

文章编号 1004-924X(2013)08-2038-10

## 电动舵机伺服系统非线性辨识及补偿

肖前进<sup>1,2,3</sup>, 贾宏光<sup>1\*</sup>, 章家保<sup>1</sup>, 韩雪峰<sup>1</sup>, 席 睿<sup>1</sup>

(1. 中国科学院 长春光学精密机械与物理研究所, 吉林 长春 130033;  
2. 中国科学院大学, 北京 100039; 3. 武汉第二船舶设计研究所, 湖北 武汉 430064)

**摘要:**为提高电动舵机伺服系统的跟踪精度,提出了辨识、测试它的摩擦和间隙非线性及对其进行补偿的方法。针对位置和速度双闭环控制的电动舵机伺服系统,建立了基于 LuGre 摩擦和迟滞间隙的数学模型;依据模型采用前馈补偿方法对系统中的摩擦进行补偿,同时采用逆模型方法对系统中的间隙进行补偿控制。实验显示,对于幅值为  $1^\circ$ , 频率为 2.5 Hz 的给定正弦信号,补偿后系统的最大位置跟踪误差由原来的  $0.166^\circ$  减小到了  $0.096^\circ$ , 最大速度跟踪误差由原来的 2.723 r/min 减小到了 0.393 r/min。结果表明,本文提出的辨识测试方法能够精确地获得摩擦和间隙模型,基于该模型的补偿能够有效地提高电动舵机伺服系统的跟踪精度。

**关键词:** 电动舵机伺服系统;非线性;LuGre 摩擦;迟滞间隙;辨识及补偿

**中图分类号:** V421.6; TP273 **文献标识码:** A **doi:** 10.3788/OPE.20132108.2038

## Identification and compensation of nonlinearity for electromechanical actuator servo system

XIAO Qian-jin<sup>1, 2, 3</sup>, JIA Hong-guang<sup>1\*</sup>, ZHANG Jia-bao<sup>1</sup>, HAN Xue-feng<sup>1</sup>, XI Rui<sup>1</sup>

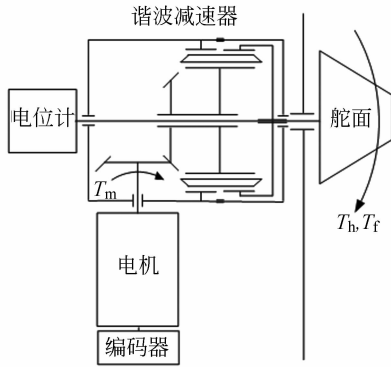
(1. *Changchun Institute of Optics, Fine Mechanics and Physics, Chinese Academy of Sciences, Changchun 130033, China;*  
2. *University of Chinese Academy of Sciences, Beijing 100039, China;*  
3. *Wuhan Second Ship Design and Research Institute, Wuhan 430064, China*)  
\* *Corresponding author, E-mail: jiahg@ciomp.ac.cn*

**Abstract:** To improve the tracking accuracy of an electromechanical actuator servo system, the methods to identify and compensate the nonlinearities of friction and backlash were put forward. The mathematical models based on the LuGre friction and the hysteresis backlash were established for the electromechanical actuator servo system with position loop and speed loop controllers. According to the identified nonlinearity models, the friction was compensated though a feed-forward method, and the backlash was compensated simultaneously though an inverse model as well. The experiments indicate that the maximum position tracking error of system after compensation decreases from  $0.166^\circ$  to  $0.096^\circ$ , and the maximum speed tracking error decreases from 2.723 r/min to 0.393 r/min when the given signal is sine wave with an amplitude of  $1^\circ$  and a frequency of 2.5 Hz. It concludes that the fric-

**收稿日期:** 2013-01-03; **修订日期:** 2013-03-24.

**基金项目:** 中国科学院长春光学精密机械与物理研究所三期知识创新工程资助项目; 中国科学院知识创新工程国防科技创新重要方向资助项目(No. YYYJ-1122)





(b) 机械结构示意图

(b) Schematic diagram of mechanical structure

图 1 电动舵机伺服系统结构图

Fig. 1 Structure of electromechanical actuator servo system

2.2 系统非线性来源

作为机械伺服系统,电动舵机很难保证没有摩擦和间隙。摩擦是一种复杂的非线性现象,产生于具有相对运动的接触零部件之间。对于电动舵机,其摩擦主要来源于:电机轴与支撑轴承之间的摩擦、齿轮与齿轮之间的摩擦以及支撑轴承自身的摩擦等。电动舵机的间隙主要来源于零件设计、加工和装配时产生的误差、齿轮与齿轮之间的啮合间隙、轴承自身的间隙以及机械零部件之间的磨损等。由于间隙的存在,系统在换向时会产生反向误差,进而影响系统的跟踪精度。

2.3 系统研究方案

摩擦和间隙对飞控舵机系统的跟踪精度有很大影响,需要对其进行补偿。为此,需先辨识出摩擦和间隙的数学模型。在此基础上,基于摩擦前馈补偿和间隙逆模型补偿方法设计控制算法。根据辨识得到的非线性模型及其补偿算法,利用数字仿真及样机实验,对补偿效果进行验证。基于

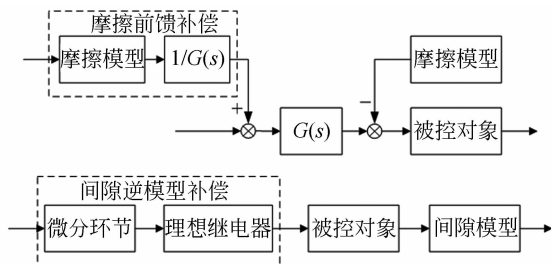


图 2 非线性补偿方法

Fig. 2 Nonlinearity compensation

模型的摩擦前馈补偿和间隙逆模型补偿方法如图 2 所示(详见下文介绍),具体的技术路线如图 3 所示。

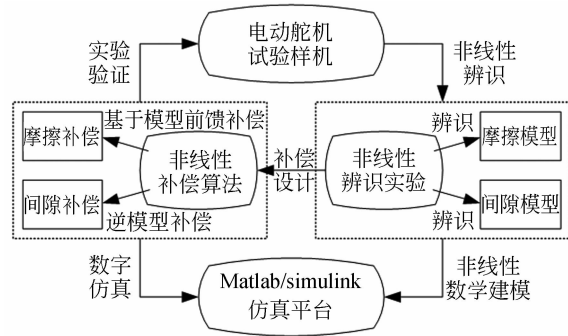


图 3 系统非线性辨识及补偿研究方案

Fig. 3 Research lines on nonlinearity identification and compensation of system

2.4 系统数学建模

根据文献[20],建立了某型电动舵机伺服系统的动力学简化模型,如图 4 所示,其电压平衡方程、转矩方程以及动力学方程分别为:

$$u = Li + Ri + E, \tag{1}$$

$$E = C_e \dot{\theta}_m, T_m = C_m i, \tag{2,3}$$

$$J_m \ddot{\theta}_m = T_m - T_{mh} - T_{mf}, \tag{4}$$

$$\theta_L = f(\theta_m, B), \tag{5}$$

式中:  $u$ 、 $i$ 、 $E$  分别是电枢电压、电流及反电动势,  $L$  和  $R$  分别是电枢电感和电阻,  $C_e$  和  $C_m$  分别是反电动势系数和转矩系数,  $\theta_m$  和  $\theta_L$  分别是电机的转角和舵机的输出转角,  $2B$  为折算到系统输出端的最大间隙,  $J_m$  是电机转子及其负载折算到电机轴上的总转动惯量,  $T_m$  是电机的转矩,  $T_{mf}$  和  $T_{mh}$  分别是折算到电机轴上的总摩擦力矩和负载铰链力矩。

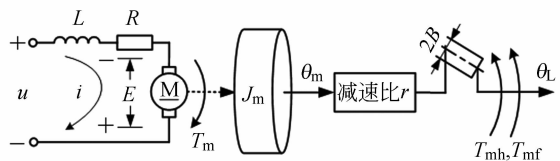


图 4 电动舵机伺服系统的动力学模型

Fig. 4 Dynamic model of electromechanical actuator system

### 3 系统非线性模型及辨识

#### 3.1 非线性模型

##### 3.1.1 LuGre 摩擦模型

LuGre 模型通过引入鬃毛假设来模拟摩擦行为,综合考虑了 Dahl 模型和 Stribeck 模型的特点,较为全面地描述了摩擦行为的各种效应,包括黏弹效应、磁滞效应、Stribeck 效应以及预变形效应。LuGre 摩擦模型的表达式为<sup>[15]</sup>:

$$T_{mf} = \sigma_0 z + \sigma_1 \dot{z} + \sigma_2 \dot{\theta}_m, \quad (6)$$

$$\dot{z} = \dot{\theta}_m - \alpha_0 \frac{|\dot{\theta}_m|}{g(\dot{\theta}_m)} z, \quad (7)$$

$$g(\dot{\theta}_m) = f_c + (f_s - f_c) e^{-(|\dot{\theta}_m|/\omega_s)^n}, \quad (8)$$

式中: $z$  是鬃毛的平均形变量, $\alpha_0$  和  $\sigma_1$  分别是鬃毛的等效刚度和微观黏滞摩擦阻尼系数, $\sigma_2$  是宏观黏滞摩擦阻尼系数, $f_c$ 、 $f_s$ 、 $\omega_s$  分别表示库仑摩擦力矩、最大静摩擦力矩和 Stribeck 角速度, $n$  为 Stribeck 曲线形状和陡度的影响因子,一般取 1 或 2(本文中取  $n=1$ ,由实验测试曲线拟合得到)。

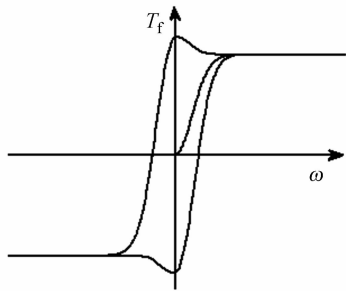


图 5 基于 LuGre 模型的摩擦力矩与角速度关系曲线  
Fig. 5 Relation curve of friction torque vs angle velocity based on LuGre model

根据本文的辨识方法,测得基于 LuGre 模型的摩擦力矩与角速度关系如图 5 所示。

##### 3.1.2 迟滞间隙模型

目前,常用的间隙模型主要有迟滞模型和死区模型<sup>[5]</sup>。由于相位滞后对舵机系统影响较大,因此采用迟滞间隙模型来描述舵机间隙,如图 6(a)所示,其数学模型为:

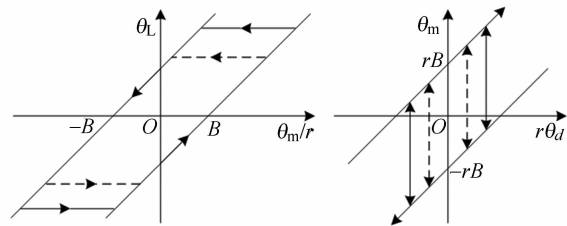
$$\dot{\theta}_L = \begin{cases} \dot{\theta}_m/r, \dot{\theta}_m > 0 \text{ 且 } \theta_L = \theta_m/r - B, \\ \text{或 } \dot{\theta}_m < 0 \text{ 且 } \theta_L = \theta_m/r + B; \\ 0, \text{其它;} \end{cases} \quad (9)$$

相应的间隙逆模型<sup>[5]</sup>(图 6(b))为

$$\dot{\theta}_m = \begin{cases} r\dot{\theta}_d, \dot{\theta}_d > 0 \text{ 且 } \theta_m = r(\theta_d + B) \\ \text{或 } \dot{\theta}_d < 0 \text{ 且 } \theta_m = r(\theta_d - B); \\ 0, \dot{\theta}_d = 0; \\ 2rB\delta(\tau - t) \text{sgn}(\dot{\theta}_d), \text{其它;} \end{cases} \quad (10)$$

式中: $r$  是舵机系统的传动比, $\theta_d$  是舵机输出转角给定值, $\delta(\tau - t)$  是 Dirac  $\delta$  函数,其作用是实现瞬时  $2rB$  垂直跳跃补偿间隙。

根据迟滞间隙逆模型可知,可采用微分和理想继电器串联环节来补偿迟滞间隙<sup>[3]</sup>。



(a) 迟滞模型 (b) 逆模型  
(a) Hysteresis model (b) Inverse hysteresis model

图 6 迟滞间隙模型及其逆模型

Fig. 6 Hysteresis model and its inverse model of backlash

#### 3.2 非线性辨识

##### 3.2.1 LuGre 摩擦参数辨识

###### (a) 静态参数辨识

对 LuGre 模型的静态参数  $f_c$ 、 $f_s$ 、 $\omega_s$  和  $\sigma_2$ , 可通过离线实验进行辨识。当电动舵机在稳态下匀速运转时,有  $\dot{z}=0$ ,则根据式(7)和(8)可得

$$z_{ss} = [f_c + (f_s - f_c) e^{-|\dot{\theta}_L|/\omega_s}] \text{sgn}(\dot{\theta}_L) / \alpha_0, \quad (11)$$

代入式(6),可得稳态下的摩擦力矩为:

$$T_{mfss} = [f_c + (f_s - f_c) e^{-|\dot{\theta}_L|/\omega_s}] \text{sgn}(\dot{\theta}_L) + \sigma_2 \dot{\theta}_L. \quad (12)$$

由于匀速运转,根据式(3)和(4),并令  $T_{mh} = 0$ ,则有:

$$T_{mfss} = C_m i_{ss}. \quad (13)$$

因此,可通过测量多组使电动舵机匀速运转的电枢电流-速度数据来绘制稳态下的摩擦力矩曲线。

通过实验测得的电流-速度数据点及其拟合曲线如图 7 所示,实验时采样时间设为 1 ms,每次试验时长为 40 s,为消除系统在启动和停止过程中的波动影响,取中间 30 s 时长的数据进行平均处理。采用最小二乘法来拟合曲线,使拟合曲线与测试数据点之距离的平方和最小。在图 7

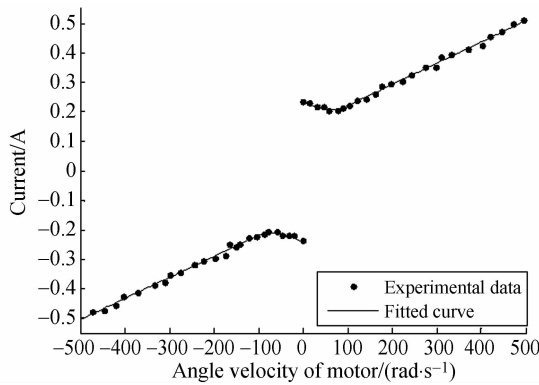


图 7 LuGre 摩擦模型的静态参数辨识曲线

Fig. 7 Static parameters identification curve of LuGre friction

中,将电流乘以转矩系数即得对应的转矩,再按式(12)辨识出 LuGre 摩擦的静态参数如表 1 所示。

表 1 LuGre 摩擦模型的静态参数

Tab. 1 Static parameters of LuGre friction model

Static parameters	$f_c$	$f_s$	$\alpha_s / (\text{rad} \cdot \sigma_2 / (\text{Nm} \cdot \text{s}^{-1}))$	$\sigma_2 / (\text{Nm} \cdot \text{s} \cdot \text{rad}^{-1})$
	/Nm	/Nm	$\text{s}^{-1}$	$\text{s} \cdot \text{rad}^{-1}$
Clockwise	$1.895 \times 10^{-3}$	$3.124 \times 10^{-3}$	88.1	$9.216 \times 10^{-6}$
Counterclockwise	$1.882 \times 10^{-3}$	$3.115 \times 10^{-3}$	87.4	$9.209 \times 10^{-6}$

(b) 动态参数辨识

当电动舵机的驱动力矩小于最大静摩擦力矩时,系统处于黏着摩擦状态,此时可在  $z=0$  和  $d\theta_m/dt=0$  的附近处进行线性化处理,即令  $z=\theta_m, dz/dt=d\theta_m/dt$ ,代入式(6)并整理,得:

$$T_{m,f} = \alpha_0 \theta_m + (\sigma_1 + \sigma_2) \dot{\theta}_m, \quad (14)$$

根据式(3)和(4),并令  $T_{m,h}=0$ ,对整理后的关系式两边同时进行拉氏变换后,得

$$\frac{\theta_m(s)}{i(s)} = \frac{C_m}{J_m s^2 + (\sigma_1 + \sigma_2) s + \alpha_0}, \quad (15)$$

令  $\omega_h = \sqrt{\alpha_0 / J_m}, \zeta = \frac{\sigma_1 + \sigma_2}{2 \sqrt{\alpha_0 J_m}}$ ,则有:

$$\frac{\theta_m(s)}{i(s)} = \frac{\omega_h^2 C_m}{s^2 + 2\zeta \omega_h s + \omega_h^2 \alpha_0}. \quad (16)$$

这说明在黏着状态下,系统的摩擦行为近似于一个二阶阻尼系统(与文献[17]的结论一致),所以可通过输入低幅值阶跃电流信号得到其阶跃响应曲线求得  $\omega_h, \zeta$ ,进而求得  $\alpha_0$  和  $\sigma_1$ 。通过实验及计算得到 LuGre 摩擦的动态参数如表 2 所示。

表 2 LuGre 摩擦模型的动态参数

Tab. 1 Dynamic parameters of LuGre friction model

Dynamic parameters	$\alpha_0 / (\text{Nm} \cdot \text{rad}^{-1})$	$\sigma_1 / (\text{Nm} \cdot \text{s} \cdot \text{rad}^{-1})$
	1, 154	$2.719 \times 10^{-3}$

在辨识得到了 LuGre 摩擦模型的 6 个动静态参数后,根据式(2)和(3)可知,鬃毛变形量  $z$  是关于电机转速  $\dot{\theta}_m$  的隐式函数,即

$$\dot{z} = \varphi(\dot{\theta}_m, z), \quad (17)$$

因此,在初速度为 0 的条件下可采用在线迭代的方法对 LuGre 模型中的状态变量  $z$  进行自动辨识。

3.2.2 间隙测试

间隙测试装置的结构示意图如图 8 所示。其中,测量用的光电编码器的分辨力为  $10''$ ,精度为  $\pm 20''$ 。其测试过程主要分为 4 步:

(1)将电动舵机的输入、输出轴分别通过高精度的联轴器与光电编码器相连接;

(2)启动电机,当输入、输出端的光电编码器均开始计数时,表示电动舵机伺服系统已经消除了单向间隙;

(3)立即反转电机,输入端光电编码器由于换向瞬间自身清零和重新计数,直到当输出端光电编码器开始反转时刻,发送一个脉冲信号给输入端光电编码器,使输入端光电编码器停止计数;

(4)分频器接收输入端光电编码器传来的累积脉冲数,与分频数(其分频数为舵机传动比的倒数)相乘后,即得到采样点的回差。

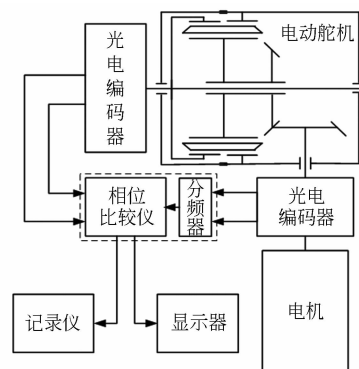


图 8 间隙测试装置示意图

Fig. 8 Schematic diagram of backlash test equipment

实验时,在输出轴旋转一周中采样 24 个点(即每隔  $15^\circ$  采样一次),得到舵机系统间隙测试结果如图 10 所示。根据测试结果,舵机系统输出

的最大间隙为  $14'3.9''$ (约  $0.23^\circ$ ),平均间隙为  $11'9.4''$ (约  $0.19^\circ$ ),二者相差不大,可当作常间隙来近似处理,所以有  $2B=14'3.9''=0.23^\circ$ ,则单侧间隙  $B=0.115^\circ$ 。



图 9 间隙测试实验  
Fig.9 Backlash test

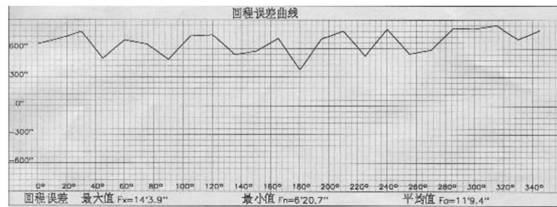


图 10 间隙测试结果  
Fig.10 Result of backlash test

#### 4 系统非线性补偿的仿真及实验

根据总体技术指标要求可知<sup>[20]</sup>,飞控电动舵机伺服系统正弦运动时的幅值为  $1^\circ$ 、频率为  $2.5\text{ Hz}$ 。因此,在对摩擦和间隙进行补偿仿真及实验时,给定系统正弦输入信号  $\sin(5\pi t)$ 。

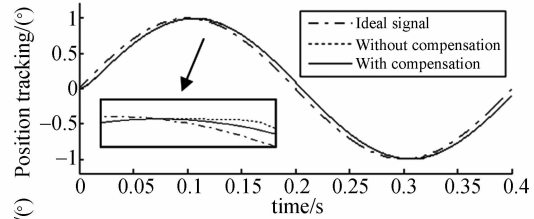
##### 4.1 非线性补偿仿真

仿真分析用来研究摩擦和间隙的非线性对舵机系统性能的影响以及验证补偿方法的有效性。仿真中,采用的舵机系统模型参数与实际舵机系统的一致,具体如下:电机反电动势系数为  $12.8\text{ V}/(\text{rad} \cdot \text{s}^{-1})$ ,力矩系数为  $12.8\text{ mN} \cdot \text{m}/\text{A}$ ,电枢电感为  $0.062\text{ mH}$ ,电阻为  $0.203\ \Omega$ ,电机转子及其负载折算到电机轴上的总转动惯量为  $2.557\text{ kg} \cdot \text{mm}^2$ ,单侧间隙为  $0.115^\circ$ ,摩擦力矩为 LuGre 模型。已经实现了位置和速度双闭环 PI 控制,控制器的参数分别为  $k_{pp}=3\ 550$ ,  $k_{pi}=10$ ,  $k_{vp}=0.85$ ,  $k_{vi}=300$ ,仿真结果如图 11、12 所示。

##### 4.1.1 摩擦非线性补偿分析

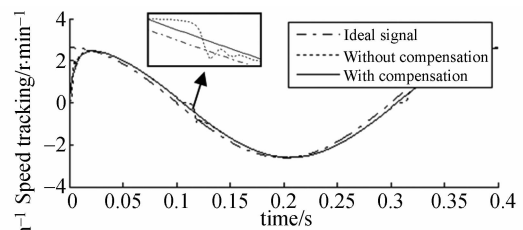
从图 11 中可以看出,由于 LuGre 摩擦非线性的影响,未加入补偿时,系统正弦运动在速度过零时位置和速度跟踪曲线出现了波形失真(即跟

踪死区),并伴有小幅值振荡现象,其跟踪误差出现“尖峰”。对摩擦前馈补偿后,上述现象基本消失,跟踪误差减小。



(a) 位置跟踪及其跟踪误差

(a) Position tracking and its error



(b) 速度跟踪及其跟踪误差

(b) Speed tracking and its error

图 11 含摩擦系统的正弦信号位置和速度跟踪及其跟踪误差

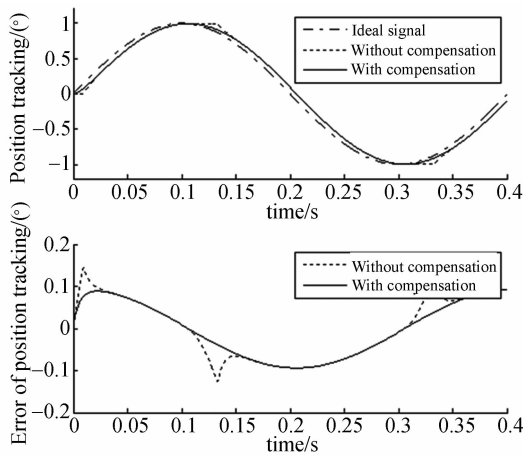
Fig.11 Position and speed tracking and their errors of sinusoidal signal of system with friction

##### 4.1.2 间隙非线性补偿分析

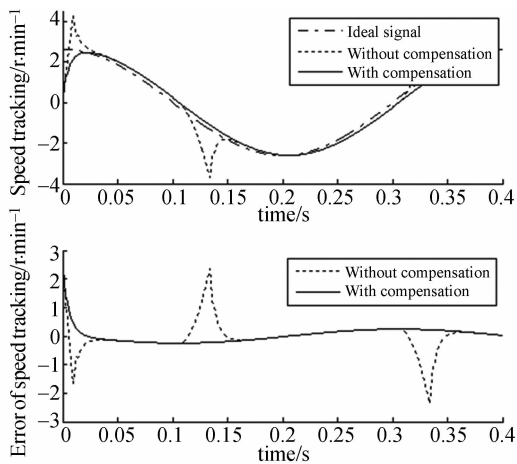
从图 12 中可以看出,由于间隙非线性的存在,未加入补偿时,跟踪相位发生迟滞,并在换向时出现位置跟踪死区和速度跟踪曲线出现“尖峰”。对间隙进行补偿后,系统跟踪误差明显减小,补偿效果明显。

##### 4.2 非线性补偿实验

根据上述仿真结果,基于模型的摩擦前馈补



(a) 位置跟踪及其跟踪误差  
(a) Position tracking and its error



(b) 速度跟踪及其跟踪误差  
(b) Speed tracking and its error

图 12 含间隙系统的正弦信号位置和速度跟踪及其跟踪误差

Fig. 12 Position and speed tracking and their errors of sinusoidal signal of system with backlash

偿和间隙逆模型补偿方法可有效提高系统的控制性能。这里以某实验型电动舵机样机为研究对象进行补偿实验,以验证非线性模型辨识的准确性和非线性补偿方法的有效性,其实验平台如图 13 所示。上位机 PC 运行 Matlab、XPC、Simulink,下载程序至下位机 PC,下位机 PC 中有 PCI6221 板卡(包含 AD、QEP 接口)和串口,通过串口发送 PWM 码值指令给电机驱动板,驱动板收到后通过功率部分驱动电机。电机后的编码器信号接入 PCI6221 板卡中的 QEP 接口,经过转换得到电机转速。减速器的输出转角信号通过电位计发送给

PCI6221 板卡中的 AD 采集,经过转换得到舵机转角。驱动板数字部分有功率部分分别由两个单独的 24 V 电源供电,且功率部分消耗的电流由电流传感器测得,电流传感器输出电压信号给 PCI6221 板卡中的 AD 采集,经过单位转换得到电流。利用该实验平台,得到的实验结果如图 15 和表 3 所示。这里只给出了非线性补偿前后的位置、速度跟踪误差曲线(图 15)。

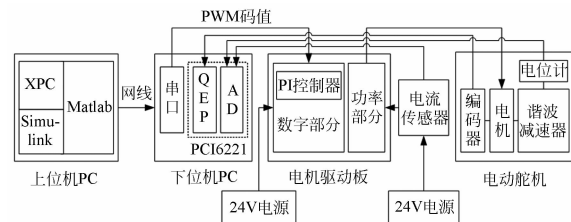


图 13 非线性补偿实验平台

Fig. 13 Experimental platform of nonlinearity compensation

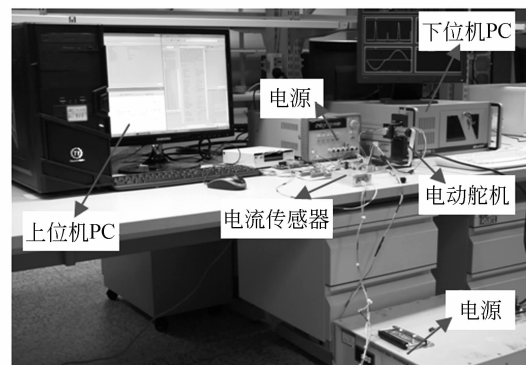


图 14 非线性补偿实验

Fig. 14 Experiments on nonlinearity compensation

表 3 非线性补偿实验结果对比分析

Tab. 3 Comparison of nonlinearity compensation results

补偿实验结果比较	最大误差	
	位置跟踪/(°)	速度跟踪/(r·min <sup>-1</sup> )
无补偿	0.166	2.723
摩擦补偿	0.154	2.421
间隙补偿	0.109	0.670
摩擦+间隙补偿	0.096	0.393

由实验结果对比可知,摩擦补偿或间隙补偿都可以减小系统的动态跟踪误差,且对摩擦和间隙同时进行补偿比单独进行摩擦补偿或间隙补偿的效果更好。与仿真结果进行对比显示,实验结果与仿真现象基本一致,即跟踪误差在速度过零

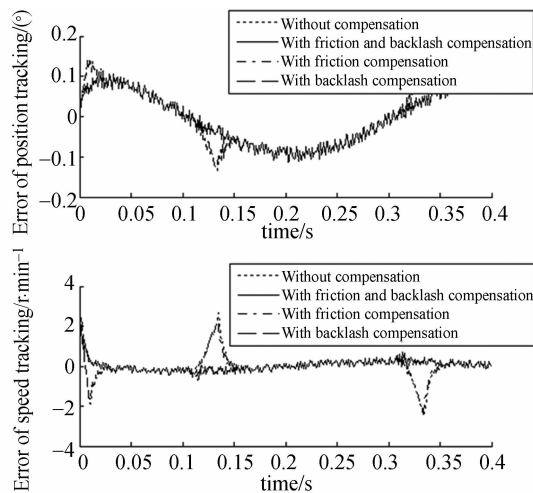


图15 电动舵机样机补偿前后的跟踪误差曲线

Fig. 15 Tracking error curve of electromechanical actuator before and after compensation

时会出现“尖峰”现象。根据实验结果,补偿后系统的最大位置跟踪误差由原来的 $0.166^\circ$ 减小到了 $0.096^\circ$ ,最大速度跟踪误差由原来的 $2.723 \text{ r} \cdot \text{min}^{-1}$ 减小到了 $0.393 \text{ r} \cdot \text{min}^{-1}$ 。

#### 参考文献:

- [1] 彭书华,李华德,苏中. 非线性摩擦干扰下的电动舵机滑模变结构控制[J]. 信息与控制, 2008, 37(5): 637-640.  
PENG SH H, LI H D, SU ZH. Sliding model variable structure control for electromechanical actuator with nonlinear friction [J]. *Information and Control*, 2008, 37(5): 637-640. (in Chinese)
- [2] 李友年,陈星阳. 舵机间隙环节对控制系统的影响分析[J]. 航空兵器, 2012, (1): 25-33.  
LI Y N, CHEN X Y. Influence analysis of actuator's gap on control system [J]. *Aero Weaponry*, 2012, (1): 25-33. (in Chinese)
- [3] 黄立梅,吴成富,马松辉. 抑制飞控系统舵机间隙影响的非线性补偿器设计[J]. 飞行力学, 2012, 30(2): 132-138.  
HUANG L M, WU CH F, MA S H. Design of a nonlinear compensator for depressing the influence of actuator's clearance in flight control system [J]. *Flight Dynamics*, 2012, 30(2): 132-138. (in Chinese)
- [4] 刘强,尔联洁,刘金琨. 摩擦非线性环节的特性、建

通过对非线性进行补偿,提高了系统的跟踪精度,验证了非线性模型的准确性及补偿的有效性。

## 5 结论

本文提出了非线性模型的辨识测试及相应的补偿方法。首先通过实验方法对非线性进行了辨识与测试,得到了非线性模型,并设计了相应的补偿方法。在仿真模型中,分别加入摩擦和间隙,并实施补偿,补偿效果很好。在此基础上,将非线性补偿控制加入到电动舵机试验样机中,同时进行摩擦和间隙补偿比单独进行摩擦补偿或间隙补偿的效果更好,能完全消除非线性环节所带来的不利影响,验证了非线性模型的准确性及其补偿的有效性和可行性。实验结果表明,当给定正弦信号的幅值为 $1^\circ$ ,频率为 $2.5 \text{ Hz}$ 时,对非线性补偿后系统的最大位置跟踪误差由原来的 $0.166^\circ$ 减小到了 $0.096^\circ$ ,最大速度跟踪误差由原来的 $2.723 \text{ r} \cdot \text{min}^{-1}$ 减小到了 $0.393 \text{ r} \cdot \text{min}^{-1}$ 。所提出的非线性补偿方法能有效地提高电动舵机系统的跟踪精度和降低跟踪误差。

模与控制补偿综述[J]. 系统工程与电子技术, 2002, 24(11): 45-52.

- LIU Q, ER L J, LIU J K. Overview of characteristics, modeling and compensation of nonlinear friction in servo systems [J]. *Systems Engineering and Electronics*, 2002, 24(11): 45-52. (in Chinese)
- [5] 赵国峰,樊卫华,陈庆伟,等. 齿隙非线性研究进展[J]. 兵工学报, 2006, 27(6): 1072-1080.  
ZHAO G F, FAN W H, CHEN Q W, et al. A survey on backlash nonlinearity [J]. *Acta Armamentarii*, 2006, 27(6): 1072-1080. (in Chinese)
- [6] SHAO ZH Y, FANF D Y, ZHANG X D. Adaptive high precision position control of servo actuator with friction compensation using LuGre model [J]. *Journal of Beijing Institute of Technology*, 2011, 20(1): 105-110. (in Chinese)
- [7] HAN K H, KOH G O, SUNG J M, et al. Adaptive control approach for improving control systems with unknown backlash [J]. *IEEE International Conference on Control, Automation and Systems*, 2011, 1919-1923.
- [8] 史建伟,史永丽. 基于自抗扰控制的伺服系统输出间隙补偿研究[J]. 电力学报, 2009, 24(2): 105-108.



- SHI J W, SHI Y L. Compensation of output backlash in servo systems based on auto-disturbance-rejection control [J]. *Journal of Electric Power*, 2009, 24(2):105-108. (in Chinese)
- [9] DAIKI H, NORIHIRO K, JUN I. Friction compensation using time variant disturbance observer based on the LuGre model [C]. *The 12th IEEE International Workshop on Advanced Motion Control*, 2012.
- [10] JANG J O, LEE P G, CHUNG H T, *et al.*. Output backlash compensation of systems using fuzzy logic [C]. *Proceeding of the American Control Conference*, 2003; 2489-2490.
- [11] 陈涛, 陈娟, 蒋风华. 伺服系统两种低速非线性补偿方法的对比[J]. *光学精密工程*, 2003, 11(1): 94-97.
- CHEN T, CHEN J, JIANG F H. Two low-speed nonlinear compensations for servo system [J]. *Opt. Precision Eng.*, 2003, 11(1): 93-97. (in Chinese)
- [12] 向红标, 袁祖荣, 李醒飞, 等. 精密实验平台的非线性摩擦建模与补偿[J]. *光学精密工程*, 2010, 18(5):1119-1127.
- XIANG H B, QIU Z R, LI X F, *et al.*. Nonlinear friction modeling and compensation of high-precision experimental platforms [J]. *Opt. Precision Eng.*, 2010, 18(5): 1119-1127. (in Chinese)
- [13] 刘丽兰, 刘宏昭, 吴子英, 等. 机械系统中摩擦模型的研究进展[J]. *力学进展*, 2008, 38(2):201-213.
- LIU L L, LIU H ZH, WU Z Y, *et al.*. An overview of friction models in mechanical systems[J]. *Advances In Mechanics*, 2008, 38(2): 201-213. (in Chinese)
- [14] TAO G, KOKOTOVIC P V. Adaptive control of systems with unknown output backlash [C]. *IEEE Transactions on Automatic Control*, 1995, 40(2): 326-330.
- [15] CANUDA C, OLSSON H, ASTROM K J, *et al.*. A new model for control of systems with friction [C]. *IEEE Transaction on Automatic Control*, 1995, 40(3):419-425.
- [16] 于伟, 马佳光, 李锦英, 等. 基于 LuGre 模型实现精密伺服转台摩擦参数辨识及补偿[J]. *光学精密工程*, 2011, 19(11):2736-2743.
- YU W, MA J G, LI J Y, *et al.*. Friction parameter identification and friction compensation for precision servo turning table [J]. *Opt. Precision Eng.*, 2011, 19(11): 2736-2743. (in Chinese)
- [17] 刘柏希. 基于改进链码法的 LuGre 摩擦模型动态参数辨识[J]. *计算力学学报*, 2012, 29(2): 279-283.
- LIU B X. Parameters identification for LuGre friction model based on modified chain code recognition method [J]. *Chinese Journal of Computational Mechanics*, 2012, 29(2): 279-283. (in Chinese)
- [18] 谭文斌, 李醒飞, 向红标, 等. 应用稳态误差分析辨识 LuGre 模型参数[J]. *光学精密工程*, 2011, 19(3):664-671.
- TAN W B, LI X F, XIANG H B, *et al.*. Parameter identification of LuGre model based on analysis of steady state error [J]. *Opt. Precision Eng.*, 2011, 19(3): 664-671. (in Chinese)
- [19] 刘丽兰, 刘宏昭, 吴子英, 等. 考虑摩擦和间隙影响的机床进给伺服系统建模与分析[J]. *农业机械学报*, 2010, 41(11):212-218.
- LIU L L, LIU H ZH, WU Z Y, *et al.*. Modeling and analysis of machine tool feed servo systems with friction and backlash [J]. *Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery*, 2010, 41(11): 212-218. (in Chinese)
- [20] 韩雪峰. 含间隙刚柔耦合电动舵机关键技术研究 [D]. 长春: 中国科学院长春光学精密机械与物理研究所, 2011.
- HAN X F. *Research on the Key Technology of Rigid-flexible Coupling Electric Actuator Servo System with Clearance* [D]. Changchun: Changchun Institute of Optics, Fine Mechanics and Physics, Chinese Academy of Science, 2011. (in Chinese)

## 作者简介:



**肖前进**(1986—),男,湖北大冶人,博士研究生,2008年于吉林大学获学士学位,主要从事机电伺服系统结构设计及运动控制方面的研究。E-mail: xiao-qj1986@gmail.com



**章家保**(1981—),男,安徽安庆人,助理研究员,2010年于中科院长春光学精密机械与物理研究所获博士学位,主要从事电动舵机伺服系统设计与控制的研究。E-mail: changjacob@163.com



**韩雪峰**(1982—),男,吉林公主岭人,助理研究员,2011年于中科院长春光学精密机械与物理研究所获博士学位,主要从事飞行器结构设计及分析的研究。E-mail: hanxuefeng5210@163.com



**席睿**(1985—),女,河南焦作人,博士研究生,2007年于吉林大学获学士学位,主要从事气动弹性结构分析及多学科优化方面的研究。E-mail: xiruibluebird@live.cn

## 导师简介:



**贾宏光**(1971—),男,黑龙江五常人,研究员,博士生导师,2000年于中科院长春光学精密机械与物理研究所获博士学位,2002-2003年于法国科研中心LPMO实验室工作,主要从事飞行器半物理仿真及小型快速机电伺服技术的研究。E-mail: jiahg@ciomp.ac.cn

(版权所有 未经许可 不得转载)