

DOI: 10.16076/j.cnki.cjhd.2020.03.015

动态入流条件下带控制系统风力机的运行特性模拟*

王涛¹, 魏德志², 万德成²

- (1. 中国电建集团华东勘探设计研究院有限公司, 浙江省深远海风电技术研究重点实验室, 杭州 311122, E-mail: wang_t2@ecidi.com;
2. 上海交通大学 船舶海洋与建筑工程学院 海洋工程国家重点实验室 船海计算水动力学研究中心 (CMHL), 上海 200240)

摘要: 采用基于 OpenFOAM 开发的 ALMwindFarmFoam 求解器, 结合致动线模型与大涡模拟方法对动态入流条件下 NREL-5MW 风机的运行特性进行数值模拟, 研究在不同的转矩控制同 PI 变桨控制的组合作用下, 风力机的转速、转矩、输出功率及叶片气动载荷对动态变化入流风速的响应, 并通过与未施加控制的风力机的输出结果对比, 探究控制系统对风力机运行特性的影响。数值模拟结果表明: 相对于传统的 5 区域转矩控制, 改进后的 6 区域转矩控制同 PI 变桨控制的组合应用, 使风力机在桨距角恢复阶段的控制失效问题得到解决; 并且, 风轮转速、气动转矩和输出功率均能较好地响应入流风速的变化, 达到设定的运转水平; 但在入流风速增加至额定风速的过程中, 上述参数的响应均存在一定时间的滞后。此外, 风轮叶片所受的气动载荷也由于控制系统的调节得到改善。

关键词: 动态入流; 大涡模拟; 致动线模型; 转矩控制; 桨距控制

中图分类号: O357

文献标志码: A

Numerical simulation of wind turbine under dynamic inflow condition with control system

WANG Tao¹, WEI De-zhi², WAN De-cheng²

- (1. Power China Huadong Engineering Corporation Limited, Key Laboratory of Far-Shore Wind Power Technology of Zhejiang Province, Hangzhou 311122, China;
2. Computational Marine Hydrodynamics Lab (CMHL), State Key Laboratory of Ocean Engineering, School of Naval Architecture, Ocean and Civil Engineering, Shanghai Jiao Tong University, Shanghai 200240, China)

* **收稿日期:** 2020-03-09(2020-03-15 修改稿)

基金项目: 国家自然科学基金项目(51879159), 国家重点研发计划项目(2019YFB1704200, 2019YFC0312400), 长江学者奖励计划(T2014099), 上海市优秀学术带头人计划(17XD1402300)

作者简介: 王涛(1982-), 男, 浙江人, 高级工程师, 注册咨询师。

通讯作者: 万德成, E-mail: dcwan@sjtu.edu.cn

Received: March 9, 2020 (**Revised** March 15, 2020)

Project supported by foundations: Supported by the National Natural Science Foundation of China (51879159), the National Key Research and Development Program of China (2019YFB1704200, 2019YFC0312400), the Chang Jiang Scholars Program(T2014099) and the Shanghai Excellent Academic Leaders Program (17XD1402300)

Biography: WANG Tao (1982-), Male, Senior Engineer.

Corresponding author: WAN De-cheng, E-mail: dcwan@sjtu.edu.cn

Abstract: In order to investigate the influence of the control system on the operating characteristics of the wind turbine, the ALMwindFarmFoam solver developed based on the actuator line model and large eddy simulation method was used to numerically simulate the operation of the NREL-5MW wind turbine under dynamic inflow conditions. The numerical results show that compared with the traditional 5-region torque control, under the combined effect of the pitch control and the modified 6-region torque control, the control failure of wind turbine during the pitch angle recovery stage is resolved, in addition, rotor speed, torque and power production of the NREL-5MW wind turbine can respond well to the change of the inflow wind speed and reach the set operating level. However, in the process of increasing the wind speed from the minimum to the rated value, there is a certain time delay in the response of the above parameters. What's more, the aerodynamic bending moment and shear force acting at the rotor blades are reduced due to the positive impacts of the control system.

Key words: dynamic inflow; large eddy simulation; actuator line model; torque control; pitch control

引言

长期以来,由于人类对煤和石油等常规能源的过度开采与使用,环境污染问题变得越来越严峻。随着能源危机不断地加剧和对环境保护的重视,风能等清洁能源受到越来越多的关注^[1]。作为当前最具开发前景的可再生能源,风能的高效利用成为世界能源领域关注的焦点。

风力机是实现风能商业化利用的主要装置,关于其研究,目前大多局限在均匀恒定入流条件下进行。而在实际的风电场中,均匀恒定的入流风是不存在的,地表摩擦阻力使得平均风剖面沿垂直方向呈剪切分布;大气湍流的扰动也促使风场出现动态波动,即实际上,入流风可以看作长周期平均风和短周期脉动风的叠加^[2];此外,塔架对气流的阻滞作用^[3]和上游风力机的尾流扩散等都会对风力机的入流条件产生影响。为此,探究风力机在动态入流条件下的运行特性,对于优化风力机的功率输出及载荷分布等都具有重要的意义。

近些年来,国内外学者采用多种方法对风力机在动态入流下的运行特性进行了研究。丹麦的Tjareborg项目^[4]对多个不同的风力机原型机进行了风场测试,得到了较为详尽的气动响应数据,但由于入流风中包含湍流脉动、风剪切以及阵风等多种因素的耦合影响,因此,实验结果的应用受到了一定的限制。此外,部分学者采用入流模型对风力机进行动力学分析,国外如F. González-Longatt等^[5]提出了一种简化的显式模型,考虑了风向变化以及风速延迟等因素的影响;Suzuki^[6]提出了GDW模型,相对于简化的显式模型,该模型涵盖了更多的流动状态,但在叶片发生较大变形时会失效;国内如陈严等^[7]针对柔性叶片翼型,也提出了新的入流模型,并通过与仿真结果的对比,验证了模型的适用性。刘海盟等^[8]基于MATLAB软件对变速风力机的控制系统进行建模研究,对比了高风速时桨距角不

变和桨距角控制两种情况下的风力机输出特性。计算机性能的提升为利用CFD方法进行数值模拟创造了条件,Troldborg等^[9]基于风谱生成湍流入流,结合致动线模型探究风力机在湍流条件下的气动性能和尾流场内的速度损失;Sørensen等^[10]采用RANS方法探究了剪切入流条件下风力机的气动特性,结果表明在叶片的不同截面处,翼型的升阻力随高度不断发生变化,风机的输出功率也呈现明显的周期性波动;宁旭等^[11]利用开源软件SOWFA研究了在不同大气稳定性环境中,风力机尾流的蜿蜒现象,同时,分析了大气环境对风力机叶片根部力矩和偏航力矩的影响。

由于实际入流条件的动态变化,现有的大型风机基本都配置有控制系统,以最大限度地吸收风能^[12-13]。本文为了更真实地模拟风力机的运行状态,在基于致动线模型开发的风场求解器ALMwindFarmFoam中,引入风力机运行控制策略,包含转矩控制和PI变桨控制,并采用自定义边界条件生成动态入口边界条件,模拟大气边界层流动,实现风力机运行参数随动态入流风速的自动响应。在本文中,首先介绍了数值方法原理,给出了计算模型的相关参数及计算域条件;然后对比得到的模拟功率与实际功率曲线,验证了数值模拟的可靠性;最后详细分析了控制系统作用下风力机的运行参数在给定动态入流条件中的响应特性,并通过与未施加控制风力机的输出结果对比,探究了控制系统的影响。

1 数值方法

1.1 控制方程

为了更好地捕捉流场中流动细节,提高对风力机运行特性的模拟精度,本文采用大涡模拟方法(LES)求解瞬态N-S方程,经滤波处理后的不可压流体的控制方程为

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_i} = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial t} + \frac{\partial \bar{u}_i \bar{u}_j}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \nu \frac{\partial^2 \bar{u}_i}{\partial x_j \partial x_j} + f_{\epsilon i} \quad (2)$$

令 $\overline{u_i u_j} = \bar{u}_i \bar{u}_j + (\overline{u_i u_j} - \bar{u}_i \bar{u}_j)$, 则公式(2)变形为

$$\begin{aligned} \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial t} + \frac{\partial \bar{u}_i \bar{u}_j}{\partial x_j} = \\ -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \nu \frac{\partial^2 \bar{u}_i}{\partial x_j \partial x_j} - \frac{\partial (\overline{u_i u_j} - \bar{u}_i \bar{u}_j)}{\partial x_j} + f_{\epsilon i} \end{aligned} \quad (3)$$

式中: \bar{u} 为滤波后速度, ρ 为空气密度, \bar{p} 为滤波后压力, ν 为运动黏性系数, f_{ϵ} 为风力机对流场作用的体积力。

此外, 在公式(3)中, 由于存在不封闭项 $\overline{\tau_{ij}} = (\overline{u_i u_j} - \bar{u}_i \bar{u}_j)$, 因此, 引入Smargorinsky涡黏性模型使控制方程封闭

$$\overline{\tau_{ij}} = 2\nu_t \overline{S_{ij}} \quad (4)$$

式中: $\overline{S_{ij}} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right)$ 是可解尺度的湍流变形率张

量, $\nu_t = (C_s \Delta)^2 (\overline{S_{ij}} \overline{S_{ij}})^{1/2}$ 为亚格子涡黏系数, Δ 为过滤尺度, C_s 为Smargorinsky常数, 在本文中, 取 $C_s = 0.16$ 。

1.2 致动线模型

致动线模型由Sørensen等^[14]提出, 在对风力机的数值模拟中, 该模型得到广泛应用^[15-16], 其基本思想是将旋转的叶片用虚拟的和承受体积力的致动线代替。由于不存在真实的风轮叶片, 不要求解固壁边界层, 因此, 大大降低了计算成本。在表征叶片翼型的每个致动点处, 单位长度叶素受力根据叶素动量理论计算

$$f = (L, D) = \frac{1}{2} \rho U_{rel}^2 c_{dr} (C_l \bar{e}_L + C_d \bar{e}_D) \quad (5)$$

式中: U_{rel} 为相对于叶片的空气流速, c 为叶片局部弦长, dr 为叶素宽度, C_l 和 C_d 分别为升力系数和阻力系数。其中, 相对叶片的空气流速可根据图1中风机叶片截面处的速度矢量三角形求得

$$U_{rel} = \sqrt{U_z^2 + (\Omega r - U_{\theta})^2} \quad (6)$$

式中: U_z 和 U_{θ} 分别为轴向速度和切向速度, Ω 为风轮的旋转角速度。

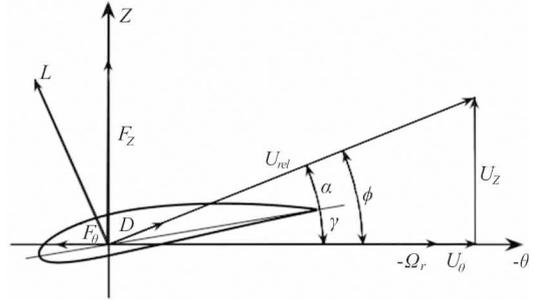


图1 翼型截面速度矢量图
Fig.1 Cross-sectional airfoil element

在求得每个致动点处的体积力后, 为了避免产生错误的数值振荡, 必须进行光滑处理, 即体积力不能以离散的集中力的形式直接作用于流场, 在本文中, 采用高斯权函数^[17]进行体积力光滑, 高斯权函数的表达式为

$$\eta_{\epsilon} = \frac{1}{\epsilon^3 \pi^{3/2}} \exp\left[-\left(\frac{d}{\epsilon}\right)^2\right] \quad (7)$$

流场中任一点 (x, y, z) 处的体积力为

$$f_{\epsilon}(x, y, z, t) = f \otimes \eta_{\epsilon} =$$

$$\sum_{i=1}^N f(x_i, y_i, z_i, t) \frac{1}{\epsilon^3 \pi^{3/2}} \exp\left[-\left(\frac{d}{\epsilon}\right)^2\right] \quad (8)$$

式中: N 为致动点总个数, 在本文中, 每个风轮叶片被均分为40个致动点, (x_i, y_i, z_i) 为第 i 个致动点, d 为点 (x_i, y_i, z_i) 与点 (x, y, z) 之间的距离, ϵ 为高斯光滑参数, 其数值越小, 体积力分布越集中, 且为了保证数值稳定性, 在文中, 取 $\epsilon = 2\Delta x$ (Δx 为叶片附近网格单元的长度)。

将得到的体积力 f_{ϵ} 添加到控制方程的右端, 即可求解风力机非稳态流场。

1.3 变桨控制

在高于额定风速的风况下, 为使风力机的输出功率限定在额定功率, 电机转速保持为额定转速, 通常采用变桨控制调节风力机叶片的桨距角, 变桨控制的仿真过程如图2所示。

PID算法是一种常用的变桨控制方法, 然而Jonkman等^[18]的研究表明, 微分项的存在并没有提

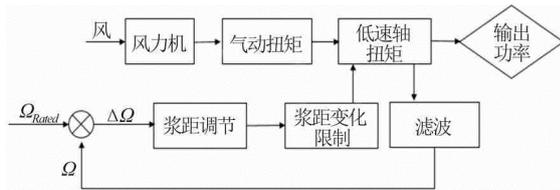


图2 风力机变桨控制过程
Fig.2 Pitch control process of wind turbine

高变桨控制的响应特性。因此，在本文中，也忽略微分项的影响，仅采用比例(proportion)和积分(integral)控制调节叶片桨距角。在控制过程中，以电机的额定转速作为参考，发电机转速与额定转速的偏差值作为输入信号，偏差值的比例增量和积分增量的线性叠加作为输出信号，桨距角的变化为

$$\Delta\theta = K_p N_{Gear} \Delta\Omega + K_i \int_0^t N_{Gear} \Delta\Omega dt \quad (9)$$

式中： K_p 为比例增益， K_i 为积分增益， $\Delta\Omega$ 为转速偏差值， N_{Gear} 为齿轮转速比。

比例增益 K_p ，积分增益 K_i 的计算式为

$$K_p = \frac{2I_{Drivetrain} \Omega_0 \zeta_{\varphi} \omega_{gn}}{N_{Gear} \left(-\frac{\partial P}{\partial \theta} \Big|_{\theta=0} \right)} GK(\theta) \quad (10)$$

$$K_i = \frac{I_{Drivetrain} \Omega_0^2 \omega_{gn}^2}{N_{Gear} \left(-\frac{\partial P}{\partial \theta} \Big|_{\theta=0} \right)} GK(\theta) \quad (11)$$

式中： $I_{Drivetrain}$ 为传动系统的转动惯量，取 $4.0467 \times 10^7 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$ ； Ω_0 为风力机的额定转速，取 12.1 r/min ； ω_{gn} 为二阶系统自然频率， ζ_{φ} 为阻尼系数，取 $\omega_{gn} = 0.6 \text{ rad/s}$ ， $\zeta_{\varphi} = 0.7$ ， $\frac{\partial P}{\partial \theta} \Big|_{\theta=0}$ 为额定风速下桨距角为0时的灵敏度， $GK(\theta)$ 为修正系数。

1.4 转矩控制

根据风力机的能量转化特性，当入流风速确定时，风力机的输出功率取决于风能利用系数 C_p ，该系数是叶尖速比 λ 和桨距角 θ 的函数。在低于额定风速的风况下，为了最大限度地吸收风能，桨距角 θ 始终保持为0，此时只要叶尖速比恒定为最佳叶尖速比，风力机即可保持最大能量转换效率运行。

然而，在实际作业过程中，风速测量是不可靠的，因此，很难直接建立转速与风速之间的对应关系。控制系统也并非根据风速调节转速，而是通过

控制发电机转矩，实现风力机的变速运行，转矩控制的仿真过程如图3所示。

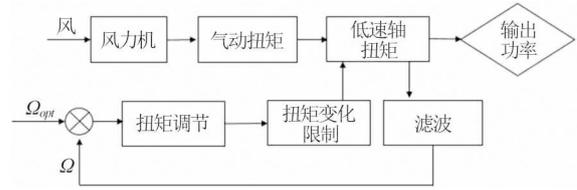


图3 风力机转矩控制过程
Fig.3 Torque control process of wind turbine

此外，由于风轮机械强度与其他物理性能的限制，风力机存在最小的工作转速，发电机功率也被限制在额定功率，不能无限增大。在传统的转矩控制中，通常根据转速的大小将整个控制过程划分为五个区域，即：1区、2区、3区、4区和5区。其中：1区对应低于切入风速的风况，发电机转速未达到最小启动转速 670 r/min ，在该区域中，发电机转矩恒为0，风力机不吸收风能；3区为优化功率捕获区，起始转速值为 871 r/min ，高于最小启动转速30%，在该区域中，发电机转矩与转速的平方成正比，风力机保持最佳叶尖速比运行；5区的起始转速为 1173.7 r/min （对应风力机的额定转速 12.1 r/min ），在该区域中，发电机功率保持为额定功率，转矩与转速成反比；2区为1区和3区的线性过渡区，在该区域中，确定了发电机的启动转速为 670 r/min （对应风力机的最小转子转速 6.9 r/min ）；4区为3区和5区的线性过渡区，用于限制达到额定功率时的电机转速，该区域的起始转速设定为额定转速的95%（ 1115 r/min ）。

在本文中，为了兼顾变桨控制的作用效果，对上述传统的5区域转矩控制进行了修改，将区域“4”分割为两个更小的区域“A”和“B”，其中，设定“A区域”的转速范围为 $1115 \text{ r/min} - 1150 \text{ r/min}$ （占原“区域4”转速范围的3/5），“B区域”的转速范围为 $1150 \text{ r/min} - 1173.7 \text{ r/min}$ （占原“区域4”转速范围的2/5），“A区域”和“B区域”交界处的发电机转矩值设定为 $42662 \text{ N} \cdot \text{m}$ （额定转矩值的99%），由此，5区域转矩控制转化为6区域转矩控制，改进前后的发电机转矩与转速的关系曲线如图4所示。

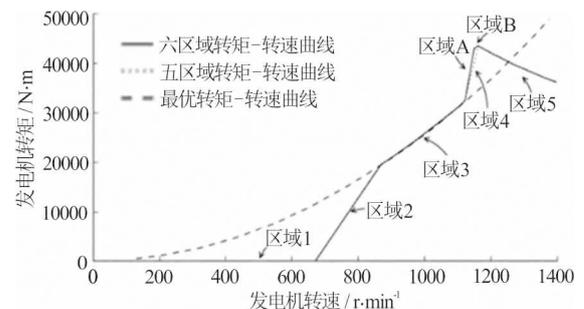


图4 发电机转矩与转速的关系
Fig.4 Relationship between the generator speed and torque

2 计算设置

2.1 风力机模型

在本文的数值模拟中, 采用的风力机为 NREL-5MW 风机^[18], 其叶片翼型由 cylinder 系列, DU 系列以及 NACA64 系列组成, 风力机的主要参数见表 1。

表 1 NREL-5MW 风力机主要参数

Table 1 Main parameters of NREL-5MW wind turbine

名称	参数
额定功率/MW	5
转子朝向	上风向
叶片数	3
叶片直径/m	126
额定风速/ $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$	11.4
额定转速/ $\text{r}\cdot\text{min}^{-1}$	12.1

2.2 计算域与网格划分

计算域布置和网格划分情况如图 5 和图 6 所示, 其中使用风轮直径 D 对长度尺度进行了无量纲化处理。整个计算域中布置均匀划分的结构化网格, 并进行了两次加密, 最外侧区域 I 内的网格分辨率为 8 m, 经过一次加密后, 区域 II 内的网格尺度细化为 4 m, 再次加密后, 区域 III 的网格分辨率达到 2 m。根据 Troldborg 等^[19]的研究, 上述网格尺度足以满足网格无关性要求。

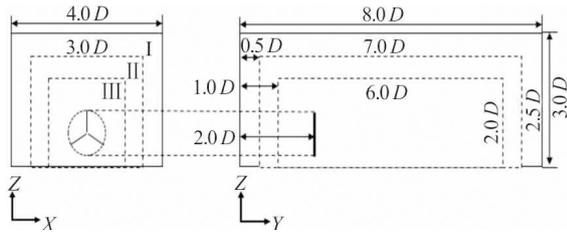


图 5 计算域布置示意图

Fig.5 Computational domain of wind turbine simulation

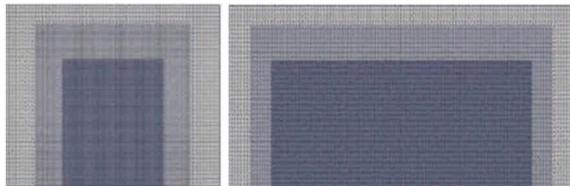


图 6 网格划分示意图

Fig.6 Mesh generation and refinement region

2.3 边界条件

计算域边界条件设置为: 左侧为速度入口; 右侧为压力出口; 顶部采用滑移边界条件; 底部应用固壁边界条件, 模拟地面对气流的阻滞; 计算域两

侧均采用对称边界条件。

为使入流风速更接近真实的大气边界层流动, 在速度入口处采用自定义边界条件生成动态入流速度。其中, 引入大气指数风廓线模型定义风速沿垂直方向的风切变特性, 同时, 定义与时间相关的正弦函数模拟风速的动态波动; 此外, 还考虑大气湍流的影响, 应用 KS(kinematic simulation)谱合成方法^[20]生成入口脉动速度。

$$u(x, z, t) = U_{\text{ref}} \left(\frac{z}{H_{\text{ref}}} \right)^m \left[1 + A \sin\left(\frac{2\pi t}{T} \right) \right] + u'(x, t) \quad (12)$$

式中: U_{ref} 为参考速度, 取风力机额定风速 11.4 m/s; H_{ref} 为参考高度, 取风力机轮毂高度 90 m; m 为风剪切系数, 是表面粗糙度和雷诺数的函数, 取 $m=0.2$; A 为动态波动常数, 定义了入口速度的动态波动幅度, 取 $A=0.2$; T 为波动周期, 取 300 s; $u'(x, t)$ 为应用 KS 谱合成方法生成的入口脉动速度。

时间步长依据 CFL 准则选取, 保证流体在单位时间步长内的位移小于一个网格长度

$$\max \left\{ \left| \frac{V_x \Delta t}{\Delta x} \right|, \left| \frac{V_t \Delta t}{\Delta x} \right| \right\} < 1 \quad (13)$$

由于风轮旋转速度远大于入流风速, 根据公式 (13) 可得 $\Delta t < \frac{\Delta x}{V_t} = 0.025$ s, 因此, 在本文中, 时间步长设置为 0.02 s。

2.4 计算工况

针对设定的动态入流条件, 分别探究了三种工况下风力机的运行特性, 如表 2 所示, 其中计算物理时长设置为两倍动态入流波动周期, 即 600 s。

表 2 计算工况设置

Table 2 Case settings

工况名称	设置
Case1	无控制系统
Case2	5 区域转矩控制+PI 变桨控制
Case3	6 区域转矩控制+PI 变桨控制

3 结果分析

3.1 求解器验证

待计算稳定后, 提取风力机轮毂高度处的入流风速数据, 绘制其在第二个入流周期内的波动曲线, 如图 7 所示。从图中可以看出, 当 $300 \text{ s} < t < 450 \text{ s}$

时,入流风速由额定风速逐渐增至极大值,而后又逐渐减小到额定风速;当 $450\text{ s}<t<600\text{ s}$ 时,入流风速始终小于额定风速,先从额定风速减至极小值,而后又逐渐恢复到额定风速。由此可见,入流风速的变化与设定的动态入流条件吻合。

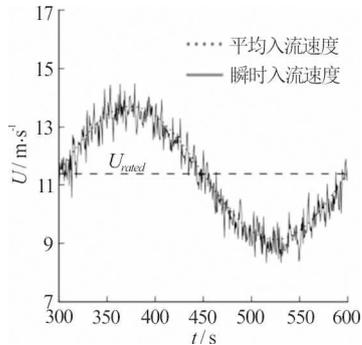


图7 风轮轮毂高度处入流风速的波动曲线
Fig.7 Fluctuation curve of inflow wind speed at hub height of wind turbine

为了检验计算工具ALMwindFarmFoam求解器及控制策略程序的准确性,提取在风速提升阶段($225\text{ s}<t<375\text{ s}$),Case3中风力机的功率及转速数据,并将其同实际功率及转速曲线进行对比,结果分别如图8和图9所示。

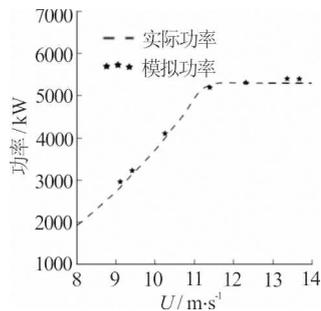


图8 模拟功率与实际功率曲线的对比
Fig.8 Comparison of simulated power and actual power curve

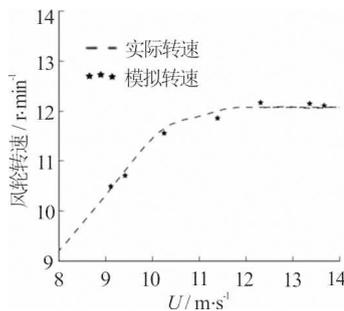


图9 模拟转速与实际转速曲线的对比
Fig.9 Comparison of simulated rotor speed and rotor speed curve

从图中可以看出,在入流风速的动态变化范围内,风力机的输出功率及转速均能较好地同实际功率与转速曲线^[18]吻合,由此说明采用基于致动线模型开发的ALMwindFarmFoam求解器,结合大涡模拟方法能够较为精准地捕捉控制系统作用下风力

机的运行特性。

此外,为进一步探究在设定的动态入流条件下,控制系统对风力机运行特性的影响,在本文中,还对风力机的输出功率、转速、桨距角、风轮气动转矩和发电机转矩以及叶片气动载荷的动态响应进行了分析。

3.2 输出功率响应特性

在给定的动态入流条件下,Case2和Case3中的风力机在第二个入流周期内输出功率的响应曲线如图10所示。

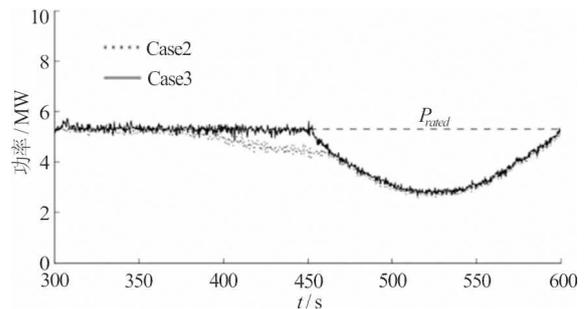


图10 不同组合控制策略下风力机输出功率的响应曲线
Fig.10 Response curve of power generation under different combined control systems

从图中可以看出,当 $300\text{ s}<t<375\text{ s}$ 时,入流风速大于额定风速并逐渐增大,该过程中,转矩控制同PI变桨控制共同发挥作用,使Case2和Case3中风力机的输出功率均较好地维持在额定功率附近;当 $375\text{ s}<t<450\text{ s}$ 时,风速由极大值下降,此时,Case2中风力机的输出功率也随之下降,并在风速降至额定风速后,依旧延续其原有下降趋势,持续约8 s;而在该时间段内,Case3中风力机的输出功率始终保持在额定功率附近,且几乎没有滞后现象;当 $450\text{ s}<t<600\text{ s}$ 时,入流风速低于额定风速,先减小后增加,该时间段内,如忽略Case2中的滞后效应,则两种不同的组合控制策略作用下,风力机的输出功率均响应入流风速,呈现“先减后增”的变化。

根据上述分析,在采用传统的5区域转矩控制同PI变桨控制组合作用的Case2中,当入流风速由极大值降至额定风速时,风力机会出现功率损失,最大损失量约为16.9%,由此判定控制失效,这也是本文对5区域转矩控制进行修正的主要原因。

如图11所示,相对于传统的5区域转矩控制,6区域转矩控制所做的主要修改是将电机转速达到额定转速前的“区域4”分割成两个更小的区域“A”和“B”,相比于原“区域4”,在同一转速下,“A”和“B”区域对应的发电机转矩值更高。

根据1.3节和1.4节中描述的风力机控制原理可知,PI变桨控制依靠转速偏差量的比例信号和积分信号调节叶片桨距角,进而控制输出功率并将转速维持在额定转速附近;转矩控制则依据转速大小确

定与之对应的发电机转矩。因此, 当 $375\text{ s} < t < 450\text{ s}$ 时, 电机转速在PI变桨控制的作用下维持在额定转速附近, 即运行于原“区域4”中, 此时转矩控制根据转速的大小确定对应的发电机转矩, 并将其反馈到PI变桨控制中, 作为追踪的目标转矩。而由图11可知, 在原“区域4”内, 转速的微小变化即会导致发电机转矩发生巨大改变, 进而为PI变桨控制提供一个与额定转矩值偏差较大的追踪目标, 由此导致严重功率损失的出现。而在改进后的6区域转矩控制中, 由于在更靠近额定转速的“B区域”, 降低了发电机转矩随转速变化的敏感性, 使上述控制失效问题得到较好的解决。

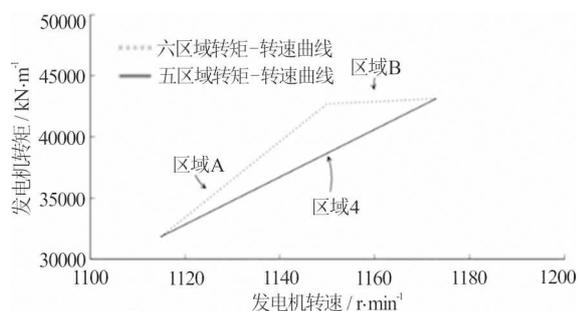


图 11 “5 区域转矩控制”与“6 区域转矩控制”的区别
Fig.11 The difference between "5 regions torque control" and "6 regions torque control"

3.3 转速及桨距角响应特性

风轮转速及叶片桨距角的变化在风力机运行过程中占据着重要地位, 为了检验改进后的6区域转矩控制同PI变桨控制的组合作用效果, 对Case3中的风轮转速及叶片桨距角的响应特性进行了分析, 结果如图12所示。

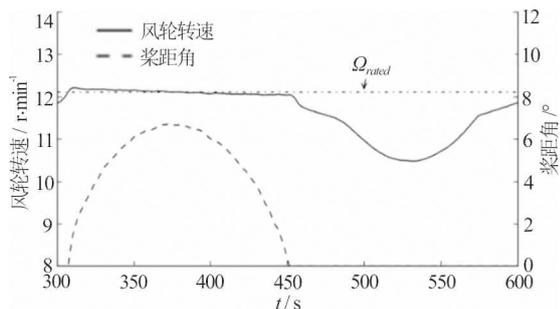


图 12 风轮转速及叶片桨距角的响应曲线
Fig.12 Response curve of rotor speed and pitch angle

从图中可以看出, 相对于达到额定风速的时间 $t=300\text{ s}$, 风轮转速约在 $t=308\text{ s}$ 才达到额定值, 即存在约8 s的延迟。此后随着入流风速的增大, 变桨控制开始发挥作用, 使风轮转速在稍稍超过额定值后即随桨距角的增加而逐渐回落, 且在风速达到极大值时降至额定转速, 此时桨距角增至最大; 当 $t > 375\text{ s}$ 时, 入流风速由最大值开始下降, 桨距角也随之减小, 在降至额定风速时($t=450\text{ s}$), 桨距角减

小为0, 该过程中, 变桨控制和转矩控制共同作用, 使风轮转速不断减小, 但始终维持在额定转速附近。当 $450\text{ s} < t < 600\text{ s}$ 时, 入流风速低于额定风速, 该时间段内, 桨距角始终保持为0, 风轮转速则响应入流风速的变化, 先减小后增加。

3.4 转矩响应特性

由公式(14)知, 风轮气动转矩 T_{Aero} 及发电机转矩 T_{Gen} 是影响风轮转速 Ω 的根本因素, 为了更好地理解3.3节中风轮转速的变化行为, 在该小节, 对Case3中风轮气动转矩和发电机转矩的动态响应进行分析。且为了使两者具有可比性, 根据公式(14), 首先提取风轮气动转矩与机械传动比的比值, 再将得到的等效风轮转矩和发电机转矩进行对比, 结果如图13所示。

$$T_{\text{Aero}} - N_{\text{Gear}} T_{\text{Gen}} = I_{\text{Drivetrain}} \Delta \dot{\Omega} \quad (14)$$

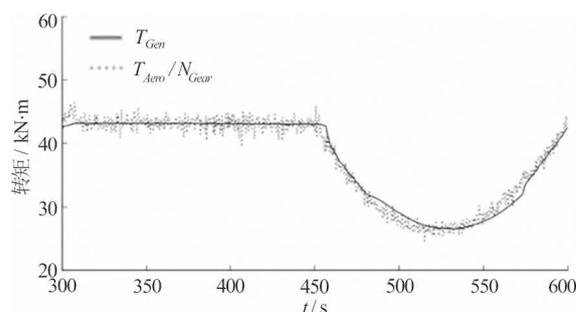


图 13 风轮气动转矩及发电机转矩的响应曲线
Fig.13 Response curve of aerodynamic torque and generator torque

从图13中可以看出, 当 $300\text{ s} < t < 450\text{ s}$ 时, 发电机转矩和等效风轮转矩的大小基本相同, 因此, 在该时间段, 风轮转速维持在额定转速附近, 但在 $t=300\text{ s}$ 时, 等效风轮转矩明显大于发电机转矩, 并且, 在此后的8 s内, 发电机转矩依旧不断增加, 由转矩控制原理和公式(14)知, 在该8 s内, 风轮转速还未达到额定转速, 并处在不断加速的过程中; 当 $450\text{ s} < t < 525\text{ s}$ 时, 入流风速低于额定风速并逐渐减小, 等效风轮转矩也随之减小, 且在降至风速极小值前, 等效风轮转矩始终小于发电机转矩, 因此, 在该时间段内, 风轮持续减速; 当 $525\text{ s} < t < 600\text{ s}$ 时, 入流风速由极小值逐渐增加, 风轮气动转矩也随之增大, 该时间段内, 由于等效风轮转矩始终大于发电机转矩, 因此, 风力机加速运行。

由上述分析可知, 在Case3中, 风力机的动态响应同样存在滞后效应, 与Case2不同的是, 该滞后效应出现在由入流风速极小值增加至额定风速的过程中, 而非桨距角的恢复阶段。造成上述差异的原因在于, 在同一转速下, 改进后的“A”和“B”区域相对原“区域4”对应更高的发电机转矩, 如

图11所示。因此，当风力机运行在桨距角恢复阶段时，由于等效风轮转矩小于发电机转矩，所以，对于应用6区域转矩控制策略的Case3，风力机转速变化速率更高，调节时间得以缩短；同理，在入流风由极小值增加至额定风速的过程中，等效风轮转矩始终大于发电机转矩，因此，在应用5区域转矩控制的Case2中，风力机转速变化速率更高，滞后效应得到改善。

3.5 控制系统对气动转矩及输出功率的影响

在了解了风力机转速，叶片桨距角等参数在给定动态入流条件下的运行特性后，本文还分析了组合控制策略作用下风力机的气动转矩和输出功率，并通过与未施加控制作用的风力机输出结果对比，进一步探究了控制系统对风力机的影响。

其中，风力机气动转矩及输出功率的响应曲线如图14和图15所示，由图可知，对于Case1中的风力机，由于未对其施加控制，因此该风力机的气动转矩和输出功率均响应入流风速的变化，出现较大波动；而在Case3中，当入流风速高于额定风速时，控制系统将风轮气动转矩和输出功率限定在额定值附近；当入流风速低于额定风速时，在转矩控制作用下，风轮气动转矩有所增加，但由于追踪最佳叶尖速比导致转速发生了变化，因此，该时间段内，风力机输出功率的改观并不明显。

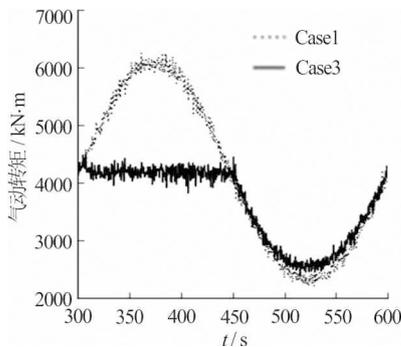


图 14 风轮气动转矩的响应曲线对比
Fig.14 Comparison of response curve of wind turbine aerodynamic torque

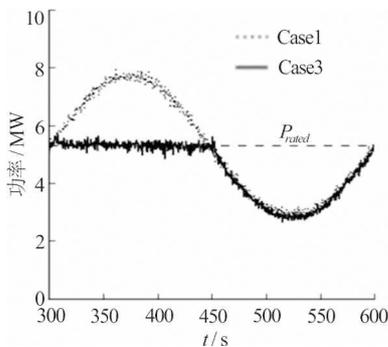


图 15 风轮输出功率的响应曲线对比
Fig.15 Comparison of response curve of wind turbine output power

3.6 控制系统对叶片气动载荷的影响

叶根处气动剪力与弯矩的时历响应曲线如图16和图17所示，由图可知，相对于Case1中未施加控制的风力机，Case3中的风力机在控制系统作用下，其叶根处的气动剪力与弯矩值均有所降低。尤其当 $300\text{ s} < t < 450\text{ s}$ 时，在该时间段内，变桨控制发挥作用，其根据入流风速的变化调整叶片桨距角，使叶片的迎风面积发生改变，并且，当风速增至极大值($t=375\text{ s}$)时，桨距角调整至最大，迎风面积降至最低，叶片所受气动载荷达到最小，此时，叶根处气动剪力和弯矩值均下降44%左右；当 $t > 450\text{ s}$ 时，入流风速低于额定风速，转矩控制发挥主要作用，相对于Case1中始终保持额定转速运行的未施加控制的风力机，在Case3中，转矩控制对转速的调节使空气与叶片的相对速度降低，入流攻角增大，对于未失速的风轮叶片，前者使风轮所受到的气动载荷减小，后者则起相反的作用。因此，在该时间段内，控制系统的应用虽然对叶根处气动载荷的减小起到一定积极作用，但影响却并不明显，叶根处气动剪力与弯矩的最大值仅降低约12%。

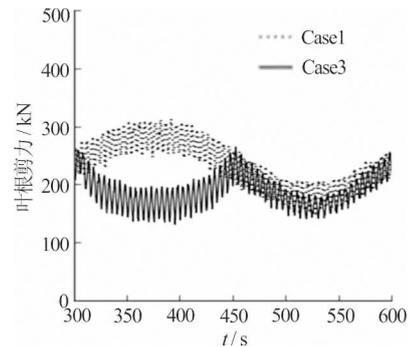


图 16 叶根处气动剪力的响应曲线对比
Fig.16 Comparison of response curve of aerodynamic shear force at blade root

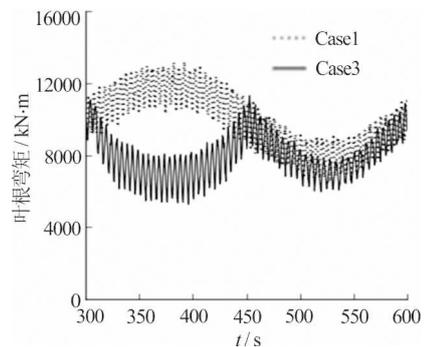


图 17 叶根处气动弯矩的时历曲线对比
Fig.17 Comparison of response curve of aerodynamic bending moment at blade root

此外，从图中还可看出，叶根处的气动载荷除随动态变化入流风速产生波动外，还经历小幅值的周期性脉动，且脉动周期同风轮旋转周期相同。上述现象出现的原因在于风剪切的影响，并且，当入

流风速较大时,沿垂直方向的风剪切也较大,此时,叶片所受气动载荷的脉动幅值也相对较大。

4 结论

本文以NREL-5MW风机为研究对象,采用基于致动线模型开发的ALMwindFarmFoam求解器,结合大涡模拟方法,分别探究了在传统的5区域转矩控制和改进后的6区域转矩控制,同PI变桨控制的控制作用下,风力机在给定动态入流条件中主要运行参数的响应特性。同时,通过与未施加控制的风力机输出结果的对比,探究了控制系统对风力机转矩、功率及叶片气动载荷的影响,并得出如下结论:

(1) 在给定的动态入流条件下,采用传统的5区域转矩控制同PI变桨控制的组合控制策略,会使风力机在桨距角恢复阶段出现较大的功率损失,最大损失量约为16.9%,此外,功率响应在上述阶段还出现明显的滞后现象,滞后时间约为8 s。

(2) 通过对传统的5区域转矩控制中的“区域4”进行修改,将其分割为两个更小的区域“A”和“B”,降低了在额定转速附近发电机转矩随转速变化的敏感性。由此,应用改进后的6区域转矩控制同PI变桨控制的组合策略,较好地解决了在桨距角恢复阶段出现的功率损失问题,并且,在上述组合控制策略作用下,风力机转速、桨距角和输出功率等主要运行参数均能较好地响应入流风速的变化,达到设定的运转水平,但滞后现象(滞后时间约为8 s)依然存在,并转移到由风速极小值增加至额定风速的过程中。

(3) 相对于传统的5区域转矩控制中的“区域4”,改进后的6区域转矩控制中的“A”和“B”区域,在同一转速下对应的发电机转矩更大,由此造成风轮转速变化速率的差异,进而影响调节所需时间,这也解释了在不同的控制组合作用下,滞后现象出现在风力机不同运行阶段的原因。

(4) 当入流风速高于额定风速时,控制系统将风力机的输出功率限定在额定功率附近,并且由于桨距角调整造成风轮迎风面积减小,叶片所受气动载荷得到明显改善,叶根处气动剪力和弯矩的最大值均下降44%左右;当入流风速低于额定风速时,叶片所受气动载荷的变化相对较小,叶根处气动剪力与弯矩的最大值仅降低约12%,并且,在转矩控制作用下,追踪最佳叶尖速比导致风轮转速发生了变化,因此风力机输出功率的改观也并不明显。

致谢

本文工作还得到工信部数值水池创新专项

VIV/VIM项目(2016-23/09)的资助。在此表示衷心感谢。

参 考 文 献:

- [1] 侯喆瑞,张鑫,张嵩. 风力发电的发展现状与关键技术研究综述[J]. 智能电网, 2014, 2(2): 22-27.
HOU Zhe-rui, ZHANG Xin, ZHANG Song. Review on development status and key technologies of wind power[J]. Smart Grid, 2014, 2(2): 22-27.
- [2] 刘磊. 风力机叶片非定常气动特性的研究[D]. 中国科学院研究生院工程热物理研究所, 北京, 中国, 2012.
LIU Lei. Research on the unsteady aerodynamics characteristics of wind turbine blades[D]. Chinese Academy of Sciences: Institute of Engineering Thermophysics, Beijing, China, 2012.
- [3] CHENG P, HUANG Y, WAN D C. A numerical model for fully coupled aero-hydrodynamic analysis of floating offshore wind turbine[J]. Ocean Engineering, 2019, 173: 183-196
- [4] ELSAMPROJECT A. The tjareborg wind turbine-final report[R]. Technical Report EP92/334 XII Contract EN3W. 0048, 1992.
- [5] GONZALEZ L F, WALL P, TERZIJA V. Wake effect in wind farm performance: Steady-state and dynamic behavior[J]. Renewable Energy, 2012, 39: 329-338.
- [6] SUZUKI A. Application of dynamic inflow theory to wind turbine rotors[D]. University of Utah, Salt Lake City, USA, 2000.
- [7] 陈严,沈世,马新稳,等. 柔性风轮的动态入流效应研究[J]. 空气动力学学报, 2013, 31(3): 401-406.
CHEN Yan, SHEN Shi, MA Xin-wen, et al. Research of dynamic inflow effect on flexible turbine rotor[J]. Acta Aerodynamic Sinica, 2013, 31(3): 401-406.
- [8] 刘海盟,高飞,赵云翔,等. 基于 MATLAB 的变速风力机控制系统建模研究[J]. 科学技术创新, 2017, 30: 3-4.
LIU Hai-meng, GAO Fei, ZHAO Yun-xiang, et al. Research on modeling of variable speed wind turbine control system based on MATLAB[J]. Scientific and Technological Innovation, 2017, 30: 3-4.
- [9] TROLDORGBORG N, SORENSEN J N, MIKKELSEN R. Actuator line simulation of wake of wind turbine operating in turbulent inflow[J]. Journal of Physics: Conference Series, 2007, 75: 012063.
- [10] SORENSEN J N, JOHANSEN J. Aerodynamics and aero-elasticity Rotor aerodynamics in atmospheric shear

- flow[C]. European Wind Energy Conference and Exhibition, Milan, Italy, 2007.
- [11] NING X, WAN D C. LES study of wake meandering in different atmospheric stabilities and its effects on wind turbine aerodynamics[J]. Sustainability, 2019, 11(24): 6939.
- [12] 任海军, 邓广, 吉昊, 等. 基于人工蜂群-RBF-PID的风力机液压变桨距控制系统设计[J]. 可再生能源, 2019, 37(7): 1078-1083.
REN Hai-jun, DENG Guang, JI Hao, et al. Design of hydraulic pitch control system for wind turbine based on artificial bee colony-RBF-PID[J]. Renewable Energy Resources, 2019, 37(7): 1078-1083.
- [13] 陈歆婧, 郝万君, 郭胜辉, 等. 风力发电机转速控制系统的建模与仿真[J]. 现代电子技术, 2019, 42(7): 171-176.
CHEN Xin-jing, HAO Wan-jun, GUO Sheng-hui, et al. Modeling and simulation of wind turbine speed control system[J]. Modern Electronics Technique, 2019, 42(7): 171-176.
- [14] SORENSEN J N, SHEN W Z. Numerical modeling of wind turbine wakes[J]. Journal of Fluids Engineering, 2002, 124(2): 393-399.
- [15] HUANG Y, WAN D C. Investigation of interference effects between wind turbine and spar-type floating platform under combined wind-wave excitation[J]. Sustainability, 2020, 12(1): 246
- [16] 李鹏飞, 万德成, 刘建成. 基于致动线模型的风力机尾流场数值模拟[J]. 水动力学研究与进展, 2016, 31(2): 127-134.
LI Peng-fei, WAN De-cheng, LIU Jian-cheng. Numerical simulation of wake flows of wind turbine based on actuator line model[J]. Chinese Journal of Hydrodynamics, 2016, 31(2): 127-134.
- [17] TROLDBORG N, SORENSEN J N, MIKKELSEN R. Numerical simulations of wake characteristics of a wind turbine in uniform inflow[J]. Wind Energy, 2010, 13(1): 86-89.
- [18] JONKMAN J, BUTTERFIELD S, MUSIAL W, et al. Definition of a 5-MW reference wind turbine for offshore system development[R]. Springfield: U.S. Department of Energy, 2009.
- [19] TROLDBORG N, SORENSEN J N, MIKKELSEN R. Actuator line modeling of wind turbine wakes[D]. Technical University of Denmark, Lyngby, Denmark, 2009.
- [20] MEYER D W, EGGERSDORFER M L. Simulating particle collisions in homogeneous turbulence with kinematic simulation-A validation study[J]. Colloids and Surfaces A: Physicochemical and Engineering Aspects, 2014, 454: 57-64.