DOI:10.3969/j.issn.1001-4551.2020.07.006

# 变刚度电液力系统主导极点 模型自适应控制研究\*

李朝朝<sup>1</sup>,金晓宏<sup>1,2\*</sup>,王 坤<sup>2</sup>,张绍峰<sup>2</sup> (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:针对位置扰动型被动式电液力系统中负载刚度变化会导致系统不稳定、控制精度差等问题,提出了一种基于主导极点参考模型的自适应控制策略。首先建立了位置扰动型被动式电液力系统数学模型,分析了负载刚度变化对系统动态特性的影响;然后根据系统性能指标设计出了一种基于主导极点且满足严格正实、稳定最小相位系统要求的理想参考模型,并依据 Narendra 稳定自适应控制器方案设计了模型参考自适应控制器;最后借助 MATLAB/Simulink 软件对所设计控制器进行了仿真研究。研究结果表明: 主导极点模型自适应控制器能够有效抑制负载刚度变化对系统动态特性的影响,使系统在 20.7 ms 内快速跟踪指令信号且具有极佳的一致性,同时自适应系统在 14 Hz 时幅值误差为 0.005%,相位滞后 9.58°,拓展了系统频宽。 关键词:负载刚度;位置扰动;电液力系统;主导极点参考模型;模型参考自适应控制

中图分类号:TH137.9 文献标识码:A

文章编号:1001-4551(2020)07-0764-06

## Load stiffness adaptive control of electro-hydraulic force system based on dominant pole reference model

LI Zhao-zhao<sup>1</sup>, JIN Xiao-hong<sup>1,2</sup>, WANG Kun<sup>2</sup>, ZHANG Shao-feng<sup>2</sup>

(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 problem that the load stiffness change in passive electro-hydraulic force system with position disturbance will lead to system instability and poor accuracy, an adaptive control strategy based on dominant pole model was proposed. Firstly, the mathematical model of passive electro-hydraulic force system with position disturbance was established. The influence of load stiffness variation on the dynamic characteristics of the system was analyzed. Then an ideal reference model based on the dominant pole and the satisfaction of the requirements of strictly positive real and stable minimum phase system was designed according to the system performance index, and a model reference adaptive controller was designed based on the Narendra stable adaptive controller scheme. Finally, the designed controller was simulated by MATLAB/Simulink software. The results indicate that the adaptive controller based on the dominant pole model can effectively suppress the influence of load stiffness variation, the system can quickly track the command signal within 20.7 ms and has excellent consistency, meanwhile the adaptive system has an amplitude error of 0.005% and a phase lag of 9.58° at 14 Hz, which effectively expands the system bandwidth. **Key words**: load stiffness; position disturbance; electro-hydraulic force system; dominant pole reference model; model reference adaptive control

收稿日期:2019-11-01

基金项目:国家自然科学基金资助项目(51675387)

**作者简介:**李朝朝(1993-),男,湖北孝感人,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:1224923867@qq.com 通信联系人:金晓宏,男,教授,硕士生导师。E-mail:jinxiaohong@wust.edu.cn

## 0 引 言

位置扰动型被动式电液力系统(以下简称"电液 力系统")是一种根据被加载对象位移要求准确地施 加期望力,同时该位移又对自身加载产生扰动的电液 力系统,具有控制精度高、响应速度快、承载能力强等 优点<sup>[1]</sup>。电液力系统是一个复杂的非线性系统,当负 载刚度变化较大时,系统的控制品质和稳定性会受到 明显影响<sup>[2]</sup>。如何在变负载刚度情况下提升电液力 系统的加载特性显得尤为重要。

模型参考自适应控制(model reference adaptive control, MRAC)是一种通过设计理想参考模型,利用自适应机构,使实际系统快速、准确、稳定地向理想参考模型收敛的控制算法,能够有效抑制系统非线性、参数时变带来的不确定性影响<sup>[3]</sup>。由于该算法不需要在

线辨识,较常规控制算法还提高了系统的响应速度,被 广泛应用于控制系统中。如 ZHAO Yi-fei 等<sup>[4]</sup>采用 MRAC 实现了对电液伺服系统的高精度位置控制;苏 士杰等<sup>[5]</sup>在电液伺服试验机主动加载条件下通过 MRAC 提高了力系统的控制品质。

本文采用 MRAC 方法,以电液力系统为研究对 象,首先探讨负载刚度变化对系统的影响,并根据系统 理想模型设计出一种基于主导极点,且满足严格正实、 稳定最小相位系统要求的三阶等效参考模型,通过模 型自适应控制器使电液力系统稳定地跟踪理想参考模 型,以期抑制负载刚度变化对系统的影响,从而提高系 统响应特性和控制精度。

## 1 系统组成及工作原理

电液力系统原理图如图1所示。



图1 电液力系统原理图

## 2 数学模型

根据文献[6]电液力系统中各环节数学方程,以 力 F 为输出,以电液伺服阀阀芯位移 X<sub>a</sub>和被加载对象 位移 X<sub>p</sub> 为输入,可得输出力 F 的拉氏域表达式如下:

$$F = \frac{A(ms^{2} + Bs + K)K_{q}X_{v} + A^{2}KX_{p}s}{Ms^{3} + Ns^{2} + Zs + J}$$
(1)

式中: $M = mV_t/(4E_e)$ ; $N = BV_t/(4E_e) + mK_e$ ; $Z = BK_{ee} + KV_t/(4E_e) + A^2$ ; $J = KK_{ee}$ ; $V_t$ —液压缸总空腔容积, $m^3$ ; $E_e$ —油液弹性模量, $Pa_{1}K_{ee}$ —总流量 – 压力系数, $(m^3/s)/Pa_{1}m$ —负载等效质量, $kg_{1}K_{q}$ —阀口流量增益, $(m^3/s)/Pa_{1}B$ —运动部件黏性阻尼系数, $N/(m \cdot s^{-1})$ ;K—电液力系统负载刚度,由负载弹性刚度、活塞

杆刚度和力传感器连接刚度3部分组成,N/m。

根据文献[7] 对系统参数的分析知, $K_{ce}B/A^2 \ll 1$ , 0 <  $K_{ce}^2 Km/[A^4(1 + K/K_h)^2] \ll 1$ ,在暂不考虑干扰位 移  $X_p$  对电液力系统的影响的情况下,可简化得:

$$W(s) = \frac{F}{X_{v}} = \frac{\frac{AK_{q}}{K_{ce}} \left(\frac{s^{2}}{\omega_{0}^{2}} + \frac{2\zeta_{0}}{\omega_{0}} + 1\right)}{\left(\frac{s}{\omega_{2}} + 1\right) \left(\frac{s^{2}}{\omega_{1}^{2}} + \frac{2\zeta_{1}}{\omega_{1}} + 1\right)} \quad (2)$$

式中: $\omega_0$ — 负载固有频率, $\omega_0 = (K/m)^{1/2}$ ; $\zeta_0$ — 负载阻尼 比, $\zeta_0 = B/[2(Km)^{1/2}];\omega_1$ — 负载刚度与液压弹簧并联 偶合的刚度与负载质量形成的综合固有频率, $\omega_1 = \omega_0(1 + K_h/K)^{1/2};\zeta_1$ — 阻尼比, $\zeta_1 = 2E_eK_{ce}/[\omega_0V_t(1 + K/K_h)];\omega_2$ — 负载刚度与液压弹簧串联偶合的刚度与 阻尼系数之比, $\omega_2 = (K_{ce}KK_h)/[A^2(K + K_h)]_{o}$ 

由式(2)可知,电液力系统的3个转折频率 $\omega_0,\omega_1$ 和 $\omega_2$ 均与参数 $K,K_h$ 和m有关,当负载质量m和液压 弹簧刚度 $K_h$ 一定时,电液力系统的系统特性主要取决于负载刚度 $K_o$ 

下面笔者以一具体电液力系统,进行系统特性分析,研究不同负载刚度对系统性能的影响。

电液力系统参数如表1<sup>[8]</sup>所示。

表1 电液力系统参数表

名称	符号	数值
负载等效质量 /kg	m	200
活塞有效工作面积 /m <sup>2</sup>	A	0.001
油液弹性模量 /Pa	$E_{e}$	$1.4 \times 10^{9}$
液压缸空腔总容积/m <sup>3</sup>	$V_t$	1.005 3 $\times 10^{-4}$
运动部件粘性阻尼系数 /(N・s・m <sup>-1</sup> )	B	0.1
总流量 - 压力系数 / ( m <sup>3</sup> ・s <sup>-1</sup> ・Pa <sup>-1</sup> )	$K_{ m ce}$	1.16 $\times 10^{-12}$
伺服放大器增益 / (A・V <sup>−1</sup> )	$K_a$	0.006
伺服阀増益 / ( m <sup>3</sup> ・s <sup>-1</sup> ・A <sup>-1</sup> )	$G_{sv}$	0.0167
阀口流量増益/(m <sup>3</sup> ・s <sup>-1</sup> ・m <sup>-1</sup> )	$K_q$	0.6467
力传感器增益 /(V・N <sup>-1</sup> )	$K_{f}$	$2 \times 10^{-4}$
液压弹簧刚度 /( MN・m <sup>-1</sup> )	$K_h$	56.3

电液力系统所模拟的弹性负载刚度为变刚度,用 来模拟大型阀门开度控制中负载刚度的变化。

笔者对系统输入幅值为2 kN 的阶跃指令信号,分 别取 K 为 1 MN/m、5 MN/m、13 MN/m、25 MN/m、 35 MN/m、50 MN/m 进行仿真实验,得到不同负载刚 度下电液力系统阶跃响应曲线如图 2 所示。



图 2 不同负载刚度下电液力系统阶跃响应曲线

图 2 中,曲线均在 2 ms 内从 0 N 迅速上升至 1 224 N, 然后开始下降,负载刚度越小,下降幅度越大,持续时 间越长,当K = 1 MN/m时,曲线于 9.5 ms 才下降到其 最低点(9.5,72.9)。曲线经历下降段后开始二次上升, 当K = 1 MN/m ~ 13 MN/m时,K越大,系统上升速度越 快,调整时间越短;当K = 13 MN/m ~ 50 MN/m 时,系 统在保持原有上升规律基础上出现超调现象,K越大,其 最大超调量越大,系统调整时间越短。最终不同刚度下的 系统输出力达到相同稳态值 1 836 N,稳态精度为 91.8%。

## 3 基于主导极点的 MRAC 策略

针对电液力系统中负载刚度变化会导致系统不稳定、控制精度差等问题,本研究提出采用 MRAC 策略。通过将参考模型的理想输出  $y_m$  与电液力系统的实际输出  $y_p$  作差,得到实时广义输出误差 e(t),自适应机构通过 实时调整控制器参数使 e(t) 趋向于 0,使得电液力系统 输出向参考模型输出靠近并最终达到一致<sup>[9]</sup>。

### 3.1 基于主导极点的参考模型设计

参考模型的选取直接决定了电液力系统的控制效

果。主导极点作为一种将高阶系统简化为低阶系统来 做定量估算的方法,系统特性主要由主导极点决定。

由式(2)知电液力系统是由一阶惯性环节、二阶 振荡环节和二阶微分环节组成的三阶系统,故笔者采 用以主导极点标准化传递函数为基础,构造出分子分 母阶数与实际系统传递函数结构形式一致、可以独立 进行调整的三阶参考模型,其形式为:

$$G_{m}(s) = \frac{\frac{1}{T}\omega_{n}^{2}(s^{2} + 2as + a^{2})}{\left(s + \frac{1}{T}\right)(s^{2} + 2\xi\omega_{n}s + \omega_{n}^{2})}$$
(3)

笔者将二阶振荡环节的一对共轭复数极点作为主导极点,通过恰当地配置其他极点使其对整个系统的影响忽略不计,即三阶参考模型的特性主要由二阶振荡环节的固有频率 ω<sub>n</sub> 和阻尼比ζ决定。

根据系统性能指标,笔者选取电液力系统的液压固有频率作为参考模型固有频率,从表1参数计算得系统 液压固有频率为 529.15 rad/s,取 $\omega_n = 530$  rad/s。由系 统最大超调量 $M_p \leq 10\%$ 确定二阶振荡环节最佳阻尼比  $\zeta = 0.707$ 。故二阶振荡环节的一对共轭复数极点为:

$$s_{1,2} = -\zeta \omega_n \pm j \omega_n \sqrt{1-\zeta^2} = -374.71 \pm j374.82$$
  
(4)

在控制理论中,其他极点实部的值是主导极点实 部值的5倍以上<sup>[10]</sup>。基于该条件确定参考模型中一阶 惯性环节1/(*Ts*+1)的极点为:

$$s_3 = -10\zeta \omega_n = -3\ 747.\ 1 \tag{5}$$

将式(4,5)代入式(3),得到参考模型传递函数基 本形式如下:

$$G_m(s) = \frac{K_m(s^2 + 2as + a^2)}{s^3 + b_2 s^2 + b_1 s + b_0}$$
(6)

式中: $b_0 = 1.053 \times 10^9$ ; $b_1 = 3.089 \times 10^6$ ; $b_2 = 4.496.52_{\odot}$ 

在 MRAC 控制器中,参考模型  $G_m(s)$  需满足严格正实、稳定最小相位系统条件,此时式(6) 需满足下列不等式:

$$\frac{b_0}{b_1} + \frac{b_2}{b_1}a^2 \le 2a \le b_2 \tag{7}$$

根据式(6,7),选取 $a = 2000, K_m = 263.25$ ,得到基于主导极点的参考模型传递函数为:

$$G_m(s) = \frac{263.25(s^2 + 4.000s + 4 \times 10^6)}{s^3 + 4.496.52s^2 + 3.089 \times 10^6 s + 1.053 \times 10^9}$$
(8)

本研究对参考模型进行仿真计算,得到参考模型 单位阶跃响应中的上升时间为3.76 ms,最大超调量 为4.69%,响应达到稳态值 ± 2% 时所对应的调整时 间为10.5 ms。

由伯德图可知, - 10°相移频率为88.89 rad/s,根 据双十标准<sup>[11-13]</sup> 计算得参考模型频宽为14.1 Hz,故 所选取的参考模型频宽较宽、动态响应性好,满足系统 性能要求。

#### 3.2 模型参考自适应控制器设计

本研究根据Narendra 稳定自适应控制器方案<sup>[14]</sup>设计自适应控制器,由式(2)可知电液力系统传递函数的分母、分子分别为3阶和2阶,配置可调增益K<sub>e</sub>和两个反馈信号补偿器F<sub>1</sub>和F<sub>2</sub>共同组成自适应控制器。

模型参考自适应控制框图如图3所示。



电液力系统的状态方程及传递函数为:

$$\begin{cases} \dot{x}_{p} = A_{p}x_{p} + b_{p}u \\ y_{p} = h^{\mathrm{T}}x_{p} \\ G_{p}(s) = h^{\mathrm{T}}(sI - A_{p})^{-1}b_{p} = K_{p}\frac{N_{p}(s)}{D_{p}(s)} \end{cases}$$
(9)

式中: $x_p$ —3 维状态向量;u— 控制量; $y_p$ — 电液力系统 输出量; $A_p$ —3 ×3 维状态矩阵; $b_p$ ,h—3 ×1 维向量;  $K_p$ — 电液力系统增益, $K_p > 0$ ; $N_p(s)$ , $D_p(s)$ —2 阶和3 阶首一多项式, 且  $N_p(s)$  为 Hurwitz 多项式。

主导极点模型的状态方程及传递函数为:

$$\begin{cases} \dot{x}_{m} = A_{m}x_{m} + b_{m}y_{r} \\ y_{m} = h^{T}x_{m} \\ G_{m}(s) = h^{T}(sI - A_{m})^{-1}b_{m} = K_{m}\frac{N_{m}(s)}{D_{m}(s)} \end{cases}$$
(10)

式中: $x_m$ —3 维状态向量; $y_r$ — 模型输入; $y_m$ — 模型输出; $A_m$ —3×3 维矩阵; $b_m$ —3×1 维向量; $k_m$ —模型系统增益; $N_m(s)$ , $D_m(s)$ —2 阶和3 阶首一多项式。

两个反馈信号补偿器的状态方程及传递函数分别为:

$$F_{1}:\begin{cases} \dot{v}_{1} = A_{f}v_{1} + b_{f}u \\ w_{1} = c_{f}^{T}v_{1} \\ G_{1}(s) = c_{f}^{T}(sI - A_{f})^{-1}b_{f} = \frac{N_{c}(s)}{D_{f}(s)} \end{cases}$$
(11)  
$$F_{2}:\begin{cases} \dot{v}_{2} = A_{f}v_{2} + b_{f}y_{p} \\ w_{2} = d_{f}^{T}v_{2} + d_{0}y_{p} \\ G_{2}(s) = d_{0} + d_{f}^{T}(sI - A_{f})^{-1}b_{f} = d_{0} + \frac{N_{d}(s)}{D_{f}(s)} \end{cases}$$
(12)

式中: $v_1, v_2$ —2 维列向量; $D_f(s)$ —2 阶首一 Hurwitz 多 项式; $N_e(s), N_d(s)$ —1 阶多项式。

即:

$$\begin{cases} D_f(s) = s^2 + d_{f2}s + d_{f1} \\ N_c(s) = c_2 s + c_1 \\ N_d(s) = d_2 s + d_1 \end{cases}$$
(13)

式中: $A_f$ —待选2×2渐近稳定矩阵; $c_f$ , $d_f$ —2维列向量。 即:

$$\begin{cases} \mathbf{A}_{f} = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ -d_{f1} & -d_{f2} \end{bmatrix} \\ b_{f} = \begin{bmatrix} 0 & 1 \end{bmatrix} \\ c_{f}^{\mathrm{T}} = \begin{bmatrix} c_{1} & c_{2} \end{bmatrix} \\ d_{f}^{\mathrm{T}} = \begin{bmatrix} d_{1} & d_{2} \end{bmatrix} \end{cases}$$
(14)

选择  $D_f(s) = N_m(s)$ ,并构造两反馈信号补偿器 状态方程:

$$\begin{cases} \dot{v}_{1} = A_{f}v_{1} + b_{f}u \\ \dot{v}_{2} = A_{f}v_{2} + b_{f}y_{p} \end{cases}$$
(15)

电液力系统  $G_P(s)$ 、可调增益  $K_c$ 、两个反馈信号补偿器  $F_1$ 和  $F_2$ 共同组成了自适应力系统,自适应控制律 u为:

 $u = \theta^{\mathsf{T}}(t)\varphi(t) = K_{c}y_{r} + c_{f}^{\mathsf{T}}v_{1}^{\mathsf{T}} + d_{0}y_{p} + d_{f}^{\mathsf{T}}v_{2}^{\mathsf{T}}(16)$   $\exists \mathbf{r}: \theta^{\mathsf{T}}(t) - \mathbf{T} i a \beta b \mathbf{r} = [K_{c}(t)c_{f}^{\mathsf{T}}(t)d_{0}$   $(t)d_{f}^{\mathsf{T}}(t)]; \varphi(t) - \hat{\mathbf{r}} = \hat{\mathbf{r}} \hat{\mathbf{r}} \hat{\mathbf{r}} = [y_{r}(t)v_{1}^{\mathsf{T}}(t)y_{p}$  $(t)v_{2}^{\mathsf{T}}(t)]_{\circ}$ 

可调参数自适应律为:

$$\dot{\theta}(t) = -\boldsymbol{\Gamma}\boldsymbol{\varphi}(t)\boldsymbol{e}(t) \tag{17}$$

式中:
$$\Gamma = \begin{bmatrix} R & \cdots & 0 \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ 0 & \cdots & R \end{bmatrix}_{6\times 6}, R$$
一自适应系数。

根据 Lyapunov 稳定性理论,式(17)表示的自适应 控制律能保证系统全局渐进稳定。

## 4 仿真分析

为验证基于主导极点模型自适应控制算法的有效 性,本研究在 Matlab/Simulink 中建立电液力系统数学 模型,使用表1参数进行仿真,采用 ode23 算法,设置 最大步长为1×10<sup>-5</sup> s、计算相对误差为10<sup>-6</sup>。

#### 4.1 不同自适应系数,自适应力系统跟踪参考模型效果

负载刚度 *K* = 50 MN/m,本研究对自适应力系统输入幅值为 3 kN 的阶跃指令信号。参照文献[15]的方法,自适应系数 *R* 分别取为 100、5 000、50 000、100 000,得到不同 *R* 时自适应力系统阶跃响应跟踪误差指标评价表,如表 2 所示。

表 2 不同 R 时自适应力系统阶跃响应跟踪误差指标评价表

R	误差最大值/N	误差收敛时间/ms
100	0.98	2.3
500	0.14	1.2
5 000	0.04	0.9
10 000	0.03	0.8

由表2可知,自适应力系统能够快速跟踪参考模型并保持稳定,随着 R 的增大,系统跟踪误差最大值减小,误差收敛时间变短。

当 *R* = 100 000 时,系统跟踪误差最大值仅为 0.03 N, 误差收敛时间为 0.8 ms,与 *R* = 50 000 相比其跟踪精度提 升幅度已很低,故当 *R* > 100 000 时自适应力系统跟踪效 果不会发生大幅度提升,后面仿真中均取 *R* = 100 000。

#### 4.2 不同负载刚度,自适应力系统指令跟踪效果

本文对电液力系统输入幅值为2 kN 的阶跃指令 信号,取负载刚度 K 分别为1 MN/m、13 MN/m、 50 MN/m,得到不同负载刚度下自适应力系统阶跃响 应曲线如图4 所示。



图 4 不同负载刚度下自适应力系统阶跃响应曲线

笔者定义曲线的最终值作为系统响应性能指标中的稳态输出值,得到不同负载刚度下系统阶跃响应动态性能对比结果,如表3所示。

负载刚度/	原系统		自适应力系统			
$(MN \cdot m^{-1})$	$t_{\rm r}/{ m ms}$	$t_{\rm s}/{ m ms}$	$e_{\rm ss}/(\%)$	$t_{\rm r}/{ m ms}$	$t_{\rm s}/{ m ms}$	$e_{\rm ss}/(\%)$
1	545.2	545.2	8.2	5.4	20.7	0.0
13	104.7	104.7	8.2	5.4	20.7	0.0
50	9.3	54.2	8.2	5.4	20.7	0.0

表 3	不同负载刚度-	下系统阶跃响	应动态性能对比	
12 3	们的火我的皮	「示乳別叭門	应例心 庄 肥 小 ル	

由表3可知:

原系统在3种负载刚度条件下的稳态误差均大于 8%,控制精度较差;而自适应力系统不同负载刚度下均 能在20.7 ms内快速跟踪指令信号且具有极佳的一致性。

上述结果表明,基于主导极点模型自适应控制器 能够抑制负载刚度变化对电液力系统的影响,消除系 统在响应过程中出现的波动现象,从而有效提高系统 的控制精度和响应速度。

#### 4.3 不同频率正弦指令,加入自适应控制器前后对比

K=50 MN/m时,对原系统与自适应力系统分别输

人3种不同频率的正弦指令信号: $F_{01} = 3 + 2.5 \sin 10\pi t$ (kN)、 $F_{02} = 3 + 2.5 \sin 20\pi t$ (kN)和 $F_{03} = 3 + 2.5 \sin 28\pi t$ (kN),得到不同频率正弦指令下系统性能对比如表4 所示。

表 4 不同频率正弦指令下系统性能对比

工志信旦	原系统		自适应力系统		
斯率/Hz	幅值误差	相位滞后	幅值误差	相位滞后	
	/(%)	/(°)	/(%)	/(°)	
5	8.33	5.22	0.002	3.6	
10	8.78	10.44	0.004	7.2	
14	9.35	14.11	0.005	9.58	

其中,原系统和自适应力系统 14 Hz 时正弦响应 曲线如图 5 所示。



图 5 原系统和自适应力系统 14 Hz 时正弦响应曲线

由图5可知:

原系统的输入频率从 5 Hz 上升至14 Hz时,其幅 值误差已由 8.33% 增长至 9.35%;而自适应力系统在 14 Hz 时幅值误差仅为 0.005%,相位滞后 9.58°。

上述结果表明,自适应力系统在14 Hz 情况下依然能很好的跟踪指令信号,并保持较高的控制精度。

#### 4.4 位置扰动下,加入自适应控制器前后对比

输入幅值为2 kN 的阶跃指令信号,负载刚度 K 分 别取为35 MN/m、50 MN/m,在0.1 s 时对原系统和自适 应力系统分别加入 0.005 m 的阶跃位置扰动  $x_p$ ,得到 0.1 s时阶跃位置扰动下系统响应曲线如图 6 所示。



#### 由图6可知:

加入位置扰动后,原系统在 K 取35 MN/m 和

50 MN/m 时 对 应 的 最 大 误 差 分 别 为 92.8 kN 和 114.4 kN,并均于 0.168 s 再次达到稳态值 1 836 N。

自适应控制器内部自适应参数  $K_e$ 、 $d_o$  的变化曲线 如图 7 所示。



由图7可知:

自适应力系统通过快速调整控制器参数,有效抑制了位置干扰对系统控制精度和稳定性的影响,使其 稳态误差接近于0N。

## 5 结束语

针对位置扰动型被动式电液力系统中负载刚度变 化会导致系统不稳定、控制精度差等问题,本研究设计 了基于主导极点模型参考自适应控制器,通过仿真分 析可得到如下结论:

(1)电液力系统加入自适应控制后,其跟踪精度
与自适应系数 R 有关, R 越大,系统跟踪误差越小,误
差收敛速度越快。当 R = 100 000 时,误差最大值为
0.03 N,误差收敛时间为 0.8 ms,系统能够快速准确
的跟踪参考模型;

(2)电液力系统响应过程中的波动现象与负载刚 度 K 有关,当 K > 13 MN/m 时,K 越大,波动现象越剧 烈。加入自适应控制后,系统在 20.7 ms 内快速跟踪 指令信号并消除波动现象,有效提高了系统的控制精 度和响应速度;

(3)电液力系统在5 Hz 时响应特性较差,加入自适 应控制后,系统在14 Hz 情况下依然能很好的跟踪指令 信号,并保持较高的控制精度,有效拓展了系统频宽;

(4)电液力系统受到位置干扰时,其输出力短时间发生剧烈变化,控制精度受到严重影响,而加入自适应控制后,位置干扰对系统影响极小,有效提高了系统的抗干扰能力。

#### 参考文献(References):

- [1] 郭建华. 位置扰动型电液伺服力加载控制系统的研究 [D]. 天津:中国民航大学人机与环境工程学院,2008.
- [2] 肖鹏飞. 变负载刚度条件下被动式电液力加载装置研究 [D]. 武汉:武汉科技大学机械工程学院,2015.
- [3] 严尚贤,蒋晓辉. 基于模型参考自适应控制的伺服定位系统研究[J]. 兵器装备工程学报,2017,38(9):118-122.
- [4] ZHAO Yi-fei, JIAO Zong-xia. Fractional model reference adaptive control for electro-hydraulic servo system [C]. Proceedings of 2016 IEEE Chinese Guidance, Navigation and Control Conference (IEEE CGNCC2016), Nanjing: IEEE, 2016.
- [5] 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.
- [6] 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:武汉科技大学机械工程学院,2018.
- [7] 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.
- [8] 金晓宏,肖鹏飞,杨 科.一种电液弹性力负载模拟器及 其性能研究[J].机械设计与制造,2016(6):143-146.
- [9] 史伟民,欧阳博,杨亮亮,等.基于模型参考自适应控制的 直线电机位置控制[J].机电工程,2017,34(3):260-266.
- [10] 郭天石. 一种基于主导极点的三阶闭环参考模型及其 PID 实现[J]. 四川轻化工学院学报,2003,16(4):1-4.
- [11] 司昌练.基于电液位置伺服系统机床滑台模糊自适应控 制研究[J].液压气动与密封,2019(5):37-42.
- [12] 李尚义,王宣银,岳继光,等. 电液速度伺服系统 3 dB
   频宽、穿越频宽、-10°频宽、-90°频宽的理论分析[J].
   机床与液压,1995(5):263-265.
- [13] 崔福霞.电液联合校直机校直精度控制方法研究[J].液 压气动与密封,2019(11):19-22.
- [14] NARENDRA K S, VALAVANI L S. Stable adaptive controller design-Direct control [ J ]. IEEE Transactions on Automatic Control, 1978,23(4):570-583.
- [15] JIN Xiao-hong, RONG Zhi-jun. Research on the adaptive model for electro-hydraulic position servo system with the external disturbances [C]. Proceedings of the Fourth International Symposium on Fluid Power Transmission and Control (ISFP' 2003), Beijing: International Academic Publishers, World Publishing Corporation, 2003.

[编辑:程 浩]

《机电工程》杂志:http://www.meem.com.cn

#### 本文引用格式:

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.

LI Zhao-zhao, JIN Xiao-hong, WANG Kun, et al. Load stiffness adaptive control of electro - hydraulic force system based on dominant pole reference model

<sup>[</sup>J]. Journal of Mechanical & Electrical Engineering, 2020,37(7):764-769.