

进口压力对燃气轮机气体燃料阀调节性能的影响及其修正补偿方法研究

张嘉耕¹, 傅子隽¹, 戴义平¹, 杨彦平²

(1. 西安交通大学 能源与动力工程学院, 陕西 西安 710049;

2. 内蒙古电力集团有限责任公司 内蒙古电力科学研究院分公司, 内蒙古 呼和浩特 010020)

摘要: 燃料调节阀是精确控制燃气轮机燃料流量和机组负荷的基本组件。本文基于调节阀的位移-流量特性及其液压伺服机构组成, 建立了燃料阀位置伺服系统的数学模型, 分析了燃料阀组及其控制系统的动态响应特性, 研究了进口压力对调节阀性能的影响, 并提出了一种燃料进口压力修正补偿控制方法。仿真结果表明: 经过压力修正后, 系统响应频宽提高 0.5 Hz, 幅值裕量增大 20°。

关键词: 燃气轮机; 执行机构; 压力修正; 系统控制; 燃料调节阀

中图分类号: TK474.7 文献标识码: A DOI: 10.16146/j.cnki.rndlge.2024.01.004

[引用本文格式] 张嘉耕, 傅子隽, 戴义平, 等. 进口压力对燃气轮机气体燃料阀调节性能的影响及其修正补偿方法研究[J]. 热能动力工程, 2024, 39(1): 33-39. ZHANG Jia-geng, FU Zi-jun, DAI Yi-ping, et al. Study on the influence of inlet pressure on gas fuel regulating valve performance of gas turbine and its correction and compensation method[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2024, 39(1): 33-39.

Study on the Influence of Inlet Pressure on Gas Fuel Regulating Valve Performance of Gas Turbine and Its Correction and Compensation Method

ZHANG Jia-geng¹, FU Zi-jun¹, DAI Yi-ping¹, YANG Yan-ping²

(1. School of Energy and Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an, China, Post Code: 710049;

2. Inner Mongolia Electric Power Research Institute Branch of Inner Mongolia Electric Power (Group)

Co., Ltd., Hohhot, China, Post Code: 010020)

Abstract: Fuel regulating valve is the basic tool to accurately control the fuel flow rate and unit load of gas turbine. Based on the displacement-flow characteristics of the regulating valve and its hydraulic servo mechanism, a mathematical model of the position servo system of the fuel valve was established, and the dynamic response characteristics of the fuel valve group and its control system were analyzed. The influence of inlet pressure on the regulation valve performance was studied, and a fuel inlet pressure correction compensation control method was proposed. The simulation results show that after pressure correction, the system response bandwidth becomes 0.5 Hz wider, and the amplitude margin increases 20°.

Key words: gas turbine, hydraulic actuator, pressure correction, system control, fuel regulating valve

收稿日期: 2022-11-29; 修订日期: 2023-03-08

基金项目: 国家重大科技专项 (J2019-V-0014-0109)

Fund-supported Project: National Science and Technology Major Project (J2019-V-0014-0109)

作者简介: 张嘉耕 (2000-), 男, 西安交通大学硕士研究生.

通讯作者: 戴义平 (1961-), 男, 西安交通大学教授.

引 言

燃料阀组是先进飞机发动机以及燃气轮机精确控制燃料流量和机组负荷的基本工具。分析研究燃料阀的特性、确定影响燃料阀特性的因素,提出燃料阀特性修正和补偿方法,对于设计合理的燃料阀及其控制系统具有重要意义。

国外学者对燃料阀组及其执行机构进行了比较深入的研究。Wrat 等人^[1]研究了执行机构位置控制过程中主泵斜盘控制和电动机速度控制两种控制策略下液压系统的响应和动态特性,斜盘角度控制策略相比速度控制策略,响应更好且系统更稳定,更适合执行机构的位置控制。Baghestan 等人^[2]提出了一种针对电液系统的节能控制方法—Back-stepping 控制策略,比例阀控制执行机构位置。Zheng 等人^[3]分析了直驱式电液伺服系统的位置伺服控制性能。Kim 等人^[4]提出了使用一种前馈控制来增强位置追踪的电液系统。Cho 等人^[5]研究了静液压驱动系统的位置跟踪控制,提出了一种相较于传统的 PID (Proportional Integral Derivative) 控制系统更好的反馈和前馈控制策略。Yao 等人^[6]开发了一种先进的液压伺服控制系统控制器,能够实现高精度的位置跟踪控制。Pratumsuwan 等人^[7]使用带耦合规则的混合模糊 PID 控制器进行仿真,得出该控制器的仿真结果比 PID 控制器、模糊逻辑控制器和混合模糊逻辑控制器的结果更精确。Liu 等人^[8]提出的非线性 PID 控制策略的最优整定克服了位置控制系统中的死区效应。Wang 等人^[9]提出了一种位置—压力兼顾的主从控制策略,通过采集不同负载下液压缸腔室的压力信号,拟合液压缸腔内压力与系统负载的对应关系,通过位置—压力转换公式将动态压力信号变成位置信号,并将位置信号补偿给电液伺服系统的位置伺服系统闭环回路,该方法能够实现位置和压力这两个不同变量的在线转换,提高了系统的响应速度和控制精度。

本文根据燃气轮机气态燃料调节阀的位移—流量特性曲线及其伺服系统组成,建立了阀门和液压伺服机构的数学模型,构建了完整的燃料阀组控制系统,对系统的动态响应特性进行了仿真分析。燃料压力在燃气轮机工作过程中发生变化,相同的阀门及开度条件下,入口压力的变化导致燃料流量变

化,影响机组负荷的控制精度。因此,研究了入口压力对机组负荷调节性能的影响,提出了一种燃料压力修正补偿控制方法,以期实现对燃气轮机燃料流量的高精度调节。

1 液压执行机构动态仿真模型

1.1 燃料调节阀执行机构工作原理

采用液压伺服控制系统作为气体燃料阀的执行机构,主要由伺服放大器、伺服阀、液压缸、主阀(调节阀)和位移传感器组成。通过控制液压缸的阀杆位移,从而控制主阀阀芯位移。位移传感器将活塞位移转换为电压信号 U_f 输出,输出电压信号 U_f 与系统输入电压信号 U_r 比较,得到偏差电压 ΔU 。偏差电压经过放大器之后得到偏差电压信号 U_e ,经伺服放大器放大后成为电流信号,电流信号驱动电液伺服阀内的衔铁,使得伺服阀换向,将液压油输送到液压缸,使得液压缸两个腔室产生压差,推动活塞运动,进而带动主阀阀芯运动。随着液压缸活塞的运动,腔室两侧压差逐渐减小,当液压缸腔室两侧油压相等时,活塞停止运动,主阀开度达到指定位置停止。

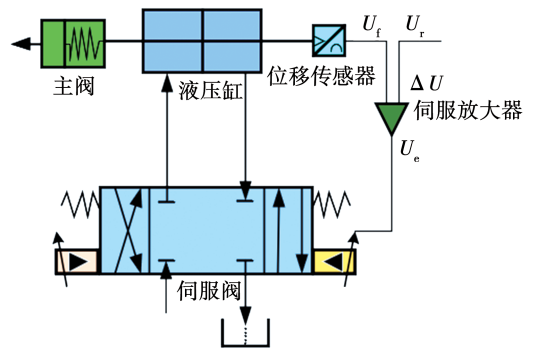


图1 燃气轮机燃料阀执行机构工作原理

Fig. 1 Operating principle of gas turbine fuel valve actuator

1.2 燃料供应模型

以天然气为燃料,燃料阀入口来自供气管网的燃料压力由于其他因素在一定范围内波动,所研究对象的燃料出口压力为 3.0 MPa,进口压力为 3.33 ~ 6.0 MPa,出口与进口压力比为 0.5 ~ 0.9。

1.3 液压泵模型

液压泵的最大工作压力 p_p 大于或等于液压缸最大工作压力 p_{max} ,与从液压泵出口到液压缸入口

之间总压力损失 $\sum \Delta p$ 之和。液压泵的最大工作压力 p_p 计算公式如下:

$$p_p \geq p_{\max} + \sum \Delta p \quad (1)$$

式中: p_{\max} —液压缸最大工作压力; $\sum \Delta p$ —液压泵出口到液压缸入口之间压力损失之和。

液压泵的输出流量 Q_p 为液压缸的最大总流量 $\sum Q_{\max}$ 与泄漏系数 K 的乘积,计算公式如下:

$$Q_p \geq K \sum Q_{\max} \quad (2)$$

式中: K —泄漏系数; $\sum Q_{\max}$ —液压缸最大总流量。

根据求得液压泵的最大工作压力和输出流量选择液压泵的规格,采用 HLP46 抗磨液压油,液压执行机构工作压力为 16 MPa,最终选择力士乐 A4FO 系列 HFB 型定量液压泵,公称压力 16 MPa,峰值压力为 21 MPa,溢流阀按液压泵的最大流量选取。

1.4 液压缸模型

液压执行机构中液压缸承受的最大负载设计为 5 000 N,调节阀行程为 76 mm,液压缸活塞杆行程需大于阀门阀杆行程,设计为 81 mm。考虑到以上活塞缸特性及工程应用,选择双活塞杆液压缸,活塞上的载荷 F 包含外部载荷 F_w 和密封的摩擦阻力 F_m :

$$F_m = (1 - \eta)F \quad (3)$$

$$F = \frac{F_w}{\eta} \quad (4)$$

式中: η —机械效率。

活塞杆受压时:

$$F = \frac{F_w}{\eta} = p_{in}A_{in} - p_{out}A_{out} \quad (5)$$

活塞杆受拉时:

$$F = \frac{F_w}{\eta} = p_{in}A_{out} - p_{out}A_{in} \quad (6)$$

有杆腔活塞有效作用面积为:

$$A_{out} = \frac{\pi}{4}(D^2 - d^2) \quad (7)$$

式中: p_{in}, p_{out} —进、出口油压; A_{in}, A_{out} —进、出口活塞有效作用面积; D —活塞外径; d —活塞内径。

1.5 电液伺服阀模型

伺服阀是电液伺服控制系统中非常关键的部件,在位置、速度和压力伺服控制系统中常用的是电液伺服阀。伺服阀的油流量通常要大于实际通过的油流量,根据液压执行机构设计的工作压力和设计通过伺服阀的最大油流量,本研究中选择 MOOG G761-3003 型两级电液伺服阀,该阀在 7 MPa 额定

压降下的额定流量为 19 L/min,额定电流 40 mA。伺服阀由 1 个先导级双喷嘴挡板阀和输出级四通滑阀构成。该伺服阀具有结构简单、工作稳定可靠、寿命长等特点。

1.6 油箱模型

油箱是液压泵的油源和伺服阀的回油元件,油箱容积的设计要保证系统工作时有一定的油量,系统中所有的液压油体积流量之和应低于油箱容积的 80%。计算公式如下:

$$V = \beta V_{fluid} \quad (8)$$

式中: V —油箱容积; β —容积系数; V_{fluid} —所有液压油体积。

2 燃料阀执行机构位置伺服系统控制特性仿真

根据进出口压比为 0.7 时的阀门的流量特性,利用 AMESim 软件创建气体燃料阀子模型、建立液压执行机构位置伺服系统并进行仿真。图 2 为压比为 0.7 时采用(计算流体力学)(Computational Fluid Dynamics, CFD)软件与 AMESim 软件计算得到的不同开度下阀门出口流量对比图。可以看到,曲线吻合良好,验证了阀门模型的正确性。

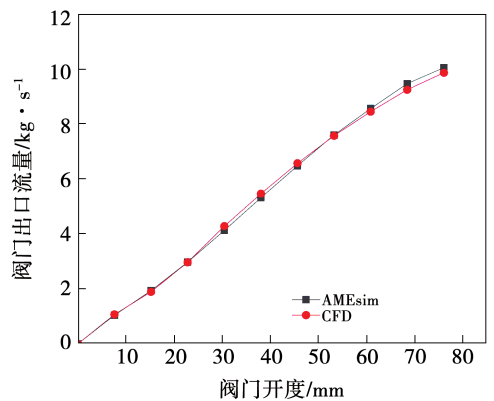


图 2 CFD 软件与 AMESim 软件仿真的阀门出口流量对比

Fig. 2 Comparison of valve outlet flow rates simulated by CFD and AMESim software

在此阀门模型基础上搭建了位置伺服控制系统。气体燃料调节阀位置伺服系统控制模型如图 3 所示。其中,伺服阀与液压缸中流体介质为 HLP 抗磨液压油,气体燃料调节阀中流体介质为天然气。液压执行机构仿真参数如表 1 所示。

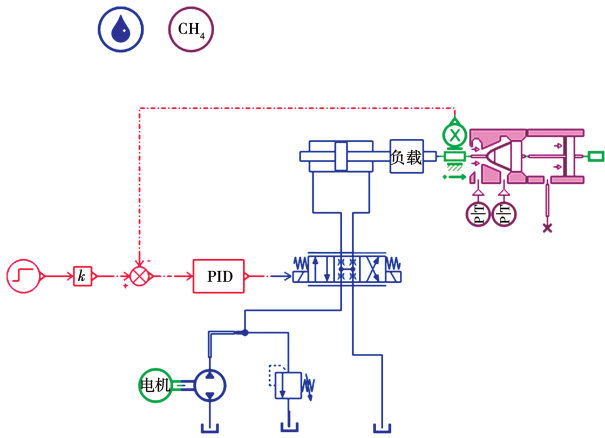


图 3 位置伺服系统控制模型

Fig.3 Control model of position servo system

表 1 液压执行机构的 AMESim 模型仿真参数

Tab.1 AMESim model simulation parameters of hydraulic actuator

参 数	数 值
HLP 抗磨液压油密度/ $\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$	0.88
HLP 抗磨液压油粘度/ $\text{Pa}\cdot\text{s}$	46
工作压力/ MPa	16
活塞杆直径/ mm	36
活塞直径/ mm	63
活塞缸长度/ mm	81
电机转速/ $\text{r}\cdot\text{min}^{-1}$	1500
伺服阀单个阀口负载流量/ $\text{L}\cdot\text{min}^{-1}$	4.5

2.1 阶跃响应特性

给定位移为 76 mm 的阶跃信号,观测阀杆位移变化情况。图 4 为入口压力 4.28 MPa、出口压力 3.0 MPa 时阀芯位移随时间变化曲线。

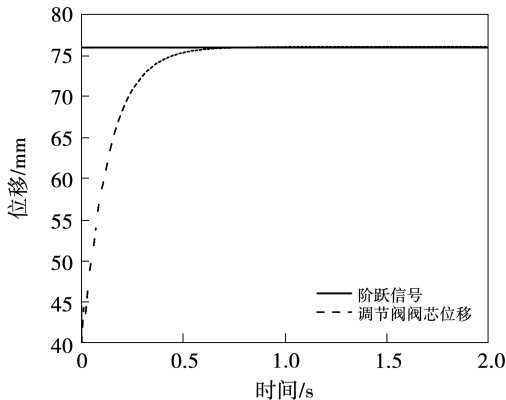


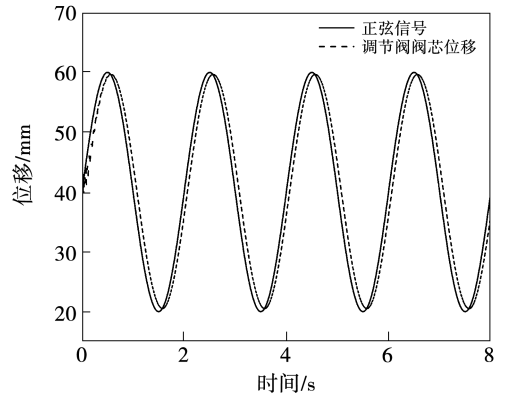
图 4 位置伺服系统阶跃响应曲线

Fig.4 Step response curve of position servo system

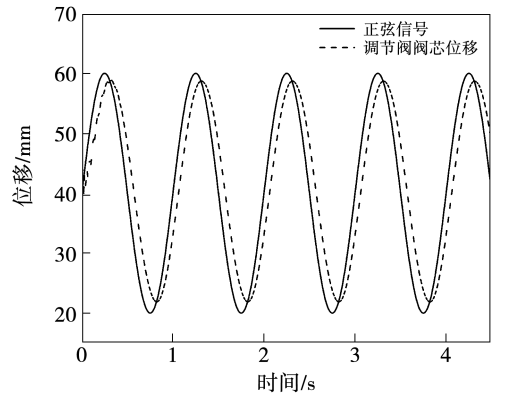
从图中可以看出,当输入阶跃信号时,位置伺服系统响应良好,响应时间为 0.8 s。

2.2 正弦响应特性

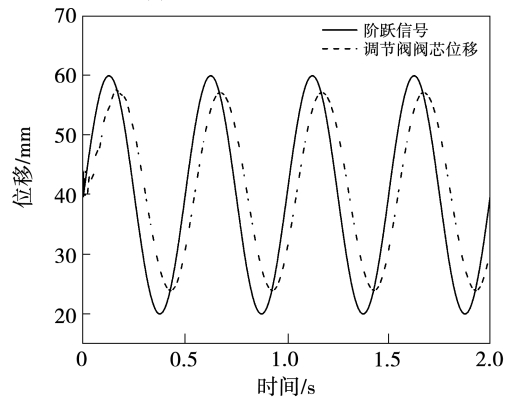
图 5 为给定幅值为 60 mm、频率分别为 0.5, 1.0 和 2.0 Hz 的正弦位移信号时,输出信号的相位滞后和幅值衰减结果。



(a) 0.5 Hz 下控制系统正弦响应



(b) 1.0 Hz 下控制系统正弦响应



(c) 2.0 Hz 下控制系统正弦响应

图 5 位置伺服系统 0.5, 1.0 和 2.0 Hz 下控制系统正弦响应

Fig.5 Sinusoidal response of control system of position servo system at 0.5, 1.0 and 2.0 Hz

由图可知,随着正弦输入信号频率的增加,输出信号的幅值不断衰减,相位也越来越滞后,当频率为 2.0 Hz 时输出信号幅值衰减和相位滞后明显,可认为该位置伺服系统在 1.5 Hz 内的动态响应良好。

2.3 频域响应特性

图 6 为输入正弦信号下的位置伺服系统伯德图。从图 6 可以看出,系统幅值裕量为 26 dB,相位裕量为 130°,穿越频率为 1.7 Hz,控制系统整体指标达到要求。

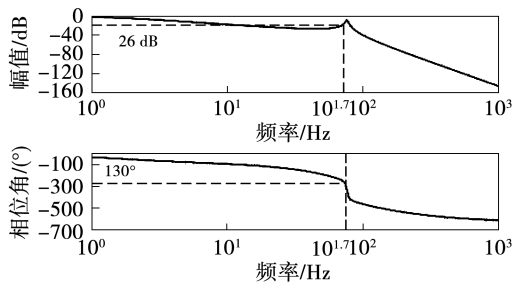


图 6 位置伺服系统伯德图

Fig. 6 Bode diagram of position servo system

3 进口压力对燃料阀流量的影响以及压力修正补偿系统

3.1 进口压力对流量的影响

在燃气轮机控制系统实际工作过程中,燃料的进口压力是变化的,因而进出口压差会随之改变。由于不同压力下燃料的物理性质不同,因此流量也不一致。图 7 为不同进口压力下阀门流量随阀门开度增加的变化趋势。由图 7 可以看出,随着阀门开度的增加,进口压力对出口质量流量的影响也增大。因此,不能忽略进口压力变化对质量流量的影响。燃料进口压力变化时,即使给定阀门开度,也无法使调节阀的流量稳定在某个值上,导致无法达到高精度调节的目的。

3.2 压力修正补偿系统

在阀门仿真模型的建立中,使用的是进口压力 4.28 MPa 即压比为 0.7 时的阀门流量特性曲线。为了达到精确控制阀门流量的目的,提出了一种压力修正系统。当燃料进口压力发生变化时,测得相同阀门开度下的燃料流量,并与燃料进口压力不变时测得的相同阀门开度时的流量进行对比,记录压力变化导致的燃料流量变化,得到相同阀门开度时

压力变化对燃料流量变化的影响值,获得燃料进口压力变化对阀门位移的修正值,拟合得到任意燃料进口压力下燃料流量与阀门开度修正值的拟合函数;然后,通过实际燃料控制系统将压力传感器的输出信号通过拟合函数计算后与阀门位移信号进行叠加,实现燃气轮机燃料量随进口压力的补偿修正。图 8 为修正补偿系统原理图,图 9 为压力修正伺服系统控制模型。

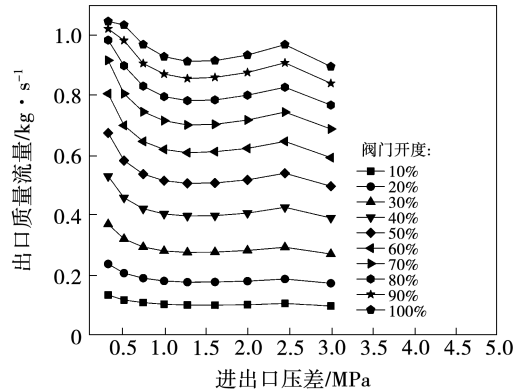


图 7 不同开度、不同进出口压差下的阀门流量值
Fig. 7 Valve flow value under different opening and inlet differential pressures

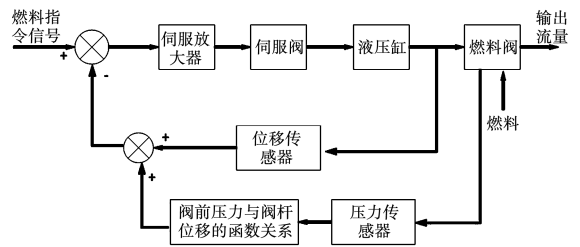


图 8 修正补偿系统原理图

Fig. 8 Principle diagram of correction compensation system

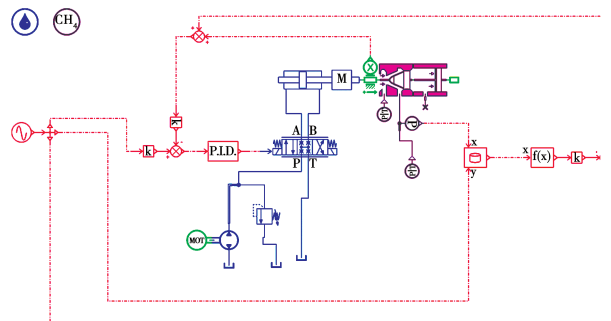


图 9 压力修正伺服系统控制模型

Fig. 9 Control model of pressure correction servo system

4 燃料阀执行机构压力修正系统控制特性仿真

根据上文所述的压力修正补偿系统原理在 AMESim 中建立控制系统模型,继续输入相同的正弦位移信号,观察压力控制系统的动态响应。

4.1 阶跃响应特性

给定位移为 76 mm 的阶跃信号,观测阀杆位移变化情况。图 10 为进口压力 6.0 MPa、出口压力 3.0 MPa 时阀芯位移随时间变化曲线。

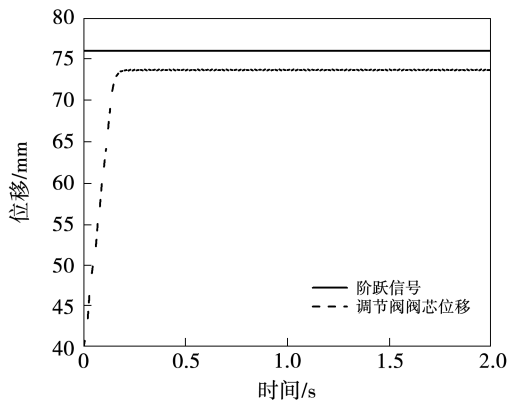


图 10 不同进口压力下的阀门流量修正值

Fig. 10 Corrected value of valve flow rate under different inlet pressures

从图中可以看出,由于阀门进口压力为 6.0 MPa,通过压力修正补偿系统将活塞杆位移修正为 4.28 MPa 下对应的位移,以确保达到准确调节流量的目的。压力修正伺服系统响应良好,并且相较于位置伺服系统响应时间更短,仅为 0.4 s。

4.2 正弦响应特性

图 11 是压力修正后不同频率的输出响应。由图 11 可知,随着正弦输入信号频率的增加,输出信号的幅值不断衰减,相位也越来越滞后。当频率为 3.0 Hz 的时候,输出信号幅值衰减和相位滞后明显,可认为该位置伺服系统在 2.5 Hz 内的动态响应良好。

4.3 频域响应特性

图 12 为进口压力不同时输入正弦信号下的压力修正伺服系统伯德图。由图可知,进口压力不同

对系统稳定性影响很小,此压力修正补偿系统满足性能要求且稳定性较好。系统幅值裕量为 45 dB,相位裕量为 150°,穿越频率为 2.3 Hz,对比位置伺服系统的伯德图可知,经过压力修正后,系统频宽变宽,幅值裕度增大,稳定性变好。

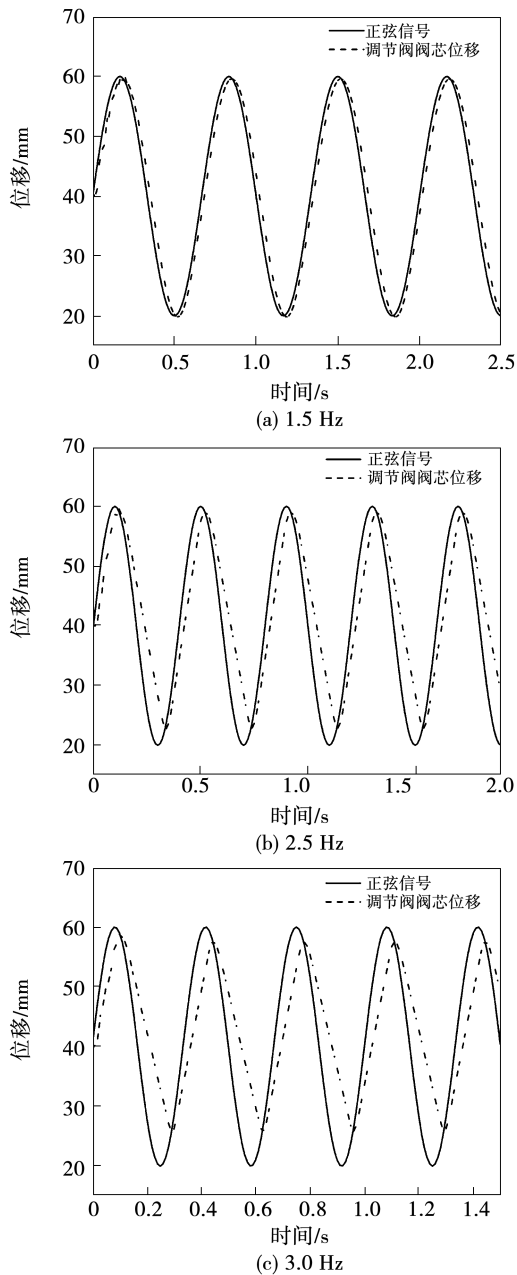


图 11 压力修正伺服系统 1.5,2.5 和 3.0 Hz 下控制系统正弦响应

Fig. 11 Sinusoidal response of control system of pressure correction servo system at 1.5, 2.5 and 3.0 Hz

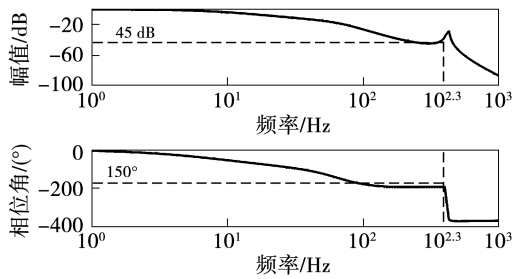


图12 压力修正伺服系统伯德图

Fig. 12 Bode diagram of pressure correction servo system

5 结论

采用 AMESim 软件构建了燃气轮机气态燃料调节阀组控制系统仿真模型,提出了一种压力修正补偿控制方法并进行了仿真分析,主要结论如下:

(1) 燃料调节阀组随着进口压力的增大,相同开度下燃料阀流量也增大;同时,燃料阀开度越大,不同进口压力时阀门流量的相差值越大;

(2) 位置伺服系统在 1.5 Hz 内的动态响应良好,系统幅值裕量为 26 dB,相位裕量为 130°,穿越频率约为 1.7 Hz;

(3) 压力修正伺服系统在 2.5 Hz 内的动态响应良好,系统幅值裕量为 45 dB,相位裕量为 150°,穿越频率约为 2.3 Hz;

(4) 对比位置伺服系统,经过压力修正后系统频宽变宽 0.5 Hz,幅值裕量增大 20°。

参考文献:

[1] WRAT G, RANJAN P, BHOLA M, et al. Position control and performance analysis of hydraulic system using two pump-controlling strategies [J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engi-

neers, Part I; Journal of Systems and Control Engineering, 2019, 233(9):1093-1105.

[2] BAGHESTAN K, REZAEI S M, TALEBI H A, et al. An energy-saving nonlinear position control strategy for electro-hydraulic servo systems [J]. ISA Transactions, 2015, 59:268-279.

[3] SHI J, ZHENG J, LI X, et al. Adaptive fuzzy PID control of direct drive pump-controlled pressure servo system [J]. Mechanical Science and Technology for Aerospace Engineering, 2017, 36(1):52-57.

[4] KIM W, WON D, TOMIZUKA M. Flatness-based nonlinear control for position tracking of electrohydraulic systems [J]. IEEE/ASME Transactions on Mechatronics; A Joint Publication of the IEEE Industrial Electronics Society and the ASME Dynamic Systems and Control Division, 2015, 20(1):197-206.

[5] CHO S H, BURTON R. Position control of high performance hydrostatic actuation system using a simple adaptive control (SAC) method [J]. Mechatronics, 2011, 21(1):109-115.

[6] YAO J, JIAO Z, MA D, et al. High-accuracy tracking control of hydraulic rotary actuators with modeling uncertainties [J]. IEEE/ASME Transactions on Mechatronics, 2014, 19(2):633-641.

[7] PRATUMSUWAN P, THONGCHAI S. Precompensation for a hybrid fuzzy PID control of a proportional hydraulic system [C]// International Conference on Electrical Engineering/Electronics, Computer, Telecommunications and Information Technology, 2009.

[8] LIU G P, DALEY S. Optimal-tuning nonlinear PID control of hydraulic systems [J]. Control Engineering Practice, 2000(9):1045-1053.

[9] 王本永, 赵克定. 仿真转台电液位置伺服系统精度影响因素分析 [J]. 辽宁工程技术大学学报(自然科学版), 2005, 24(6):906-908.

WANG Ben-yong, ZHAO Ke-ding. Analysis of accuracy of electro-hydraulic position servo system applied to flight simulation turntable [J]. Journal of Liaoning Technical University (Natural Science Edition), 2005, 24(6):906-908.

(丛敏编辑)