

基于 GMS 摩擦力补偿和干扰观测器的高精度速度控制

刘玉章¹ 赵志刚² 刘 虎² 毛大鹏¹

(1. 中国科学院长春光学精密机械与物理研究所 长春 130033; 2. 中国人民解放军 63895 部队 孟州 454750)

摘 要: 为了降低机械轴系摩擦力扰动对于伺服控制器在低速运动控制精度的影响,进一步提高传统伺服控制器对于稳定平台的控制能力,提出了一种基于广义 Maxwell 滑动(generalized Maxwell-slip, GMS) 摩擦力模型前馈和干扰观测器的高精度摩擦力补偿方案。首先在传统控制基础上引入 GMS 摩擦模型前馈补偿对摩擦扰动进行初步的补偿;然后,通过加入干扰观测器,对残余扰动及其他扰动进行第 2 次的抑制。利用实物平台对控制方法的低速运动性能进行了测试,对比设计的控制算法和传统 PI 控制器的控制结果,验证提出的控制策略抑制摩擦扰动的效果。结果表明,基于 GMS 摩擦力前馈和干扰观测器的控制方案有效的补偿了摩擦非线性、模型不确定性等因素对于控制系统的影响。新方法可将稳定平台低速运动时的控制误差降低到 $0.015^\circ/\text{s}$,在实际工程中具有较高的应用价值。

关键词: 伺服控制;摩擦力辨识;摩擦力补偿;干扰观测器;运动控制

中图分类号: TP273 **文献标识码:** A **国家标准学科分类代码:** 520.604

High precision speed control based on GMS friction compensation and disturbance observer

Liu Yuzhang¹ Zhao Zhigang² Liu Hu² Mao Dapeng²

(1. Changchun Institute of Optics, Fine Mechanics and Physics, Chinese Academy of Sciences, Changchun 130033, China; 2. Unit 63895 of PLA, Mengzhou 454750, China)

Abstract: In order to reduce the impact of mechanical shaft friction disturbance on the control accuracy of servo controllers in low-speed motion, a high-precision friction compensation scheme based on the generalized Maxwell-slip (GMS) friction model feedforward and disturbance observer is proposed. Firstly, based on traditional control, the GMS friction model feedforward compensation is introduced to preliminarily compensate for the impact of friction disturbance; Then, the residual disturbances that still exist after friction compensation are further suppressed through the design of interference observers. In order to verify the effectiveness of the proposed control strategy in suppressing friction disturbances in mechanical shaft systems, the low-speed motion dynamic performance of the control method was tested using a physical platform, and the control error was compared between the traditional PI controller and the friction compensation scheme based on disturbance observer before and after. The comparison results show that the control scheme based on GMS friction feedforward and disturbance observer effectively compensates for the influence of privacy such as mechanical friction nonlinearity and model uncertainty on the control system. The new method can reduce the control error of the stable platform during low-speed motion to $0.015^\circ/\text{s}$, and has high application value in practical engineering.

Keywords: servo control; friction identification; friction compensation; disturbance observer; motion control

0 引言

稳定平台(云台)被广泛应用于军事、船舶、航空等领域,其作用是隔离载体姿态运动变化的扰动,是指向性声

响设备、激光探测器、图像成像设备等载荷的载体,是探测设备能够稳定工作的重要保障。

本文涉及的稳定平台的框架结构是伺服力矩电机直驱的方式,转动框架和力矩电机转子同步运动。稳定平台

在实际工作环境中,其转动框架在运动过程中受到的干扰影响是多方面的。其中,载机或载体姿态变化的扰动、执行机构间的摩擦力矩^[1],所用测量传感器的电子噪声、平台所处的电磁环境、运动机构的质量不平衡^[2]等对于载荷转动控制效果的影响比较严重。在上述所有因素当中,对于伺服控制性能影响最大的因素是机械摩擦力。机械摩擦力通过转动轴系将扰动的耦合在探测载荷的指向轴上,从而降低稳定平台的指向精度,进而影响到探测设备的探测结果^[3]。因此,有必要研究一种有效的控制策略来抑制机械摩擦力扰动对于稳定平台控制精度的影响,从而提高探测载荷的指向精度。

传统的线性控制方法对于机械间的摩擦力扰动抑制效果很差是因为摩擦力产生的力矩扰动是一种非线性扰动,这就导致摩擦力对于执行机构进行低速运动或者换向时的影响更为明显。利用数学模型对扰动进行描述,然后利用描述的数学模型进行前馈补偿的控制方法对于扰动影响的抑制是直接而有效的。该方法对于伺服控制系统中存在的轴系摩擦力,利用对其描述比较全面的模型进行实时计算,然后在传统控制其中利用前馈补偿的方式降低轴系间的摩擦力矩扰动对于伺服控制精度的影响。

在相关领域,多种用于描述摩擦力的数学模型被提出来,并随着其应用被逐步完善。比较主流的有 Karnopp 模型、Stribeck 模型、LuGre 模型^[4]以及一种广义的 Maxwell 滑动(generalized Maxwell-slip, GMS)摩擦模型^[5],其中, GMS 模型是 Lampaert 等^[6]在 2003 年提出的一种广义的摩擦模型。近些年,基于数学模型的摩擦力补偿的控制方案中,应用频率比较高的是 Stribeck 摩擦力模型和 LuGre 摩擦力模型。其中, Stribeck 摩擦力模型的数学描述比较简单,在实际工程应用的也比较简单。张春涛等^[7]采用基于静态 LuGre 模型对关节摩擦进行补偿,有效地保障了机器人力/位控制的安全。翟园林等^[8]采用 Stribeck 模型对望远镜的低速运动时摩擦力矩进行补偿,很好的改善了望远镜的低速跟踪性能。

但由于 Stribeck 模型没有考虑到摩擦的动态特性,并且在实际应用中速度为零时摩擦力计算的很难准确实现,严重限制了其应用。而 LuGre 模型在数学描述上,考虑了摩擦过程中复杂的静态特性、动态特性,但对于滑动阶段的摩擦滞后和迟滞效应的描述不够完善,这个缺陷可能对速度反转时摩擦力的描述产生一些重要的影响。而 GMS 摩擦力模型能够描述摩擦力在物体运动不同阶段的 3 个基本现象,倪风雷等^[9]利用 GMS 摩擦模型预测伺服系统的摩擦力,并给出了摩擦模型的参数辨识的实验方法,补偿后的位置跟踪精度与具有固定参数的 Stribeck 摩擦模型相比提高超过 30%。

对稳定平台转动轴系存在的摩擦力扰动,本文将采用 GMS 模型进行描述计算后对其补偿。但稳定平台主要工作在海洋、水下、高空环境下,其温度、湿度变化剧烈。在

这种情况下,设备轴系摩擦力的变化同样会很剧烈,这就导致了在实际应用中所采用的辨识模型与真实摩擦情况存在差异。在这种情况下,利用摩擦力前馈补偿的控制方式可能出现欠补偿或过度补偿等情况。

采用自抗扰控制^[10]方法可简单有效的解决上述问题。卢志远等^[11]通过线性自抗扰控制器,在永磁同步电机的转速控制上取得了良好的抗扰能力。兰永红等^[12]利用干扰观测器控制永磁同步电机,系统具有良好的速度跟踪及干扰抑制能力。

为了消除载体姿态变化的扰动、运动机构的质量不平衡扰动等其他扰动影响,本文在传统控制器结合 GMS 摩擦力模型前馈控制的基础上,又为摩擦补偿后的系统设计了基于干扰观测器(disturbance observer, DOB)控制方法,目的是克服摩擦力过补偿或欠补偿所带来的问题。同时对其他残余扰动也在一定程度上起到抑制作用。

1 摩擦力模型

1.1 GMS 模型的引入

目前,对于稳定平台的控制策略是采用传统的线性 PI 控制器,将转动轴系间的摩擦力矩看作是系统普通的外界干扰。为了达到抑制外界干扰和噪声的目的,可以通过设计计算来调整线性 PI 控制器的增益,但控制器受到机械谐振频率的限制,控制系统的带宽通常比较低,一般为系统机械谐振频率的 1/3~1/2。因此,对于摩擦力这种非线性扰动的抑制效果不是很理想,特别是在执行机构低速运动的情况下^[13],如图 1 所示。

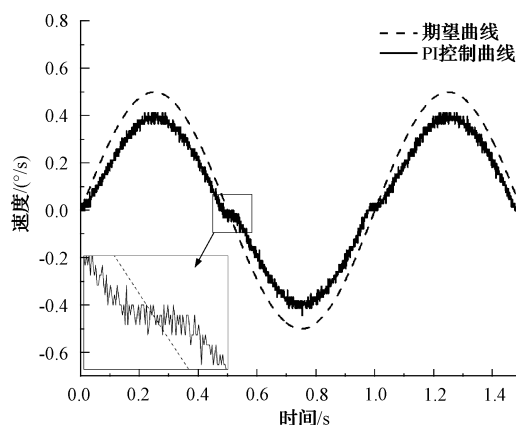


图 1 PI 速度控制曲线

Fig. 1 Speed response curve of PI control

GMS 摩擦力模型能够用来表示摩擦力在物体运动不同阶段的 3 个基本现象。

- 1) 对于恒速,稳态摩擦力仅是速度 v 的函数,即 Stribeck 曲线。
- 2) 在小位移预滑动阶段时的摩擦力是物体运动位移的迟滞函数,具有非局部记忆特性。
- 3) 滑动阶段的摩擦滞后。

本文对所研究稳定平台的摩擦力矩扰动采用GMS模型描述进行补偿的原因是相对于其他数学模型,GMS模型在大大提高了摩擦力数学描述的准确性的同时降低了数学运算量。通过对GMS摩擦模型的参数辨识,计算出摩擦扰动力矩后,将其在原有控制器的输出段进行叠加,达到对摩擦力矩扰动进行补偿的目的,其控制结构框图如图2所示。对于GMS模型的数学参数,通过在特定条件下控制轴系转动,然后利用离线辨识的方式得到。之后,利用系统工作过程的相关状态信息计算出轴系见的摩擦扰动力矩,最后进行扰动的前馈补偿。从而减小摩擦力矩对伺服控制器的控制精度影响。其中, v_r 为期望角速度输入; v_o 为系统实际角速度输出。

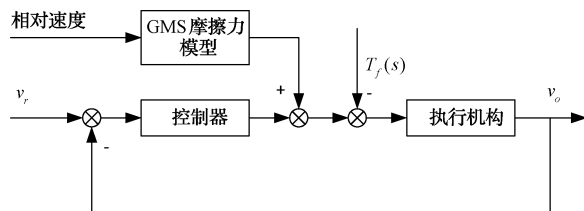


图2 摩擦力补偿结构

Fig. 2 Friction compensation structure diagram

1.2 GMS 摩擦力模型

如图3所示,GMS模型是将摩擦接触面视为多个凸起接触,摩擦力为每一个凸起摩擦力的并联总和,同时考虑接触面的粘滞效应,其表达式为:

$$F_f(t) = \sum_{i=1}^N F_i(t) + \sigma v(t) \quad (1)$$

式中: N 为并联的基本摩擦凸起单元数量; F_i 为单个摩擦凸起单元的摩擦力; σ 为粘滞摩擦系数; v 为速度。

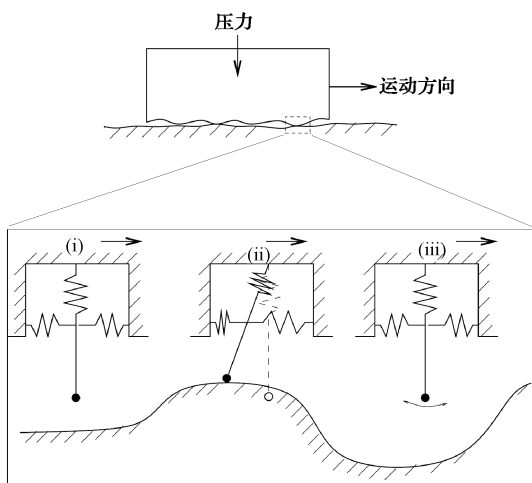


图3 GMS摩擦力原理示意图

Fig. 3 Schematic diagram of GMS friction force

1)预滑动情况,每一个摩擦力基本单元性质相同(拥有相同的小凸起),每一个凸起都可以粘滞或者滑动。如果凸起 i 处于粘滞状态,则这基本单元产生的摩擦力与凸

起的形变成正比,则其摩擦力的状态方程可以表示为:

$$\frac{dF_i}{dt} = k_i v \quad (2)$$

式中: k_i 为凸起的刚度。如果基本单元的摩擦力等于凸起托能承受的最大值,即 $F_i > \alpha_i s(v)$, 它将会滑动。

2)在滑动状态下,运动物体的状态一直在滑动,直到速度为0。考虑对一般摩擦模型的最佳拟合,得到摩擦力在滑动阶段的状态方程。

$$\frac{dF_i}{dt} = \text{sgn}(v) C \left(\alpha_i - \frac{F_i}{s(v)} \right) \quad (3)$$

式中: C 为常数,被称作吸引参数,决定了决定 F_i 收敛到 $s(v)$ 的速度的增益, $s(v)$ 是每一个凸起单元的速度弱化(Stribeck)函数。 α_i 为每一个凸起单元的权值系数,决定了每一凸起单元停滞状态时的 F_i 的最大值。因此, $s(v)$ 曲线的辨识准确性能够直接影响GMS模型在滑动状态时数学模型的准确性。在速度 v 接近于0时的滑动阶段, Stribeck曲线 $s(v)$ 的描述表达式如下:

$$s(v) = \text{sgn}(v) \cdot (F_c + (F_m - F_c) \cdot e^{-\delta |v/v_s|}) + \sigma v \quad (4)$$

式中: F_c 为库伦摩擦力; F_m 为最大静摩擦力; v_s 为 Stribeck速度; δ 为一指数项,取值在0.5~2; σ 为粘滞摩擦系数。

2 摩擦力辨识及补偿方法

对于GMS摩擦力模型的参数辨识分为两步:1)辨识出 $s(v)$ 曲线的库伦摩擦力 F_c 、最大静摩擦力 F_m 、Stribeck速度 v_s 、常值指数项 δ 和粘滞摩擦系数 σ , 这需要执行机构运动在不同恒定低速时对应的摩擦力矩数据,此时可以通过控制实验装置工作在速度控制模式下,在不同转速下记录电机的力矩输出值,此时电机的输出力矩可估计等于系统的摩擦力矩;2)通过执行机进行往复的滑动,对GMS模型的每一个凸起摩擦单元的吸引参数 C 、权值系数 α_i 、刚度系数 k_i 和凸起单元数量 N 进行辨识。

2.1 实验平台描述

图4所示为直流力矩电机直接驱动的轴系转动系统,执行对载荷的拖动功能。电机末端装有绝对式光栅编码器,用于测量转动轴系的绝对角位置。其传动过程为力矩电机经过转动轴承及同轴滑环直接驱动上端载荷进行旋转,在这个传动链中,转动轴承及同轴滑环的挤压变形是摩擦的主要产生因素。

实验平台使用的直流力矩电机连续堵转电流为4A,连续堵转转矩为2.8 N·m。电机驱动为16位DA驱动,配置电机驱动工作在力矩输出模式下,最大输出电流为4A,即DA控制量在±32767,对应输出电流为±4A,对应电机输出力矩为±2.8 N·m,一个DA控制码值对应电机输出力矩为 $8.5452 \times 10^{-5} \text{ N} \cdot \text{m}$ 。实验平台旋转部分的转动惯量未知。实验过程中,通过DSP控制板产生DA控制幅值为10000,频率由1~200 Hz递增的正弦驱

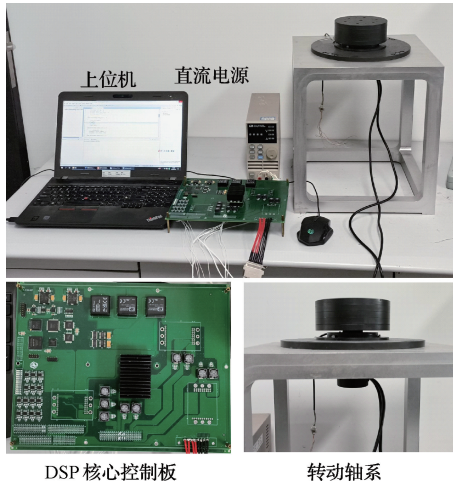


图4 实验平台实物

Fig. 4 Physical image of experimental platform

动信号驱动轴系转动,转动平台的角速度信号由安装在电机末端的绝对式编码器差分测得。同时,DSP将驱动信号的DA码值和速度信号通过串口以1 kHz的频率发送给上位机,用于对系统模型进行辨识分析。

由频率特性的定义可知,稳定系统的频率特性是系统输入不同频率的正弦给定信号时,根据输出响应与给定信号的幅值比和相位差画出的曲线。所以选择幅值相同,频率不同的一组正弦信号进行测试,通过分析输入和输出数据的幅值比与相位差就能得到系统的频率特性^[14]。

经过实验实测得到转动平台的开环传递函数为:
 $G(s) = 0.02318/(s + 0.04245)$ 。

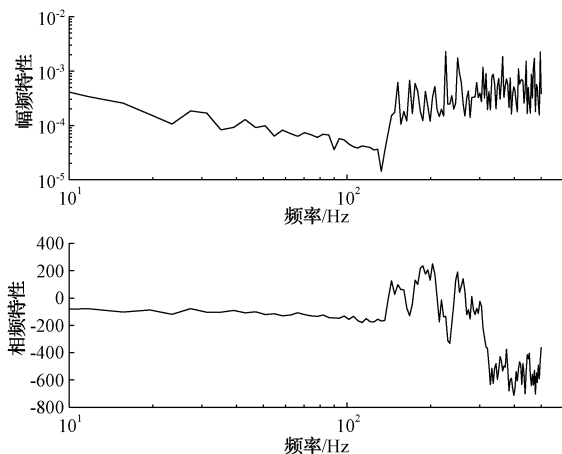


图5 转台模型辨识结果

Fig. 5 Identification results of turntable model

2.2 Stribeck 参数辨识

当系统处于匀速转动,即 $\dot{v} = 0$ 时,系统的轴系摩擦力矩 $F(v)$ 等于电机的输出力矩。因此,为了辨识出 $s(v)$ 曲线静态参数值,可以让稳定平台以不同的速度进行匀速转动,此时,就可以认为电机输出力矩与转动轴系间的摩

擦力矩相等。

为了能够更加精准的得到摩擦力辨识参数,驱动电机带动转动轴系在 $\pm 0.05^\circ/\text{s} \sim \pm 20^\circ/\text{s}$ 的速度范围内匀速转动。从 $0.05^\circ/\text{s} \sim 1^\circ/\text{s}$ 的过程中,转动速度的递增间隔为 $0.05^\circ/\text{s}$,从 $1^\circ/\text{s} \sim 10^\circ/\text{s}$ 的过程中,转动速度的递增间隔为 $0.5^\circ/\text{s}$,从 $10^\circ/\text{s} \sim 20^\circ/\text{s}$ 的过程中,转动速度的递增间隔为 $1^\circ/\text{s}$ 。在每一转动速度下的电机输出力矩进行多次采样,采样数据取平均值,所以实验需要进行 100 次的测量才可以完成其参数的辨识,每一个转向上可以得到 50 组轴系转速—输出力矩数据点。

根据 Stribeck 曲线 $s(v)$ 的公式(式(4))及测量得到的电机输出力矩、实验平台转速数据,辨识得到 $s(v)$ 曲线的 F_c 、 F_m 、 v_s 、 δ 、 σ 的静态参数值。正向转动实验数据获得的 $s(v)$ 曲线如图 6 所示。

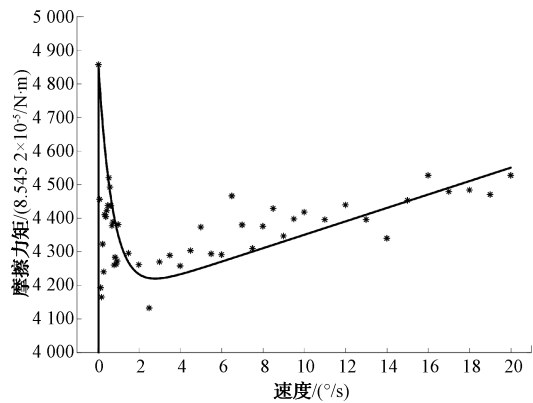


图6 Stribeck 正向拟合曲线

Fig. 6 Stribeck fitting curve

其正向转动与反向转动的 $s(v)$ 曲线参数的辨识结果如表 1 所示。

表 1 Stribeck 参数
Table 1 Stribeck parameters

参数	数值	单位
F_c	4 150	$8.5452 \times 10^{-5} \text{ N} \cdot \text{m}$
F_m	4 900.9	$8.5452 \times 10^{-5} \text{ N} \cdot \text{m}$
v_s	0.7	$^\circ/\text{s}$
δ	1.01	—
σ	20	$\text{N} \cdot \text{s}/^\circ$

2.3 低速滑动辨识 GMS 参数

由 GMS 模型的可知,如果所有的摩擦凸起单元都在滑动状态,那么摩擦力即为库伦摩擦力 F_c 。如果所有的摩擦凸起单元都在滑动静止预滑动状态,那么摩擦力最大值为最大静摩擦力 F_m 。所以在滑动状态下,GMS 摩擦力的大小在最大静摩擦力和库伦摩擦力之间,即 $F_c < |F_f| < F_m$ 。因此,在设备滑动和预滑动相互变化的过程中,摩擦力的绝对值的上界等于最大静摩擦力 F_m ,其下界等于库

伦摩擦力 F_c 。

为保证被测系统做低速运动并且在运动的过程中要能够处于预滑动状态,需要设计一个周期性运动。本文使用幅值为 $1^\circ/\text{s}$,周期为 1 Hz 的速度正弦作为转动轴系的运动轨迹,如图 7 所示。

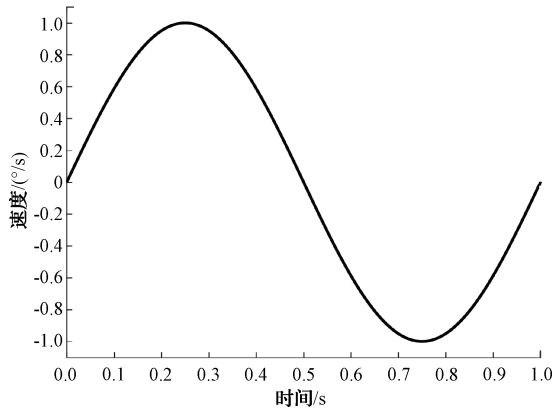


图 7 运动速度曲线
Fig. 7 Motion speed curve

通过更改电机驱动器的配置,控制电机工作在力矩模式下,可得到轴系转速—输出力矩对应曲线,即轴系转速—摩擦力矩对应曲线。对得到的摩擦力矩、运动速度根据在滑动状态下摩擦力的状态方程(式(3))进行拟合,得到轴系转速—摩擦力矩拟合曲线如图 8 所示。

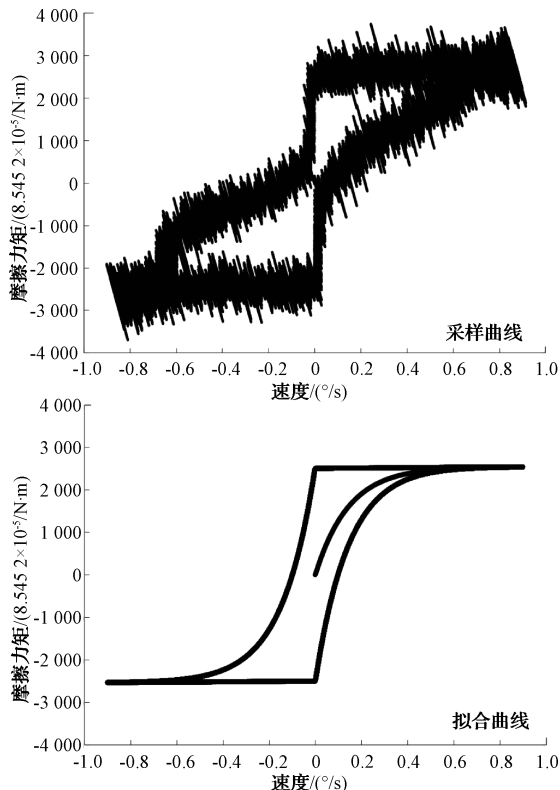


图 8 低速滑动拟合曲线
Fig. 8 Low speed slip fitting curve

GMS 模型参数如表 2 所示。

表 2 GMS 模型参数
Table 2 The parameters of GMS model

参数	数值	单位
N	2 000	$8.5452 \times 10^{-5} \text{ N} \cdot \text{m}$
K_i	0.010 4	$\text{N} \cdot \text{m}/^\circ$
C	20 000	$8.5452 \times 10^{-5} \text{ N} \cdot \text{m}$
α_i	0.250 6	$\text{N} \cdot \text{m}/\text{s}$

2.4 传统 PI 控制与 PI+GMS 摩擦力模型补偿对比

对实验的实物系统完成 GMS 摩擦力参数辨识之后,在 PI 控制系统中 GMS 摩擦力矩进行补偿,其前馈补偿方案如图 9 所示。为了得到平滑的转速曲线,降低系统高频噪声对摩擦力矩计算的干扰,采用经过低通滤波后的转速,而不是利用系统的实际输出转速。

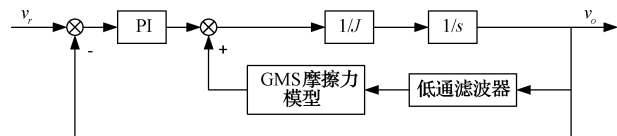


图 9 摩擦力前馈补偿结构
Fig. 9 Structure diagram of friction feedforward compensation

为了考察上述引入摩擦力矩扰动补偿方法后控制器对于低速转动控制精度的改善情况,设置转台的期望速度为幅值为 $0.5^\circ/\text{s}$,周期为 1 Hz 的正弦,分别利用传统的 PI 控制器和参数一致的 PI 控制器+GMS 摩擦力模型前馈补偿控制的控制方法对实物转台进行速度控制。将两种方法的实验结果进行对比。系统的响应曲线与控制误差曲线如图 10 和 11 所示。

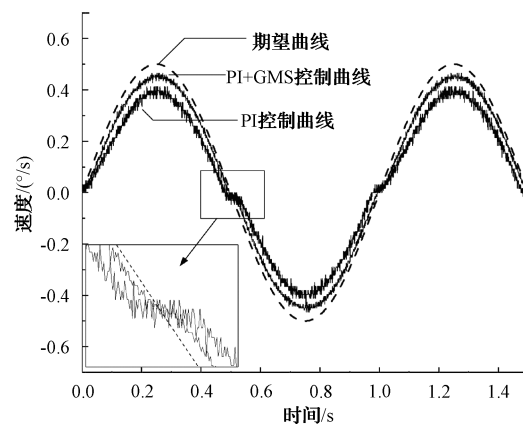


图 10 PI 控制与添加 GMS 前馈补偿的控制曲线对比
Fig. 10 Comparison between PI control and control curve with GMS feedforward compensation

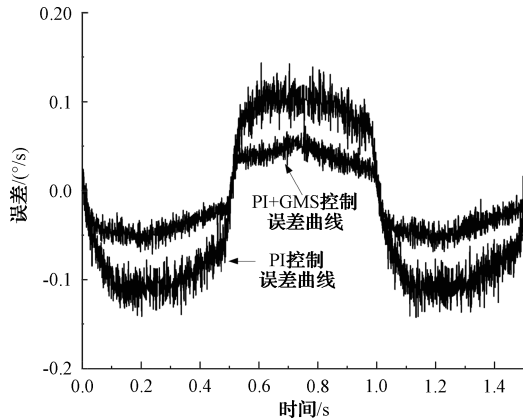


图 11 控制误差曲线
Fig. 11 Control error curve

从图 10、11 可以看出,当无摩擦扰动补偿时,传统 PI 控制器对于转速的控制误差最大为 $0.1^\circ/\text{s}$;当使用本文辨识出的 GMS 动态摩擦力模型进行前馈补偿,并且 PI 控制器参数不变的情况下,对于转速的控制误差最大为 $0.065^\circ/\text{s}$ 。控制性能得到了极大地改善。

3 干扰观测器的介入

由于设备在实际使用过程中受到环境(温度、湿度等)的影响,使得离线辨识得到的模型参数与实际工作情况存在偏差,这就导致利用模型前馈补偿的控制方法存在欠补偿或过度补偿的情况。另外,由于 GMS 模型是根据摩擦力的物理特性对物体运动的每个阶段描述相对完善的摩擦力模型。在应用过程中,只针对系统存在的摩擦力矩扰动进行估计,对于系统中存在的其他扰动无法进行补偿。同时由于模型建立时参数辨识的误差也导致模型无法准确描述真实的摩擦扰动情况,因此补偿后系统中仍然存在少量的残余扰动,如图 10 所示。这些残余扰动对于稳定平台这类需要保持高精度控制的设备来说,影响是不容忽视的。

为了解决模型前馈补偿由于辨识参数误差带来的欠补偿或过度补偿,同时达到对其他残余扰动也在一定程度上起到抑制作用的目的,为补偿后的系统设计了基于 DOB 控制方法。

3.1 干扰观测器

DOB 的基本原理框图如图 12 所示。干扰观测器的基本原理是通过辨识得到的被控对象的名义模型;利用名义模型的倒数估计出外部力矩干扰;在控制输入端将扰动进行补偿。经过上述过程,消除外部力矩干扰的目的就达到了^[15]。

图 12 中 $G_p(s)$ 为对象的传递函数, $G_n^{-1}(s)$ 为转动平台的名义逆模型, $Q(s)$ 为低通滤波器, d 为等效干扰, \hat{d} 为观测干扰, u 为控制输入, ξ 为检测噪声。系统输出 y 为:

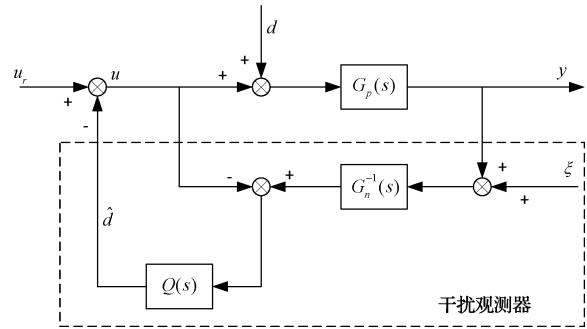


图 12 DOB 的基本原理
Fig. 12 Basic principles of DOB

$$y = \frac{G_n G_p}{G_n + (G_p - G_n)Q} u_r - \frac{G_p Q}{G_n + (G_p - G_n)Q} \xi + \frac{G_n G_p (1 - Q)}{G_n + (G_p - G_n)Q} d \quad (5)$$

在低频段,被控对象真实模型与辨识的得到的名义模型基本相等,此时系统的输出 y 为:

$$y = G_n u_r - Q \xi + G_n (1 - Q) d \quad (6)$$

式中: $Q(s)$ 低通滤波器,可以认为在低频段 $Q(s) = 1$,在高频段可以认为 $Q(s) = 0$,使得系统在低频段时即便存在干扰,系统也可保证较好的鲁棒性。系统 GMS 前馈补偿加扰动观测器控制的原理框图如图 13 所示。

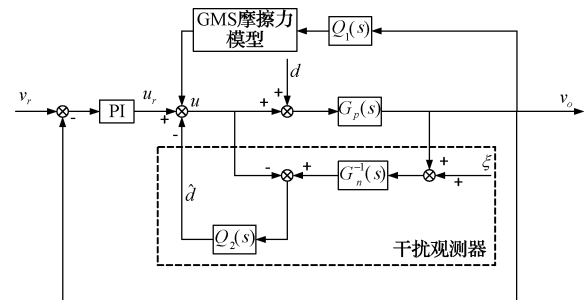


图 13 GMS 前馈补偿+DOB 控制原理框图
Fig. 13 Block diagram of GMS feedforward compensation and DOB control

3.2 实验对比

为了考察上述引入干扰观测器后控制器对于低速转动控制精度的改善情况,依旧设置转台的期望速度为幅值为 $0.5^\circ/\text{s}$,周期为 1 Hz 的速度正弦。分别利用 PI 控制器+GMS 摩擦力模型前馈补偿控制和引入 DOB 的控制方法对实物转台进行速度控制。将两种方法的实验结果进行对比。系统的响应曲线与控制误差曲线如图 14 和 15 所示。

从图 14、15 可以看出,使用本文辨识出的 GMS 动态摩擦力模型进行前馈补偿,对于转速的控制误差最大为 $0.065^\circ/\text{s}$ 。在 PI 控制器参数不变的情况下,而使用 GMS+DOB 转动控制的误差为 $0.015^\circ/\text{s}$ 。相比于只是用

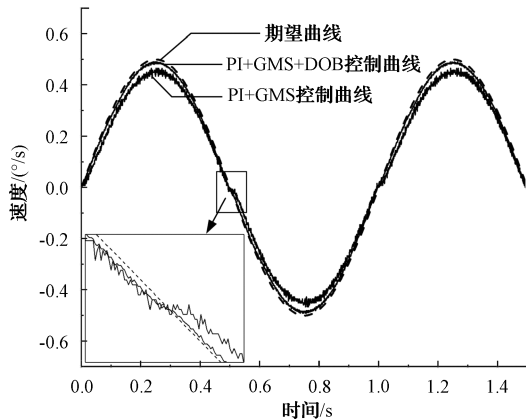


图 14 DOB 控制曲线对比

Fig. 14 DOB control curve comparison

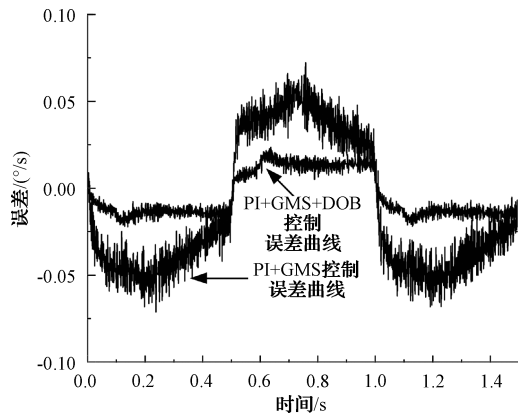


图 15 DOB 控制误差曲线

Fig. 15 DOB control error curve

GMS 模型进行前馈补偿的方式,控制性能得到了进一步的提升。

4 结论

针对稳定平台低速转动的高精度控制要求,本文分析了系统中对于低速运动性能影响较大的主要干扰来源。对比现有的 Stribeck、LuGre 等摩擦力模型,选用对物体运动各个阶段的摩擦力描述相对准确的 GMS 摩擦力模型,对实验系统设备的摩擦力矩进行辨识。给出了 GMS 摩擦力模型参数的辨识实验的具体步骤和辨识结果,最后利用辨识结果对传统 PI 控制器进行前馈补偿,获得了良好的实验效果。此方法不能完全消除摩擦扰动转矩及其他扰动对低速运动控制的影响。在此基础上,为了解决模型前馈补偿由于辨识参数误差带来的欠补偿或过度补偿,同时达到对其他残余扰动也在一定程度上起到抑制作用的目的,在控制系统中引入干扰观测器。通过 GMS 摩擦力前馈补偿+DOB 设计,结合传统的 PI 控制器,进一步补偿系统低速转动情况下的其他力矩干扰和摩擦力的残余干扰。通过实际物理实验,验证了引入优化控制策略的有效性。

1)当无摩擦补偿时,在期望速度幅值为 $0.5^\circ/\text{s}$,周期为 1 Hz 的正弦运动时,传统 PI 控制器的速度控制误差最大为 $0.1^\circ/\text{s}$ 。

2)当使用 GMS 摩擦模型进行前馈补偿,并且 PI 控制器参数不变的情况下,相同低速正弦运动的速度控制误差最大为 $0.065^\circ/\text{s}$ 。

3)当在 GMS 摩擦模型进行前馈补偿的同时,引入扰动观测器,PI 控制器参数同样不变,同一低速正弦运动的速度控制误差被降低到 $0.015^\circ/\text{s}$ 。

参考文献

- [1] WANG D Y, YANG J Q, ZHOU W H. Precision laser tracking servo control system for moving target position measurement[J]. *Optik-International Journal for Light and Electron Optics*, 2017, 131: 994-1002.
- [2] 王正玺, 张葆, 李贤涛, 等. 航空光电稳定平台高性能摩擦力补偿方案[J]. *航空学报*, 2017, 38(12): 277-284.
WANG ZH X, ZHANG B, LI X T, et al. Friction compensation strategy of high performance for aerial photoelectrical stabilized platform [J]. *Acta Aeronautica et Astronautica Sinica*, 2017, 38(12): 277-284.
- [3] 王福超, 田大鹏, 王昱棠. 基于简化干扰观测器的光电平台稳定与评估[J]. *国外电子测量技术*, 2015, 34(12): 13-17.
WANG F CH, TIAN D P, WANG Y T. Inertial stability and evaluation of photoelectrical platform based on a simplified DOB [J]. *Foreign Electronic Measurement Technology*, 2015, 34(12): 13-17.
- [4] 薛进学, 郭清远, 张丰收. 基于 LuGre 摩擦模型前馈补偿的模糊 PID 控制系统设计[J]. *现代制造工程*, 2020(1): 136-142.
XUE J X, GUO Y Q, ZHANG F SH. Design of fuzzy PID control system based on feedforward compensation of the LuGre friction model [J]. *Modern Manufacturing Engineering*, 2020(1): 136-142.
- [5] 靳新兴, 朱世强, 吴文祥. 基于 GMS 摩擦模型的机器人低速运动研究[J]. *传感器与微系统*, 2014, 33(1): 38-41.
JIN XL, ZHU SH Q, WU W X. Research of robotic low-speed motion based on GMS friction model [J]. *Transducer and Microsystem Technologies*, 2014, 33(1): 38-41.
- [6] LAMPAERT V, AL-BENDER F, SWEVERS J. A generalized Maxwell-slip friction model appropriate for control purposes [C]. *International Conference Physics and Control/IEEE Computer Society*, 2003.

- [7] 张春涛, 王勇, 李家旺, 等. 基于摩擦模型的机器人力/位安全控制方法研究[J]. 电子测量与仪器学报, 2021, 35(9): 19-26.
ZHANG CH T, WANG Y, LI J W, et al. Research on robot force/position safety control method based on friction model [J]. Journal Of Electronic Measurement and Instrumentation, 2021, 35(9): 19-26.
- [8] 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, 670.
ZHAI Y L, WANG J L, WU Q L, et al. Friction compensation control system design based on Stribeck model[J]. Computer Measurement & Control, 2013, 21(3): 629-631, 670.
- [9] 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 F L, LIU H, JIE D Y. GMS friction model identification and compensation based on velocity observer [J]. Electric Machines Control, 2012, 16(11): 70-75.
- [10] 李贤涛, 张葆, 沈宏海. 基于自抗扰控制技术提高航空光电稳定平台的扰动隔离度[J]. 光学精密工程, 2014, 22(8): 2223-2231.
LI X T, ZHANG B, SHEN H H. Improvement of isolation degree of aerial photoelectrical stabilized platform based on ADRC[J]. Optics and Precision Engineering, 2014, 22(8): 2223-2231.
- [11] 卢志远, 柏受军, 江明, 等. 改进的线性自抗扰永磁同步电机转速控制器设计[J]. 电子测量与仪器学报, 2022, 36(4): 73-81.
LU ZH Y, BAI SH J, JIANG M, et al. Improved design of linear self-turbulent permanent magnet synchronous motor speed controller [J]. Journal of Electronic Measurement and Instrumentation, 2022, 36(4): 73-81.
- [12] 兰永红, 黄奇卉, 颜渐德. 基于干扰观测器的永磁同步电机反推控制[J]. 电子测量与仪器学报, 2017, 31(9): 1524-1531.
LAN Y H, HUANG Q H, YAN J D. Disturbance observer-based backstepping control for PMSM [J]. Journal of Electronic Measurement and Instrumentation, 2017, 31(9): 1524-1531.
- [13] GAI Z Q, WANG J S. Research on dynamic seal friction torque compensation for a low-slow-small UAV tracking system [J]. IEEE Access, 2023, 11: 6404-6412.
- [14] 郑雯. 基于频率域的伺服系统建模、分析与控制[D]. 南京: 东南大学, 2016.
ZHENG W. Modeling analysis and control of servo system based on frequency domain [D]. Nanjing: Southeast University, 2016.
- [15] 上官朝伟, 李小彭, 李泉, 等. 模糊 PI 控制器与干扰观测器相结合的空间柔性机械臂的转动控制策略[J]. 中南大学学报(自然科学版), 2023, 54(12): 4687-4698.
SHANGGUAN CH W, LI X P, LI Q, et al. Rotation control strategy for a space-flexible robotic arm combining fuzzy PI controller and disturbance observer [J]. Journal of Central South University (Science and Technology), 2023, 54(12): 4687-4698.

作者简介

刘玉章, 硕士, 助理研究员, 主要研究方向为运动控制、伺服控制。

E-mail: liuyuzhang1988@126.com