

DOI:10.3969/j.issn.1001-4551.2024.07.011

基于动态理论模型的电液伺服加载前馈补偿复合控制系统*

梅鲁海

(浙江机电职业技术学院 自动化学院, 浙江 杭州 310053)

摘要:针对一般电液伺服系统存在的非预期负载扰动和非线性干扰等问题,为了提高系统的自适应能力和动态响应的品质,减小系统跟踪和输出响应的误差,提出了一种基于动态理论模型的电液伺服加载前馈补偿复合控制方法。首先,阐释了电液伺服试验台的结构组成及其数学模型,分析了系统力矩控制和位置控制的结构关系;然后,论证了自适应前馈补偿复合控制的伺服原理,阐述了以调速理论模型和实际模型的误差函数作为调速依据的前馈补偿和复合控制的原理和方法;最后,进行了系统仿真,同时为了验证基于动态理论模型的自适应前馈补偿复合控制策略的合理性和有效性,对伺服系统进行了加载试验。研究表明:采用该复合控制策略可以精确算出对伺服马达进行转速补偿的基准值和调整参数,系统动态响应速度比采用传统闭环控制算法提高了78%以上;系统控制器自适应能力和抗扰动性能也明显优于采用传统PI闭环控制及模糊PI闭环控制算法的系统;通过对比分析0.2 Hz和0.5 Hz的正弦响应曲线可知,该系统的位置跟踪曲线性能最优,控制精度最高,实际输出值的误差也最小。

关键词:动态理论模型;系统自适应能力;系统动态响应误差;电液伺服控制系统;力矩控制;位置控制;误差函数;伺服马达转速补偿

中图分类号:TH137.5;TP273

文献标识码:A

文章编号:1001-4551(2024)07-1231-09

Feedforward compensation composite control for electro-hydraulic servo loading based on dynamic theoretical model

MEI Luhai

(School of Automation, Zhejiang Institute of Mechanical & Electrical Engineering, Hangzhou 310053, China)

Abstract: In response to unexpected load disturbances and nonlinear disturbances in general electro-hydraulic servo systems, in order to improve the adaptive ability and dynamic response quality of the system, and reduce tracking and output response errors, a scheme for feedforward compensation composite control of electro-hydraulic servo loading based on dynamic theoretical model was proposed. Firstly, the composition structure and mathematical model of the electro-hydraulic servo test bench were explained, and the structural relationship between system torque control and position control was analyzed. After that, the servo principle of adaptive feedforward compensation composite control was demonstrated, and the principles and methods of feedforward compensation and composite control based on the error function of the theoretical and practical models of speed regulation were elaborated. Finally, the system simulation was carried out, and at the same time, in order to verify the rationality and effectiveness of the adaptive feedforward compensation compound control strategy based on the dynamic theoretical model, the loading test was carried out on the servo system. The research results indicate that the proposed composite control strategy can accurately calculate the reference value and adjustment parameters for speed compensation of the servo motor, and the dynamic response speed of the system is improved by more than 78% compared to traditional closed-loop control algorithms. The adaptive ability and anti-interference performance of the system controller are also significantly superior to systems using traditional PI closed-loop control and fuzzy PI closed-loop control algorithms. By comparing and analyzing the sinusoidal response curves of 0.2 Hz and 0.5 Hz, it is found that the position tracking curve of this system has the best performance, the highest control accuracy, and the smallest error in the actual output value.

Key words: dynamic theoretical model; system adaptability; system dynamic response error; electro-hydraulic servo control system; torque control; position control; error function; speed compensation of servo motor

收稿日期:2023-11-29

基金项目:浙江机电职业技术学院科教融合孵化工程重点培育项目(A-0271-24-211)

作者简介:梅鲁海(1968-),男,浙江杭州人,硕士,教授,主要从事机电工程与自动控制技术方面的研究。E-mail:meilh002@163.com

0 引 言

在机械、电工、交通和国防系统等对速度要求高的技术领域里,对电磁阀、气动开关等系统进行的高速控制中,普遍使用电液伺服控制系统。因为这种系统要求输出响应快,所以必须使用快速伺服马达来驱动负载,或者是使用减速比很小的减速器。因此,位置伺服系统的设计性能非常重要。

位置伺服功能中包括自适应控制、比例积分微分(proportional integral derivative, PID)控制、滑模变结构控制和模糊控制等技术^[1]。通常情况下,位置伺服设计的内容包括动态理论模型的建立、控制系统的仿真、参数的识别、算法的优化和控制的协同配合等。

在上述相关领域内,国内外专家、学者进行了大量的研究。姚建勇等人^[2]提出了动态逆模型下的位置伺服复合控制方法,有效提高了控制的精度。王海燕等人^[3]^[135]研究了非线性高阶滑模电液位置的鲁棒控制,在一定程度上改进了控制算法。王勉华等人^[4]^[2]针对模糊自适应控制系统进行了一定的研究,重点解决了控制误差不稳定的问题。但是,上述这些有关于鲁棒控制的研究都没有很好地解决负载的各种随机扰动与非线性参数变化等问题。

PLUMMER A R 等人^[5]^[720]研究了 PID 跟踪控制问题,提出了部分最优控制参数和指标。高强等人^[6]^[506]采用自适应鲁棒控制技术,对阀控电液伺服加载的位置控制系统进行了专门的研究,优化了位置控制器的部分结构和控制逻辑。但是这些研究缺乏对控制算法

优化的突破和创新。

王云良等人^[7]^[14-15]对直流电机进行了模糊优化控制的论证研究,在一定程度上提高了电机速度控制的稳定性。郭庆等人^[8]^[3-5]对电液伺服非线性控制技术进行了综合研究,对于控制参数的动态性等问题进行了论证。

上述这些研究措施虽然在一定程度上改善了电液伺服系统的工作状态和品质,但是,因为负载扰动和非线性参数的变化一般是无规律的,采用上述非线性控制、模糊闭环控制和开环补偿等传统解决方案一般很难明显奏效。

在电液伺服系统设计中,因为电液伺服系统的模态和参数是已知量,所以可直接进行特定动态理论模型的创建,也可以进行各种控制器的设计,一般并不需要预先进行一种迭代的辨识和操作。为了提高系统面对负载扰动的自适应能力,应改善动态响应的品质,尽量缩小位置伺服控制的误差,并避免复杂的参数计算。

笔者提出一种基于动态理论模型的电液伺服加载前馈补偿复合控制的策略,并搭建一套试验台加载系统;通过创建试验台系统的动态数学模型,分析系统位置控制和力矩控制的结构关系,进而论证前馈补偿复合控制的伺服原理,以及基于动态理论模型的电机调速自适应设计的合理性、优越性^[3]^[136]。

1 电液伺服加载试验台

笔者搭建了一套电液伺服试验台系统,其组成结构如图 1 所示。

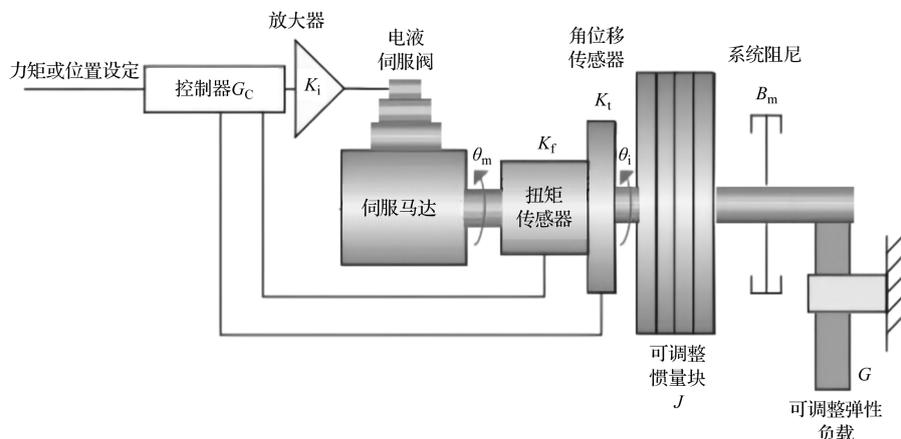


图 1 电液伺服加载试验台结构图

Fig. 1 Structural diagram of electro-hydraulic servo loading test bench

伺服系统整体采用电液伺服阀来驱动伺服马达的方式进行加载。系统负载由可调弹性钢板、可转动惯量块及其对应的阻尼构成。该试验台系统既可以进行力矩伺服的加载试验,也可以进行位置伺

服的加载试验。

在力矩伺服试验中,力矩闭环时的力矩反馈是依靠与电机轴相连的扭矩传感器来完成的^[4]^[3-4]。位置伺服试验中,位移反馈则是依靠相应的角位移传

感器来完成。

该试验台对应的系统液压控制原理如图2所示。

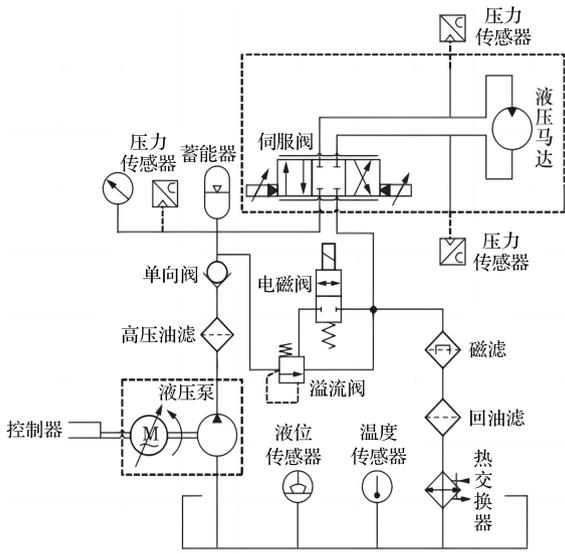


图2 系统液压控制原理图

Fig.2 System hydraulic control schematic diagram

图2中,控制器的任务对系统进行必要的控制,并优化系统的各项性能。其中溢流阀负责调节系统的压力数值,变频器负责驱动液压泵的工作。为了节能,可以根据负载的不同而使用不一样的频率。在紧急情况下或液压泵启动时,为了保证系统处于卸荷状态,可以使用电磁阀作为卸荷阀。

为了保证液压电机有稳定的能源供应,高压油经过液压泵进行输出,经过溢流阀后进行一定的压力调节,经过蓄能器后再缓冲压力;然后通过高压油滤和单向阀后,就可以向伺服阀的进油口输出相对稳定和平衡的压力。

系统部件技术指标如表1所示。

表1 系统部件技术指标

Table 1 Technical specifications of system components

部件名称	技术指标/单位	数值
油源	额定压力 P_s /MPa	21
	最大流量 q /(L/min)	120
伺服阀	最大流量 q /(L/min)	65
	额定压力 P_s /MPa	21
液压马达	最大转角 θ_{max} /(°)	36
	最大动态力矩 T_{max} /N·m	1 000
压力传感器	精度 e /%	0.3
	量程/N·m	±2 300
伺服系统	压力增益 K_p /(Pa/A)	7.8×10^{10}
	总流量-压力系数 K_{ce} /[$(m^3 \cdot s^{-1})/Pa$]	3×10^{-11}

2 数学模型和控制结构图

2.1 试验台部件的数学模型

根据电液伺服试验台系统的结构组成,可以建立试验台部分部件的数学模型,即:

伺服阀的流量线性化方程为^{[5]723}:

$$Q_L = K_q X_v - K_c p_L \quad (1)$$

式中: K_q 为流量增益; p_L 为负载压力; X_v 为阀芯位移; Q_L 为送到电机的负载流量; K_c 为流量压力系数。

伺服马达的连续性流量方程为^{[5]724}:

$$Q_L = D_M \frac{d\theta_m}{dt} + C_{iM} p_L + \frac{V_t}{4\beta_e} \frac{d p_L}{dt} \quad (2)$$

式中: C_{iM} 为电机泄漏系数; β_e 为油液的体积模量; V_t 为阀腔与管道容积; D_M 为电机弧度排量; θ_m 为电机角位移。

平台系统的力矩平衡方程为^{[5]726}:

$$M = p_L D_M = G_s (\theta_m - \theta_i) = J \frac{d^2 \theta_i}{dt^2} + B_M \frac{d\theta_i}{dt} + G\theta_i \quad (3)$$

式中: M 为系统输出力矩; G 为负载扭转刚度; B_M 为负载阻尼系数; θ_i 为负载角位移; J 为负载转动惯量。

将式(1)~式(3)进行拉普拉斯变换后可得:

$$I_{sv} = K_i u_c \quad (4)$$

$$Q_L = K_q X_v - K_c p_L \quad (5)$$

$$M = p_L D_M = J s^2 \theta_i + B_M s \theta_i + G\theta_i = G_s (\theta_m - \theta_i) \quad (6)$$

根据试验台的加载原理,将其中的伺服阀进行化简,得到一阶惯性环节:

$$G_{sv} = X_v / I_{sv} = K_{sv} / T_s s + 1 \quad (7)$$

式中: K_{sv} 为伺服阀增益; T_s 为伺服阀时间常数。

2.2 系统位置控制结构图

根据电液伺服试验台系统的控制原理,笔者对式(5)~式(7)进行联合求解,推出系统的输出角度与输入电压之间的数学逻辑关系,进而得出系统的位置控制结构图,如图3所示^{[6]509}。

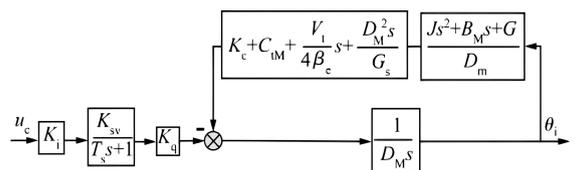


图3 系统位置控制结构图

Fig.3 System position control structure diagram

2.3 系统力矩控制结构图

笔者对式(5)~式(7)进行联合求解,推出系统的输出力矩与输入电压之间的数学逻辑关系,进而得出系统的力矩控制结构图,如图4所示。

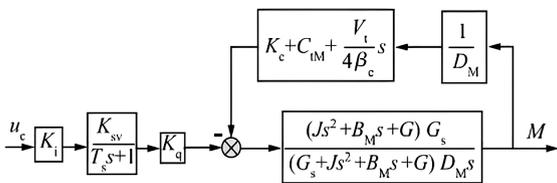


图 4 系统力矩控制结构图

Fig. 4 System torque control structure diagram

3 电液伺服加载前馈补偿复合控制

3.1 自适应前馈补偿复合控制原理

与含有减速器的伺服系统相比,由于伺服马达明显的低速脉动和非线性、时变性特点,如果采用传统PID的控制方法或一般的扰动补偿方案,难以有效地解决这些问题,同时还会降低系统的整体动态品质。通常情况下,系统遇到的外界扰动往往是范围更大的参数变化和随机的波动。要在面临这些变动时仍能保持一种最佳的运动状态,提升稳态品质和精度,其根本方法是采用自适应的控制策略。

笔者搭建的电液伺服加载试验台系统对响应的精度要求很高。由于伺服马达自身的控制性能较好,其数学模型也相对不复杂。无论是力矩伺服还是位置伺服,实际上都是通过对电机进行转速的动态和有效控制来完成的。一般情况下,电机调速性能的优劣决定负载扰动对伺服系统造成的实际影响程度的大小^{[7]16}。

因此,围绕调速性能进行合理的调节,可以有效地矫正电机实际曲线运动的速度值,并持续缩短稳态误差所用的时间,从而提高电液伺服加载系统的抗负载扰动能力。

在该系统的输入与输出信号之间,需要添加一个适度补偿的环节,并形成一种闭环控制的反馈模式(这种模式可以称为前馈补偿)。前馈补偿模式可以大幅度提高输出信号对输入信号的跟踪速度与精度。

从理论上分析,根据前馈补偿原理设计的控制器可完成完全的补偿控制,彻底降低由于输入信号波动所带来的跟踪误差。另一方面,前馈补偿模式并不影响系统原有的闭环特征方程,所以不会因为引入前馈控制而导致系统稳定性的降低^{[8]6-7}。此外,因为高阶

微分环节在实际应用中较难以实现,而且控制器高阶环节系数实际已经非常低,因此,从复合控制的思路出发,可以把前馈补偿控制器的阶数适当降低,力求完成最大限度的跟踪补偿,实现最大的跟踪精度。

为了提高伺服系统响应的速度与控制的准确度,根据平台各部件数学模型和系统的控制结构关系,可以设定一个理想的理论模型,并以理论模型与实际模型的误差函数作为电机调速依据的前馈补偿,以此来进行复合控制。这种复合控制的策略无需对负载的扰动特性进行特定的辨识,可以精确地算出伺服马达转速补偿的准确基准值,进而得出对应的调速参数,达到自适应补偿随机变化的负载扰动因素的效果。对电机转速的有效控制也有利于位置伺服系统的设计。调速问题解决后,就很容易进行位置伺服系统的设计^[9]。

对电机转速进行前馈补偿复合控制的自适应伺服系统原理如图5所示。

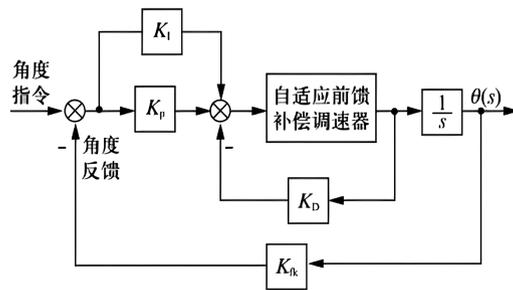


图 5 自适应前馈补偿复合控制伺服系统图

Fig. 5 Adaptive feedforward compensation composite control servo system diagram

3.2 伺服马达的动态理论模型

参照系统各数学模型和控制结构的关系,可以创建伺服马达的动态理论模型。该模型可以借鉴伺服马达的传递函数,根据伺服马达的流量方程,进行数学的拉普拉斯变换,经过代数整理后,可以得出:

$$\Omega(s) = \frac{1}{J} [T_{em}(s) - T_c(s)] \quad (8)$$

$$T_{em}(s) = K_t I_a(s) \quad (9)$$

$$I_a(s) = \frac{1}{L_a s + R_a} [U_a(s) - E_a(s)] \quad (10)$$

$$E_a(s) = K_e \Omega(s) \quad (11)$$

式中:\$\Omega\$为马达转速;\$J\$为转动惯量;\$T_{em}\$为电磁转矩;\$T_c\$为总阻转矩;\$K_t\$为转矩常数;\$I_a\$为电枢电流;\$L_a\$为电枢电感;\$R_a\$为相间电阻;\$U_a\$为控制电压;\$E_a\$为电枢反电势。

根据式(8)~式(11)可以推出伺服马达的动态理论模型图,如图6所示。

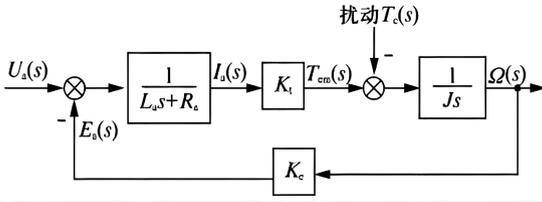


图 6 伺服马达动态理论模型图

Fig. 6 Dynamic theoretical model diagram of servo motor

如果该伺服马达的动态理论模型设计再简化一些,控制器的计算工作量会更小^[10-11]。如果把负载当作一种扰动,并忽略伺服马达的电气时间常数,则伺服马达的传递函数就可以近似采用一阶的惯性环节来表达,如下式^[17]:

$$\frac{\Omega(s)}{U_a(s)} = \frac{1}{\tau_m s + 1} K_c \quad (12)$$

式中: K_c 为反电势系数; τ_m 为机械时间常数。

3.3 基于动态理论模型的复合控制设计

参照式(5)的伺服马达传递函数,笔者将其作为一种近似理想的理论模型(实际电机模型采用图 6 的模型),可设计出一个基于动态理论模型的电机调速自适应系统,如图 7 所示。

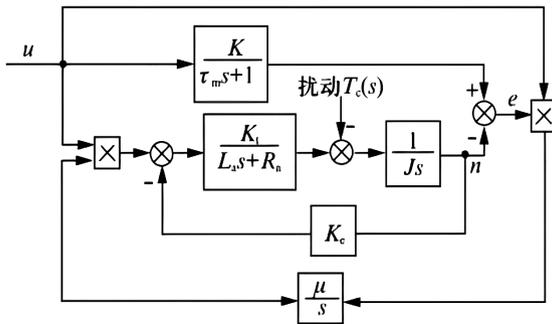


图 7 基于动态理论模型的电机调速自适应系统

Fig. 7 Adaptive motor speed control system based on dynamic theory model

一般来说,基于自适应性原理设计的控制系统实质上都是非线性的一种非线性的控制系统,该系统需要采用 2 个乘法器。为了保证系统能稳定运行,要求输入信号和自适应增益都有特定的范围限制。

为了消除对输入信号和控制增益的严格限制,可采用减少一个乘法器的设计方法^[12]。根据动态理论模型的设计思想,为了减少非线性环节,可运用自适应前馈补偿的复合控制技术,得到复合控制系统,如图 8 所示。

该设计可很好地适应输入信号和控制增益的波动和变化。增减前馈补偿的复合控制环节不仅不会降低伺服马达调速性能的稳定性,而且更容易进行控制增

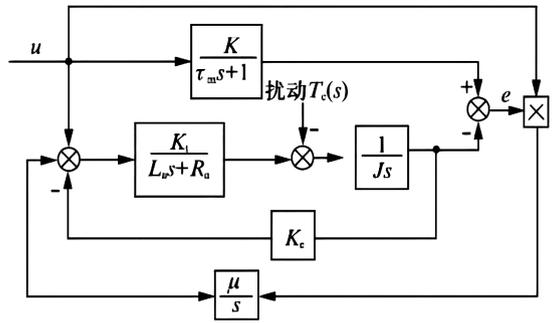


图 8 基于动态理论模型的前馈补偿复合控制系统

Fig. 8 Feedforward compensation composite control system based on dynamic theoretical model

益和 PID 参数的调试。

3.4 位置伺服控制系统设计

由于采用了基于动态理论模型的前馈补偿复合控制的设计策略,笔者搭建的电液伺服加载试验台系统可以有效地解决负载扰动问题(由于参数随机变化和波动引起)。该问题解决后,试验台位置伺服控制系统的设计就变得更为容易,通常采用基于 PID 的设计策略就可以达到位置伺服控制的目的。

4 系统试验及结果分析

4.1 试验条件

传统的 PI 闭环控制需要借助精确的系统模型,这时系统很难应对复杂多变的非线性干扰。而模糊控制在应对非线性干扰中有显著的优势,可以依照负载的变化,动态地调整系统的参数。

该试验台控制采用了模糊控制技术与 PID 控制技术相结合的方式。为了应对负载的复杂变化,系统加入了模糊控制的模块,做到可以实时地调整 PID 控制的参数,有效减小系统的控制误差^[13]。

笔者采用调速策略提高了系统的增益与阻尼比,通过前馈补偿改善了位置跟踪的精度,通过前馈控制与速度补偿技术的相辅相成,做到了在线实时调整反馈参数,控制效果大为改善。

为了验证基于动态理论模型的自适应前馈补偿复合控制策略的合理性和有效性,笔者对伺服系统进行加载试验。

试验中采用了传统的 PI 闭环控制以及模糊 PI 闭环控制相结合的方式,进行正弦响应输出曲线的对照和策略分析(试验台组成如图 1 所示)。

试验台中的控制器运用数字信号处理(digital signal processing, DSP)进行开发,工控机系统包含 AD 采集卡、DA 输出卡和计数器等设备,配合专业软件对

位置和相位等响应信号进行实时数据采集。

4.2 力矩闭环和位置闭环加载试验

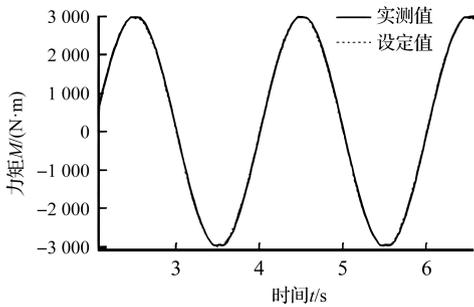
在系统试验中,笔者采用基于上述动态理论模型的自适应前馈补偿复合控制算法。试验台的数据采样的周期设为 0.5 ms,其中负载干扰由力矩伺服系统提供,输出的驱动信号由激励和放大电路完成,用于支配伺服阀的往复运动。

位置控制信号由相应的控制算法产生,通过试验也可以检验位置伺服控制的性能。

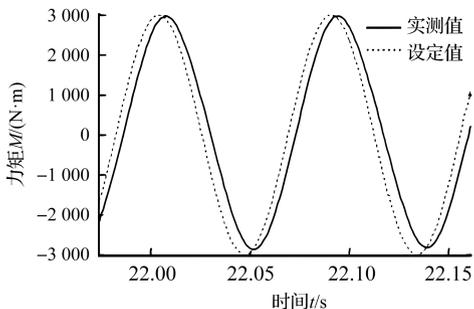
因为力矩伺服控制是位置伺服控制的基础,但力矩控制比位置控制实施起来难度更大。为了检验系统力矩控制时的性能,笔者首先对系统的力矩闭环控制和位置闭环控制做时域性能分析、频域性能分析试验,分别对试验台采取不同频率的正弦力矩的加载。

因为试验台的力矩加载范围是 0 N·m~3 600 N·m,所以在试验时选择的力矩是 3 000 N·m。为了便于模拟负载力矩,笔者把弹性可调的负载调节到最大。同时,为了忽略转动惯量的影响,把转动惯量调节到最小处(如图 1 所示)。

不同频率下的力矩加载曲线如图 9 所示^[15]。



(a) 0.5 Hz 力矩闭环加载



(b) 11.5 Hz 力矩闭环加载

图 9 不同频率下的正弦波力矩加载曲线

Fig. 9 Sine wave torque loading curves at different frequencies

由图 9 可知:采用不同的加载力矩,试验的加载效果也不一样。在使用相同的力矩,对试验台进行加载时,加载的频率越低,跟随响应的效果就越好,尤其是采用低频加载时,呈现出一种接近实时的跟踪效果。但是,随着加载频率的提高,跟踪相位的滞后情况也会

逐渐显现出来。

试验还发现:依据 -3 dB 的判断标准^{[18]556},当加载的力矩逐渐增大时,发生的阻尼也在逐渐增大,而且谐振频率和最大峰值也会发生变化。当系统加载的力矩是 1 000 N·m 时,加载的频率可到 40 Hz,这时出现的阻尼非常弱;当加载的力矩是 3 000 N·m 时,加载的频率就减小为 20 Hz,这时谐振的最大峰值就微乎其微了^{[18]558-559}。

与力矩加载试验类似,在对系统进行位置加载试验时,把弹性负载调节到最小处,把转动惯量调节到最大处。因为加入了转动惯量,在进行位置闭环加载时,系统频率要小于力矩闭环加载频率。例如在 0.5° 的区间内,系统固有频率只有约 10 Hz。

4.3 系统仿真阶跃响应的对照分析

在传统 PI 闭环、模糊 PI 闭环和复合控制策略下,为了对比分析系统仿真阶跃响应曲线和位置误差曲线,笔者采用 0.5 m 的阶跃信号进行仿真。

三种控制方式下的阶跃响应对比曲线如图 10 所示。

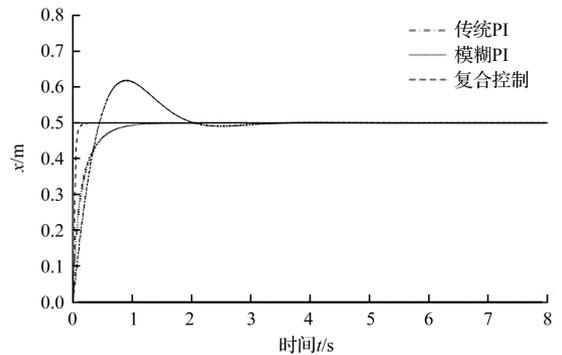


图 10 三种控制方式阶跃响应的曲线对照

Fig. 10 Comparison of step response curves for three control methods

三种控制方式下的阶跃响应误差对照曲线如图 11 所示。

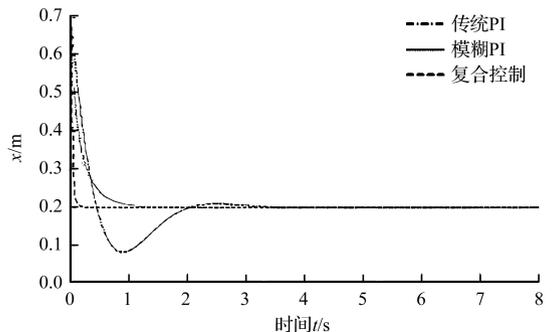


图 11 三种控制方式阶跃响应的误差曲线对照

Fig. 11 Comparison of error curves for step response of three control methods

对比图 10 和图 11 曲线图可以发现:采用复合控制算法的动态响应时间仅为 0.2 s,速度响应是最快的;模糊 PI 闭环算法的响应时间约 1.4 s;而传统 PI 闭环的响应时间约为 2.0 s,响应速度最慢。经计算,采用复合控制算法的响应速度比采用模糊 PI 闭环算法快了 78%,比采用传统 PI 闭环算法快了 85%;

还可以发现:在上升的过程中,传统 PI 闭环算法和模糊 PI 闭环算法的曲线都有振荡的迹象出现,传统 PI 闭环还存在一定的超调情况。这种现象对电液伺服系统的整体稳定性是非常不利的,系统可能会因此而发生更大范围的振荡;而复合控制算法的上升曲线显得比较光滑和平缓,这是因为采用加速度负反馈的策略有效抑制了大范围的振荡^[19]。

4.4 0.2 Hz 正弦波激励跟踪响应的对比分析

为了对比分析传统 PI 闭环、模糊 PI 闭环和复合控制策略下的系统仿真输出响应曲线,笔者同时在三种控制方式的输入端输入一种正弦波信号,频率为 0.2 Hz,幅值 0.2 m。

三种控制方式分别对应的动态响应对照曲线如图 12 所示。

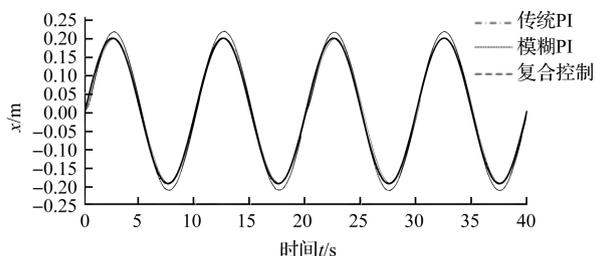


图 12 0.2 Hz 正弦波激励跟踪响应曲线对照

Fig. 12 Comparison of 0.2 Hz sine wave excitation tracking response curve

三种控制方式分别对应的动态响应误差对照曲线如图 13 所示。

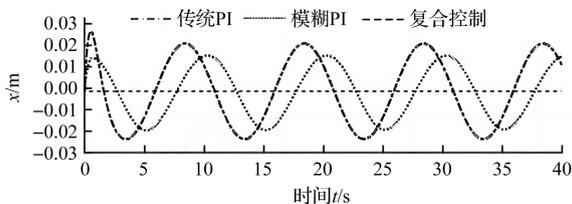


图 13 0.2 Hz 正弦波激励跟踪响应误差曲线对照

Fig. 13 Comparison of tracking response error curves for 0.2 Hz sine wave excitation

对比图 12 和图 13 曲线图可以发现:在相同的信号输入下,传统 PI 闭环算法的位置跟踪误差较大,最大约为 0.025 m,模糊 PI 闭环算法的误差约为 0.014 m,而复合控制算法的位置跟踪误差几乎没有,

跟踪响应曲线基本同步^[21]。

4.5 0.5 Hz 正弦波激励跟踪响应的对照分析

如果在三种控制方式的输入端输入的正弦波激励信号的频率为 0.5 Hz,幅值为 0.2 m,则可以得出系统的跟踪响应对照曲线,如图 14 所示。

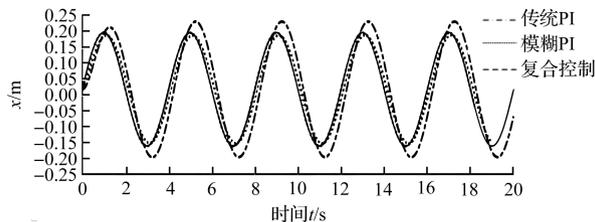


图 14 0.5 Hz 正弦波激励跟踪响应对照曲线

Fig. 14 Comparison curve of tracking response under 0.5 Hz sine wave excitation

系统的跟踪响应误差对照曲线如图 15 所示。

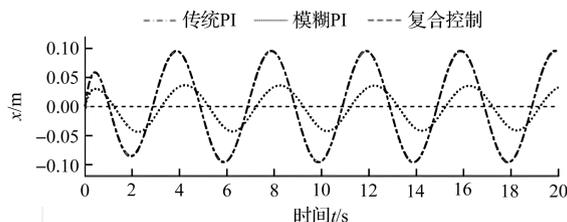


图 15 0.5 Hz 正弦波激励跟踪响应误差对照曲线

Fig. 15 Comparison curve of tracking response error under 0.5 Hz sine wave excitation

对比图 14 和图 15 的曲线可以发现:传统 PI 闭环方式有显著的滞后现象,也有超调情况;而复合控制算法的位置跟踪特性还是表现最好,几乎没有跟踪误差。

4.6 实际输出值的误差分析

在系统试验中,笔者还发现,当对系统加载的干扰力矩为 1 000 N·m、频率为 2 Hz,输入跟踪频率为 0.5 Hz、幅值为 0.2 m 的正弦波时,采用复合控制算法,则系统的实际输出值误差约为 0.2 V~0.3 V,该值只相当于系统最大实际输出值的 2%~3%。可见,复合控制算法下的实际输出值误差也是最小的^[22-23]。

总之,无论是输入低频还是高频的激励信号,系统输出的位置跟踪和实际输出误差均显示最小,动态输出响应效果最好。由此可见,基于动态理论模型的前馈补偿复合控制算法是科学和有效的。

值得一提的是,系统仿真阶跃响应的结果可以在实验中得到验证。由于存在转动惯量的影响,位置加载的性能和效果要显著低于力矩加载的性能和效果。在实际应用和系统实现时,为了降低控制工作的复杂性,复合控制策略中的前馈补偿模块需要采取一些简化处理措施。因为各种非线性因素的影响,还需要搭

配和运用其他的控制方法对前馈补偿进行一些必要的修正。

5 结束语

为了提高系统应对各种随机的非线性负载扰动的自适应能力,改进系统动态响应的精度和品质,减小输出响应误差,并避免过于复杂的参数计算,笔者提出了一种基于动态理论模型的电液伺服加载前馈补偿复合控制策略,并搭建了一套电液伺服试验台系统进行结果验证。

系统仿真结果表明:

1)通过阶跃响应曲线对比,该前馈补偿复合控制算法可以有效提高系统动态响应速度,响应速度比模糊 PI 闭环的算法快 78%,比传统 PI 闭环的算法快 85%;同时可以抑制响应中的各种信号振荡;

2)该前馈补偿复合控制算法的位置跟踪性能最优,跟踪曲线控制精度高。通过对比 0.2 Hz 和 0.5 Hz 正弦波跟踪响应误差曲线可知,该算法位置跟踪的误差最小。当输入 0.5 Hz 正弦波时,实际输出值的误差只有系统最大值的 2%~3%,误差也是最小的;

3)该系统伺服马达的速度响应有很强的抗扰动性能,参数调试简单。速度响应既有自适应的特点,又无需进行复杂而严格的稳定性约束,实用性很强;

4)该系统对电机转速的有效控制也有利于位置伺服系统的设计,控制器的自适应能力明显优于传统闭环控制方式的电液伺服加载系统。

笔者后续的研究工作是进一步提升伺服系统和控制器的动态响应速度、位置跟踪精度,同时继续拓宽系统频宽特性指标,从根本上改善系统应对各种不确定性负载扰动的自适应能力。

参考文献 (References):

[1] 龚贤武,徐淑芬,张丽君,等. 永磁同步电机模糊自适应补偿速度控制系统[J]. 计算机仿真,2014,31(1):356-360.
GONG Xian-wu, XU Shu-fen, ZHANG Li-jun, et al. Fuzzy adaptive compensation speed control system for permanent magnet synchronous motor [J]. Computer Simulation, 2014, 31(1):356-360.

[2] 姚建勇,焦宗夏,黄澄. 基于动态逆模型的电液位置伺服系统复合控制[J]. 机械工程学报,2011,69(10):145-151.
YAO Jian-yong, JIAO Zong-xia, HUANG Cheng. Composite control of electro-hydraulic position servo system based on dynamic inverse model [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2011, 69(10):145-151.

[3] 王海燕. 基于观测器的非线性高阶滑模电液位置鲁棒控制研究[J]. 中国工程机械学报,2019,17(2):134-140.
WANG Hai-yan. Research on observer based nonlinear high-order sliding mode electro-hydraulic position robust control [J]. Chinese Journal of Construction Machinery, 2019, 17(2):134-140.

[4] 王勉华,彭田野,胡春龙. 基于模糊自适应 PI 控制的 SRM 直接瞬时转矩控制系统[J]. 电机与控制应用,2014,41(6):1-4.
WANG Mian-Hua, PENG Tian-ye, HU Chun-long. SRM direct instantaneous torque control system based on fuzzy adaptive PI system [J]. Electric Machines & Control Application, 2014, 41(6):1-4.

[5] PLUMMER A R. Robust electrohydraulic force control [J]. Proceeding of the IMechE, Part I: Journal of Systems and Control Engineering, 2007, 221(4):717-731.

[6] 高强,朱玉川,王睿,等. 高速开关阀控电液伺服加载系统自适应鲁棒控制[J]. 航空动力学报,2019,34(2):505-510.
GAO Qiang, ZHU Yu-chuan, WANG Rui, et al. Adaptive robust control of high-speed switching valve controlled electrohydraulic servo loading system [J]. Journal of Aerodynamics, 2019, 34(2):505-510.

[7] 王云良,王继水,王敏其. 无刷直流电机自适应模糊优化控制[J]. 电机与控制应用,2014,41(11):14-17.
WANG Yun-liang, WANG Ji-shui, WANG Min-qi. Adaptive fuzzy optimization control of brushless DC motor [J]. Electric Machines & Control Applications, 2014, 41(11):14-17.

[8] 郭庆. 电液伺服非线性控制技术进展综述[J]. 液压与气动,2018,42(3):3-8.
GUO Qing. Review of research progress on nonlinear control technology of electro-hydraulic servo [J]. Chinese Hydraulics & Pneumatics, 2018, 42(3):3-8.

[9] 全昭军,刘珊中,李燕凡. 机载光电跟瞄平台模糊自适应 PID 跟踪控制[J]. 光电与控制,2014,21(4):65-68.
TONG Shao-jun, LIU Shan-zhong, LI Yan-fan. Fuzzy adaptive PID tracking control for airborne optoelectronic tracking platform [J]. Electronics Optics & Control, 2014, 21(4):65-68.

[10] 焦宗夏,华清,王晓东,等. 电液负载模拟器的复合控制[J]. 机械工程学报,2002,38(12):35-39.
JIAO Zong-xia, HUA Qing, WANG Xiao-dong, et al. Composite control of electro-hydraulic load simulator [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2002, 38(12):35-39.

[11] 牛国臣,王巍,等. 基于力矩前馈和舵机角度补偿的力

- 矩控制[J]. 北京航空航天大学学报, 2013, 39(3): 300-304.
- NIU Guo-chen, WANG Wei, et al. Torque control based on torque feedforward and servo angle compensation [J]. Journal of Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2013, 39(3): 300-304.
- [12] 邓攀, 刘洋, 李华, 等. 基于AMESim的动压缸电液伺服压力控制系统积分滑模自适应控制[J]. 液压与气动, 2018, 42(7): 88-93.
- DENG Pan, LIU Yang, LI Hua, et al. Integral sliding mode adaptive control of dynamic pressure cylinder electro-hydraulic servo pressure control system based on AMESim [J]. China Hydraulics and pneumatics, 2018, 42(7): 88-93.
- [13] 吴振顺, 付丙勤, 冯玉宾, 等. 自适应逆控制在电液伺服系统中的应用[J]. 哈尔滨工业大学学报, 2005, 37(3): 383-386.
- WU Zhen-shun, FU Bing-qin, FENG Yu-bin, et al. Application of adaptive inverse control in electro-hydraulic servo systems [J]. Journal of Harbin Institute of Technology, 2005, 37(3): 383-386.
- [14] PLETT G L. Adaptive inverse control of linear and nonlinear systems using dynamic neural networks [J]. IEEE. Transactions on Neural Networks, 2003, 14(2): 363-374.
- [15] 成旭华, 姚建勇, 乐贵高. 电液伺服系统多模型鲁棒自适应控制[J]. 西安交通大学学报, 2018, 52(11): 156-162.
- CHENG Xu-hua, YAO Jian-yong, LE Gui-gao. Multi-model robust adaptive control of electro-hydraulic servo systems [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2018, 52(11): 156-162.
- [16] 王延年, 张豪, 耿琅环, 等. 遗传算法优化模糊PID控制器在智能液压伺服控制系统中的应用[J]. 国外电子测量技术, 2018, 37(12): 125-128.
- WANG Yan-nian, ZHANG Hao, GENG Lang-huan, et al. Application of genetic algorithm optimized fuzzy PID controller in intelligent hydraulic servo control system [J]. Foreign Electronic Measurement Technology, 2018, 37(12): 125-128.
- [17] YAO J Y, JIAO Z X, SHANG Y X, et al. Adaptive nonlinear optimal compensation control for electro-hydraulic load simulator [J]. Chinese Journal of Aeronautics, 2010, 23(6): 725-731.
- [18] XIE Y, MAHINDA V, TSENG K J, et al. Modeling and robust adaptive control of a 3-axis motion simulation [J]. IEEE. Transactions on Industry Applications, 2001, 1(1): 555-561.
- [19] 梅鲁海, 刘哲伟. 基于开环补偿与鲁棒控制的电液位置伺服加载系统研究[J]. 机电工程, 2022, 39(1): 59-64.
- MEI Lu-hai, LIU Zhe-wei. Research on electro-hydraulic position servo loading system based on open-loop compensation and robust control [J]. Journal of Mechanical & Electrical Engineering, 2022, 39(1): 59-64.
- [20] CHENS Y, HUNG Y H, GONGS S. Speed control of vane-type air motor servo system using proportional-integral-derivative-based fuzzy neural network [J]. International Journal of Fuzzy Systems, 2016, 18(6): 1065-1079.
- [21] WANGD, ZHAOD, GONGM, et al. Research on robust model predictive control for electro-hydraulic servo active suspension systems [J]. IEEE. Access, 2018, 6(10): 3231-3240.
- [22] 陈星. 飞机舵机电液负载模拟装置故障诊断策略研究[J]. 液压气动与密封, 2023, 43(8): 109-112.
- CHEN Xing. Research on fault diagnosis strategy of electro hydraulic load simulator for aircraft steering gear [J]. Hydraulics Pneumatics & Seals, 2023, 43(8): 109-112.
- [23] MUS, GOTOS, SHIBATAS, et al. Intelligent position control for pneumatic servo system based on predictive fuzzy control [J]. Computers Electrical Engineering, 2019, 75(1): 112-122.

本文引用格式:

梅鲁海. 基于动态理论模型的电液伺服加载前馈补偿复合控制系统[J]. 机电工程, 2024, 41(7): 1231-1239.

MEI Luhai. Feedforward compensation composite control for electro-hydraulic servo loading based on dynamic theoretical model [J]. Journal of Mechanical & Electrical Engineering, 2024, 41(7): 1231-1239.

《机电工程》杂志: <http://www.meem.com.cn>