

# 气动薄膜执行机构模型优化及参数辨识

金纵横, 李世伟, 尚群立

(浙江工业大学 信息工程学院, 杭州 310023)

**摘要:** 在气动调节阀中, 针对智能电气阀门定位器控制算法的开发通常需以气动薄膜执行机构模型为基础; 本研究对应用于气动薄膜执行机构的传统 Karnopp 摩擦模型进行了优化, 对动静摩擦判断条件 DV (临界速度) 进行修改, 修改后的模型解决了 DV 如何选取这一问题; 同时对传统气动薄膜执行机构模型的参数辨识方法进行改进, 将多元线性回归和最小二乘法应用于估算气动薄膜执行机构中移动部件质量, 弹簧刚度系数, 预紧力, 库伦摩擦和粘滞摩擦系数, 通过实际气室压力和估计气室压力的标准误差  $\sigma$ 、相关系数  $R^2$  与参数向量  $\alpha$  中每个参数对应的 p-value 三个指标来决定参数的选取结果; 将摩擦模型整合进气动薄膜执行机构动力学模型中, 通过仿真和实验验证了参数辨识方法有效性; 在开环不同幅值的阶跃信号和随机信号激励下进行仿真和实验对比, 结果表明, 整合后的摩擦模型能准确模拟气动薄膜执行机构的动态过程, 该模型和参数辨识方法同样适用于其它机械装备。

**关键词:** 气动薄膜执行机构; Karnopp 摩擦模型; 多元线性回归; 最小二乘法; 参数辨识

## Model Optimization and Parameter Identification of Pneumatic Membrane Actuators

JIN Zongheng, LI Shiwei, SHANG Qunli

(School of Information Engineering, Zhejiang University of Technology, Hangzhou 310023, China)

**Abstract:** In pneumatic control valves, the development of control algorithms for intelligent electrical valve positioners usually needs to be based on the pneumatic membrane actuator model; In this paper, traditional Karnopp friction model is applied to optimize pneumatic membrane actuators, and modify the dynamic and static friction judgment condition critical speed (DV), the modified model is used to solve how to select the problem of the DV. The parameter identification method of traditional pneumatic membrane actuator model is improved, and the multiple linear regression and least squares method are applied to estimate the mass of moving parts, spring stiffness coefficient, preload force, Coulomb friction and viscous friction coefficient in the pneumatic membrane actuator, and the parameter selection result is determined by the actual air chamber pressure and the standard error  $\sigma$  of the estimated air chamber pressure, the correlation coefficient  $R^2$  and the p-value corresponding to each parameter in the parameter vector  $\alpha$ . The friction model is integrated into the dynamic model of the pneumatic thin film actuator, and the effectiveness of the parameter identification method is verified by the simulation and experiment. The simulation and experimental comparison are carried out under the stimulus of step signals and random signals with different amplitudes in the open-loop, the results show that the integrated friction model can accurately simulate the dynamic process of the pneumatic membrane actuator, the model and parameter identification method are also applicable to other mechanical equipment.

**Keywords:** pneumatic diaphragm actuator; karnopp friction model; multiple linear regression; least squares; parameter identification

## 0 引言

摩擦存在于任何现实的机械设备中, 其非线性特征是影响控制回路性能的主要因素之一<sup>[1-4]</sup>。深入研究气动薄膜执行机构模型对开发新型智能电气阀门定位器控制算法, 提高生产效益有重要实用价值。

在之前的研究中, 针对气动阀中薄膜执行机构的研究

偏少且主要研究其摩擦行为<sup>[5-6]</sup>。文献 [7] 对气动执行机构和比例方向阀组成的气动系统进行机理建模。文献 [8] 采集气动执行机构输入和输出做基于数据驱动的系统辨识。对于新型摩擦模型不断被提出。文献 [9] 提出一种应用于切削过程的新型摩擦模型。文献 [10] 通过改进 LuGre 摩擦模型 (LuGre-Mod), 并验证该模型可描述纯滑动域中的

收稿日期: 2022-11-18; 修回日期: 2023-01-10。

基金项目: 国家科技重大专项项目(2018ZX06005002)。

作者简介: 金纵横(1997-), 男, 硕士研究生。

引用格式: 金纵横, 李世伟, 尚群立. 气动薄膜执行机构模型优化及参数辨识[J]. 计算机测量与控制, 2023, 31(9): 213-219.

顺时针和逆时针磁滞回线。但新型摩擦模型并不能显著提高实验数据的预测精度，同时也大幅增加模型复杂度，提高工业生产成本和带来更大的计算工作量<sup>[11]</sup>。在实际应用中需要在摩擦预测精度和模型复杂度之间做进一步权衡。对于摩擦模型的选择，在工程应用中，仍普遍采用较简单的摩擦模型，例如：Choudhury<sup>[12]</sup>，Kano<sup>[13]</sup>，He<sup>[14]</sup>。文献 [15] 比较了应用于气动阀的共八种基于物理原理和基于实验数据的摩擦模型，在实际气动阀上按 ANSI/ISA 标准进行测试，并与理论仿真结果进行比较，结果显示 Karnopp、LuGre、Kano 三种摩擦模型具有最佳预期效果。对于摩擦模型参数辨识方法，文献 [16] 提出将拟牛顿法应用于气动阀摩擦模型辨识，进而得到该模型的 Stribeck 参数。文献 [17] 针对 Karnopp 模型参数 ( $m, k, F_c, F_v, F_s$ )，设计多种辨识算法，但每种算法仅能同时辨识一到两个参数。为了降低测量噪声的影响，需要对采集到的数据做滤波处理。文献 [18] 对气室气压和阀杆位移用零相位二阶线性滤波器进行滤波。

上述研究从建模方法，提出新的摩擦模型，比较摩擦模型实验效果，对摩擦模型进行更精准的参数辨识等方面去研究气动执行机构等机械设备<sup>[19]</sup>。本文对 Karnopp 摩擦模型动静摩擦切换条件进行修改，并将一种基于多元线性回归和最小二乘法的参数辨识方法应用于估算气动薄膜执行机构中移动部件质量，弹簧刚度系数，粘滞摩擦系数，库伦摩擦，弹簧预紧力。通过仿真和现场实验验证参数辨识方法的有效性。结果表明，整合修改后摩擦模型的气动薄膜执行机构动力学模型能准确模拟其动态过程。

### 1 气动薄膜执行机构模型

工业生产中常见的气开式调节阀，如图 1 所示。

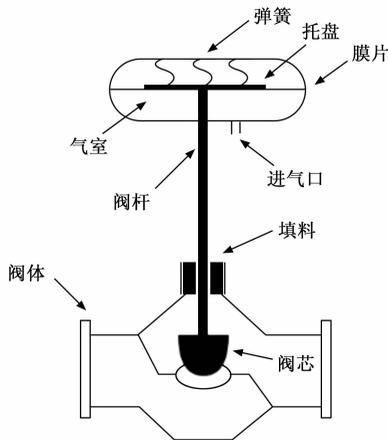


图 1 气动阀示意图

膜片将气室气压转换为力，并与方向相反的弹簧弹力共同决定阀杆的位移，进而改变阀芯和阀座之间的开合程度，控制管路流量。对图 1 移动部件进行受力分析，得出气动薄膜执行机构的动力学方程<sup>[15]</sup>：

$$m\ddot{x}(t) = F_c(t) - F_k(t) - F_f(t) + F_l - F_i \quad (1)$$

式中， $m$  是气动薄膜执行机构移动部件的质量； $F_c(t) = S \cdot P(t)$ ，其中  $F_c(t)$  是气室压力， $S$  是膜片受力面积， $P(t)$  是气室气压； $F_k(t) = k \cdot x(t)$ ，其中  $F_k(t)$  是弹簧弹力， $k$  是弹簧刚度系数， $x(t)$  是阀杆位移； $F_f(t)$  是摩擦力； $F_l$  是管道内液体施加在阀杆上的力，在气动阀空载状态下可以忽略； $F_i$  是弹簧预紧力，当气动薄膜执行机构不受气室压力时，用于压紧阀芯与阀座，关闭管路，该力不会随阀杆运动改变。

本次研究在气动薄膜执行机构空载状态下进行，省略后的动力学方程：

$$m\ddot{x}(t) = F_c(t) - F_k(t) - F_f(t) - F_i \quad (2)$$

在先前的研究中，不同的作者对  $F_f(t)$  有不同的描述，从而提出不同的摩擦模型，但新型摩擦模型包含更多的参数，更复杂，且并不能显著提高仿真精度。行业中仍普遍使用较简单的摩擦模型。文献 [10] 实际测试八个摩擦模型中，Karnopp、LuGre、Kano 三种摩擦模型具有最佳预期效果。结合实际需求和实验可提供的测量数据，本次研究选择 Stribeck 曲线作为阀杆相对运动速度不为零时所受摩擦力的大小，如图 2 所示。该曲线中摩擦力的数学表达式可以用式 (3) 表示：

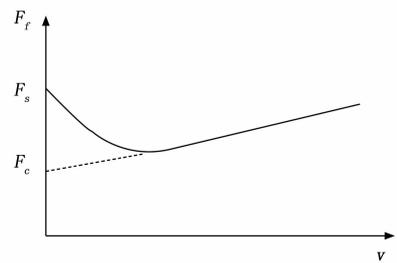


图 2 Stribeck 曲线

$$F_f(\dot{x}) = (F_c + (F_s - F_c)e^{-(\dot{x}/v_s)^3}) \text{sign}(\dot{x}) + F_v \dot{x} \quad (3)$$

式中， $F_c$  是库伦摩擦； $F_s$  是最大静摩擦； $F_v$  是粘滞摩擦系数； $v_s$  是 Stribeck 速度，此变量定义了摩擦力大小随速度减小的范围； $\text{sign}(\dot{x})$  是符号函数：

$$\text{sign}(\dot{x}) = \begin{cases} 1, & \dot{x} > 0 \\ -1, & \dot{x} < 0 \\ 0, & \dot{x} = 0 \end{cases} \quad (4)$$

为了方便应用参数辨识方法，需要对 Stribeck 曲线做进一步简化。摩擦力的大小与填料种类和填料是否紧固有关，阀门中常见的填料有聚四氟乙烯和石墨，相对于石墨填料，聚四氟乙烯填料具有更小的摩擦系数，在没有对填料进行紧固的前提下，几乎不会出现滑跳现象，即  $F_c \approx F_s$ ，此时式 (3) 中  $(F_s - F_c) e^{-(\dot{x}/v_s)^3}$  可忽略不计。文献 [20] 提及在低摩擦时，阀杆不会出现滑跳现象。本次研究中使用的气动阀填料为聚四氟乙烯。经过合理简化后的 Karnopp 摩擦模型：

$$F_f = \begin{cases} F_c \cdot \text{sign}(\dot{x}) + F_v \cdot \dot{x}, & |\dot{x}| \geq DV \\ F_f(F_c), & |\dot{x}| < DV \end{cases} \quad (5)$$

当速度小于  $DV$  时, 摩擦力:

$$F_f(F_r) = \min(F_s, |F_r|) \text{sign}(F_r) \quad (6)$$

$$F_r = S \cdot P(t) - t \cdot x(t) - F_i \quad (7)$$

$DV$  是临界速度, 如果阀杆速度小于临界速度, 则认为移动部件处于静止状态。式 (5) 的第一行为移动部件滑动时阀杆所受摩擦力, 式 (5) 的第二行为移动部件静止和动静切换临界时阀杆所受摩擦力。临界速度的目的在于解决零速度检测问题, 界定阀杆是处于静止状态还是滑动状态。文献 [10] 提及临界速度取值标准是观察实验和仿真的拟合度, 这需多次调整临界速度值并仿真。

针对临界速度的取值标准需要基于实验和仿真的拟合度这一问题, 本文对简化后的 Karnopp 摩擦模型提出进一步的修改, 并对修改后的摩擦模型做离散化处理。

$$F_f[n] =$$

$$\begin{cases} F_c \cdot \text{sgn}(\dot{x}[n]) + F_v \cdot \dot{x}[n], & \dot{x}[n] \cdot \dot{x}[n-1] > 0 \\ F_r(F_r[n]), & \dot{x}[n] \cdot \dot{x}[n-1] \leq 0 \end{cases} \quad (8)$$

当  $\dot{x}[n] \cdot \dot{x}[n-1] > 0$  时, 移动部件处于运动状态。当  $\dot{x}[n] \cdot \dot{x}[n-1] \leq 0$  时, 移动部件处于静止或动静切换临界点, 此时需设置  $\dot{x}[n] = 0$ 。当  $|F_r[n]| > F_s$  时, 不再设定  $\dot{x}[n] = 0$ , 移动部件切换至运动状态。

对移动部件处于滑动阶段的气动薄膜执行机构动力学方程做离散化处理:

$$m \cdot \ddot{x}[n] = F_c[n] - F_c \cdot \text{sign}[\dot{x}[n]] - F_v \cdot \dot{x}[n] - k \cdot x[n] - F_i \quad (9)$$

式中,

$$\dot{x}[n] \approx \frac{x[n+1] - x[n]}{T} \quad (10)$$

$$\ddot{x}[n] \approx \frac{x[n+2] - 2x[n+1] + x[n]}{T^2} \quad (11)$$

$n$  是自然数,  $T$  是采样周期。

需要注意的是, 在仿真模型中, 需指定移动部件初始速度和初始加速度均为零。

## 2 参数辨识方法

### 2.1 基于多元线性回归的方法

定义参数向量:

$$\alpha = [F_i \quad m \quad F_c \quad F_v \quad k] \quad (12)$$

当阀杆处于滑动阶段时, 气动薄膜执行机构离散化动力学方程:

$$F_c[n] = F_i + m \cdot \ddot{x}[n] + F_c \cdot \text{sign}[\dot{x}[n]] + F_v \cdot \dot{x}[n] + k \cdot x[n] \quad (13)$$

式 (13) 和参数向量  $\alpha$  是线性的, 所以定义回归向量  $\beta[n]$ :

$$\beta[n] = [1 \quad \ddot{x}[n] \quad \text{sign}[\dot{x}[n]] \quad \dot{x}[n] \quad x[n]] \quad (14)$$

参数向量  $\alpha$  可以通过最小二乘法估计得到:

$$\hat{\alpha} = \text{argmin} \sum [F_c[n] - \hat{F}_c[n]]^2$$

$$\hat{F}_c[n] = \beta[n] \cdot \alpha^T \quad (15)$$

在构建回归向量  $\beta[n]$  时, 存在的主要问题是怎样选取合理的数据用于参数辨识, 为了解决这个问题, 引入一个变量  $\Delta v$ , 由  $0 < |\dot{x}| \leq |\dot{x}|_{max}$ , 假定  $\Delta v$  介于  $[0, |\dot{x}|_{max}]$ , 在该范围内  $\Delta v$  从零开始以  $0.0001 \text{ m/s}$  的步长递增, 每递增一次筛选  $\dot{x}[n]$  大于  $\Delta v$  且同一时刻下  $\ddot{x}[n]$ ,  $\text{sign}[\dot{x}[n]]$ ,  $\dot{x}[n]$ ,  $x[n]$  用于构建回归向量  $\beta[n]$ , 并结合式 (15) 得到参数向量  $\hat{\alpha}$ , 直到  $\Delta v > |\dot{x}|_{max}$ 。  $\Delta v$  在  $[0, |\dot{x}|_{max}]$  以固定步长递增并辨识参数期间, 判定参数向量  $\alpha$  取到期望值的标准: 当参数向量  $\hat{\alpha}$  不再随着  $\Delta v$  显著变化时, 即表明辨识结果更接近真实情况。

为了后续现场实验得出的参数辨识结果作对比, 接下来将引入传统参数辨识方法。

### 2.2 传统方法

刚度系数  $k$ : 气动薄膜执行机构做开环阶跃测试时, 记录每个阶跃测试下阀杆静止时的平均位移和相应的平均气室气压。

$$k = \left| \frac{\Delta P}{\Delta x} \right| \cdot S \quad (16)$$

式中,  $\Delta P$ ,  $\Delta x$  分别为两个阶跃测试对应气室气压差和阀杆位移差。

最大静摩擦  $F_s$ : 气动薄膜执行机构做开环周期和幅值不变的三角或正弦测试时, 记录每个周期中两个阀杆位移方向倒转处的位移和对应气室气压。

$$F_s = \frac{|\Delta P \cdot S - \Delta x \cdot k|}{2} \quad (17)$$

式中,  $\Delta P$ ,  $\Delta x$  分别为测试中每个周期两个阀杆位移方向倒转处对应气室气压差和阀杆位移差。

库仑摩擦  $F_c$ : 气动薄膜执行机构做开环周期三角或梯形斜坡测试时, 记录阀杆正向运动和反向运动期间, 同一阀杆位移下的气室气压。

$$F_c = \frac{|\Delta P| \cdot S}{2} \quad (18)$$

式中,  $\Delta P$  为阀杆正向运动和反向运动期间, 同一阀杆位移下的气室气压差。

粘滞摩擦系数  $F_v$  和预紧力  $F_i$ : 气动薄膜执行机构做开环周期三角或梯形斜坡测试时, 记录同一周期阀杆处于正向和反向运动状态下各多组阀杆位移和相应气室气压, 并计算该周期正向和反向斜坡速度即为阀杆速度。

$$P_j \cdot S = k \cdot x_j + F_c \cdot \text{sing}(\dot{x}_j) + F_v \cdot \dot{x}_j + F_i \quad (19)$$

式中,  $k$ ,  $F_c$  分别由式 (16) 和式 (18) 相应参数辨识方法得出, 在式 (19) 中是已知量;  $j$  对应每组数据的组号,  $P_j$ ,  $x_j$ ,  $\dot{x}_j$  分别为第  $j$  组的气室气压, 阀杆位移和速度。需要注意的是, 在联立两组数据计算式 (19) 时, 该数据尽量避免是同一斜坡运动上的数据, 这是为了防止  $\dot{x}_j$  的相同造成方程组无解的情况。

移动部件质量  $m$  通常由阀门供应商提供。

为保证结果正确性，所有参数辨识方法中每个测试需做多次，并取平均值。

### 3 参数辨识实验及分析

#### 3.1 仿真模拟分析

由气动薄膜执行机构动力学方程和摩擦模型方程，通过 MATLAB/Simulink 搭建仿真模型，该模型如图 3 所示。

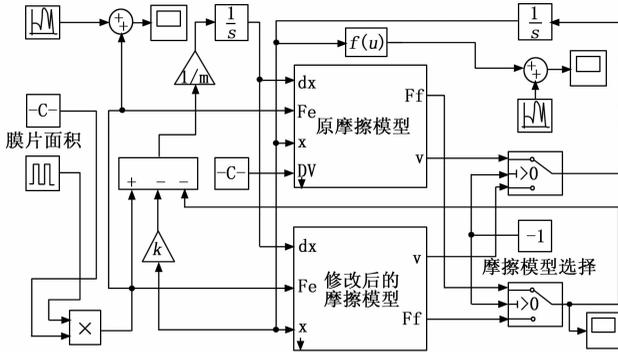


图 3 气动薄膜执行机构 Simulink 模型

该仿真模型能够模拟气动薄膜执行机构的开环运行状态，模型中各参数设定值： $m=2\text{ kg}$ ， $F_v=5\ 000\text{ N}\cdot\text{s}/\text{m}$ ， $F_c=200\text{ N}$ ， $F_s=200\text{ N}$ ， $k=200\ 000\text{ N}/\text{m}$ ， $F_i=1\ 800\text{ N}$ 。为验证摩擦模型修改前后的区别及参数辨识方法的可靠性，进行了如下仿真实验。

仿真实验一：

在开环无测量噪声情况下，原摩擦模型与修改后的摩擦模型在同一正弦激励下的阀杆位移过程的对比。

实验目的：观察原模型与修改后模型之间的区别，验证优化结果。

采样频率：10 000 Hz

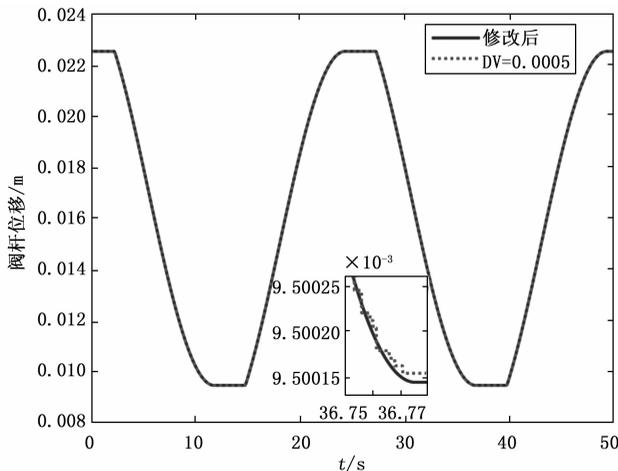


图 4 摩擦模型修改前后阀杆位移对比

图 4 中，实线表示模型修改后  $DV=0.000\ 5\text{ m}/\text{s}$  在的阀杆位移 (m) 随时间 (s) 变化曲线，虚线代表原模型在  $DV=0.000\ 5\text{ m}/\text{s}$  的阀杆位移 (m) 随时间 (s) 变化曲线。

实验结果显示，摩擦模型修改前，当阀杆运动临近静止时，阀杆位移呈阶梯式运动。修改后的模型与原模型对比，修改后的模型阀杆位移更平滑。模型修改前后阀杆位移差异并不显著，原因在于在气动薄膜执行机构动力学模型中，相对于弹簧弹力，摩擦力占比并不显著。仿真实验二选择修改后的模型进行实验。

仿真实验二：

在开环无测量噪声和有测量噪声情况下，修改后的气动薄膜执行机构模型在同一激励下的参数辨识结果对比。

实验目的：模拟验证在实际工况下，参数辨识方法的可行性。

采样频率：10 000 Hz

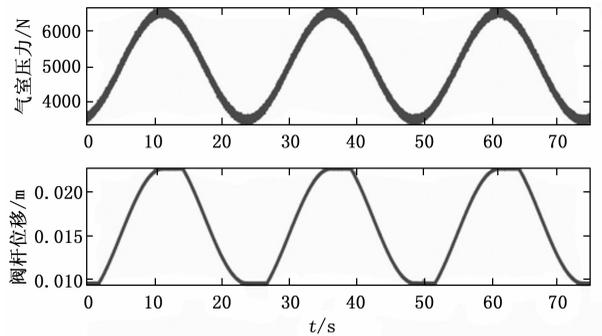


图 5 加入噪声的仿真结果

实验具体数据如表 1 所示。

表 1 仿真实验二参数辨识结果

参数	设定值	无噪声	误差/%	有噪声	误差/%
$m/\text{kg}$	2	20	1.89	5.5	
$F_c/\text{N}$	200	2 000	199.3	0.35	
$F_v/(\text{N}\cdot\text{s}/\text{m})$	5 000	50 000	4 707	5.86	
$k/(\text{N}/\text{m})$	2e5	2e5	0	1.999e5	0.05
$F_i/\text{N}$	1 800	1 800	0	1 801	0.06

结果表明，在有噪声的情况下，参数辨识方法得出的辨识值误差在可接受范围内，该方法可行。

#### 3.2 现场实验

本章对前文所述的参数辨识方法在实验台架上进行验证，实验台架结构如图 6 所示。

实验装置：气动阀，I/P 转换器，阀位变送器，压力变送器，其中气动阀阀杆行程 16 mm，填料为聚四氟乙烯，膜片有效受力面积  $0.038\text{ m}^2$ ，阀门移动部件质量 1.6 kg，上述气动阀参数均由阀门供应商提供。数据采集装置为美国国家仪器有限公司的 NI-DAQ-9332 机箱。

为了获取参数辨识所需数据，确保回归向量  $\beta [n]$  中所有系数都能影响气动薄膜执行机构模型动力学方程，通过上位机给定正弦激励信号，同时为了保证数值推算的准确性，设定采样频率为 1 000 Hz。实验采集的气室气压，

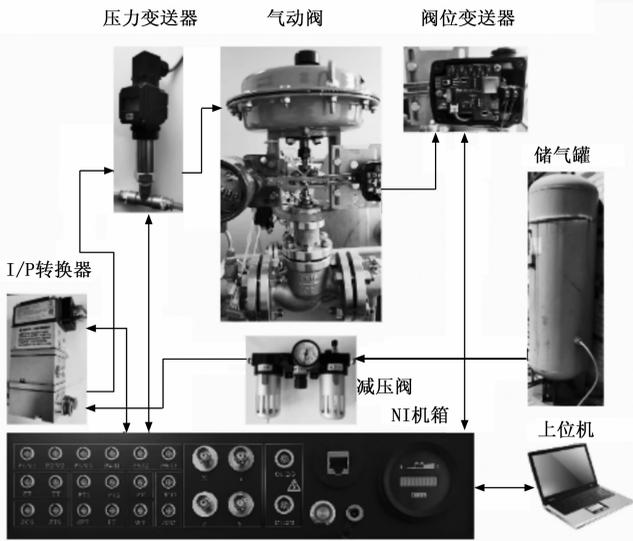


图 6 实验台架结构图

阀杆位移, 如图 7 所示。由于 I/P 转换器的动态特性, 采集的气室压力与给定的正弦激励信号在波形上有些许差异。

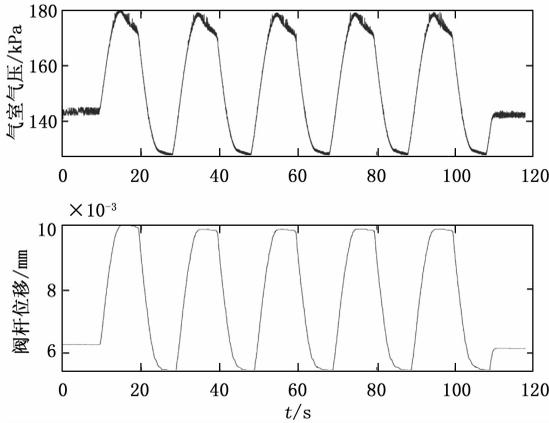


图 7 实验结果

为了获取气动薄膜执行机构模型参数的最优值, 下面将引入三个统计学参数作为评判标准。

式 (20) 为实际气室压力和估计气室压力的标准误差。

$$\sigma = \sqrt{\frac{\sum_{n=1}^n [F_e[n] - \hat{F}_e[n]]^2}{n_s - n_a}} \quad (20)$$

其中:  $n_s$  是  $F_e$  中数据数量,  $n_a$  是参数向量  $\alpha$  中参数数量, 本次研究中  $n_a=5$ ,  $\hat{F}_e$  是不同  $\Delta v$  下对应的估计值。气动阀模型参数的最优值在该标准误差最小值附近给出。

式 (21) 为实际气室压力和估计气室压力的相关系数。

$$R^2 = \frac{\sum_{n=1}^n [\hat{F}_e[n] - \bar{F}_e]^2}{\sum_{n=1}^n [F_e[n] - \bar{F}_e]^2} \quad (21)$$

其中:  $\bar{F}_e$  是  $F_e$  在  $n_s$  下的平均值。当相关系数越接近 1 时, 气动调节阀的模型参数取值可以认为取得了最优值。

最后一个评判标准是参数向量  $\alpha$  中每个参数对应的 p-

value。当 p-value 小于 0.05 时, 对应参数符合大于 95% 置信区间标准。

### 3.3 实验结果分析

对实验平台得出的实验数据进行分析处理。

其中在不同  $\Delta v$  下的各项参数辨识值变化曲线如图 8 所示。

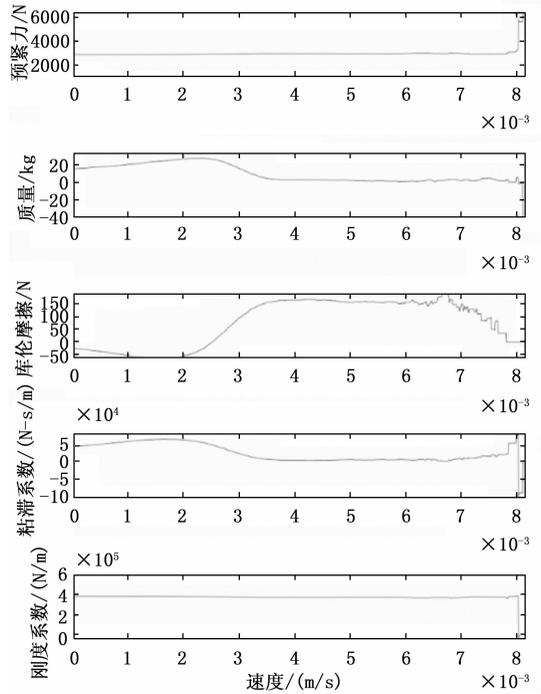


图 8 不同  $\Delta v$  下各参数辨识值

估计外力与实际外力的标准误差和相关系数如图 9 所示。

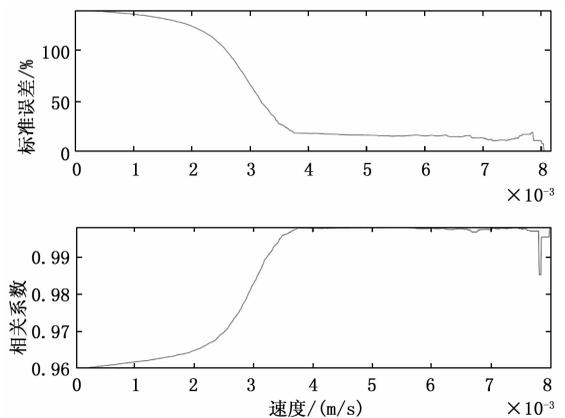


图 9 估计外力与实际外力的标准误差和相关系数

不同  $\Delta v$  下的各项参数 p-value 变化曲线如图 10 所示。

由第二节参数辨识方法, 结合图 8~10, 在  $\Delta v$  介于  $[0.004, 0.0058]$  区间内, 图 8 中参数向量  $\alpha$  中各参数辨识值变化趋于平稳, 图 9 中标准误差达到最小范围, 相关系数接近于 1, 图 10 中各参数 p-value 趋于 0, 说明该区间

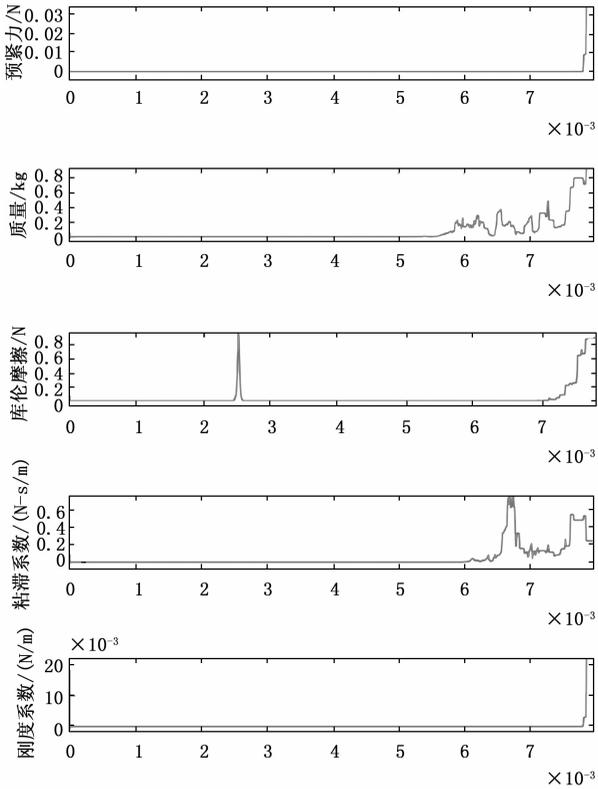


图 10 不同  $\Delta v$  下各参数 p-value

内模型中各参数是显著的。在  $\Delta v = 5.72 \times 10^{-3}$  m/s 时，标准误差趋于最小值，相关系数达到最大值，各参数对应 p-value 均小于 0.05。图 9 所示，当  $\Delta v < 4 \times 10^{-3}$  m/s 时，标准误差和相关系数均显著高于区间  $[0.004, 0.0058]$ ，且  $F_c$  出现负数的情况，原因在于阀杆相对运动速度较小的时间段多集中在阀杆位移方向反转的过度区间，该区间气室气压抖动剧烈，如图 7 气室气压曲线所示，这极大影响辨识的精度。当  $\Delta v > 5.8 \times 10^{-3}$  m/s 时， $m, F_v, F_c, k, F_i$  辨识结果值均随着  $\Delta v$  的递增波动加剧，原因在于随着  $\Delta v$  的递增，符合参数辨识的样本越少。综上所述，当  $\Delta v = 5.72 \times 10^{-3}$  m/s 时，各参数的辨识结果值最接近真实值。

其中基于多元线性回归方法和传统方法进行参数辨识的结果数据对比如表 2 所示。

表 2 现场实验参数辨识结果

参数	多元线性回归法	传统方法
$m/\text{kg}$	1.622 1	1.6
$F_c/\text{N}$	159.743 9	157.25
$F_v/(\text{N} \cdot \text{s}/\text{m})$	6 210	7 202
$k/(\text{N}/\text{m})$	374 290	362 366
$F_i/\text{N}$	2 948	2 889
$F_c/\text{N}$	159.743 9	162.31

表 2 中粘滞摩擦系数的辨识结果差异较大，原因有以下两点：

1) 在气动薄膜执行机构的动力学方程中，相对于占比更高的弹簧弹力，粘滞摩擦力占比极小，对气动薄膜执行机构运动的贡献并不显著。

2) 式 (19) 在估算粘滞摩擦系数和预紧力时，还有弹簧刚度系数和库伦摩擦参与计算，两个变量的估算本身就存在误差。

#### 4 气动薄膜执行机构模型验证

为了验证气动薄膜执行机构模型的可靠性，需要比对仿真和现场实验结果。仿真模型输入信号均为现场采集后经滤波的气室气压。

测试一：开环阶跃输入响应测试，验证模型能否重现死区和评估气动薄膜执行机构动态响应。图 11 为该激励信号作用下仿真与实验的阀杆位移对照结果。

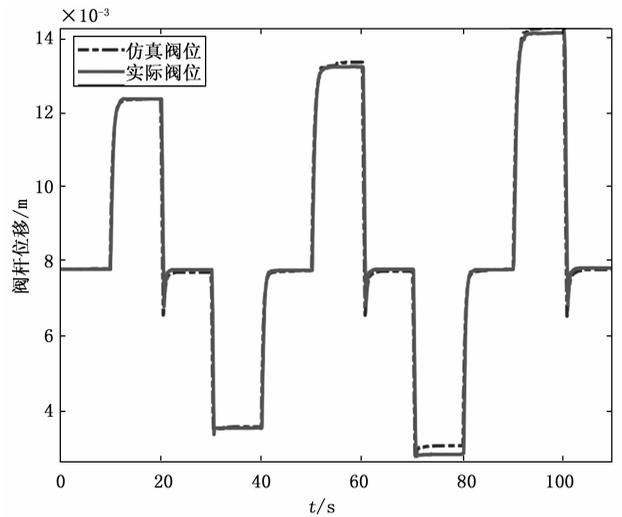


图 11 阶跃输入响应测试

测试二：输入信号为随机信号。选择该信号的原因在于当阀杆处于滑动状态时候，阀杆位移，速度和加速度都随时间不断变化，此时，气动阀模型中所有参数都会影响移动部件的力平衡。图 12 为该激励信号下仿真与实验的阀杆位置对照结果。

需要注意的是，由于 I/P 转换器的动态特性，在阀杆位移变小，I/P 转换器对外排气时，会出现图 11 和图 12 中排气过量导致位移出现尖峰的情况。

图 11 和图 12 中仿真和实验阀杆位移没有完全重合的原因有以下两点：

1) 实际生产中，气动薄膜执行机构阀杆不同部位与填料接触部分是不均匀的，摩擦系数可变，而人为量化的摩擦系数均为定值。

2) I/P 转换器在给气室充排气瞬间，气源供气压力不稳定且气路和气室存在一定程度漏气。

3) 实验使用的设备存在不同程度误差。

#### 5 结束语

本研究对应用于气动薄膜执行机构的 Karnopp 摩擦模

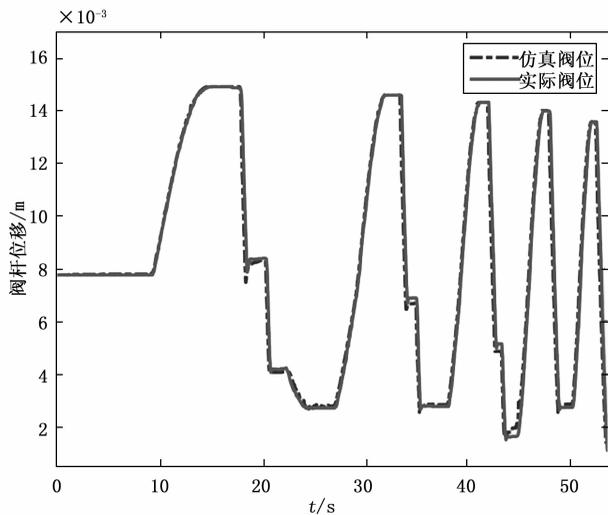


图12 正弦扫频测试

型动静摩擦切换条件进行修改。在传统方法的基础上, 将多元线性回归和最小二乘法对气动薄膜执行机构参数进行辨识, 通过仿真和现场实验验证模型修改前后区别和参数辨识方法的可行性, 得出如下结论:

1) 应用于气动薄膜执行机构的传统 Karnopp 摩擦模型存在的实际问题进行分析, 并对其动静摩擦切换条件进行修改, 解决了 DV 取值问题。

2) 通过带测量噪声的仿真和现场采集气动薄膜执行机构输入输出的真实实验数据, 验证基于多元线性回归和最小二乘法的参数辨识方法是有效的。该方法相对于传统方法, 极大减少建模工作量。

3) 修改后的模型和参数辨识方法并不局限于本研究, 经适当修改可应用于其它领域, 提高其实用性和普适性。

#### 参考文献:

- [1] SUNAN HUANG, WENYU LIANG, TAN K. Intelligent friction compensation: A review [J]. IEEE/ASME Transactions on Mechatronics, 2019, 24 (4): 1763 - 1774.
- [2] CHOUDHURY M A A S, MRIDUL JAIN, SHAH S L. Stiction—definition, modelling, detection and quantification [J]. Journal of Process Control, 2008, 18 (3): 232 - 243.
- [3] 陈建伟. 调节阀的使用与故障对策分析 [J]. 今日自动化, 2021, 10 (8): 46 - 47.
- [4] 何熊熊, 邹涛, 等. 气动调节阀静摩擦的 Kano 模型与检测方法的进一步研究 [J]. 化工学报, 2008, 59 (7): 1691 - 1697.
- [5] MOHAMMAD M A, HUANG B. Frequency Analysis and Experimental Validation for Stiction Phenomenon in Multi-Loop Processes [J]. Journal of Process Control, 2011, 21 (4): 437 - 447.
- [6] 孔祥臻, 王勇, 蒋守勇. 基于 Stribeck 模型的摩擦颤振补偿 [J]. 机械工程学报, 2010, 46 (5): 68 - 73.

- [7] LAFMEJANI A S, MASOULEH M T, KALHOR A. An experimental study on friction identification of a pneumatic actuator and dynamic modeling of a proportional valve [C] //2016 4th International Conference on Robotics and Mechatronics (ICROM). IEEE, 2016: 166 - 172.
- [8] LAI W K, RAHMAT M F, WAHAB N A. Modeling and controller design of pneumatic actuator system with control valve [J]. International Journal on Smart Sensing & Intelligent Systems, 2012, 5 (3): 624 - 644.
- [9] PENG B, BERGS T, SCHRAKNEPPER D, et al. Development and validation of a new friction model for cutting processes [J]. The International Journal of Advanced Manufacturing Technology, 2020, 107 (11): 4357 - 4369.
- [10] SAHA A, WAHI P, WIERCIGROCH M, et al. A modified LuGre friction model for an accurate prediction of friction force in the pure sliding regime [J]. International Journal of Non-Linear Mechanics, 2016, 80 (3): 122 - 131.
- [11] BRASIO A S R, ROMANENKO A, FERNANDES N C P. Modeling, detection and quantification, and compensation of stiction in control loops: The state of the art [J]. Industrial & Engineering Chemistry Research, 2014, 53 (39): 15020 - 15040.
- [12] CHOUDHURY M A A S, SHAH S L, THORNHILL N F. Diagnosis of poor control-loop performance using higher-order statistics [J]. Automatica, 2004, 40 (10): 1719 - 1728.
- [13] KANO M, MARUTA H, KUGEMOTO H, et al. Practical model and detection algorithm for valve stiction [J]. IFAC Proceedings Volumes, 2004, 37 (9): 859 - 864.
- [14] HE Q P, WANG J, POTTMANN M, et al. A curve fitting method for detecting valve stiction in oscillating control loops [J]. Industrial & engineering chemistry research, 2007, 46 (13): 4549 - 4560.
- [15] GARCIA C. Comparison of friction models applied to a control valve [J]. Control Engineering Practice, 2008, 16 (10): 1231 - 1243.
- [16] MARQUES F G, GARCIA C. Stribeck parameters estimation of a diaphragm valve using Quasi Newton method [J]. IFAC-PapersOnLine, 2019, 52 (1): 225 - 230.
- [17] GARCIA C. Friction model parameter estimation for control valves [J]. IFAC Proceedings Volumes, 2007, 40 (5): 273 - 278.
- [18] KORMYLO J, JAIN V. Two-pass recursive digital filter with zero phase shift [J]. IEEE Transactions on Acoustics, Speech, and Signal Processing, 1974, 22 (5): 384 - 387.
- [19] 刘建军. 智能阀门定位器在气动执行机构中的应用 [J]. 设备管理与维修, 2017 (9): 116 - 117.
- [20] CHOUDHURY M A A S, N F THORNHILL, SHAH S L, et al. Automatic detection and quantification of stiction in control valves [J]. Control Engineering Practice, 2006, 14 (12): 1395 - 141.