

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:为了解决结构不变性补偿方法抑制多余力的实时调参问题,建立了伺服作动系统性能测试平台的数学模型和仿真模型,提出了速度前馈补偿器的解耦控制方法,设计了模糊控制器以抑制多余力。对比了传统比例-积分(proportional-integral, 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。通过试验与仿真的对比,验证了该控制方法的有效性,为伺服作动系统测试平台实现大推力、高精度加载提供理论参考。

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:1001-2486(2025)01-214-08



Redundant force suppression method of servo actuation system performance test platform

YUAN Binlin^{1,2}, ZHANG Shifeng^{1*}

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

Abstract: In order to solve the problem of the real-time parameter adjustment when suppressing redundant force by the structural invariance compensation method, a mathematical model and a simulation model of a servo actuation system performance test platform were established, respectively. A decoupling control method for speed feedforward compensator was proposed, and a fuzzy controller was designed to suppress the redundant force. The inhibition effects of the three control methods including the traditional PI (proportional-integral) control, traditional PI feedforward compensation control and fuzzy PI feedforward compensation control on the redundant force of the test platform were compared. Simulation results show that the loading accuracy of the test platform can be improved by the fuzzy PI feedforward compensation control method with the most significant suppression effect on the redundant force. The effectiveness of the proposed control method was verified by the comparison between the experiments and simulations, which provides a theoretical reference for the servo actuation system test platform to loading with heavy thrust and high precision.

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,约70%是由伺服

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

收稿日期:2022-09-01

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)

第一作者:袁斌林(1981—),男,四川遂宁人,高级工程师,博士研究生,E-mail:315657666@qq.com

*通信作者:张士峰(1971—),男,河南辉县人,教授,博士,博士生导师,E-mail:zhang_shifeng@hotmail.com

引用格式:袁斌林,张士峰. 伺服作动系统性能测试平台的多余力抑制方法[J]. 国防科技大学学报, 2025, 47(1): 214-221.

Citation: YUAN B L, ZHANG S F. Redundant force suppression method of servo actuation system performance test platform[J]. Journal of National University of Defense Technology, 2025, 47(1): 214-221.

用加载试验进行性能测试,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^[8]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。随着负载模拟系统加载性能要求的不断提高,现已出现了多种比例-积分-微分(proportional-integral-derivative, PID)控制的改进变形算法应用在负载模拟系统上,如模糊PID控制、非线性PID控制、神经网络PID控制等^[9]。王浩^[10]以电液加载系统为研究对象,针对载荷谱的动态跟踪问题,提出一种基于径向基(radial basis function, 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。宋勇等^[11]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。此外,文献[12-14]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。刘晓琳等^[15-16]针对飞机舵机电液负载模拟器存在多余力干扰的问题,提出了结合神经网络系统辨识与自适应实时控制特点的复合控制方法,实现了系统指令信号快速、准确、稳定的加载。潘卫东等^[17]采用改进扰动前馈补偿策略,解决了多余力导致电动直线加载测试系统加载精度降低的问

题。王斌等^[18]针对电液伺服系统中多余力影响加载精度的问题,提出了一种包含谱序列变换的快速傅里叶变换(fast Fourier transform, FFT)算法、补偿环节和相位修正算法的改进型前馈控制策略,对多余力进行了抑制。Yang^[19]、Nguyen等^[20]、Ji等^[21]采用反步滑模自适应控制补偿方法,以抑制多余力、减少扰动,进而提高跟踪特性。

有效抑制运动干扰引起的多余力是提高伺服作动系统测试平台能力的关键。本文以测试平台为研究对象,采用模糊比例-积分(proportional-integral, PI)前馈补偿控制方法建立了其数学模型和仿真模型,并对比了三种不同控制方法对多余力的抑制效果。最后,对提出的控制方法进行了试验验证。

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、直线位移传感器(linear variable displacement transducer, LVDT))、伺服放大器、弹性元件、力传感器、惯量模拟器 and 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。

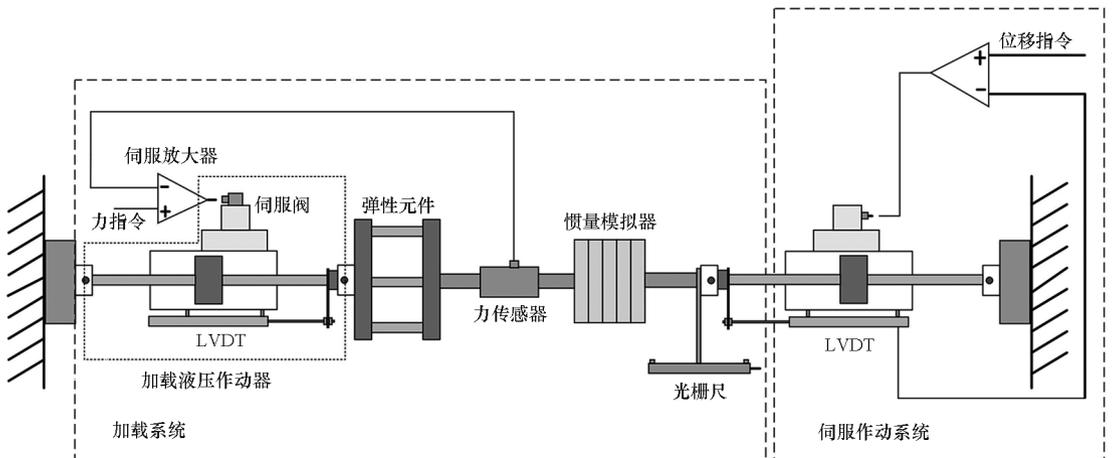


图1 伺服作动系统性能测试平台结构组成

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

加载系统主要由加载液压作动器、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,做出如下假设:

- 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^[22]如下:

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

式中: Q_{load} 为加载伺服阀负载流量,单位为 m^3/s ; K_{qload} 为加载伺服阀流量增益,单位为 m^2/s ; x_{vload} 为加载伺服阀阀芯开口量,单位为 m ; K_{cload} 为加载伺服阀流量-压力系数,单位为 $\text{m}^5/(\text{N} \cdot \text{s})$; p_{load} 为加载液压作动器负载压力,单位为 N/m^2 。

考虑活塞内的泄漏、液体压缩量等影响,加载液压作动器的流量连续性方程为:

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

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

考虑负载惯性力、黏性阻尼力和外干扰力的动力学平衡方程为:

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

式中, m_{load} 为加载液压作动器运动部件质量,单位为 kg ; B_{load} 为加载液压作动器黏性阻尼系数,单位为 $\text{N}/(\text{m} \cdot \text{s}^{-1})$; F_{load} 为加载力,单位为 N 。

力传感器方程为:

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

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

惯性负载的力平衡方程为:

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

式中: m_{inertia} 为惯性负载质量,单位为 kg ; K_{elastic} 为

弹性负载刚度,单位为 N/m ; Y_{actdis} 为被测作动器输出位移,单位为 m 。

综上,可得加载液压作动器的输出力为:

$$F_{\text{load}} = [K_{\text{sensor}} K_{\text{qload}} A_{\text{load}} (m_{\text{inertia}} s^2 + K_{\text{elastic}}) x_{\text{vload}} - K_{\text{sensor}} K_{\text{elastic}} (G_3 s^3 + G_2 s^2 + G_1 s) Y_{\text{actdis}}] / (L_5 s^5 + L_4 s^4 + L_3 s^3 + L_2 s^2 + L_1 s + L_0) \quad (6)$$

由式(6)可得,加载系统的多余力为:

$$F_{\text{extra}} = - \frac{K_{\text{sensor}} K_{\text{elastic}} (G_3 s^3 + G_2 s^2 + G_1 s) Y_{\text{actdis}}}{L_5 s^5 + L_4 s^4 + L_3 s^3 + L_2 s^2 + L_1 s + L_0} \quad (7)$$

其中, $G_1 = A_{\text{load}}^2 + K_{\text{c-load}} B_{\text{load}}$, $G_2 = \frac{4E_y m_{\text{load}} K_{\text{c-load}} + B_{\text{load}} V_{\text{tload}}}{4E_y}$, $G_3 = \frac{V_{\text{tload}} m_{\text{load}}}{4E_y}$, $K_{\text{c-load}} = K_{\text{cload}} + C_{\text{cload}}$, $L_0 = K_{\text{c-load}} K_{\text{sensor}} K_{\text{elastic}}$, $L_1 = A_{\text{load}}^2 (K_{\text{sensor}} + K_{\text{elastic}}) + K_{\text{c-load}} B_{\text{load}} (K_{\text{sensor}} + K_{\text{elastic}}) + \frac{V_{\text{tload}} K_{\text{sensor}} K_{\text{elastic}}}{4E_y}$, $L_2 = K_{\text{c-load}} m_{\text{load}} (K_{\text{sensor}} + K_{\text{elastic}}) + K_{\text{c-load}} m_{\text{inertia}} K_{\text{sensor}} + \frac{V_{\text{tload}} B_{\text{load}} (K_{\text{sensor}} + K_{\text{elastic}})}{4E_y}$, $L_3 = \frac{V_{\text{tload}} m_{\text{load}} (K_{\text{sensor}} + K_{\text{elastic}})}{4E_y} + (A_{\text{load}}^2 + K_{\text{c-load}} B_{\text{load}}) \cdot m_{\text{inertia}} + \frac{V_{\text{tload}} m_{\text{inertia}} K_{\text{sensor}}}{4E_y}$, $L_4 = \frac{V_{\text{tload}} B_{\text{load}} m_{\text{inertia}}}{4E_y} + K_{\text{c-load}} m_{\text{load}} m_{\text{inertia}}$, $L_5 = \frac{V_{\text{tload}} m_{\text{load}} m_{\text{inertia}}}{4E_y}$ 。

伺服作动系统主动运动所导致的多余力如式(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。当伺服作动系统以不同的频率做等幅值正弦运动时,速度和加速度均不同,多余力扰动不同。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} 以及黏性阻尼系数 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,可以综合其他如频带的要求,考虑降低伺服阀的流量-压力系数 K_{cload} 、总泄漏系数 C_{cload} 或黏性阻尼系数 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

2.2.1 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^[23]来考虑。

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

式中: K_{sv} 为电液伺服阀空载流量增益, 单位为 $m^3/(s \cdot A)$; ω_{sv} 为电液伺服阀等效无阻尼自振频率, 单位为 rad/s ; ξ_{sv} 为电液伺服阀等效阻尼系数, 无量纲。

2.2.2 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: $i(s)$ 为拉普拉斯变换电流方程; $U(s)$ 为拉普拉斯变换电压方程; K_a 为伺服阀放大器增益, 单位为 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。

3 测试平台仿真模型

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:

方法 1: 结构补偿, 即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。

方法 2: 控制补偿, 即增加前馈速度。

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:

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

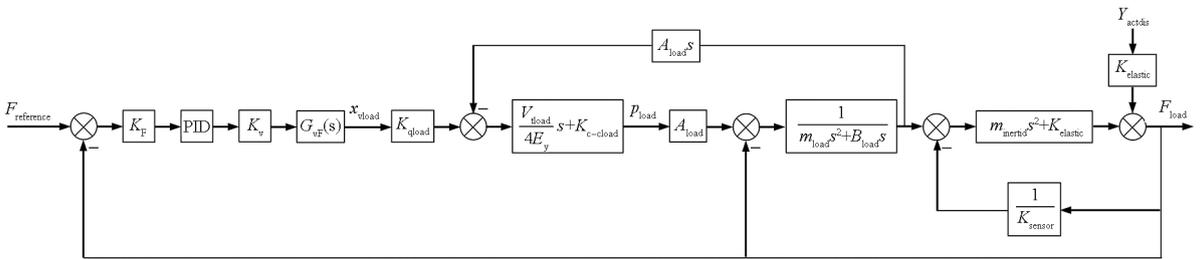


图 2 加载系统传递函数

Fig. 2 Transfer function of loading system

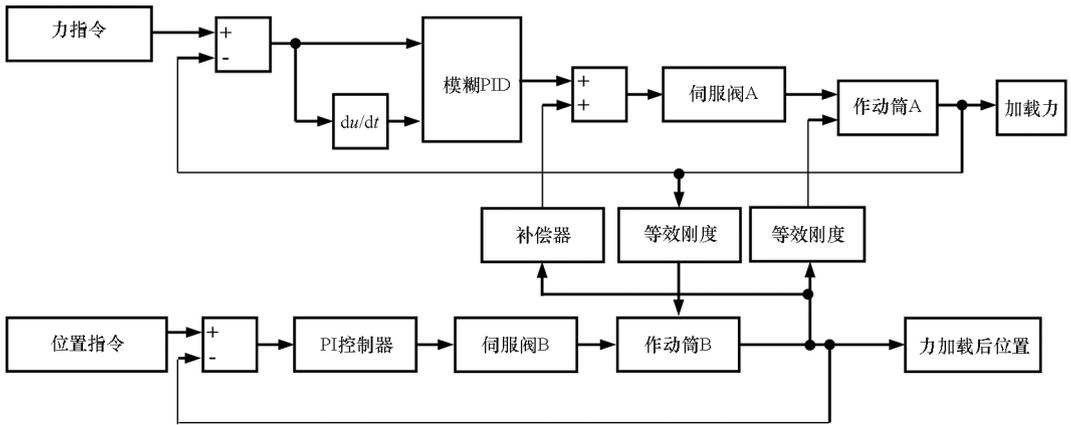


图 3 伺服作动系统性能测试平台仿真模型

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

$$L(s) = L_5 s^5 + L_4 s^4 + L_3 s^3 + L_2 s^2 + L_1 s + L_0 \quad (11)$$

$$G(s) = G_3 s^3 + G_2 s^2 + G_1 s \quad (12)$$

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

简化为:

$$E(s) K_v G_{vF}(s) K_{qload} A_{load} K_{sensor} K_{elastic} = K_{sensor} K_{elastic} (A_{load}^2 + K_{c-load} B_{load}) s \quad (13)$$

简化后可得速度前馈补偿环节, 即

$$E(s) = \frac{(A_{load}^2 + K_{c-load} B_{load}) s}{K_v K_{qload} A_{load}} \quad (14)$$

仿真过程中,为了补偿忽略的其他环节,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:

$$\begin{cases} E(s) = \alpha \cdot \frac{(A_{load}^2 + K_{e-load} B_{load})s}{K_v K_{qload} A_{load}} \\ \alpha = \begin{cases} 1.15 & 0 < f \leq 10 \\ 1.07 & 10 < f \leq 30 \end{cases} \end{cases} \quad (15)$$

综上,通过引入速度前馈补偿环节和幅值修正系数,将被测伺服作动系统位移扰动引起的多余力项进行了补偿,实现了加载系统力控制与被测伺服作动系统位移扰动的解耦。

方法 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^[24]。此外,被测伺服作动系统的位移扰动频率也时刻发生变化,根据式(7),位移扰动频率即速度的变化会影响多余力大小。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^[25]。

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,其结构如图 4 所示,制定的模糊规则见表 1 和表 2。表中的字母定义为, e 表示误差, e_c 表示误差变化率,误差 e 为负大 NB,负中 NM,负小 NS,零 ZO,正小 PS,正中 PM,正大 PB;误差变化率 e_c 为负大 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}。

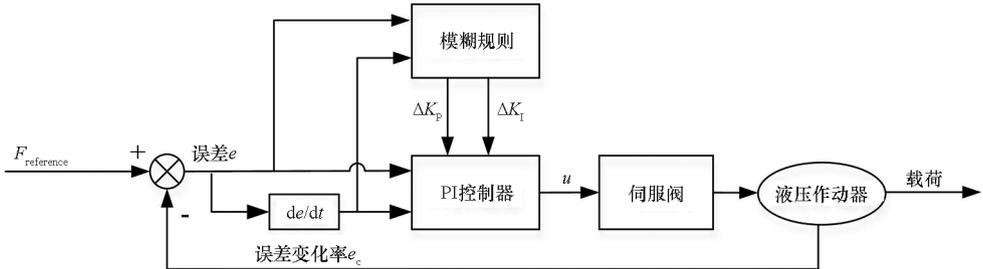


图 4 模糊 PID 控制器结构

Fig. 4 Structure of fuzzy PID controller

表 1 ΔK_p 模糊规则表

Tab. 1 Fuzzy control rules of ΔK_p

e_c	e						
	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_c	e						
	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

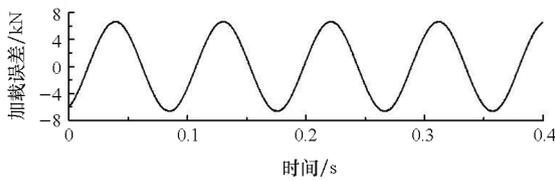
仿真中,被测伺服作动系统指令为 11 Hz,幅值为 2 mm,加载液压作动器恒定力指令为 20 kN,其余基本参数如表 3 所示。基于图 3 所示的伺服作动系统性能测试平台仿真模型,将传统 PI 控制、传统 PI 前馈补偿控制和模糊 PI 前馈补偿控制三种不同控制方法对测试平台多余力的抑制效果进行对比,对比结果如图 5 所示。

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

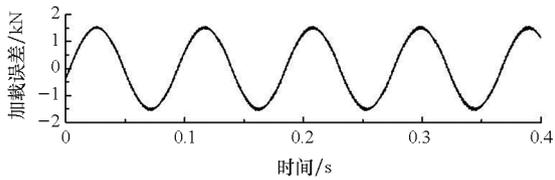
Tab.3 Simulation parameters

符号	单位	数值
K_{sv}	$m^3/(s \cdot A)$	0.04
K_F	V/N	0.000 16
ω_{sv}	rad/s	625
ξ_{sv}		0.7
K_a	A/V	0.004
K_{qload}	m^3/s	0.98
K_{pload}	$m^5/(N \cdot s)$	4.7×10^{-11}
A_{load}	m^2	2.5×10^{-3}
E_y	Pa	7×10^8
C_{pload}	$m^5/(N \cdot s)$	2×10^{-11}
V_{pload}	m^3	1.25×10^{-3}
m_{load}	kg	10
$m_{inertia}$	kg	215.6
B_{load}	$N/(m \cdot s^{-1})$	10 400
K_{sensor}	N/m	5×10^8
$K_{elastic}$	N/m	10^7



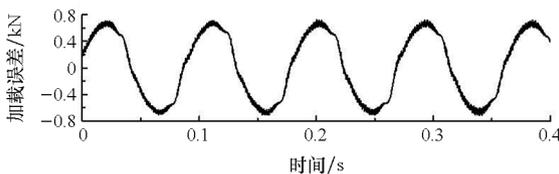
(a) 传统 PI 控制

(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由伺服阀、加载缸、液压油源、LVDT、光栅尺、力传感器、控制柜组成。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。试验中采用的主要组成器件型号参数如表 4 所示。

表 4 试验器件参数

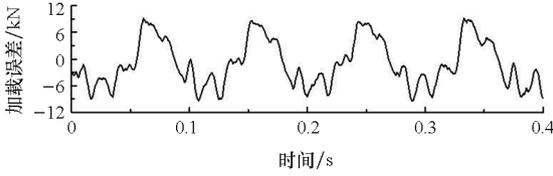
Tab.4 Parameters of test device

器件名称	型号规格	参数	数值
液压油源	定制	额定流量	>55 L/min
		额定压力	3 ~ 28 MPa
伺服阀	MOOG	工作压力	31.5 MPa
	G761	流量	39 L/min
加载缸	MOOG	最高工作压力	28 MPa
	定制	行程	200 mm
力传感器	INTERFACE 1010ACK - 25K	线性度	0.10% FS
		滞后	0.10% FS
		额定输出	2 mV/V
光栅尺	HEIDENHAIN	准确度等级	$\pm 5 \mu m$
	LC415	测量长度	220 mm
实时下位机	泛华	配置	PXI - 3050
	PXI - 9108		PXI - 3361

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 6 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。

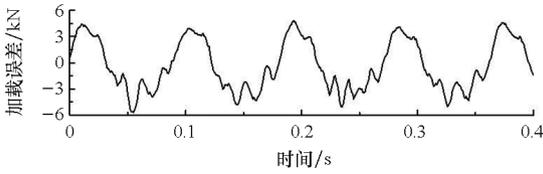
图 6(a)表示未加入前馈补偿仅采用传统 PI 控制方法时的加载误差试验曲线,此时加载误差峰值达到 8.5 kN;图 6(b)和图 6(c)表示加入前馈补偿后分别采用传统 PI 控制和模糊 PI 控制方法时的测试平台加载误差曲线,可观察到,两种控制方法下的误差峰值分别约为 4.3 kN 和 2.3 kN。试验结果表明,模糊 PI 前馈补偿控制对多余力的抑制效果最为明显,该结论与仿真结果一致。仿真与试验存在误差的原因在于:试验过程中,一方面加载液压作动器 LVDT 信号存在干扰,滤波后

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。



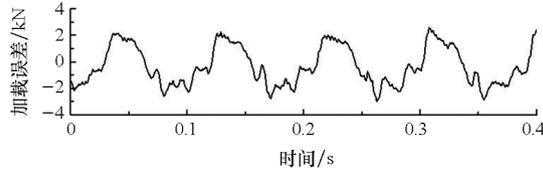
(a) 传统 PI 控制

(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 6 加载误差试验曲线

Fig. 6 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,使其性能获得更好的测试与评估,进而提升飞行器的安全性。

参考文献 (References)

[1] 杨志云, 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. Subsystems 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-loop control of electro-hydraulic load 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, 2021.
 CAO D W. Research on interference torque suppression and performance optimization of electric servo loading system[D]. Nanjing: Nanjing University of Science and Technology, 2021. (in Chinese)

[7] DAI C H, CHEN G Y, ZONG C F, 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.

[8] 任志婷, 焦宗夏. 小转矩电动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] 苏耀弘. 负载模拟系统结构优化与控制策略研究[D]. 北京: 北京交通大学, 2022.
 SU Y H. Research on structural optimization and control strategy of load simulation system [D]. Beijing: Beijing Jiaotong University, 2022. (in Chinese)

[10] 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 load simulation system[D]. Beijing: Beijing Jiaotong University, 2021. (in Chinese)

[11] 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, 41(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, 41(12): 53-59. (in Chinese)

[12] WANG X J, WANG S P, WANG X D. Electrical load simulator based on velocity-loop compensation and improved fuzzy-PID [C]//Proceedings of the IEEE International Symposium on Industrial Electronics, 2009.

[13] ULLAH N, WANG S P, ASLAM J. Adaptive robust control of electrical load simulator based on fuzzy logic compensation[C]//Proceedings of International Conference on Fluid Power and Mechatronics, 2011.

[14] 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(6): 906-916.

- [15] 刘晓琳, 李卓, 陈立东. 电液负载模拟器神经网络辨识器及控制器设计[J]. 科学技术与工程, 2020, 20(2): 834-840.
LIU X L, LI Z, CHEN L D. Neural network identifier and controller design on electro-hydraulic load simulator[J]. Science Technology and Engineering, 2020, 20(2): 834-840. (in Chinese)
- [16] 刘晓琳, 吴竟祎. 飞机舵机电液加载系统控制补偿器设计与仿真[J]. 系统仿真学报, 2021, 33(5): 1031-1038.
LIU X L, WU J Y. Design and simulation for compensatory controller of aircraft rudder electro-hydraulic loading system[J]. Journal of System Simulation, 2021, 33(5): 1031-1038. (in Chinese)
- [17] 潘卫东, 范元勋, 雷建杰, 等. 电动直线加载测试系统改进前馈补偿策略研究[J]. 振动、测试与诊断, 2021, 41(1): 19-26, 197-198.
PAN W D, FAN Y X, LEI J J, et al. Improved feedforward compensation strategy for electric linear loading test system[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2021, 41(1): 19-26, 197-198. (in Chinese)
- [18] 王斌, 杨练根, 聂磊, 等. 基于改进型前馈控制策略的多余力抑制方法[J]. 机电工程, 2022, 39(12): 1686-1693.
WANG B, YANG L G, NIE L, et al. Surplus force suppression method based on improved feedforward control strategy[J]. Journal of Mechanical & Electrical Engineering, 2022, 39(12): 1686-1693. (in Chinese)
- [19] YANG G C. Dual extended state observer-based backstepping control of electro-hydraulic servo systems with time-varying output constraints[J]. Transactions of the Institute of Measurement and Control, 2020, 42(5): 1070-1080.
- [20] NGUYEN M H, DAO H V, AHN K K. Active disturbance rejection control for position tracking of electro-hydraulic servo systems under modeling uncertainty and external load[J]. Actuators, 2021, 10(2): 20.
- [21] JI X H, WANG C W, ZHANG Z Y, et al. Nonlinear adaptive position control of hydraulic servo system based on sliding mode back-stepping design method[C]//Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part I: Journal of Systems and Control Engineering, 2021.
- [22] 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.
- [23] LI G Q, CAO J, ZHANG B, et al. Design of robust controller in electrohydraulic load simulator[C]//Proceedings of the International Conference on Machine Learning and Cybernetics, 2006.
- [24] 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.
- [25] 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)