

动态入流下带控制系统风力机的气动特性模拟

魏德志, 黄扬, 万德成*

(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 高新船舶与深海开发装备协同创新中心, 上海 200240, *通讯作者 Email: dcwan@sjtu.edu.cn)

摘要: 采用基于 OpenFOAM 开源类库开发的 ALMwindFarmFoam 求解器, 结合致动线模型与大涡模拟方法对动态入流下 NREL 5MW 风机的气动特性进行数值模拟, 研究在改进的转矩控制和 PI 变桨控制作用下, 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特性, 并通过与未施加控制风力机输出结果的对比, 探究控制系统对风力机运行的影响。数值模拟结果表明: 控制系统作用下, 风轮转速、气动转矩和输出功率均能较好地达到设定的运转水平, 但在风速增加至额定风速的过程中, 上述参数的响应存在一定的迟滞; 此外, 风轮叶片所受气动载荷也由于控制系统的调节明显降低。

关键词: 动态入流; 大涡模拟; 致动线模型; 转矩控制; 桨距控制

1 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。随着能源危机不断的加剧和人们对环保的重视, 风能等清洁能源逐渐受到越来越多的关注。作为当前最具开发前景的可再生能源, 如何高效地利用风能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, 目前关于其研究大多是在均匀恒定入流条件下进行的。而在实际的风电场中, 不断变化的气象环境和风力机之间的相互影响使风轮经受的入流风速无时无刻不在发生着改变。此外, 真实的大气边界层流动中, 恒定不变的风是不存在的, 风场实际上可以看做是长周期平均风和短周期脉动风的叠加^[1]; 地表摩擦阻力的存在也使平均风剖面在垂直方向呈剪切状分布, 由此造成相对叶片的空气流速在风轮旋转过程中的周期性变化; 塔架对气流的阻碍作用, 上游风力机的尾流扩散等因素也都会对风机的入流条件产生干扰, 进而影响其气动性能及使用寿命。为此, 探究风力机在动

态入流下的运行特性，对于优化风机的功率输出和载荷分布意义重大。

关于风力机在动态入流下运行特性的研究方法主要有 3 种，分别是实验方法、模型计算和数值模拟。丹麦的 Tjareborg 项目^[2]曾对多个不同的风力机原型机进行过风场测试，但由于入流风速中包含湍流脉动、风剪切以及阵风等因素的耦合影响，因此虽然得到了较为详尽的气动响应数据，但实际应用中还是受到了不少限制。此外，有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^[3]提出过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 等^[4]提出了 GDW 模型，相对简化的显式模型，涵盖了更多的流动状态，但在叶片发生较大变形时会出现失效；国内如陈严等^[5]也曾针对柔性叶片翼型提出过新的入流模型，并通过与前人结果的对比，验证了模型的适用性。近些年来，计算机性能的提高为利用 CFD 方法进行数值模拟创造了条件，Troldborg^[6]基于风谱生成湍流入流，采用致动线方法探究了风力机在该入流条件下的气动性能和尾流场内的速度损失；Sørensen^[7]采用 RANS 方法探究剪切入流下的风力机性能，结果表明在风机的不同截面处，其翼型的升阻力随高度不断发生变化，风轮整体的输出功率也呈现明显的周期性波动。

由于入流风速的不稳定性，为了最大限度地吸收风能和延长风机的使用寿命，现在的大型风机基本都配置有控制系统，以达到优化运行的目的。因此，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，引入改进的风力机控制策略，包含 6 区域转矩控制和 PI 变桨控制，并采用自定义边界条件生成动态入流速度模拟大气边界层流动，同时结合大涡模拟方法，实现风力机运行参数随动态变化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；然后将计算结果与参考值对比，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运行参数在动态入流中的响应特性并通过与未施加控制风力机输出结果的对比，探究了控制系统的影响。

2 数值方法

2.1 控制方程

为了更好地捕捉流场中存在的多尺度非稳态各向异性湍流的流动细节，提高对风电场流动特性的模拟精度，采用大涡模拟（LES）方法求解瞬态 N-S 方程，其滤波后的控制方程为：

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

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

令 $\overline{u_i u_j} = \overline{u_i} \overline{u_j} + (\overline{u_i u_j} - \overline{u_i} \overline{u_j})$ ，则公式 (2) 变形为：

$$\frac{\partial \overline{u_i}}{\partial t} + \frac{\partial \overline{u_i u_j}}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \overline{p}}{\partial x_i} + \nu \frac{\partial^2 \overline{u_i}}{\partial x_i \partial x_j} - \frac{\partial (\overline{u_i u_j} - \overline{u_i} \overline{u_j})}{\partial x_j} \quad (3)$$

由于式 (3) 中存在不封闭项 $\overline{\tau_{ij}} = (\overline{u_i u_j} - \overline{u_i} \overline{u_j})$ ，因此，引入 Smagorinsky 涡黏性模型使大涡模拟方法 (LES) 的控制方程封闭：

$$\overline{\tau_{ij}} = 2\nu_t \overline{S_{ij}} + \frac{1}{3} \overline{\tau_{kk}} \delta_{ij} \quad (4)$$

式中， $\overline{S_{ij}}$ 是可解尺度的湍流变形率张量，亚格子涡黏系数 $\nu_t = (C_s \Delta)^2 (\overline{S_{ij}} \overline{S_{ij}})^{1/2}$ ， Δ 是滤波尺寸，Smagorinsky 常数 C_s 取 0.16。

2.2 致动线模型

致动线模型由 Sørensen 和 Shen^[8] 提出，其基本思想是将旋转的叶片用虚拟的、承受体积力的线来代替，因此在流场中不存在真实的风轮模型，也不需要求解固壁边界层，所需网格数量大大降低。此外，在表征叶片翼型的每个致动点处，体积力均由叶素动量理论计算得到，表达式为：

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

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 是风轮叶片的旋转速度。

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，即不能以离散的集中力形式直接作用于流场，在本文中，采用高斯权函数进行体积力光滑并将其反作用到计算域中。

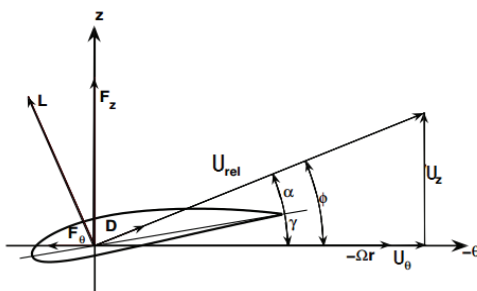


图 1 风机叶片截面处的速度矢量三角形

2.3 变桨控制

当入流风速超过额定风速时，通常采用变桨控制调节风力机叶片的桨距角，使其输出功率限定在额定功率，电机转速保持为额定转速。控制过程中，桨距角围绕轴线的转动还会造成入流攻角的变化，由此改变施加在风轮转子上的空气动力载荷，其中，变桨控制的整体过程如图 2 所示。

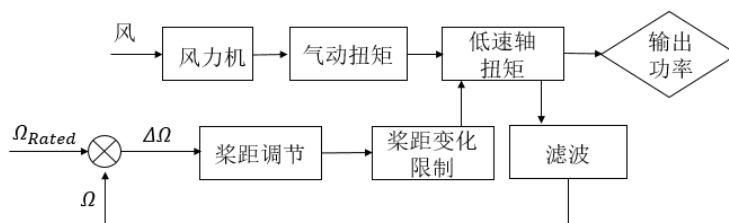


图 2 风力机桨距控制过程

在工程中，常使用 PID 算法实现风力机的变桨控制，然而 Jonkman 等^[11]人的研究表明，微分项的存在并没有提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）、积分（integral）控制调节叶片桨距角。控制过程中，以电机的额定转速为参考，发电机转速与额定转速的差值作为输入，差值的比例增量和积分增量的叠加作为输出，故桨距角的变化为：

$$\Delta\theta = K_p N_{\text{Gear}} \Delta\Omega + K_I \int_0^t N_{\text{Gear}} \Delta\Omega dt \quad (7)$$

式中： K_p 为比例增益， K_I 为积分增益， $\Delta\Omega$ 为转速差量， N_{Gear} 为齿轮转速比。其中，比例增益，积分增益的计算式为：

$$K_p = \frac{2I_{\text{Drivetrain}} \Omega_0 \zeta_\varphi \omega_{\varphi n}}{N_{\text{Gear}} \left(-\frac{\partial P}{\partial \theta}(\theta=0) \right)} GK(\theta) \quad (8)$$

$$K_I = \frac{I_{\text{Drivetrain}} \Omega_0 \omega_{\varphi n}^2}{N_{\text{Gear}} \left(-\frac{\partial P}{\partial \theta}(\theta=0) \right)} GK(\theta) \quad (9)$$

式中： $I_{\text{Drivetrain}}$ 为传动系统转动惯量，取 $4.0467 \times 10^7 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$ ； Ω_0 为风轮额定转速，取 12.1 rad/min ； $\omega_{\varphi n}$ 为二阶系统自然频率， ζ_φ 为阻尼系数，根据文献[10]的推荐， $\omega_{\varphi n}$ 取 0.6 rad/s ， ζ_φ 取 0.7 ， $\frac{\partial P}{\partial \theta}(\theta=0)$ 为额定风速下桨距角为 0 时的灵敏度， $GK(\theta)$ 为修正系数。

2.4 转矩控制

根据风力机的能量转化特性，在风速确定时，风轮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。且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，因此只要保证叶尖速比恒为最佳叶尖速比，即 $\lambda = \lambda_{opt}$ ，即可使风力机始终在最大能量转换效率下运行。

然而，由于风速测量的不可靠性，很难直接建立起转速与风速之间的对应关系。因此在实际控制过程中，并不是根据风速调节转速，而是通过控制发电机转矩，实现风力机的变速运行，其中，转矩控制的整体过程如图 3 所示。

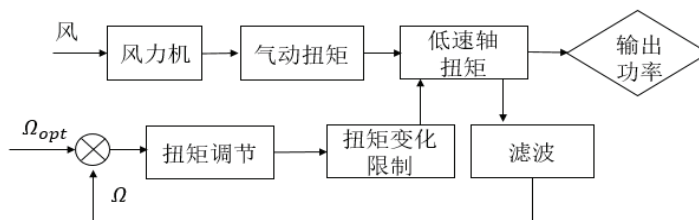


图 3 风力机转矩控制过程

此外，由于机械强度与其他物理性能方面的原因，风力机功率和风轮转速还会受到相应限制。因此，在实施转矩控制时，通常根据转速大小将整个控制过程划分为 5 个区域^[1]，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，该区域内，发电机转矩保持为 0，风力机不吸收风能；3 区为优化功率捕获区，该区域中发电机转矩与电机转速的平方成正比，风力机始终保持最佳叶尖速比运行；5 区内发电机功率恒定为额定功率，电机转速与发电机转矩成反比；此外，2 区为 1 区与 3 区的线型过渡，电机转速的下限即由 2 区确定，4 区为 3 区和 5 区的线性过渡，达到额定功率时的电机转速在 4 区内限定。

为了同时兼顾变桨控制的作用效果，本文还对 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”，由此形成 6 区域转矩控制(图 4)。

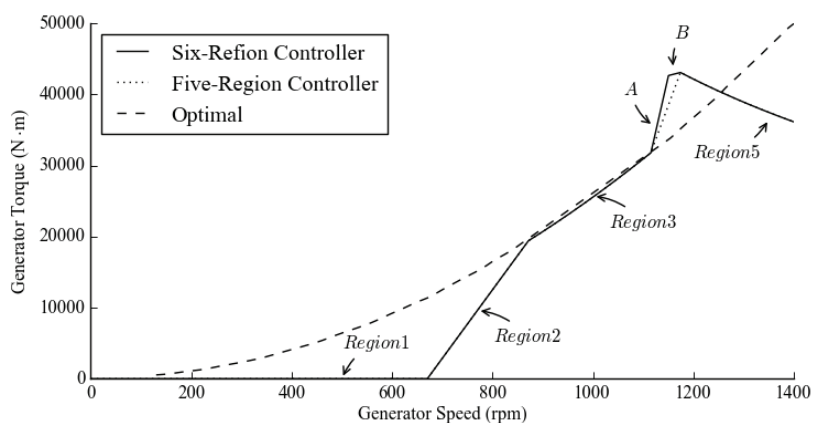


图 4 发电机转矩随转速的变化曲线

3 计算设置

3.1 风力机模型

数值模拟采用 NREL-5MW 风机^[11]，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 风机主要参数

名称	参数
额定功率	5MW
转子朝向	上风型
叶片数	3
叶片直径	126m
额定风速	11.4m/s
额定转速	12.1r/min

3.2 计算域及网格划分

计算域布置和网格划分情况分别如图 5 和图 6 所示，其中使用了风轮直径对长度尺度进行无量纲化处理。整个计算域中均为均匀划分的结构化网格，区域 I 内网格长度为 8m，区域 II 内网格长度为 4m，区域 III 内网格长度为 2m。根据 Troldborg^[12]的研究，上述网格分辨率足以保证计算的精度。

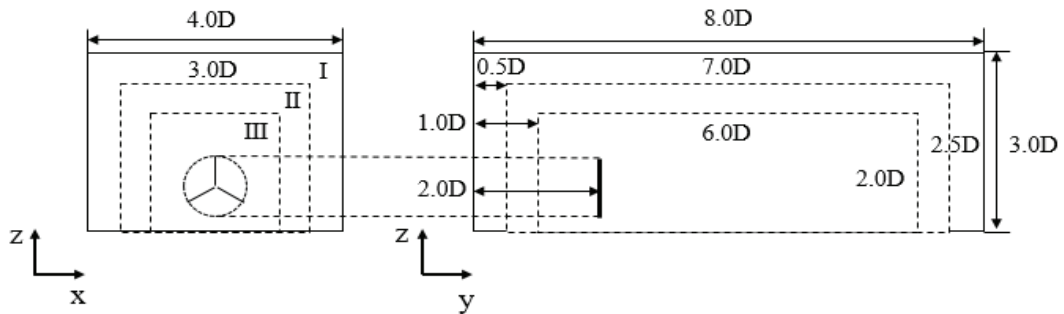


图 5 计算域布置

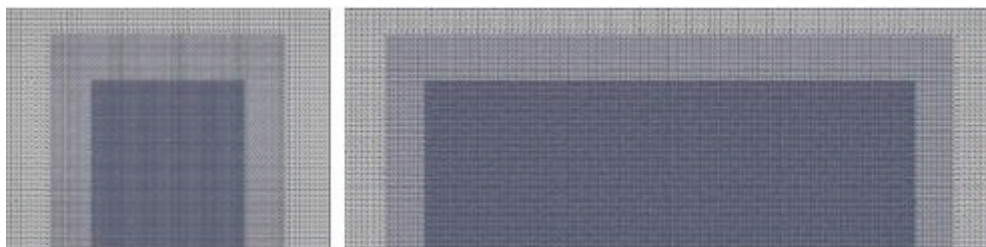


图 6 网格划分示意图

3.3 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以模拟地面对气流的阻滞；计算域两侧均采用对称边界条件。

为使风轮经受的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，通过大气指数风廓线模型定义风速沿垂直方向的风切变特性；同时考虑大气湍流的影响，应用 KS (kinematic simulation) 谱合成方法^[9]生成入口脉动速度；此外还引入与时间相关的正弦函数模拟风速的动态波动：

$$u(x, z, t) = U_{ref} \left(\frac{z}{H_{ref}} \right)^m \left[1 + A \sin\left(\frac{2\pi t}{T} \right) \right] + u'(x, t) \quad (10)$$

式中： U_{ref} 为参考速度，取风力机额定风速 11.4m/s； H_{ref} 为参考高度，取风力机轮毂高度 87.6m； m 为风剪切系数，是表面粗糙度和雷诺数的函数，取 0.2； A 为动态波动常数，其数值代表入口速度的动态波动幅度，本文中取 0.2； $u'(x, t)$ 为应用 KS (kinematic simulation) 谱合成方法生成的入口脉动速度。

此外，时间步长根据 CFL 条件确定：

$$\max \left\{ \left| \frac{V_{\infty} \Delta t}{\Delta x} \right|, \left| \frac{V_{\infty} \Delta t}{\Delta x} \right| \right\} < 1 \quad (11)$$

由于风轮旋转速度远大于入流风速，故根据公式 (11) 可知 $\Delta t < \frac{\Delta x}{V_t} = 0.025s$ ，因此在本文中将时间步长设置为 0.02s。

3.4 计算工况

针对设定的动态入流条件，在本文中分别探究了 3 种工况下的风力机运行特性，如表 2 所示，其中计算物理时间均设置两倍动态入流周期，即 $T=600s$ 。

表 2 计算工况设置

工况名称	计算设置
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

4 结果分析

4.1 求解器验证

根据给定的动态入流条件，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时历变化曲线，如图 7 所示。从图中可以看出，当 $300s < T < 450s$ 时，风速由

额定风速逐渐增大，而后又对称减小至额定风速；在 $450s < T < 600s$ 内，风速始终小于额定风速，并与上一时间段呈现完全相反的变化趋势，先由额定风速减小至极小值而后又逐渐恢复到额定风速。

为了检验本文所用计算工具 ALMwindFarmFoam 求解器及控制策略程序编写的准确性，提取计算结果稳定后，Case3 中在风速提升阶段风力机的输出功率及风轮转速数据，并同文献[11]中给定的参考值对比，结果如图 8 所示。

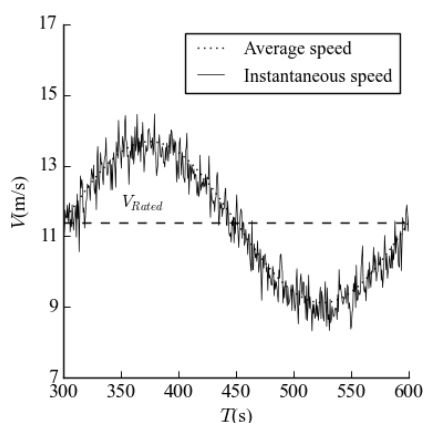


图 7 轮毂高度处入流风速变化

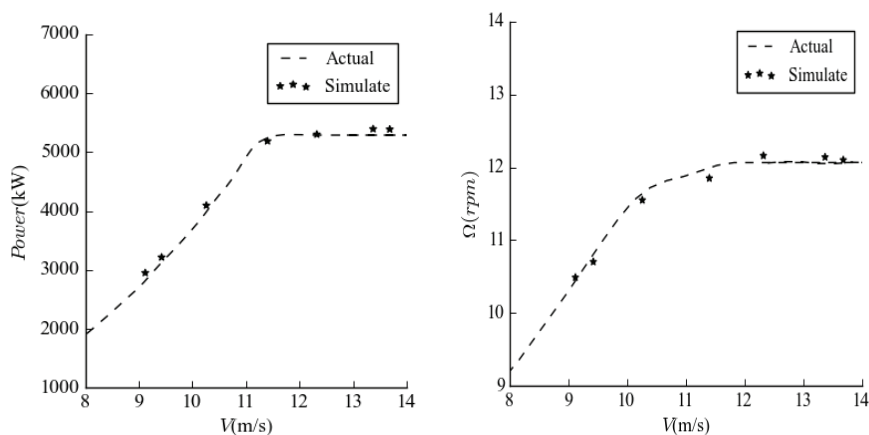


图 8 功率、转速模拟结果同文献参考值的对比

从图 8 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风轮转速均能较好地同文献中给定的参考值相吻合，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精准地捕捉控制系统作用下风力机的运行特性。

此外，为了进一步探究在给定入流条件下，控制系统对风力机运行的影响。本文还对

风力机的输出功率、转速、桨距角、风轮和发电机转矩以及叶片气动载荷的动态响应特性进行了分析。

4.2. 输出功率响应特性

在给定的动态入流条件下，Case2 和 Case3 中风力机的输出功率响应如图 9 所示。

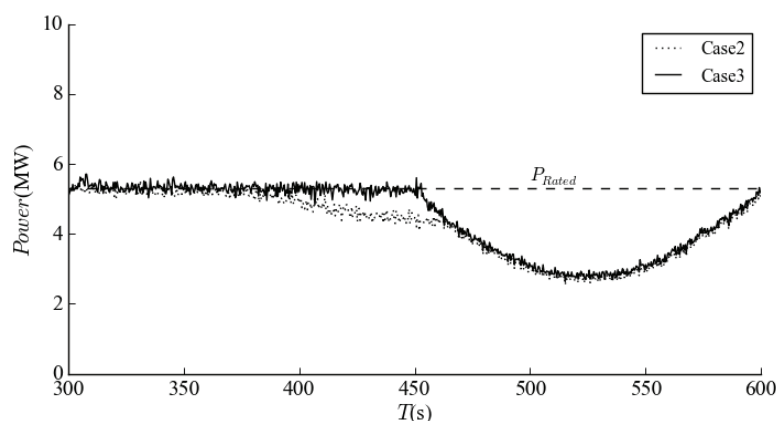


图 9 两种控制策略下风力机输出功率的动态响应

从图 9 可以看出，当 $300s < T < 375s$ 时，风速由额定风速逐渐增大，该过程中，转矩控制同 PI 变桨控制的共同作用使 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 $T > 375s$ 时，风速由极大值开始下降，Case2 中风力机的输出功率也随之下降，并当风速降至额定风速后，依旧延续其原有下降趋势，持续约 8s 的时间；相反地，直至风速降至额定风速，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 $450s < T < 600s$ 时，风速由额定风速逐渐减小而后又恢复，该时间段内，如忽略 Case2 中的滞后效应，则两种控制方式下风力机的输出功率均响应入流风速变化，呈现“先减后增”的趋势。

由上述分析可知，相对于 6 区域转矩控制同 PI 变桨控制组合作用的 Case3，Case2 中由于应用了 5 区域转矩控制策略，导致风力机在风速下降至额定风速过程中出现功率损失，最大损失量约为 16.9%，由此判定控制失败。这也是本文对 5 区域转矩控制进行修正的主要原因。

相对于 5 区域转矩控制，6 区域转矩控制所做的主要修改是将达到额定转速前的“区域 4”分割成两个更小的区域“A”和“B”，如图 10 所示，相比于原“区域 4”，在同一转速下，“A”、“B”区域对应的发电机转矩更高。

由控制系统原理知，PI 变桨控制依据风轮转速同额定转速差值的比例信号和积分信号调节桨距角，进而控制输出功率并维持额定转速；转矩控制则根据转速的大小确定与之对应的发电机转矩。因此，在风速降至额定风速的过程中，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”范围内；转矩控制则根据上述转速确定对应的发电机转矩，并由此为 PI 变桨控制提供追踪所需的目标功率。又由图 10 可见，在原“区

域4”内，转速的微小改变就会导致发电机转矩出现巨大变化，由此为PI变桨控制提供一个偏差较大的目标，这就是Case2出现严重功率损失的原因。通过将“区域4”划分为两个更小的区域“A”和“B”，且在更靠近额定转速的“B”段，降低发电机转矩随转速变化的敏感性，就使控制失效问题得到了较好地解决。

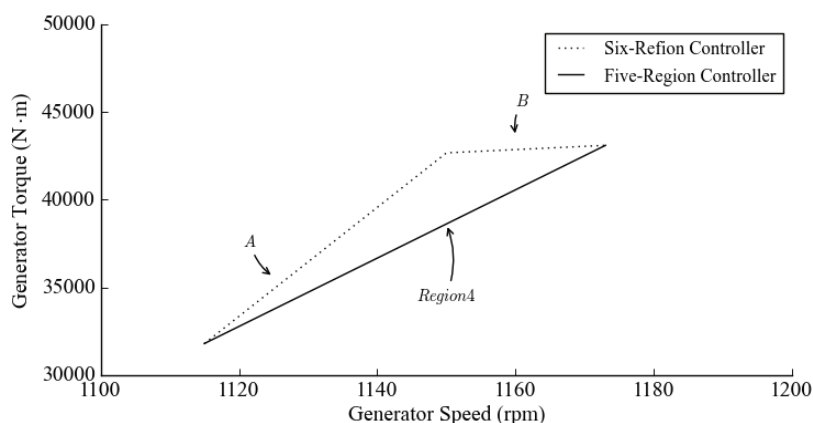


图 10 5 区域转矩控制与 6 区域转矩控制的区别

4.3 转速及桨距角响应特性

风轮转速及桨距角的变化在风力机运行过程中占据着重要地位，为了检验转矩控制同PI变桨控制的作用效果，本文对Case3中风轮转速及叶片桨距角在动态入流下的响应特性进行了分析，结果如图11所示：

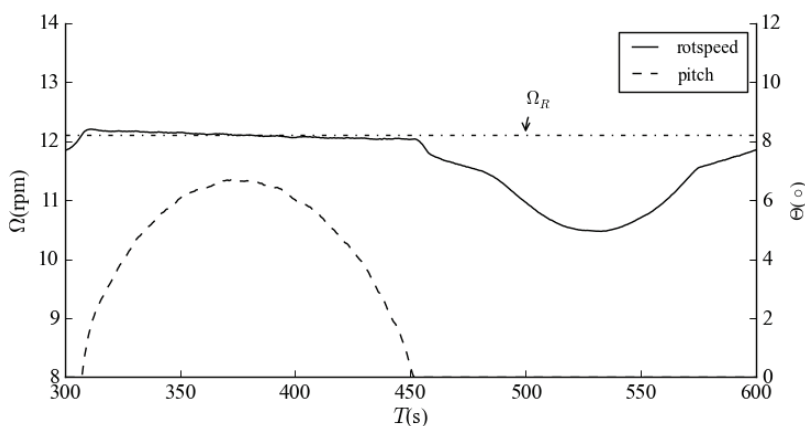


图 11 风力机轮转速及桨距角的动态响应

从图11中可以看出，相对于达到额定风速的时间 $T=300s$ ，风轮转速约在 $T=308s$ 才达到额定值，即存在约8s的滞后。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 $T>375s$ 时，风速持续下降，桨距角也随之减小，在降至额

定风速时，桨距角减小为 0，该过程中，变桨控制和转矩控制的共同作用使风轮转速不断减小，但又始终维持在额定值附近。当 $450s < T < 600s$ 时，平均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。

4.4 转矩响应特性

由式 (12) 知，风轮转矩 T_{Aero} 及发电机转矩 T_{Gen} 是影响风轮转速 Ω 的根本因素。因此，为了更好地理解 4.3 节中风轮转速的变化行为，本文还对同一工况 (Case3) 下风轮转矩和发电机转矩的动态响应进行了分析。由于机械结构的原因，为了便于同发电机转矩进行比较，采用风轮转矩与机械传动比的比值作为对比数据，结果如图 12 所示：

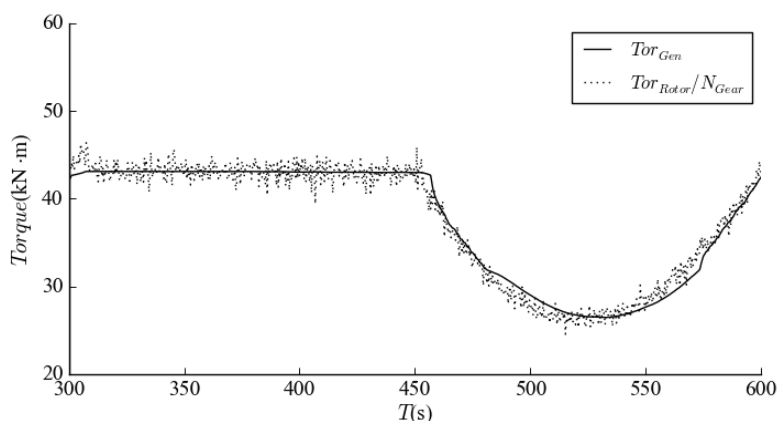


图 12 风轮转矩及发电机转矩的动态响应

$$T_{Aero} - N_{Gear} T_{Gen} = I_{Drivetrain} \Delta \dot{\Omega} \quad (12)$$

从图 12 可以看出，当 $300s < T < 450s$ ，即入流风速大于额定风速时，发电机转矩和风轮转矩的时均值基本相同，因此将风轮转速维持在额定转速附近。此外，在 $T=300s$ 时，风轮转矩明显大于发电机转矩，且在此后的 8s 内，发电机转矩依旧不断增加，由转矩控制原理和式 (12) 知，该时间段内，风轮转速还未达到额定转速，即运行于原“区域 4”范围内，并处在不断加速的过程中；当 $T > 450s$ 时，平均入流风速降至额定风速以下，风轮气动转矩迅速减小，风轮转速也随之减小，且在降至风速极小值前 ($450s < T < 525s$)，风轮转矩始终小于发电机转矩，故风轮持续减速；当 $T > 525s$ 时，风速逐渐增加，风轮转矩也随之增大，该时间段内，风轮转矩大于发电机转矩，故风力机加速运行；此外，在 $T=300s$ 和 $T=450s$ 附近，由于风轮转矩与发电机转矩存在较大差距，因此风轮转速变化较快。以上所有关于风轮转矩和发电机转矩的分析均与图 11 中风轮转速的变化行为相契合。

由上述分析可知，在 Case2 中，滞后效应主要出现在桨距角恢复阶段，而在 Case3 中，滞后效应则出现在由风速极小值增加至额定风速的过程中。造成以上不同的原因在于改进后的“ A ”和“ B ”区域相对原“区域 4”在同一转速下对应更高的发电机转矩。因此，当风力机运行在桨距角恢复阶段时，由于风轮转矩小于发电机转矩，故 6 区域转矩控制的应用使风力机具备更高的转速变化速率，由此缩短了调节时间；同理，在风速增加至额定风

速的过程中，风轮转矩始终大于发电机转矩，因此 5 区域转矩控制的应用使风力机转速变化更快，滞后效应得到改善。

4.5 控制系统对转矩及功率的影响

了解了风力机在给定动态入流条件下的运行特性后，本文还对控制系统作用下风力机的气动转矩和输出功率进行了分析，并通过与未施加控制风力机输出结果的对比，进一步探究了控制系统对风力机的影响。

图 13 所示为风力机气动转矩及输出功率的时历响应曲线。由图 13 可知，Case1 中的风力机由于未施加控制，因此其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，当入流风速大于额定风速时，控制系统将风轮转矩和功率限定在额定值附近，当入流风速小于额定风速时，气动转矩也因转矩控制而有所增加，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不明显。

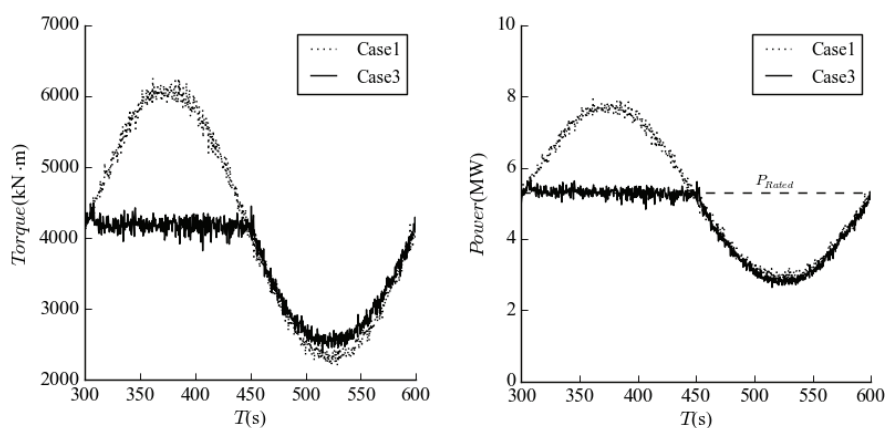


图 13 风力机气动转矩及输出功率时历曲线

4.6 控制系统对叶片气动载荷的影响

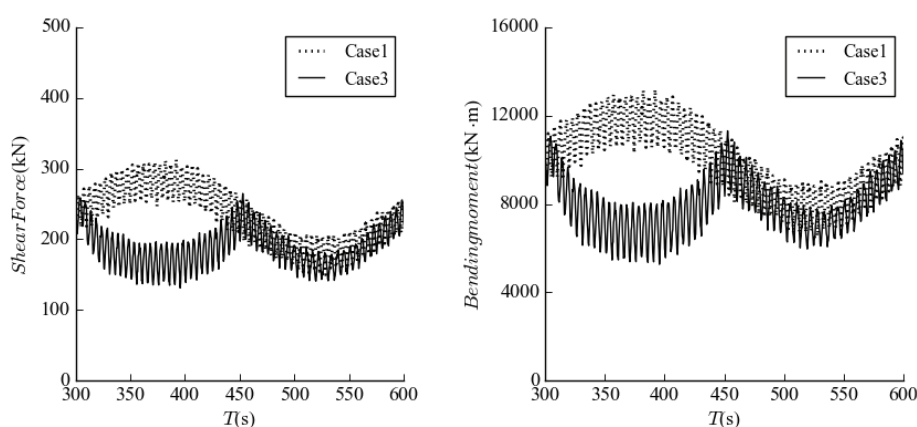


图 14 叶根处气动剪力与弯矩时历曲线

图 14 所示为风轮叶根处气动剪力与弯矩的时历响应曲线, 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均有所降低。尤其是当 $300s < T < 450s$ 时, 该时间段内, 变桨控制根据风速变化调整叶片桨距角以限制输出功率, 由此导致叶片迎风面积发生改变, 且当风速增至极大值 ($T=375s$) 时, 桨距角调整至最大, 迎风面积降至最低, 所受载荷最小; 当 $T > 450s$ 时, 风速降至额定风速以下, 转矩控制发挥主要作用, 相对于始终保持额定转速运行的未施加控制的风力机, 转矩控制对转速的调节会造成相对叶片空气流速的降低以及入流攻角的增大, 对于未失速的风机叶片, 前者会使其气动载荷减小, 后者则起相反的作用, 因此在该阶段, 控制系统虽然对叶根气动载荷的减小起到一定积极作用, 但影响却并不明显。

此外, 从图 14 中还可发现, 叶根处的气动载荷除随风速变化产生波动外, 还经历小幅值周期性的脉动, 且脉动周期同风轮旋转周期相同。出现上述现象的原因在于风剪切的影响, 且当入流风速较大时, 由于在垂直方向存在更大的风切变, 因此, 脉动幅值也会更大。

5 结论

本文以 NREL5MW 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 5 区域转矩控制和改进的 6 区域转矩控制, 同 PI 变桨控制的组合作用下, 风力机在动态入流中主要运行参数的响应特性。同时, 通过与未施加控制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) 采用 5 区域转矩控制同 PI 变桨控制的组合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。

(2) 通过对 5 区域转矩控制中的“区域 4”的修改, 将其分割为两个更小的区域“A”和“B”, 降低了额定转速附近发电机转矩随转速变化的敏感性。由此, 改进的 6 区域转矩控制与 PI 变桨控制的组合应用使功率损失问题得到解决。此外, 在该控制组合下, 风力机转速、桨距角和输出功率等主要运行参数也较好地适应风速变化, 达到设定的运转水平, 但滞后现象依然存在, 并转移到了由风速极小值增加至额定风速的过程中。

(3) 相对于原“区域 4”, “A”和“B”区域在同一转速下对应更大的发电机转矩, 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, 是滞后现象出现在风力机不同运行阶段的主要原因。

(4) 当风力机在高风速下运行时, 控制系统将其输出功率限定在额定值附近, 风轮叶片上的气动载荷也明显降低, 且风剪切的存在还使叶片气动载荷出现小幅值周期性的脉动; 此外, 当入流风速较低时, 由于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改观较小。

致谢

本文得到国家自然科学基金 (51879159, 51490675, 11432009, 51579145)、长江学者奖励计划(T2014099)、上海高校特聘教授(东方学者)岗位跟踪计划(2013022)、上海市优秀学术带头人计划(17XD1402300)、工信部数值水池创新专项课题(2016-23/09)资助项目。在此一并表示感谢。

参考文献

- 1 刘磊. 风力机叶片非定常气动特性的研究[D]. 北京: 中国科学院研究生院工程热物理研究所, 2012: 2-3.
- 2 ELSAMPROJECT A. The Tjareborg Wind Turbine-Final Report[R]. Denmark: Technical Report EP92/334 XII contract EN3W. 0048.DK, Fredericia, 1992.
- 3 F. González-Longatt, P. Wall, V. Terzija. Wake effect in wind farm performance: Steady-state and dynamic behavior[J]. *Renewable Energy*, 39 (2012) 329-338
- 4 Suzuki A. Application of dynamic inflow theory to wind turbine rotors[D]. Salt Lake City : University of Utah, 2000.
- 5 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.
- 6 Troldborg N, Sørensen J N, Mikkelsen R. Actuator Line Simulation of Wake of Wind Turbine Operating in Turbulent Inflow[C]// *Journal of Physics Conference Series*. 2007:012063.
- 7 Sørensen N N, Johansen J. UPWIND, aerodynamics and aero-elasticity Rotor aerodynamics in atmospheric shear flow[C]// *In European Wind Energy Conference and Exhibition, Milan, 2007*.
- 8 Sorensen J N, Shen W Z. Numerical Modeling of Wind Turbine Wakes[J]. *Journal of Fluids Engineering*, 2002, 124(2):393.
- 9 潘涛. 基于 OpenFOAM 大气边界层风场模拟. 重庆: 重庆大学, 2015.
- 10 Hansen, M. H., Hansen, A., Larsen, T. J., Øye, S., Sørensen, and Fuglsang, P., Control, Design for a Pitch-Regulated, Variable-Speed Wind Turbine, Risø-R-1500(EN), Roskilde, Denmark: Risø National Laboratory, January 2005.
- 11 Jonkman J, Butterfield S, Musial W, et al. Definition of a 5-MW Reference Wind Turbine for Offshore System Development[J]. *Office of Scientific & Technical Information Technical Reports*, 2009.
- 12 Troldborg, N, Sørensen, J N, Mikkelsen R F. Actuator Line Modeling of Wind Turbine Wakes[D]. Technical University of Denmark, 2009.

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

WEI De-zhi, HUANG Yang, WAN De-cheng

(State Key Laboratory of Ocean Engineering, School of Naval Architecture, Ocean and Civil Engineering,
Shanghai Jiao Tong University, Shanghai 200240. Email: dcwan@sjtu.edu.cn)

Abstract: Adopted with the ALMwindFarmFoam solver based on the large eddy simulation with actuator line method, the aerodynamic response characteristics of a NREL5MW wind turbine with control system were analyzed under dynamic inflow condition. Numerical results showed that under the effects of pitch control and improved 6 regions torque control, the main operating parameters including rotor speed, torque and power of NREL5MW wind turbine can adapt well to the change of the inflow wind speed. However, in the process of increasing the wind speed from the minimum to the rated value, the response of the above parameters had a lag. What's more, the aerodynamic bending moment and shear force of the rotor blades were also significantly reduced due to the positive influence of control system.

Key words: Dynamic inflow; Large eddy simulation; Actuator line model; Torque control; Pitch control.