

# 基于前馈反馈复合控制策略的高空舱 高精度电液伺服控制技术

但志宏<sup>1,2</sup>, 张松<sup>1,2</sup>, 钱秋朦<sup>2</sup>, 裴希同<sup>1,2</sup>, 王信<sup>2</sup>, 赵伟<sup>1,2</sup>

(1. 航空发动机高空模拟技术重点实验室, 四川 绵阳 621000;

2. 中国航发四川燃气涡轮研究院, 四川 绵阳 621000)

**摘要:** 为满足高空舱飞行环境模拟控制系统电液伺服位置控制回路高精度、高响应的需求, 采用系统仿真和工程实用控制系统设计与调试相结合手段, 依次分析并建立了高空舱电液伺服位置控制回路的数学模型; 在 Matlab&Simulink 平台上进行了控制仿真调试与分析, 表明所得到的电液伺服位置控制回路可满足高精度控制要求; 在控制系统仿真分析的基础上, 对实际的控制系统进行了前馈+反馈校正、串级控制等工程改进工作。经实际飞行环境模拟试验验证, 工程实现后的电液伺服位置控制回路取得了理想的动态响应和位置跟踪能力, 保证了高空台飞行环境模拟控制系统的过渡态调节品质和稳态调节精度。

**关键词:** 高空模拟试车台; 飞行环境模拟; 电液伺服; Matlab 仿真; 串级控制; 前馈+反馈

**中图分类号:** V263.4<sup>7</sup>; TP272      **文献标识码:** A      **文章编号:** 1672-2620 (2019) 06-0001-05

## High precision electro-hydraulic control in altitude test facility based on feedforward-feedback compound strategy

DAN Zhi-hong<sup>1,2</sup>, ZHANG Song<sup>1,2</sup>, QIAN Qiu-meng<sup>2</sup>, PEI Xi-tong<sup>1,2</sup>, WANG Xin<sup>2</sup>, ZHAO Wei<sup>1,2</sup>

(1. Key Laboratory on Aero-engine Altitude Simulation Technology, Mianyang 621000, China;

2. AECC Sichuan Gas Turbine Establishment, Mianyang 621000, China)

**Abstract:** To meet the requirements of the electro-hydraulic position tracking control loop in ATF (Altitude Test Facility) on high resolution and fast reaction, the combination of simulation and engineering system commissioning was utilized. The mathematical model of electro-hydraulic position tracking control system was built according to the operating sequence. Then, simulation and analysis were implemented on Matlab&Simulink, showing that the high-resolution requirements were satisfied. Furthermore, based on simulation analysis of control system, the cascade control, feedforward-feedback calibration and non-linear compensation were improved. Results of flight test demonstrates that the electro-hydraulic position tracking system works much better on desired dynamic reaction and position tracking, ensuring the transient state control and steady state control precision in ATF test.

**Key words:** altitude simulation test facility; flight environment simulation; electro-hydraulic servo;

Matlab simulation; cascade control; feedforward-feedback

## 1 引言

电液伺服位置跟踪技术是高空舱飞行环境模拟控制系统的一项关键技术, 对于提升飞行环境模拟控制系统的响应速度和控制精度具有重要作用。对于实际的高空台飞行环境模拟控制系统, 电液伺服位置控制回路的作用主要体现在两个方面: 一方面

期望该控制回路能够快速、高精度跟踪来自飞行环境模拟控制器的位置指令信号, 以实现大惯量负载位置准确跟踪控制; 另一方面, 该控制回路必须具备一定的扰动抑制能力和稳定裕度, 能够及时消除来自液压缸内漏、负荷变化以及系统其他非线性因素所带来的影响, 进而提升飞行环境模拟控制系统的

调节品质。

为提升电液伺服位置控制回路的动态和稳态性能,国内外学者开展了相关技术研究。Milić等<sup>[1]</sup>考虑了负载的弹力与阻尼力对电液伺服位置控制回路的影响,并在此基础上开展了位置鲁棒控制研究。吕猛等<sup>[2]</sup>基于自抗扰控制器研究了在负载干扰影响下电液伺服位置控制回路的主动抗扰性能。笄靖等<sup>[3]</sup>针对蝶阀流量的高精度控制,利用AMESim软件建立了电液伺服位置控制回路的仿真模型,并探讨了各主要结构参数对其动静态特性的影响。孙春亚等<sup>[4]</sup>针对电液伺服位置控制过程中的非线性、时变性等问题,设计了模糊PID控制方法,有效提高了电液伺服系统位置控制回路的控制精度。以上文献从不同角度对提升电液伺服位置控制回路的稳、动态性能进行了仿真或工程应用研究,但目前针对大口径调节阀电液伺服位置控制回路的建模方法、控制方法及工程应用研究还很缺失。

某高空舱是为满足我国新型航空动力高空模拟试验需求而建立的大型试验设备,其环境模拟系统主要以大口径调节阀(DN2000及以上)作为精细调节装置<sup>[5]</sup>。相比于普通调节装置,由于大口径调节阀在实际运动过程中具有惯性大、启动力矩大、受气动负荷影响严重等显著特点,导致常规控制方法在调试过程中出现了响应速度慢、跟随效果差、定位精度低的工程实际问题,难以满足高精度电液伺服动态响应和稳态精度的需求。为此,需开展相关技术研究并提升该电液伺服系统的动态响应能力和稳态精度,以更好地满足航空发动机高空模拟试验对高品质环境模拟的需求。本文通过开展阀控液压缸建模、电液伺服控制系统仿真及工程应用等关键技术研究,使电液伺服位置控制回路取得了理想的动态响应和位置跟踪能力,在高空模拟试验中实现了大口径调节阀高响应、高精度控制技术的工程应用,为进一步提升高空舱飞行环境模拟的稳态、过渡态调节品质奠定了良好的基础。

## 2 阀控液压缸数学模型

阀控液压缸是电液伺服位置跟踪控制系统的重要组成部分,物理部件主要包括四通滑阀、液压缸、负载等<sup>[6-7]</sup>。本文以实际使用的四通阀控制双作用对称液压缸建模,其工作原理如图1所示。基本方程包括:滑阀流量方程、液压缸流量连续性方程和液压缸与负载的力平衡方程<sup>[8]</sup>。

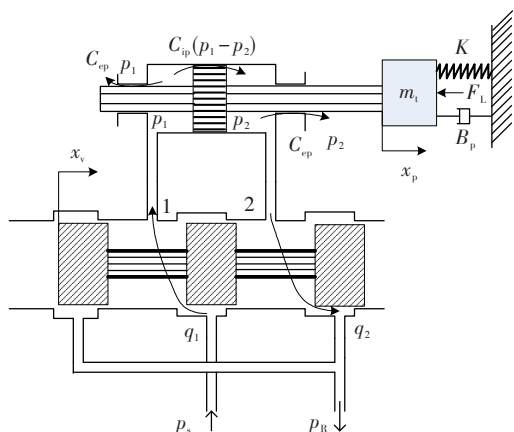


图1 阀控液压缸原理图

Fig.1 The schematic diagram of valve control hydraulic cylinder

### 2.1 滑阀流量方程

假设滑阀具有理想的阀芯,图1中各物理量以图示箭头方向为正方向。阀的线性化流量方程为:

$$q_L = K_q x_v - K_c p_L \quad (1)$$

式中:  $K_q$  为滑阀的流量增益,  $x_v$  为滑阀阀芯位移,  $K_c$  为滑阀的流量-压力系数,  $p_L$  为负载压降。

### 2.2 液压缸流量连续性方程

根据可压缩流体的连续性方程,并考虑泄漏情况,液压缸流量连续性方程为:

$$q_L = A_p \frac{dx_p}{dt} + C_{ip} p_L + \frac{V_L}{4\beta_e} \frac{dp_L}{dt} \quad (2)$$

式中:  $C_{ip}$  为液压缸总泄漏系数,  $C_{ip} = C_{ip} + \frac{1}{2}C_{ep}$ ,  $C_{ip}$  为液压缸内泄漏系数,  $C_{ep}$  为液压缸外泄漏系数;  $A_p$  为液压缸活塞有效面积;  $V_L$  为总压缩容积;  $x_p$  为液压缸活塞输出位移;  $\beta_e$  为液压油体积弹性模量。

### 2.3 液压缸与负载的力平衡方程

液压缸的动态特性会受到惯性力、黏性阻尼力和弹性力的影响。根据牛顿第二定律,液压缸的受力平衡方程为:

$$F_g = A_p p_L = m_l \frac{d^2 x_p}{dt^2} + B_p \frac{dx_p}{dt} + K x_p + F_L \quad (3)$$

式中:  $m_l$  为活塞及负载折算到活塞上的总质量,  $B_p$  为活塞及负载的黏性阻尼系数,  $K$  为负载弹簧刚度,  $F_L$  为外负载力,  $F_g$  为液压缸产生的驱动力。

### 2.4 阀控液压缸系统传递函数

滑阀流量方程、液压缸流量连续性方程和液压缸与负载力平衡方程描述了阀控液压缸系统的动态特性,三个方程的拉普拉斯变换式分别为:

$$Q_L = K_q x_v - K_c P_L \quad (4)$$

$$Q_L = A_p x_p s + C_{ip} p_L + \frac{V_t}{4\beta_e} p_L s \quad (5)$$

$$A_p p_L = m_t x_p s^2 + B_p x_p s + K x_p + F_L \quad (6)$$

由公式(4)~(6)消去中间变量  $Q_L$  和  $p_L$ , 可得到滑阀阀芯位移和外负载力同时作用时的液压缸活塞输出位移表达式:

$$x_p = \frac{\frac{K_q}{A_p} x_v - \frac{m_t V_t}{4\beta_e A_p^2} s^3 + \left( \frac{m_t K_{ce}}{A_p^2} + \frac{B_p V_t}{4\beta_e A_p^2} \right) s^2 + \frac{K_{ce}}{A_p^2} \left( 1 + \frac{V_t}{4\beta_e K_{ce}} s \right) F_L}{\left( 1 + \frac{B_p K_{ce}}{A_p^2} + \frac{K V_t}{4\beta_e K_{ce}} \right) s + \frac{K K_{ce}}{A_p^2}} \quad (7)$$

式中:  $K_{ce}$  为总流量-压力系数,  $K_{ce} = K_c + C_{ip}$ 。

由公式(7)可以求出液压缸活塞输出位移对滑阀阀芯位移和对外负载力的传递函数。公式(7)充分考虑了惯性负载、黏性摩擦负载和弹性负载等各类负载的综合影响, 是一个通用形式。但在本系统工程实际应用中, 通常情况下负载为惯性负载, 其他负载很小可近似忽略。此外, 黏性阻尼系数一般很小, 由黏性摩擦力引起的泄漏量所产生的活塞速度远小于活塞的运动速度,  $K_{ce} B_p / A_p^2$  与 1 相比可忽略不计。由此公式(7)可简化为:

$$x_p = \frac{\frac{K_q}{A_p} x_v - \frac{K_{ce}}{A_p^2} \left( 1 + \frac{V_t}{4\beta_e K_{ce}} s \right) F_L}{s \left( \frac{s^2}{\omega_h^2} + \frac{2\xi_h}{\omega_h} s + 1 \right)} \quad (8)$$

$$\omega_h = \sqrt{\frac{4\beta_e A_p^2}{m_t V_t}} \quad (9)$$

$$\xi_h = \frac{K_{ce}}{A_p} \sqrt{\frac{\beta_e m_t}{V_t}} + \frac{B_p}{4A_p} \sqrt{\frac{V_t}{\beta_e m_t}} \quad (10)$$

式中:  $\omega_h$  为液压固有频率,  $\xi_h$  为液压阻尼比。由于  $B_p$  较小, 可忽略不计,  $\xi_h$  可近似写成

$$\xi_h = \frac{K_{ce}}{A_p} \sqrt{\frac{\beta_e m_t}{V_t}} \quad (11)$$

在式(8)所表示的阀控液压缸动态特性中, 分子中的前一项是液压缸在稳态运动情况下活塞的正向空载速度, 后一项表示有外负载力施加在系统中使液压缸产生的反向速度。  $x_p$  对  $x_v$  的传递函数为:

$$\frac{x_p}{x_v} = \frac{K_q / A_p}{s \left( \frac{s^2}{\omega_h^2} + \frac{2\xi_h}{\omega_h} s + 1 \right)} \quad (12)$$

$x_p$  对  $F_L$  的传递函数为:

$$\frac{x_p}{F_L} = \frac{-\frac{K_{ce}}{A_p^2} \left( 1 + \frac{V_t}{4\beta_e K_{ce}} s \right)}{s \left( \frac{s^2}{\omega_h^2} + \frac{2\xi_h}{\omega_h} s + 1 \right)} \quad (13)$$

由式(12)和式(13), 可以将阀控液压缸简化为图2所示的等效形式。

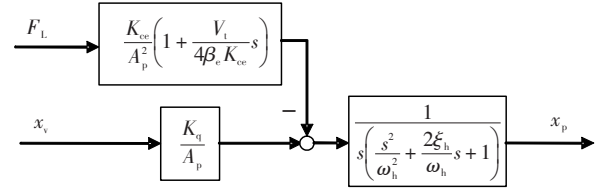


图2 阀控液压缸系统等效框图

Fig.2 Equivalent block scheme of valve control hydraulic cylinder

### 3 电液伺服阀模型

在电液伺服位置控制系统中, 电液伺服阀的动态响应通常比动力元件的动态响应快很多<sup>[9]</sup>。将电液伺服阀的传递函数近似为二阶振荡环节, 可简化控制系统的设计与分析, 同时又能满足工程需要<sup>[10]</sup>。电液伺服阀的二阶近似传递函数可表示为:

$$\frac{Q_0}{\Delta I} = \frac{K_q}{\frac{s^2}{\omega_{sv}^2} + \frac{2\xi_{sv}}{\omega_{sv}} s + 1} \quad (14)$$

式中:  $Q_0$  为电液伺服阀的空载流量,  $Q_0 = Q_n \sqrt{p_s / 2I}$ ,  $p_s$  为实际工作压力;  $\Delta I$  为电液伺服阀的控制电流;  $K_q$  为电液伺服阀的流量增益,  $K_q = Q_0 / I_n$ ,  $I_n$  为电液伺服阀的额定工作电流;  $\omega_{sv}$  为电液伺服阀的固有频率;  $\xi_{sv}$  为电液伺服阀的阻尼比。通常,  $K_q$  可近似取其实际工作压力下的空载流量增益。

### 4 电液伺服位置控制回路模型

电液伺服位置控制回路主要包括电液伺服阀、功率放大器、液压缸和位置传感器等硬件<sup>[11]</sup>。图3给出了由液压缸位置给定信号  $x_{set}$  到液压缸活塞输出位移的电液伺服位置控制闭环传递函数框图。

### 5 电液伺服控制系统仿真

#### 5.1 控制系统模型

根据大量仿真调试分析, 对控制系统结构进行

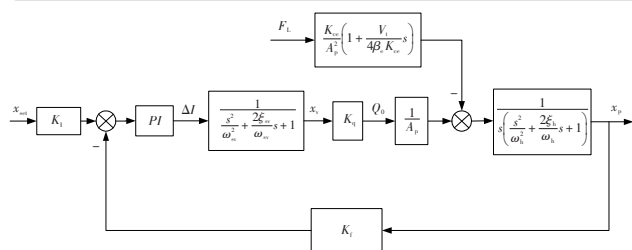


图3 电液伺服位置控制回路闭环传递函数框图

Fig.3 Closed-loop transfer function for electro-hydraulic position control

了完善。在 Matlab/Simulink 仿真软件中搭建相关模型并组建了最终位置校正闭环控制系统,将实际工程参数代入模型中,系统整体仿真模型如图4所示。

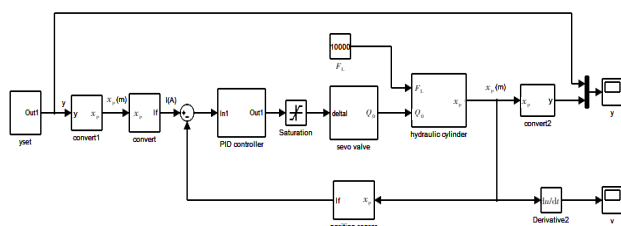


图4 电液伺服位置跟踪控制系统仿真模型

Fig.4 Mathematical model of servo position tracking control system

## 5.2 位置跟踪仿真结果

实际环境模拟控制系统中,通常要求调节阀门按照给定的斜坡信号动作。图5示出了控制系统在斜坡信号下的仿真响应过程,可见阀门位置响应曲线能够较好地跟踪给定斜坡信号曲线。阀门位置动态跟踪精度为 $\pm 0.40^\circ$ ,稳态精度为 $\pm 0.15^\circ$ 。

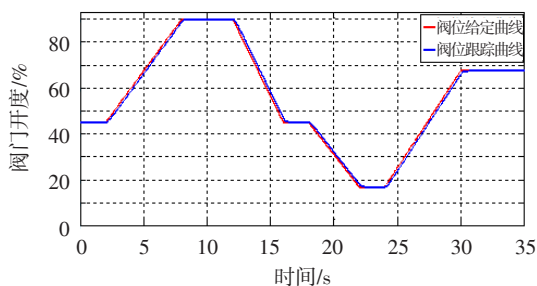


图5 控制系统对斜坡信号的位置响应仿真曲线

Fig.5 Position response line for a ramp signal

## 6 工程应用研究及调试结果

### 6.1 控制仿真为工程应用提供的设计依据

首先,原有工程设计中阀门的位置随动能力仅依赖于伺服阀差动式连接硬件闭环回路,实际情况

表明该控制方式下阀门的位置随动跟踪能力并不理想,应借鉴如仿真系统中的非硬件闭环反馈校正机制。其次,可以将仿真调试所形成的位置跟踪控制器作为副控制器,并与压力调节主控制器组合在一起形成串级控制,能够有效提升环境模拟压力控制系统的稳定裕度和过渡态调节品质。

### 6.2 工程实现的控制系统原理

基于上述分析并结合工程应用研究,针对环境模拟的实际压力自动控制设计了双闭环串级控制系统,以实现主、副控制器联动控制。串级控制的组成及原理如图6所示,红色虚线方框内为前馈+反馈位置跟踪定位控制回路; $u_0$ 表示虚拟阀门位置指令(即PID控制量输出), $u$ 表示阀门实际位置指令(即前馈控制量输出与比例控制量输出之和), $F$ 表示阀门位反馈量。在串级控制系统中,压力控制回路的PID控制器为主控制器(实现压力自动调节),前馈控制器与比例控制器共同组成副控制器(实现执行机构位置控制的目标跟踪与定位)。串级控制系统不仅可以提升系统的稳定裕度、调节速度,而且还能改善系统的抗扰动能力及压力闭环控制品质。

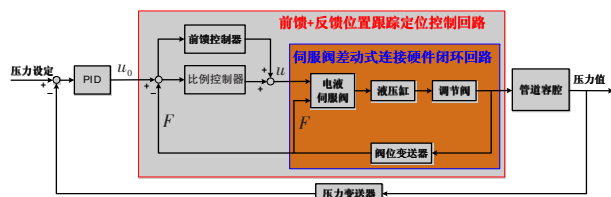


图6 工程实现的串级控制系统原理图

Fig.6 Scheme of cascade control system

### 6.3 前馈+反馈位置跟踪控制技术

在图6所示的串级控制系统中,若取消前馈控制器与比例控制器,仅保留伺服阀差动式连接硬件闭环回路,则会在实际调试过程中出现以下问题:①阀门位置动态跟踪性能较差。从接受指令信号到阀门开始运动需经历平均1.5 s的延迟,导致动态跟踪能力不足,这种不足在阀门控制开关方向发生变化时会更加凸显。②阀门位置控制稳态精度不高。阀门稳态位置控制精度 $\leq \pm 2.0^\circ$ ,且无法消除残差。③显著降低了被控压力的控制品质。经半物理仿真验证,难以保证被控压力调节对象的稳定性和稳态控制精度,且很难通过改变主控制器控制参数的方法消除。

造成上述问题的原因分别如下:①动态跟踪性能较差的原因是,阀门的运动速度由通过电液伺服

阀的流量决定,而电液伺服阀的流量与伺服阀的滑阀阀芯位移(由伺服阀两组线圈电流差决定)成正比,与伺服阀前后压差(即供油压力与负载压降之差)成正比。推动大口径阀门时由于负载压降很大导致伺服阀前后压差很小,因此当伺服阀的滑阀阀芯位移一定时,阀门的运动速度会显著降低,无法满足动态高精度伺服跟踪定位的需求。②阀门位置控制稳态精度不高的原因是由电液伺服阀的固有零位死区特性造成的。成品电液伺服阀难以保证其滑阀处于中位时阀芯与阀套之间不出现任何遮盖(仿真过程中未考虑遮盖情况),实际存在的伺服阀中位遮盖现象致使阀芯在中位位置附近存在一定的死区特性,不能满足稳态高精度伺服位置定位的需求。③被控压力控制品质降低的原因是由于电液伺服位置控制回路无法实现阀门位置的快速跟踪定位,导致整个压力闭环控制系统的相位裕度显著降低,致使控制系统的稳定性下降、稳态控制精度无法得到保证。

针对上述问题及原因,提出了基于前馈+反馈复合控制策略的解决方案:如图6所示,前馈+反馈位置跟踪定位控制回路由阀门位置反馈比例控制器、前馈控制器以及伺服阀差动式连接硬件闭环回路共同组成。其主要任务是将原有伺服阀差动式连接硬件闭环回路的输入( $u$ )和输出( $F$ )间的非线性关系动态改造成 $u_0$ 和 $F$ 间的线性关系,并提升其动态响应能力和位置控制精度。其中,阀门位置反馈比例控制的作用是改善系统的动态性能,只需选取合适的比例系数就能够有效提升阀门位置的动态跟踪能力;前馈控制器实质上是一个静态前馈控制器,其作用是通过在 $u_0$ 和 $u$ 之间建立一个线性的函数对应关系,使得 $u_0$ 和 $F$ 的稳态值完全一致,从而克服了由电液伺服阀固有零位死区特性引起的稳态位置控制精度不高的问题。 $u_0$ 和 $u$ 之间的函数对应关系可以通过试验方法准确获取。

图7为经工程实现后实际控制系统在斜坡信号

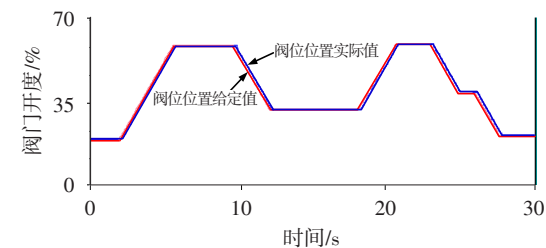


图7 实际控制系统对斜坡信号的响应曲线

Fig.7 Response curve of real system for a ramp signal

下的响应过程。由图可知,阀门位置响应曲线与给定斜坡信号曲线重合度良好。阀门位置控制动态跟踪精度为 $\pm 1.1^\circ$ ,阀门稳态位置控制精度为 $\pm 0.20^\circ$ ,表明工程实现后的电液伺服位置控制回路取得了理想的动态响应和位置跟踪能力。

7 模型精度校核及位置跟踪效果

为验证构建的液压伺服系统位置模型的有效性,对仿真结果与真实试验数据进行了对比。图8为无气动负荷作用下仿真结果与试验数据的对比。图9为带气动负荷作用下仿真结果与试验数据的对比。可见模型输出位移与实际位移非常接近,从而证明了仿真模型的有效性。从图9还可看出,带气动负荷作用下实际位移能够很好地跟踪指令位移的变化,表明工程实现后的高空舱高精度电液伺服控制技术具有良好的负荷变化抗扰能力、动态响应能力和位置跟踪精度。

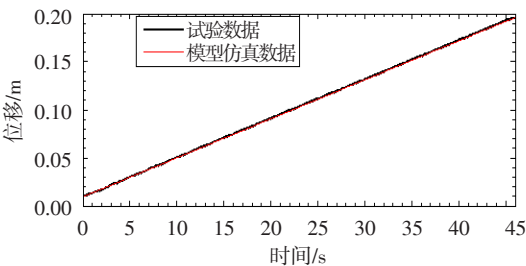


图8 无气动负荷作用仿真结果与试验数据的对比曲线

Fig.8 Comparison curve of simulation and real experiment results without pneumatic load

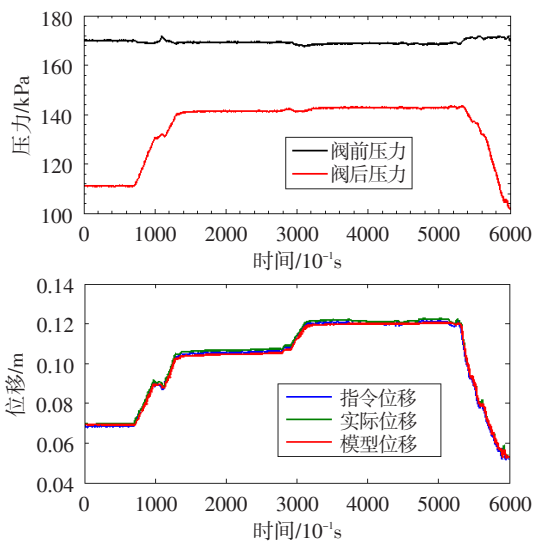


图9 带气动负荷作用仿真结果与试验数据的对比曲线

Fig.9 Comparison curve of simulation and real experiment results with pneumatic load

(下转第19页)

- [7] 韦 福,杜朝晖,曹 源,等.采用Modelica和Dymola的燃气涡轮变比热仿真计算模型[J]. 动力工程,2006,26(6):799—803.
- [8] Alhazmy M M, Najjar Y S H. Augmentation of gas turbine performance using air coolers[J]. Applied Thermal Engineering, 2004, 24(2): 415—429.
- [9] 高 翔,高 扬,朱彦伟.某型混合排气涡扇发动机喷管特性计算方法研究[J]. 机械研究与应用, 2017, 30(1): 1—4.
- [10] In flight thrust determination[R]. SAE AIR 1703, 1985.
- [11] Chappell M A, Blevins E G. Advanced turbine engine simulation technique and application to testing[R]. AIAA 86-1731, 1986.
- [12] 张书刚,郭迎清,陆 军.基于GasTurb/MATLAB的航空发动机部件级模型研究[J]. 航空动力学报, 2012, 27(12): 215—221.
- [13] 李新建,齐海帆,潘鹏飞,等.某型分排涡扇发动机尾喷管特性影响参数研究[J]. 工程与试验, 2016, 56(1): 36—40.
- [14] Aker G F, Saravanamuttoo H I H. Predicting gas turbine performance degradation due to compressor fouling using computer simulation techniques[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 1989, 111(2): 343—350.
- [15] 高 翔,高 扬,李 密.基于响应面法的混合排气涡扇发动机喷管特性研究[J]. 航空科学技术, 2016, 27(11): 19—24.

(上接第5页)

## 8 结论

(1) 构建的液压伺服系统位置模型仿真结果与试验结果误差较小,仿真模型置信度较高,仿真结果有效。在方案设计阶段对电液伺服控制系统进行的Matlab/Simulink 仿真分析具有一定的工程实用性。

(2) 以压力控制回路的PID控制器为主控制器,以前馈控制器与比例控制器为副控制器,设计了环境模拟压力调节双闭环串级控制系统,保证了压力闭环控制系统具有足够的相位裕度,从而使压力调节的快速性、稳定性和精度均得到有效提升。

(3) 提出的基于前馈+反馈复合控制策略的高空舱高精度电液伺服控制方法经过了实际工程验证,具有良好的负荷变化抗扰能力、动态响应能力和位置跟踪精度。该方法可有效解决高空舱大口径调节阀启动力矩大、气动负荷变化大致使调节阀难以伺服跟踪位置指令的问题。

## 参考文献:

- [1] Milić V, Šitum Ž, Essert M. Robust H-infinity position control synthesis of an electro-hydraulic servo system[J]. Isa Transactions, 2010, 49(4): 535—542.
- [2] 吕 猛,张齐生,刘春庆,等.基于自抗扰控制器的电液位置伺服控制系统的实验研究[J]. 流体传动与控制, 2012, 53(4): 7—9.
- [3] 笪 靖,李其朋,丁 凡,等.电液伺服技术在蝶阀上的应用[J]. 机床与液压, 2012, 41(1): 1—3.
- [4] 孙春亚,吴棟华,喜冠南.电液伺服模糊PID 位置控制系统设计及应用[J]. 机械设计与制造, 2016, (6): 155—157.
- [5] 朱美印,裴希同,张 松,等.一种轮盘式特种调节阀流量特性的修正算法[J]. 燃气涡轮试验与研究, 2016, 29(5): 40—45.
- [6] 李洪人. 液压控制系统[M]. 北京:国防工业出版社, 1981.
- [7] 田源道. 电液伺服阀技术[M]. 北京:航空工业出版社, 2008.
- [8] 宋志安. 基于MATLAB的液压伺服控制系统分析与设计[M]. 北京:国防工业出版社, 2007.
- [9] 肖 晟,强宝民.基于对称四通阀控非对称液压缸的电液比例位置控制系统建模与仿真[J]. 机床与液压, 2009, 37(6): 95—98.
- [10] 孙衍石. 电液伺服比例阀控缸位置控制系统仿真研究[J]. 流体传动与控制, 2009, 35(4): 32—35.
- [11] 宋志安,曹连民,黄 靖,等. MATLAB/Simulink 与液压控制系统仿真[M]. 2版. 北京:国防工业出版社, 2012.