

文章编号 1004-924X(2014)07-1842-09

精密谐波传动系统建模

黑沫^{*}, 范世珣, 廖洪波, 周擎坤, 范大鹏
(国防科技大学 机电工程与自动化学院, 湖南长沙 410072)

摘要:针对谐波传动系统的控制方法与性能预测问题,本文考虑影响谐波传动系统性能的主要因素,提出了一种精密谐波传动系统建模方法。建立了整个谐波传动系统的动力学模型和 Simlink 仿真模型,给出了仿真模型中各参数的获取方法。针对模型中难于准确测得的参数,提出了一种最小二乘辨识方法。对谐波传动系统的仿真模型进行了时频域仿真分析与实验验证,结果表明:建立的谐波传动系统模型各参数具有明确物理意义,便于工程应用;建模时仅利用一次扫频即可得到所有未知参数的估计值,提高了参数获取的效率,降低了成本;仿真模型与实际系统时频域特性基本一致,所有结果匹配度超过 70%。得到的结果验证了该建模方法的正确性。

关键词:谐波传动;动力学建模;参数辨识;最小二乘法

中图分类号: TH132.43 **文献标识码:** A **doi:** 10.3788/OPE.20142207.1842

Modeling of precision harmonic drive system

HEI Mo^{*}, FAN Shi-xun, LIAO Hong-bo, ZHOU Qing-kun, FAN Da-peng

(College of Mechatronic Engineering & Automation,
National University of Defense Technology, Changsha 410072, China)

^{*} Corresponding author, E-mail: heimo_pla@163.com

Abstract: In consideration of the control method and performance prediction of harmonic drive systems, a modeling method of precision harmonic drive system was proposed according to the main factors effecting the performance of harmonic drive system. A dynamics model and a Simlink simulation model of harmonic drive system were established, and an method to obtain the simulation model parameters was researched. A least square identification method was presented to identify the parameters which are difficult to be accurately measured in the model. The time-frequency domain simulation analyses and experimental verification were performed. Simulation and experimental results show that the model parameters of the harmonic drive system have clear physical meaning and are convenient for engineering application. When the model is established, one frequency sweep only can estimate the unknown parameters, improve the efficiency of parameter acquisition and reduce the cost. Moreover, the experimental results are basically consistent with that of the simulation one and the matching degree of the results is greater than 70%. These data verify the correctness of the modeling method.

Key words: harmonic drive; dynamics modeling; parameter identification; least square method

收稿日期: 2013-12-15; 修订日期: 2014-01-23.

基金项目: 国家自然科学基金重点项目 (No. 51135009)

1 引 言

谐波齿轮具有输出力矩大,结构紧凑、啮合空回小、传动精度高等优点,被广泛应用于航空、航天、机器人、武器系统等领域中的精密伺服系统中,吸引了众多研究者对其进行深入研究,并取得了众多研究成果^[1-8]。成果主要集中于谐波齿轮的设计、制造、材料等方面^[1-4],也有涉及谐波齿轮自身的摩擦、刚度、传动误差和磁滞损失等特性的研究^[5-8]。目前,由于精密伺服系统的集成度越来越高,集成电机、谐波齿轮、传感器、轴承、连接件、紧固件和电器接口等的模块化谐波传动组件在工程中得到了越来越多的应用^[9],但对于此类谐波传动组件的系统特性建模及仿真分析研究较少。

对于谐波传动组件,工程人员所关注的重点集中于使用该组件的系统整体伺服性能能否达到指标要求,而非谐波齿轮自身的摩擦、阻尼、刚度、传动误差和间隙等特性。如果可以建立一种反映谐波传动组件整体伺服性能模型,将有利于工程人员对谐波传动组件的应用,并为其精密伺服控制和性能预测提供帮助。

本文针对采用了谐波传动组件的谐波传动系统,研究其整个系统的建模方法。首先建立谐波传动系统的动力学理论和仿真模型;利用最小二乘法辨识其中各参数和传递函数;之后对建立的仿真模型进行时域和频域仿真;最后将仿真结果与实际系统实验结果进行对比,以验证该方法的正确性和有效性。

2 谐波传动系统动力学建模

2.1 概述

谐波传动组件如图 1 所示,由谐波齿轮、轴承、电机、传感器等组成。为简化分析,假设各影响因素无时变性,并将其工作温度限定于常温,工作方式间歇式,则可将影响系统性能的因素分为线性和非线性 2 类。

系统线性因素主要考虑的是力矩平衡方程、电回路方程和电机力矩方程。非线性因素主要考虑的是驱动器电流饱和、传感器分辨率、摩擦、阻尼、质量不平衡力矩、啮合刚度和回差等。分别对

各因素进行建模,并将建立各模型集成,可建立系统的综合动力学模型。



图 1 模块化谐波传动组件
Fig. 1 Harmonic drive module

2.2 线性因素建模

根据谐波齿轮传动原理,可将谐波传动系统简化为典型的二质量系统^[6,10],中间由弹性轴连接,如图 2 所示。伺服电机惯量为 J_m ,输出力矩为 T_m ,角位移为 θ_m ,电机端的扰动力矩为 T_{md} ,电机输出到谐波齿轮柔轮的力矩为 T_s ,谐波齿轮减速比为 K_w ,谐波齿轮柔轮输出力矩为 T'_s ,负载端的惯量为 J_l ,负载端的角位移为 θ_l ,负载端的扰动力矩为 T_{ld} , K_s 为谐波齿轮的传动刚度。

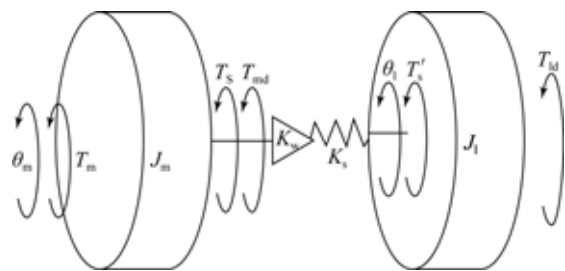


图 2 谐波传动系统简化模型
Fig. 2 Simplified model of harmonic drive system

根据系统力学关系,列写力矩平衡方程:

$$\begin{cases} J_m \ddot{\theta}_m = T_m - T_{md} - T_s \\ J_l \ddot{\theta}_l = T'_s - T_{ld} \\ T_s = K_s (K_w \theta_m - \theta_l) \\ T'_s = T_s / K_w \end{cases} \quad (1)$$

对于直流伺服电机,其电回路方程和电机力矩方程可表示为:

$$\begin{cases} T_m = K_m i \\ u = iR + L \frac{di}{dt} + K_e \dot{\theta}_m \end{cases}, \quad (2)$$

其中: u 为电机输入电压, i 为电枢线圈电流值, L 为电机电枢线圈电感值, R 为电机电枢线圈电阻值, K_m 表示电机输出转矩系数, K_e 表示电机反电动势系数。

联立式(1)和(2), 可得:

$$\begin{cases} u(t) = Ri(t) + L \frac{di(t)}{dt} + E(t) \\ E(t) = K_e \dot{\theta}(t) \\ T_m(t) = K_m i(t) \\ J_m \ddot{\theta}_m(t) = T_m(t) - T_{ml}(t) - T_s(t) \\ J_l \ddot{\theta}_l(t) = T_s(t) - T_{ld}(t) \\ T_s(t) = K_s (K_w \theta_m(t) - \theta_l(t)) \end{cases}. \quad (3)$$

由于电感值很小, 忽略其影响, 系统线性部分微分方程可表示为:

$$\begin{cases} J_m \ddot{\theta}_m = \frac{K_m}{R} u - T_{ml} - K_w K_s (K_w \theta_m - \theta_l) - \frac{K_m K_e}{R} \dot{\theta}_m \\ J_l \ddot{\theta}_l = K_s (K_w \theta_m - \theta_l) - T_{ld} \end{cases}. \quad (4)$$

2.3 非线性因素建模

(1) 驱动器电流饱和

驱动器电流饱和和非线性特性利用分段函数可表示为:

$$T_f(\dot{\theta}, T_M) = \begin{cases} T_m, \text{ if } (\dot{\theta}=0 \text{ and } T_s^- < T_m < T_s^+) \\ T_s^+, \text{ if } (\dot{\theta}=0 \text{ and } T_m > T_s^+) \\ T_s^-, \text{ if } (\dot{\theta}=0 \text{ and } T_m < T_s^-) \\ T_{\text{Stribeck}}^+(\dot{\theta}) = T_C^+ + (T_s^+ - T_C^+) e^{-(\dot{\theta}/\Omega^+)^{\delta}} + B^+ \dot{\theta} \\ T_{\text{Stribeck}}^-(\dot{\theta}) = T_C^- + (T_s^- - T_C^-) e^{-(\dot{\theta}/\Omega^-)^{\delta}} + B^- \dot{\theta} \\ T_{\text{Stribeck}}^+(\dot{\theta}), \text{ if } (\dot{\theta} > 0) \\ T_{\text{Stribeck}}^-(\dot{\theta}), \text{ if } (\dot{\theta} < 0) \end{cases}. \quad (9)$$

摩擦和阻尼力矩采用式(9)所示的 Stribeck 模型来描述。定义 T_f 为摩擦干扰力矩; T_s^+ 、 T_s^- 为静摩擦力矩; T_C^+ 、 T_C^- 为库伦摩擦力矩; Ω 为 Stribeck 速度; δ 为经验值常数; B 为阻尼系数; T_{Stribeck} 为 Stribeck 效应的摩擦力。

质量不平衡力矩模型可表示为:

$$T_{nb} = kmg\rho \sin(\alpha_0 + \theta), \quad (10)$$

其中: m 为等效不平衡质量; g 为重力加速度; k 为重力加速度比例系数; ρ 为等效不平衡质量重心到回转中心的距离; θ 为等效不平衡质量重心和回转中心间连线与重力方向之间的角位移; α_0

$$I(t) = \begin{cases} I_{\max}, \text{ if } (I(t) > I_{\max}) \\ I_{\min}, \text{ if } (I(t) < I_{\min}) \\ I(t), \text{ other} \end{cases}. \quad (5)$$

(2) 传感器分辨率

谐波传动组件一般采用编码器作为测角测速元件, 其测角分辨率为:

$$\delta\theta = \frac{2\pi}{N \times n_e} \text{ (rad)}, \quad (6)$$

其中: N 为编码器的分频倍数, n_e 为编码器的线数。采用直接差分法得到的瞬时转速分辨率为:

$$\delta\omega(t) = \frac{2\delta\theta}{t_s} \text{ (rad/s)}, \quad (7)$$

式中 t_s 为采样间隔。

(3) 摩擦、阻尼和质量不平衡力矩

将摩擦、阻尼和质量不平衡产生的力矩统一表示为电机和负载端的扰动力矩 T_{ml} 和 T_{ld} 。由于电机端的质量不平衡力矩较小, 因而忽略其对系统影响, 令:

$$\begin{cases} T_{ml} = T_{mf} \\ T_{ld} = T_{lf} + T_{nb} \end{cases}, \quad (8)$$

其中: T_{mf} 为电机端的摩擦和阻尼力矩, T_{lf} 为负载端的摩擦和阻尼力矩, T_{nb} 为负载端的质量不平衡力矩。

为等效不平衡质量重心和回转中心间连线与重力方向之间的初始角位移。

(4) 啮合刚度及回差

谐波齿轮滞回曲线如图 3(a) 所示。对于该滞回曲线, 采用如图 3(b) 所示的分段线性近似的方法对其啮合刚度进行近似。令 K_1 、 K_2 、 K_3 为分段线性刚度, T_1 、 T_2 为间断点处力矩, 则其模型可表示为:

$$K_s = \begin{cases} K_1, \text{ if } (|T'_s| \leq T_1) \\ K_2, \text{ if } (T_1 < |T'_s| \leq T_2) \\ K_3, \text{ if } (|T'_s| > T_2) \end{cases}. \quad (11)$$

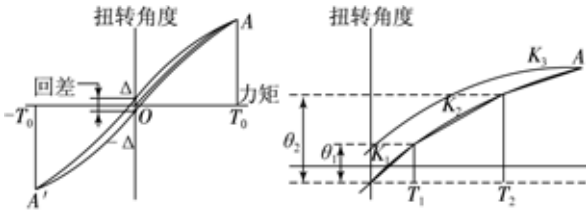


图 3 啮合刚度滞回曲线

Fig. 3 Hysteresis curve of meshing stiffness

进一步建立系统回差模型:

$$\theta'_i(t) = \begin{cases} \theta_i(t) - \Delta, & \text{if } (\dot{\theta}_i(t) > 0, \\ & |\theta_i(t_1) - \theta_i(t_2)| > 2\Delta \\ \theta_i(t_1), & \text{other} \\ \theta_i(t) + \Delta, & \text{if } (\dot{\theta}_i(t) < 0, \\ & |\theta_i(t_1) - \theta_i(t_2)| > 2\Delta \end{cases}, \quad (12)$$

其中: θ_i 为由式(4)计算得到的负载端理想角位移, θ'_i 为带有迟滞特性的系统负载端角位移, t_1 、 t_2 为任意角速度方向恒定过程的起始和终止时间, Δ 为谐波齿轮回差。

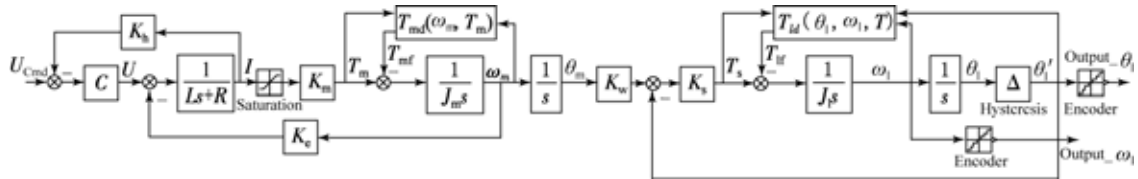


图 4 谐波传动系统控制模型框图

Fig. 4 Control model diagram of harmonic drive system

2.4 系统综合动力学模型

对式(4)进行拉氏变换,并加入各非线性因素以及驱动器的电流控制器 C 和反馈增益 K_b , 得到系统综合动力学模型如图 4 所示。利用该模型即可在相应的仿真软件中建立谐波传动系统的仿真模型。

3 谐波传动系统仿真模型

3.1 Simulink 仿真模型

以图 5 所示的谐波传动组件为例,根据图 4 所示的理论模型框图,采用 Matlab Simulink 建立如图 6 所示的仿真模型。其中“Motor_driver”为根据式(5)、 K_b 和 C 建立的电机驱动模块,“Motor armature”为根据式(2)建立的电机电枢模块,“Motor rotor”和“Load”为根据式(3)建立的电机转子和负载模块,“Friction Function”为根据式(9)建立的摩擦和阻尼力矩模块,“ K_g Function”和“ Δ Function”为根据式(11)和式(12)建立的谐波齿轮啮合刚度与回差模块,“Mass Unbalance Function”为根据式(10)建立的质量不平衡力矩模块,“Encoder”和“Encoder2”为根据式(6)、(7)建立的编码器模块。

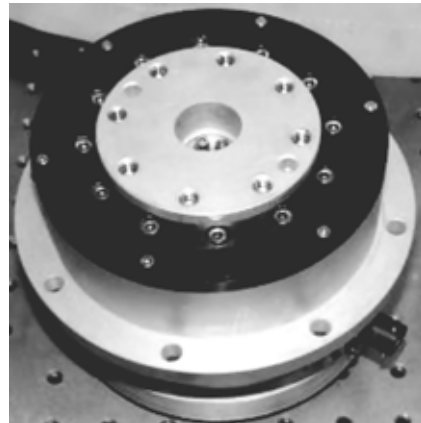


图 5 谐波传动组件实物图

Fig. 5 Picture of harmonic drive module

3.2 模型参数设置

在图 6 所示的模型中,需要设置的参数主要分为两类:第一类是通过在元器件手册中查阅即可得到的参数,主要包括如表 1 所示的电机、驱动器、编码器和谐波齿轮等元器件的参数;第二类是需经过实验测量或辨识得到的参数,如 C、 K_b 以及摩擦、阻尼、质量不平衡和负载惯量的相关参数,即 T_s^+ 、 T_s^- 、 T_C^+ 、 T_C^- 、B、 J_h 和 $mg\rho$ 。对于第一类参数,可将其直接代入到仿真模型中,对于第二类参数,需进一步分析其测量或辨识方法。

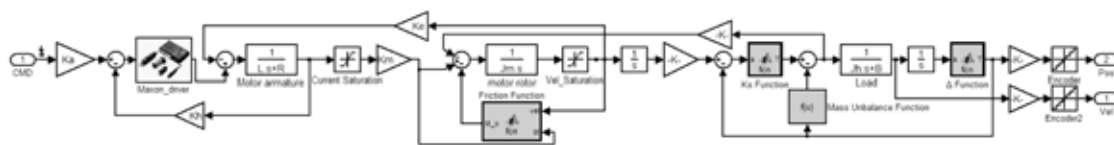


图 6 谐波传动系统 Simulink 仿真模型

Fig. 6 Simulink simulation model of harmonic drive system

表 1 仿真模型参数

Tab.1 Simulation model parameters

元器件	参数	数值
	R/Ω	5.6
	L/H	2.8×10^{-3}
电机	$K_m/(N \cdot m \cdot A^{-1})$	0.517
	$K_e/(V \cdot s \cdot \text{rad}^{-1})$	0.517
	$J_m/(\text{kg} \cdot \text{m}^2)$	6.82×10^{-4}
驱动器	I_{\max}/A	3
	I_{\min}/A	-3
编码器	N	40
	n_e	18 000
	t_s	0.001
	K_w	80
谐波 齿轮	K_s	$5.4 \times 10^5 (T'_s < 235 \text{ Nm})$ 8.8×10^5 $(235 \text{ Nm} \leq T'_s < 843 \text{ Nm})$
	Δ/rad	$9.8 \times 10^5 (T'_s \geq 843 \text{ Nm})$ 2.2×10^{-4}
	其他	$J_l/\text{kg} \cdot \text{m}^2$ k

4 模型参数获取

对于驱动器中的电流控制器传递函数 C 和反馈增益 K_h , 可直接采用扫频法或随机输入法对驱动器进行测试, 采集输入输出信号, 用基本最小二乘法对 C 和 K_h 进行辨识即可得到。

对于摩擦、阻尼、质量不平衡力矩、负载惯量的相关参数, 传统的测试方法是在静态或准静态条件下制作专用工装夹具进行测试^[1, 11-12], 该方法成本高且效率低。为此采用一种快速获取 C、 K_h 、 T_s^+ 、 T_s^- 、 T_c^+ 、 T_c^- 、B、 J_l 和 $mg\rho$ 的方法, 即仅利用一次扫频即可得到所有参数的估计。

对于驱动器的 C 和 K_h , 在得到扫频结果并确定其传递函数结构后, 采用最小二乘方法即可实现二者的辨识。对于 T_s^+ 、 T_s^- , 在扫频过程中只需测量扫频信号响应死区对应的最大驱动力矩即可。上述方法在工程上的应用已非常成熟。

进一步考虑 T_c^+ 、 T_c^- 、B、 J_l 和 $mg\rho$ 的辨识方法。为简化系统辨识难度, 首先对模型进行进一步简化。由于电机驱动器在工作带宽和饱和输出限制内输出电流与输入电压呈恒定线性关系, 且在伺服系统中驱动器的电流环相对于系统的速度环和位置环而言带宽较高, 因而可将图 4 中的驱动器、电机电枢和反电动势等因素简化为一线性比例系数 K_a 。同时, 将电机端和负载端扰动力矩 T_{mcl} 和 T_{ld} 等效为负载端等效扰动力矩 T_d , 谐波齿轮简化为一恒定传动比 K_w , 则图 4 简化为图 7 所示的谐波齿轮传动系统简化控制模型。



图 7 谐波齿轮传动系统简化控制模型

Fig. 7 Simplified control model of harmonic drive system

由图 7 可知:

$$\omega_l(s) = \frac{K_a K_m K_w}{J_l s + B} \left[u(s) - \frac{T_d(s)}{K_a K_m K_w} \right], \quad (13)$$

将式(13)进行零阶保持离散化, 可得:

$$\omega_l(k) = \frac{\left(\frac{K_a K_m K_w}{B} \right) (1 - e^{-(B/J_l)t_s})}{z - e^{-(B/J_l)t_s}} \cdot \left[u(k) - \frac{T_d(k)}{K_a K_m K_w} \right]. \quad (14)$$

速度信号的预测差分方程可表示为:

$$\omega_l(k) = e^{-(B/J_l)t_s} \omega_l(k-1) + \left(\frac{K_a K_m K_w}{B} \right) (1 - e^{-(B/J_l)t_s}) \cdot \left[u(k-1) - \frac{T_d(k-1)}{K_a K_m K_w} \right]. \quad (15)$$

$$\mathbf{T}_d = \begin{cases} \mathbf{T}_c^+ + mg\rho\sin(\alpha_0 + \theta(k)), & \text{if } \omega_1(k) > 0 \\ \mathbf{T}_c^- + mg\rho\sin(\alpha_0 + \theta(k)), & \text{if } \omega_1(k) < 0 \end{cases} \quad (16)$$

在辨识过程中, \mathbf{T}_d 如式(16)所示。根据 Stribeck 速度 Ω , 将式(16)进行符号化函数定义, 令:

$$\mathbf{T}_d = P(\omega_1(k))\mathbf{T}_c^+ + N(\omega_1(k))\mathbf{T}_c^- + mg\rho\sin(\alpha_0 + \theta(k)), \quad (17)$$

其中:

$$\begin{cases} P(\omega_1(k)) = 0.5\sigma(\omega_1(k))(1 + \sigma(\omega_1(k))) \\ N(\omega_1(k)) = -0.5\sigma(\omega_1(k))(1 - \sigma(\omega_1(k))) \end{cases}, \quad (18)$$

$$\sigma(\omega_1(k)) = \begin{cases} 0, & \text{if } |\omega_1(k)| < \Omega \\ 1, & \text{if } \omega_1(k) > \Omega \\ -1, & \text{if } \omega_1(k) < -\Omega \end{cases}, \quad (19)$$

$$\Phi = \begin{bmatrix} \bar{\omega}_1(1) & \bar{u}(1) & -P(\bar{\omega}_1(1)) & -N(\bar{\omega}_1(1)) & -\sin(\alpha_0 + \bar{\theta}(1)) \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ \bar{\omega}_1(N_s - 1) & \bar{u}(N_s - 1) & -P(\bar{\omega}_1(N_s - 1)) & -N(\bar{\omega}_1(N_s - 1)) & -\sin(\alpha_0 + \bar{\theta}(N_s - 1)) \end{bmatrix} \quad (23)$$

定义参数向量 Θ 如式(20)所示, 并将式(17)代入式(15), 得到速度预测差分方程的矩阵形式如式(21)所示。并定义系统输入输出数据矩阵 Φ 和 \mathbf{Y} 如式(22)、(23)所示, 其中 N_s 为样本采样点数。

根据式(21)的差分方程, \mathbf{Y} 的预测方程可表示为:

$$\mathbf{Y} = \Phi\Theta + \mathbf{E}, \quad (24)$$

其中: \mathbf{E} 为模型预测误差。可知, 参数向量 Θ 的估计值可表示为:

$$\hat{\Theta} = (\Phi^T \Phi)^{-1} \Phi^T \mathbf{Y}. \quad (25)$$

根据式(25), 即可求得 \hat{J}_1 、 $\hat{\mathbf{B}}$ 、 $\hat{\mathbf{T}}_c^+$ 、 $\hat{\mathbf{T}}_c^-$ 、 $mg\hat{\rho}$ 的最小二乘估计值:

$$\begin{cases} \hat{J}_1 = K_a K_m K_w t_s (\hat{\Theta}(1) - 1) / (\hat{\Theta}(2) \ln(\hat{\Theta}(1))) \\ \hat{\mathbf{B}} = K_a K_m K_w (\hat{\Theta}(1) - 1) / \hat{\Theta}(2) \\ \hat{\mathbf{T}}_c^+ = K_a K_m K_w \hat{\Theta}(3) / \hat{\Theta}(2) \\ \hat{\mathbf{T}}_c^- = K_a K_m K_w \hat{\Theta}(4) / \hat{\Theta}(2) \\ mg\hat{\rho} = K_a K_m K_w \hat{\Theta}(5) / \hat{\Theta}(2) \end{cases}. \quad (26)$$

5 实验对比验证

为验证所建立仿真模型和参数辨识的正确性, 可对所建立的仿真模型进行时域和频域仿真, 并将仿真结果与实际系统实验结果进行对比。在

$$\Theta = \begin{bmatrix} e^{-(B/J_1)t_s} \\ (K_a K_m K_w / B)(1 - e^{-(B/J_1)t_s}) \\ (\mathbf{T}_c^+ / B)(1 - e^{-(B/J_1)t_s}) \\ (\mathbf{T}_c^- / B)(1 - e^{-(B/J_1)t_s}) \\ (mg\rho / B)(1 - e^{-(B/J_1)t_s}) \end{bmatrix}, \quad (20)$$

$$\omega_1(k) = \begin{bmatrix} \omega_1(k-1) \\ u(K-1) \\ -P(\omega_1(k-1)) \\ -N(\omega_1(k-1)) \\ -\sin(\alpha_0 + \theta(k-1)) \end{bmatrix}^T \Theta, \quad (21)$$

$$\mathbf{Y} = [\bar{\omega}_1(2) \ \bar{\omega}_1(3) \ \dots \ \bar{\omega}_1(N_s)]^T, \quad (22)$$

系统开环状态下, 分别对仿真模型和实际系统输入 5 V 1 Hz 的方波测试信号和 5 V 1~100 Hz 的正弦扫频信号, 得到模型仿真与实际系统的结果如图 8 和图 9 所示。采用相同速度闭环控制器的情况下, 分别对仿真模型和实际系统进行扫频分析, 得到模型仿真与实际系统的闭环频域特性如图 10 所示。

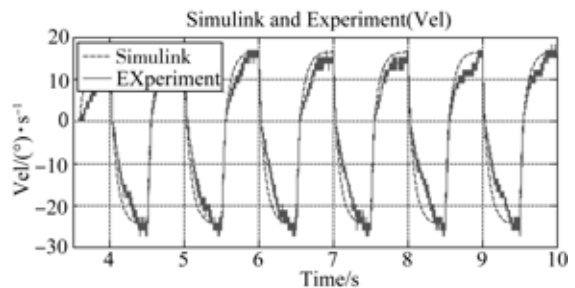


图 8 开环方波响应仿真与实验结果对比
Fig. 8 Comparison of open-loop square wave response simulation and experimental results

由图 8 和图 10 中曲线可知, 仿真与实验结果基本一致。图 9 中系统仿真结果与实验结果在幅频特性上也较为吻合, 仅在低频区域(1~2 Hz)与高频区域(60~100 Hz)部分稍有差异。究其原因, 低频部分差异主要是由于摩擦、阻尼为静态

Stribeck 模型造成的, 如用 LuGre 等动态模型对系统进行辨识会使一致性提高; 高频部分主要是由于产品手册提供的谐波齿轮啮合刚度与实际系统传动刚度存在差异造成的, 可在今后对其辨识算法进行改进, 以便准确描述系统的传动刚度。在图 9 的相频特性上, 系统仿真与实验结果存在一定差异, 主要表现在: 低频段和高频段, 仿真结果超前于实验结果; 中频段仿真结果滞后于实验结果。由于图 9 中相频不相符的频段与幅频不相符的频段一致, 可推断造成该现象的原因依然是模型摩擦、阻尼和传动刚度参数与实际系统存在差异造成的。

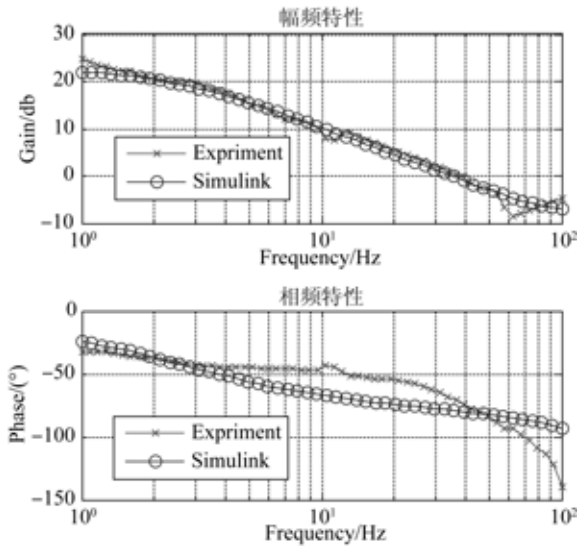


图 9 开环频域特性仿真与实验结果对比
Fig. 9 Comparison of open-loop frequency domain characteristics simulation and experimental results

表 2 谐波传动系统时频域性能指标

Tab. 2 Time and frequency domain properties of harmonic drive system

性能指标	实验	仿真
带宽/Hz	70	75
响应时间/s	0.012	0.011
超调量/%	25	30
稳定时间/s	0.05	0.06
精度/(")	6	6

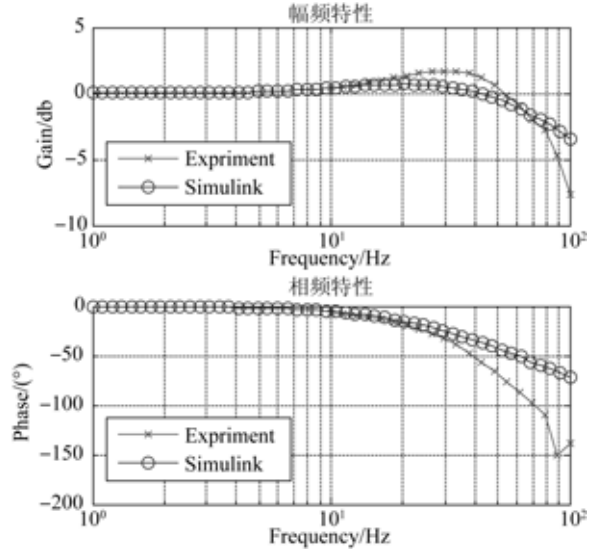


图 10 闭环频域特性仿真与实验结果对比
Fig. 10 Comparison of closed-loop frequency domain characteristics simulation and experimental results

对速度闭环了的仿真模型和实际系统进一步仿真与实验测试, 得到仿真与实验结果的速度环时频域性能指标如表 2 所示, 可知系统仿真与实验时频域特性基本一致:

$$p = \frac{\sum_{i=1}^n (x_{ei} - x_{si})^2}{\sum_{i=1}^n x_{ei}^2}, (i = 1, 2, 3, \dots, n_p).$$

(27)

定义归一化匹配度 p 作为模型仿真结果与实际系统测试结果匹配的标准, 如式(27)所示, 其中, n_p 为采样的样本总数, x_{ei} 表示第 i 个采样点的实验测试值, x_{si} 表示第 i 个采样点的模型仿真值。计算得到图 8 所示的开环系统方波响应仿真与实验结果匹配度达 89%; 图 9 所示的开环系统幅频特性匹配度达 96%, 相频特性匹配度达 72%; 图 10 所示的闭环系统幅频特性匹配度达 86%, 相频特性匹配度达 70%。通过对比开闭环仿真与实验结果可知, 其匹配度均达到 70% 以上。

表 2 中所示数据和仿真与实验匹配度结果验证了该建模方法的正确性。利用建立的仿真模型, 可对精密谐波传动系统进行控制算法研究与系统性能预测, 从而提高谐波传动系统的设计效率。

6 结 论

本文以谐波传动组件在工程上的应用为背景,针对谐波传动系统控制方法与性能预测问题,提出了一种精密谐波传动系统建模方法。建立了整个谐波传动系统的动力学模型和仿真模型,并利用扫频方法辨识其中各参数。对建立的仿真模型进行时域和频域仿真,并将仿真结果与

参考文献:

- [1] 阳陪. 谐波齿轮传动装置及其短筒柔轮分析研究[D]. 北京:机械科学研究总院,2006.
YANG P. *Harmonic gear driving device and the short flexspline study* [D]. Beijing: Mechanical Science Research Institute,2006. (in Chinese)
- [2] 侍威. 飞行器机电伺服系统中谐波齿轮传动力学性能分析与研究[D]. 南京:南京理工大学,2011.
SHI W. *Analysis and research on dynamic performance of harmonic gear transmission in mechatronic servo system of spacecraft* [D]. Nanjing: Nanjing University of Science and Technology,2011. (in Chinese)
- [3] 姚继蔚. 谐波齿轮传动的参数化设计及其仿真技术研究[D]. 天津:河北工业大学,2006.
YAO J W. *Research on parameterization and simulation of hamomic gear driving system*[D]. Tianjin: Hebei University of Technology,2006. (in Chinese)
- [4] 宋惠军. 渐开线谐波齿轮传动啮合参数优化设计及传动误差分析[D]. 郑州:郑州机械研究所,2009.
SONG H J. *Study on optimization design of meshing parameters and transmission error for involute harmonic gear transmission* [D]. Zhengzhou: Zhengzhou Mechanical Science Research Institute,2009. (in Chinese)
- [5] TIMOTHY D, TUTTLE. *Understanding and modeling the behavior of a harmonic drive gear transmission* [D]. USA: MIT Artificial Intelligence Laboratory,1992.
- [6] HAMID D, TAGHIRAD. *Robust torque control of*

作者简介:



黑沫(1986—),男,辽宁沈阳人,博士研究生,2008年、2010年于国防科技大学分别获得学士、硕士学位,主要从事光电伺服系统机电一体化设计方面的研究。E-mail: heimo_pla@163.com

实际系统实验结果进行对比,结果表明:建立的谐波传动系统模型各参数具有明确物理意义,便于在工程中进行应用;建模过程中,仅利用一次扫频即可得到所有未知参数的估计值,提高了参数获取的效率,降低了成本;所建模型的仿真与实验时频域特性基本一致,匹配度不小于70%,验证了建模方法的正确性和有效性。

- harmonic drive systems* [D]. Canada: McGill University,1997.
- [7] LASZLO L, BALINT K. Modeling, identification, and control of harmonic drives for mobile vehicles [C]. *3rd International Conference on Mechatronics*, IEEE,2002:759-768.
- [8] RACHED D, FATHI H. Ghorbel and Prasanna S G. A new dynamic model of hysteresis in harmonic drives[J]. *IEEE Transactions on Mechatronics*, 2003,50(6): 1165-1171.
- [9] INGOLF S, ROLF S. Precision mechanisms for UAVs using harmonic drive gears [C]. *2nd "Unmanned Unlimited" Systems, Technologies, and Operations-Aerospac*, San Diego, AIAA,2003: 6636.
- [10] LI G J, CHEN S M. Study of a new dynamic model for harmonic drive in precision control system [J]. *Journal of University of Electronic Science and Technology of China*,2010,39(5): 742-746.
- [11] 韩邦成,马纪军,李海涛. 谐波减速器的非线性摩擦建模及补偿[J]. *光学精密工程*,2011,19(5): 1095-1103.
HAN B C, MA J J, LI H T. Modeling and compensation of nonlinear friction in harmonic driver[J]. *Opt. Precision Eng.*, 2011, 19(5): 1095-1103. (in Chinese)
- [12] 惠刚阳. 光电稳瞄装置装调工艺技术研究[D]. 西安:西安工业大学,2013.
HUI G Y. *Research on Assembly Technical for Electro-optical Stabilized* [D]. Xi'an: Xi'an Technological University,2013. (in Chinese)

导师简介:



范大鹏(1964—),男,河南周口人,教授,博士生导师,1991年于华中科技大学获得博士学位,主要从事数控技术,嵌入式系统以及精密光电跟踪平台的测控技术研究。E-mail: fdp@nudt.edu.cn

(版权所有 未经许可 不得转载)