

本文全文线上首发由
上海电机系统节能工程技术
研究中心有限公司
支持

李浩东, 李长兵.
永磁同步伺服系统摩擦力和扰动补偿
方法研究.
电机与控制应用, 2022, 49(1): 22.

MTST系列 电机型式试验系统



MTST系列 电机型式试验系统①



MTST系列 电机型式试验系统②



MTST系列 电机型式试验系统③



MTST系列 电机型式试验系统④



MTST系列 电机型式试验系统⑤

CS-XY型电机出厂试验测试系统



DZC系列电机定子性能综合测试仪



Tz型电机堵转转矩测试仪



RZJ系列绕组匝间冲击耐电压测试仪



SEARI
上电科



地址: 上海市武宁路505号 传真: 021-62163904

电话: 021-62574990-436、18918357509

邮编: 200063

邮箱: wangcj@seari.com.cn

上海电机系统节能工程技术研究中心有限公司 www.seari.com.cn

永磁同步伺服系统摩擦力和扰动补偿方法研究

李浩东¹, 李长兵²

(1. 广东工业大学 自动化学院, 广东 广州 510000;

2. 广州数控信息科技有限公司, 广东 广州 510000)

摘要: 伺服系统在低速运动时其控制精度极易受到摩擦力等扰动影响。通过对滚珠丝杠平台中摩擦力和扰动的分析,提出了一种基于 LuGre 摩擦力模型和降阶扩张状态观测器 (RESO) 的扰动补偿方法。首先利用曲线拟合和遗传算法辨识出系统 LuGre 摩擦力模型的参数,利用辨识出参数的摩擦力模型实现对系统中摩擦力的补偿;其次通过 RESO 实现对摩擦力的过补偿和欠补偿以及系统中其他集总扰动的观测补偿。试验结果表明该方法不仅可以提高摩擦力补偿的效果,同时还能对系统扰动进行抑制,有效提高了系统的跟踪精度。

关键词: 永磁同步电机; 摩擦力补偿; LuGre 模型; 降阶扩张状态观测器

中图分类号: TM351 文献标志码: A 文章编号: 1673-6540(2022)01-0022-06

doi: 10.12177/emca.2021.150

Research on Friction and Disturbance Compensation of Permanent Magnet Synchronous Servo System

LI Haodong¹, LI Changbing²

(1. School of Automation, Guangdong University of Technology, Guangzhou 510000, China;

2. GSK Information Technology Co., Guangzhou 510000, China)

Abstract: The control accuracy of servo system is easily affected by friction and other disturbances at low speed. Through the analysis of the friction and disturbance in the ball screw platform, a disturbance compensation method based on the LuGre friction model and the reduced-order extended state observer (RESO) is proposed. Through the curve fitting and genetic algorithm to identify the parameters of the system's LuGre friction model, the identified friction model is used to achieve the compensation of the friction in the system. The RESO is used to achieve the compensation of friction over-compensation or less-compensation and external lumped disturbances in the system. The experimental results show that this method can not only improve the effect of friction compensation, but also suppress the disturbance of the system, which effectively improves the tracking accuracy of the system.

Key words: permanent magnet synchronous motor (PMSM); friction compensation; LuGre model; reduced-order extended state observer (RESO)

0 引言

数控机床、伺服转台等精密伺服系统都对系统的控制精度提出了很高的要求。然而系统的控制精度不可避免地受到包括非线性摩擦力在内的

系统扰动的影响。因此为了提高系统的控制精度,必须采取合适的方法对系统扰动进行补偿来消除或减弱系统扰动的影响。系统中摩擦力补偿的方法一般按照是否基于摩擦力模型来区分。基于摩擦力模型的补偿方法主要通过建立系统中摩

收稿日期: 2021-11-12; 收到修改稿日期: 2021-11-30

作者简介: 李浩东(1997—),男,硕士研究生,研究方向为伺服系统摩擦力和扰动补偿。

李长兵(1975—),男,高级工程师,研究方向为伺服驱动。

摩擦力的数学模型实现对摩擦力模型特性的准确描述,通过数学模型观测出系统的摩擦力矩并进行补偿^[1-3],基于摩擦力模型的方法的补偿效果依赖于模型的准确性,越能描述系统摩擦力特性的模型,其补偿效果越好。常见的摩擦力模型有库伦摩擦力模型、库伦+黏性摩擦力模型、Dahl 模型、Stribeck 模型、LuGre 模型、Maxwell-slip 模型等。LuGre 模型^[4]能够很好地描述摩擦力的动静态特性,包括 Stribeck 特性、爬行、极限环振荡、摩擦记忆、变静摩擦力等,模型结构比 Maxwell-slip 模型简单,因此 LuGre 模型是当下研究的热点之一。不基于模型的摩擦力补偿方法主要是将摩擦力当作普通扰动处理,如利用 PID 控制器、扰动观测器(DOB)^[5]、神经网络等智能控制方法^[6]实现对摩擦力扰动的补偿。由于摩擦力的强非线性,不基于摩擦力模型的方法很难实现最佳的补偿效果,且一些智能控制算法往往设计较为复杂,占用大量的控制资源,实际难以推广应用。

采用固定参数模型的摩擦力补偿方法中需要精确辨识出系统的摩擦力模型参数,考虑到实际系统运动过程中,润滑条件变化,表面磨损等会使摩擦力模型参数发生变化导致摩擦力出现过补偿和欠补偿的现象。文献[7]利用双观测器实现对 LuGre 模型中不可测状态量的观测,并利用李雅普诺夫稳定性理论设计自适应控制器实现了摩擦力的在线辨识和补偿,克服了摩擦力参数变化导致补偿不佳的问题,但是双观测器的结构过于复杂,且自适应控制器设计过程中未考虑系统其他扰动的影响。在伺服系统中,对于系统参数摄动,系统不确定因素,系统环境变化等扰动一般采用 DOB 观测器对其观测和抑制^[8],常用如 DOB、扩张状态观测器(ESO)、降阶扩张状态观测器(RESO)^[9]等,此类观测器从本质上都是将系统的扰动当作集总扰动来处理,因此对于摩擦力补偿阶段出现的欠补偿和过补偿可以将其看作是系统集总扰动的一部分,利用 DOB 进行补偿。文献[10]通过将基于 Stribeck 模型的摩擦力补偿方法和 DOB 相结合,在补偿摩擦力的同时,利用 DOB 实现对系统内扰动的补偿,然而 DOB 的补偿效果受限于 Q 滤波器的带宽的限制。

本文提出一种基于 LuGre 摩擦力模型和 RESO 相结合的摩擦力补偿方法,利用速度和转

矩信息辨识出 LuGre 摩擦力模型参数,将摩擦力模型观测出的摩擦力矩以电流的形式补偿到电流环的控制输入端,同时考虑到 RESO 具有结构简单、抗扰动性能强的优点,利用 RESO 来观测补偿系统中的其他集总扰动,减弱摩擦力和扰动对系统造成的影响,提高系统的控制精度。

1 永磁同步伺服系统动力学分析

永磁同步伺服系统由表贴式永磁同步电机(PMSM)通过联轴器联结滚珠丝杠副构成。在矢量控制方法中,电机通过坐标变换在 d - q 坐标系下的数学模型表示为^[11]

$$u_d = R_d i_d + \frac{d}{dt} \psi_d - \omega_e \psi_q \quad (1)$$

$$u_q = R_q i_q + \frac{d}{dt} \psi_q + \omega_e \psi_d \quad (2)$$

$$\psi_d = L_d i_d + \psi_f \quad (3)$$

$$\psi_q = L_q i_q \quad (4)$$

式中: R_d 、 R_q 、 L_d 、 L_q 、 ψ_d 、 ψ_q 分别为 d 、 q 轴的定子电阻、电感和磁链; ψ_f 为永磁体磁链。

对于精密伺服系统,系统的刚性一般很大,可以忽略系统中联结处的间隙,将机械部分看作刚性系统,则系统的动力学方程可简化为

$$\begin{cases} J \frac{d\omega}{dt} = T_e - F_f - T_d \\ T_e = \frac{3}{2} p \psi_f i_q = K_t i_q \end{cases} \quad (5)$$

式中: J 为系统总的转动惯量; K_t 为转矩系数; p 为电机极对数; F_f 为系统的摩擦力; T_d 为系统中其他扰动集合。

2 系统摩擦力模型的建立与模型参数辨识

2.1 系统摩擦力模型的建立

LuGre 摩擦力模型是一种鬃毛模型,即假设物体表面由无数鬃毛构成,对接触的物体表面施加作用力时,接触面的鬃毛产生形变进而产生摩擦力。对于永磁同步伺服系统, LuGre 模型可以描述出系统中的静摩擦力,滑动摩擦力,库伦摩擦力,同时在预滑动阶段还能描述可变的静摩擦力。LuGre 摩擦力数学模型为^[12]

$$F_f = \sigma_0 z + \sigma_1 \dot{z} + B \dot{\theta} \quad (6)$$

$$\dot{z} = \dot{\theta} - \frac{\sigma_0 |\dot{\theta}|}{g(\dot{\theta})} z \quad (7)$$

$$g(\dot{\theta}) = F_c + (F_s - F_c) e^{-\left(\frac{\dot{\theta}}{V_s}\right)^2} \quad (8)$$

式中: F_f 为摩擦力; z 为鬃毛形变量; F_c 、 F_s 、 V_s 和 B 为摩擦力中的静态参数, 分别为库伦摩擦力、静摩擦力、切换速度和黏滞摩擦系数; σ_0 和 σ_1 为鬃毛刚度系数和微观阻尼系数。

2.2 摩擦力参数辨识

为了能准确观测出系统摩擦力的大小还需要对模型的参数进行辨识。LuGre 模型参数的离线辨识分静态参数和动态参数辨识两步进行。静态参数通过摩擦力的 Stribeck 静态特性曲线辨识得到, 动态参数通过已辨识出的静态参数和位置响应发生振荡时的力矩信息辨识得到。

2.2.1 摩擦力静态参数辨识

空载运行时通过给一组速度给定信号测得稳态时相应的转矩值, 由系统的运动方程式(5)可知, 考虑摩擦力为系统的主要扰动, 匀速运动时系统的给定转矩与系统的摩擦力矩近似相等。假设速度正反转运动时的摩擦力模型参数是相同的。通过测得的数据可得系统摩擦力的 Stribeck 曲线如图 1 所示。

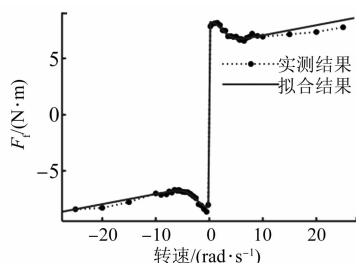


图1 系统 Stribeck 曲线

速度稳态时, 模型中的内部状态即鬃毛变化率 $\dot{z}$ 为 0, LuGre 摩擦力模型简化成:

$$F = [F_c + (F_s - F_c) e^{-\left(\frac{\dot{\theta}}{V_s}\right)^2}] \operatorname{sgn}(\dot{\theta}) + \alpha \dot{\theta} \quad (9)$$

基于式(9)对 Stribeck 曲线进行拟合辨识得到模型中的静态参数, 辨识结果如表 1 所示。

表 1 静态参数辨识结果

参数名称	辨识结果
$F_s / (\text{N} \cdot \text{m})$	9.848
$F_c / (\text{N} \cdot \text{m})$	6.45
$V_s / (\text{rad} \cdot \text{s}^{-1})$	3.28
$B / (\text{N} \cdot \text{m} \cdot \text{s} \cdot \text{rad}^{-1})$	0.089 99

2.2.2 摩擦力动态参数辨识

LuGre 摩擦力模型是一种非线性系统, 内部状态 z 不可测量, 且静态参数和动态参数存在耦合, 采用最小二乘法 and 单纯形法等难以保证辨识精度的收敛性, 而遗传算法作为一种启发性算法, 不需要对象的模型信息, 同时能够很好地避免局部最优, 鲁棒性强, 因此采用遗传算法进行辨识^[13]。

动态参数对预滑动区域内的动态响应较为敏感, 因此可通过预滑动阶段的位置信息进行辨识, 考虑到实际系统中预滑动阶段的位置响应受噪声和扰动影响较大, 在实际辨识过程中难以实现正确收敛, 为了保证辨识结果有效, 同时简化辨识过程, 直接对系统的力矩信息进行辨识。位置给定较小的阶跃信号, 位置控制器在比例环节的基础上增加积分项使系统的位置响应曲线因积分作用出现振荡, 定义每一时刻的系统力矩 $T_k = [T_e, k]$, 定义待辨识动态参数向量为 $\sigma = (\sigma_0, \sigma_1)$, 其相应的参数估计向量为 $\hat{\sigma} = (\hat{\sigma}_0, \hat{\sigma}_1)$, 由式(5) ~ 式(8)可得估计出的摩擦力矩向量 $\hat{T}_k = [T_f, (\hat{\sigma}_0, \hat{\sigma}_1), k]$ 。假设系统的给定力矩和摩擦力矩接近, 定义辨识误差:

$$e_k = \hat{T}_k - T_k \quad (10)$$

定义目标函数:

$$J = \frac{1}{2} \sum_{k=1}^n e_k^2 + \frac{1}{2} \max(|e_k|) \quad (11)$$

式(10)中, $\hat{T}_k$ 可通过摩擦力模型得到。利用遗传算法使目标函数式(11)最小化, 最终可得到系统的动态参数。

动态参数辨识过程中的转矩信息无法直接测量, 因此利用系统的转矩方程通过试验中系统的 q 轴电流转换得到。遗传算法可利用 MATLAB 遗传工具箱实现。动态参数的辨识结果如图 2 所示。

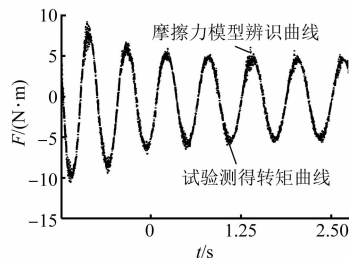


图2 力矩曲线对比

由图 2 可知,辨识得到的摩擦力矩曲线和测得转矩曲线基本保持一致,可以认为辨识的动态参数是准确的,辨识结果如表 2 所示。

表 2 动态参数辨识结果

参数名称	σ_0	σ_1
辨识结果/(N·m·rad ⁻¹)	430.141	0.103

3 摩擦力补偿控制方法设计

3.1 摩擦力前馈补偿

系统中的摩擦力矩可以看作是施加在负载端的反向力矩,因此可以通过在电机的控制力矩上加上相等的力矩补偿量来抵消摩擦力矩造成的影响。系统采用矢量控制策略,电流环和速度环采用 PI 控制器,位置环采用比例+速度前馈的控制方法,系统的控制结构框图如图 3 所示。

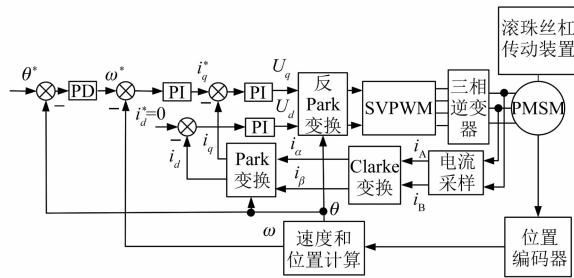


图 3 系统控制结构框图

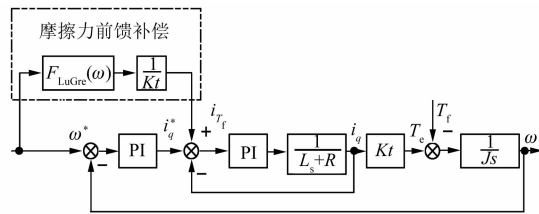


图 4 摩擦力前馈结构简图

通过 LuGre 模型观测出系统的摩擦力矩,利用系统的转矩方程将摩擦力矩转换成 q 轴电流 i_{T_f} ,通过将 i_{T_f} 补偿到电流的控制输入端即可实现对系统中摩擦力矩的补偿。在该补偿方案中,为避免引入反馈环节影响到系统的稳定性,摩擦力模型的输入信号为速度给定信号,补偿方案结构简图如图 4 所示。图 4 中, K_t 为转矩系数, J 为系统总的转动惯量, L 为电机定子电感, R 为电机定子电阻。

3.2 扰动补偿

摩擦力前馈补偿方案中补偿的效果取决于摩擦力模型参数辨识结果的精确性,在实际系统中,摩擦力参数会根据系统运行实时状况,例如润滑条件等发生变化,导致摩擦力存在欠补偿和过补偿的问题。实际的伺服系统中除摩擦力之外还有如系统参数摄动、转矩脉动等的扰动,为进一步提高系统的精度,采用 RESO 对此类扰动进行观测补偿。

空载条件下,系统的运动方程式(5)可以化为

$$\dot{\omega} = \frac{K_t}{J} i_q + f(t) \quad (12)$$

式中, $f(t)$ 为系统中的集总扰动。

设 x_1 、 x_2 分别代表速度 ω 和扰动 $f(t)$ 的状态变量。则式(12)可转化为

$$\begin{cases} \dot{x}_1 = x_2 + \frac{K_t}{J} i_q \\ \dot{x}_2 = h \\ y = x_1 \end{cases} \quad (13)$$

取 z_1 为 x_1 的观测值, z_2 是 x_2 的线性观测器值。可设计扩张状态观测器为^[13]

$$\begin{cases} \dot{z}_1 = z_2 + \frac{K_t}{J} i_q + \beta_1(x - z_1) \\ \dot{z}_2 = \beta_2(x - z_1) \end{cases} \quad (14)$$

β_1 、 β_2 为相应的参数与观测器带宽有关,实际系统中为了确保输出量的精确度,输出的位置信息和速度信息可直接通过编码器获得,因此:

$$\dot{z}_2 = \beta(x_2 - z_2) \quad (15)$$

由式(9)和式(12)可得:

$$\dot{z}_2 = \beta \dot{x}_1 - \beta \frac{K_t}{J} i_q - \beta z_2 \quad (16)$$

式(16)中状态变量 x_1 的微分可能会引入噪声,对其进行改写,定义新的状态变量:

$$z_{\text{new}} = \beta x_1 - z_2 \quad (17)$$

则降阶状态观测器可设为

$$\begin{cases} \dot{z}_{\text{new}} = \beta z_{\text{new}} + \beta^2 x_1 + \beta b u \\ \dot{z}_2 = \beta x_1 - z_{\text{new}} \end{cases} \quad (18)$$

同样观测器的参数 β 可以通过系统的带宽求得,并可以根据实际情况调节。降阶扰动观测器补偿结构框图如图 5 所示。

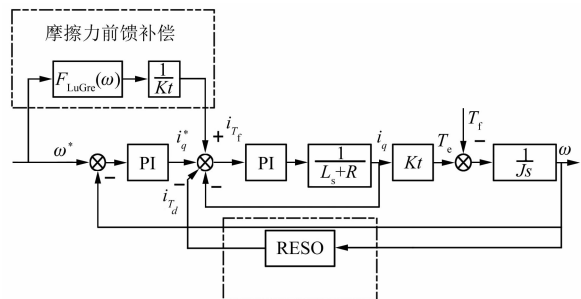


图5 RESO 补偿结构框图

4 摩擦力补偿试验结果与分析

4.1 试验平台

本文利用滚珠丝杠平台对所提方法进行试验验证,平台如图6所示。电机采用广州数控130SJT-100D型PMSM,驱动采用广州数控GR2050T系列驱动,丝杠平台采用硬轨平台,系统的位置信息由电机端17位绝对值编码器得到。丝杠导程为5mm,电机转动惯量为 $J_m = 2.42 \text{ g} \cdot \text{m}^2$,联轴器转动惯量为 $J_c = 0.0464 \text{ g} \cdot \text{m}^2$,滚珠丝杠和直线运动部件折合的总转动惯量为 $J_b = 0.160213 \text{ g} \cdot \text{m}^2$ 。

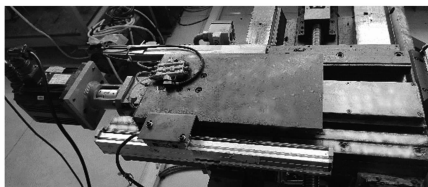


图6 精密滚珠丝杠试验平台

4.2 试验结果

为了验证摩擦力等扰动对系统位置跟踪精度的影响,位置参考信号分别给定 $0.5 \sin(\pi t - 0.5\pi) \text{ mm}$ 和 $2.5 \sin(\pi t - 0.5\pi) \text{ mm}$ 不同幅值的正弦信号,消除特定位置引起的位置波动对试验准确性的影响。图7为系统未进行摩擦力和扰动补偿时的位置跟踪误差曲线。

由图7可知,位置的跟踪误差存在一个较大的峰值,误差峰值在正弦信号的峰值处,这是由于系统运动换向时,摩擦力导致位置出现平顶现象造成的位置跟踪误差,参考信号为0.5mm时,误差约为 $\pm 14.5 \mu\text{m}$,参考信号幅值为2.5mm时,误差约为 $\pm 24 \mu\text{m}$ 。

图8为系统摩擦力前馈补偿下的位置跟踪误

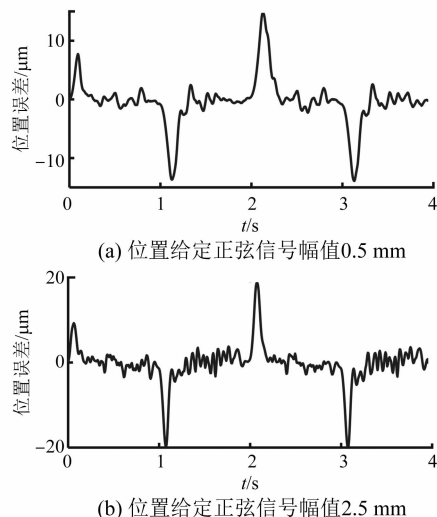


图7 系统未补偿时系统位置跟踪误差

差,采用摩擦力前馈补偿后,参考信号幅值为0.5mm时,系统的位置跟踪误差约为 $\pm 5.6 \mu\text{m}$,参考信号幅值为2.5mm时,位置跟踪误差为 $\pm 9.9 \mu\text{m}$ 。比未补偿时位置跟踪误差减小了60%以上,证明了摩擦力前馈补偿能够有效的提高系统的控制精度。图9为系统在摩擦力补偿的基础上利用RESO对系统中的扰动进行补偿后的位置跟踪误差,与图8相比,参考信号幅值为0.5mm时,系统的位置跟踪误差约为 $\pm 3.5 \mu\text{m}$,参考信号幅值为2.5mm时,位置跟踪误差为 $\pm 6.5 \mu\text{m}$,比摩擦力补偿时位置跟踪误差减小了35%左右,进一步提高了系统的控制精度,验证了所提方法的有效性。

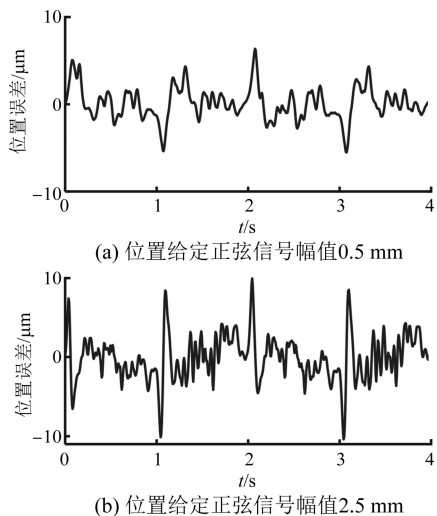


图8 摩擦力前馈补偿下位置跟踪误差

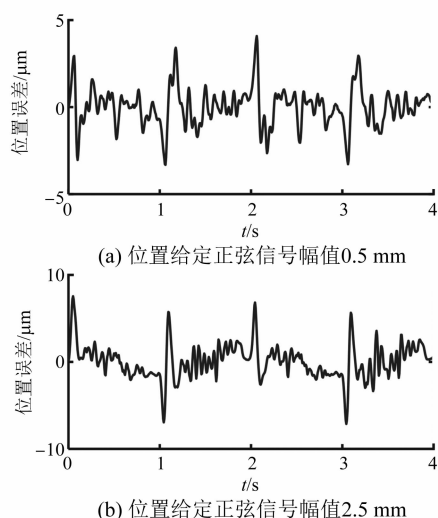


图9 摩擦力前馈补偿和 RESO 共同作用下位置跟踪误差

5 结 语

本文提出一种将基于 LuGre 模型的摩擦力前馈补偿和 RESO 结合起来的系统摩擦力扰动补偿方法,通过 Stribeck 特性曲线和力矩信息辨识出 LuGre 模型静态和动态参数,利用 LuGre 模型实现对系统中摩擦力矩的准确观测,并通过前馈补偿方案减弱了系统摩擦力对位置跟踪精度造成的影响。同时设计降阶扰动观测器实现对系统中其他集中扰动力矩的补偿,进一步提高了系统的控制精度。试验结果显示所提方法比未进行任何补偿时位置的跟踪误差减小 75% 左右,比仅采用 LuGre 模型的摩擦力前馈补偿,位置控制误差减小 35% 左右,证明了所提方法的有效性。

【参考文献】

[1] OLSSON H, ÅSTRÖM K J, DE WIT C C, et al. Friction models and friction compensation [J]. European Journal of Control, 1998, 4(3): 176.

[2] FREIDOVICH L, ROBERTSSON A, SHIRIAEV A, et al. LuGre-model-based friction compensation [J]. IEEE Transactions on Control Systems Technology, 2010, 18(1): 194.

[3] 王瑞娟,梅志千,李向国,等. 机电伺服系统非线性摩擦自适应补偿的研究[J]. 中国电机工程学报, 2012, 32(36): 123.

[4] DE WIT C C, OLSSON H, ÅSTRÖM K J, et al. A new model for control of systems with friction [J]. IEEE Transactions on Automatic Control, 1995, 40(3): 419.

[5] 李书训,姚郁,马杰. 基于观测器的伺服系统低速摩擦补偿分析[J]. 电机与控制学报, 2000, 4(1): 27.

[6] SELMIC R R, LEWIS F L. Neural-network approximation of piecewise continuous functions: application to friction compensation [J]. IEEE Transactions on Neural Networks, 2002, 13(3): 745.

[7] HUANG J, ZHANG X, WANG G, et al. Adaptive friction compensation of electromechanical servo system based on LuGre model [C]//2018 13th IEEE Conference on Industrial Electronics and Applications (ICIEA), 2018.

[8] CHEN W, YANG J, GUO L, et al. Disturbance-observer-based control and related methods—an overview [J]. IEEE Transactions on Industrial Electronics, 2016, 63(2): 1083.

[9] YANG R, SUN M, CHEN Z. Active disturbance rejection control on first-order plant [J]. Journal of Systems Engineering and Electronics, 2011, 22(1): 95.

[10] 周旋,李世华. 基于摩擦和扰动补偿的永磁同步电机伺服系统控制方法研究 [C]//第 29 届中国控制会议, 2010.

[11] 舒志兵,周玮,李运华,等. 交流伺服运动控制系统 [M]. 北京:清华大学出版社, 2006.

[12] 韩京清. 从 PID 技术到“自抗扰控制”技术 [J]. 控制工程, 2002, 9(3): 13.

[13] 刘强,扈宏杰,刘金琨,等. 基于遗传算法的伺服系统摩擦参数辨识研究 [J]. 系统工程与电子技术, 2003, 25(1): 77.