基于 LuGre 模型的电液加载系统摩擦补偿

王晓东 焦宗夏 谢劭辰

(北京航空航天大学 自动化科学与电气工程学院，北京 100191) (北京航空航天大学 无人驾驶飞行器设计研究所，北京 100191)

摘 要：为了提高电液加载系统控制精度，针对摩擦问题提出了基于 LuGre 摩擦模型的前馈补偿方法.建立了用于摩擦仿真分析和补偿器设计的电液加载系统数学模型；通过实验获取并分析了相关的摩擦数据；基于实验数据进行 LuGre 模型参数辨识，把 LuGre 模型和辨识结果引入电液加载系统数学模型，并进行仿真结果与实际摩擦数据的对照，证明了 LuGre 摩擦模型的准确性.设计前馈补偿器，进行了实验对比，实验结果表明前馈补偿器可将摩擦产生的控制误差有效地降至未补偿时的 30%左右.

关 键 词：液压；加载；模拟器；摩擦；补偿；辨识

中图分类号：TP 273

文献标识码：A **文 章 编 号**：1001-5965(2008)11-1254-04

LuGre-based compensation for friction in electro-hydraulic loading

Wang Xiaodong Jiao Zongxia

(School of Automation Science and Electrical Engineering, Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100191, China)

Xie Shaochen

(Research Institute of Unmanned Aerial Vehicle, Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100191, China)

Abstract: In order to improve the control accuracy of electro-hydraulic loading system, the feed forward compensation method based on LuGre dynamic friction model was proposed to solve the friction problem. The mathematical model of electro-hydraulic loading system was built for friction simulation and compensator design purpose. The friction data acquired by experiments was analyzed, based on which the parameters of LuGre friction model were identified. The identified results, together with the LuGre model, were introduced into the mathematical model of electro-hydraulic loading system. The friction data in simulation result was compared with the actual one to verify the precision of LuGre friction model. The feed forward compensator was designed and the comparison experiments were performed. The experimental results show that this compensator can suppressed the control error caused by friction to as 30% as that without compensation.

Key words: hydraulics; loading; simulators; friction; compensation; identification

电液加载系统是一种典型的位置扰动型力(矩)伺服系统，广泛应用于航空航天、船舶及交通等领域.其特点是要受到承载对象的强位置扰动，因此如何消除这种强扰动所产生的多余力(矩)也正是电液加载系统的关键技术之一[1].

电液加载系统不可避免地存在摩擦问题，随着应用领域对性能要求，特别是跟踪精度指标的不断提高，在消除了绝大部分多余力(矩)以后，摩擦问题凸显出来[1].

在执行机构的设计过程中，摩擦和泄露是两个需要权衡的矛盾因素，降低摩擦除了在接触面采用特殊材料外，还可以加大油膜厚度，这就导致了泄露量的增加.因此通过机械设计不可能根除摩擦问题，尤其是在与承载对象刚性连接以后，不同轴等装配问题可能会加重摩擦.

摩擦对于加载系统的影响主要体现在两个方

收稿日期：2007-11-15

基金项目：国家自然科学基金资助项目(50075006)；高等学校博士学科点专项科研基金资助项目(20010006016)

作者简介：王晓东(1975—)，男，内蒙古赤峰人，讲师，gorton.wang@gmail.com.

面:运动产生的摩擦力(矩)会直接反映在力(矩)传感器上,与其他正常的力(矩)反馈叠加在一起;除此以外,摩擦会令被加载对象的运动不平稳,例如死区、低速爬行、稳态误差、速度波动,增加多余力(矩)消除的难度.

为了抑制摩擦,一般采用两类方法:一种是采用鲁棒控制器[2],提高系统对于摩擦的免疫性,例如模糊控制器[3]、变增益补偿[1]和干扰观测器[4]等;另一种方法研究摩擦本身,并对其参数进行辨识[5-6],设计补偿器来抑制摩擦的影响.前者较为复杂,参数较难确定;而后者实现简单,关键是必须保证摩擦模型准确.

1　力矩负载模拟器及其数学模型

为了对加载系统进行分析,对补偿器进行设计,以及对比补偿效果,需要建立系统的数学模型.图 1 是一个典型的加载系统原理图,位置伺服系统是承载对象,力矩伺服系统是加载系统.

建立模型时,考虑到伺服阀的频宽比加载系统的频宽要高很多,可以将伺服阀简化为一阶惯性环节:

$$K_s/(T_s s+1) \tag{1}$$

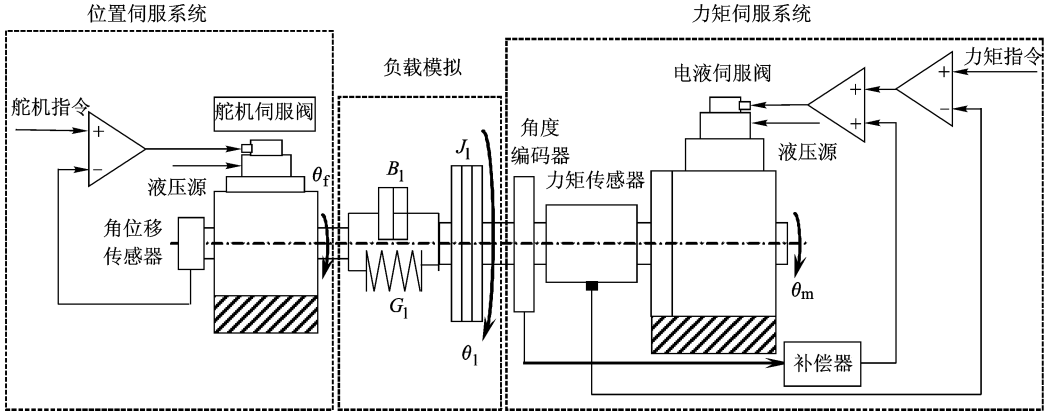
其中,K_s 为伺服阀阀芯增益;T_s 为伺服阀时间常数.

考虑力矩传感器的刚度:

$$M=G_\varepsilon(\theta_m-\theta_l) \tag{2}$$

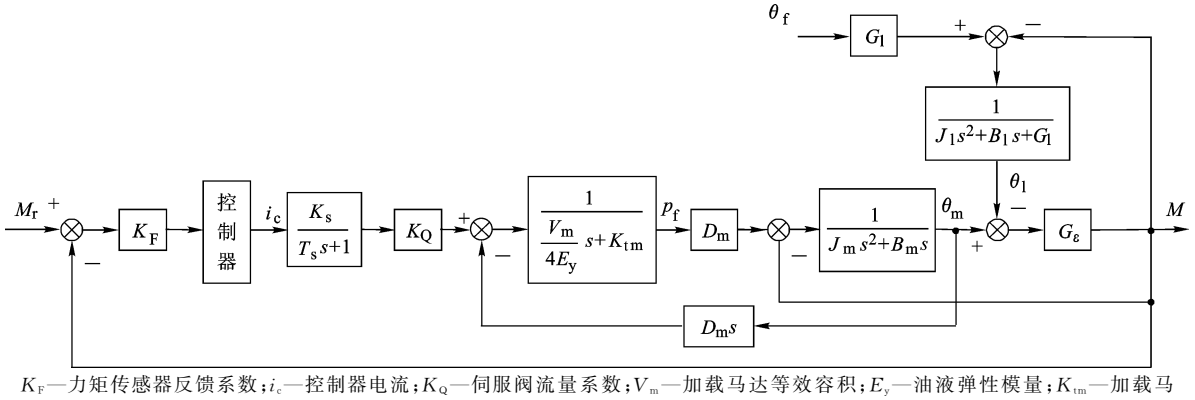
其中,M 为传感器反馈力矩;G_ε 为传感器刚度.

由于加载系统是阀控摆动缸力矩伺服系统,根据阀控动力机构基本方程[1],最终建立负载模拟器的数学模型如图 2 所示.



J_l—舵机等效惯量;B_l—舵机等效阻尼;G_l—舵机等效刚度;θ_f—舵机给定角度;θ_m—加载马达输出角度;θ_l—舵机输出角度.

图 1　负载模拟器原理图



K_F—力矩传感器反馈系数;i_c—控制器电流;K_Q—伺服阀流量系数;V_m—加载马达等效容积;E_y—油液弹性模量;K_{tm}—加载马达泄漏系数;p_f—加载马达两腔压力差;D_m—加载马达排量;J_m—加载马达等效惯量;B_m—加载马达等效阻尼;M_r—力矩指令.

图 2　负载模拟器数学模型

2　摩擦分析

除经典特性外,摩擦力还具有时间依赖性,即增加的静摩擦力和摩擦记忆的特性.摩擦记忆就是接触表面间相对运动速度发生改变时,摩擦力滞后一段时间才会改变的现象;增加的静摩擦力说明在一定的环境及润滑条件下,最大静摩擦力并非固定值,而是随接触表面间相对停滞时间的增加而增加.

LuGre 模型代表了这一领域的最新成果.LuGre 模型假设接触面在微观上是不规则粗糙的,有部分接触,并且假设这两个刚性体通过一些

弹性鬃毛相接触.模型的建立基于鬃毛的平均行为,鬃毛的平均变形用 z 表示如下[7]:

$$\frac{\mathrm{d}z}{\mathrm{d}t}=\omega-\frac{|\omega|}{g(\omega)}z \tag{3}$$

其中,ω 为接触面相对运动速度.式(3)的第1项反映了鬃毛的变形与相对运动速度的积分成正比,式(3)的第2项反映了在稳定状态,如 ω 恒定时,z 趋向于稳态:

$$z_{ss}=\frac{\omega}{|\omega|}g(\omega)=g(\omega)\operatorname{sgn}\omega \tag{4}$$

鬃毛弯曲产生的摩擦力矩 $\sigma_0 z+\sigma_1 \mathrm{d}z/\mathrm{d}t$ 以及粘性摩擦 $\sigma_2\omega$ 的总和就是接触面的摩擦力矩:

$$M_{\mathrm{f}}=\sigma_0 z+\sigma_1\frac{\mathrm{d}z}{\mathrm{d}t}+\sigma_2\omega \tag{5}$$

其中,σ_0 和 σ_1 分别为鬃毛的刚度和鬃毛的阻尼系数;σ_2 为粘性摩擦系数.这样,LuGre 模型的特征由 g,σ_0,σ_1,σ_2 决定,其中 $\sigma_0 g+\sigma_2\omega$ 可以通过速度恒定时测量稳态摩擦力矩获得,g 由能表征 Stribeck 效应的等式决定:

$$\sigma_0 g(\omega)=M_{\mathrm{fC}}+(M_{\mathrm{fs}}-M_{\mathrm{fC}})\mathrm{e}^{-(\omega/\omega_{\mathrm{S}})^2} \tag{6}$$

其中,M_{fC} 为 Coulomb 摩擦力矩;M_{fs} 为静摩擦力矩;ω_{S} 为 Strbeck 特征速度.这样,在速度恒定的稳定状态,摩擦力和速度之间的关系与传统的带有 Stribeck 效应的摩擦模型相同:

$$M_{\mathrm{fw}}(\omega)=\sigma_0 g(\omega)\operatorname{sgn}\omega+\sigma_2\omega=$$
$$M_{\mathrm{fC}}\operatorname{sgn}\omega+(M_{\mathrm{fs}}-M_{\mathrm{fC}})\mathrm{e}^{-(\omega/\omega_{\mathrm{S}})^2}\operatorname{sgn}\omega+\sigma_2\omega \tag{7}$$

为分析摩擦现象,先利用试验手段采集摩擦数据.在实际加载过程中,力矩传感器反馈中交织着 M_{f} 信号,需要将其分离.令舵机以1 Hz 正弦波规律运动,同时力矩系统压力为零并放弃对其控制,保证力矩传感器返回的信号基本上以摩擦力矩为主,其他力矩对反馈信号的影响最低.检测到的 M_{f}-ω 曲线如图3所示.图3中间部分大的滞环说明了摩擦的延迟特性(M_{f} 为 0 N·m 处的小台阶是由间隙造成的).曲线的稍微倾斜说明静摩擦力矩的形成不是瞬间的.说明用传统的摩擦模型来描述摩擦现象并不是十分精确的,而 LuGre 模型则更能够准确揭示摩擦机理.

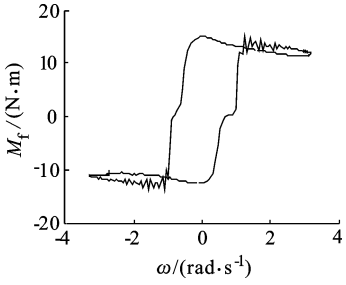


图3 M_{f}-ω 实验曲线

3 补偿方法

LuGre 模型能够较为精确地描述摩擦现象,可据此进行前馈补偿.对上述采集到的实验数据进行辨识,获得 LuGre 模型的各项参数如下:

$$\sigma_0=3\,968(\mathrm{N\cdot m/rad})$$
$$\sigma_1=50.0(\mathrm{N\cdot m\cdot s/rad})\quad M_{\mathrm{fC}}=7.9(\mathrm{N\cdot m})$$
$$\sigma_2=0.11(\mathrm{N\cdot m\cdot s/rad})$$
$$M_{\mathrm{fs}}=12.3(\mathrm{N\cdot m})\quad \omega_{\mathrm{S}}=98.86(\mathrm{rad/s})$$

在前述的数学模型加入摩擦环节,利用此参数和 LuGre 模型计算出 M_{f}-ω 的关系如图4所示,可以看出其与图3基本相同.

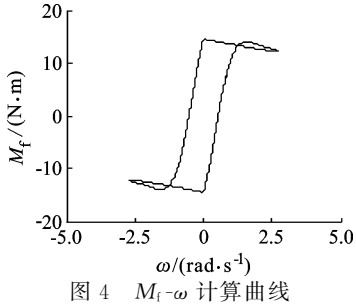


图4 M_{f}-ω 计算曲线

利用辨识结果和结构不变性原理,可设计如图5所示的前馈补偿方案,图中引入基于 LuGre 模型的动态摩擦力矩作为加载马达的非线性负载或者非线性干扰:

$$M_{\mathrm{f}}=\theta_1 M_{\mathrm{s}}(s) \tag{8}$$

其中,$M_{\mathrm{s}}(s)$ 为摩擦力矩模型.

为了对 M_{f} 进行补偿,需设计补偿环节 $G_{\mathrm{c}}(s)$ 使其在加载马达输出处抵消摩擦力矩.在进行加

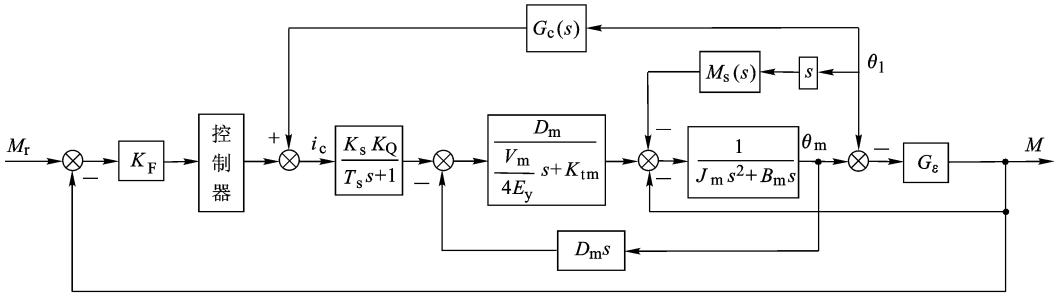


图5 基于 LuGre 模型的前馈补偿方案

载时,为了保证所测角位移更接近舵机的实际位置,光电编码器一般安装在力矩传感器靠近舵机一侧,即 θ_l 可测. $G_c(s)$可由 $M_s(s)$,θ_l 与 M 确定:

$$G_c(s)=\frac{MD_m s(T_s s+1)}{\theta_l G_\varepsilon K_s K_Q}+\frac{[D_m^2 s+M_s(s)]s(T_s s+1)}{D_m K_s K_Q} \tag{9}$$

考虑到伺服阀的相应速度及便于实现,可省略掉式(9)中的伺服阀过渡过程和高次项,利用下式进行补偿:

$$G_c(s)=K_1\frac{Ms}{\theta_l}+K_2 M_s(s)s \tag{10}$$

其中,s 为算子;$K_1=D_m/G_\varepsilon K_s K_Q$;$K_2=1/D_m K_s K_Q$.

由式(10)的微分项可知,补偿环节主要针对摩擦引起的力矩反馈快变部分,而慢变部分则可由力矩闭环本身加以解决.

4　实验研究

为了验证摩擦对力矩控制特性的影响,令 M_r 为 0 N·m,舵机跟踪幅值为 10°,频率为 1 Hz 的正弦波,在采用比例积分微分控制、经补偿多余力矩且未补偿摩擦的前提下,产生的摩擦力矩干扰如图 6,其最大误差约为 12 N·m;采用比例积分微分控制且进行摩擦补偿的前提下,产生的静摩擦力干矩扰如图 7,其最大误差约为 4 N·m.

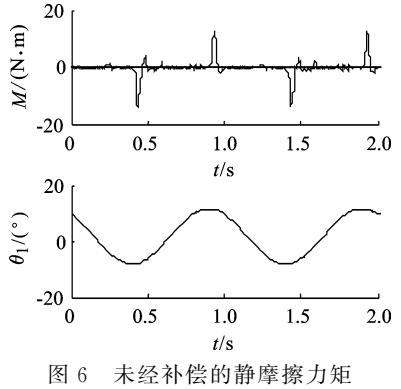


图 6　未经补偿的静摩擦力矩

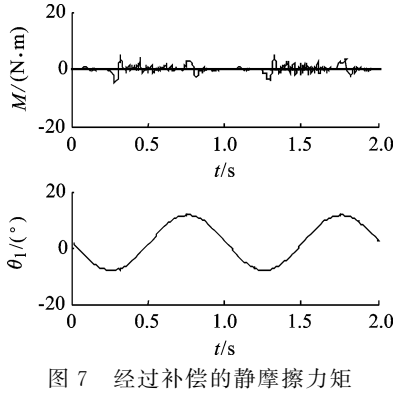


图 7　经过补偿的静摩擦力矩

5　结 束 语

为了提高电液加载系统的性能和跟踪精度,针对影响电液加载系统性能的摩擦现象进行了分析,通过采集摩擦数据证明 LuGre 模型能够更准确地描述摩擦现象,利用此模型进行前馈补偿,可以有效地抑制摩擦对电液加载系统的影响.

参考文献(References)

[1] 王晓东,焦宗夏. 负载模拟器中的摩擦力及其补偿控制 [J]. 中国机械工程, 2003, 14(6): 511－513
Wang Xiaodong, Jiao Zongxia. Friction and its compensation method in load simulator[J]. China Mechanical Engineering, 2003, 14(6): 511－513 (in Chinese)

[2] Nam Yoonsu, Lee Jinyoung, Hong Sungkyung. Force control system design for aerodynamic load simulator [C]// Ulsoy A G. Proceedings of the American Control Conference. Evanston, USA: American Automatic Control Council, 2000: 3043－3047

[3] 蔡永强,裘丽华,王占林. 力伺服系统的模糊自适应控制[J]. 北京航空航天大学学报,1999,25(1):22－25
Cai Yongqiang, Qiu Lihua, Wang Zhanlin. Adaptive fuzzy control for loading servo system[J]. Journal of Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 1999, 25(1):22－25(in Chinese)

[4] 王英,熊振华,丁汉. 基于状态观测的自适应摩擦力补偿的高精控制[J]. 自然科学进展, 2005, 19(5):1100－1105
Wang Ying, Xiong Zhenhua, Ding Han. Accurate control with adaptive friction compensation based on state observer [J]. Progress in Natural Science, 2005, 19(5):1100－1105 (in Chinese)

[5] Zhang Y, Liu G, Goldenberg A A. Friction compensation with estimated velocity [C]// Hamel W R. Proceedings of 2002 IEEE International Conference on Robotics and Automation. San Francisco, USA: IEEE Robotics and Automation Society, 2002: 2650－2655

[6] 张从鹏,刘强. 直线电机定位平台的摩擦建模与补偿[J]. 北京航空航天大学学报,2008,34(1):47－50
Zhang Congpeng, Liu Qiang. Friction modeling and compensation of positioning stage driven by linear motors[J]. Journal of Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2008,34(1):47－50(in Chinese)

[7] 吴盛林,刘春芳. 基于 LuGre 模型的电液伺服系统摩擦力矩动态补偿[J]. 机床与液压,2003(2): 67－69
Wu Shenglin, Liu Chunfang. Friction dynamic compensation for electric-hydraulic servo systems based on LuGre friction model[J]. Machine Tool & Hydraulics,2003(2): 67－69(in Chinese)

(责任编辑:刘登敏)