doi:10.6041/j.issn.1000-1298.2025.02.051

电液伺服减震阻尼器加载试验台自适应三状态控制策略研究

强红宾[1]　程章剑[1]　刘凯磊[1]　康绍鹏[1]　杨　力[2]

(1.江苏理工学院机械工程学院, 常州 213001; 2.江苏容大减震科技有限公司, 常州 213001)

摘要: 针对电液伺服减震阻尼器加载试验台受系统参数变化、外部干扰的影响,导致对被控模型精度要求较高的三状态控制器跟踪精度降低等问题,本文提出了一种先利用模型参考自适应控制将加载系统补偿为理想稳定参考模型,再对该理想参考模型进行三状态控制的自适应三状态控制策略。依据减震阻尼器电液伺服加载系统理论模型,推导了考虑被测减震阻尼器阻尼的加载系统传递函数;基于 Diophantine 方程多项式设计了模型参考自适应控制系统,将加载系统补偿为非最小实现理想参考模型,提高系统稳定性;通过三状态反馈补偿具有稳定理想参考模型的加载系统固有频率和阻尼比,再利用三状态前馈实现极点配置,提高系统动态特性。通过对三状态控制与自适应三状态控制进行位置阶跃和正弦响应试验,在 2.0 mm/10 Hz 的位置方波加载信号作用下,超调量分别为 13.5%、9.6%,减小 28.9%,上升时间分别为 7.4、5.8 ms,减少 21.6%,稳态误差分别为 0.030、0.018 mm,减小 40.0%;在 1.5 mm/30 Hz 的位置正弦加载信号作用下,位移误差分别为 0.29、0.18 mm,减小 37.9%。自适应三状态控制够明显提高电液伺服加载试验台的瞬态性能指标及位移跟踪精度。

关键词: 电液伺服; 加载试验台; 三状态控制; 自适应控制

中图分类号: TH137　　**文献标识码**: A　　**文章编号**: 1000-1298(2025)02-0544-11　　**OSID**:

Adaptive Three Variable Control Strategy of Electro-hydraulic Servo Damping Damper Loading Test Bench

QIANG Hongbin[1]　CHENG Zhangjian[1]　LIU Kailei[1]　KANG Shaopeng[1]　YANG Li[2]

(1. *School of Mechanical Engineering*, *Jiangsu University of Technology*, *Changzhou* 213001, *China*
2. *Jiangsu Rongda Shock Absorption Technology Co.*, *Ltd.*, *Changzhou* 213001, *China*)

Abstract: Aiming at the problem that the tracking accuracy of the three variable controller (TVC), which requires high precision of the controlled model, is reduced due to the influence of system parameter changes and external interference on the loading test bench of electro-hydraulic damping damper. An adaptive three variable controller (ATVC) was proposed, with a model reference adaptive control (MRAC) to compensate the loading system into an ideal stable reference model, and then an adaptive three variable control strategy was applied to the ideal reference model. According to the theoretical model of electro-hydraulic loading system of damping damper, the transfer function of the loading system considering the damping of the damping damper under test was derived. The model reference adaptive control system was designed based on Diophantine equation polynomial, and the loading system was compensated to realize the ideal reference model with non-minimum, which improved the system stability. The natural frequency and damping ratio of the loading system with a stable ideal reference model were compensated by three-state feedback, and pole assignment was realized by three-state feedforward to improve the dynamic characteristics of the system. Through the position step and sine response tests of the three-state control and the adaptive three-state control, under the action of the position square wave loading signal of 2.0 mm/10 Hz, the overshoot was 13.5% and 9.6%, respectively, decreasing 28.9%, and the rise time was 7.4 ms and 5.8 ms respectively, decreasing 21.6%. The steady-state

收稿日期: 2024-03-06　修回日期: 2024-05-27

基金项目: 国家自然科学基金项目(51805228)、江苏省高等学校基础科学(自然科学)研究项目(22KJB460021、23KJA460006)和常州市领军型创新人才引进培育项目(CQ20210093、CQ20220089)

作者简介: 强红宾(1991—),男,讲师,博士,主要从事机电液智能控制研究,E-mail: 605082605@qq.com

errors were 0.030 mm and 0.018 mm, respectively, which were decreased by 40.0%. Under the position sinusoidal loading signal of 1.5 mm/30 Hz, the displacement errors were 0.29 mm and 0.18 mm, respectively, which were decreased by 37.9%. The adaptive three-state control can obviously improve the transient performance index and displacement tracking accuracy of the electro-hydraulic servo loading test bench.

Key words: electro-hydraulic servo; test bench; three variable control; adaptive control

0　引言

减震阻尼器是一种用于缓解设备受外部载荷冲击过程的装置,减震阻尼器广泛应用于轨道交通、农业机械、航空航天、桥梁建筑等领域[1-2]。减震阻尼器加载试验台是检测阻尼器减振性能的关键设备,可在减震阻尼器设计过程中获得其性能参数,为其结构参数与性能匹配性设计提供基础。根据国家标准及行业标准,减震阻尼器加载频率最大为 33 Hz[3]。电液伺服加载试验台具有响应速度快、控制精度高、抗干扰能力强等特点,得到了广泛应用[4]。但电液伺服系统受系统死区、系统参数时变等因素影响,导致模型参数不确定,高精度跟随难以控制[5-6]。

电液伺服减震阻尼器加载试验的目的是对被测减震阻尼器施加位移、速度、加速度信号,其中速度与加速度信号是转换为位移信号再进行加载。因此,电液伺服系统主要是实时跟踪高频位移加载信号。传统电液伺服减震阻尼器加载试验台常采用三状态控制器(Three variable control, TVC)及其改进方法来改善系统阻尼,拓展系统频宽,实现高频加速度控制[7-9]。文献[10]针对并联驱动电液振动系统,利用三状态控制器对系统进行加速度闭环控制,改善了系统动态特性。文献[11]在考虑伺服阀零偏情况下,将模型参考滑模控制器与三状态顺馈控制器相结合,改善了电液伺服振动台瞬态性能指标,提高了加速度信号跟踪精度。文献[12]针对单轴电液伺服振动台,在三状态控制基础上引入力反馈补偿控制,通过试验仿真证明了控制系统有效性。文献[13]提出了一种最小控制合成算法与三状态结合的控制器,通过设计参考模型参数,进一步提升了最小控制合成收敛速度。文献[14]对地震加载平台采用三状态控制,并提出了一种基于神经网络的在线学习补偿控制,以补偿系统的非线性影响,获得了良好的控制效果。文献[15]针对基于三状态控制的电液伺服振动台提出了一种带扰动观测器的前馈逆控制方法,提高了系统加速度跟踪性能。三状态控制器需要稳定的被控系统模型[16-17],而电液伺服振动台在高频运动加载时有较高的非线性,很难保持系统模型稳定,导致控制效果不理想。

模型参考自适应控制策略(Model reference adaptive control, MRAC)将电液伺服振动台系统补偿为非最小实现理想参考模型,使电液伺服振动台系统的工作特性与具有预期品质指标的参考模型相一致[18],因此在改善因系统参数时变等所导致控制系统的性能降低方面得到了广泛的应用[19]。文献[20]针对阀控非对称液压缸系统构建了基于误差多项式的模型参考自适应控制,大幅度提高了系统精度及鲁棒性。文献[21]针对电液伺服试验机力控系统设计了一种具有最小拍响应特性且满足严格正实要求的参考模型,实现了模型参考自适应控制,有效抑制了试样刚度差异所引起的控制特性变化。文献[22]针对液压疲劳试验机控制系统力控制精度低的问题,提出了自适应线性神经网络与归一化最小均值估计的自适应控制策略,根据液压系统内部频率变化而跟踪参考模型输出,削弱脉冲噪声干扰,提高了控制系统鲁棒性。

为进一步增强三状态控制器性能,本文提出一种自适应三状态控制策略(Adaptive three variable contral, ATVC)。采用模型参考自适应控制策略将电液伺服振动台系统补偿为具有预期品质指标的参考模型;基于对系统模型要求较高的三状态控制器来改善系统阻尼,拓展系统频宽,以期提高系统快速性及鲁棒性。

1　电液伺服加载系统建模

电液伺服减震阻尼器加载试验台由液压驱动单元进行驱动加载,主要包括伺服阀系统和阀控缸系统。其中,伺服阀响应频率较高,可简化为比例环节,即

$$u = K_v x_v \tag{1}$$

式中　u——伺服阀电流输入信号

K_v——伺服阀增益

x_v——伺服阀阀芯位移

减震阻尼器主要的负载特性为阻尼负载,在不考虑弹性负载和外负载条件下,系统原理如图 1 所示。

伺服阀阀芯线性化流量方程为

$$q_L = K_q x_v - K_c p_L \tag{2}$$

其中

$$q_L = (q_1 + q_2)/2$$

$$p_L = p_1 - p_2$$

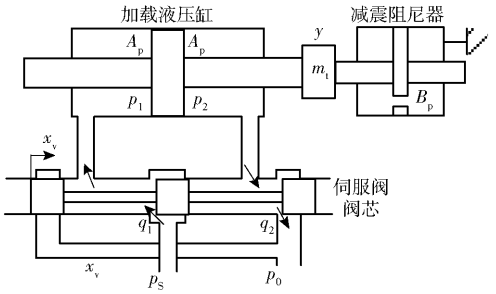


图 1 电液伺服加载系统机构简图

Fig. 1 Mechanism schematic of electro-hydraulic servo system

式中 q_L——负载流量 p_L——负载压降

p_1——液压缸左腔压力

p_2——液压缸右腔压力

K_q——伺服阀阀芯流量增益

K_c——伺服阀阀芯流量-压力系数

液压缸流量连续性方程为

$$q_L = A_p \frac{dy}{dt} + C_{tp} p_L + \frac{V_t}{4\beta_e} \frac{dp_L}{dt} \tag{3}$$

式中 A_p——液压缸活塞有效面积

y——液压缸活塞位移

C_{tp}——液压缸总泄漏系数

V_t——等效总容积

β_e——液压油有效体积弹性模量

液压缸输出力与负载力平衡方程为

$$A_p p_L = m_t \frac{d^2 y}{dt^2} + B_p \frac{dy}{dt} \tag{4}$$

式中 m_t——液压缸及减震阻尼器活塞总质量

B_p——液压缸及减震阻尼器粘性阻尼系数总和

联立式(1)~(4)并进行拉氏变换,令 ω_h、ζ_h 为

$$\omega_h = \sqrt{\frac{4\beta_e (A_p^2 + B_p K_{ce})}{V_t m_t}} \tag{5}$$

$$\zeta_h = K_{ce} \sqrt{\frac{\beta_e m_t}{(A_p^2 + B_p K_{ce}) V_t}} + \frac{B_p}{4} \sqrt{\frac{V_t}{\beta_e m_t (A_p^2 + B_p K_{ce})}} \tag{6}$$

其中 $$K_{ce} = K_c + C_{tp}$$

式中 K_{ce}——总流量-压力系数

则液压缸位移 y 和伺服阀输入信号 u 传递函数为

$$G_h = \frac{Y}{U} = \frac{K_a}{s\left(\frac{s^2}{\omega_h^2} + \frac{2\zeta_h}{\omega_h} s + 1\right)} \tag{7}$$

其中 $$K_a = \frac{K_v K_q A_p}{A_p^2 + B_p K_{ce}}$$

式中 ω_h——系统固有频率

Y——液压缸位移拉氏变换

U——伺服阀输入信号拉氏变换

ζ_h——系统阻尼比 K_a——系统增益

由式(5)、(6)可知,系统固有频率 ω_h、阻尼比 ζ_h 均与被加载减震阻尼器粘性阻尼系数 B_p 有关。对惯性等普通负载,由于粘性阻尼系数较小,经常忽略系统阻尼比 ζ_h 中的第 2 项,但对于减震阻尼器,其粘性阻尼系数 B_p 较大且波动范围较大,严重影响系统阻尼比。

2 三状态自适应控制设计

2.1 三状态控制(TVC)

三状态是指系统位移、速度、加速度信号,三状态控制采用零极点配置原理改变系统动态性能。分为前馈控制器和反馈控制器,如图 2 所示。前馈控制器扩展系统的频宽,反馈控制器提高系统的固有频率和阻尼比,改善系统稳定性和抗干扰性。K_{dr}、K_{vr}、K_{ar} 和 K_{df}、K_{vf}、K_{af} 分别为三状态前馈和三状态反馈参数。

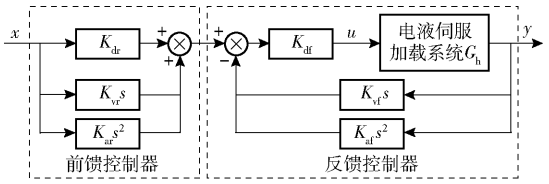


图 2 三状态控制电液伺服加载系统

Fig. 2 Three variable control electro-hydraulic servo loading system

三状态反馈是通过位移、速度、加速度反馈对电液伺服加载系统进行极点配置,规划传递函数的极点到期望位置,进而补偿系统固有频率和阻尼比。设置系统规划传递函数为

$$G_{hc} = \frac{K_a}{\left(\frac{s}{\omega_r} + 1\right)\left(\frac{s^2}{\omega_{hc}^2} + \frac{2\zeta_{hc}}{\omega_{hc}} s + 1\right)} \tag{8}$$

式中 ω_r——系统要求的频宽所对应的频率

ω_{hc}——系统固有频率,为 ω_h 的 1.05~1.2 倍

ζ_{hc}——常数,取 0.7

根据图 2 中三状态反馈控制器框图,得三状态反馈闭环传递函数为

$$G_{hc} = \frac{K_a K_{df}}{\frac{s^3}{\omega_h^2} + \left(K_a K_{af} + \frac{2\zeta_{hc}}{\omega_{hc}}\right) s^2 + (K_a K_{vf} + 1) s + K_a K_{df}} \tag{9}$$

联立式(8)、(9)得三状态反馈 3 个参数为

$$\begin{cases} K_{df} = \dfrac{\omega_r \omega_{hc}^2}{K_a \omega_h} \\ K_{vf} = K_{df}\left(\dfrac{2\zeta_{hc}}{\omega_{hc}} + \dfrac{1}{\omega_r}\right) - \dfrac{1}{K_a} \\ K_{af} = K_{df}\left(\dfrac{2\zeta_{hc}}{\omega_r \omega_{hc}} + \dfrac{1}{\omega_{hc}^2}\right) - \dfrac{2\zeta_{hc}}{K_a \omega_h} \end{cases} \tag{10}$$

在三状态反馈控制的基础上引入三状态前馈控制策略，实现极点配置，拓展系统频宽。根据图 2 中三状态前馈控制器框图，得其传递函数为

$$G_r = K_{dr} + K_{vr}s + K_{ar}s^2 \tag{11}$$

令前馈传递函数 G_r 对消系统规划传递函数 G_{hc} 中 ω_{hc} 处的极点，即令

$$G_r = \frac{s^2}{\omega_{hc}^2} + \frac{2\zeta_{hc}}{\omega_{hc}}s + 1 \tag{12}$$

联立式(11)、(12)得三状态前馈 3 个参数为

$$\begin{cases} K_{dr} = 1 \\ K_{vr} = \dfrac{2\zeta_{hc}}{\omega_{hc}} \\ K_{ar} = \dfrac{1}{\omega_{hc}^2} \end{cases} \tag{13}$$

2.2　模型参考自适应控制(MRAC)

模型参考自适应控制通过自适应机构使实际系统的工作特性与具有预期品质指标的参考模型相一致，在改善因系统非线性及参数不确定所导致的控制系统性能降低方面得到广泛应用，采用基于 Diophantine 方程多项式的方法设计模型参考自适应控制系统。

将电液伺服加载系统传递式(7)写为时域微分算子的形式，即

$$y(t) = \frac{B(p)}{A(p)}u(t) = \frac{b_0}{p(p^2 + a_2p + a_1)}u(t) \tag{14}$$

式中　p——微分算子

$y(t)$——被控系统输出

$u(t)$——被控系统控制输入

为保证自适应控制系统大范围渐近稳定，输出误差收敛于零，根据 Diophantine 方程，电液伺服加载系统的非最小实现可表示为

$$y(t) = \frac{1}{D(p)}\left(b_0u(t) + \frac{R(p)}{Q(p)}u(t) + \frac{H(p)}{Q(p)}y(t)\right) \tag{15}$$

式中：多项式 $Q(p)$ 为 3 − 1 阶，$D(p)$ 为 3 − 0 阶，$R(p)$ 为3 − 2 阶，$H(p)$ 为 3 − 1 阶。

选择具有希望动态性能的参考模型为

$$y_m(t) = \frac{B_m(p)}{A_m(p)}u_m(t) = \frac{b_{m0}}{p^3 + a_{m2}p^2 + a_{m1}p}u_m(t) \tag{16}$$

式中　$y_m(t)$——参考模型输出

$u_m(t)$——参考模型输入

则模型匹配控制系统如图 3 所示。

根据模型匹配控制系统，其输入控制率为

$$u(t) = \frac{1}{b_0}\left(D(p)y_m(t) - \frac{R(p)}{Q(p)}u(t) - \frac{H(p)}{Q(p)}y(t)\right) \tag{17}$$

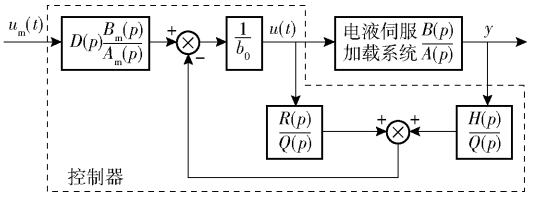


图 3　模型匹配控制系统

Fig. 3　Model matching control system

其误差方程为

$$e(t) = y_m(t) - y(t) = y_m(t) - \frac{1}{D(p)}\left(b_0u(t) + \frac{R(p)}{Q(p)}u(t) + \frac{H(p)}{Q(p)}y(t)\right) = 0 \tag{18}$$

由于 $D(p)$ 为稳定多项式，则有 $y(t) \to y_m(t)$，实现了模型匹配。

由于被控电液伺服加载系统是未知的，即 b_0、$R(p)$、$H(p)$ 未知，利用可调辨识参数 $\hat{b}_0$、$\hat{R}(p)$、$\hat{H}(p)$ 进行替代，则含有辨识参数的控制输入 $u(t)$ 变为

$$u(t) = \frac{1}{\hat{b}_0}(y_c(t) - \hat{\boldsymbol{\theta}}\boldsymbol{w}(t)) \tag{19}$$

其中

$$y_c(t) = D(p)\frac{B_m(p)}{A_m(p)}u_m(t) \tag{20}$$

$$\hat{\boldsymbol{\theta}} = [r_0 \quad r_1 \quad h_0 \quad h_1 \quad h_2] \tag{21}$$

$$\boldsymbol{w}(t) = \left[\frac{1}{Q(p)}u(t) \quad \frac{p}{Q(p)}u(t) \quad \frac{1}{Q(p)}y(t) \quad \frac{p}{Q(p)}y(t) \quad \frac{p^2}{Q(p)}y(t)\right]^T \tag{22}$$

式中　$y_c(t)$——前置补偿器输出

$\boldsymbol{\theta}(t)$——系统非最小实现参数向量

$\boldsymbol{w}(t)$——系统状态滤波器

则辨识参数代替未知参数误差方程为

$$\hat{e}(t) = \frac{1}{D(p)}(y_c(t) - \hat{b}_0u(t) - \hat{\boldsymbol{\theta}}\boldsymbol{w}(t)) \tag{23}$$

定义广义误差为

$$\varepsilon(t) = e(t) - \hat{e}(t) = \frac{1}{D(p)}\boldsymbol{\Phi}^T\boldsymbol{\zeta}(t) \tag{24}$$

其中

$$\boldsymbol{\Phi}^T = [\hat{b}_0 - b_0 \quad \hat{\boldsymbol{\theta}}^T - \boldsymbol{\theta}^T]$$

$$\boldsymbol{\zeta}(t) = [u(t) \quad \boldsymbol{w}(t)]$$

式(23)为自适应控制问题的基本误差模型，$\boldsymbol{\phi}^T$ 称为辨识参数误差。$1/D(p)$ 严格正实，自适应控制系统参数调节规律为

$$\begin{cases} \dot{\hat{b}}_0 = -\beta u(t)\varepsilon(t) \quad (\beta > 0) \\ \dot{\hat{\boldsymbol{\theta}}} = -\boldsymbol{\gamma}\boldsymbol{w}(t)\varepsilon(t) \quad (\boldsymbol{\gamma} = \boldsymbol{\gamma}^T > 0) \end{cases} \tag{25}$$

则模型参考自适应控系统结构如图 4 所示。

2.3　自适应三状态控制(ATVC)

三状态控制器能扩展系统频宽，提高系统固有

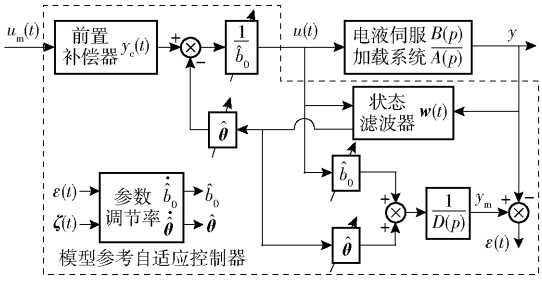


图 4 模型参考自适应控制系统

Fig. 4 Model reference adaptive control system

频率和阻尼比,改善系统稳定性和抗干扰性,但其需要已知系统精确、稳定的数学模型,但是电液伺服加载系统由于其参数时变等因素影响,导致模型参数不确定,难以实现高精度跟随控制。具体描述为:

在三状态控制时,首先求出系统稳定的传递函数式(7),然后通过设定三状态反馈参数为式(10),使得三状态反馈传递函数为式(8);为了进一步提高系统快速性,通过设定三状态前馈参数为式(13),使得三状态前馈传递函数为式(11),其与三状态反馈传递函数式(8)中的距离虚轴较近极点对消,即与二阶振荡环节传递函数式(12)的极点对消。使闭环系统传递函数仅有设定的且远离虚轴的 ω_r 处的极点,提高了系统快速性及稳定性。

但由于系统传递函数式(7)不稳定,即式(7)的参数 ω_h、ζ_h 会发生实时摄动,一方面由于三状态反馈参数式(10)是采用系统传递函数式(7)中固定的 ω_h、ζ_h 以及提前设定的参数 ω_r、ω_{hc}、ζ_{hc} 求解而得,从而导致三状态反馈传递函数式(8)中的二阶振荡环节传递函数式(12)的频率 ω_{hc}、ζ_{hc} 同样产生实时摄动;另一方面,由于三状态前馈参数式(13)由提前设定的参数 ω_{hc}、ζ_{hc} 求解而得,即三状态前馈传递函数(11)为固定函数,从而导致三状态前馈传递函数(11)不能与三状态反馈传递函数式(8)中产生实时摄动的二阶振荡环节传递函数式(12)的极点对消,即使闭环系统传递函数不仅有设定的且应远离虚轴的 ω_r 处的极点,而且有距离虚轴较近的 ω_{hc} 处的极点,导致系统的快速性及稳定性降低。

因此,本文提出首先采用模型参考自适应控制方法使电液伺服加载系统为期望的稳定参考模型,即使式(7)的参数 ω_h、ζ_h 不会发生实时摄动,从而使三状态前馈传递函数(11)能与三状态反馈传递函数式(8)中的二阶振荡环节传递函数式(12)的极点对消,使闭环系统传递函数仅有设定的且远离虚轴的 ω_r 处的极点,提高系统的快速性及稳定性,如图 5 所示。

3 仿真

3.1 模型参数

根据电液伺服加载系统设置模型仿真参数,如表 1 所示。

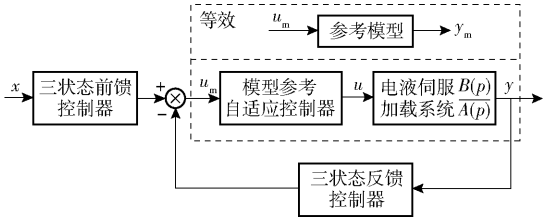


图 5 自适应三状态控制系统

Fig. 5 Adaptive three variable control system

表 1 电液伺服加载系统参数

Tab. 1 Electro-hydraulic servo loading system parameters

参数	数值
伺服阀增益 K_v/(m·A^{-1})	0.15
液压缸活塞有效面积 A_p/m^2	1.3×10^{-3}
液压缸行程 L/m	0.05
液压缸初始位置 L_0/m	0.025
液压缸阻尼系数 B_{p1}/(kN·s·m^{-1})	0.5
阻尼器阻尼系数 B_{p2}/(kN·s·m^{-1})	10~500
等效负载质量 m/kg	40
等效总容积 V_t/m^3	2.7×10^{-4}
系统供油压力 p_s/MPa	25
系统回压力 p_0/MPa	0
液压缸总泄漏系数 C_{tp}/(m^3·s^{-1}·Pa^{-1})	1.2×10^{-12}
液压油有效体积弹性模量 β_e/Pa	7.0×10^8
液压油密度 ρ/(kg·m^{-3})	8.7×10^2

3.2 仿真模型搭建

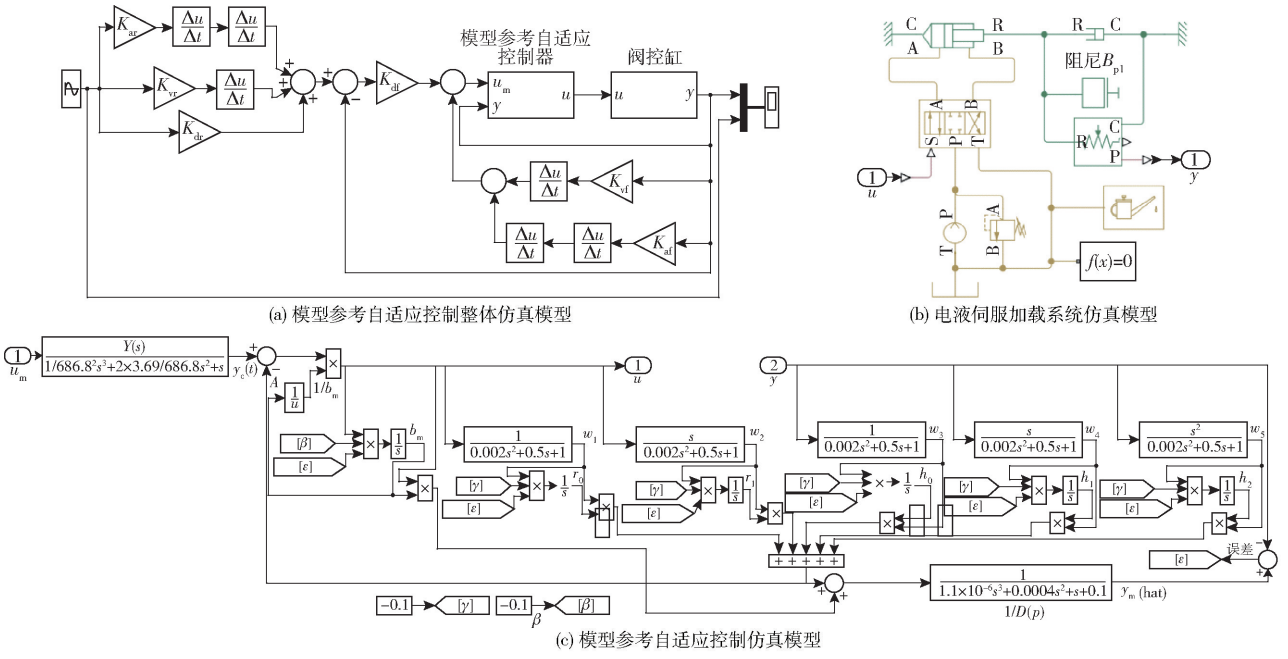
基于 Matlab/Simulink 平台搭建控制系统仿真模型,如图 6 所示。图 6a 为模型参考自适应控制整体仿真模型,图 6b 为采用 Simulink 中的 Simscape 搭建的电液伺服加载系统,图 6c 为模型参考自适应控制器。

3.3 控制器参数

系统加载过程中,液压缸容积、位移等参数不断发生摄动,每次加载的阻尼器阻尼系数不同,导致系统传递函数不定。在模型匹配自适应参数调节过程中,参考模型与实际模型越接近其调节时间越短、模型匹配精度越高。因此,设定阻尼器阻尼系数为其中间值 200 kN·s/m,根据式(5)~(7)可得,液压系统固有频率 ω_h 为 686.8 rad/s,阻尼比 ζ_h 为 3.69,则阀控缸系统传递函数为

$$G_h=\frac{Y}{U}=\frac{74.97}{s\left(\frac{s^2}{686.8^2}+\frac{2\times3.69}{686.8}s+1\right)} \tag{26}$$

模型参考自适应控制器理想参考模型为式(26),根据 2.2 节可知,只要 $D(p)$ 为 3 阶稳定多项式,$Q(p)$ 为 2 阶稳定多项式,可实现模型匹配。因此,可将 $D(p)$ 设计为阀控缸系统中的二阶振荡环节与满足系统控制性能要求(截止频率大于 33 Hz)的一



(a) 模型参考自适应控制整体仿真模型　　(b) 电液伺服加载系统仿真模型

(c) 模型参考自适应控制仿真模型

图 6　三状态模型参考自适应控制仿真模型

Fig. 6　Simulation models of TVC and MRAC

阶惯性环节的组合，即

$$D(p)=\left(\frac{p}{686.8}+1\right)\left(\frac{p^2}{686.8^2}+\frac{2\times3.69}{686.8}p+1\right) \tag{27}$$

将 $D(p)$ 设计为阀控缸系统中的二阶振荡环节，即

$$Q(p)=\frac{p^2}{686.8^2}+\frac{2\times3.69}{686.8}p+1 \tag{28}$$

辨识参数收敛系数 β、γ 决定收敛速度，当收敛系数 β、γ 太小时收敛速度慢但比较稳定，太大时收敛速度加快但容易产生振动[23]，因此将收敛系数设定为 0.1、1.0、10.0 验证其收敛效果，如图 7 所示。当收敛系数 β、γ 取 0.1 时，经过 2 个周期实现参数辨识；取 1 时经过 0.5 个周期实现参数辨识；取 10 时，收敛速度快但辨识模型发生振荡，因此收敛系数 β、γ 取 1.0。

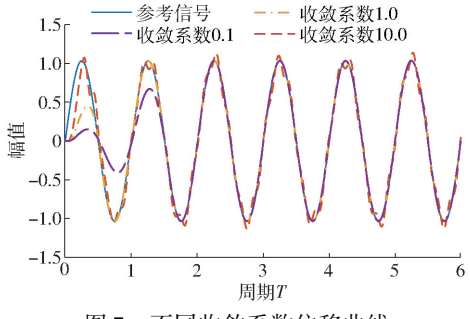


图 7　不同收敛系数位移曲线

Fig. 7　Displacement curves with different convergence coefficients

为扩展系统频宽、提高系统固有频率，设定三状态参数 ω_{hc}、ζ_{hc}、ω_r。一般而言，ω_{hc} 为液压固有频率 ω_h 的 1.05 ~ 1.20 倍，考虑伺服阀和传感器等环节动态特性的影响，ω_{hc} 不能取得过高，其值过大将导致系统不稳定[23]，因此设定 $\omega_{hc}=750$ rad/s。为保证经三状态反馈调节后系统仍有足够的稳定裕量，取 $\zeta_{hc}=0.7$。因此，根据式(13)得三状态前馈参数如表 2 所示。

表 2　三状态控制器前馈参数

Tab. 2　Feedforward parameters of TVC

参数	ω_{hc}/(rad·s^{-1})	ζ_{hc}	K_{dr}	K_{vr}	K_{ar}
数值	750	0.7	1	1.86×10^{-3}	1.78×10^{-6}

三状态控制中 ω_r 为系统要求的频宽所对应的频率，ω_r 较低时不能满足系统频宽要求，过高时将导致系统不稳定[24]。由于本液压系统要求的响应频宽为 33 Hz，为了使系统频宽能够达到性能指标要求，且考虑系统频带在频宽处的衰减，分别取 ω_r 为 200、500、800、1 100、1 400 rad/s，其对应的系统的 Bode 图，如图 8 所示。当 ω_r 为 200、500 rad/s 时，在

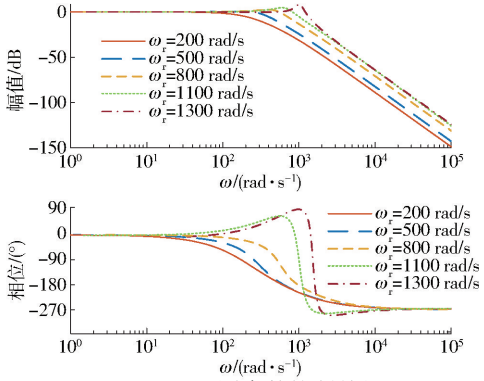


图 8　ω_r 不同参数控制特性

Fig. 8　Control characteristics of different parameter ω_r

33 Hz(约200 rad/s)处幅值发生衰减,不能满足系统频宽要求;当 ω_r 为 800 rad/s 时,既能满足系统频宽要求,且系统稳定性较好;当 ω_r 为 1 100、1 400 rad/s 时系统稳定性变差。因此,本系统三状态控制参数 ω_r 取 800 rad/s,此时三状态反馈参数如表 3 所示。

表 3 三状态控制器反馈参数

Tab. 3 Feedback parameters of TVC

参数	ω_r/(rad·s^{-1})	K_{df}	K_{vf}	K_{af}
数值	800	12.73	2.63×10^{-2}	9.10×10^{-5}

3.4 模型参考自适应控制模型匹配

通过调节图 6b 中减震阻尼器阻尼系数 B_{p2},可以模拟不同减震阻尼器加载情况,设置阻尼系数 B_{p2} 为 10、100、500 kN·s/m,并根据行业标准[3]设置输入信号为 1.0 mm/33 Hz 的位置正弦加载信号,进行模型匹配自适应控制仿真,结果如图 9 所示。由图 9 可得,对不同阻尼的减震阻尼器进行模型匹配时,均可使被控对象在一个周期内准确跟踪参考模型。

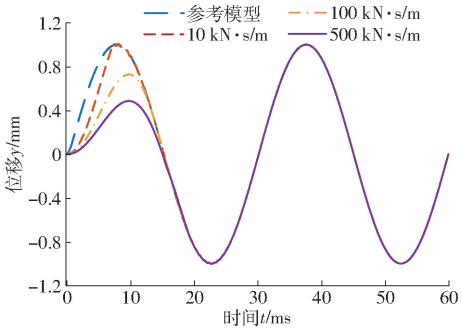


图 9 不同阻尼下正弦信号时模型匹配过程

Fig. 9 Model matching for sin signal with different dampings

3.5 TVC 与 ATVC 信号跟踪能力对比

设置输入信号为 2.0 mm/10 Hz 的位置方波加载信号,进行阶跃响应仿真分析。三状态控制与自适应三状态控制时系统的响应曲线如图 10 所示,阶跃响应指标如表 4 所示。分析可得,自适应三状态控制器的位移响应较快,超调量、稳态误差较小,改善了系统瞬态响应指标。

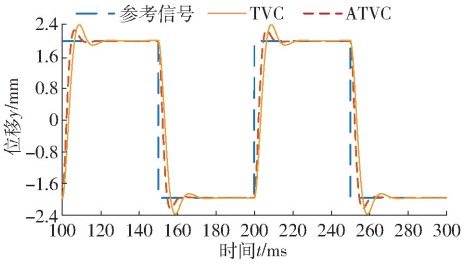


图 10 位置阶跃响应仿真曲线

Fig. 10 Simulation curves of position step response

表 4 位置阶跃仿真响应指标

Tab. 4 Simulation position step corresponding index

项目	超调量/%	上升时间/ms	稳态误差/mm
三状态	9.8	6.5	0.020
自适应三状态	6.9	4.8	0.011
性能提升/%	29.6	26.2	45.0

设置输入信号为 1.0 mm/33 Hz 的位置正弦加载信号,进行正弦跟踪仿真分析。三状态控制与自适应三状态控制时系统的跟踪曲线如图 11 所示,跟踪误差如图 12 所示,最大跟踪误差分别为 0.20、0.11 mm,自适应三状态控制相对于传统三状态控制位移误差减小 45%,具有更高的位置跟踪精度。

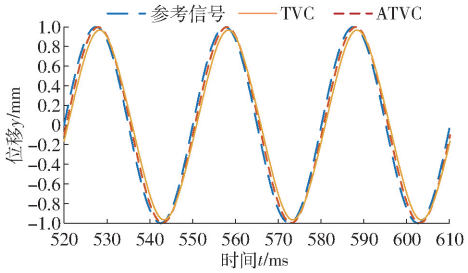


图 11 正弦信号跟踪仿真曲线

Fig. 11 Simulation curves of sinusoidal signal

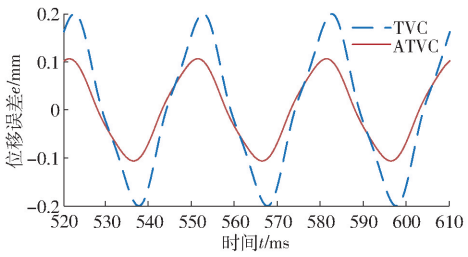


图 12 正弦信号跟踪仿真曲线误差

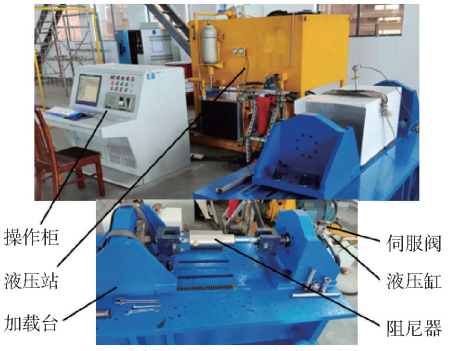
Fig. 12 Simulation curves of sinusoidal signal tracking error

4 试验

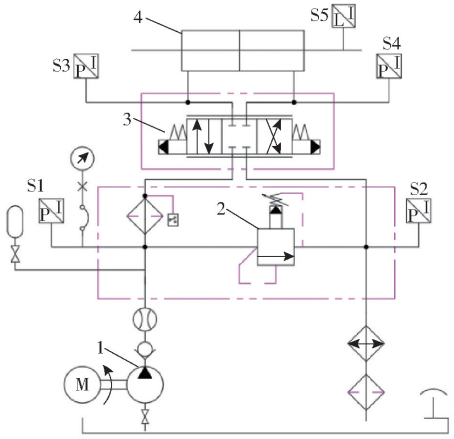
4.1 试验装置及测试过程

电液伺服减震阻尼器加载试验台如图 13a 所示,主要由液压站、比例溢流阀、伺服液压缸、伺服阀、位移传感器、电气控制系统、数据采集系统等部分组成,具体参数和设备型号,如表 5 所示。控制系统采样周期设置为 1.0 ms。

试验测试的液压原理如图 13b 所示。该试验台具体测试过程:首先将被测阻尼器与伺服液压缸连接固定,启动液压泵供油,调节比例溢流阀设定系统压力,通过测试软件系统输入被测阻尼器所需的位移信号,该信号与位移传感器的信号共同输入到自适应三状态控制器,控制器输出信号进一步控制伺服阀,从而控制伺服液压缸复现被测阻尼器所需的位移信号,实现对被测阻尼器加载。



(a) 电液伺服减震阻尼器加载试验台



(b) 电液伺服减震阻尼器加载试验台液压原理图

图 13　电液伺服减震阻尼器加载试验台液压原理图

Fig. 13　Hydraulic schematic of electro-hydraulic servo damping damper loading test bench

1. 液压泵　2. 比例溢流阀　3. 伺服阀　4. 伺服液压缸

表 5　加载试验台参数

Tab. 5　Parameters of load test bench

项目	型号	数值
液压站	自制	150 L/min
蓄能器	拓步:TBR30 - 2.5	10 L
比例溢流阀	华德:DBE20 - 30B/315	0 ~ 31.5 MPa
伺服液压缸	自制	缸\杆径:100\56 mm
伺服阀	中航工业:FF113/95	>50 Hz
位移传感器	MTS:EHM006MD341	0 ~ 60 mm
力传感器	中航气动:BK - 4C20T	0 ~ 20 T
数据采集卡	研华:PCI - 1706U - AE	250 kHz

4.2　试验曲线

被测阻尼器的阻尼系数为 130 kN·s/m,控制器参数与仿真设置参数相同。设置输入信号为 2.0 mm/10 Hz 的位置方波加载信号,三状态控制与自适应三状态控制时系统响应曲线如图 14 所示,阶跃响应指标如表 6 所示。与仿真结果相似,自适应三状态控制器响应较快,超调量较小,稳态误差较小,改善了系统瞬态响应指标。

为进一步分析阶跃输入时三状态控制与自适应三状态控制的响应性能,图 15 ~ 17 给出了其速度、加速度、液压缸两腔压力变化曲线。由于自适应三状态控制 ATVC 快速性优于传统三状态控制 TVC,

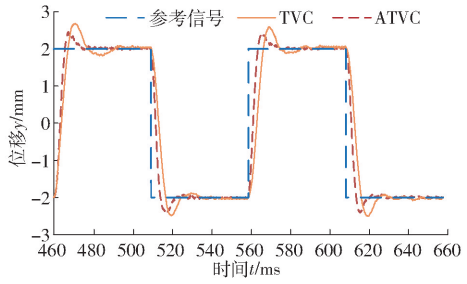


图 14　阶跃信号位移响应试验曲线

Fig. 14　Position response curves of step signal

表 6　位置阶跃试验响应指标

Tab. 6　Test position step corresponding index

项目	超调量/%	上升时间/ms	稳态误差/mm
TVC	13.5	7.4	0.030
ATVC	9.6	5.8	0.018
性能提升/%	28.9	21.6	40.0

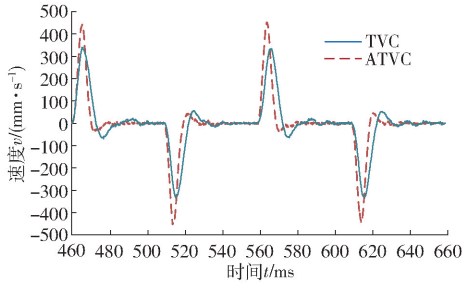


图 15　阶跃信号速度响应试验曲线

Fig. 15　Velocity response curves of step signal

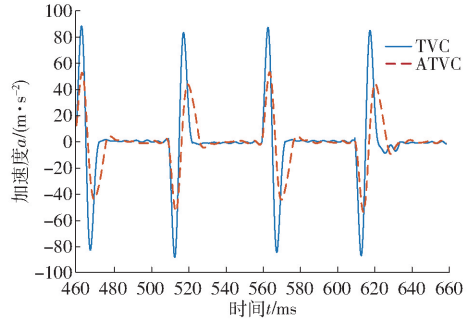


图 16　阶跃信号加速度响应试验曲线

Fig. 16　Acceleration response curves of step signal

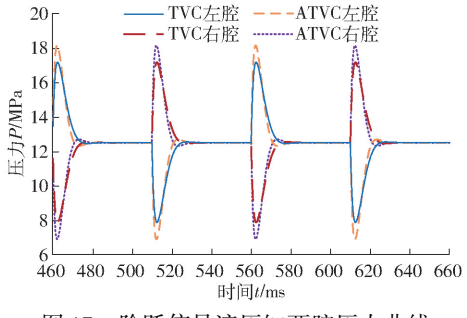


图 17　阶跃信号液压缸两腔压力曲线

Fig. 17　Two-chamber pressure curves of position step response

当刚输入位移阶跃信号时,ATVC 控制优先增大比例伺服阀阀口开度,且阀口启闭开度较大,启闭时间

较短,从而导致液压缸左腔优先快速进油,液压缸优先出杆,使加载速度、加速度上升较快且数值较大,如图 15、16 所示。由于被测阻尼器负载力与其阻尼、加载速度有关,因此 ATVC 控制时负载力优先增大且较大,从而导致液压缸左右两腔压差优先增大且较大,如图 17 所示。当液压位移接近或达到设定位移时,比例伺服阀阀口开度较小甚至关闭,液压速度接近为零,因此被测阻尼器负载接近为零,因此液压缸左右两腔压力几乎相等,均为系统供油压力 25 MPa 的一半。其中,由于液压缸速度、压力而产生的被测阻尼器负载力、液压缸推力如表 7 所示。

表 7 位移阶跃信号液压缸速度、压力与力响应

Tab. 7 Speed, pressure, and force response by step signal

项目	最大速度 v_{max}/(mm·s^{-1})	压力 p_1/MPa	压力 p_2/MPa	压差 Δp/MPa	负载力 F_z/kN	加载力 F_Y/kN
TVC	345.0	16.9	8.1	8.8	44.81	47.42
ATVC	432.8	18.3	7.3	11.0	56.26	59.27
性能提升/%	24.45	8.28	9.87	25.0	25.53	24.99

表 7 中,被测阻尼器负载力计算式为

$$F_z = vB_p \tag{29}$$

液压缸加载力计算式为

$$F_Y = (p_1 - p_2)A \tag{30}$$

式中 A——液压缸有效面积

由于除去被测阻尼器负载力外还有其液压缸摩擦阻尼等产生的负载力,因此液压缸加载力 F_Y 略大于被测阻尼器负载力 F_z。

由表 7 可知,基于 ATVC 控制时系统压力响应较快且最大压力较大,推动液压缸的速度响应较快且最大压力较大,最终使加载位移响应较快,提高了系统动态响应性能。

设置输入信号为 1.5 mm/33 Hz 的位置正弦加载信号,三状态控制与自适应三状态控制时系统的跟踪曲线如图 18 所示,跟踪误差如图 19 所示,与仿真结果相似,跟踪误差分别为 0.29、0.18 mm,自适应三状态控制相对于传统三状态控制位移误差减小 37.9%,具有更高的位置跟踪精度。

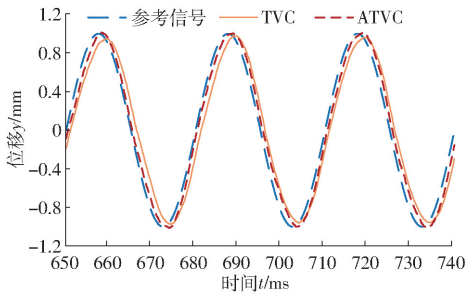


图 18 正弦信号位移跟踪试验曲线

Fig. 18 Position response curves of sinusoidal signal

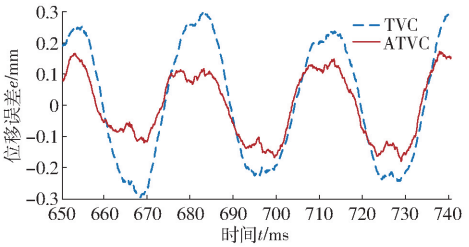


图 19 正弦信号跟踪试验曲线误差

Fig. 19 Test curves of sinusoidal signal tracking error

为进一步分析正弦输入时三状态控制与自适应三状态控制的响应性能,图 20~22 给出了其速度、加速度、液压缸两腔压力变化曲线,可知自适应三状态控制器速度、加速度、液压缸压力响应较快,提高了系统动态响应性能。

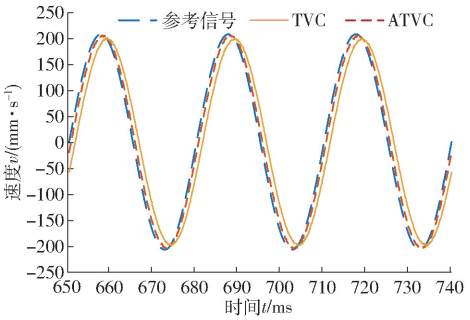


图 20 正弦信号速度跟踪试验曲线

Fig. 20 Velocity response curves of sinusoidal signal

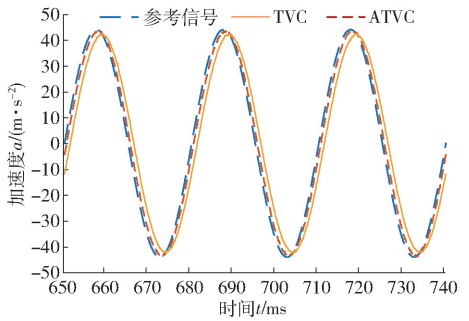


图 21 正弦信号加速度跟踪试验曲线

Fig. 21 Acceleration response curves of sinusoidal signal

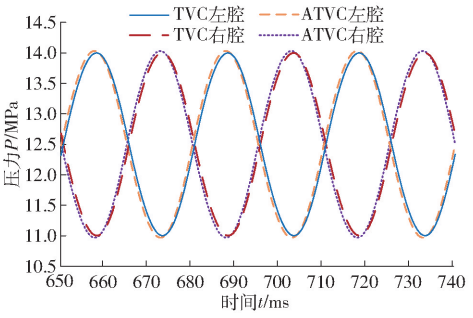


图 22 正弦信号液压缸两腔压力曲线

Fig. 22 Two-chamber pressure curves of sinusoidal signal

5 结论

(1)在电液伺服减震阻尼器加载试验,模型参考自适应控制策略可以将电液伺服振动台系

统补偿为非最小实现理想参考模型，再对该理想参考模型进行三状态控制，提高了三状态控制稳定性。

(2)通过对三状态控制与自适应三状态控制进行位置阶跃和正弦响应试验，在 2.0 mm/10 Hz 的位置方波加载信号作用下，超调量分别为 13.5%、9.6%，减小 28.9%，上升时间分别为 7.4、5.8 ms，减少 21.6%，稳态误差分别为 0.030、0.018 mm，减小 40.0%；在 1.5 mm/30 Hz 的位置正弦加载信号作用下，位移误差分别为 0.29、0.18 mm，减小 37.9%。自适应三状态控制相较于传统三状态具有更好的动态特性及位移跟踪性能。

参 考 文 献

[1] 何小龙, 段玉贺, 张刚, 等. 具有监督功能的斜拉索-MR 系统自适应模糊减振控制研究[J]. 农业机械学报, 2020, 51(1): 592-602.
HE Xiaolong, DUAN Yuhe, ZHANG Gang, et al. Design of adaptive fuzzy damping control for stay cable-magnetorheological system with supervisory function[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2020, 51(1): 592-602. (in Chinese)

[2] 左强,黄鑫芳,易锋,等. 阻尼间隙可调式磁流变阻尼器设计与动力性能实验[J]. 农业机械学报, 2022, 53(1):431-440.
ZUO Qiang, HUANG Xinfang, YI Feng, et al. Structure design and dynamic performance analysis of magnetorheological damper with adjustable damping gaps[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2022, 53(1):431-440. (in Chinese)

[3] 能源行业核电标准化技术委员会. 核电厂能动机械设备鉴定,第四部分:动态约束器鉴定:NB/T 20036.4—2011[S]. 北京:国家能源局,2011.

[4] 魏巍,杨志东,韩俊伟. 超冗余液压振动台的模态空间解耦控制[J]. 哈尔滨工业大学学报,2015,47(1):48-53.
WEI Wei, YANG Zhidong, HAN Junwei. Mode space decoupling control of super redundant hydraulic shaker[J]. Journal of Harbin Institute of Technology,2015,47(1):48-53. (in Chinese)

[5] 张祝新,孙辉亮,王立新,等. 基于噪声抑制的电液位置伺服系统自抗扰控制方法[J]. 农业机械学报,2024,55(2):450-458.
ZHANG Zhuxin, SUN Huiliang, WANG Lixin, et al. Active disturbance rejection control of electro-hydraulic position servo system based on noise suppression[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery,2024,55(2):450-458. (in Chinese)

[6] 魏新华,王庆壮,吉鑫,等. 基于混合扩张状态观测器的农田平地机液压系统反步滑模控制研究[J]. 农业机械学报,2024,55(7):37-46.
WEI Xinhua, WANG Qingzhuang, JI Xin, et al. Backstepping sliding mode control for hydraulic system in farmland leveler based on hybrid extended state observer[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2024,55(7): 37-46. (in Chinese)

[7] 侯冬冬,程栋,秦丽萍,等. 基于三状态控制的电液伺服加速度控制策略[J]. 液压与气动,2018(5):47-53.
HOU Dongdong, CHENG Dong, QIN Liping, et al. Electro-hydraulic servo acceleration control strategy based on three-state control[J]. Chinese Hydraulics & Pneumatics,2018(5):47-53. (in Chinese)

[8] GUAN G, PLUMMER A R. Acceleration decoupling control of 6 degrees of freedom electro-hydraulic shaking table[J]. Journal of Vibration and Control, 2019, 25(21-22): 2758-2768.

[9] 闫桂山,金振林. 容积伺服电液作动器位置控制研究[J]. 西安交通大学学报,2021,55(1):94-100.
YAN Guishan, JIN Zhenlin. Research on position control of volumetric servo electro-hydraulic actuator[J]. Journal of Xi'an Jiaotong University,2021,55(1):94-100. (in Chinese)

[10] 沈刚,芮光超,张明飞,等. 并联驱动电液系统振动控制策略研究[J]. 振动与冲击,2019,38(12):81-89,117.
SHEN Gang, RUI Guangchao, ZHANG Mingfei, et al. Parallel drive electro-hydraulic system vibration control strategy research [J]. Journal of Vibration and Shock, 2019,38(12): 81-89,117. (in Chinese)

[11] 范大莽,关广丰,熊伟,等. 考虑伺服阀零偏补偿的电液振动台随机振动模型参考滑模控制策略[J]. 机械工程学报,2022,58(13):119-128.
FAN Damang, GUAN Guangfeng, XIONG Wei, et al. Reference sliding mode control strategy for random vibration model of electro-hydraulic shaker considering zero bias compensation of servo valve[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2022, 58(13):119-128. (in Chinese)

[12] 李芳芳,纪金豹,李小军,等. 地震模拟振动台试件与台面相互作用的力反馈补偿控制[J]. 振动工程学报,2019,32(4):685-694.
LI Fangfang, JI Jinbao, LI Xiaojun, et al. Force feedback compensation control of the interaction between specimen and table in seismic simulation shaking table[J]. Journal of Vibration Engineering,2019,32(4):685-694. (in Chinese)

[13] 姚建均,萧冠华,肖蕊,等. 基于最小控制合成算法的电液伺服振动台控制策略[J]. 哈尔滨工程大学学报,2023,44(6):1019-1026.
YAO JianJun, XIAO Guanhua, XIAO Rui, et al. Control strategy of electro-hydraulic servo shaker based on minimum control

synthesis algorithm[J]. Journal of Harbin Engineering University,2023,44(6):1019 - 1026. (in Chinese)
[14] LIANG J, DING Z, HAN Q, et al. Online learning compensation control of an electro-hydraulic shaking table using Echo State Networks[J]. Engineering Applications of Artificial Intelligence, 2023, 123: 106274.
[15] TANG Y, ZHU Z, SHEN G, et al. Experimental investigation of feedforward inverse control with disturbance observer for acceleration tracking of electro-hydraulic shake table[J]. Journal of Vibroengineering, 2015, 17(1): 330 - 345.
[16] TANG Y, ZHU Z, SHEN G, et al. Real time acceleration tracking of electro-hydraulic shake tables combining inverse compensation technique and neural-based adaptive controller[J]. IEEE Access, 2017, 5: 23681 - 23694.
[17] TAGAWA Y, KAJIWARA K. Controller development for the E-Defense shaking table[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part I: Journal of Systems and Control Engineering, 2007, 221(2): 171 - 181.
[18] PEI Z, ZHANG Y, TANG Z. Model reference adaptive PID control of hydraulic parallel robot based on RBF neural network [C]//2007 IEEE International Conference on Robotics and Biomimetics (ROBIO). IEEE, 2007: 1383 - 1387.
[19] MA J, YAO Y, LIU D. Fractional order model reference adaptive control for a hydraulic driven flight motion simulator[C]// 2009 41st Southeastern Symposium on System Theory. IEEE, 2009: 340 - 343.
[20] 吴振顺,郑慧奇,于华艳. 基于误差多项式的模型参考自适应控制在阀控非对称缸系统中的应用[J]. 机械工程学报,2006,42(8):56 - 59,64.
WU Zhenshun, ZHENG Huiqi, YU Huayan. Application of model reference adaptive control based on error polynomial in valve-controlled asymmetric cylinder system [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering,2006,42(8):56 - 59,64. (in Chinese)
[21] 苏世杰,游有鹏,齐继阳,等. 电液伺服试验机力控系统负载刚度自适应控制[J]. 控制理论与应用,2018,35(4):429 - 437.
SU Shijie, YOU Youpeng, QI Jiyang,et al. Adaptive control of load stiffness for force control system of electro-hydraulic servo testing machine[J]. Control Theory and Applications,2018,35(4):429 - 437. (in Chinese)
[22] 王贤成,李伟,刘毅,等. 脐带缆拉弯组合疲劳试验机恒拉力控制[J]. 哈尔滨工程大学学报,2021,42(5):632 - 640.
WANG Xiancheng, LI Wei, LIU Yi,et al. Constant tension control of cord cable tension bending combination fatigue testing machine[J]. Journal of Harbin Engineering University,2021,42(5):632 - 640. (in Chinese)
[23] 关广丰. 液压驱动六自由度振动试验系统控制策略研究[D]. 哈尔滨:哈尔滨工业大学,2007.
GUAN Guangfeng. Control strategy of hydraulically driven 6-dof vibration test system[D]. Harbin: Harbin Institute of Technology, 2007. (in Chinese)
[24] 栾强利. 液压振动试验控制系统关键技术研究[D]. 杭州: 浙江大学,2015.
LUAN Qiangli. Research of key technologies of the control system in hydraulic vibration tests[D]. Hangzhou: Zhejiang University, 2015. (in Chinese)