

伺服作动系统性能测试平台的多余力抑制方法*

袁斌林^{1,2}, 张士峰¹

(1. 国防科技大学 空天科学学院, 湖南 长沙 410073; 2. 四川腾盾科技有限公司, 四川 成都 610000)

摘要: 伺服作动系统性能测试平台是典型带有运动耦合的伺服系统, 有效抑制运动干扰引起的多余力是提高其控制精度的关键。基于结构不变性的前馈补偿方法可以抑制多余力, 但无法解决不同频率运动扰动下实时调参的问题。本文首先以测试平台中加载系统为例, 建立其数学模型并推导得到其传递函数, 然后基于 MATLAB/Simulink 建立了伺服作动系统性能测试平台仿真模型, 对比了传统 PI 控制、传统 PI 前馈补偿控制和模糊 PI 前馈补偿控制三种控制方法对测试平台多余力的抑制效果。仿真结果表明, 模糊 PI 前馈补偿控制方法可以提高测试平台的加载精度, 对多余力的抑制效果最为显著。最后, 通过试验验证了该控制方法的有效性。

关键词: 伺服作动系统; 多余力; 前馈补偿; 模糊控制

中图分类号: TH139 文献标志码: A 文章编号:

Redundant force suppression method of servo actuation system performance test platform

YUAN Binlin^{1,2}, ZHANG Shifeng¹

(1. College of Aerospace Science and Engineering, National University of Defense Technology, Changsha 410073, China; 2. Sichuan Tengden Technology Co. Ltd., Chengdu 610000, China)

Abstract: The servo actuation system performance test platform is a typical servo system with motion coupling, and suppressing the redundant force caused by motion interference effectively is the key to improving its control accuracy. The feedforward compensation method based on structural invariance can suppress the redundant force, but cannot overcome the problem of real-time parameter adjustment under different frequency motion disturbances. In this paper, firstly, taking the loading system of the test platform as an example, its mathematical model and transfer function are established. Then, a simulation model of the servo actuation system performance test platform based on MATLAB/Simulink is built, and the inhibition effect of the three control methods of traditional PI control, traditional PI feedforward compensation control and fuzzy PI feedforward compensation control on the redundant force of the test platform is compared. The simulation results show that the fuzzy PI feedforward compensation control method can improve the loading accuracy of the test platform and have the most significant suppression effect on the redundant force. Finally, the effectiveness of this control method is verified by experiments.

Keywords: servo actuation system; redundant force; feedforward compensation; fuzzy control

飞行器航电系统的发展为飞行员提供了信息咨询和辅助决策, 减轻了飞行员的负担, 极大提升了战机的作战性能。飞行控制系统作为航电系统的重要组成, 关系着飞行员和飞行器的安全^[1]。伺服作动系统是飞行控制系统的执行机构, 是组成飞行控制系统的重要分系统之一, 对飞行器的安全性发挥着至关重要的作用。有统计资料表明, 在飞机出现的故障事故中, 有大约 70% 是由于伺服作动系统的机械故障所引起的^[2]。所以, 伺服作动系统作为飞行器的关键部件, 其可靠性直接影

响着飞行器的安全, 而对其进行自动化、通用化、精确化的测试与评估依赖于飞行器地面半实物仿真技术的进步。伺服作动系统性能测试平台可以在实验室条件下实现伺服作动系统的全性能测试与评估, 对飞行安全提供至关重要的试验支撑。为了更真实地模拟飞行过程, 试验过程中, 通常采用加载实验进行性能测试, 而加载系统是一个位置扰动型的力闭环系统, 该位置扰动会产生多余力, 严重影响加载性能^[3-5]。因此, 有效抑制多余力是提高测试平台加载系统动态特性和控制精

*收稿日期:

基金项目: 航空科学基金资助项目 (20200051053001); 陕西省自然科学基金基础研究计划资助项目 (2020JM-147)

作者简介: 袁斌林 (1981—), 男, 四川遂宁人, 博士研究生, 高级工程师, E-mail: 315657666@qq.com;

张士峰 (通信作者), 男, 教授, 博士, 博士生导师

度的关键。

多余力抑制方法主要分为两类：一种是优化结构，另一种是优化控制策略，前者受限于机械加工精度和安装精度，而后者随着控制理论的快速发展被广泛采用^[6-7]。任志婷等人建立了电动舵机加载系统的数学模型，并在系统中引入多重反馈和前馈控制以提高加载精度，仿真数据表明该方法对于抑制多余力具有良好效果^[8]。王浩以电液加载系统为研究对象，针对载荷谱的动态跟踪问题，提出一种基于 RBF 神经网络辨识的复合控制策略，以抑制加载过程中多余力矩的干扰^[9]。宋勇针对电液混合试验系统提出了前馈解耦控制算法以抑制力加载跟踪过程中的多余力，进而提高了力加载的跟踪精度^[10]。此外，文献[11-13]也提出了基于速度的前馈补偿算法和模糊逻辑补偿方法以提高加载系统测试性能。

本文针对伺服作动系统性能测试平台实际应用过程中负载测试时的多余力现象，提出了采用速度前馈补偿器的解耦控制方法，并进一步设计了模糊控制器抑制多余力。仿真和试验都证明了采用模糊 PI 前馈补偿控制方法对伺服作动系统

测试平台多余力的抑制效果最为明显，可以实现测试平台大推力、高动态、高精度加载，从而使得伺服作动系统的各项性能指标在测试过程中更加准确、合理，最终为飞行器的安全可靠提供重要依据。

1 系统组成及工作原理

伺服作动系统性能测试平台主要包括：加载液压作动器（含伺服阀、LVDT）、伺服放大器、弹性元件、力传感器、惯量模拟器和光栅尺等，系统结构组成如图 1 所示。伺服作动系统和加载系统分别是位置伺服系统和力伺服系统。伺服作动系统输出轴连接惯量模拟器及弹性元件传递到加载系统，期望加载系统在作动系统的位置扰动下跟踪所设定的力信号。加载系统按照预定载荷谱，模拟铰链力矩，施加于伺服作动系统。光栅尺可以精确测量伺服作动系统的位置信息，用于评估与分析作动系统的位移、速度、间隙等参数。为了克服重力的影响，弹性元件和惯量模拟器均安装于直线滑轨上，保证加载力的传递方向在同一轴线上。

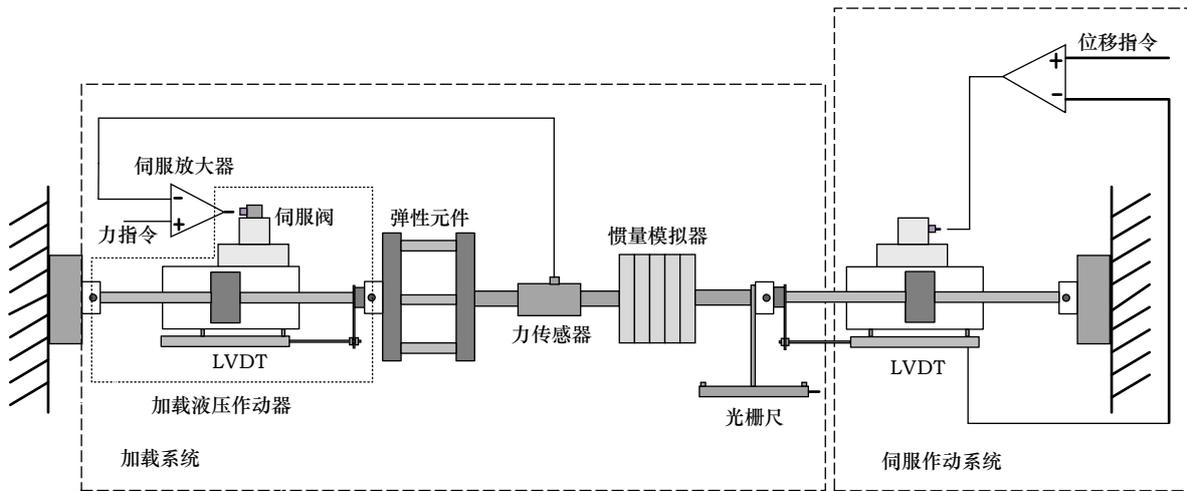


图 1 伺服作动系统性能测试平台结构组成

Fig.1 Structural composition of servo actuation system performance test platform

2 测试平台数学建模

2.1 加载系统模型

加载系统主要有加载液压作动器、力传感器、弹性元件和惯量模拟器组成。在建立加载液压作动器模型的过程中，忽略次要因素，作出如下假设：

- (1) 伺服阀滑阀为理想零开口四通阀，四个节流窗口是匹配和对称的；
- (2) 节流窗口处的流动为紊流，液体压缩性的

影响在阀中予以忽略；

(3) 液压作动器每个工作腔的各点压力相同，油液温度和容积弹性模数为常数；

(4) 油源供油压力恒定，且回油压力为零。

为降低模型复杂度，加载液压作动器线性化处理后的流量方程如下^[14]

$$Q_{load} = K_{qload} x_{vload} - K_{cload} P_{load} \quad (1)$$

式中， Q_{load} 为加载伺服阀负载流量， m^3/s ； K_{qload}

为加载伺服阀流量增益, m^2/s ; x_{load} 为加载伺服阀阀芯开口量, m ; K_{cload} 为加载伺服阀流量-压力系数, $\text{m}^5/(\text{N}\cdot\text{s})$; p_{load} 为加载液压作动器负载压力, N/m^2 。

考虑活塞内的泄露、液体压缩量等影响, 加载液压作动器的流量连续性方程为

$$Q_{load} = A_{load}sY_{load} + \frac{V_{tload}}{4E_y}p_{load}s + C_{cload}p_{load} \quad (2)$$

式中, A_{load} 为加载液压作动器活塞有效面积, m^2 ; Y_{load} 为加载液压作动器位移, m ; V_{tload} 为加载液压作动器两腔总容积, m^3 ; E_y 为液压油等效体积弹性模数, Pa ; C_{cload} 为加载液压作动器总泄漏系数, $\text{m}^5/(\text{N}\cdot\text{s})$ 。

考虑负载惯性力、粘性阻尼力和外干扰力的动力学平衡方程为

综上, 可得加载液压作动器的输出力为

$$F_{load} = \frac{K_{sensor}K_{cload}A_{load}(m_{inertia}s^2 + K_{elastic})x_{vload} - K_{sensor}K_{elastic}(G_3s^3 + G_2s^2 + G_1s)Y_{actdis}}{L_5s^5 + L_4s^4 + L_3s^3 + L_2s^2 + L_1s + L_0} \quad (6)$$

由上式可得, 加载系统的多余力为

$$F_{extra} = -\frac{K_{sensor}K_{elastic}(G_3s^3 + G_2s^2 + G_1s)Y_{actdis}}{L_5s^5 + L_4s^4 + L_3s^3 + L_2s^2 + L_1s + L_0} \quad (7)$$

式中, $K_{c-load} = K_{cload} + C_{cload}$, $G_1 = A_{load}^2 + K_{c-load}B_{load}$, $G_2 = \frac{4E_y m_{load} K_{c-load} + B_{load} V_{tload}}{4E_y}$, $G_3 = \frac{V_{tload} m_{load}}{4E_y}$,

$L_0 = K_{c-load}K_{sensor}K_{elastic}$, $L_1 = A_{load}^2(K_{sensor} + K_{elastic}) + K_{c-load}B_{load}(K_{sensor} + K_{elastic}) + \frac{V_{tload}K_{sensor}K_{elastic}}{4E_y}$,

$L_2 = K_{c-load}m_{load}(K_{sensor} + K_{elastic}) + K_{c-load}m_{inertia}K_{sensor} + \frac{V_{tload}B_{load}(K_{sensor} + K_{elastic})}{4E_y}$,

$L_3 = \frac{V_{tload}m_{load}(K_{sensor} + K_{elastic})}{4E_y} + (A_{load}^2 + K_{c-load}B_{load})m_{inertia} + \frac{V_{tload}m_{inertia}K_{sensor}}{4E_y}$,

$L_4 = \frac{V_{tload}B_{load}m_{inertia}}{4E_y} + K_{c-load}m_{load}m_{inertia}$, $L_5 = \frac{V_{tload}m_{load}m_{inertia}}{4E_y}$

伺服作动系统主动运动所导致的多余力即式(7)所示, 其大小和伺服作动系统运动的速度、加速度、加加速度项都有关系。多余力为 0 型系统, 分子具有纯微分环节, 说明其具有超前特性。速度项与加载液压作动器活塞的有效面积 A_{load} 、伺服阀的流量-压力系数 K_{cload} 、总泄漏系数 C_{cload} 以及粘性阻尼系数 B_{load} 有关。因此, 为有效抑制多余力, 在活塞有效面积 A_{load} 一定的情况下, 可以综合其它如频带的要求, 考虑降低伺服阀的流量-压力系数 K_{cload} 、总泄漏系数 C_{cload} 或粘性阻尼系数 B_{load} 。此外, 多余力大小与加载系统的刚度 K_{sensor} 和 $K_{elastic}$ 均相关, 一般情况下传感器的刚度 K_{sensor} 较大, 因此考虑系

$$A_{load}p_{load} = m_{load}s^2Y_{load} + B_{load}sY_{load} + F_{load} \quad (3)$$

式中, m_{load} 为加载液压作动器运动部件质量, kg ; B_{load} 为加载液压作动器粘性阻尼系数, $\text{N}/(\text{m}/\text{s})$; F_{load} 为加载力, N 。

力传感器方程为

$$F_{load} = K_{sensor}(Y_{load} - Y_{inertia}) \quad (4)$$

式中, $Y_{inertia}$ 为惯性负载位移, m ; K_{sensor} 为力传感器刚度, N/m 。

惯性负载的力平衡方程为

$$F_{load} = m_{inertia}s^2Y_{inertia} + K_{elastic}(Y_{inertia} - Y_{actdis}) \quad (5)$$

式中, $m_{inertia}$ 为惯性负载质量, kg ; $K_{elastic}$ 为弹性负载刚度, N/m ; Y_{actdis} 为被测作动器输出位移, m 。

统加载带宽要求后适当降低弹性元件的刚度 $K_{elastic}$, 也可以使得加载系统的多余力降低。

2.2 其他环节数学模型

(1) 伺服阀

由于加载频率较高, 因此伺服阀的传递函数按照二阶环节来考虑^[15]

$$G_{sv}(s) = K_{sv} / \left(\frac{s^2}{\omega_{sv}^2} + 2\frac{\xi_{sv}}{\omega_{sv}}s + 1 \right) \quad (8)$$

式中, K_{sv} 为电液伺服阀空载流量增益, $\text{m}^3/(\text{s}\cdot\text{A})$; ω_{sv} 为电液伺服阀等效无阻尼自振频率, rad/s ; ξ_{sv} 为

电液伺服阀等效阻尼系数，无量纲。

(2) 伺服放大器

伺服阀放大器可以用下式描述

$$\frac{i(s)}{U(s)} = K_a \quad (9)$$

式中， K_a 为伺服阀放大器增益，A/V。

通过以上公式推导，加载系统的传递函数如图 2 所示。被测伺服作动系统的数学模型与加载系统类似，其输入为位置指令，输出位移使用 LVDT 作为位移反馈完成位置闭环，数学模型的建立过程与加载系统类似，此处不再赘述。

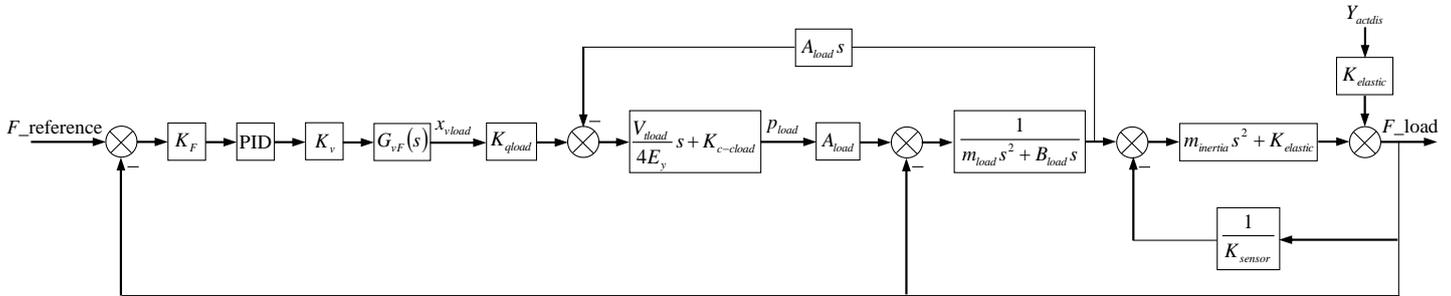


图 2 加载系统传递函数

Fig.2 Transfer function of loading system

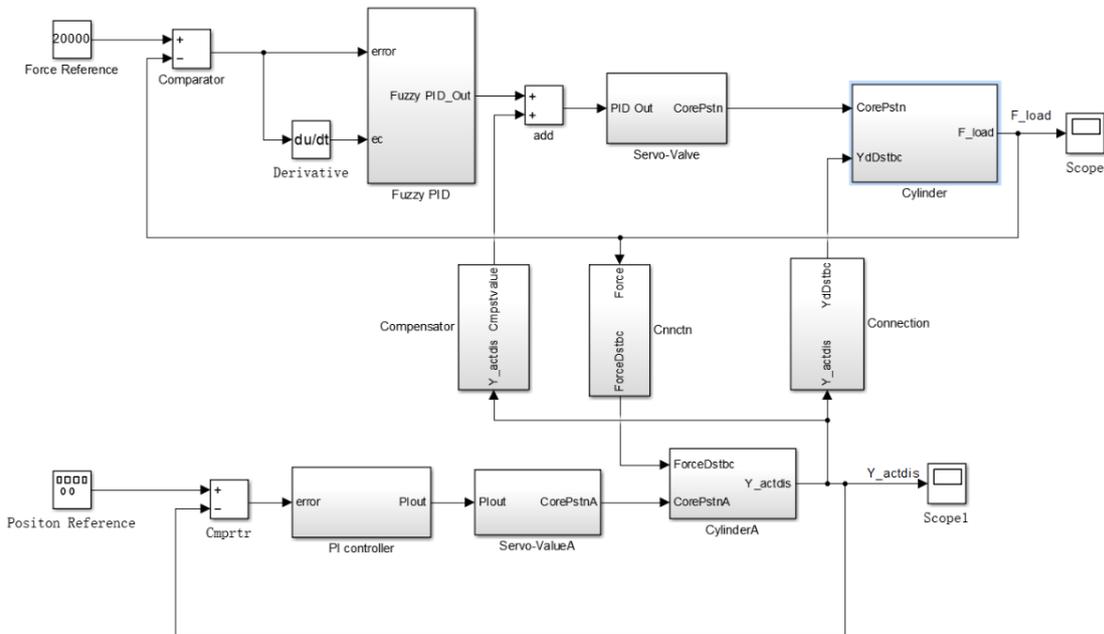


图 3 伺服作动系统性能测试平台仿真模型

Fig.3 Simulation model of servo actuation system performance test platform

3 测试平台仿真模型

在 MATLAB/Simulink 中建立的伺服作动系统及其测试平台仿真模型如图 3 所示。

本模型在建立过程中，主要包括以下方法抑制多余力：

(1) 结构补偿：对比三组不同的弹性元件刚度，选择刚度较为合适的弹性元件；

(2) 控制补偿：增加前馈速度；

假设 $E(s)$ 为设计的前馈补偿器，则根据图 2 和式 (6)，为实现对被测伺服作动系统位移 Y_{actdis} 扰动

的全部补偿，补偿的传递函数 $E(s)$ 应满足

$$Y_{actdis} \frac{A_{load} K_{sensor} (m_{inertia} s^2 + K_{elastic})}{L(s)} E(s) K_v \cdot G_{vF}(s) K_{qload} = Y_{actdis} \frac{K_{sensor} K_{elastic} G(s)}{L(s)} \quad (10)$$

在实际加载时，伺服阀频带较宽，忽略 $G_{vF}(s)$ 项中与舵机加速度有关的 G_3 项和与加速度有关的 G_2 项及与惯量有关的二阶项，则式(10)可以简化为

$$E(s)K_v G_{vF}(s)K_{qload} A_{load} K_{sensor} K_{elastic} = K_{sensor} K_{elastic} (A_{load}^2 + K_{c-load} B_{load}) \quad (11)$$

简化后可得速度前馈补偿环节

$$E(s) = \frac{(A_{load}^2 + K_{c-load} B_{load})s}{K_v K_{qload} A_{load}} \quad (12)$$

仿真过程中，为了补偿忽略的其它环节，引入幅值修正系数 α 。根据被测伺服作动系统的位移测试频率点选择了两组参数，因此最终的补偿系数选择为

$$E(s) = \alpha \cdot \frac{(A_{load}^2 + K_{c-load} B_{load})s}{K_v K_{qload} A_{load}} \quad \left(\begin{array}{l} 0 < f \leq 10, \alpha = 1.15; \\ 10 < f \leq 30, \alpha = 1.07 \end{array} \right)$$

(3) 采用模糊 PID 方法消除被测伺服作动系统频率变化带来的控制器 PI 参数人工整定的问题。

由于复杂的非线性和较强的不确定性等因素，在实际加载中，加载液压作动器难免出现加载误差^[16]。此外，被测伺服作动系统的位移扰动频率也时刻发生变化。因此，定 PI 参数的方法已无法满足系统加载精度的要求，而模糊 PI 控制方法可以很好地解决该问题，其可以实现 PI 参数在线调整^[17]。

对于模糊 PID 控制器，为避免微分在多干扰情况下可能引起的振荡，本文采用模糊 PI 控制，原理框图如图 4 所示，制定的模糊规则见表 1 和表 2。表中的字母定义为，误差=负大 NB，负中 NM，负小 NS，零 ZO，正小 PS，正中 PM，正大 PB；误差变化率=负大 NB，负小 NS，零 ZO，正小 PS，正大 PB。设计输

出量 K_P 和 K_I 的模糊子集为 {ZO, MI, S, LE, M, LB, B, MA}，即 {零, 最小, 小, 较小, 中, 较大, 大, 最大}。

表 1 ΔK_P 模糊规则表

Tab.1 Fuzzy control rules of ΔK_P

e							
e_c	NB	NM	NS	ZO	PS	PM	PB
NB	MA	B	LE	S	MI	S	LE
NS	B	LB	S	MI	MI	LE	M
ZO	LB	M	MI	MI	MI	M	LB
PS	M	LE	MI	MI	S	LB	B
PB	LE	S	MI	S	LE	B	MA

表 2 ΔK_I 模糊规则表

Tab.2 Fuzzy control rules of ΔK_I

e							
e_c	NB	NM	NS	ZO	PS	PM	PB
NB	LE	M	LB	B	LB	S	MI
NS	LE	M	MA	B	B	S	S
ZO	LE	LE	MA	MA	MA	LE	LE
PS	S	S	B	B	MA	M	LE
PB	MI	S	LB	B	LB	M	LE

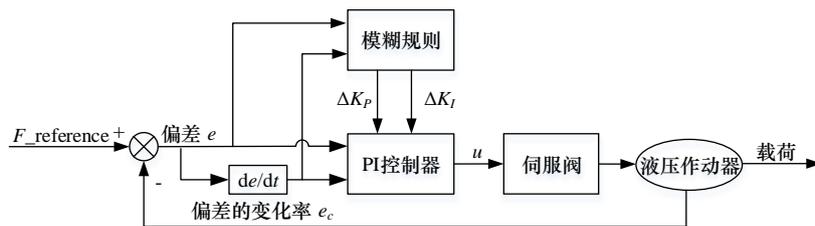


图 4 模糊 PID 控制器结构图

Fig.4 Structure of fuzzy PID controller

仿真中，被测伺服作动系统指令为 11 Hz，幅值为 2 mm，加载液压作动器恒定力指令为 20 kN，其余基本参数如表 3 所示。基于图 3 所示的伺服作动系统性能测试平台仿真模型，将传统 PI 控制、传统 PI 前馈补偿控制和模糊 PI 前馈补偿控制三种不同控制方法对测试平台多余力的抑制效果进行对比，对比结果如图 5 所示。

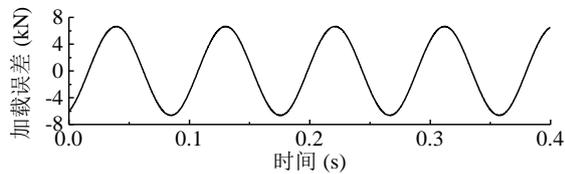
图 5(a)为采用传统 PI 控制方法时测试平台的

加载误差曲线，误差峰值约为 6.7 kN；图 5(b)为采用传统 PI 前馈补偿控制，即加入前馈且采用传统 PI 控制方法，此时测试平台加载误差峰值约为 1.5 kN；当控制方法为模糊 PI 前馈补偿控制时，测试平台加载误差曲线如图 5(c)所示，可以观察到，该控制方法下的最大误差约 0.7 kN。由此表明，当采用模糊 PI 前馈补偿控制方法时，伺服作动系统性能测试平台的加载误差显著减小，即多

余力抑制效果非常明显。

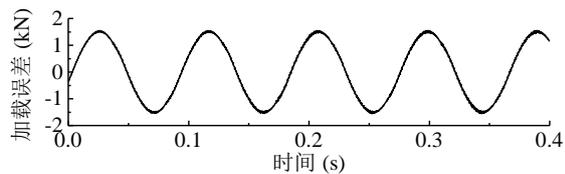
表3 仿真系统的基本参数
Tab.3 Simulation parameters

符号	单位	数值
K_{sv}	$m^3/(s \cdot A)$	0.04
K_F	V/N	0.00016
ω_{sv}	rad/s	625
ξ_{sv}	/	0.7
K_a	A/V	0.004
K_{qload}	m^3/s	0.98
K_{cload}	$m^5/(N \cdot s)$	4.7×10^{-11}
A_{load}	m^2	2.5×10^{-3}
E_y	Pa	7×10^8
C_{cload}	$m^5/(N \cdot s)$	2×10^{-11}
V_{tload}	m^3	1.25×10^{-3}
m_{load}	kg	10
$m_{inertia}$	kg	215.6
B_{load}	N/(m/s)	10400
K_{sensor}	N/m	5×10^8
$K_{elastic}$	N/m	10^7



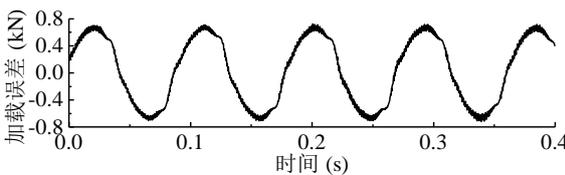
(a) 传统 PI 控制

(a) Traditional PI control



(b) 传统 PI 前馈补偿控制

(b) Traditional PI feedforward compensation control



(c) 模糊 PI 前馈补偿控制

(c) Fuzzy PI feedforward compensation control

图5 加载误差仿真曲线

Fig.5 Simulation curves of loading error

4 测试平台试验

伺服作动系统性能测试平台试验装置结构组成如图 6 所示，测试平台采用 NI 实时下位机，装载有 A/D、D/A、DI/DO 卡，用以完成加载系统伺服放大器、拉/压力、位移等模拟信号以及电磁阀开关、光栅尺等数字信号的处理，软件运行周期为 1 ms，数据存储周期为 2 ms。

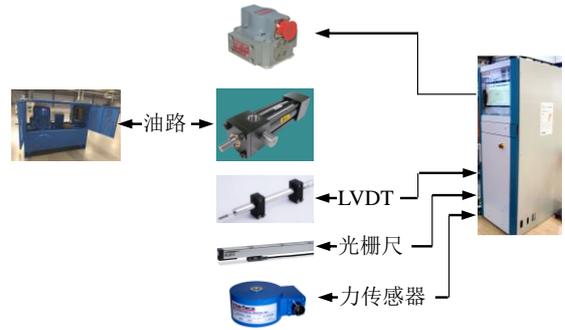
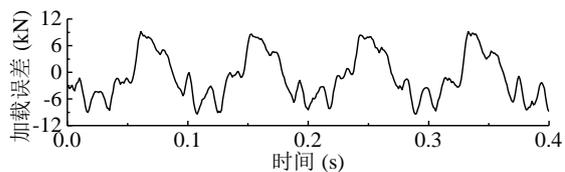


图6 试验装置结构组成

Fig.6 Structure of test device

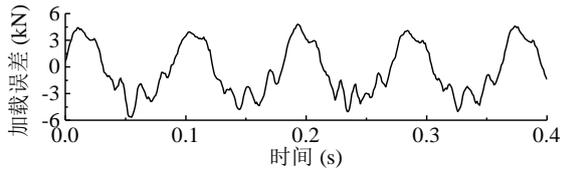
试验中，被测作动系统指令为 11 Hz，幅值为 2 mm，加载液压作动器恒定力指令为 20 kN，前馈补偿采用加载液压缸的 LVDT 位移反馈值的微分，幅值修正系数 α 在仿真参数基础上进行了微调，取 1.21。图 7 所示为采用传统 PI 控制、传统 PI 前馈补偿控制和模糊 PI 前馈补偿控制三种不同控制方法下的测试平台加载误差试验曲线。

图 7(a)表示未加入前馈补偿仅采用传统 PI 控制方法时的加载误差试验曲线，此时加载误差峰值达到 8.5 kN；图 7(b)和图 7(c)表示加入前馈补偿后分别采用传统 PI 控制和模糊 PI 控制方法时的测试平台加载误差曲线，可观察到，两种控制方法下的误差峰值分别约为 4.3 kN 和 2.3 kN。试验结果表明，模糊 PI 前馈补偿控制对多余力的抑制效果最为明显，该结论与仿真结果一致。仿真与试验存在误差的原因在于：试验过程中，一方面加载液压作动器 LVDT 信号存在干扰，滤波后的波形进行微分运算后存在时间延迟，另一方面被测液压作动器的实际位移扰动幅值和相位与仿真存在差异，此外加载系统存在间隙、摩擦等非线性因素，从而影响了系统的动态性能。



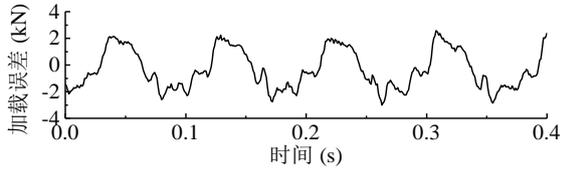
(a) 传统 PI 控制

(a) Traditional PI control



(b) 传统 PI 前馈补偿控制

(b) Traditional PI feedforward compensation control



(c) 模糊 PI 前馈补偿控制

(c) Fuzzy PI feedforward compensation control

图 7 加载误差试验曲线

Fig.7 Test curves of loading error

5 结论

针对伺服作动系统性能测试平台多余力的抑制问题,提出了一种模糊 PI 与前馈补偿相结合的解耦控制方法,仿真和试验均表明该方法可以有效抑制被测伺服作动系统的位置扰动影响,使得加载精度获得大幅度的提高。该方法可以提高伺服作动系统的测试效率,使其性能获得更好地测试与评估,进而提升飞行器的安全性。

参考文献(References)

- [1] 杨云志, 罗通俊, 黄进武. 我国大型飞机航空电子系统的发展与思考[J]. 电讯技术, 2007, 47(4): 1-5.
YANG Y Z, LUO T J, HUANG J W. Some ideas for developing the avionics system of Chinese large airplane [J]. Telecommunication Engineering, 2007, 47(4): 1-5. (in Chinese)
- [2] 刘林, 郭恩友. 飞行控制系统的分系统[M]. 北京: 国防工业出版社, 2003.
LIU L, GUO E Y. Subsystem of flight control system [M]. Beijing: National Defense Industry Press, 2003. (in Chinese)
- [3] 朱国华, 游有鹏. 伺服作动器加载控制系统设计与实验[J]. 机械与电子, 2017, 35(12): 31-34.
ZHU G H, YOU Y P. Design and experiment of servo actuator loading control system [J]. Machinery & Electronics, 2017, 35(12): 31-34. (in Chinese)
- [4] WANG C W, JIAO Z X, WU S, et al. An experimental study of the dual-simulator (EHLS) [J]. Chinese Journal of Aeronautics, 2013, 26(6): 1586-1595.
- [5] 焦宗夏, 华清, 王晓东, 等. 负载模拟器的评价指标体系[J]. 机械工程学报, 2002, 38(11): 26-30.
JIAO Z X, HUA Q, WANG X D, et al. Estimation for performance of load simulator [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2002, 38(11): 26-30. (in Chinese)
- [6] 曹大伟. 电动伺服加载系统干扰力矩抑制及性能优化研究[D]. 南京: 南京理工大学, 2020.
CAO D W. Research on disturbance torque suppression and performance optimization of electric servo loading system [D]. Nanjing: Nanjing University of Science & Technology, 2020. (in Chinese)
- [7] CHANG H D, GUO Y C, CHANG F Z, et al. Precise compound control of loading force for electric load simulator of electric power steering test bench [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2022, 35(8): 1-11.
- [8] 任志婷, 焦宗夏. 小转矩电式负载模拟器的设计[J]. 北京航空航天大学学报, 2003, 29(1): 91-94.
REN Z T, JIAO Z X. Design of motor-drive load simulator with small torque outputs [J]. Journal of Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2003, 29(1): 91-94. (in Chinese)
- [9] 王浩. 舵面负载模拟系统控制策略研究[D]. 北京: 北京交通大学, 2021.
WANG H. Research on control strategy of rudder surface load simulation system [D]. Beijing: Beijing Jiaotong University, 2021. (in Chinese)
- [10] 宋勇, 沈刚. 基于前馈解耦的振动与加载电液混合试验系统力加载跟踪控制研究[J]. 液压与气动, 2017, (12): 53-59.
SONG Y, SHEN G. Research on force loading tracking control for electro-hydraulic hybrid testing system subject to vibration and force loading based on feedforward decoupling [J]. Chinese Hydraulics & Pneumatics, 2017, (12): 53-59. (in Chinese)
- [11] WANG X J, WANG S P, WANG X D. Electrical load simulator based on velocity-loop compensation and improved fuzzy-PID [C]. International Symposium on Industrial Electronics, IEEE, Seoul, Korea, 5-8 July, 2009: 238-243.
- [12] ULLAH N, WANG S P, ASLAM J. Adaptive robust control of electrical load simulator based on fuzzy logic compensation [C]. International Conference on Fluid Power and Mechatronics, IEEE, Beijing, China, 17-20 August, 2011: 861-867.
- [13] WANG X J, WANG S P, ZHAO P. Adaptive fuzzy torque control of passive torque servo systems based on small gain theorem and input-to-state stability [J]. Chinese Journal of Aeronautics, 2012, 25: 906-916.
- [14] LIN T L, HUANG W P, REN H L, et al. New compound energy regeneration system and control strategy for hybrid hydraulic excavators [J]. Automation in Construction, 2016, 68: 11-20.
- [15] LI G Q, CAO J, ZHANG B, et al. Design of robust

controller in electrohydraulic load simulator [C]. International Conference on Machine Learning and Cybernetics, IEEE, Dalian, China, 13-16 August, 2006: 779-784.

- [16] LIEM D T, TRUONG D Q, AHN K K. A torque estimator using online tuning grey fuzzy PID for applications to torque-sensorless control of DC motors [J]. *Mechatronics*, 2015, 26: 45-63.
- [17] 徐敬召, 李声晋, 卢刚, 等. 基于模糊 PID 算法的双闭环电机伺服系统设计[J]. *微特电机*, 2013, 41(10): 40-43.
- XU J Z, LI S J, LU G, et al. Design of double closed-loop servo control system based on algorithm of fuzzy PID [J]. *Small & Special Electrical Machines*, 2013, 41(10): 40-43. (in Chinese)