

doi:10.6041/j.issn.1000-1298.2013.12.052

中空液压马达系统建模与摩擦动态补偿算法研究*

苗中华¹ 李振华¹ 王旭永² 刘成良² 王小华¹

(1. 上海大学机电工程与自动化学院, 上海 200072; 2. 上海交通大学机械与动力工程学院, 上海 200240)

摘要: 针对阀控中空液压摆动马达系统, 建立数学模型; 基于 LuGre 动态摩擦模型, 设计摩擦状态观测器; 在此基础上, 通过提出带状态观测的滑模变结构控制算法进行大摩擦力矩动态补偿控制, 并进行了试验研究。结果表明: 所设计的摩擦状态观测器可以较好地估计摩擦力矩, 基于状态观测的滑模变结构控制算法可以实现大摩擦力矩下的高精度轨迹跟踪, 相比无状态观测的滑模控制, 轨迹跟踪精度提高 1 个数量级以上。

关键词: 中空液压马达 摩擦补偿 轨迹跟踪 液压伺服系统

中图分类号: TH137.51 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2013)12-0314-07

Modeling and Friction Dynamic Compensation for Ultra-large-diametered Hollow Hydraulic Motor Servo System

Miao Zhonghua¹ Li Zhenhua¹ Wang Xuyong² Liu Chengliang² Wang Xiaohua¹

(1. School of Mechatronics Engineering and Automation, Shanghai University, Shanghai 200072, China)

(2. School of Institute of Mechatronics, Shanghai Jiao Tong University, Shanghai 200240, China)

Abstract: The hollow hydraulic motor is a key assembly unit for inner frame driving of multi-axis huge inertia motion flight simulator. However the large friction caused by its special structure seriously influences the tracking performance and positioning precision of the servo system especially at very low velocity. A mathematical model of the valve-based hollow hydraulic motor servo system was established. The friction state observer was proposed based on the LuGre dynamic friction model. On this basis, the sliding mode variable structure control algorithm with friction state observer was developed to compensate the friction torque, and the experiment was carried out. The result shows that the proposed state observer can estimate the friction torque correctly, and compared to that without observer, the sliding mode controller with observer can get more precise trajectory tracking.

Key words: Hollow hydraulic motor Friction compensation Trajectory tracking Hydraulic servo system

引言

中空液压马达是多自由度大惯量模拟仿真转台内框驱动的核心部件, 其集驱动系统和执行机构于一体输出大扭矩回转运动。与端置式液压马达相比, 中空液压马达由于回转轴中空而可确保被驱动负载内部安装, 不仅满足了某些被测试负载的特殊安装要求, 而且从结构上避免了重力偏载^[1]。虽然

有些伺服电动机被设计成中空轴式结构以满足安装和偏载的需要, 但大电流驱动引起的电磁干扰严重, 无法满足磁敏感末制导系统动态测试与仿真试验环境要求^[2]。随着多轴测试仿真转台向大惯量、高精度、低磁干扰等趋向发展, 中空液压马达因其所具有的大调速比、高功率密度、低电磁干扰以及负载安装空间大且相对灵活等优点逐步引起诸多学者的重视, 被认为是大惯量半物理仿真装备较理想的内框

收稿日期: 2012-12-03 修回日期: 2013-03-22

* 国家自然科学基金资助项目(51275288)和上海市科研资助项目(12YZ010、12JC1404100、11CH-05)

作者简介: 苗中华, 副教授, 主要从事机电装备精密测试与智能控制研究, E-mail: zhmmiao@shu.edu.cn

执行机构^[3-5]。

哈尔滨工业大学较早开展了中空液压马达的研究工作,研制了中空直径为 350 mm 的中空液压马达,由于形变、摩擦等原因未能投入实用。王旭永等^[3]从结构、密封和高压形变等方面进行了深入研究,成功研制了中空直径达 550 mm 的中空液压马达,克服了高压形变,并采用双叶片的双作用结构以减小流量脉动。目前该马达已投入使用,但系统低速性能不够理想,在超低速运行时呈现爬行和振动现象^[6]。上述问题产生的根本原因在于:中空液压马达固有的特殊结构引发了较大的摩擦力矩,当马达处于超低速运行时,摩擦非线性常跨越于正负斜率特性之间,而且该阶段摩擦特征的复杂性和参数不定性,无法建立精确的摩擦模型,再加上液压系统本身的诸多外界不确定性,使得传统基于 PID 算法的摩擦静态补偿技术无法在各个阶段都获得良好的静动态特性。

本文对阀控超大直径中空液压马达系统进行数学建模,并且基于 LuGre 动态摩擦模型,设计摩擦状态观测器;应用 Lyapunov 稳定性理论,提出带状态观测的滑模变结构控制算法来实现大摩擦力矩动态补偿控制,并进行物理试验研究。

1 中空液压马达系统描述及数学建模

中空液压马达是集液压驱动和执行机构于一体的新型动力输出部件,执行机构的定子(马达壳体)与框架合二为一,执行机构的转子为中空轴式结构,负载可贯穿于中空转子内部,因而避免了较大的重力偏载。图 1 为由中空液压马达、伺服阀、油源等构成的阀控马达系统原理模型,当 A 腔为进油腔, B 腔为回油腔时, A 腔压力大于 B 腔压力,马达转子在高压油作用下顺时针转动;反之,当 B 腔为进油腔, A 腔为回油腔时,马达转子逆时针转动。因此,中空液压马达可为负载提供旋转姿态运动,因其输出扭矩大,适合大惯量负载测试,是大功率多自由度仿真转台理想的内框执行机构。为了便于数学建模,作如下假设:①伺服阀为理想的零开口四边滑阀,节流窗口处的流体流动为紊流。②中空液压摆动马达为理想的对称马达,工作腔内各点压力相同。③忽略连接管道内的压力损失、流体质量和管路动态的影响。④油源压力恒定,回油压力为零;油液粘度和体积弹性模量认为是常数。

对图 1 所示的阀控中空液压摆动马达系统建模^[7]如下:

(1) 伺服阀负载流量方程

由阀控中空液压摆动马达油路控制原理可知

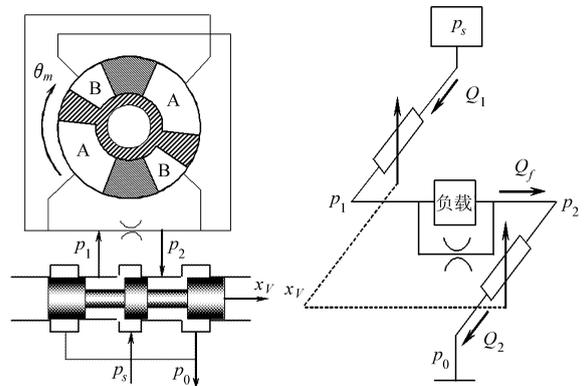


图 1 阀控中空液压摆动马达系统模型

Fig. 1 System model of valve-controlled hollow hydraulic motor

$$Q_1 = C_v W x_v \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_s - p_1)} \quad (1)$$

$$Q_2 = C_v W x_v \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_2 - p_0)} \quad (2)$$

式中 Q_1 ——进油流量, m^3/s
 Q_2 ——出油流量, m^3/s
 C_v ——流量系数 x_v ——阀芯位移, m
 W ——伺服阀口面积梯度, m
 p_1 ——马达进口口压力, Pa
 p_2 ——马达出口口压力, Pa
 p_s ——伺服阀进油压力, Pa
 p_0 ——伺服阀回油压力, Pa
 ρ ——油液密度, kg/m^3

设负载压力 $p_f = p_1 - p_2$, $p_s = p_1 + p_2$, $p_0 = 0$, 则 $p_1 = (p_s + p_f)/2$, $p_2 = (p_s - p_f)/2$ 。

假设系统无外部泄漏,即 $Q_f = Q_1 = Q_2$, 因此负载流量 Q_f 为

$$Q_f = C_v W x_v \sqrt{\frac{p_s - p_f}{\rho}} \quad (3)$$

伺服阀阀口线性化负载流量方程为

$$Q_f = K_Q x_v - K_c p_f \quad (4)$$

式中 K_Q ——伺服阀的流量增益, m^2/s

K_c ——伺服阀的流量压力系数, $\text{m}^5/(\text{N} \cdot \text{s})$

对式(4)进行拉氏变换有

$$Q_f(s) = K_Q x_v(s) - K_c p_f(s) \quad (5)$$

将阀芯位移与指令信号之间的传递函数关系视为增益环节,即

$$x_v(s) = K_v U_v(s) \quad (6)$$

式中 K_v ——伺服阀阀芯位移增益, m/V

U_v ——伺服阀输入指令, V

(2) 中空液压马达负载流量连续性方程

中空液压马达负载流量由 3 部分组成:马达转动所需的流量和马达内、外泄漏流量,因油液压缩而

产生的附加流量。故有

$$Q_f = D_m \dot{\theta}_m + \frac{V_m}{4E_y} \dot{p}_f + C_{sl} p_f \quad (7)$$

式中 D_m ——马达的弧度排量, m^3/rad

V_m ——工作腔、阀腔和管路的总容积, m^3

C_{sl} ——马达的泄漏系数, $m^5/(\text{N}\cdot\text{s})$

E_y ——油液的等效体积弹性模量, Pa

对式(7)进行拉氏变换得

$$Q_f(s) = D_m s \theta_m(s) + \frac{V_m}{4E_y} s p_f(s) + C_{sl} p_f(s) \quad (8)$$

(3) 负载力矩平衡方程

忽略库仑摩擦、负载弹性以及油液转动惯量等因素, 根据牛顿第二定律得

$$D_m p_f = J_m \ddot{\theta}_m + B_m \dot{\theta}_m + T_L \quad (9)$$

式中 J_m ——马达转轴转动惯量, $\text{kg}\cdot\text{m}^2$

θ_m ——马达转轴角位移, rad

B_m ——马达转轴粘性阻尼系数, $\text{N}\cdot\text{m}\cdot\text{s}/\text{rad}$

T_L ——负载力矩, 包括负载扰动和摩擦力矩

对式(9)进行拉氏变换得

$$D_m p_f(s) = J_m s^2 \theta_m(s) + B_m s \theta_m(s) + T_L(s) \quad (10)$$

忽略负载扰动对系统的影响, 并考虑非线性摩擦力矩, 可得阀控液压马达系统简框图(图2)。

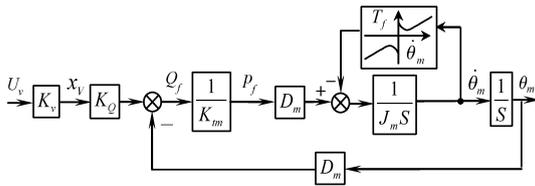


图2 阀控中空液压马达系统方框简图

Fig.2 Simplified block diagram of valve-controlled hollow hydraulic motor

令 $x_1 = \theta_m, x_2 = \dot{\theta}_m$, 可得阀控中空液压马达系统状态方程为

$$\begin{bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ 0 & -\frac{D_m^2}{J_m K_{tm}} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ \frac{K_v K_Q D_m}{J_m K_{tm}} \end{bmatrix} U + \begin{bmatrix} 0 \\ 1 \end{bmatrix} T_f \quad (11)$$

其中 $K_{tm} = C_{sl} + K_c$

式中 K_{tm} ——总流量压力系数, $\text{N}\cdot\text{m}\cdot\text{s}/\text{rad}$

2 基于状态观测的摩擦力矩动态补偿控制

基于模型进行摩擦补偿是消除摩擦的最基本也是应用最广的方法^[8-10]。然而, 由于摩擦特征的复杂性, 并非所有的模型参数都可通过物理方法获得。通过状态观测获得摩擦状态, 并通过摩擦模型对摩擦力矩做出有效估计被证明是非常有效的摩擦补偿

方法^[11]。本文通过设计状态观测器, 基于 LuGre 动态摩擦模型对超大直径中空液压马达摩擦力矩进行有效估计, 并提出带状态观测的滑模鲁棒控制器实现阀控中空液压马达系统高精度轨迹跟踪。

2.1 LuGre 动态摩擦模型

Canudas de Wit 等^[12] 提出了新的摩擦力模型——LuGre 模型, 该模型能够反映摩擦的非线性特性: 预滑位移、滞后、变化的临界摩擦、粘性滑动。其不仅考虑了粘性摩擦、库仑摩擦, 而且考虑了静态摩擦及 Stribeck 负斜率效应, 充分反映了摩擦运动的机理。因此, LuGre 模型常被用于轨迹跟踪以及精确定位系统中以进行摩擦力矩动态补偿^[13-16]。

摩擦模型可表示为

$$\dot{z} = \dot{\theta} - \frac{|\dot{\theta}|}{g(\dot{\theta})} z \quad (12)$$

$$\sigma_0 g(\dot{\theta}) = T_c + (T_s - T_c) e^{-\left(\frac{\dot{\theta}}{\dot{\theta}_s}\right)^2} \quad (13)$$

$$T_f = \sigma_0 z + \sigma_1 \dot{z} + \sigma_2 \dot{\theta} \quad (14)$$

式中 z ——平均变形量 T_f ——摩擦力矩

$\dot{\theta}$ ——接触表面的相对运动速度

$g(\dot{\theta})$ ——与材料特性、润滑油和温度等诸多因素相关的正函数, 且随着相对运动速度增加 $g(\dot{\theta})$ 从 $g(0)$ 开始单调减少

T_c ——库仑摩擦力 T_s ——静态摩擦力

$\dot{\theta}_s$ ——临界速度 σ_0 ——变形刚度

σ_1 ——滑动阻尼系数

σ_2 ——粘性摩擦系数

因此, LuGre 模型是由参数 $\sigma_0, \sigma_1, \sigma_2, T_c, T_s, \dot{\theta}_s$ 决定的, 这些参数可通过试验辨识。经过遗传算法(GA)优化的辨识结果如表1所示。

表1 摩擦模型的辨识参数

Tab.1 Parameters of LuGre model

参数	数值	参数	数值
$\sigma_0/\text{N}\cdot\text{m}^{-1}$	89 050	T_c/N	2 500
$\sigma_1/\text{N}\cdot\text{s}\cdot\text{m}^{-1}$	360	T_s/N	3 750
$\sigma_2/\text{N}\cdot\text{s}\cdot\text{m}^{-1}$	3.5	$\dot{\theta}_s/\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$	0.02

2.2 状态观测器设计

因接触形变是不可物理测量的, 需设计状态观测器来估计内部摩擦状态。定义 $e = \theta_d - \theta, \dot{e} = \dot{\theta}_d - \dot{\theta}$, 选取滑模面为

$$s_z = \lambda_1 e + \lambda_2 \dot{e} \quad (15)$$

式中 λ_1, λ_2 为正常数, $\lambda_1 > 0, \lambda_2 > 0$ 。

由式(12)可得摩擦状态的估计值 \hat{z} 为

$$\dot{\hat{z}} = \dot{\theta} - \frac{|\dot{\theta}|}{g(\theta)} \hat{z} - \mu_z \quad (16)$$

其中

$$\mu_z = \mu_0 \text{sign}(s_z)$$

式中 μ_0 ——正常数

定义估计误差 $\hat{z} = \hat{z} - z$, $\dot{\hat{z}} = \dot{\hat{z}} - \dot{z}$, 式(16)减去式(12)得动态误差方程

$$\dot{\hat{z}} = -\frac{|\dot{\theta}|}{g(\theta)} \hat{z} - \mu_0 \text{sign}(s_z) \quad (17)$$

故存在常数 μ_0 , 使系统在滑模面 ($s_z = \lambda_1 e + \lambda_2 \dot{e} = 0$) 上产生滑模运动。

为使状态观测具有更稳定的效果, 引入低通滤波器进行如下等价^[12]

$$\begin{cases} \tau \dot{\hat{z}}_f + \hat{z}_f = \hat{z} \\ \hat{z}_f \approx \hat{z}_{eq} \end{cases} \quad (18)$$

$$\begin{cases} \tau \dot{\hat{z}}_f + \hat{z}_f = \dot{\hat{z}} \\ \dot{\hat{z}}_f \approx \dot{\hat{z}}_{eq} \end{cases} \quad (19)$$

式中 τ ——滤波器的时间常数

\hat{z}_f 和 $\dot{\hat{z}}_f$ 分别用来代替摩擦状态估计值 \hat{z} 和 $\dot{\hat{z}}$, 当发生滑模运动时, 离散摩擦状态的平滑值可用 \hat{z}_f 和 $\dot{\hat{z}}_f$ 等价表示。因此摩擦力矩估计值可表示为

$$\hat{T}_f \approx \sigma_0 \hat{z}_{eq} + \sigma_1 \dot{\hat{z}}_{eq} + \sigma_2 \dot{\theta} \quad (20)$$

2.3 滑模控制器设计

由式(11)可得系统控制方程为

$$J \ddot{\theta} + K_2 \dot{\theta} + K_1 T_f - U = 0 \quad (21)$$

其中

$$J = K_1 J_m$$

式中 J ——转动惯量

K_1, K_2 ——和系统参数相关的常数

U ——控制输入信号

由式(12)、(14)、(20)知, 摩擦力矩 T_f 可表示为

$$T_f = \left(\sigma_0 - \sigma_1 \frac{|\dot{\theta}|}{g(\theta)} \right) \hat{z} + (\sigma_1 + \sigma_2) \dot{\theta} \quad (22)$$

将式(22)代入式(21)得

$$U = J \ddot{\theta} + C_{eq} \dot{\theta} + K_1 T_z \quad (23)$$

其中 $C_{eq} = K_2 + K_1(\sigma_1 + \sigma_2)$ $T_z = \left(\sigma_0 - \sigma_1 \frac{|\dot{\theta}|}{g(\theta)} \right) \hat{z}$

定义积分型滑模面和轨迹跟踪误差分别为 s 和 e , 则

$$s = \xi_1 e + \dot{e} + \xi_2 \int e dt \quad (24)$$

式中 ξ_1, ξ_2 ——正常数

设计目标为寻求合适的输入 U , 使系统状态即

使在摩擦力矩存在的情况下仍趋向于滑模面 $s = 0$ 。故定义 Lyapunov 函数 $V = s^2/2$, 并运用式(23)得

$$\dot{V} = s \dot{s} = s(\xi_1 \dot{e} + \ddot{e} + \xi_2 e) =$$

$$s \left(\xi_1 \dot{e} + \ddot{\theta}_d + \xi_2 e + \frac{C_{eq} \dot{\theta} + K_1 T_z - U}{J} \right) \quad (25)$$

分析式(25), 假定

$$U = J(\xi_1 \dot{e} + \ddot{\theta}_d + \xi_2 e) + C_{eq} \dot{\theta} + \frac{\beta}{\phi} s = U_{eq} + U_f \quad (26)$$

其中 $U_{eq} = J(\xi_1 \dot{e} + \ddot{\theta}_d + \xi_2 e) + C_{eq} \dot{\theta}$ $U_f = \frac{\beta}{\phi} s$

式中 β ——有上界的正常数, 其大小由系统不确定性和外界干扰确定

ϕ ——与边界层厚度相关的正常数

将式(26)代入式(25)得

$$\dot{V} = -\frac{s}{J} \left(\frac{\beta}{\phi} s - K_1 T_z \right) \quad (27)$$

要使 Lyapunov 稳定 (即 $\dot{V} < 0$), 必须使 $\frac{\beta}{\phi} s -$

$K_1 T_z > 0$, 但 $\frac{\beta}{\phi} s - K_1 T_z > 0$ 将导致较大的控制输入。

为补偿非线性摩擦, 引入估计摩擦力矩 $K_1 \hat{T}_z$, 则

$$U = J(\xi_1 \dot{e} + \ddot{\theta}_d + \xi_2 e) + C_{eq} \dot{\theta} + \frac{\beta}{\phi} s + K_1 \hat{T}_z = U_{eq} + U_f + K_1 \hat{T}_z \quad (28)$$

将式(28)代入式(25), 则

$$\dot{V} = -\frac{s}{J} \left[\frac{\beta}{\phi} s + K_1 (\hat{T}_z - T_z) \right] \quad (29)$$

如 $\hat{T}_z - T_z \approx 0$, 式(29)可近似为

$$\dot{V} \approx -\frac{\beta s^2}{J\phi} \quad (30)$$

因 $\beta > 0, J > 0, \phi > 0$, 故 $\dot{V} < 0$ 。因此, 式(28)所示的 Lyapunov 控制器是稳定的。

3 试验

图 3 是为某型号三轴液压仿真转台研制的超大直径 ($\Phi 550$ mm) 中空液压摆动马达系统, 主要由计算机系统、支架、中空摆动马达、数字伺服阀 (MOOG 公司) 和液压油源等组成。计算机通过数据采集卡 PCL-722 (ADVANTECH 公司) 获取圆感应同步器的角度信号 (圆感应同步器安装在中空液压马达端面的内侧, 22 位精度, 分辨律高达 0.0001°)。借助 Matlab/Simulink 搭建基于 xPC 内核的实时控制系统模型, 油源压力 10 MPa, 控制周期 1 ms。系统参数见表 2, 取控制器参数 $\xi_1 = 10, \xi_2 = 10, \beta = 15, \phi = 2$; 观测器参数 $\lambda_1 = 1, \lambda_2 = 60$ 。

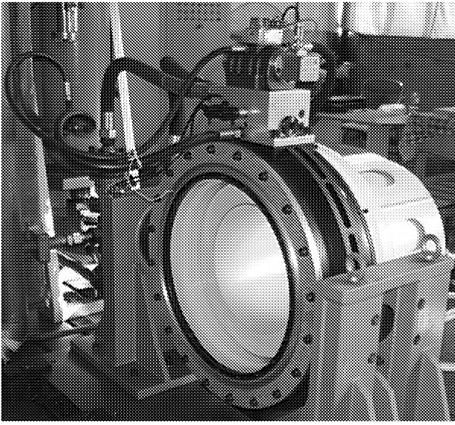


图3 阀控中空液压马达试验系统

Fig.3 Experimental setup of valve-controlled hollow hydraulic motor

表2 伺服系统参数

Tab.2 Parameters of servo system

参数	数值
$K_Q/m^2 \cdot s^{-1}$	6.6
$K_v/m \cdot V^{-1}$	1.9×10^{-4}
$K_{tm}/N \cdot m \cdot s \cdot rad^{-1}$	4.64×10^{-10}
$D_m/m^3 \cdot rad^{-1}$	1.05×10^{-3}
$J_m/kg \cdot m^2$	20.9

为了观察液压摆动马达在机械零位以及摆动换向处的动态响应特性,将角频率分别为 0.02 rad/s 和 0.01 rad/s 的两个低速正弦信号相乘,使中空液压摆动马达在 $\pm 4^\circ$ 和 0° 处反复换向。故取输入指令为

$$\theta_d(t) = 0.4 \sin(0.02\pi t) \sin(0.01\pi t) \quad (31)$$

分别对带状态观测的控制器和不带状态观测的控制器进行试验研究,结果如图4~6所示。

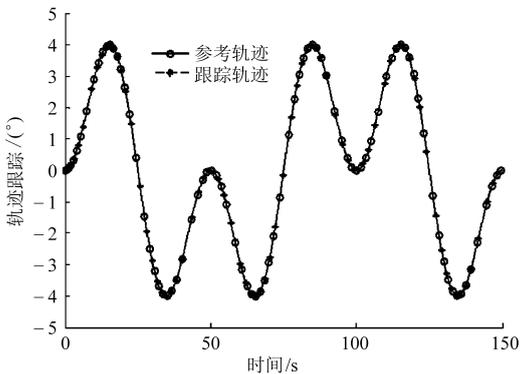


图4 带状态观测的系统轨迹跟踪

Fig.4 Position tracking of servo system with observer

从图4、图5可看出:所设计的带状态观测的滑模控制器能使系统输出较好地跟随指令输入,摆动换向处的跟踪误差不大于 0.015° ,其他处的轨迹跟踪误差不大于 0.008° ;而对于不带摩擦状态观测的滑模控制器,轨迹跟踪误差明显增大,误差约不大于 0.2° (图6)。摩擦状态观测可有效地进行大摩擦力

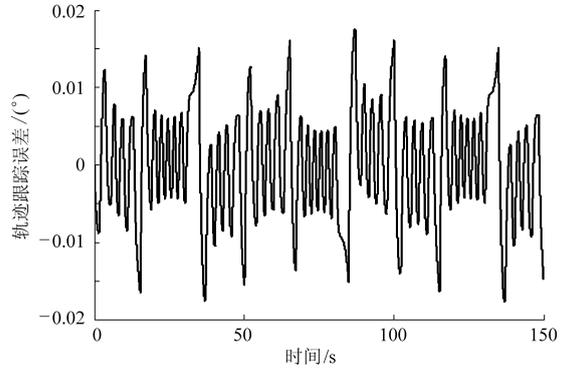


图5 带状态观测的系统轨迹跟踪误差

Fig.5 Position tracking error of servo system with observer

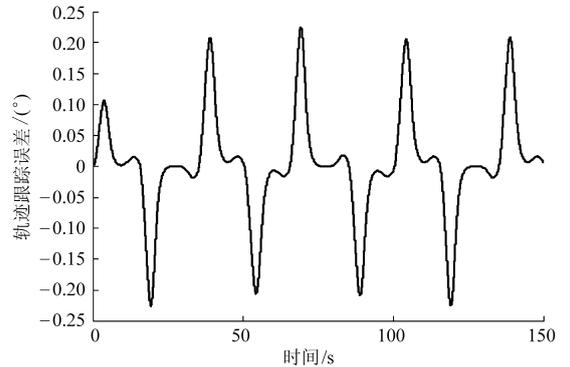


图6 不带状态观测的系统轨迹跟踪误差

Fig.6 Position tracking error of servo system without observer

矩(经试验测得,最大静摩擦力矩约为 $3750 N \cdot m$)动态补偿,经理论公式计算的摩擦力矩以及通过观测估计得到的摩擦力矩比较如图7所示。为了更清晰地表示观测估计到的摩擦力矩的动态补偿变化情况,前40s的估计力矩如图8所示。图9为理论摩擦力矩和估计摩擦力矩之间的误差。由图7、图9可知,状态观测得到的估计摩擦力矩与理论计算的摩擦力矩基本一致,并且摩擦力矩估计误差除在摆动换向处接近 $300 N \cdot m$ 外,大部分情况下估计误差不大于 $80 N \cdot m$ 。控制能量最小是控制器设计的重要原则,图10为控制器输出,由图可知采用基于状态观测的滑模控制补偿算法,较小

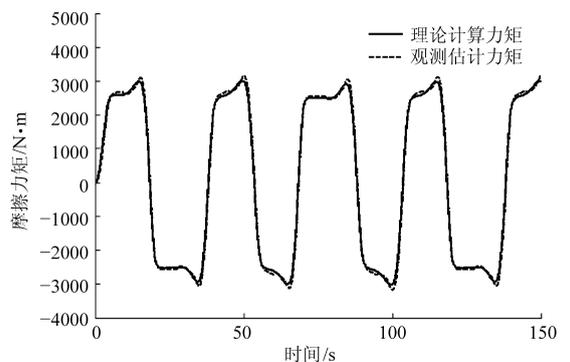


图7 摩擦力矩比较

Fig.7 Comparison between theoretic friction torque and estimated friction torque

的控制器输出即可实现大摩擦力矩动态补偿控制。

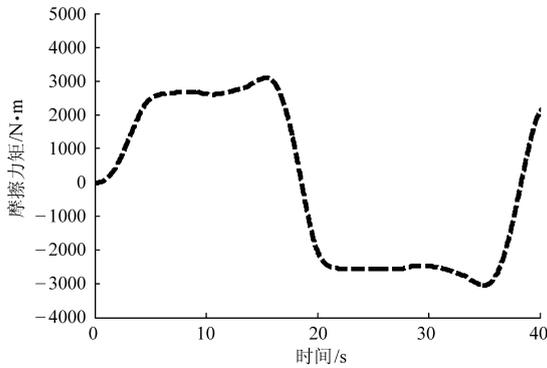


图 8 估计摩擦力矩的动态变化(局部)

Fig. 8 Dynamic compensation of the estimated friction torque (partial)

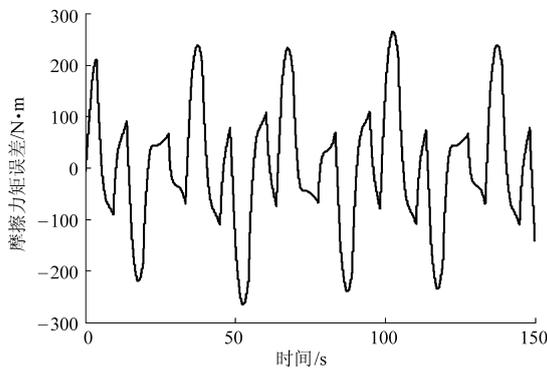


图 9 摩擦力矩估计误差

Fig. 9 Friction torque estimated error

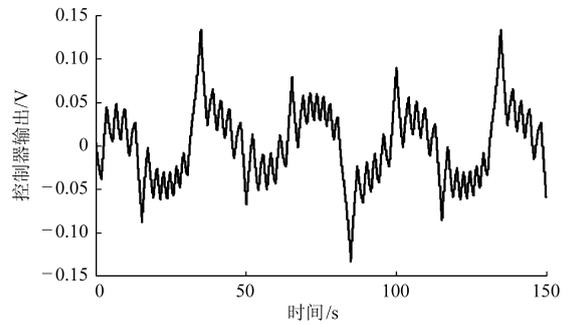


图 10 控制器输出

Fig. 10 Output signal of the controller

4 结束语

以阀控中空液压马达系统为研究对象,建立了系统数学模型,基于 LuGre 动态摩擦模型,设计了摩擦状态观测器,提出了一种基于状态观测的滑模变结构控制算法,实现了中空液压马达系统大摩擦力矩动态补偿,并在试验平台上进行了试验。结果表明:所设计的摩擦状态观测器可较好地估计摩擦力矩,在大摩擦力矩(最大摩擦力矩为 $3\,750\text{ N}\cdot\text{m}$) 存在的情况下,估计误差除摆动反向处接近 $300\text{ N}\cdot\text{m}$ 外,其他情况下不大于 $80\text{ N}\cdot\text{m}$ 。所提出的基于状态观测的滑模变结构控制算法可实现大摩擦力矩下的高精度轨迹跟踪,平均位置跟踪误差小于 0.005° ; 相比无状态观测的滑模控制,轨迹跟踪精度提高 1 个数量级以上,且具有良好的动态和静态特性。

参 考 文 献

- 陶建峰,王旭永,扬飞鸿,等. 大直径中空电液伺服马达设计 [J]. 液压气动与密封, 2009, 28(6): 21~23.
Tao Jianfeng, Wang Xuyong, Yang Feihong, et al. Design of large-diameter-hollow-shaft electro-hydraulic servo rotary actuator [J]. Hydraulics Pneumatics and Seals, 2009, 28(6): 21~23. (in Chinese)
- 王剑,郭吉丰. 一种中空短柱径向-扭转振动复合型超声波电动机 [J]. 电工技术学报, 2009, 24(10): 6~11.
Wang Jian, Guo Jifeng. A radial-torsional vibration hybrid type ultrasonic motor with hollow and short cylindrical structure [J]. Transactions of China Electrotechnical Society, 2009, 24(10): 6~11. (in Chinese)
- 王旭永,陶建峰. 中空液压马达研制报告 [R]. 上海交通大学机电控制研究所科研报告, 2004.
- 黄传明. 中空液压马达可靠性研究及设计 [D]. 合肥:合肥工业大学, 2005.
Huang Chuanming. Hollow hydraulic motor reliability research and design [D]. Hefei: Hefei University of Technology, 2005. (in Chinese)
- 苗中华,王旭永,刘成良,等. 基于滑模变结构控制的液压伺服系统超低速轨迹跟踪 [J]. 上海交通大学学报, 2008, 42(7): 1182~1186.
Miao Zhonghua, Wang Xuyong, Liu Chengliang, et al. The trajectory tracking of hydraulic servo system via sliding mode variable structure control in very low velocity [J]. Journal of Shanghai Jiaotong University, 2008, 42(7): 1182~1186. (in Chinese)
- 陶建峰. 电液伺服转台及其关键技术研究 [R]. 上海交通大学博士后研究报告, 2006.
- 李洪人. 液压控制系统 [M]. 北京:国防科技出版社, 1988.
- Freidovich L, Robertsson A, Shiriaev A, et al. LuGre-model-based friction compensation [J]. IEEE Transactions on Control Systems Technology, 2010, 18(1): 194~200.
- Lee T H, Tan K K, Huang S. Adaptive friction compensation with a dynamical friction model [J]. IEEE/ASME Transactions on Mechatronics, 2011, 16(1): 133~140.
- Zhao Y, Qiu L K, Zhang Y. Model-based friction compensation scheme for the linear inverted pendulum [C] // 2011 International Conference on Mechatronic Science, Electric Engineering and Computer (MEC), 2011: 554~558.
- Tan Y, Chang J, Tan H. Adaptive backstepping control and friction compensation for AC servo with inertia and load uncertainties

- [J]. IEEE Transactions on Industrial Electronics, 2003, 50(5): 944 ~ 952.
- 12 Canudas de Wit C, Olsson H, Astrom K J, et al. A new model for control of systems with friction [J]. IEEE Transactions on Automatic Control, 1995, 40(3): 419 ~ 425.
- 13 Amthor A, Zschaeck S, Ament C. High precision position control using an adaptive friction compensation approach [J]. IEEE Transactions on Automatic Control, 2010, 55(1): 274 ~ 278.
- 14 San P P, Ren B, Ge S S, et al. Adaptive neural network control of hard disk drives with hysteresis friction nonlinearity [J]. IEEE Transactions on Control Systems Technology, 2011, 19(2): 351 ~ 358.
- 15 Davis T A, Shin Y C, Yao B. Observer-based adaptive robust control of friction stir welding axial force [J]. IEEE/ASME Transactions on Mechatronics, 2011, 16(6): 1 032 ~ 1 039.
- 16 刘丽兰, 刘宏昭, 原大宁, 等. 考虑粘滑摩擦的时变振动系统模态参数辨识[J]. 农业机械学报, 2010, 41(1): 177 ~ 181.
Liu Lilan, Liu Hongzhao, Yuan Daning, et al. Modal parameter identification of time varying vibration systems subjected to stick slip friction[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2010, 41(1): 177 ~ 181. (in Chinese)

(上接第 287 页)

- 14 Clerc M. The swarm and the queen: towards a deterministic and adaptive particle swarm optimization [C] // Evolutionary Computation, CEC 99, 1999.
- 15 Nebro A J, Durillo J J, García-Nieto J, et al. SMPSO: A new PSO-based metaheuristic for multiobjective optimization [C] // IEEE Symposium on Computational Intelligence in Multi-criteria Decision-making, Nashville, TN, 2009: 66 ~ 73.
- 16 Durillo Juan J, Nebro Antonio J. A java framework for multi-objective optimization [J]. Advances in Engineering Software, 2011, 42(10): 760 ~ 771.
- 17 Deb K, Pratap A, Agarwal S, et al. A fast and elitist multiobjective genetic algorithm: NSGA - II [J]. IEEE Transactions on, Evolutionary Computation, 2002, 6(2): 182 ~ 197.
- 18 Zitzler E, Thiele L. Multiobjective evolutionary algorithms: a comparative case study and the strength Pareto approach [J]. IEEE Transactions on Evolutionary Computation, 1999, 3(4): 257 ~ 271.
- 19 Deb K, Agrawal R B. Simulated binary crossover for continuous search space [J]. Complex Systems, 1995, 9(2): 115 ~ 148.
- 20 Gong Wenyin, Cai Zhihua, Zhu Li. An efficient multiobjective differential evolution algorithm for engineering design [J]. Structural and Multidisciplinary Optimization, 2009, 38(2): 137 ~ 157.
- 21 Tapabrata Ray, Liew K M. A swarm metaphor for multiobjective design optimization [J]. Engineering Optimization, 2002, 34(2): 141 ~ 153.

(上接第 293 页)

- 14 崔国华, 王国强, 赵春江, 等. 空间转动 3 自由度并联微调机构设计与运动学分析[J]. 农业机械学报, 2008, 39(9): 144 ~ 148.
Cui Guohua, Wang Guoqiang, Zhao Chunjiang, et al. Mechanism design and kinematic analysis on a three degree-of-freedom spatial manipulator [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2008, 39(9): 144 ~ 148. (in Chinese)
- 15 崔国华, 李权才, 张艳伟, 等. 空间转动 4 - SPS - 1 - S 型并联机构动力学性能指标分析[J]. 农业机械学报, 2010, 41(7): 214 ~ 218.
Cui Guohua, Li Quancai, Zhang Yanwei, et al. Dynamic performance indices analysis of 4 - SPS - 1 - S spatial rotation parallel manipulator [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2010, 41(7): 214 ~ 218. (in Chinese)
- 16 张艳伟, 韦斌, 王南, 等. 空间转动 3 - SPS - S 并联机构运动学性能分析[J]. 农业机械学报, 2012, 43(4): 212 ~ 215.
Zhang Yanwei, Wei Bin, Wang Nan, et al. Kinematic performance analysis of 3 - SPS - S spatial rotation parallel mechanism [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2012, 43(4): 212 ~ 215. (in Chinese)
- 17 王德伦, 戴建生. 变胞机构及其综合的理论基础[J]. 机械工程学报, 2007, 43(8): 32 ~ 42.
Wang Delun, Dai Jiansheng. Theoretical foundation of metamorphic mechanism and its synthesis [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2007, 43(8): 32 ~ 42. (in Chinese)
- 18 刘辛军. 并联机器人机构尺寸与性能关系分析及其设计理论[D]. 秦皇岛: 燕山大学, 1999.
Liu Xinjun. The relationships between the performance criteria and link lengths of the parallel manipulators and their design theory [D]. Qinghuangdao: Yanshan University, 1999. (in Chinese)