

# 滚珠丝杠式电动舵机系统非线性特性分析

胡江涛, 曹云峰

(南京航空航天大学 航天学院, 南京 210016)

**摘要:** 针对速度反馈控制的滚珠丝杠式电动舵机系统, 建立更加完整的系统模型, 模型中充分考虑间隙和摩擦等非线性因素的影响, 并通过数值仿真, 观察分析不等间隙和摩擦对系统输出的影响规律; 采用 LuGre 模型和死区模型分别描述电动舵机运行时的摩擦和间隙行为, 然后根据传动链结构特点提出非线性研究方案, 并根据此方案将非线性环节加入所建立的电动舵机二阶模型中, 分别对间隙和摩擦的影响进行仿真分析; 仿真结果表明, 间隙和摩擦会使伺服系统产生跟踪误差, 影响定位精度, 甚至影响系统稳定。

**关键词:** 电动舵机; 非线性; 摩擦模型; 死区模型; 刚度

## Nonlinear Factors Analysis of EMA with Ball Screw Drive

Hu Jiangtao, Cao Yunfeng

(Department of Space, Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016, China)

**Abstract:** For electromechanical (EMA) flight surface actuation systems, its controller use proportional control with a velocity feedback, this manuscript sets up a more complete simulation model considering the presence of the backlash and the friction to analyze the effects of both nonlinear factors. Based on the characteristics of the driving chain, a strategy for the research of the nonlinear factors is proposed, according to which LuGre friction and dead zone model are applied into the second-order EMA system. Our results indicate that free play in driving mechanisms and friction can lead to the tracking error and affect the stability of the EMA system.

**Keywords:** electromechanical actuator; nonlinear factors; friction mode; dead zone model; stiffness

## 0 引言

机电伺服作动系统 (electromechanical actuator, EMA) 是航空航天、军事、交通和工农业机械设备中一类位置伺服控制系统的总称, 通过控制电动机运行直接或间接地控制负载的运动, 实现控制对象的位置控制。

目前, 全电飞机 (all electric aircraft, AEA) 在欧美各国都有相关研究, 并且已经进入实际试飞试验阶段, 而国内也有相关研究, 但没有足够的工程设计和相关试验。EMA 代替液压功率系统作为飞控系统作动器是全电飞机技术发展的核心内容, 国内在无人机、导弹<sup>[1-2]</sup>等领域已经有了一定的研究成果。

电动舵机作为飞控系统的重要执行机构, 其静态性能直接决定着飞行器的飞行品质, 而舵机中非线性因素的存在容易引起舵机静态性能的下降, 甚至造成系统不稳定, 因此对电动舵机的非线性因素进行建模分析是实现快速、高精度控制要求的重要前提。总结现有研究基础可知, 电动舵机的非线性因素主要包括间隙、摩擦、刚度和饱和等, 主要存在于 EMA 的机械传动链中, 但目前用于控制器研究的电动舵机模型对非线性的考虑未充分结合 EMA 系统的结构特点。EMA 的机械传动链主要有 3 种: (齿轮副) - 涡轮 - 蜗杆、齿轮 - 齿条、齿轮副 - 丝杠, 其中循环滚珠丝杠是目前 EMA 中应用最广泛的形式, 具有效率高、不存在反向自锁等特点。美国 NASA 在 EPAD (electrically powered actuation design) 项目中, 在 F/A-18B 系统试验机 (systems research aircraft, SRA) 上正是用

滚珠丝杠式 EMA 代替了左副翼的液压作动器, 与右副翼标准液压作动器进行了全面的对比研究, 得到结果表明两者性能十分接近。因此本文针对滚珠丝杠式电动舵机的非线性特性, 提出了一种更加完善电动舵机建模方法, 适用于其他伺服系统, 在机电伺服控制系统研究中具有一定的工程应用价值。

## 1 非线性环节及模型

### 1.1 间隙环节及刚度

间隙<sup>[3]</sup>非线性来源于电动舵机的机械传动部分, 是由于零部件的加工、装配误差和磨损等造成的非线性位置误差, 发生在旋转运动或者直线运动的部件之间<sup>[4]</sup>。间隙的存在不仅会使舵机零部件之间的输入与输出产生偏差, 而且系统性能会因为冲击的存在变得不稳定, 降低系统的动态性能和稳态精度。随着控制要求的提高和间隙非线性研究的深入, 间隙模型经历不断的完善, 本文采用的是间隙的死区模型<sup>[5]</sup>, 间隙的简化示意图和死区模型的数学描述如下:

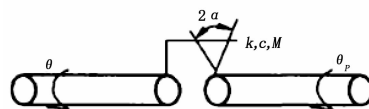


图 1 间隙示意图

$$M = \begin{cases} k(\Delta\theta - \alpha) + c\Delta\dot{\theta}, & \Delta\theta > \alpha, \\ 0, & |\Delta\theta| \leq \alpha, \\ k(\Delta\theta + \alpha) + c\Delta\dot{\theta}, & \Delta\theta < -\alpha, \end{cases} \quad (1)$$

式中,  $\Delta\theta(t) = \theta(t) - \frac{1}{m}\theta_p(t)$ , 参数见表 2。

此模型中  $k$  是刚度系数,  $c$  是阻尼系数。因此间隙的死区模型不仅意味着电动舵机的间隙非线性, 而且考虑了传动机构的轴向刚度或者扭转刚度。舵机传动机构中的柔性体在舵机高速运转中产生弹性形变, 引起振动<sup>[6]</sup>, 而且会造成稳态误差。

收稿日期: 2017-09-07; 修回日期: 2017-09-28。

**作者简介:** 胡江涛 (1993-), 男, 浙江金华人, 硕士研究生, 主要从事先进无人机控制方向的研究。

曹云峰 (1964-), 男, 浙江湖州人, 教授, 博士研究生导师, 主要从事先进无人机控制方向的研究。

因此死区模型在描述间隙非线性的同时, 考虑了系统刚度及阻尼的影响, 更符合实际。

死区模型<sup>[7]</sup>描述的间隙非线性不同于简单的输入与输出的位移关系, 其输入是相对位移, 输出是力矩, 即死区模型通过驱动与从动之间的传递力矩描述了间隙非线性。

### 1.2 摩擦环节

模型非线性因素中, 摩擦<sup>[8-9]</sup>产生于舵机零部件之间的相对运动和相对运动趋势, 严重影响了舵机伺服系统的控制精度, 限制了控制系统的带宽。摩擦对控制精度影响的主要表现是在低速运行时, 容易造成“爬行”和波形失真现象, 并增大了系统的静态误差, 甚至引起极限环振荡<sup>[10]</sup>。

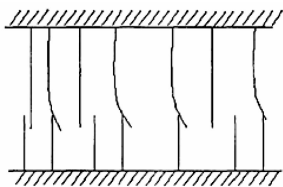


图 2 接触面间的刚毛

为了消除摩擦对舵机控制性能的影响, 对摩擦非线性环节的研究至关重要。目前, 动态摩擦模型中的 LuGre 模型在摩擦补偿研究中得到了广泛的应用, 因为相比其他摩擦模型, LuGre 模型更为完善, 更全面得描述了摩擦的运动机理和非线性特性<sup>[11]</sup>。LuGre 模型<sup>[12]</sup>原理是将接触面看成大量弹性鬃毛的接触, 其数学表达式如下, 参数见表 1。

$$\frac{dz}{dt} = \omega - \sigma_0 \frac{|\omega|}{g(\omega)} z \quad (2)$$

$$T_f = \sigma_0 z + \sigma_1 \frac{dz}{dt} + \sigma_2 \omega \quad (3)$$

$$g(\omega) = T_C + (T_S - T_C)e^{-(\omega/\omega_s)^2} \quad (4)$$

表 1 空载下不同间隙系统性能对比

间隙值/ mm	角速度		角位移		触力峰 值/N
	最大偏差/(°)	畸变	最大偏差/(rad/s)	畸变	
0	0	无	0	无	2
0.005	0.0 040	无	0.0 178	无	2.5
0.1	0.0 568	有	0.1 598	有	7
0.25	0.1 216	有	0.3 372	有	11

### 1.3 非线性研究方案

间隙、摩擦非线性主要存在于电动舵机传动部分的结合处, 本文提出的非线性研究方案如表 2 所示, 并将其作为电动舵机建模的依据。

表 2 非线性研究方案

传动接口	特点	间隙及刚度	摩擦
伺服电机轴—小齿轮	圆锥销、热配合(过盈配合)	×	×
齿轮副	距输出轴较远	×	√
齿轮—丝杠	圆锥销、热配合(过盈配合)	×	×
滚珠丝杠副	轴向刚度差	√	×
丝杠—支承轴承	存在轴向游隙	√	×
拨销—拨叉口	保证零间隙和高刚度设计要求	×	×
拨叉—转轴	圆锥销、热配合(过盈配合)	×	×

因此, 在进行建模时分别在齿轮副和滚珠丝杠副中加入摩

擦环节和间隙环节, 分别研究间隙、摩擦非线性对电动舵机控制系统性能的影响。

## 2 电动舵机系统

本文研究的电动舵机系统<sup>[13]</sup>可以简单分为以下几个部分:

- 1) 伺服驱动器;
- 2) 永磁无刷直流电机;
- 3) 机械传动链 (齿轮副和滚珠丝杠副);
- 4) 舵面负载 (拨叉、舵叶和铰链负载);
- 5) 传感器 (电位计和增量式光电编码器)。

图 3 是一个典型的电动舵机示意图, 电动舵机的工作原理是飞控计算机发出一个指令信号驱动伺服电机转动, 后经过齿轮副、滚珠丝杠副和拨叉减速后带动舵面偏转。本节将整个电动舵机系统分为以上 5 个部分, 逐个研究并建立相应的框图模型。

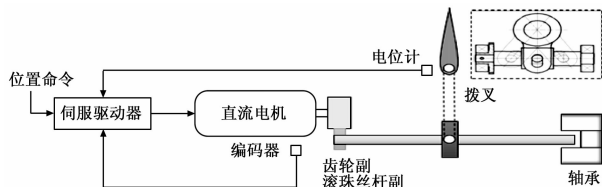


图 3 电动舵机原理图

### 2.1 伺服驱动器

电动舵机系统的伺服驱动器由控制器和功率放大器组成, 其输入是舵轴的的偏转角度  $\theta$ ; 输出是驱动电机转动的电压值  $V_c$ , 且放大器  $K_u$  存在饱和电压  $V_{sat}$ 。

飞行器舵面控制中, 最常见的控制策略是比例—微分 (PD) 控制和速度反馈控制<sup>[14]</sup>。PD 控制与速度反馈相比抗干扰能力有所不足, 微分器对高频噪声有放大作用, 而速度反馈信号噪声成分很弱, 因此本文研究采用速度反馈控制  $G_c$ , 其位置反馈信号  $\theta'$  来自与舵轴同轴相连的电位计, 而速度反馈信号来自电机, 并不是飞行器舵面, 即编码器与电机轴相连, 测量的是电机轴的角速度。

假设从电机轴到舵轴的传动比为  $N$ , 那么可通过电机轴的角速度  $\omega_m$  得到舵轴的理想角速度  $\omega$ :

$$\omega = \frac{\omega_m}{N} \quad (5)$$

按传动比进行缩放后, 角速度信息作为反馈输入控制器得到闭环传递函数如下:

$$V_c = (G_c(\theta - \theta') - K_\omega \frac{\omega_m}{N}) K_u \quad (6)$$

其中:  $V_c$  为伺服驱动器的输出电压, 即电机的输入电压, 其余参数见表 3。考虑放大器的饱和情况, 得到电动舵机系统控制部分的框图模型。

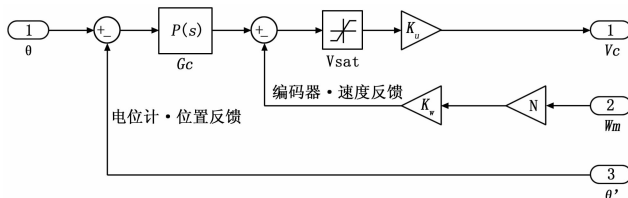


图 4 伺服驱动器框图模型

### 2.2 电机

无刷直流电机的电枢回路特性可以用如下—阶传递函数表

表 3 电动舵机参数表

电机			齿轮副-滚珠丝杠(摩擦)		
L	电枢电感	2.2e-3	k	扭转刚度	2.86e6
R	电枢电阻	2.12	n <sub>1</sub>	齿轮副传动比	3
C <sub>m</sub>	转矩系数	0.2683	J <sub>1</sub>	齿轮副和滚珠丝杠转动惯量	4.73e-6
J <sub>m</sub>	转子转动惯量	1.144e-7	拨叉-舵叶		
C <sub>e</sub>	反电势系数	0.095	k	扭转刚度	2.3e4
螺母(间隙)			J <sub>3</sub>	拨叉和舵叶转动惯量	0.5e-4
s	滚珠丝杠导程	0.2	R	舵机中心轴到舵轴的垂直距离	0.1
M	螺母质量	0.19	放大器		
k	传递刚度	2.001e7	K <sub>12</sub>	放大器放大倍数	2.4

示, 参数见表 2,

$$I_c = G_e(V_c - C_e\omega_m) \quad (7)$$

其中:

$$G_e = \frac{1/R}{L/Rs + 1} = \frac{1/R}{\tau_e s + 1} \quad (8)$$

$\tau_e$  和  $1/R$  分别是电机的电气时间常数和开环增益,  $I_c$  为电枢电流。

电机的力矩平衡方程为:

$$T = C_m I_c \quad (9)$$

$$T = J_m \ddot{\omega}_m + T_1 \quad (10)$$

其中:  $\ddot{\omega}_m$  为电机轴的角加速度,  $T$  和  $T_1$  分别表示电机转矩和齿轮副对电机轴的反作用, 且电机产生的转矩存在最大值, 即最大转矩为  $T_{peak} = C_m I_{lim}$ , 其余参数见表 2。基于以上电机方程, 可得无刷直流电机的框图模型如图 5 所示, 其中  $\omega_{max}$  为电机的最大转速。

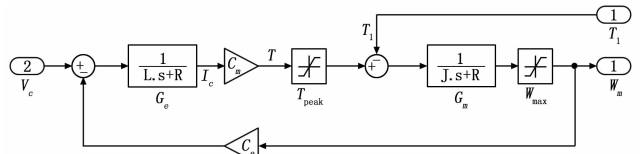


图 5 电机框图模型

从图 5 中可以看出, 直流无刷电机机械部分的传递函数为:

$$G_m = \frac{1}{J_m s} \quad (11)$$

忽略限幅和摩擦, 整个无刷直流电机的输入  $V_c$  输出  $\omega_m$  的关系可用以下方程表示:

$$(V_c - C_e\omega_m)G_e C_m - T_1 = G_m \ddot{\omega}_m \quad (12)$$

### 2.3 机械传动链

电动舵机的机械部分包括电机转子、机械传动链和舵叶, 而本节选取由齿轮副、滚珠丝杠副和拨叉构成的机械传动链作为建模对象, 电机转子输出轴与齿轮副相连, 经过齿轮副减速后带动滚珠丝杠转动, 再转换为螺母的直线运动, 带动拨叉在拨叉口内往复运动, 拨叉与舵轴固连, 最终驱动舵面转动。

根据上文中提出的非线性研究方案, 将电动舵机的机械传动链分为 3 个部分进行研究, 其数学描述和框图模型如下:

#### 2.3.1 齿轮副和滚珠丝杠(包含摩擦)

第一部由齿轮副和滚珠丝杠组成, 其输入为电机轴的转角

$\theta_m$ , 输出为滚珠丝杠的角速度  $\omega_1$ 。假设齿轮副的传动比为  $n_1$ , 齿轮副对电机轴的反作用力矩可表示为:

$$T_1 = k(\theta_m - n_1\theta_1) \quad (13)$$

其中:  $k$  为刚度系数。那么第一部分的力矩平衡方程如下:

$$T_1 = k(\theta_m - \theta'_m) \quad (14)$$

$$n_1 T_1 = J_1 \ddot{\omega} + T_2 + T_f \quad (15)$$

$\theta'_m$  是实际该部分产生的角位移, 由于力矩造成其发生弹性形变,  $\theta'_m$  比电机轴的输出位移信号  $\theta_m$ , 也就是该部分的输入信号要更小,  $T_2$  为第二部分对滚珠丝杠的反作用力矩。

考虑齿轮副的摩擦, 将 LuGre 摩擦模型加入第一部分得到其模型框图<sup>[15]</sup> 见图 6。

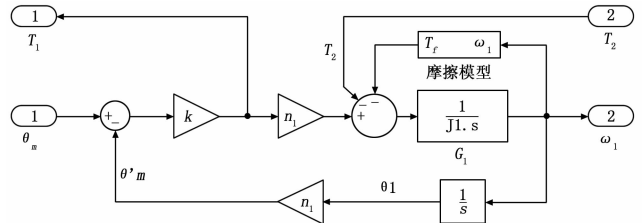


图 6 传动链第一部分模型框图

从图 6 中可以看出, 将该部分转动惯量折算到电机轴得到  $J_1$ , 其传递函数为:

$$G_1 = \frac{1}{J_1 s} \quad (16)$$

忽略摩擦, 第一部分的输入  $\theta_m$  输出  $\omega_1$  的关系可用以下方程表示:

$$n_1 k(\theta_m - n_1 \int \omega_1) - T_2 = J_1 \ddot{\omega}_1 \quad (17)$$

#### 2.3.2 螺母(包含间隙)

第二部分为滚珠丝杠副中的螺母, 其输入为滚珠丝杠的转角  $\theta_1$ , 输出为螺母的直线运动速度  $v$ 。滚珠丝杠副的传动比  $n_2$  与其导程  $s$  相关, 可表示为:

$$n_2 = \frac{\theta_1}{v} = \frac{2\pi}{s} \quad (18)$$

第二部分的输入信号由滚珠丝杠的角位移  $\theta_1$  转换为螺母的直线位移命令:

$$x = \frac{\theta_1}{n_2} \quad (19)$$

添加间隙环节  $G_x$ , 得到第二部分的力平衡方程如下:

$$F_2 = G_x(x - x') \quad (20)$$

$$F_2 = M\dot{v} + F_3 \quad (21)$$

其中:  $x'$  为螺母真实发生的位移,  $F_3$  为第三部分对其的反作用力, 而  $T_2 = \frac{F_2}{n_2}$ , 那么得到第二部分的模型如图 7 所示。

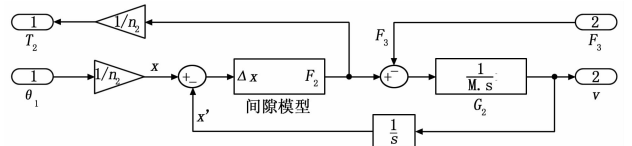


图 7 传动链第二部分模型框图

从图 7 中可以看出, 螺母的传递函数为:

$$G_b = \frac{1}{M s} \quad (22)$$

忽略间隙, 第二部分的输入  $\theta_1$  输出  $v$  的关系可用以下方程表示:

$$k\left(\frac{\theta_1}{n_2} - \int v\right) - F_3 = M\ddot{v} \quad (23)$$

### 2.3.3 拨叉和舵叶

第三部分由拨叉和舵叶组成, 其输入为螺母的直线运动距离  $x_3$ , 输出为舵轴的角位移  $\theta'$ 。拨叉到拨销的减速比为:

$$n_3 = \frac{\bar{\theta}_3}{v} = \frac{R}{\cos^2 \theta_3} \quad (24)$$

其中:  $\theta_3 = \arctan \frac{x_3}{R}$  为当前螺母偏离中心点的角度, 可见减速比  $n_3$  与螺母状态相关, 不是常数, 而是随  $\theta_3$  的改变呈非线性变化。而输入信号可转换为:

$$\theta_3(x_3) = \arctan \frac{x_3}{R} \quad (25)$$

第三部分的力矩平衡方程为:

$$T_3 = k(\theta_3 - \theta') \quad (26)$$

$$T_3 = J_3 \dot{\omega} + T_{load} \quad (27)$$

其中:  $\theta'$  为螺母真实发生的位移,  $T_{load}$  为舵叶收到的铰链力矩, 而第三部分对螺母的反作用力可表示为:

$$F_3(T_3, \theta_3) = \frac{T_3}{R} \cos^2 \theta_3 \quad (28)$$

根据以上动力学方程, 得到第三部分的框图模型如图 8 所示。

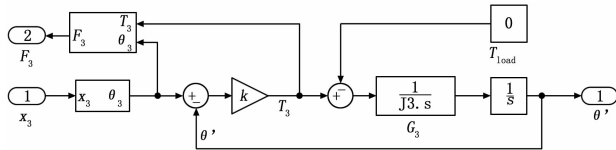


图 8 传动链第三部分模型框图

从图 8 中可以看出, 将该部分转动惯量折算到舵轴得到  $J_3$ , 其传递函数为:

$$G_3 = \frac{1}{J_3 s} \quad (29)$$

第三部分的输入  $x_3$  输出  $\theta'$  的关系可用以下方程表示:

$$k\left(\arctan \frac{x_3}{R} - \theta'\right) - T_{load} = G_3 \ddot{\theta}' \quad (30)$$

## 2.4 系统整体模型及参数选择

基于以上框图模型, 最终得到滚珠丝杠式电动舵机的模型如图 9 所示。其中, 总传动比:

$$N = n_1 n_2 n_3 = n_1 \frac{2\pi}{s} \frac{R}{\cos^2(\arctan \frac{x_3}{R})} \quad (31)$$

参数见表 2, 单位均为基本标准单位。

为了下节对比研究非线性因素对电动舵机控制性能的影响, 本节首先对未加入间隙、摩擦环节的电动舵机系统进行仿真分析。模型中采用速度反馈控制, 其比例控制系数  $G_c = 600$ , 速度反馈系数  $K_w = 600$ 。

空载时的阶跃响应曲线如图 10 所示, 可以看出系统的上升时间为 7 ms, 调节时间为 15 ms, 无超调, 稳态误差为零。

## 3 实例仿真

### 3.1 间隙非线性

在 Simulink 中建立电动舵机模型, 此仿真采用定步长

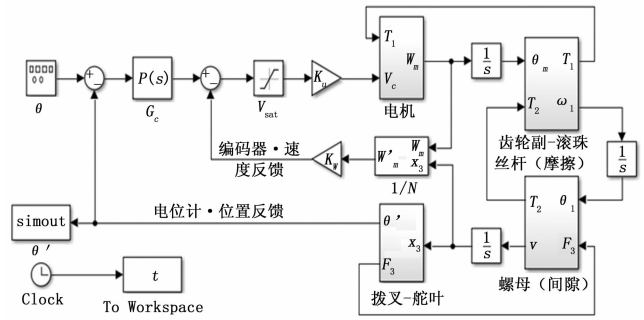


图 9 电动舵机整体框图模型

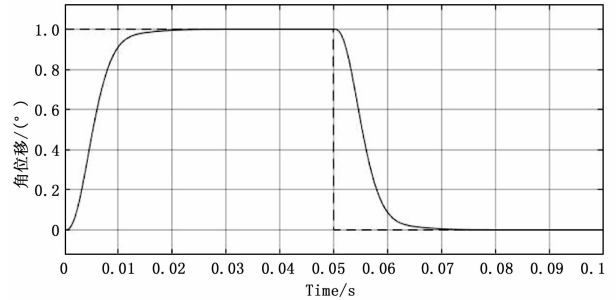


图 10 阶跃信号下角位置跟踪曲线

ode3 解算器, 设置步长为  $1 \text{e}^{-7} \text{ s}$ , 并将间隙环节添加在传动链的滚珠丝杠副内, 分别设定滚珠丝杠副中存在的轴向间隙为 0 mm、0.005 mm、0.1 mm、0.25 mm, 分析空载和负载下系统的响应。在空载下做正弦运动, 不同间隙下舵机系统舵轴的角位移、角速度、接触力如图 11~13 所示。

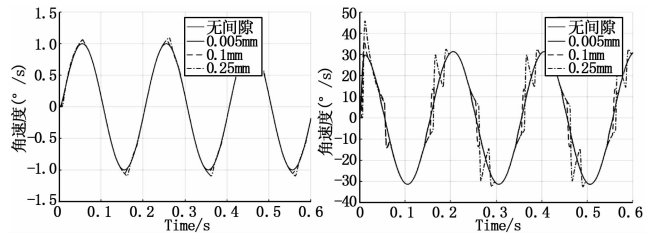


图 11 不同间隙时舵轴角位移

图 12 不同间隙时舵轴角速度

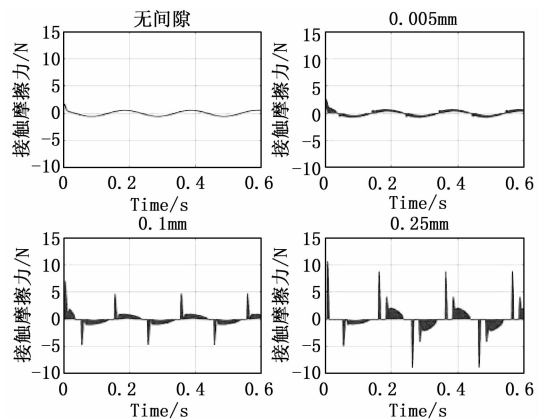


图 13 不同间隙时接触力

结合表 1 分别分析角位移、角速度和接触力的仿真结果, 可以看出当输入的间隙值增大时, 相比无间隙时响应曲线的偏

差也随之增大，具体的表现有所不同。图 11 表明间隙的存在会使得位置跟踪曲线在峰值处发生畸变，且畸变的程度随着间隙的增大而增大。这种现象反映了驱动机构停转后，从动机构由于惯性和间隙的存在继续往前运动，出现“超出”现象，后与另一接触面碰撞接触，被推动开始朝反方向运动。图 12 表明间隙的存在会使得速度跟踪曲线在过零位置发生畸变，且畸变程度随着间隙的增大而增大。这种现象反映了从动机构与另一接触面发生碰撞，造成速度的剧烈波动，而不是按照正弦规律稳定持续变化；图 13 表明接触力曲线由正弦持续变化，随着间隙的增大变成了脉冲状，且接触力峰值随着间隙的增大而增大，并呈周期变化。

输入  $1^\circ$  的阶跃信号，并设定间隙大小为  $0.18\text{ mm}$ ，折算到舵轴为  $0.1^\circ$ 。通过仿真可得到电动舵机受间隙影响的跟踪曲线如下图，系统输出达到 BIBO 稳定后按固定频率振荡，振荡幅值为  $0.1^\circ$ ，与输入间隙相等。这种现象具有普遍性，改变间隙大小获得相同结果，说明间隙对系统输出的影响主要与减速比相关，输出对传动链末端的间隙更加敏感。

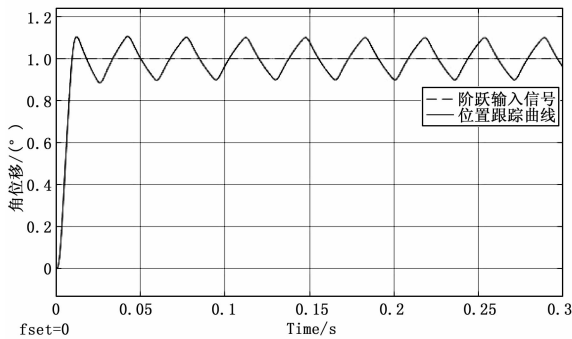


图 14 间隙时 EMA 系统阶跃响应

### 3.2 摩擦非线性

在 Simulink 中建立电动舵机模型，此仿真采用变步长 ode15s 解算器，并将摩擦环节添加在齿轮副。在实际应用中，为了反映 LuGre 模型中参数受温度、润滑、材料磨损的影响而引起摩擦力矩的变化。引入摩擦系数  $\lambda$  来反映摩擦力矩的变化趋势。在正常情况下，系统的摩擦扭矩是标准值。当 LuGre 模型中的参数发生变化时，摩擦力矩就会改变，这种变化通过  $\lambda$  来反映，此时的摩擦力矩可以表示为：

$$T_f = \lambda(\sigma_0 z + \sigma_1 \frac{dz}{dt} + \sigma_2 \omega) \quad (32)$$

采用的标准摩擦扭矩参数如表 4 所示。

表 4 LuGre 摩擦模型参数

摩擦刚度系数	摩擦阻尼系数	粘性摩擦系数	库伦摩擦力矩	最大静摩擦力矩	Stribec 速度
$\sigma_0 / (\text{Nm}/\text{rad})$	$\sigma_1 / (\text{Nm} \cdot \text{s} / \text{rad})$	$\sigma_2 / (\text{Nm} \cdot \text{s} / \text{rad})$	$F_c / \text{NM}$	$F_s / \text{NM}$	$\omega_s / (\text{rad}/\text{s})$
260	10	0.02	0.28	0.34	0.01

分别设定摩擦系数  $\lambda$  的值为 0、1、2、4，输入幅值  $3^\circ$ ，5 Hz 的正弦信号，分析空载下系统响应。在空载下做正弦运动时，不同摩擦下舵机系统舵轴的角位移、角速度如图 15~16 所示。

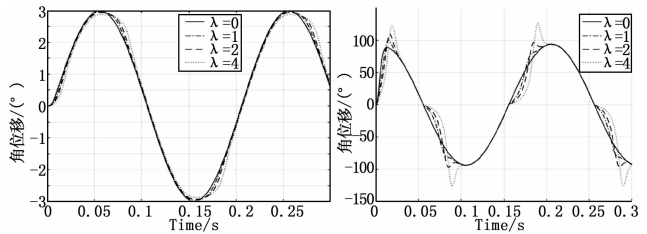


图 15 不同摩擦时舵轴角位移 图 16 不同摩擦时舵轴角速度

表 5 空载下不同间隙系统性能对比

摩擦系数/ $\lambda$	角位移		角速度	
	峰值/ $(^\circ)$	延迟	峰值/ $(\text{rad}/\text{s})$	畸变
0	2.9 839	无	93.7 569	无
1	2.9 544	延迟	100.3 842	畸变
2	2.9 249	延迟	109.2 502	畸变
4	2.8 658	延迟	126.0 784	畸变

结合表 5 分别分析不同摩擦时角位移和角速度的仿真，可以看出随着输入摩擦扭矩的增大，仿真结果渐渐偏离  $\lambda = 0$  时的响应曲线。图 14 表明间隙的存在会使得位置跟踪曲线在峰值处出现“平顶”现象，且在此处跟踪效果变差，滞后明显。图 15 速度跟踪曲线的过零位置发生畸变。上述现象都反映了相对运动在接近和远离位置峰值时，静摩擦和动摩擦发生交替，静摩擦作用阶段即为“平顶”阶段。

适当增大摩擦阻尼系数  $\sigma_1 = 120$ ，并输入斜率为  $0.04\text{ rad/s}$  的斜坡信号，可得电动舵机受摩擦影响的低速运行特点如图 17~18 所示。

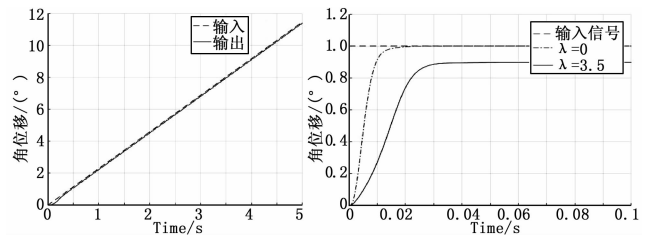


图 17 摩擦扭矩作用下的低速跟踪曲线图 图 18 摩擦下阶跃响应曲线跟踪曲线图

输入  $1^\circ$  的阶跃信号，按照电动舵机系统要求稳态误差小于  $\pm 0.1^\circ$ ，通过多次仿真得到当摩擦系数  $\lambda = 3.5$  时稳态误差达到临界值，并且摩擦延长了稳定系统的调节时间。

## 4 结论

1) 舵机系统对滚珠丝杠副间隙的敏感程度与拨叉的减速比相关，对本研究对象而言，当间隙达到  $0.18\text{mm}$  时，系统阶跃响应稳态振动幅值达到  $0.1^\circ$ ，并且间隙的存在会引起接触力突变，这不仅加剧零部件损坏，还影响系统的稳定性。

2) LuGre 摩擦模型能够完整地反映摩擦的实际特点，通过对齿轮副加入摩擦环节，分析得到摩擦非线性会引起伺服系统的低速爬行，并且当摩擦系数  $\lambda = 3.5$  时，系统阶跃响应稳态误差为达到  $10\%$ ，并且造成了严重的相位滞后。综上所述，间隙和摩擦非线性在 EMA 控制系统研究中必须考虑，此模型对补偿间隙、摩擦等非线性的 EMA 系统控制器研究中具有一定价值。