

基于滑模控制器的液压传动 风电机控制方法研究

闫丰伟[†]

(烟台黄金职业学院, 山东 招远 265400)

摘要:针对风力涡轮机在不同风速条件下的精确、快速且连续加载问题,提出了一种 ISMC 的风电机控制方法。研究设计了五自由度 MEDSL 系统,通过 SVC 气缸和 OVC 的协同工作,优化了加载力的分配与调控,提升了系统的适应性和灵活性。实验结果表明,基于 ISMC 的 MEDSL 在应对外部负载扭矩突变时,展现出卓越的控制性能,相比于传统 PID、SMC 以及 NFTSMC, ISMC 响应更快,调整过程更平稳,波动幅度更小。该技术不仅提升了加载过程的灵活性,还确保了测试结果的可靠性,为风力发电机组动力传动系统的性能评估与优化提供了有力的技术支持。

关键词:风力发电机;液压传动;控制系统;滑模控制;鲁棒性

中图分类号:TP393

文献标识码:A

Research on Control Method of Hydraulic Transmission Wind Motor Based on Sliding Mode Controller

YAN Fengwei[†]

(Yantai Gold Vocational College, Zhaoyuan, Shandong 265400, China)

Abstract: This article aims to solve the problem of precise, fast, and continuous loading of wind turbines under different wind speed conditions, and proposes an ISMC wind turbine control method. A five degree of freedom MEDSL system was designed, which optimized the distribution and regulation of loading force through the collaborative work of SVC cylinder and OVC, and improved the adaptability and flexibility of the system. The experimental results show that MEDSL based on ISMC exhibits excellent control performance in dealing with sudden changes in external load torque. Compared with traditional PID, SMC, and NFTSMC, ISMC has faster response, smoother adjustment process, and smaller fluctuation amplitude. This technology not only enhances the flexibility of the loading process, but also ensures the reliability of the test results, providing strong technical support for the performance evaluation and optimization of the power transmission system of wind turbines.

Key words: wind power generator; hydraulic transmission; control system; sliding mode control; robustness

能源日益受到重视,风力发电作为清洁能源的重要组成部分,其技术发展和效率提升成为研究热点^[1-3]。风力涡轮机的设计和控制直接影响发电

效率和设备寿命^[4,5],特别是在不同风速条件下的精确、快速且连续的加载及控制能力,对于风力涡轮机的性能至关重要^[6]。

收稿日期:2024-11-08

作者简介:闫丰伟((1971—),男,山东招远人,本科,副教授,研究方向:机电一体化,液压传动,智能制造。

[†]通信联系人, E-mail: ocAtion65@163.com

当前,风力涡轮机控制方法的研究已成为众多学者关注的重点。文献[7]提出了一种针对一类具有不确定性的变速风力涡轮机系统的实际跟踪控制策略。文献[8]则基于风力涡轮机与双馈感应发电机系统的建模过程,对风力发电的基本原理进行了简要阐述。文献[9]提出了一种基于 LabVIEW 的风力机叶片振动特性与控制仿真实验的设计方案。然而,在现有研究中,单一大型气缸在风力涡轮机加载控制方面仍存在诸多挑战。一方面,由于气缸的物理特性限制,其在实际应用中难以实现对不同容量等级的准确、快速且连续的加载,从而影响了风力涡轮机的适应性和灵活性。特别是在风力较弱的情况下,气缸的响应速度较慢,难以满足快速加载的需求。另一方面,非线性因素的影响使得 SVC 气缸在控制过程中不可避免地会产生误差。随着油缸面积的增大,控制误差也会相应增加,进而放大整个电液系统的加载误差,影响系统的稳定性和控制精度。综上所述,虽然当前在风力涡轮机控制方法的研究方面已取得了一定的进展,但仍需进一步探索新的控制策略和技术手段,以克服现有研究中存在的问题和挑战,提高风力涡轮机的控制性能和适应性。

为提高风力涡轮机的控制性能和适应性,本文提出了一种多缸电液数字伺服加载(Multi-cylinder Electrohydraulic Digital-Servo Loading, MEDSL)技术,并开发了改进滑模变结构控制(Improved Sliding Mode Control, ISMC)方法,旨在进一步提高电液加载的精度并解决控制过程中的不精确性问题。

1 力学分析

本研究设计了一套五自由度的多缸电液数字伺服加载(Multi-cylinder Electrohydraulic Digital-Servo Loading, MEDSL)系统, MEDSL 系统结构示意图如图 1 所示。在处理较小的参考加载力时,该 MEDSL 仅采用小型 SVC 气缸,相较于单一大型气缸,此举有助于提升系统的响应速率。在针对多级兆瓦级风力发电机传动系统的测试场景中,确保测试的高精度与向下兼容性显得尤为重要。具体而言,传统的单缸加载方式在每个基本加载点被新型电液数字伺服缸组所替代。在缸组结构中,每个加载点配置了 N 个液压缸,其中,一个气缸通过电液伺服阀实现精确控制,而剩余的 $(N-1)$ 个气缸则利用开关阀进行操作。对于任意加载点而言,

其总轴向力 F_i^L 由两部分构成:一部分源自 SVC 气缸产生的力,另一部分则是所有其他开关阀气缸(On-Off Valve Cylinder, OVC)产生的力之和。这一设计策略不仅优化了加载力的分配与调控,还增强了系统在不同加载条件下的适应性和灵活性。

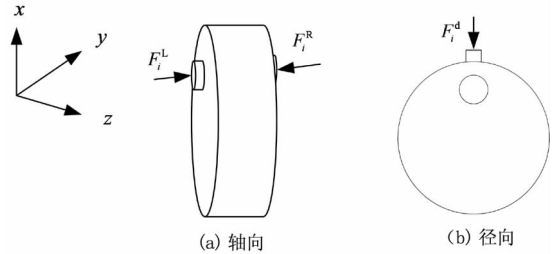


图 1 MEDSL 系统结构示意图

每个加载点上的力由一个气缸组的总加载力组成。以加载转盘左侧为例,左侧轴向力 F_i^L ($i = 1, 2, \dots, 8$) 可定义如下:

$$F_i^L = F_{i0}^L + \sum_{n=1}^{N-1} F_m^L \quad (1)$$

式中: F_{i0}^L 为 SVC 气缸施加的力; F_m^L 为 OVC 气缸的输出力; N 为气缸的个数。同理,施加在转盘右侧的轴向力 F_i^R 、转盘轴线方向的同一对径向力 F_i^d 和 $F_i^{d'}$ 与上述过程类似。

接着,轴向载荷力 F_i^A 和径向载荷力 F_i^r 可以定义为:

$$\begin{cases} F_i^A = F_i^L + F_i^R \\ F_i^r = F_i^d + F_i^{d'} \end{cases} \quad (2)$$

由于 OVC 气缸的面积较传统方案明显增多,因此所提 MEDSL 中气缸的数量可通过以下公式计算:

$$\begin{cases} N = \lceil \log_2 \left(\frac{F_{\max}}{\rho_{\max} S_0} \right) \rceil + 1 \\ S_0 = \frac{F_a}{\rho_a} \end{cases} \quad (3)$$

式中: $F_{\max}$ 为载荷点的最大载荷力; ρ_a 为控制精度; $\rho_{\max}$ 为液压源的压力; S_0 为 SVC 伺服缸的面积; $\lceil \cdot \rceil$ 为向下取整操作符。

考虑到实际情况下,各缸组内气缸的安装间距差异产生了微小的偏心力矩,导致每个载荷点的实际位置并非固定,而是会随着载荷力的大小发生偏移。具体而言,这些载荷点原本位于每个气缸的中心或特定的力等效点上,但在加载过程中会移动至新的位置。因此,各缸组的实际载荷点相对于加载盘中心的距离 r (对应于各载荷力 F_i^A) 以及其与坐标轴的夹角,均呈现出随加载荷变化而变化的非线性特性。鉴于这种非线性关系,原有的五自由度载

荷加载公式需要进行相应的修正,以确保其能够准确反映实际加载过程中的力学行为。修改后的五

自由度载荷加载公式计算如下:

$$\begin{bmatrix} F_x \\ F_y \\ F_z \\ M_y \\ M_z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \sum_{i=1}^8 F_x \\ \sum_{i=1}^4 F_i^r \cos \varphi(F_i^r) \\ \sum_{i=1}^4 F_i^r \sin \varphi(F_i^r) \\ \sum_{i=4,5,6} F_i^A r(F_i^A) \sin \theta(F_i^A) - \sum_{i=1,2,8} F_i^A r(F_i^A) \sin \theta(F_i^A) + \sum_{i=3,6} F_i^A r(F_i^A) \sin \theta(F_i^A) + \sum_{i=1}^4 M_{yi} \\ \sum_{i=2,3,4} F_i^A r(F_i^A) \cos \theta(F_i^A) - \sum_{i=6,7,8} F_i^A r(F_i^A) \sin \theta(F_i^A) + \sum_{i=1,5} F_i^A r(F_i^A) \cos \theta(F_i^A) + \sum_{i=1}^4 M_{zi} \end{bmatrix} \quad (4)$$

式中: $\theta(F_i^A)$ 为各轴向缸组实际载荷点与 y 轴的夹角; $\varphi(F_i^r)$ 为各径向气缸柱组实际载荷点与 z 轴夹角; M_{yi} 为第 i 组气缸柱在 y 方向上产生的附加弯矩; M_{zi} 为第 i 组气缸柱组在 z 方向上产生的附加弯矩。

2 基于改进 SMC 的控制方法设计

2.1 模型建立

假设供气压力恒定, SVC 气缸的流体动力学方程可表示为:

$$q_L = \kappa_q x_v - \kappa_c p_L \quad (5)$$

式中: q_L 为载荷流量; κ_q 和 κ_c 分别为流量增益和流压系数; x_v 为伺服阀的阀芯位移; p_L 为载荷压力。

载荷流量连续性方程综合考量了推动活塞所需的流量、系统内部的泄漏流量以及因介质压缩而产生的流量。具体而言,在流体动力系统中,流量连续性原理要求推动活塞运动所需的流量与系统中因泄漏而损失的流量以及因介质压缩效应而增加的流量之和保持平衡。为此,载荷流量连续性方程可定义如下:

$$q_L = A_p \frac{dx_p}{dt} + C_{\text{ip}} p_L + \frac{V_t}{4\beta_e} \frac{dp_L}{dt} \quad (6)$$

式中: A_p 为活塞有效面积; x_p 为活塞杆位移; C_{ip} 为液压缸总泄漏系数; V_t 为回路中被压缩流体的总体积; β_e 为液压油的有效体积模量。

进一步,力平衡方程可推导如下:

$$A_p p_L = m_t \frac{d^2 x_p}{dt^2} + B_p \frac{dx_p}{dt} + \kappa x_p + F_L \quad (7)$$

式中: m_t 为等效质量; B_p 和 κ 分别为等效黏性阻尼系数和荷载刚度; F_L 为外力。

伺服阀的压力-流量特性方程可定义为:

$$\begin{cases} q_L = C_d W x_v \sqrt{\frac{1}{\rho} \left(p_s - \frac{x_v}{|x_v|} p_L \right)} \\ x_v = \tau u \end{cases} \quad (8)$$

式中: C_d 为流量系数; W 为阀口面积梯度; ρ 为流体密度; p_s 为液压泵向系统提供的压力油的供应压力; τ 为阀芯位移与控制信号 u 之间的比例系数。

为简化建模过程,将伺服阀的流量非线性部分[用 $g(u)$ 表示]单独归纳为如下表达式:

$$g(u) = \sqrt{p_s - \text{sgn}(n) p_L} \quad (9)$$

鉴于伺服阀的固有频率与液压缸频率的相近性,本研究将伺服阀的载荷流量传递函数表征为包含二阶振荡分量的形式,同时维持其流量的非线性特性。此表征方法不仅考虑了两者频率接近可能引发的动态交互效应,还确保了流量特性的非线性本质得以保留,从而在理论建模中更准确地反映了伺服阀在复杂液压系统中的实际行为。因此,包含二阶振荡分量的载荷流量传递函数定义如下:

$$q_L'' = \kappa_b q_L' - \kappa_k q_L + \kappa_s u g(u) \quad (10)$$

式中: κ_b 、 κ_k 、 κ_s 为伺服系数; q_L'' 和 q_L' 分别为载荷流量的二阶和一阶导数。

伺服阀的压力-流量特性方程的拉普拉斯变换可表示为:

$$q_L = \frac{\kappa_s}{S^2 + \kappa_b S + \kappa_k} u g(n) \quad (11)$$

对于一组给定的状态变量 $x = [x_1, x_2, x_3, x_4, x_5]^T = [x_p, x_p', p_L, p_L', p_L'']^T$, 在外部扰动相较于静载荷力可忽略不计的条件下,系统的动态行为主要受到内部因素的控制。特别地,在没有静压支撑系统的情况下,系统通过其他机制

实现了力的平衡,从而不需要额外的外部力来维持其状态,即 $F_L = 0$ 。在此基础上,综合以上内容对 MEDSL 下的液压系统进行分析,其状态空间表述形式得以精简并表示为:

$$\begin{cases} \dot{x}_1 = x_2 \\ \dot{x}_2 = \frac{1}{m_t}(-\kappa x_1 - B_p x_2 + A_p x_3) \\ \dot{x}_3 = \frac{4\beta_e}{V_t}(-A_p x_2 - C_{tp} x_3 + \frac{dp_L}{dt}) \\ \dot{x}_4 = x_5 \\ \dot{x}_5 = a_1 x_1 - a_2 x_2 - a_3 x_3 - a_4 x_4 - a_5 x_5 + \frac{4\beta_e \kappa_s}{V_t} u g(u) \end{cases} \quad (12)$$

其中,决策系数 a_1 、 a_2 、 a_3 、 a_4 、 a_5 定义如下:

$$\begin{cases} a_1 = \frac{4\kappa A_p \beta_e}{m_t V_t} \kappa_b - \frac{4\kappa B_p A_p \beta_e}{m_t^2 V_t} \\ a_2 = \frac{4A_p \beta_e}{V_t} \kappa_k - \frac{4\kappa A_p \beta_e}{m_t V_t} - \frac{4B_p A_p \beta_e}{m_t V_t} \kappa_b + \frac{4B_p^2 A_p \beta_e}{m_t^2 V_t} \\ a_3 = \frac{4C_{tp} \beta_e}{V_t} \kappa_k - \frac{4B_p A_p^2 \beta_e}{m_t^2 V_t} + \frac{4A_p^2 \beta_e}{m_t V_t} \kappa_b \\ a_4 = \kappa_k + \frac{4C_{tp} \beta_e}{V_t} \kappa_b + \frac{4A_p^2 \beta_e}{m_t^2 V_t} \\ a_5 = \kappa_b + \frac{4C_{tp} \beta_e}{V_t} \end{cases} \quad (13)$$

2.2 控制器设计

鉴于参数摄动与未知扰动对液压传动风电机控制性能的潜在影响,为实现高性能控制目标,本节介绍了 ISMC 方法,旨在通过优化控制策略,有效减轻传统滑模控制中的抖振问题,同时确保系统状态的快速收敛。

令 p_r 为 SVC 气缸的期望输出压力,跟踪误差及其状态方程设计如下:

$$\begin{cases} e_1 = p_r - p_L \\ e_2 = \dot{p}_r - \dot{p}_L \end{cases} \quad (14)$$

式中: $\dot{p}_r$ 为 SVC 气缸的期望输出压力的一阶导数; $\dot{p}_L$ 为载荷压力的一阶导数。

为了有效加快误差收敛速率,本研究设计的非奇异快速终端滑动面(Non-Singular Fast Terminal Sliding Surface, NFTSM)设计如下:

$$s = e_1 + \alpha e_1^{\frac{h}{p}} + \beta e_2^{\frac{p}{q}} \quad (15)$$

式中: $\alpha > 0$; $\beta > 0$; g 、 h 、 p 、 q 为正奇数,且有 $1 < p/q < 2$; $g/h > p/q$ 。

对上式求导,有:

$$\dot{s} = \dot{e}_2 + \alpha \frac{g}{h} e_1^{\frac{h}{p}-1} \dot{e}_2 + \beta \frac{p}{q} e_2^{\frac{p}{q}-1} \dot{e}_2 \quad (16)$$

当 $s = 0$ 时,有下式:

$$\begin{cases} \dot{e}_2 = -\left(\frac{1}{\beta}(e_1 + \alpha e_1^{\frac{h}{p}})\right)^{\frac{q}{p}} = v(e_1 + \alpha e_1^{\frac{h}{p}})^{\frac{q}{p}} \\ v = -\beta^{-\frac{q}{p}}, v < 0 \end{cases} \quad (17)$$

为使控制系统的状态变量进入滑模,引入三阶超扭控制律:

$$\begin{cases} \dot{s}' = -k_1 |s|^{\frac{1}{2}} \text{sgn}(s) + k_2 s + g \\ \dot{g}' = -k_3 \text{sgn}(s) + F' \end{cases} \quad (18)$$

式中: k_1 、 k_2 、 k_3 为控制系数,且有 $k_1 > 0$, $k_2 > 0$, $k_3 > 0$; F' 为液压系统扰动的一阶导数。

基于上述分析,本研究设计的 SMC 反馈控制律定义如下:

$$\begin{aligned} u_c &= \frac{q}{\beta p} e_2^{2-p/q} \cdot \left(1 + \frac{\alpha g}{h} e_1^{g/h-1}\right) + \\ &k_1 |s|^{\frac{1}{2}} \text{sgn}(s) - k_2 s + \int (k_3 \text{sgn}(s) + F') dt \end{aligned} \quad (19)$$

2.3 稳定性分析

首先,定义了一个 Lyapunov 函数,该函数是状态变量的函数,用于衡量系统能量或误差的大小。接着,对 Lyapunov 函数求导,得到其时间导数。如果这个导数在所有状态下都小于零,则说明 Lyapunov 函数随时间减少,系统状态趋于稳定。基于上述分析,构造函数如下:

$$\begin{cases} k_1^2 + 2k_3 + 2F' \text{sgn}(s) > 0 \\ 5k_2^2[k_1^2 + 2k_3 + 2F' \text{sgn}(s)] > 0 \\ k_2^2[9k_1^2 + 8k_3 + 28F' \text{sgn}(s) + 20 \frac{F'^2}{k_1^2}] < 0 \end{cases} \quad (20)$$

证明:首先,定义如下 Lyapunov 函数 V :

$$V = \frac{1}{2} e_1^2 \quad (21)$$

接着,对 Lyapunov 函数 V 求导如下:

$$\begin{aligned} V' &= e_1 \dot{e}_1 = e_1 v(e_1 + \alpha e_1^{\frac{h}{p}})^{\frac{q}{p}} = \\ &v(2V e_1^{\frac{p}{p-1}} + 2V \alpha e_1^{\frac{h}{p} + \frac{h-2}{p-1}})^{\frac{q}{p}} = \\ &v(2V)^{\frac{q}{p}} e_1^{\frac{1-q}{p}} (1 + \alpha e_1^{\frac{h}{p}})^{\frac{q}{p}} \end{aligned} \quad (22)$$

考虑到 $1 < p/q < 2$; $g/h > p/q$, 且 g 、 h 、 p 、 q 均为正奇数,则有:

$$\begin{cases} 1 - \frac{q}{p} = \frac{p-q}{p} = \frac{2k}{p}, k = 1, 2, \dots \\ \frac{g}{h} - 1 = \frac{g-h}{h} = \frac{2a}{h}, a = 1, 2, \dots \end{cases} \quad (23)$$

式中： k 和 a 为正整数； $2k$ 和 $2a$ 为正偶数。
进一步，有：

$$V' = v(2V)^{\frac{q}{p}}e_f^{\frac{2k}{p}}(1+ae_f^{\frac{2a}{p}})^{\frac{q}{p}} \leq 0 \tag{24}$$

根据 Lyapunov 稳定性定理，原点处于全局稳定状态，根据滑模等效条件，状态误差 e_1 和 e_2 在有限时间内收敛于 0，因此控制律在滑模表面上是稳定收敛的。

3 案例与分析

3.1 实验设置

为了验证 MEDSL 技术和 ISMC 策略的有效性和能力，以一个实验平台为例对控制性能进行测试。实验测试平台示意图如图 2 所示。

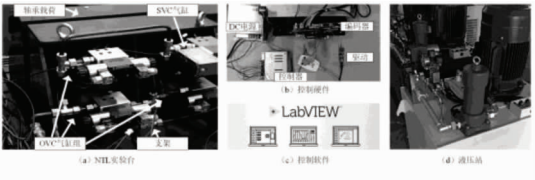


图 2 实验测试平台示意图

实验测试平台主要包括 NLT 实验台、控制硬件、软件、液压站等部分。NLT 实验台主要由 SVC 混合 OVC 气缸组成，为液压传动风电机组主体。控制硬件包括直流 (Direct Current, DC) 电源、编码器、驱动、控制器等采集设备组成，主要用于采集实验过程中的相关数据。软件主要使用商业软件 LabVIEW。液压站为实验提供液压油动力源，由电控箱控制。

仿真时相关参数设置如下：液压油密度为 800 kg/m^3 ，体积模量为 850 MPa ；液压源的压力为 8 MPa ；液压泵排量为 100 mL/rev ，速度为 1200 rev/min ；活塞直径为 50 mm ；液压杆直径为 32 mm ；液压缸行程为 50 mm 。SVC 伺服缸参数设置如下：决策系数 a_1 设置为 1500 ， a_2 设置为 3.13×10^{14} ， a_3 设置为 3.36×10^5 ， a_4 设置为 1.12×10^4 ， a_5 设置为 150.0 。

3.2 结果与分析

为了描述 ISMC 在突然的外部负载扭矩下的鲁棒性，实验时设置控制制动器产生阶跃响应，即：在初始时刻产生 1 kN 的外部负载扭矩；在 13 s 时逐步增加外部负载扭矩，并于 22 s 时增加至 5.8 kN ；稳定运行一段时间后，于 36 s 开始递减，并在 44 s 减至 1 kN 。接着，将本研究提出的

ISMC 与 PID、SMC、非奇异快速终端滑模控制器 (Non Singular Fast Terminal Sliding Mode Controller, NFTSMC) 的有效性进行了比较。

为了保证所提出的方法与其他方法的公平比较，在相同的条件下进行了实验。不同控制方法的效果如图 3 所示。本文通过对比实验，深入探讨了 ISMC 控制方法在维持系统鲁棒性方面的表现。实验结果表明，ISMC 控制方法在应对外部负载扭矩突变的情况下，展现出了卓越的控制性能。

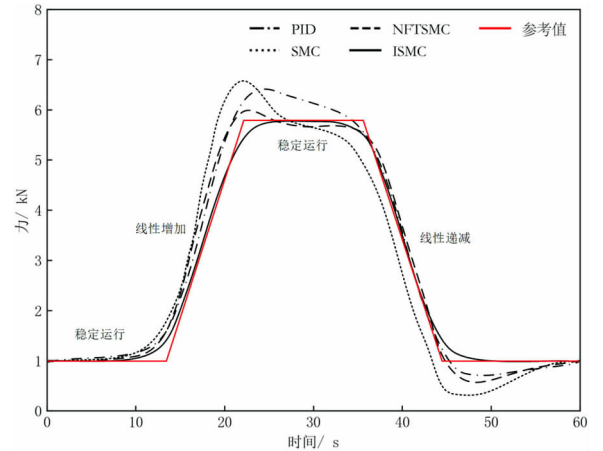


图 3 不同控制方法的效果

在实验过程中，当外部负载扭矩发生剧烈变化时，ISMC 控制方法能够迅速且稳定地调整系统状态，从而有效减少了系统的波动。通过详细的数据分析，可以观察到 ISMC 控制下的系统响应速度快，调整过程平稳，波动幅度小。相比之下，传统的 PID 控制方法和基本的 SMC 方法在面对同样的外部负载扭矩变化时，其控制性能出现了明显的下滑。分析原因：PID 控制方法由于依赖于固定的参数设置，难以快速适应外部条件的变化，导致控制偏差增大，调节时间延长。而 SMC 方法虽然具有一定的鲁棒性，但在处理突变负载时，其控制效果也受到了显著影响，表现为系统稳定性下降，调节过程变得更为复杂。此外，实验还对比了 NFTSMC 方法与 ISMC 的性能。尽管 NFTSMC 也展现了一定的鲁棒性，但在本实验条件下，其控制效果仍然不及 ISMC。NFTSMC 在应对突变负载时，虽然能够保持一定的控制精度，但在调节速度和稳定性方面仍有待提升。

接下来，以最大误差、稳态时间、最大稳态误差为指标，对 ISMC 与 PID、SMC、NFTSMC 等方法性能进行定量分析。表 1 所示为不同方法综合性能对比结果。

表 1 不同方法综合性能对比结果

方法	最大误差/kN	稳态时间/s	最大稳态误差/kN
PID	1.17	0.68	0.15
SMC	1.22	0.67	0.14
NFTSMC	0.28	0.38	0.08
ISMC	0.08	0.21	0.017

通过实验对比可以看出, ISMC 在最大误差、稳态时间和最大稳态误差这三个关键指标上均优于其他方法。具体来说, ISMC 的最大误差为 0.08 kN, 相较于 PID 的 1.17 kN 降低了 93.16%, 相较于 SMC 的 1.22 kN 降低了 93.44%, 相较于 NFTSMC 的 0.28 kN 降低了 71.43%。在稳态时间方面, ISMC 的 0.21 s 比 PID 的 0.68 s 快了 69.12%, 比 SMC 的 0.67 s 快了 68.66%, 比 NFTSMC 的 0.38 s 快了 44.74%。在最大稳态误差上, ISMC 的 0.017 kN 比 PID 的 0.15 kN 降低了 88.67%, 比 SMC 的 0.14 kN 降低了 87.86%, 比 NFTSMC 的 0.08 kN 降低了 78.75%。

综合来看, ISMC 在模型的精细度、结构的复杂性以及性能的优越性方面, 相较于传统 SMC 和 PID 控制方法具有明显的优势。这一结果不仅验证了 ISMC 控制方法的有效性, 还进一步证明了其应用于 SVC 系统的优越性。

4 结 论

考虑到传统单一大型气缸在实际应用中难以实现对不同容量等级的准确、快速且连续的加载, 且在风力较弱时响应速度慢, 限制了其适应性和灵活性, 本文针对风力涡轮机在不同风速条件下的精确加载需求, 提出了基于 ISMC 的 MEDSL 技术。本文的整体工作包括设计五自由度 MEDSL 系统,

优化加载力分配, 以及开发改进滑模变结构控制 (ISMC) 策略。创新点在于 MEDSL 技术的应用和 ISMC 控制策略的开发, 这些技术提升了系统的响应速度和控制精度, 也为风力发电机组动力传动系统的性能评估提供了新的技术路径。

未来的工作将包括进一步优化控制算法, 以适应更广泛的风速变化, 并探索更多实际应用场景。

参考文献

[1] 万炜兴,周龙,谢丽蓉,等. 风-光-柴-储微电网能量管理的日前优化调度策略分析[J]. 太阳能,2024,(10):70—76.

[2] ARABY E R. Biofuel production: exploring renewable energy solutions for a greener future[J]. Biotechnology for Biofuels and Bioproducts,2024,17(1):129—129.

[3] 钟建棚,余少锋,廖崇阳,等. 基于云计算的电力设备智能监测系统[J]. 云南师范大学学报(自然科学版),2022,42(3):37—41.

[4] 单立国,陈晨,刘书生,等. 风力涡轮机叶片图像缺陷自动检测[J]. 电气传动自动化,2024,46(3):33—36.

[5] ALTAN G ,ALTAN D B . Effect of blade gap ratio on turbine performance in drag-based vertical-axis wind turbines [J]. Processes,2024,12(10):2215—2215.

[6] ZAMBRANA P ,FERNANDEZ J, MAYORGA P M , et al. Development and evaluation of fuzzy logic controllers for improving performance of wind turbines on semi-submersible platforms under different wind scenarios [J]. Applied Sciences,2023,13(4):2422—2422.

[7] 徐文青,李健,吴昭景. 一类不确定变速风力涡轮机系统的实际跟踪控制[J]. 控制理论与应用,2022,39(9):1679—1687.

[8] 张静静,魏诗雨,杨非凡,等. 基于风力涡轮机和双馈感应发电机的风力发电系统仿真与分析[J]. 河北建筑工程学院学报,2023,41(3):182—188.

[9] 李迺璐,江文字,杨华,等. 基于 LabVIEW 的风力机叶片振动特性与控制实验系统[J]. 实验室研究与探索,2021,40(2):115—120+138.