

# 考虑压力效应的液压缸摩擦模型研究

李毅波<sup>1</sup> 曾云龙<sup>1</sup> 潘 晴<sup>1,2</sup> 姜雪鹏<sup>1</sup>

(1. 中南大学轻合金研究院, 长沙 410083; 2. 浙江大学流体动力与机电系统国家重点实验室, 杭州 310027)

**摘要:** 应用经典摩擦模型描述液压缸摩擦力时, 由于未考虑油液压力效应对摩擦力的影响, 模型预测效果欠佳。为了克服该问题, 引入压力影响系数和动态摩擦时间常数, 基于 Stribeck 和广义 Maxwell 滑动模型 (GMS) 提出了改进的稳态摩擦模型 (P-Stribeck) 和动态摩擦模型 (P-GMS)。搭建了伺服阀控液压缸系统摩擦特性测试实验台, 在不同密封形式、不同缸径、不同负载、不同加速度及频率下进行了液压缸往复运动摩擦特性测试。采用智能遗传算法, 利用液压缸测试实验台采集的进出口压力、位移、速度、摩擦力等数据, 分别采用改进的稳态摩擦模型和动态摩擦模型进行参数辨识和模型检验。对不同复杂工况下实验数据与经典摩擦模型以及所提出的改进模型的预测结果进行对比和误差分析, 结果表明: P-Stribeck 模型预测液压缸稳态摩擦力的精度明显优于 Stribeck 模型, P-GMS 模型预测液压缸动态摩擦力的精度优于 GMS 摩擦模型, 从而验证了所提出摩擦模型的有效性。

**关键词:** 摩擦力; 液压伺服系统; 广义 Maxwell 滑动模型; 参数辨识

**中图分类号:** TH137 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2020)11-0418-09

**OSID:**



## Pressure Dependent Friction Model of Hydraulic Cylinder

LI Yibo<sup>1</sup> ZENG Yunlong<sup>1</sup> PAN Qing<sup>1,2</sup> JIANG Xuepeng<sup>1</sup>

(1. Light Alloy Research Institute, Central South University, Changsha 410083, China

2. State Key Laboratory of Fluid Power and Mechatronic Systems, Zhejiang University, Hangzhou 310027, China)

**Abstract:** The friction force cannot be predicted accurately by using the classical friction model without considering hydraulic fluid pressure effects. In order to solve this problem, the modified steady-state friction model (P-Stribeck) and dynamic friction model (P-GMS) based on Stribeck and generalized Maxwell slip model (GMS) were proposed by introducing pressure influence coefficient dynamic friction time constant. To validate the effectiveness of those proposed friction models, a hydraulic cylinder test platform was developed to study the friction characteristics of hydraulic cylinders. Therefore, the friction behaviors of hydraulic cylinders for different seal types, different cylinder bores, different loads, different velocity and frequencies were investigated. The intelligent genetic algorithm was adopted to identify the friction parameters of the proposed steady friction model and dynamic friction model. The identification and validation procedures of the developed friction models were conducted with the data of inlet and outlet pressure, displacement/velocity, friction force and other data collected from the hydraulic cylinder test bench. The experimental results were compared with that of predicted by the classic friction models and proposed friction models. Also, an error analysis procedure of the proposed friction models was conducted under different operation conditions. The results showed that the predicting accuracy of steady state friction force of the P-Stribeck model was better than that of the Stribeck model; in addition, the precision of friction estimation of the proposed P-GMS model was higher than that of the GMS model.

**Key words:** friction; hydraulic servo system; generalized Maxwell slip model; parameter identification

收稿日期: 2020-02-15 修回日期: 2020-04-15

**基金项目:** 国家自然科学基金资助项目(51805551)、湖南省自然科学基金项目(2019JJ50799)、流体动力与机电系统国家重点实验室开放基金课题项目(GZKF-201924)和中南大学研究生自主探索创新项目(2019zzts524)

**作者简介:** 李毅波(1981—),男,副教授,博士,主要从事机电液多学科集成建模与控制研究,E-mail: liyibo@csu.edu.cn

**通信作者:** 潘晴(1988—),男,讲师,博士,主要从事液压伺服系统与机器人建模与控制研究,E-mail: panqing0905@gmail.com

0 引言

液压缸因具有驱动力大、功重比大、响应快、操纵方便、可自动实现过载保护等优点而广泛应用于各种工业设备中。在含有伺服阀控液压缸的液压系统中,非线性摩擦力是影响液压系统位置和速度控制精度的主要因素,而摩擦力来源于液压缸的往复运动密封界面,与运动速度、液压油压力等因素密切相关。因此,国内外研究者针对摩擦力建模进行了大量研究。

为了消除摩擦力对液压伺服系统的不良影响、提高液压系统控制性能,国内外研究学者进行了大量的摩擦科学实验。Stribeck 模型<sup>[1]</sup>能描述低速时摩擦力随速度增加而减小、高速工况摩擦力随速度增大而增大的现象,故广泛应用于控制系统<sup>[2-5]</sup>中,并且控制精度得到显著提高。进一步研究发现,Stribeck 摩擦模型在预测稳态摩擦力时比较理想,但预测动态摩擦力则不太理想<sup>[6]</sup>。LuGre 模型<sup>[7]</sup>将两个相互运动物体的接触部分表征为鬃毛模型,该模型能很好地预测摩擦滞后、Stribeck 效应、预滑动阶段等摩擦特性,被广泛应用于摩擦补偿控制系统<sup>[8-9]</sup>。TRAN 等<sup>[10]</sup>针对液压系统实际情况,建立了考虑负载变化、油膜厚度和时间参数的改进 LuGre 摩擦模型,该模型能很好地预测摩擦滞后、Stribeck 效应、预滑动阶段等摩擦特性,与经典 LuGre 摩擦模型相比,预测能力更强。PAN 等<sup>[11]</sup>在文献[10]基础上,考虑了油膜厚度的非线性特性,引入了 Bouc - Wen 模型,在伺服液压系统中使用柱塞式液压缸实验对模型进行验证,进一步提高了摩擦力预测精度。在 LuGre 模型后,AL-BENDER 等<sup>[12]</sup>提出了 GMS (Generized Maxwell slip) 摩擦模型,该模型具有较强的摩擦力预测能力,主要表现在对摩擦滞后、预滑动阶段和 Stribeck 效应等摩擦特性具有更加准确的描述能力。BOEGLI 等<sup>[13]</sup>提出了 Smoothed - GMS 模型,该模型使用基于梯度的微分方程衔接摩擦过程中的预滑动阶段和滑动阶段。NILKHAMHANG 等<sup>[14]</sup>提出基于线性 Stribeck 模型的 GMS 模型进行自适应摩擦补偿,并验证了模型的有效性。KANG 等<sup>[15]</sup>改进了 GMS 摩擦模型,针对电液伺服系统中存在的不确定性干扰和非线性摩擦力,设计了自适应滑模控制器,进行了摩擦补偿控制实验,取得了较高的力跟踪控制精度。倪风雷等<sup>[16]</sup>基于速度观测器进行了 GMS 参数辨识,并基于 GMS 模型进行摩擦补偿,得到了较好的位置控制精度。

液压系统中液压缸的摩擦力主要来源于活塞密封件与液压缸缸体的相互作用。密封件形变对液压

缸摩擦力有显著影响,而液压缸油腔内油压会影响密封件的形变,进而影响密封件与活塞杆和缸体的接触状态,从而影响摩擦力的变化。在实际液压伺服控制系统中,大部分学者直接采用经典的摩擦模型进行摩擦补偿控制<sup>[17-26]</sup>,很少考虑液压系统中油压对摩擦力的影响。本文提出考虑压力效应的稳态摩擦模型和动态摩擦模型,搭建用于验证液压缸摩擦模型预测效果的摩擦力测试实验台,研究复杂工况下液压缸稳态摩擦特性和动态摩擦特性,提出摩擦模型的摩擦参数辨识算法。

1 液压缸摩擦特性实验平台构建

液压缸摩擦力测试实验台如图 1 所示。在被测油缸的进油口和出油口处均安装压力传感器 (ATOS, E - ART - 8/250/I 型),用以测量被测缸压力。液压缸活塞运动位移由安装在液压缸同一运动方向的位移传感器 (MTS, RPM0800MD601V61 型) 测得,运动速度由位移信号经滤波后进行差分获得。通过伺服阀 (ATOS, DLHZO - TEB - SN - NP - 060 - L71/I 型) 来控制进入被测油缸的流量,从而实现调速。实验台位移信号的输出端口、压力传感器输出端口经过 PLC S7 - 1200 数据采集模块送入上位机,在后台进行数据处理并存储。实验台测控软件编程环境基于 LabVIEW 软件平台,控制系统采用速度闭环 PID 控制,调速范围可达 0.5 ~ 100 mm/s,可以实现正弦、三角波或者常值跟踪速度下的液压缸摩擦力测试。实验平台的液压控制系统原理图如图 2 所示。

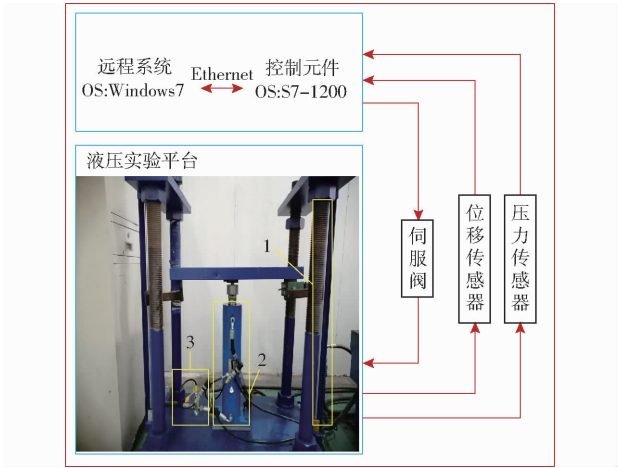


图 1 摩擦力测试实验平台

Fig. 1 Experiment platform of friction test

1. 位移传感器 2. 液压缸 3. 压力传感器

根据牛顿第二定律,运动部件液压缸活塞的运动学方程表示为

$$F_r = p_1 A_1 - p_2 A_2 - mg - ma \tag{1}$$

式中  $m$ ——运动部件质量  
 $F_r$ ——液压缸摩擦力

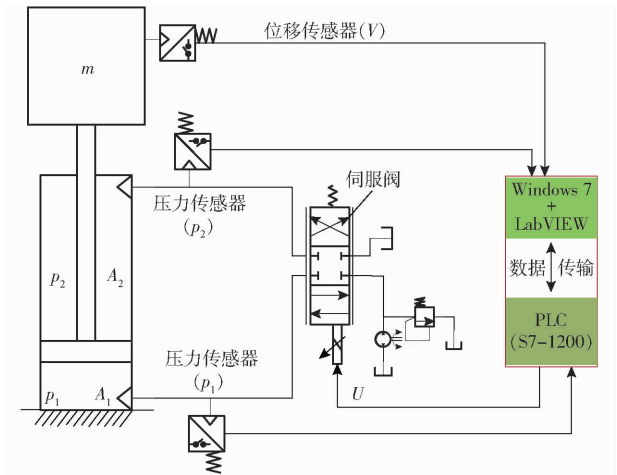


图 2 液压缸控制系统

Fig. 2 Hydraulic cylinder control system

- $p_1$ ——被测液压缸下腔压力
- $p_2$ ——被测液压缸上腔压力
- $A_1$ ——被测液压缸下腔活塞有效面积
- $A_2$ ——被测液压缸上腔活塞有效面积
- $g$ ——重力加速度
- $a$ ——加速度

使用卡尔曼滤波器处理位移信号得到加速度  $a$ ,因而根据式(1)可测得摩擦力。当以正弦信号为速度跟踪信号(速度  $v$  为  $-5 \sim 5$  mm/s,频率  $f=0.5$  Hz)时,测得的实验数据如图 3 所示。

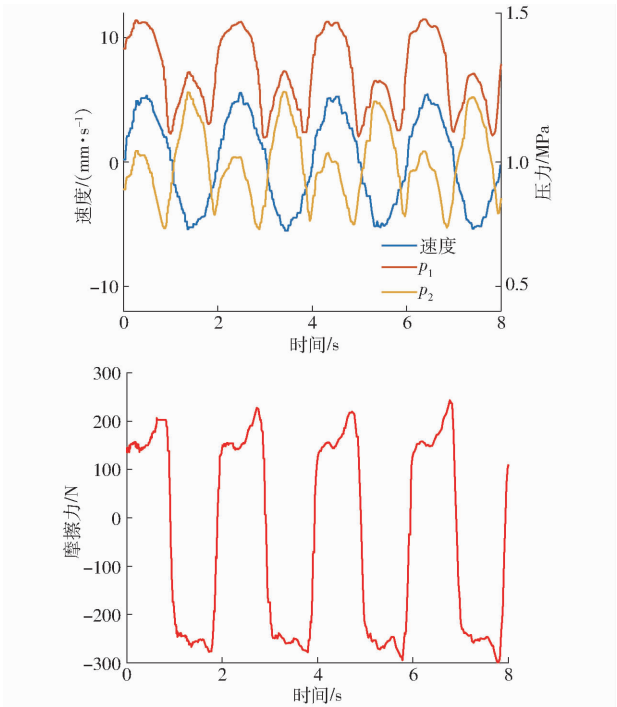


图 3 动态摩擦力测试实验结果( $f=0.5$  Hz)

Fig. 3 Experiment sample of dynamic friction( $f=0.5$  Hz)

为了验证液压缸上下油腔压力和液压缸密封形式对摩擦特性的影响,采用 3 种不同密封形式(U 形:活塞杆和活塞处皆为 U 形密封;T 形:活塞杆处

为 U 形密封,活塞处为组合密封;G 形:活塞杆处为 U 形密封,活塞处为格莱圈密封)液压缸进行实验,并且还考虑了液压缸缸径和负载特性对摩擦特性的影响,使用的液压缸种类如表 1 所示,所有液压缸行程为 250 mm。

表 1 液压缸种类  
Tab. 1 Types of hydraulic cylinder

| 编号 | 密封形式 | 活塞直径/活塞杆直径/mm |
|----|------|---------------|
| 1  | U    | 40/20         |
| 2  | U    | 80/40         |
| 3  | U    | 100/50        |
| 4  | T    | 100/50        |
| 5  | G    | 100/50        |

所有实验均在常温、供油压力恒定(8.0 MPa)工况下进行。分别研究了稳态摩擦力特性和动态摩擦力特性在复杂工况下的变化规律。

2 液压缸摩擦模型

2.1 GMS 摩擦模型

GMS 摩擦模型如图 4 所示。该模型能描述 3 个基本现象:①常速下的 Stribeck 曲线。②预滑动阶段的不具有本地记忆的滞回效应。③滑动阶段的摩擦滞后。该模型提高摩擦力预测精确性<sup>[14]</sup>,摩擦力表示为

$$F_r = \sum_{i=1}^N F_f^i + \sigma_2 v$$

(2)

- 式中  $N$ ——等效摩擦单元数量
- $F_f^i$ ——独立单元的摩擦力
- $\sigma_2$ ——粘性摩擦系数

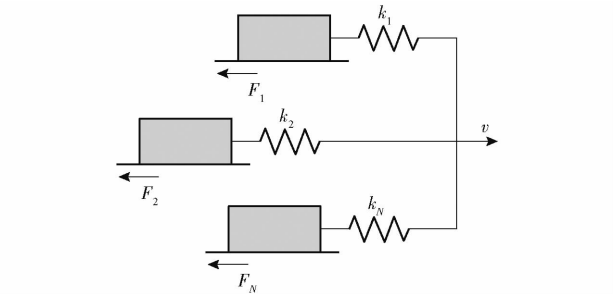


图 4 GMS 摩擦模型

Fig. 4 GMS friction model

当摩擦单元处于粘滞状态时,独立单元摩擦力为

$$\frac{dF_f^i}{dt} = k_i \dot{x}$$

(3)

式中  $k_i$ ——摩擦单元刚度

当摩擦单元处于滑动状态且液压缸速度大于零时,独立单元摩擦力为

$$\frac{dF_f^i}{dt} = C \left( \operatorname{sgn}(\dot{x}) \alpha_i - \frac{F_f^i}{s(\dot{x})} \right)$$

(4)

其中

$$\sum_{i=1}^N \alpha_i = 1 \tag{5}$$

式(4)中 Stribeck 曲线为

$$s(\dot{x}) = F_c + (F_s - F_c) \exp\left(-\left|\frac{v}{v_s}\right|^2\right) \tag{6}$$

式中  $F_c$ ——库仑摩擦力  $\alpha_i$ ——单元权重  
 $C$ ——引力系数  $v_s$ ——Stribeck 速度  
 $F_s$ ——最大稳态摩擦力

2.2 考虑压力效应的摩擦模型

2.2.1 稳态摩擦模型

提出了考虑液压缸进出油口压力的稳态摩擦模型(P-Stribeck),因为液压缸摩擦力主要来源于密封件与活塞杆和活塞与液压缸内壁的相互作用,并且油腔压力增大会影响密封件形变,进而加强密封件与活塞杆相互作用,影响摩擦特性,为了改进 Stribeck 摩擦模型,因此引入有杆腔和无杆腔压力影响系数表征油液压力的影响。该模型表达式为

$$F_{pr} = \frac{K_{pr1}P_1}{P_a} + \frac{K_{pr2}P_2}{P_a} \tag{7}$$

$$F_{sp}(\dot{x}) = F_{pr} + F_c + (F_s - F_c) \exp\left(-\left|\frac{v}{v_s}\right|^2\right) \tag{8}$$

式中  $K_{pr1}$ 、 $K_{pr2}$ ——压力系数  
 $F_{pr}$ ——压力对摩擦力影响项  
 $F_{sp}$ ——考虑压力效应的稳态摩擦力  
 $p_a$ ——压力,取 0.1 MPa

2.2.2 动态摩擦模型

结合文献[11-12,14]和式(8)提出了考虑液压缸进出油口压力的动态摩擦模型(P-GMS)。文献[11-12]通过分析液压缸密封油膜动力学和密封界面非定常流体动力学发现,动态摩擦力模型摩擦力相对于速度变量具有相位超前特征,因此在 LuGre 模型摩擦力项中加入速度一阶微分环节,即活塞运动加速度,以表征运动加速度对摩擦力的影响。为此,本文动态摩擦模型计及加速度和压力效应的双重因素影响,提出了摩擦力预测方法,即

$$F_{DP} = \sum_{i=1}^N F_{pf}^i + \sigma_2 \left( v + T \frac{dv}{dt} \right) \tag{9}$$

式中  $F_{DP}$ ——考虑压力效应的动态摩擦力  
 $F_{pf}^i$ ——考虑压力效应的独立单元的摩擦力  
 $T$ ——流体润滑动态摩擦时间常数

3 摩擦模型参数辨识

以多种工况下的液压缸摩擦力测试实验数据为基础,对所提出的摩擦模型进行参数辨识。参数辨识过程分为 2 个步骤,首先使用遗传算法辨识稳态摩擦参数,再使用稳态摩擦参数辨识动态

摩擦参数。  
3.1 稳态摩擦参数辨识

当液压缸在垂直方向上匀速稳定状态下运动时,使用 PID 控制器保证速度的跟踪精度,使液压缸在给定速度(1、5、10、15、20、25、30、35、40 mm/s)下运行,并采集实验的位移、速度、压力等数据。液压缸缸径 40 mm、负载 720.3 N、U 形密封液压缸稳态摩擦参数辨识结果如表 2 所示,辨识效果如图 5 所示。

表 2 稳态摩擦参数辨识结果  
Tab.2 Identification result of steady state

| 参数 | $F_s/\text{N}$ | $F_c/\text{N}$ | $v_s/(\text{m}\cdot\text{s}^{-1})$ | $\sigma_2/(\text{N}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{s})$ |
|----|----------------|----------------|------------------------------------|------------------------------------------------------|
| 正向 | 292            | 98             | 0.004 1                            | 2 971                                                |
| 反向 | -332           | 117            | 0.005 0                            | 6 135                                                |

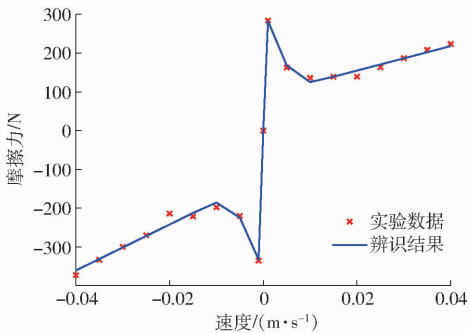


图 5 稳态摩擦力辨识结果

Fig. 5 Identification result of steady steady state friction

3.2 动态摩擦参数辨识

为了辨识 GMS 摩擦模型动态参数刚度  $k_i$  和权重  $\alpha_i$ ,采用小幅值的正弦信号进行实验,同样也是采用 PID 控制器进行速度跟踪,获得实验数据后经过辨识得动态摩擦参数。

将 GMS 摩擦模型的单元块设置为 3 个,即  $N = 3$ ,可得到不同实验条件下与之相对应的刚度  $k_i$  ( $i = 1, 2, 3$ )和  $\alpha_i$  ( $i = 1, 2, 3$ ),将辨识得到的 GMS 摩擦模型参数代入 P-GMS 模型中辨识 P-GMS 模型的压力参数  $K_{pr1}$ 、 $K_{pr2}$ 、 $T$ 。液压缸直径 40 mm 时动态摩擦参数辨识结果如表 3 所示,参数  $C = 0.054\ 7\ \text{N/s}$ ,  $K_{pr1} = 12.96$ ,  $K_{pr2} = -13.12$ ,  $T = 1.204$ 。

表 3 动态摩擦参数辨识结果  
Tab.3 Identification result of dynamic state

| 参数                                 | $i = 1$           | $i = 2$           | $i = 3$           |
|------------------------------------|-------------------|-------------------|-------------------|
| $k_i/(\text{N}\cdot\text{m}^{-1})$ | $3.0 \times 10^5$ | $8.7 \times 10^5$ | $9.3 \times 10^5$ |
| $\alpha_i$                         | 0.105 8           | 0.297 2           | 0.597 0           |

4 摩擦模型预测效果与实验结果对比

4.1 稳态摩擦特性

4.1.1 不同缸径、不同负载下的稳态摩擦特性

采用 3 种不同缸径(40、80、100 mm)、同等密



封形式液压缸,在特定速度(15 mm/s)、相同负载(720.3、1 440.6、2 160.9 N)、泵出口压力恒定(8.0 MPa)工况下进行实验。

如图 6 所示,在负载 720.3 N、速度 15 mm/s 实

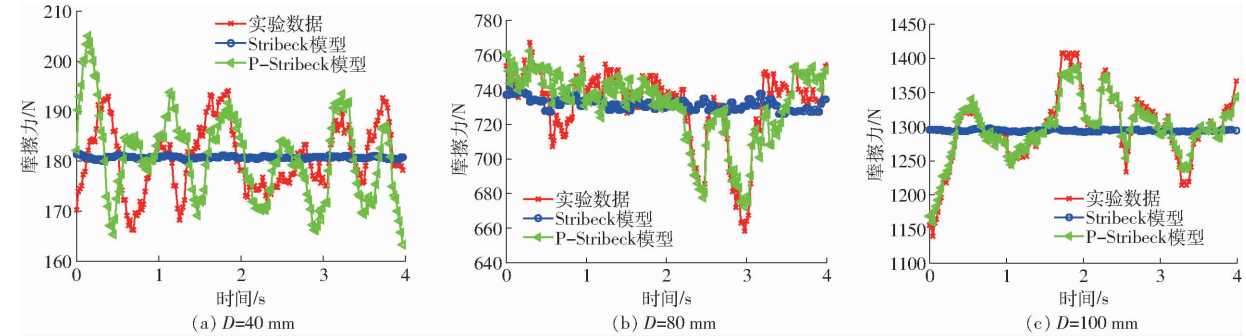


图 6 恒定速度、不同缸径下摩擦力辨识结果对比(U 形密封,速度 15 mm/s 负载 720.3 N)

Fig. 6 Comparison results of friction identification at constant velocity with different diameters  
(U-seal, velocity 15 mm/s, load 720.3 N)

表 4 不同缸径下稳态摩擦参数辨识结果  
(速度 15 mm/s,负载 720.3 N)

Tab. 4 Identification result of steady state (velocity 15 mm/s, load 720.3 N)

| 缸径/<br>mm | $F_s$ /N | $F_c$ /N | $v_s$ /<br>( $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ ) | $\sigma_2$ /<br>( $\text{N}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{s}$ ) | $K_{pr1}$ | $K_{pr2}$ |
|-----------|----------|----------|---------------------------------------------|---------------------------------------------------------------|-----------|-----------|
| 40        | 1 085    | 119      | 0.006 2                                     | $4.0\times10^3$                                               | 77        | -101      |
| 80        | 1 166    | 451      | 0.011 7                                     | $9.3\times10^3$                                               | 334       | -336      |
| 100       | 1 200    | 11       | 0.021 0                                     | $3.8\times10^4$                                               | 577       | -492      |

采用文献[12]NRMSE 误差分析方法,计算式为

$$NRMSE = \frac{RMSE}{\overline{F_r}} \times 100\%$$
 (10)

式中  $RMSE$ ——均方根误差  
 $NRMSE$ ——正则化均方根误差  
 $\overline{F_r}$ ——不同实验工况对应速度下的摩擦力平均值

表 5 为采用 NRMSE 误差分析方法对负载 720.3 N、速度 15 mm/s、供油压力 8.0 MPa 工况下液压缸摩擦力辨识进行的误差分析结果,结果表明,

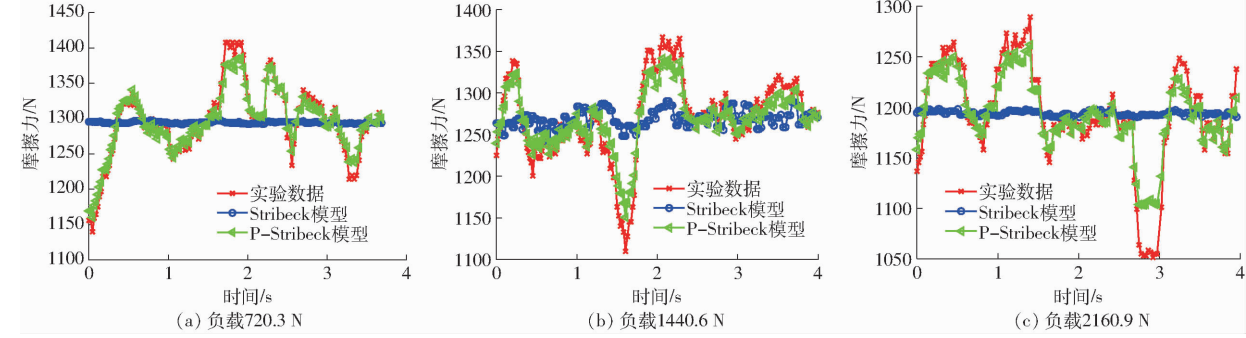


图 7 恒定速度、不同负载下摩擦力辨识结果对比(缸径 100 mm,速度 15 mm/s)

Fig. 7 Comparison results of friction identification at situation of constant velocity with different loads  
(diameter 100 mm, velocity 15 mm/s)

验条件下,测得不同缸径液压缸的实验数据并与 Stribeck、P-Stribeck 模型预测结果进行对比,参数辨识结果如表 4 所示;由图 6 可得,本文所提出的摩擦模型预测效果明显优于 Stribeck 模型。

P-Stribeck模型在负载 720.3 N、驱动速度 15 mm/s 工况下 3 种缸径(40、80、100 mm)U 形密封液压缸稳态摩擦力预测的 NRMSE 分别为 2.80%、1.55%、0.86%,其预测精度优于经典 Stribeck 模型,该模型对该工况下液压缸摩擦力预测是有效的。

表 5 不同缸径下 Stribeck 和 P-Stribeck 模型摩擦力  
预测误差分析结果(速度 15 mm/s,负载 720.3 N)

Tab. 5 Error analysis of friction prediction between  
Stribeck model and P-Stribeck model  
(velocity 15 mm/s, load 720.3 N) %

| 模型         | 缸径/mm |      |      |
|------------|-------|------|------|
|            | 40    | 80   | 100  |
| Stribeck   | 3.70  | 2.84 | 4.05 |
| P-Stribeck | 2.80  | 1.55 | 0.86 |

在缸径 100 mm、速度 15 mm/s 实验条件下,不同负载工况的摩擦力预测结果如图 7 所示,参数辨识结果如表 6 所示。从图 7 中可知,本文所提出的稳态摩擦模型预测效果明显优于 Stribeck 模型。

表 6 不同负载下稳态摩擦参数辨识结果 (缸径 100 mm, 速度 15 mm/s)

| Tab. 6 Identification result of steady state<br>(diameter 100 mm, velocity 15 mm/s) |          |          |                                             |                                                               |           |           |
|-------------------------------------------------------------------------------------|----------|----------|---------------------------------------------|---------------------------------------------------------------|-----------|-----------|
| 负载/N                                                                                | $F_s$ /N | $F_c$ /N | $v_s$ /<br>( $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ ) | $\sigma_2$ /<br>( $\text{N}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{s}$ ) | $K_{pr1}$ | $K_{pr2}$ |
| 720.3                                                                               | 1 200    | 11       | 0.021                                       | $3.8\times10^4$                                               | 577       | -492      |
| 1 440.6                                                                             | 0.07     | 598      | 0.021                                       | $6.8\times10^4$                                               | 539       | -447      |
| 2 160.9                                                                             | 1 200    | 0.003 8  | 0.022                                       | $2.9\times10^4$                                               | 465       | -405      |

表 7 为采用 NRMSE 误差分析方法对不同负载 (720.3、1 440.6、2 160.9 N)、速度 15 mm/s、供油压力 8.0 MPa 工况下液压缸力辨识进行误差分析的结果,结果表明 P-Stribeck 模型在 3 种负载 (720.3、1 440.6、2 160.9 N)、运动速度 15 mm/s、缸径 100 mm 工况下,U 形密封液压缸稳态摩擦力预测的 NRMSE 分别为 0.86%、1.25%、1.43%,该模型摩擦力预测精度高于 Stribeck 模型,P-Stribeck 模型对预测该工况下液压缸摩擦力有效。

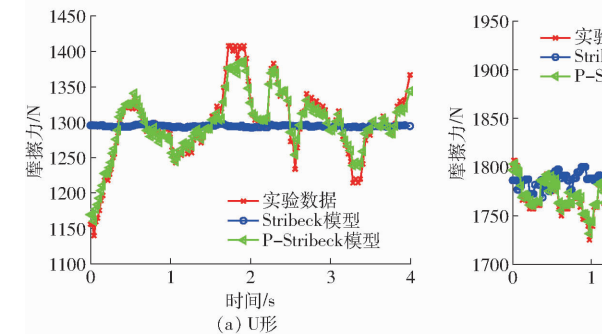


图 8 恒定速度、不同密封形式下摩擦力辨识结果对比 (缸径 100 mm,速度 15 mm/s,负载 720.3 N)

Fig. 8 Comparison results of friction identification with different sealing types at constant velocity  
(diameter 100 mm, velocity 15 mm/s, load 720.3 N)

表 8 不同密封形式下稳态摩擦参数辨识结果 (缸径 100 mm,速度 15 mm/s,负载 720.3 N)

| Tab. 8 Identification result of steady state<br>(diameter 100 mm, velocity 15 mm/s, load 720.3 N) |          |          |                                             |                                                               |           |           |
|---------------------------------------------------------------------------------------------------|----------|----------|---------------------------------------------|---------------------------------------------------------------|-----------|-----------|
| 密封形式                                                                                              | $F_s$ /N | $F_c$ /N | $v_s$ /<br>( $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ ) | $\sigma_2$ /<br>( $\text{N}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{s}$ ) | $K_{pr1}$ | $K_{pr2}$ |
| U 形                                                                                               | 1 200    | 10.58    | 0.021 0                                     | $3.8\times10^4$                                               | 577       | -492      |
| T 形                                                                                               | 312      | 73.46    | 0.029 2                                     | $1.0\times10^5$                                               | 695       | -551      |
| G 形                                                                                               | 28       | 851.40   | 0.026 3                                     | $6.3\times10^4$                                               | 698       | -552      |

720.3 N、速度 15 mm/s、供油压力 8.0 MPa 工况下液压缸摩擦力辨识进行误差分析的结果,结果表明,P-Stribeck 模型在负载 720.3 N、运动速度 15 mm/s、缸径 100 mm 工况下 3 种密封形式液压缸稳态摩擦力预测的 NRMSE 分别为 0.86%、0.27%、0.46%,该模型摩擦力预测精度高于 Stribeck 模型,P-Stribeck 模型对预测该工况下液压缸摩擦力有效。

表 7 不同负载下 Stribeck 和 P-Stribeck 模型摩擦力预测误差分析 (缸径 100 mm,速度 15 mm/s)

| Tab. 7 Error analysis of friction prediction between<br>Stribeck model and P-Stribeck model<br>(diameter 100 mm, velocity 15 mm/s) |       |         |         | % |
|------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-------|---------|---------|---|
| 模型                                                                                                                                 | 负载/N  |         |         |   |
|                                                                                                                                    | 720.3 | 1 440.6 | 2 160.9 |   |
| Stribeck                                                                                                                           | 4.05  | 3.81    | 4.2     |   |
| P-Stribeck                                                                                                                         | 0.86  | 1.25    | 1.43    |   |

4.1.2 不同密封形式下的稳态摩擦特性

采用 3 种不同密封形式、相同缸径 (100 mm) 液压缸,在特定速度 (15 mm/s)、相同负载 (720.3 N)、泵出口压力恒定 (8.0 MPa) 工况下进行实验。

如图 8 所示,测得不同密封形式液压缸实验数据与摩擦力预测效果比较,参数辨识结果如表 8 所示。由图 8 可得,本文所提出的稳态摩擦模型预测效果明显优于 Stribeck 模型。

表 9 为采用 NRMSE 误差分析方法对负载

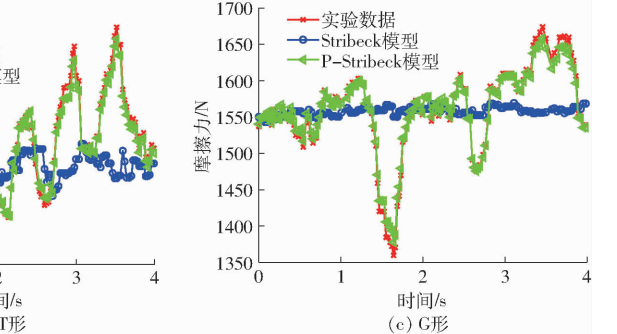


表 9 不同密封形式下 Stribeck 和 P-Stribeck 模型摩擦力预测误差分析 (缸径 100 mm,负载 720.3 N,速度 15 mm/s)

| Tab. 9 Error analysis of friction prediction between<br>Stribeck model and P-Stribeck model (diameter<br>100 mm, load 720.3 N, velocity 15 mm/s) |      |      |      | % |
|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|------|------|------|---|
| 模型                                                                                                                                               | 密封形式 |      |      |   |
|                                                                                                                                                  | U 形  | T 形  | G 形  |   |
| Stribeck                                                                                                                                         | 4.05 | 2.61 | 3.87 |   |
| P-Stribeck                                                                                                                                       | 0.86 | 0.27 | 0.46 |   |

4.2 动态摩擦特性

采用特定缸径 (80 mm)、U 形密封液压缸,在不同加速度 (2、4、6 mm/s<sup>2</sup>)、周期恒定 (8 s)、特定负载 (720.3 N)、泵出口压力恒定 (8.0 MPa) 工况下进行实验。表 10 为摩擦参数辨识结果,实验速度为 10、11、12、13、14、15 mm/s。

表 11 为不同加速度下 GMS 和 P-GMS 两种摩擦模型摩擦参数辨识结果。图 9 为基于表 11 摩擦

表 10 动态摩擦参数辨识结果(缸径 80 mm)

Tab. 10 Identification result of dynamic friction force  
(diameter 80 mm)

| 参数 | $F_s/\text{N}$ | $F_c/\text{N}$ | $v_s/(\text{m}\cdot\text{s}^{-1})$ | $\sigma_2/(\text{N}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{s})$ |
|----|----------------|----------------|------------------------------------|------------------------------------------------------|
| 正向 | 316            | 130            | 0.013 4                            | $3.5\times10^4$                                      |
| 反向 | 790            | 59             | 0.052 7                            | $3.4\times10^4$                                      |

表 11 三角波式信号摩擦参数辨识结果

Tab. 11 Identification result of friction with triangle wave signal

| $a/(\text{mm}\cdot\text{s}^{-2})$ | $k_1/(\text{N}\cdot\text{m}^{-1})$ | $k_2/(\text{N}\cdot\text{m}^{-1})$ | $k_3/(\text{N}\cdot\text{m}^{-1})$ | $\alpha_1$ | $\alpha_2$ | $\alpha_3$ | $C/(\text{N}\cdot\text{s}^{-1})$ | $K_{pr1}$ | $K_{pr2}$ | $T$ |
|-----------------------------------|------------------------------------|------------------------------------|------------------------------------|------------|------------|------------|----------------------------------|-----------|-----------|-----|
| 2                                 | $4.2\times10^5$                    | $1.18\times10^6$                   | $1.32\times10^6$                   | 0.37       | 0.53       | 0.10       | 0.50                             | 10.7      | -5.86     | 1.4 |
| 4                                 | $5.3\times10^5$                    | $1.24\times10^6$                   | $1.46\times10^6$                   | 0.22       | 0.43       | 0.35       | 0.46                             | 13.8      | -5.01     | 0.9 |
| 6                                 | $5.3\times10^5$                    | $1.32\times10^6$                   | $1.50\times10^6$                   | 0.19       | 0.26       | 0.55       | 0.22                             | 12.5      | -5.24     | 1.1 |

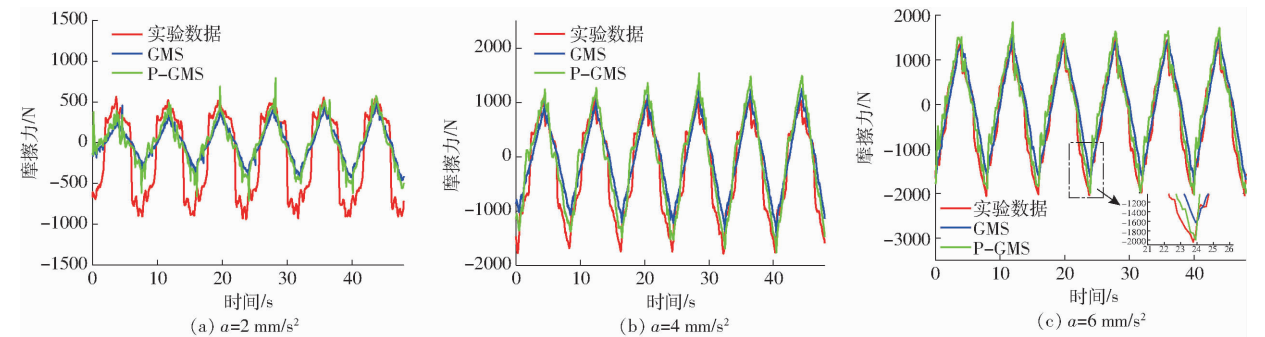


图 9 不同加速度下摩擦模型预测结果与实验数据对比(U形密封,缸径 80 mm,负载 720.3 N)  
Fig. 9 Comparison results between model prediction and friction measured at different accelerations  
(U-seal, diameter 80 mm, load 720.3 N)

表 12 不同加速度下 GMS 和 P-GMS 模型摩擦力预测误差

Tab. 12 Error of friction prediction between GMS model and P-GMS model %

| 模型    | $a/(\text{mm}\cdot\text{s}^{-2})$ |      |      |
|-------|-----------------------------------|------|------|
|       | 2                                 | 4    | 6    |
| GMS   | 3.38                              | 2.98 | 3.70 |
| P-GMS | 3.34                              | 2.89 | 3.23 |

P-GMS 模型在工况为 720.3 N,缸径100 mm,不同加速度下 U 形密封液压缸动态摩擦力预测的 NRMSE 分别为 3.34%、2.89%、3.23%,其预测精度优于 GMS 模型,该模型对该工况下摩擦力预测有效。

采用特定缸径(40 mm)、U 形密封液压缸,在不

参数的 GMS 和 P-GMS 两种摩擦模型预测结果与实验数据的对比结果。由图 9 可知,本文提出的模型预测效果优于 GMS 模型预测效果。

表 12 为采用 NRMSE 误差分析方法对负载 720.3 N、不同加速度(2、4、6 mm/s²)、供油压力 8.0 MPa 工况下液压缸摩擦力辨识结果,结果表明

同频率(1.0、2.0 Hz)、特定负载(720.3 N)、泵出口压力恒定(8.0 MPa)工况下进行实验。

表 13 为不同频率下 GMS 和 P-GMS 两种摩擦模型摩擦参数辨识结果。不同频率下实验数据与 GMS 和 P-GMS 两种摩擦模型预测结果对比结果如图 10 所示,由图 10 可知,本文所提出模型预测效果优于 GMS 模型预测效果。

表 14 为采用 NRMSE 误差分析方法对负载 720.3 N、不同频率(0.5、1、2 Hz)、供油压力 8.0 MPa 工况下液压缸摩擦力辨识结果,结果表明 P-GMS 模型在工况为 720.3 N、缸径 100 mm、不同频率下,U 形密封液压缸动态摩擦力预测的 NRMSE 分别为 7.37%、7.71%、10.92%,其预测精度优于 GMS 模型,该模型对该工况下摩擦力预测有效。

表 13 动态摩擦参数辨识结果(负载 720.3 N)  
Tab. 13 Identification result of dynamic state(load 720.3 N)

| 频率/Hz | $k_1/(\text{N}\cdot\text{m}^{-1})$ | $k_2/(\text{N}\cdot\text{m}^{-1})$ | $k_3/(\text{N}\cdot\text{m}^{-1})$ | $\alpha_1$ | $\alpha_2$ | $\alpha_3$ | $C/(\text{N}\cdot\text{s}^{-1})$ | $K_{pr1}$ | $K_{pr2}$ | $T$  |
|-------|------------------------------------|------------------------------------|------------------------------------|------------|------------|------------|----------------------------------|-----------|-----------|------|
| 1     | $3.1\times10^5$                    | $6.0\times10^5$                    | $9.2\times10^5$                    | 0.39       | 0.50       | 0.11       | 0.44                             | 5.66      | -5.63     | 0.18 |
| 2     | $3.4\times10^5$                    | $9.1\times10^5$                    | $1.0\times10^5$                    | 0.26       | 0.36       | 0.38       | 0.42                             | 5.16      | -8.53     | 0.06 |

5 结论

(1)搭建了一种变负载变速度驱动下液压缸非

线性摩擦特性测试实验平台,在不同密封形式、不同缸径、不同负载、不同加速度和频率下对液压缸稳态和动态摩擦特性进行了测试。

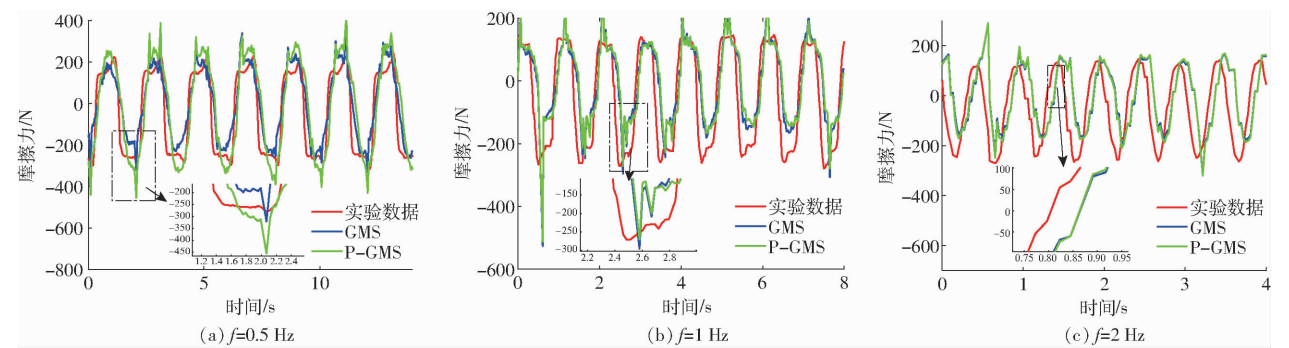


图 10 不同频率下摩擦模型预测结果与实验数据对比(U 形密封,缸径 40 mm,负载 720.3 N)  
Fig. 10 Comparison results between model prediction and friction measured under different frequencies  
(U-seal, diameter 40 mm, load 720.3 N)

表 14 不同频率下 GMS 和 P-GMS 模型摩擦力预测误差  
Tab. 14 Error of friction prediction between GMS  
model and P-GMS model %

| 模型    | f/Hz |      |       |
|-------|------|------|-------|
|       | 0.5  | 1.0  | 2.0   |
| GMS   | 7.60 | 7.76 | 10.95 |
| P-GMS | 7.37 | 7.71 | 10.92 |

(2) 基于 Stribeck 和 GMS 模型,建立了考虑液压缸油腔压力和运动加速度的稳态摩擦模型和动态摩擦模型,提出了一种改进摩擦模型的摩擦参数辨识方法。

(3) 采用 Stribeck 和 P-Stribeck 两种模型预测稳态摩擦力,并与实验数据进行对比,结果表明,P-Stribeck 模型预测 3 种负载液压缸摩擦力 NRMSE

分别为 0.86%、1.25%、1.43%,P-Stribeck 模型预测 3 种缸径液压缸摩擦力 NRMSE 分别为 2.80%、1.55%、0.86%,P-Stribeck 模型预测 3 种密封形式液压缸摩擦力 NRMSE 分别为 0.86%、0.27%、0.46%,P-Stribeck 模型预测液压缸稳态摩擦力的精度明显优于 Stribeck 模型。

(4) 采用 GMS 和 P-GMS 两种模型预测动态摩擦力,并与实验数据进行对比,结果表明,P-GMS 模型预测 3 种加速度工况下液压缸摩擦力 NRMSE 分别为 3.34%、2.89%、3.23%,P-GMS 模型预测 3 种频率工况下液压缸摩擦力 NRMSE 分别为 7.37%、7.71%、10.92%,P-GMS 模型预测液压缸动态摩擦力的精度优于 GMS 摩擦模型。

参 考 文 献

[1] BO L C, PAVELESCU D. The friction-speed relation and its influence on the critical velocity of the stick-slip motion[J]. Wear, 1982,82(3):277-289.

[2] CHAOUI H, SICARD P. Sensorless neural network speed control of permanent magnet synchronous machines with nonlinear stribeck friction[C]//IEEE/ASME International Conference on Advanced Intelligent Mechatronics. IEEE, 2010.

[3] WEI Junhui, FENG Changlin, FU Qingtian. Fuzzy sliding mode control based on Stribeck model for servo system[C]//Proceedings of the 2013 International Conference on Control Engineering and Communication Technology. IEEE Computer Society, 2013.

[4] WANG Lijun, JIAO Ruihua, LI Qing. Active disturbance rejection control in Stribeck friction dynamic compensation for high-accuracy servo systems[C]//35th Chinese Control Conference (CCC). IEEE, 2016.

[5] 翟园林,王建立,吴庆林,等. 基于 Stribeck 模型的摩擦补偿控制设计[J]. 计算机测量与控制, 2013, 21(3):629-631. ZHAI Yuanlin, WANG Jianli, WU Qinglin, et al. Friction compensation control system design based on Stribeck model[J]. Computer Measurement & Control, 2013, 21(3):629-631. (in Chinese)

[6] YANADA H, SEKIKAWA Y. Modeling of dynamic behaviors of friction[J]. Mechatronics, 2008, 18(7):330-339.

[7] CANUDAS D W C, OLSSON H, ASTROM K J, et al. A new model for control of systems with friction[J]. IEEE Transactions on Automatic Control, 1995, 40(3):419-425.

[8] 魏琼,焦宗夏,王君,等. 基于 LuGre 模型的气动位置伺服系统摩擦补偿控制[J]. 机械工程学报, 2018, 54(20):131-138. WEI Qiong, JIAO Zongxia, WANG Jun, et al. Control of pneumatic position servo with LuGre model-based friction compensation [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2018, 54(20):131-138. (in Chinese)

[9] YANG H, SUN J, XIA Y, et al. Position control for magnetic rodless cylinders with strong static friction[J]. IEEE Transactions on Industrial Electronics, 2018, 65(7):5806-5815.

[10] TRAN X B, HAFIZAH N, YANADA H. Modeling of dynamic friction behaviors of hydraulic cylinders[J]. Mechatronics 2012, 22(1):65-75.

[11] PAN Qing, LI Yibo, HUANG Minghui, et al. Control-oriented friction modeling of hydraulic actuators based on hysteretic nonlinearity of lubricant film[J]. Mechatronics, 2018, 53:72-84.



- [12] AL-BENDER F, LAMPAERT V, SWEVERS J. The generalized Maxwell-slip model: a novel model for friction simulation and compensation[J]. IEEE Transactions on Automatic Control, 2005, 50(11):1883 – 1887.
- [13] BOEGLI M, De LAET T, De SCHUTTER J, et al. A smoothed GMS friction model suited for gradient-based friction state and parameter estimation[J]. IEEE/ASME Transactions on Mechatronics, 2014, 19(5):1593 – 1602.
- [14] NILKHAMHANG I, SANO A. Adaptive friction compensation using the GMS model with polynomial Stribeck function[C]// IEEE International Symposium on Computer Aided Control System Design, IEEE International Conference on Control Applications. IEEE, 2006.
- [15] KANG Shuo, YAN Hao, DONG Lijing, et al. Finite-time adaptive sliding mode force control for electro-hydraulic load simulator based on improved GMS friction model[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2018, 102:117 – 138.
- [16] 倪风雷, 刘宏, 介党阳. 基于速度观测器的 GMS 摩擦模型辨识与补偿[J]. 电机与控制学报, 2012, 16(11):70 – 75.  
NI Fenglei, LIU Hong, JIE Dangyang. GMS friction model identification and compensation based on velocity observer[J]. Electric Machines and Control, 2012, 16(11):70 – 75. (in Chinese)
- [17] 孙广彬, 王宏, 王琳, 等. 摩擦力不确定的机器人液压驱动器的精确控制[J]. 中国机械工程, 2015, 26(7):965 – 971.  
SUN Guangbin, WANG Hong, WANG Lin, et al. Accurate control of a robot hydraulic actuator with uncertain friction[J]. China Mechanical Engineering, 2015, 26(7):965 – 971. (in Chinese)
- [18] HAS Z, MOH D, HUSAIN A R, et al. Robust position tracking control of an electro-hydraulic actuator in the presence of friction and internal leakage[J]. Arabian Journal for Science and Engineering, 2014, 39(4):2965 – 2978.
- [19] LI X, YAO J, ZHOU C. Output feedback adaptive robust control of hydraulic actuator with friction and model uncertainty compensation[J]. Journal of the Franklin Institute, 2017, 354(13):5328 – 5349.
- [20] KHEOWREE T, KUNTANAPREEDA S. Adaptive dynamic surface control of an electrohydraulic actuator with friction compensation[J]. Asian Journal of Control, 2015, 17(3):855 – 867.
- [21] YAO Jianyong, JIAO Zongxia, HAN Songshan. Friction compensation for low velocity control of hydraulic flight motion simulator: a simple adaptive robust approach[J]. Chinese Journal of Aeronautics, 2013, 26(3):318 – 326.
- [22] DAVLIAKOS I, PAPADOPOULOS E. Model-based position tracking control for a 6-dof electrohydraulic Stewart platform[C]// Control & Automation. MED 07. Mediterranean Conference on. IEEE, 2007.
- [23] TJAHJOWIDODO T, AL-BENDER F, BRUSSEL H V, et al. Friction characterization and compensation in electro-mechanical systems[J]. Journal of Sound and Vibration, 2007, 308(3 – 5):632 – 646.
- [24] 张铁, 洪景东, 刘晓刚. 基于弹性摩擦模型的机器人免力矩传感器拖动示教方法[J/OL]. 农业机械学报, 2019, 50(1):412 – 420.  
ZHANG Tie, HONG Jingdong, LIU Xiaogang. Dragging teaching method without torque sensor for robot based on elastic friction model[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2019, 50(1):412 – 420. [http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view\\_abstract.aspx?file\\_no=20190148&flag=1&journal\\_id=jcsam](http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?file_no=20190148&flag=1&journal_id=jcsam). DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2019.01.048. (in Chinese)
- [25] 席万强, 陈柏, 丁力, 等. 考虑非线性摩擦模型的机器人动力学参数辨识[J/OL]. 农业机械学报, 2017, 48(2):393 – 399.  
XI Wanqiang, CHEN Bai, DING Li, et al. Dynamic parameter identification for robot manipulators with nonlinear friction model[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2017, 48(2):393 – 399. [http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view\\_abstract.aspx?file\\_no=20170253&flag=1&journal\\_id=jcsam](http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?file_no=20170253&flag=1&journal_id=jcsam). DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2017.02.053. (in Chinese)
- [26] 苗中华, 李振华, 王旭永, 等. 中空液压马达系统建模与摩擦动态补偿算法研究[J/OL]. 农业机械学报, 2013, 44(12):314 – 320.  
MIAO Zhonghua, LI Zhenhua, WANG Xuyong, et al. Modeling and friction dynamic compensation for ultra-large-diametered hollow hydraulic motor servo system [J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2013, 44(12):314 – 320. [http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view\\_abstract.aspx?file\\_no=20131252&flag=1&journal\\_id=jcsam](http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?file_no=20131252&flag=1&journal_id=jcsam). DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2013.12.052. (in Chinese)