was analyzed. Finally, a small order of magnitude part of the control signal structure was ignored to simplify the backstepping controller, Lyapunov stability theory was used to verify the effectiveness of the simplified backstepping controller and the stability of the system, and MATLAB/Simulink was used to verify the effectiveness of the control strategy and control performance. The results show that, when the passive electro-hydraulic system has position interference, after adding the simplified backstep controller and inputting different command signals, the system can show good tracking performance: at 10 Hz, the output force can quickly track the command signal within 31 ms and the steady-state error is only 0.94%. The simplified backstepping controller has a simple structure which is more convenient for engineering implementation, and can effectively restrain the redundant force under certain mass load, with better effect and faster tracking command signal speed.

Key words: passive electro-hydraulic system; Lyapunov; backstepping controller; redundant force; large mass load; position interference; tracking performance

收稿日期: 2021-11-24

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(51675387)

作者简介: 张绍峰(1993-), 男, 湖北咸宁人, 硕士研究生, 主要从事机电液系统运动控制方面的研究。E-mail: 1634759929@qq.com

通信联系人: 金晓宏, 男, 硕士, 教授, 硕士生导师。E-mail: jinxiaohong@wust.edu.cn

0 引 言

被动式电液力系统主要用于模拟实际环境下的复杂载荷^[1]。

与主动电液力加载系统不同,被动式电液力系统在工作时,其输出力由被加载对象的位移决定,且电液力加载系统施力方向总与位置干扰方向相反,使液压缸在与施力方向相同一侧的油腔产生强迫流量,导致进出油腔压差增大,继而引起多余力,使力加载系统的稳定性及输出精度受到影响。

被动式电液力系统首需解决的是抑制位置扰动引起的多余力问题^[2];其次,该系统需通过控制策略抑制多余力,所设计的控制器一般含有高阶项,其结构较为复杂,致使其在工程上难以实现。

针对被动式电液力系统的以上问题,相关领域的学者已做了大量研究,且成果颇丰。KUMAR C S 等人^[3]提出了一种基于鲁棒的离散时间最小和非最小相位系统的控制公式,并利用基于最大灵敏度的闭环参考模型,通过最小化目标函数,设计了鲁棒的低阶和高阶比例积分微分控制器,以提升系统的鲁棒性。CHENG Lei 等人^[4]对电液力系统采用非线性自适应鲁棒控制,使电液力系统具有了良好的鲁棒性。YU L 等人^[5]选用自适应神经模糊推理系统,采用两类输入输出数据对 ANFIS 模型进行了训练,提升了系统的跟踪性能和响应速度。HAOUARI F 等人^[6]对电液系统采用基于教学学习优化和带扰动观测器的反步控制,提高了电液伺服系统的性能。张明伟等人^[7]采用在系统结构中加入电液伺服补偿阀的方法,利用阀芯逆向运动,排出了强迫流量,大幅度抑制了电液系统多余力。陈帅杰等人^[8]在电液力控制系统稳定性研究过程中,采用在回油路串联阻尼耗能装置的方法,增加了电液系统的稳定裕度。何龙飞等人^[9]分析了含摩擦力的非线性数学模型,使理论模型更加接近实际模型;并设计了双幂次趋近率的滑模算法,提升了被动式电液力的加载精度。

张明伟、陈帅杰、何龙飞等人都设计了提升电液力系统性能的控制器,控制器均包含位移的三阶导数。但其结构组成复杂,导致控制信号难以采集,在工程难以实现。

为了让该控制器在工程上易于实现,目前主要的思路是设计软硬件出错可能性小、易于理解、计算量小、易于实现的低阶控制器;通常使用的控制器降阶方法有平衡截断近似、最优 Hankel 范数近似、平衡随机截断等。

吴艳等人^[10]通过结合 H_∞ 回路成形与频率加权平衡截断的思想,根据在不同频率的开环传递函数奇异

值逼近相应的闭环奇异值的回路成形方法,提出了控制器简化的开环频率加权平衡截断法,以使降阶后的开环传递函数是原开环传递函数的良好近似,得到了一个降阶的控制器。张旭等人^[11]采用高阶系统跟踪经典理想二阶系统模型的模型参考自适应方法,降低了参考模型的设计难度,削弱了自适应控制律的复杂程度。SHUO Kang 等人^[12]提出了一种扰动解耦控制策略,通过解耦位置扰动和减小侧隙效应的方法,以此来增强电液力的跟踪性能;讨论了 ADD 控制器的结构和参数,使控制器优于工业常用控制器。李朝朝等人^[13]在基于模型参考自适应算法的基础上,使被动式电液力系统跟踪相同阶次的三阶系统,采用将高阶系统简化为低阶系统来做定量估算的主导基点方法,使三阶参考模型的特性主要由二阶振荡环节的固有频率和阻尼比决定,简化了控制器的结构。

笔者通过对控制信号进行分析,探讨对一次反步控制器的简化方法。

首先,笔者构建非线性加载系统数学模型,推导出反步控制的控制信号;然后,分析控制器的组成项及各项阶数,估算控制器控制信号组成项的数量级,通过占比权重来量化分析各项对控制信号性能的影响,精简控制信号的组成结构,大量削弱高阶项系数负载质量对控制信号的负面作用,从而简化控制器,提升对大质量负载的加载精度;并降低控制器阶数,简化控制器的结构。

1 被动式电液力系统模型描述

被动式电液力加载系统如图 1 所示。

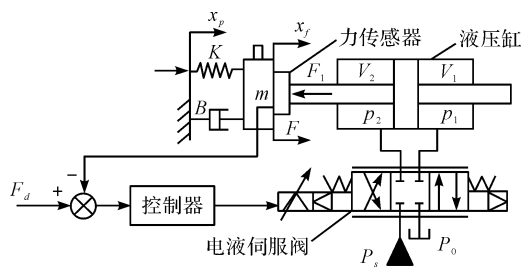


图 1 被动式电液力原理图

图 1 中,输出力 F_1 的方向向左,活塞向右位移,被动式电液力系统加载执行器进油腔压力 p_1 大于出油腔压力 p_2 ,在被加载对象强制推动下,活塞被迫向右运动,处于进油状态的右腔,其体积减小,此时腔内产生了附加的流量,该流量称为强迫流量;该流量导致右腔压力在原有 p_1 的基础上有所增加,力加载系统由于被迫运动,导致两腔压力差增大而产生额外的力,称作多余力;

液压缸左右两腔产生的压差通过活塞杆对压力传感器施加压力 F_1 ,压力传感器刚性连接施力系统和被

施力系统,即可定义力传感器检测的力 F 为电液力系统的输出力,力传感器将测得的力信号反馈给输入端,与期望指令力 F_d 实时比较,并通过控制器得到电信号 u 控制伺服阀阀芯位移,形成闭环控制。

电液力通过其跟随指令信号的过程会受到位置系统的位移干扰,影响电液力系统的稳定性及输出精度,故控制器的设计目标是使电液力系统的输出力尽可能精确地跟踪任意指定的加载指令力。

力传感器连接电液力系统和被施力系统,定义力传感器检测的力为系统输出力;定义力和位移向右为正方向, F_1 为液压缸输出力,定义力传感器检测到的力 F 为系统输出力:

$$F_1 = A p_L \quad (1)$$

式中: p_L —负载压力, $p_L = p_2 - p_1$, MPa; A —液压缸活塞截面积, m^2 。

$$F = m \ddot{x}_f + B \dot{x}_f + F_1 \quad (2)$$

式中: F —系统输出力, $F = K(x_f - x_p)$, N; m —负载折合在活塞杆上的综合质量, kg; B —黏性阻尼系数, N/($m \cdot s^{-1}$); x_f —力加载系统活塞位移。

将式(1)代入式(2),可得到系统力平衡方程为:

$$F = A p_L + m \ddot{x}_f + B \dot{x}_f \quad (3)$$

电液伺服阀采用开口四边滑阀,左右阀口流量 q_1 和 q_2 分别为:

$$q_1 = C_d \omega x_v \sqrt{2/\rho} [s(x_v) \sqrt{p_s - p_1} + s(-x_v) \sqrt{p_1 - p_r}] \quad (4)$$

式中: x_v —伺服阀阀芯位移, m; ω —阀口面积梯度, m ; p_r —回油压力, Pa; p_s —供油压力, Pa; p_1 —液压缸右腔的压力, Pa; ρ —液压密度, kg/m^3 ; C_d —薄壁孔流量系数。

$$q_2 = C_d \omega x_v \sqrt{2/\rho} [s(x_v) \sqrt{p_2 - p_r} + s(-x_v) \sqrt{p_s - p_2}] \quad (5)$$

式中: p_2 —液压缸左腔的压力, Pa。

定义函数 $s(*)$ 的表达式为:

$$s(*) = \begin{cases} 1, & * \geq 0 \\ 0, & * \leq 0 \end{cases} \quad (6)$$

为降低控制器设计的复杂性,可将伺服阀和放大器增益看作一个比例环节,则有:

$$x_v = K_{amp} K_{sv} u \quad (7)$$

式中: u —力加载系统输入电压, V; K_{amp} —伺服阀放大器增益, $K_{amp} = i/u$, A/V; K_{sv} —电液伺服阀增益, $K_{sv} = x_v/i$, m/A。

图1中,当活塞右移时,油液流入液压缸右腔的流量为 q_1 ,则流量连续性为:

$$q_1 = \frac{V_1}{E_e} \dot{p}_1 + C_{ip} p_L - A \dot{x}_f \quad (8)$$

式中: V_1 —右腔实时容积, m^3 ; E_e —油液的有效弹性模量, Pa; C_{ip} —液压缸内泄漏系数, m^3/s 。

同理, q_2 的流量连续性方程为:

$$q_2 = -\frac{V_2}{E_e} \dot{p}_2 + C_{ip} p_L - A \dot{x}_f \quad (9)$$

式中: V_2 —左腔实时容积, m^3 。

将式(7)代入式(4,5)可得到:

$$q_1 = C_d \omega K_{amp} K_{sv} u \sqrt{2/\rho} [s(x_v) \sqrt{p_s - p_1} + s(-x_v) \sqrt{p_1 - p_r}] \quad (10)$$

$$q_2 = C_d \omega K_{amp} K_{sv} u \sqrt{2/\rho} [s(x_v) \sqrt{p_2 - p_r} + s(-x_v) \sqrt{p_s - p_2}] \quad (11)$$

将式(10,11)分别代入式(8,9)中,得到伺服阀位移与压力的关系,并将其代入式(3),可得到关于输出力的微分方程为:

$$\dot{F} = (R_1/V_1 + R_2/V_2) A E_e g u + (1/V_1 + 1/V_2) A^2 E_e \dot{x}_f - (1/V_1 + 1/V_2) A E_e C_{ip} p_L + B \ddot{x}_f + m \ddot{x} \quad (12)$$

式中: R_1, R_2 —有向流量, $R_1 = s(x_v) \sqrt{p_s - p_1} + s(-x_v) \sqrt{p_1 - p_r} > 0$, $R_2 = s(x_v) \sqrt{p_2 - p_r} + s(-x_v) \sqrt{p_s - p_2} > 0$ 。

其中: $g = C_d \omega K_{amp} K_{sv} \sqrt{\frac{2}{\rho}}$ 。

2 反步控制器的设计及其简化

在选取李雅普洛夫函数和控制器设计时,反步控制具有较大的灵活性,通过选取适当的李雅普诺夫函数和设计参数,能够提升系统的相应品质。

为了使信号容易获取,工程易于实现,以及避免设计高阶系统反步控制器过程中出现的计算爆炸问题,笔者采用基于力反馈的一次反步设计控制器。

为将式(12)简化,此处定义:

$$\alpha_1 = A g E_e \left(\frac{R_1}{V_1} + \frac{R_2}{V_2} \right) \quad (13)$$

$$\alpha_2 = A^2 E_e \dot{x}_f \left(\frac{1}{V_1} + \frac{1}{V_2} \right) \quad (14)$$

$$\alpha_3 = A E_e C_{ip} p_L \left(\frac{1}{V_1} + \frac{1}{V_2} \right) \quad (15)$$

$$\alpha_4 = B \ddot{x}_f \quad (16)$$

$$\alpha_5 = m \ddot{x}_f \quad (17)$$

即式(12)系统输出力微分方程为:

$$\dot{F} = \alpha_1 u + \alpha_2 - \alpha_3 + \alpha_4 + \alpha_5 \quad (18)$$

基于系统输出力反馈,定义 F_d 为系统期望输出力,定义系统误差 $e = F - F_d$,则误差 e 对时间的导数为:

$$\dot{e} = \alpha_1 u + \alpha_2 - \alpha_3 + \alpha_4 + \alpha_5 - \dot{F}_d \quad (19)$$

由反步原理所得到的控制器为:

$$u = \frac{1}{\alpha_1}(-\alpha_2 + \alpha_3 - \alpha_4 - \alpha_5 + \dot{F}_d - ke) \quad (20)$$

魏航等人^{[14]2-3}利用伺服阀阀口反向运动,设计了一次反步控制器,其能快速排出强迫流量,对多余力的抑制效果明显;但其只适用于质量小于 2.5 kg 的负载,且控制器中含有高阶项。

式(20)右边中的 α_2 、 α_4 、 α_5 分别含有 x_f 的一、二、三阶导数,因此,可以把控制信号 u 看成是关于 x_f 三阶系统响应,即 u 可抽象成:

$$u = A\ddot{x}_f + B\dot{x}_f + C\ddot{x}_f + D \quad (21)$$

式中: A, B, C —包含 α_2/α_1 、 α_4/α_1 、 α_5/α_1 的有关系数; D —可看作常数项, $D = (\dot{F}_d - ke)/\alpha_1$ 。

由于高阶项的存在,导致控制信号的响应复杂。当在抑制多余力的过程中,力系统活塞的加速度及加速度变化趋势过大,会使式(20)中的高阶项系数对控制信号的影响权重增加。而 $m\ddot{x}_f$ 、 $B\dot{x}_f$ 两项是导致控制信号抖动的主要因素^[15]。

为了简化控制器,必须删减或简化控制信号方程中的某些复杂项。为方便证明系统稳定性,笔者在式(20)中嵌入相关项 N ,通过李雅普诺夫稳定性原理,使相关项 N 刚好可以等于控制信号方程中的一项或多项,从而达到简化控制器的目的。

控制信号表达式可写成如下形式:

$$u = \frac{1}{\alpha_1}(-\alpha_2 + \alpha_3 - \alpha_4 - \alpha_5 + \dot{F}_d + N - ke) \quad (22)$$

因为任何信号皆可看成正弦信号的数量组合,笔者选用指令力 $F = 2\,000\sin(4\pi t) + 3\,000$ (N),根据文献[16]中选用的被动式电液力系统参数,分别计算控制信号 u 组成项的数值,结果如表 1 所示。

表 1 式(20)中各项信号取值范围

信号	数值	信号	数值
α_2	$(0.33 \sim 1.6) \times 10^4$	α_4	$(-7.8 \sim 6.5) \times 10^{-4}$
α_4	$(-8.62 \sim 8.66) \times 10^4$	α_5	$(-2.5 \sim 3.2)$
$\dot{F}_d$	$(-2.5 \sim 2.5) \times 10^4$		

分析表 1 中各项数量级可知,控制信号 u 中的 α_4 + α_5 的数值范围占比不到分子数值总和的 0.01%,其中, ke 为控制信号的补偿项。因此,控制信号 u 基本由一阶项 α_2 和常数项 $\dot{F}_d + \alpha_3$ 决定,故去除其中的二阶项 α_4 和三阶项 α_5 ,即消除活塞加速度、加加速度及质量和阻尼对控制信号的影响,即有关项 N 可以为 $\alpha_4 + \alpha_5$ 的和。

为验证新控制器的合理性和有效性,选择合适的李雅普诺夫函数,笔者利用李雅普诺夫稳定性条件分析新控制器的正确性及系统的稳定性。

定义李雅普诺夫函数为:

$$z = \frac{1}{2}e^2 \quad (23)$$

将式(23)求导得:

$$\dot{z} = e\dot{e} = eN - ke^2 \quad (24)$$

为保证 $\dot{z}$ 负定,即需证明:

$$eN \leq 0 \quad (25)$$

为证明式(25)恒成立,下面分两种情况进行讨论:

(1) 当 $e = F - F_d > 0$ 时,为保证系统响应收敛,则须有 $\dot{e} < 0$,即:

$$Ap_L + m\ddot{x}_f + B\dot{x}_f - F_d > 0 \quad (26)$$

令:

$$L_{11} = Ap_L + m\ddot{x}_f + B\dot{x}_f - F_d > 0 \quad (27)$$

对式(27)求导,即:

$$\dot{L}_{11} = A\dot{p}_L + m\ddot{x}_f + B\dot{x}_f - \dot{F}_d < 0 \quad (28)$$

任何瞬间输出力 F 跟踪期望力 F_d ,在极短时间内, τ 小于系统各环节中最小的时间常数时,即可将期望力 F_d 视为一个固定的数值。此时,由于力加载系统发生的力 F 大于期望力 F_d ,那么力加载系统的油腔左侧有排出一部分强迫流量的趋势,以保证 e 收敛到 0,故负载压力有变大的趋势,即 $A\dot{p}_L > 0$ 。由式(28)可得惯性部分 $m\ddot{x}_f + B\dot{x}_f < 0$,令有关项 $N = (m\ddot{x}_f + B\dot{x}_f)$,由此可得 $eN < 0$ 成立;

(2) 当 $e = F - F_d < 0$ 时,为保证系统响应收敛,则须有 $\dot{e} > 0$,即:

$$L_{12} = Ap_L + m\ddot{x}_f + B\dot{x}_f - F_d < 0 \quad (29)$$

对式(29)求导有:

$$\dot{L}_{12} = A\dot{p}_L + m\ddot{x}_f + B\dot{x}_f - \dot{F}_d > 0 \quad (30)$$

此时,由于力加载系统发生的力 F 小于期望力 F_d ,故力加载系统的油腔右侧有排出一部分强迫流量的趋势,以保证 e 收敛到 0。故负载压力有变小的趋势,即 $A\dot{p}_L < 0$,则惯性部分 $m\ddot{x}_f + B\dot{x}_f > 0$,由此可得 $eN < 0$ 成立。

综上,可得下式恒成立:

$$\dot{z} = e\dot{e} = eN - ke^2 < 0 \quad (31)$$

由此可得,有关项 N 可以为 $\alpha_4 + \alpha_5$ 的和,在力加载系统中,简化后的反步控制器的稳定性是可以保证的,即式(20)可简化为:

$$u = \frac{1}{\alpha_1}(-\alpha_2 + \alpha_3 + \dot{F}_d - ke) \quad (32)$$

式(20)和式(32)分别为简化前后的反步控制器表达式。对比式(20)与式(32)可知,简化后的控制器,控制信号 u 的结构组成中少了 α_4 和 α_5 两项,且 α_4 、 α_5 分别为控制器中的二阶和三阶项的相关项,去

除控制器中的 α_4 和 α_5 后,即可消除力系统活塞的加速度及加加速度对控制信号的影响。

可见,控制器简化后,不仅降低了控制器的阶数,还简化了控制器的结构,在工程中易于实现。

3 控制器性能仿真实验

为了对简化后的反步控制器的性能进行检验,根据被动式电液力系统数学模型,笔者搭建了一个 MATLAB/Simulink 数值仿真模型,如图 2 所示。

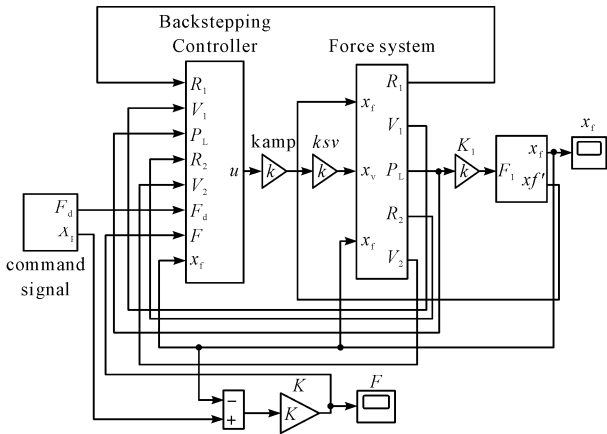


图 2 加入反步控制器的电液力系统 Simulink 模型

笔者设置步长为 1×10^{-5} s,采用 ode45 算法,计算相对误差 10^{-6} ,采用文献[16]19 中的液压系统参数。此处需将液压缸活塞等效到负载质量中,实际工况中负载质量通常在 50 kg 以上,为更好体现出简化后的控制器性能,笔者在仿真中取负载等效质量为 50 kg ~ 150 kg。

液压系统参数如表 2 所示。

表 2 液压系统参数

名称	符号	取值
负载等效质量	m	50 kg ~ 150 kg
黏性阻尼系数	B	$0.1 \text{ N} \cdot (\text{m/s})^{-1}$
活塞杆有效行程	x_p	$[-0.05, 0.05] \text{ m}$
活塞有效工作面积	A	0.001 m^2
缸两腔初始容积	V_{01}, V_{02}	$0.5 \times 10^{-4} \text{ m}^3$
液压油密度	ρ	$880 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$
油液有效体积弹性模量	E_e	$1.4 \times 10^9 \text{ Pa}$
供油压力	p_s	16 MPa
回油压力	p_0	0 MPa
伺服阀增益	K_{sv}	$0.0167 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} \cdot \text{A}^{-1}$
伺服阀固有频率	ω_{11}	$1.242 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1}$
阀口的面积梯度	W	$6.092 \times 10^{-3} \text{ m}$
总泄漏系数	K_{le}	$1.105 \times 10^{-12} (\text{m}^3/\text{s})/\text{Pa}$
薄壁孔流量系数	C_d	0.62
电流	$i_{\min}, i_{\max}$	$[-0.03, 0.03] \text{ A}$

为验证上文中稳定性证明过程的合理性和正确性,保证输出力可以快速、准确跟踪指令信号,以及简

化的控制器在位置扰动时能及时、有效地排出强迫流量,笔者特进行以下仿真:

取负载质量 $m = 50 \text{ kg}$,阻尼系数 $B = 0.1$,反步系数 $k = 200$,指令信号为 4 000 N 的阶跃输出力,在 0.5 s 处加入频率为 1 Hz,大小分别为 0.002 m、0.004 m 和 0.006 m 的正弦位置扰动。

因为液压缸是对称缸,故笔者以右腔 V_1 为仿真对象,得到不同大小的位置扰动下阀口开度参数,如表 3 所示。

表 3 不同大小的位置扰动下阀口开度

位置扰动/m	0.002	0.004	0.006
阀口开度/ μm	12.6	22.3	36.5

在 0.5 s 加入位置扰动后,伺服阀阀口反向运动,右腔 V_1 变成回油腔排出多余的强迫流量。

在不同大小的位置扰动下,阀口流量特性曲线如图 3 所示。

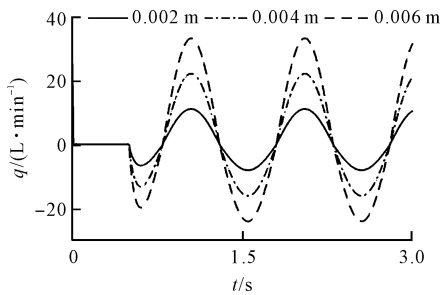


图 3 不同大小的位置扰动下阀口流量特性曲线

由图 3 可知:随着位置扰动的增加,阀口开度增加,及时排出的流量也从随之增加。

被动式电液力系统首要解决的问题是抑制位置扰动引起的多余力,其次是使工程易于实现。

在受位置扰动的前提下,为了检验简化后的反步控制器能否控制信号平滑稳定,笔者依据表 2 参数进行以下仿真,取负载质量 $m = 50 \text{ kg}$,阻尼系数 $B = 0.1$,反步系数 $k = 200$ 。

负载质量为 50 kg 时,简化控制器的输出电压 U ,即控制信号曲线如图 4 所示。

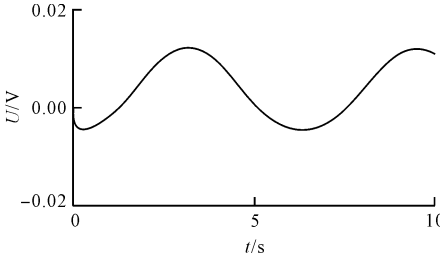


图 4 负载质量为 50 kg 时简化控制器的输出电压 U

为了验证简化后的反步控制器对于一定质量负载的控制效果优于未简化的反步控制器,笔者取负载质量 $m = 50 \text{ kg}$,位置扰动 $x_p = 0.001 \sin(2\pi t) (\text{m})$ 。

笔者分别对输出幅值为 5 000 N 的阶跃力反步控制器简化前后进行对比仿真,结果如图 5 所示。

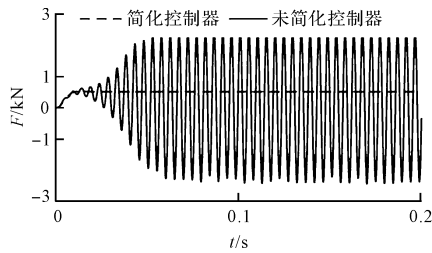


图 5 输入为阶跃信号的输出力 F

简化后的反步控制器对大质量的负载控制效果很好,最大稳态误差仅 0.22%;而未简化控制器在负载质量过大时,系统是不稳定的。

为了探究简化控制器的性能,笔者在系统运动初始阶段加入 $x_p = 0.001\sin(2\pi t)$ (m) 的正弦信号位置扰动,对 PID 控制和简化后的反步控制器的力加载系统进行仿真比较。

在阶跃信号下,采用不同控制器得到的系统响应特性,如表 4 所示。

表 4 阶跃信号下采用不同控制器的系统响应特性

控制器	t_r/s	M_p/N	t_s/s	e_{ss}/N
PID	0.009 5	228	0.224	72.9
简化反步	0.011	150	0.027	0.119

输入为阶跃信号,采用不同控制器得到的输出力 F ,如图 6 所示。

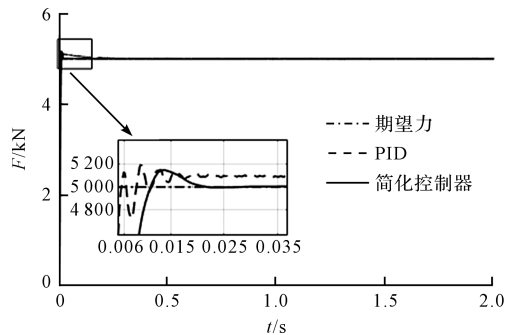


图 6 输入为阶跃信号采用不同控制器的输出力 F

输入为阶跃信号,采用不同控制器得到的跟踪误差,如图 7 所示。

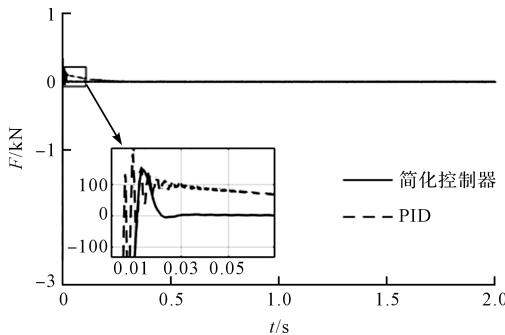


图 7 输入阶跃信号下采用不同控制器的跟踪误差

由此可见:简化后的控制器跟踪性能十分优越,其在 0.011 s 后能快速跟踪指令力,跟踪误差逐渐减小;过了 0.02 s 后,最大误差仅为 0.22%,且最大稳态误差仅 0.22%;而 PID 控制器的最大稳态误差达到 1.4%,且伴有明显的振荡。

为了探究简化后的控制器对不同质量负载的控制效果,笔者分别取质量 m 为 50 kg、100 kg 和 150 kg,在系统运动初始时间加入位置扰动 $x_p = 0.001\sin(2\pi t)$ (m),对输出幅值为 5 000 N 的阶跃力进行仿真,得到的结果如图 8 所示。

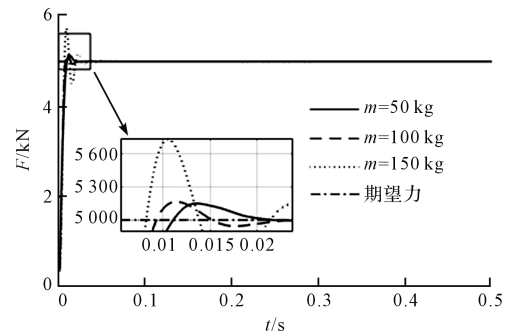


图 8 阶跃信号下采用不同质量的系统输出力 F

在阶跃信号下,采用不同控制器得到的系统响应特性,如表 5 所示。

表 5 阶跃信号下采用不同控制器的系统响应特性

m/kg	t_r/s	M_p/N	t_s/s	e_{ss}/N
50	0.012 1	150	0.027	0.119
100	0.011 4	200	0.026	0.121
150	0.005	780	0.040	0.122

表 5 中,随着质量从 50 kg 增加到 150 kg,输出力的上升时间 t_r 从 0.011 s 逐渐减少到 0.005 s,最大超调量 M_p 分别为 150 N、200 N 和 780 N;系统达到 0.5% 的稳态误差用时分别为 0.020、0.026 和 0.040;稳态误差 e_{ss} 分别为 11.9 N、12.1 N 和 12.2 N。

由表 5 可知:随着质量的增加,系统响应除了最大超调量会明显增加,其余响应性能只有略微变化。

由于实际工况中,超调量过大会对系统产生冲击,故笔者取负载质量 $m = 50$ kg,取不同的反步系数 k 进行仿真。

反步控制取不同 k 值时的系统响应特性如表 6 所示。

表 6 反步控制取不同 k 值时的系统响应特性

反步系数 k	t_r/s	M_p/N	e_{ss}/N
50	0.098	2.7	0.473
100	0.047	57.2	0.249
200	0.012 1	184	0.119
300	0.009	766	0.82

反步控制取不同 k 值时系统输出力 F 如图 9 所示。

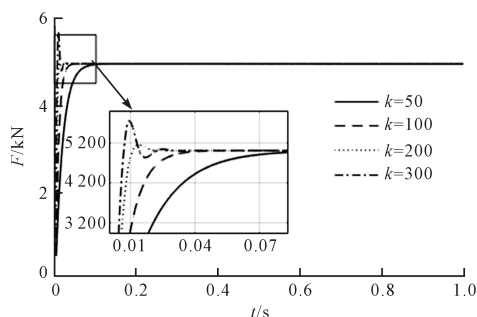


图9 反步控制取不同 k 值时系统输出力 F

反步系数 k 对最大超调量有较大影响,且 k 越小,最大超调量越小,但是其上升时间会略微增加。

在工程实用中,面临不同实际工况,在保证设备安全的前提下,要兼顾系统响应品质,因此,笔者选择适中的反步系数 $k=200$ 。

为了检验简化控制器对正弦加载指令的跟踪效果,笔者分别在输入正弦信号频率为 2 Hz、5 Hz 和 10 Hz 的状态下进行仿真实验,并将其结果与采用 PID 控制器得到的结果进行对比仿真。

输入指令力为 2 Hz 时的输出力 F 如图 10 所示。

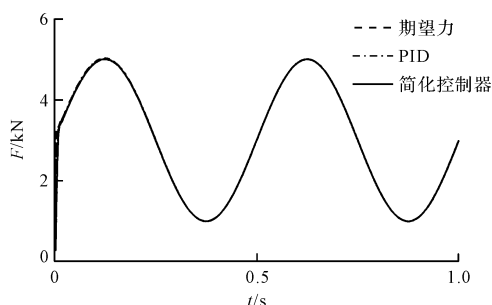


图10 输入指令力为 2 Hz 时的输出力 F

输入指令力为 2 Hz 时的输出力 F 跟踪细节图,如图 11 所示。

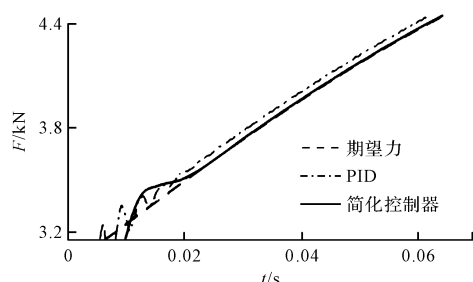


图11 输入指令力为 2 Hz 时的输出力 F 跟踪细节图

输入指令力为 5 Hz 时的输出力 F 如图 12 所示。

输入指令力为 5 Hz 时的输出力 F 跟踪细节图,如图 13 所示。

输入指令力为 10 Hz 时的输出力 F 如图 14 所示。

输入指令力为 10 Hz 时的输出力 F 跟踪细节图,

如图 15 所示。

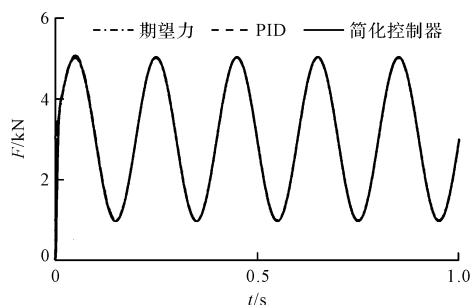


图12 输入指令力为 5 Hz 时的输出力 F

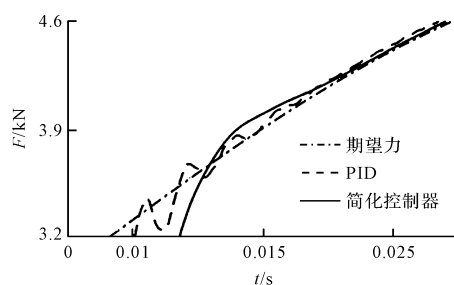


图13 输入指令力为 5 Hz 时的输出力 F 跟踪细节图

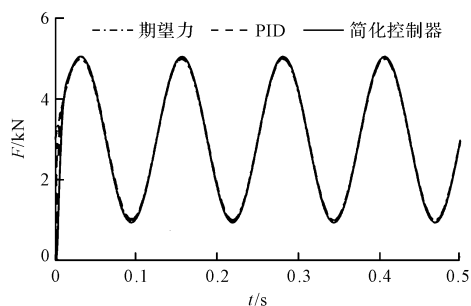


图14 输入指令力为 10 Hz 时的输出力 F

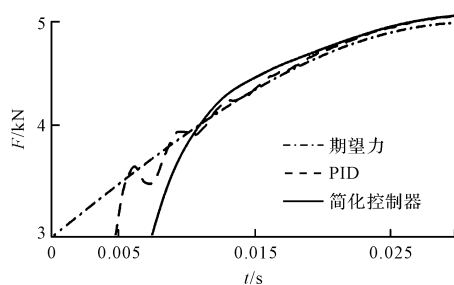


图15 输入指令力为 10 Hz 时的输出力 F 跟踪细节图

分析上图可知:随着正弦指令信号频率的增加,跟踪性能会有略微的变差,在 2 Hz 和 5 Hz 时,简化控制器的各项响应品质均优于 PID 控制,在 10 Hz 时,简化控制器的稳态误差为 0.94%,优于 PID 控制器的稳态误差 1.5%;

最大超调量为 112 N,略高于 PID 控制的最大超调量 108 N,但简化控制器的曲线更为平滑,响应速度更快,上升时间为仅为 0.025 s,优于 PID 控制的上升时间 0.028 s。

通过分析表 6 及图(13~15)可知:在跟随频率为 2 Hz 和 5 Hz 的指令信号时,简化控制器所达到的效果明显优于 PID 控制;而指令信号频率为 10 Hz 时,超调

量及稳态误差略微劣于 PID 控制,系统响应速度及稳态误差依然表现优秀。

4 结束语

被动式电液力加载系统在精度、多余力和大质量负载等方面存在一定的问题,为此,笔者提出了一种针对反步控制器的简化方法,并采用李雅普诺夫稳定性理论对简化后的反步控制器的有效性及系统的稳定性进行了验证,并用 MATLAB/Simulink 检验了控制策略的有效性及其控制性能。

研究结论如下:

(1)对比文献[14]2-3 中的控制器,简化后的控制信号 u 的结构组成中少了 α_4 和 α_5 两项,消除了力系统活塞的加速度及加加速度对控制信号的影响,不仅降低了控制器阶数,简化了控制器结构,同时,在对被动式电液力系统控制过程中,控制器的计算量也大幅度减少;

(2)将导致控制信号不稳定的 $m\ddot{x}_f, B\ddot{x}_f(\alpha_4, \alpha_5)$ 两项去除后,得到新的简化反步控制器,通过液压缸运动趋势的分析,并结合李雅普诺夫理论验证,结果表明,加入简化反步控制器的被动式力系统在全局是渐进稳定的;

(3)文献[14]2-3 中的控制器仅适用于负载质量小于 2.5 kg 的场合,而简化后的控制器大幅度提升了针对负载质量适用的范围(0 ~ 150 kg);随着负载质量增加,其中输出力的跟踪误差几乎不变,由此拓展了控制器的适用范围;

(4)反步系数 k 对最大超调量有较一定影响,且 k 越小,最大超调量越小,但是其上升时间会略微增加;为兼顾系统的响应品质及实况设备的安全,选取 $k=200$;

(5)在负载质量 $m=50$ kg,反步系数 $k=200$ 时,相对于 PID 控制而言,简化后的控制器的最大超调量减少 17.98%,稳态误差减少 98.23%,调整时间减少 86.17%,上升时间减少 13.2%。

在工程实用中,面临不同实际工况,需要调节不同系统参数。因此,在后续的研究中,笔者将结合机器学习算法进行探讨,使系统在不同工况下能自适应地选取合适的参数。

参考文献 (References):

[1] SHUI Yang, et al. Research on design method of double-loop electric servo loading system with high-frequency high

frequency band based on H_∞ control strategy[J]. **Measurement and Control**, 2020, 53(9-10):1602-1615.

[2] 兰婉昆. 飞机舵机电液负载模拟器控制算法优化设计[D]. 天津:中国民航大学,2020.

[3] KUMAR C S, et al. A novel robust virtual reference feedback tuning approach for minimum and non-minimum phase systems[J]. **ISA Transactions**, 2021, 115(1):163-191.

[4] CHENG Lei, ZHU Zhen-cai, SHEN Gang, et al. Real-time force tracking control of an electro-hydraulic system using a novel robust adaptive sliding mode controller[J]. **Quality Control, Transactions**, 2020, 8(12):13315-13328.

[5] YU L, DING L, YU F, et al. Force tracking control for electrohydraulic servo system based on adaptive neuro-fuzzy inference system controller[J]. **International Journal of Intelligent Computing and Cybernetics**, 2021, 14(1):1-16.

[6] HAOUARI F, GOURI R, BALI N, et al. Performance enhancement of electrohydraulic servo system using teaching learning-based optimization and CDM-back stepping with disturbance observer[J]. **Journal of Control, Automation and Electrical Systems**, 2020, 14(1):1-9.

[7] 张明伟,金晓宏,陶平,等. 位置扰动型电液力控制系统多余力的抑制[J]. 武汉科技大学学报, 2018, 41(2):140-146.

[8] 陈帅杰,金晓宏,黄浩,等. 基于李雅普诺夫直接法的电液力控制系统稳定性研究[J]. 武汉科技大学学报, 2019, 42(4):290-298.

[9] 何龙飞,金晓宏,阮军,等. 被动式电液负载模拟器的变增益滑模控制研究[J]. 机电工程, 2020, 37(2):126-131.

[10] 吴艳,陈亚陵. 鲁棒控制器简化的开环频率加权平衡截断方法[C]. 自动化理论、技术与应用(第七卷). 上海:上海交通大学出版社,2000.

[11] 张旭,金晓宏,陶登阳,等. 被动式电液加载系统的变刚度自适应控制[J]. 武汉科技大学学报, 2019, 42(2):141-149.

[12] SHUO Kang, HAO Yan. Almost disturbance decoupling force control for the electro-hydraulic load simulator with mechanical backlash[J]. **Mechanical Systems and Signal Processing**, 2020, 135. (7):1-29.

[13] 李朝朝,金晓宏,王坤,等. 变刚度电液力系统主导极点模型自适应控制研究[J]. 机电工程, 2020, 37(7):764-769.

[14] 魏航,金晓宏,黄浩,等. 位置扰动型电液力加载系统反步控制[J]. 武汉科技大学学报, 2020, 43(3):213-218.

[15] 黄文. 基于电液力伺服系统的液压阀控缸自抗扰控制研究[J]. 液压气动与密封, 2020(9):13-16, 20.

[16] 程校. 负载中含负值弹性刚度电液伺服力加载系统的研究[D]. 武汉:武汉科技大学,2018.

[编辑:雷敏]

本文引用格式:

张绍峰,金晓宏,周园,等. 被动式电液力系统反步控制算法的简化研究[J]. 机电工程, 2022, 39(7):927-934.

ZHANG Shao-feng, JIN Xiao-hong, ZHOU Yuan, et al. Simplification of backstepping control algorithm for passive electro hydraulic system[J]. **Journal of Mechanical & Electrical Engineering**, 2022, 39(7):927-934.

《机电工程》杂志: <http://www.meem.com.cn>