doi:10.3772/j.issn.1002-0470.2024.04.010

智能气动阀门定位系统动态特性研究①

金纵横② 尚群立③ 于智利 田晓鹏

(浙江工业大学信息工程学院 杭州 310023)

摘 要 针对智能气动阀门定位系统数字孪生体的实现,提出一种可精确模拟气动继动器和执行器气室动作机理及气体动态特性的数学模型。在无需气体质量流量计的情况下,通过理论推导及实验在气动继动器动力学模型和等效质量流量模型中可变直径的节流孔板直径之间建立函数关系,对执行器气室多变过程建模,实现定位系统数字孪生体。数字孪生体实际运行测试以及模型仿真和实验对比验证了系统的可靠性。

关键词 智能气动阀门定位系统;气动继动器;气动执行器;动态特性;建模;数字孪生体

智能气动阀门定位系统以其低成本、易维护、高安全性和易操作等优点而广泛应用于工业领域。智能阀门定位器是该系统中的核心部件,因其对调节阀阀位控制具有稳定性、准确性和快速性而广泛应用于流量调节。由于空气具有可压缩性和流经该系统中不同组件表现出高度非线性特征,这对流经该定位系统的空气和部件动作机理建立精确的数学模型提出了更高要求。建立精确的模型对开发新型阀位控制算法、分析潜在故障因素和实现基于控制阀的数字孪生系统等方面均有重要的实际意义。

智能阀门定位器是智能气动阀门定位系统的核心,国内外不断有新型智能阀门定位器推出。日本阿自倍尔公司开发 700 系列智能阀门定位器,该定位器在对早期定位器少量部件进行优化的基础上,拥有更强的控制性能和阀门诊断功能,并配备液晶显示器便于操作[1-2]。文献[3,4]针对反馈杆松动这一故障研制了一种新型霍尔式智能阀门定位器,该定位器可无接触精确测量阀位。

气动继动器是智能阀门定位器中的核心部件。 目前,工业领域应用的气动继动器结构和工作原理 各异。文献[5]开发的新型气动继动器进气阀座可 轴向移动以及阀芯长度可相对调整等特点,使其具有输出回差小、进排气过渡时突跳值小、不灵敏区域窄等优点。美国费希尔公司发明了一种供气速度快且具有阀座载荷偏置的气动继动器^[6]。日本阿自倍尔公司研发的双动型气动继动器,其输入气压室和输出气压室隔离,没有压力的正负剧烈变化,其隔膜耐久性得到大幅提升^[7]。

各大领域已经出现一些基于数字孪生的应用。 文献[8]提出了数字孪生五维模型概念及其在十大 领域的应用,五维模型包含了物理实体、虚拟实体、 服务、孪生数据和各组成部分的连接,十大领域主要 面对实际需求提出解决方案。文献[9]针对智能车 间生产状态实时可视化监控、健康管理及故障诊断 等需求,提出一种基于实时数据驱动的数字孪生车 间体系架构与技术路线。文献[10]针对换流变阀 侧套管现场缺乏有效手段对其内部状态进行检测评 估的问题,提出建立换流变阀侧套管数字孪生模型。

如上所述,国内外研制出了各种功能更丰富、操作更方便、精度更高的阀门定位器。气动继动器种类繁多,性能也日趋优异,但对气动继动器动态特性的研究偏少。数字孪生技术已经在各大领域得到应

① 国家科技重大专项(2018ZX06005002)资助项目。

② 男,1997 年生,硕士生;研究方向:控制阀动态建模; E-mail: zhj831a@qq.com。

③ 通信作者,E-mail: qlshang@zjut.edu.cn。 (收稿日期:2022-09-18)

用,但在智能气动阀门定位系统上尚未涉及。基于上述讨论,本研究在充分分析智能气动阀门定位系统中气动继动器结构和动作机理、执行器气室多变过程的基础上,提出对气动继动器和执行器气室气体动态特性建立数学模型,并在气动继动器模型中提出可变直径理想节流孔板模型,在无需气体质量流量计的情况下,通过理论推导和实验推算孔板直径,与其动力学模型建立函数关系,对智能气动阀门定位系统实现数字孪生。对数字孪生体实际运行测试以及模型仿真和实验对比验证了系统可靠性。

1 气动继动器模型

1.1 气动继动器动力学模型

对气动继动器进行拆解分析,该部件通过接收控制气压 p_e 的大小来切换气路以及调节各连通气路节流口径大小。对气动继动器作受力分析,按其常规工作状态的切换顺序可分为恒压状态、进气状态和排气状态。

(1) 恒压状态。气动继动器动作状态示意图如图 1 所示。

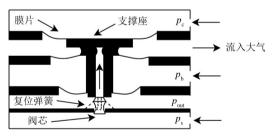


图 1 恒压状态示意图

此时,支撑座力平衡方程如式(1)所示。

$$p_{c}A_{c} - p_{b}(A_{b2} - A_{b1}) - p_{out}(A_{out} - A_{in}) - p_{in}A_{in} - F_{i} = 0$$
(1)

其中, p_e 为控制气压, p_b 为平衡气压, p_{out} 为输出气压, p_s 为气源气压, F_i 为复位弹簧预紧力; A_e 为控制气压腔膜片有效受力面积, A_{b2} 、 A_{b1} 分别为 p_b 所在压力腔上、下膜片有效受力面积, A_{out} 为输出压力腔膜片有效受力面积, A_{in} 为阀芯有效受力面积。

值得注意的是,无论气动继动器工作在哪种状态,阀芯中始终存在一连通 p_{out} 和外界大气且孔径

固定的泄放孔。在恒压状态下,阀芯始终处于气动 悬浮状态,此时从该泄放孔流出至外界大气的质量 流量等于阀芯下端微小开度进气孔的补充质量流 量。此外,设计泄放孔的目的在于提高阀芯对控制 气压的灵敏度,减小从恒压状态切换至其他模式时 的滞后时间。恒压状态下,阀芯处于气动悬浮状态, 控制气压微小的变化都会在阀芯上得到响应。

(2) 进气状态。从恒压状态切换至进气状态,气动继动器动作状态示意图如图 2 所示。当控制气压 p_e 增大,而其他腔室中的压力保持稳定时,平衡状态受到干扰,支撑座推动阀芯向下运动,气体从阀芯下端进气孔流入执行器中。此时支撑座力平衡方程如式(2)所示。

$$F = p_{c}A_{c} - p_{b}(A_{b2} - A_{b1}) - p_{out}(A_{out} - A_{in}) - p_{in}A_{in} - Kx - F_{i}$$
(2)

其中,F 为支撑座所受合外力,K 为复位弹簧刚度系数,x 为阀芯位移。

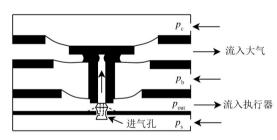


图 2 进气状态示意图

随着执行器中气压逐渐增大,其他腔室压力不变,支撑座连带阀芯一起向上运动,直至阀芯下端进气孔关闭,支撑座和阀芯复位至恒压状态。

(3) 排气状态。从恒压状态切换至排气状态时,气动继动器动作状态示意图如图 3 所示。当控制气压 p_c 减小,而其他腔室中的压力保持稳定时,

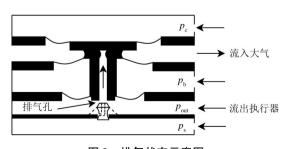


图 3 排气状态示意图

平衡状态受到干扰,支撑座向上运动,阀芯位置保持不变,气体从执行器经阀芯上端排气孔排出。此时支撑座力平衡方程如式(3)所示。

$$F = p_{c}A_{c} - p_{b}(A_{b2} - A_{b1}) - p_{out}(A_{out} - A_{in})$$
(3)

随着执行器中气压逐渐减小,其他腔室压力不变,支撑座向下运动,直至与阀芯上端贴合,排气孔 关闭,支撑座复位至恒压状态。

本小节中的合外力 F 在后续实验中用于建模。 各腔室气压均可采集。

1.2 等效质量流量模型

基于气动继动器动力学模型,其气体流动过程可以等效为一直径可变理想圆形节流孔板的气体流动特性。假定是理想气体流过该圆孔,则可认为孔内为一元等熵流动^[11]。该圆孔出口处的质量流量可以用式(4)表示。

$$\dot{m} = \frac{\pi}{4} D^2 \rho_{\mathrm{d}} u(T_{\mathrm{u}}, p_{\mathrm{u}}, p_{\mathrm{d}}) \tag{4}$$

其中,圆孔处流速u如下所示:

$$u = \sqrt{\frac{2k}{k-1}RT_{u}\left[1 - \left(\frac{p_{d}}{p_{u}}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right]}$$
 (5)

式(4)、(5)中,D为圆孔直径, ρ_d 为孔板下游气体密度,k为气体比热,R为气体常数, T_u 为孔板上游气体静温, p_u 、 p_d 分别表示孔板上、下游静压。为了方便后续推导,将式(4)转化为

$$\dot{m} = \frac{\pi}{4} D^2 p_{\rm u} \sqrt{\frac{2k}{RT_{\rm u}(k-1)} \left[\left(\frac{p_{\rm d}}{p_{\rm u}} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_{\rm d}}{p_{\rm u}} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]}$$
(6)

若孔板上游气体静压和静温保持不变,孔板下游压力的变化直接影响通过圆孔的质量流量,但上下游压力比到达临界状态时,通过孔板的质量流量达到最大值,此时孔口气体流速到达声速流[12-13]。由 $d\dot{m}/d(p_d/p_u)=0$,求得 p_d/p_u 如式(7)所示。

$$b = \frac{p_{\rm d}}{p_{\rm u}} = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}} \tag{7}$$

其中 b 为临界压力比。对于空气而言 k = 1.4,得 b = 0.5283。当 b > 0.5283 时,孔口处气体流速为亚声速流,其质量流量可用式(6)表示。孔口处的质量流量计算总结为式(8)。

$$\begin{cases} \frac{p_{d}}{p_{u}} \leq b \\ \dot{m} = \frac{\pi}{4} D^{2} p_{u} \sqrt{\frac{k}{RT_{u}} \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k+1}{(k-1)}}} \\ 1 \geq \frac{p_{d}}{p_{u}} > b \\ \dot{m} = \frac{\pi}{4} D^{2} p_{u} \sqrt{\frac{2k}{RT_{u}(k-1)} \left[\left(\frac{p_{d}}{p_{u}}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_{d}}{p_{u}}\right)^{\frac{k+1}{k}}\right]} \end{cases}$$
(8)

2 气室热力学模型

来自气动继动器的气体质量流量信号作用于气动执行器气室中,气室气压通过膜片对阀杆产生推力,进而改变阀位。随着阀位的变化,气室体积、压力和温度均随之改变^[14]。针对该多变过程进行建模。假定该气室中的气体为理想气体.则有:

$$pv = nRT (9)$$

$$m = nM \tag{10}$$

式(9)为理想气体状态方程,其中p为气体压强,v为气室体积,n为气体的量,R为气体常数,T为热力学温度。式(10)中m为气体质量,M为气体摩尔质量。两式联立消去n,再对时间求导。考虑到气室体积随阀杆位移的变化而变化,体积变化量为阀杆速度和气室膜片面积的乘积,得到气室气压变化量为

$$\dot{p} = \frac{RT}{vM}\dot{m} + \frac{Rm}{vM}\dot{T} - \frac{pS_{\rm d}}{v}\dot{x} \tag{11}$$

其中, S_d 为气室膜片有效受力面积, \dot{x} 为阀杆运动速度。

3 现场实验及分析

3.1 实验装置

为了采集实验数据并应用于分析和验证,本研究中使用的数据采集装置为美国国家仪器有限公司的 NI-cDAQ-9332 机箱、NI 9265 和 NI 9203 板卡组成的硬件系统,并与 LabVIEW 数据采集程序配套使用。为了对气动继动器给定不同的控制气压,需要

使用电气转换器。实验设备如图 4 所示。



图 4 实验装置图

3.2 实验结果及分析

为了寻找等效质量流量模型中节流孔板直径与 气动继动器动力学模型中合外力之间的关系,提出 通过实验对孔板直径进行推算。为了排除气动执行 器中不确定因素的干扰,实验中将气动执行器替换 为定容气罐,在模型验证环节使用气室体积和压力 随阀杆位移变化的活塞式气动执行器。

在实验前需要对定容气罐建立气压和质量流量 之间的关系。假定定容气罐中温度不变,由式(11) 可得出定容气罐中气体质量流量和压力变化量之间 的关系为

$$\dot{m} = \frac{Mv}{RT}\dot{p} \tag{12}$$

以定容气罐为孔板上游,气动继动器做排气实验。由式(8)反推,得到孔板直径:

$$\begin{cases} \frac{p_{d}}{p_{u}} \leq b \\ D^{2} = \frac{4}{\pi} \cdot \frac{Mv}{RT} \cdot \frac{\dot{p}_{u}}{p_{u}} \left(\frac{k}{RT_{u}} \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}} \right)^{-\frac{1}{2}} \\ 1 \geq \frac{p_{d}}{p_{u}} > b \\ D^{2} = \frac{4}{\pi} \cdot \frac{Mv}{RT} \cdot \frac{\dot{p}_{u}}{p_{u}} \left(\frac{2k}{RT_{u}(k-1)} \left[\left(\frac{p_{d}}{p_{u}} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_{d}}{p_{u}} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right] \right)^{-\frac{1}{2}} \end{cases}$$

$$(13)$$

对电气转换器给定相同的控制信号,在不同气源气压下做小范围进排气实验,并采集定容气罐气压。实验结果如图 5 所示。

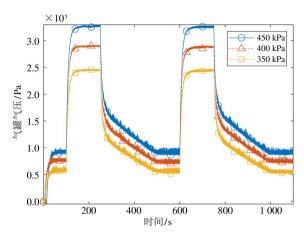


图 5 不同气源气压下定容气罐气压变化图

图 5 中曲线由上到下分别为 450 kPa、400 kPa、350 kPa 气源气压下定容气罐气压变化情况。前 200 s,气动继动器对定容气罐做 2 次不同程度的充气过程;200~250 s,气动继动器处于恒压模式,定容气罐中气压保持稳定;250~600 s 为排气模式,定容气罐中的空气经气动继动器排放至大气。

对比不同气源气压下 2 次进气过程,定容气罐压力变化趋势一致,区别在于进气动态时间长短。对比不同气源气压下进气和排气过程,排气动态时间更长,且进气和排气趋势完全不一致,排气过程能观察到更多细节变化。在后续实验中重点研究排气曲线。

将图 5 中 250~525 s 的排气数据经滤波、求导后带入式(13)计算可得排气模式下孔板直径。

由图 6 可知,不同气源气压下,孔板直径随时间的变化趋势几乎一致。由局部放大图可知,排气初

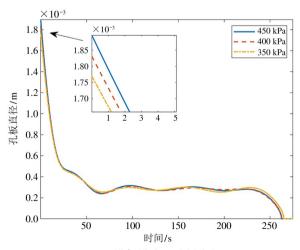


图 6 排气模式下孔板直径

始阶段,孔板直径区别稍大。接下来看气动继动器 动力学模型排气阶段合外力与孔板直径的关系。

由图 7 可知,不同气源气压下,合外力和孔板直 径的函数关系几乎一致,且合外力越大,该函数关系 越一致。

值得注意的是,由图7可知,随合外力绝对值增 大,孔板直径变化幅度减小,结合等效质量流量模型 理论可知,孔板直径存在最大值,且该值与气源气压 无关。此外,不同气源气压下,合外力绝对值较小 时,其与孔板直径的函数关系相对于合外力绝对值 较大时偏差变大。原因1.理论情况下各膜片有效 受力面积均为常数,而实际情况中,各膜片与支撑座 之间并不为硬链接,随着支撑座的上下移动以及各 膜片所在腔室压力的变化,膜片存在一定程度的拉 伸和皱褶,这使得膜片有效受力面积存在小幅变化。 原因 2: 实际排气阶段气罐气压数据为了适用于理 论研究,需要进行滤波处理,处理后的气罐气压应用 于式(13)还需对时间求导,这无疑会对一次滤波数 据存在的噪声进行放大。原因3:气动继动器工作 在临近恒压状态时存在复位弹簧预紧力和阀芯向上 的推力,受到一定的干扰。

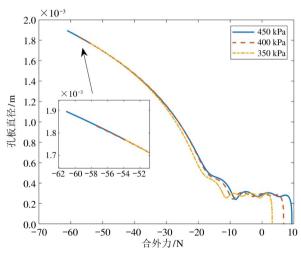


图 7 合外力与孔板直径关系图

为了寻找孔板直径最大值,需要保证气动继动器做最大范围排气状态,进而得到定容气罐气压在零和气源气压之间的排气曲线。图 8 所示为气源气压 350 kPa下,实际气罐气压和不同最大直径节流孔板仿真气罐气压排气变化情况。

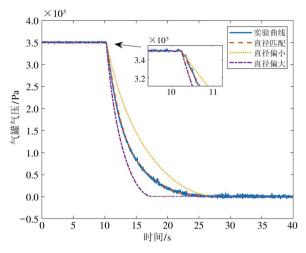


图 8 孔板直径最大值

通过不断调整孔板直径的大小使得仿真气罐气 压和实验气罐气压相吻合。仿真吻合的孔板直径对 应实际最大孔板直径为 3.687 mm。

为了得到孔板直径和合外力之间完整的对应关系,需要结合最大孔板直径和图 7 合外力小于 0 的数据进行拟合处理。最后得出气动继动器排气状态的函数关系如式(14)所示。

表1 各系数取值

系数	值	95% 的置信区间
a_0	- 121 453.679 476 934 90	(-2.023e + 08, 2.021e + 08)
a_1	0.00000000000	(-3.221e+08,3.221e+08)
a_2	230 223. 293 137 887 30	(-1.433e + 08, 1.437e + 08)
a_3	0.000000000000	(-5.73e + 05, 5.73e + 05)
a_4	- 273 487. 037 966 624 00	(-4.705e + 07, 4.65e + 07)
a_5	240 507. 845 854 177 70	(-3.108e +07,3.156e +07)
a_6	- 89 684. 596 190 186 78	(-1.013e+07,9.952e+06)
a_7	14 558. 334 210 812 30	(-1.546e + 06, 1.575e + 06)
a_8	- 664. 159 547 906 361 00	(-8.407e+04,8.274e+04)
b_1	-21 686. 101 329 932 46	(-1.895e+08,1.895e+08)
b_2	- 365 373. 129 339 161 10	(-2.547e + 08, 2.54e + 08)
b_3	650 347. 364 628 846 60	(-1.873e+08,1.886e+08)
b_4	-451 070. 573 011 850 70	(-8.417e+07,8.327e+07)
b_5	126 818. 819 188 946 40	(-1.954e +07,1.98e +07)
b_6	4 794. 024 024 366 89	(-6.468e+05,6.564e+05)
b_7	-9 771. 822 441 069 56	(-7.23e+05,7.035e+05)
b_8	1 402. 129 669 231 64	(-1.082e+05,1.111e+05)
w	0.004 882 057 210 30	(-0.016 33,0.026 09)

误差平方和: 0.000 207 6; 决定系数: 0.997 9; 校正决定系数: 0.997 9;均方根误差:4.607e-05

$$D = \sum_{i=0}^{8} \left\{ a_i \cos(i \cdot F \cdot w) + b_i \sin(i \cdot F \cdot w) \right\}$$

其中, i 为循环变量; a_i 和 b_i 分别表示在 i 具体取值下对应的系数,系数对应值如表 1 所示。

4 定位系统数字孪生体实现

基于数字孪生的定位系统总体架构包括物理实体、数据采集系统、数据通信系统、Simulink模型和Unity可视化平台共5个部分。其总体框架如图9所示。

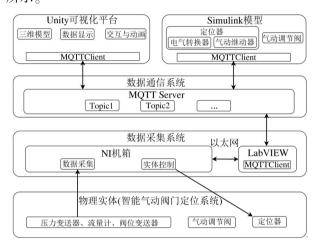


图 9 总体框架图

- (1) 物理实体包括气动调节阀、阀位变送器、定位器、压力变送器和流量计等。上述物理实体为数字孪生定位系统运行提供可靠数据支持。相关物理实体图如图 4 所示。
- (2) 数据采集系统包括美国国家仪器(national instruments, NI) 机箱、数据采集板卡和LabVIEW程

- 序。该系统连接物理实体上的传感器和变送器,对定位系统产生的运行数据进行实时采集并做预处理操作。LabVIEW程序还兼具阀位控制功能;MQT-TClient向MQTTServer订阅及发布数据,对接数据通信系统。相关实体部件如图 4 所示。
- (3)数据通信系统包括 LabVIEW、Simulink 和Unity 这3个软件中消息队列遥测传输(message queuing telemetry transport, MQTT)客户端实现、MQTT 服务搭建和结构化查询语言(structured query language, SQL)数据库搭建。该系统架构如图 10 所示。

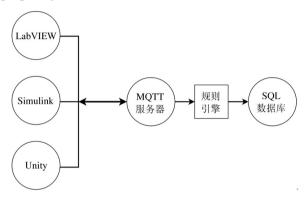


图 10 数据通信系统框架

数据通信系统采用 ErlangMQTT 服务器(Erlang MQTT broker, EMQX) 在个人计算机上部署 MQTT 服务,该服务可部署在局域网中的任意一台计算机或服务器,也可直接部署在云端。

(4) Simulink 模型包括电气转换器、气动继动器和气动调节阀。其主要作用是在缺失物理实体运行数据的情况下,可通过模型推演物理实体各项运动行为特征,实现对物理实体的行为预测、性能评估和优化等功能。Simulink 模型如图 11 所示。



图 11 Simulink 模型

(5) Unity 可视化平台基于实时数据,实现对定位系统物理实体行为的实时监控和三维可视化导航,同时可通过该人机交互界面输入指定阀位值对定位器进行控制。

本文使用 Fusion360 软件对物理实体进行三维 建模,将模型导出为. fbx 文件可直接应用于 Unity 平台。如图 12 所示。

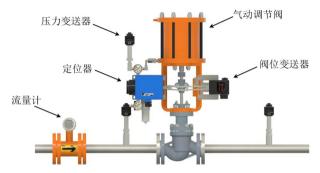


图 12 定位系统三维模型

Unity 架构可分为应用层和逻辑层。应用层主要模拟物理实体动作效果,包括对视图的旋转和拖拽、阀杆移动、管路中流体以及执行器气室中气体流动效果。用户界面(user interface, UI)可实时显示包括压力、流量与开度等数据。逻辑层通过 MQT-TClient 接收实时数据,并为应用层提供技术支持。如图 13 为 Unity 可视化平台框架图。

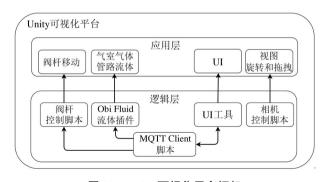


图 13 Unity 可视化平台框架

5 系统验证

为了验证数字孪生定位系统中各子系统可靠性,以下将对该系统的整合体进行运行测试。

测试 1: 阀全关状态下, 物理实体产生的实时数据在 Unity 可视化平台的展示, 如图 14 所示。

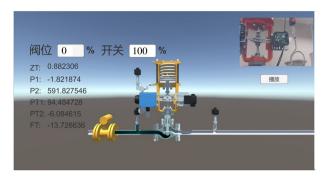


图 14 阀位为 0 时的 Unity 可视化平台

测试2:Unity 可视化平台上设定阀位至 80% 状态下,物理实体产生的实时数据在 Unity 可视化平台的展示,如图 15 所示。

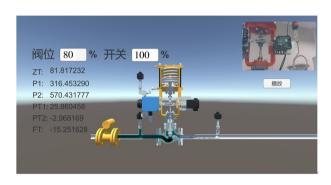


图 15 阀位为 80% 时的 Unity 可视化平台

综合上述测试,Unity 可视化平台可对物理实体产生的实时数据,包括阀位、气室气压、气源气压、阀 前压力、阀后压力、流量进行实时显示;弹簧形状、气室气体和管路流体实时动画显示;现场部署的摄像设备可实时捕获物理实体运行画面。数字孪生定位系统中各子系统工作状态良好。

为了验证模型准确性,需要对比仿真和实验结果。验证实验气动继动器输出均连接至活塞式气动 执行器。

测试3:开环阶跃测试。气源气压 450 kPa, 控制电流为0.350~0.400 mA, 每次阶跃 0.010 mA。该信号下执行器气室气压仿真和实验对比结果如图 16所示。

测试 4: 开环正弦测试。气源气压 400 kPa, 控制电流基准值 0.368 mA, 幅值 0.011 mA, 周期 100 s。该激励信号下执行器气室气压仿真和实验对比结果如图 17 所示。

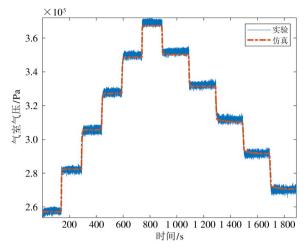


图 16 阶跃测试

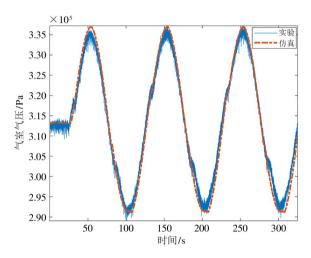


图 17 正弦测试

对比仿真和实验结果。测试 3 无论是上升沿还是下降沿,阶跃稳态值基本保持一致。测试 4 主要反映该系统的动态过程,该测试信号下,气动继动器中节流孔板直径、执行器气室体积随时间不断发生变化。仿真和实验显示的气室气压基本匹配,该模型是可靠的。

6 结论

- (1) 本研究对智能气动阀门定位系统动态特性进行研究。在详细剖析气动继动器主要结构和动作机理的基础上,对其建立可变直径节流孔板的等效质量流量模型和动力学模型。
 - (2) 在无需气体质量流量计的情况下,通过理

论推导和实验对气动继动器动力学模型和节流孔板直径建立初步函数关系。通过最大程度排气曲线推算节流孔板直径最大值,并与初步数据拟合得到其最终函数关系。拟合函数校正决定系数为0.9979,均方根误差是4.607×10⁻⁵。

- (3) 充分考虑执行器气室多变过程。在阶跃和 正弦激励信号验证实验中,仿真和实验曲线基本吻 合。该模型可靠。
- (4) 对智能气动阀门定位系统数字孪生体进行运行测试,Unity 可视化平台可对物理实体产生的数据进行实时显示;弹簧形状、气室气体、管路流体和阀杆随着设定阀位的变化可实时显示动画效果;现场部署的摄像设备可实时捕获物理实体运行状态,总体框架下的各子系统可正常运作。

参考文献

- [1] YUZAWA S, OOTSUKA K, NAGATA M. New smart valve positioner with advanced diagnostics for enhanced safety of plant operations [C] // 2015 54th Annual Conference of the Society of Instrument and Control Engineers of Japan. Hangzhou, China: IEEE, 2015:1023-1028.
- [2] FUKUDA M, OKUDA K, INAGAKI Y, et al. Development of new smart valve positioner for enhanced safety of plant operations [J]. Azbil Technical Review, 2014,55: 54-61.
- [3] 吴国栋. 新型霍尔式智能阀门定位器原理与设计[J]. 电子制作, 2017(1):27-28.
- [4] 蔡明, 左汉锋, 刘兆, 等. 新型霍尔式智能阀门定位器原理与设计[J]. 自动化与仪表, 2012,27(3):16-19.
- [5] 胡正超, 雷科扬. 气动继动器: CN 208417609U[P]. 2019-01-22.
- [6] 洛韦尔. 具有阀座载荷偏置的气动放大器: CN 103062483B[P]. 2017-05-24.
- [7] 稻垣洋辅. 气动放大器: CN 102734509B[P]. 2014-11-26.
- [8] 陶飞, 刘蔚然, 张萌, 等. 数字孪生五维模型及十大 领域应用[J]. 计算机集成制造系统, 2019,25(1):1-18.
- [9] 魏一雄, 郭磊, 陈亮希, 等. 基于实时数据驱动的数字孪生车间研究及实现[J]. 计算机集成制造系统,

- 2021,27(2):352-363.
- [10] 林牧, 刘凯, 王乃永, 等. 换流变阀侧套管数字孪生 建模及热特性分析[J]. 高电压技术, 2022,48(5): 1653-1662.
- [11] 于洪仕,张涛,许文达. 节流孔倒角对多孔孔板流量 计流场特性的影响[J]. 电子测量与仪器学报,2015, 29(9);1356-1364.
- [12] NOVAKOVIĆ M M, ŠEŠLIJA D, ĆAJETINAC S R. Modeling, simulation and energy efficiency determination of a pneumatic pressure amplifier[J]. Facta Universitatis. Series: Automatic Control and Robotics, 2015, 14

- (1):55-65.
- [13] VAILATI L G, GOLDFARB M. A method for mass flow and displacement estimation in a pneumatic actuation system using valve-based pressure sensing [J]. IEEE/ASME Transactions on Mechatronics, 2020,26(1):235-245.
- [14] RAD C R, HANCU O. An improved nonlinear modelling and identification methodology of a servo-pneumatic actuating system with complex internal design for high-accuracy motion control applications [J]. Simulation Modelling Practice and Theory, 2017,75:29-47.

Research on dynamic characteristics of intelligent pneumatic valve positioning system

JIN Zongheng, SHANG Qunli, YU Zhili, TIAN Xiaopeng (School of Information Engineering, Zhejiang University of Technology, Hangzhou 310023)

Abstract

A mathematical model is proposed for the implementation of the digital twin of the intelligent pneumatic valve positioning system, which can accurately simulate the action mechanism of the pneumatic relay and the actuator gas chamber and the dynamic characteristics of the gas. In the case of no gas mass flow meter, the pneumatic relay dynamics model and the equivalent mass flow model with variable diameter throttle plate are established as a function through theoretical derivation and experiment, the multivariable process of the actuator gas chamber is modeled, and the digital twin of the positioning system is implemented. The system is verified to be reliable through the actual operation test of the digital twin as well as model simulation and experimental comparison.

Key words: intelligent pneumatic valve positioning system, pneumatic relay, pneumatic actuator, dynamic characteristics, modeling, digital twin