

DOI:10.16356/j.2097-6771.2026.02.012

基于时域方法的风机叶片经典颤振分析

盖玉新^{1,2}, 康琬珩^{2,3}, 李敏², 陆豪²

(1. 中航工业北京长城计量测试技术研究所, 北京 100095; 2. 北京航空航天大学航空科学与工程学院, 北京 100191; 3. 中物院高性能数值模拟软件中心, 成都 610200)

摘要: 随着风力发电机装机容量的快速增长, 风机叶片正朝着更大、更柔性的方向发展, 因此体现出了更多潜在的结构问题, 尤其是叶片颤振或失速等气动弹性问题。风机叶片结构损坏会导致重大经济损失, 而颤振问题比一般结构振动更具破坏性, 因此在叶片设计过程中必须慎重考虑。本文提出了一种用于叶片经典颤振分析的时域耦合求解方法, 克服了传统频域方法对线性假设的依赖, 可应用于非线性复杂叶片模型。该方法将改进的叶素动量(Blade element momentum, BEM)理论、Theodorsen 非定常气动理论与计算结构动力学(Computational structural dynamics, CSD)相结合, 为工程应用中的快速经典颤振预测提供了新工具。研究发现, 该方法能以较低的计算成本提供可接受的计算精度。作为应用案例, 本文采用所开发方法对 NREL 5 MW 风力机叶片的经典颤振特性进行了分析和讨论, 并将结果与其他研究对比验证了本文方法的可靠性。此外, 文中还讨论了不同研究项目中各种模型假设对结果的影响。

关键词: 经典颤振; 风机叶片; 时域; Theodorsen 理论; 计算结构动力学

中图分类号: V215.3+4 **文献标志码:** A **文章编号:** 1005-2615(2026)02-0362-10

Classical Flutter Analysis of Wind Turbine Blades Based on Time-Domain Method

GAI Yuxin^{1,2}, KANG Wanheng^{2,3}, LI Min², LU Hao²

(1. AVIC Changcheng Institute of Metrology & Measurement, Beijing 100095, China; 2. School of Aeronautic Science and Engineering, Beihang University, Beijing 100191, China; 3. CAEP Software Center for High Performance Numerical Simulation, Chengdu 610200, China)

Abstract: With the rapid growth of the installed capacity of wind turbines, the blades are developed to be larger and more flexible, thus more potential structural problems arise inevitably, especially aeroelastic issues such as blade flutter or stall. The flutter problem should be carefully considered during the blade designing process, as it is more critically destructive than general structure vibrations, given the significant economic loss resulting from structural damage to these blades. This paper proposes a time-domain coupled method for blade flutter analysis, which overcomes the reliance on linear assumptions inherent in traditional frequency-domain approaches and thus can be applied to nonlinear complex models. The method integrates modified blade element momentum (BEM) theory with Theodorsen's unsteady aerodynamic forces and computational structural dynamics (CSD), offering a new approach for rapid flutter prediction in engineering applications. It is found that this method can provide an acceptable accuracy at a relatively low computation cost. As an application, the flutter characteristic, by using the developed method, of the NREL 5 MW wind turbine blade is presented and discussed. The results are compared to those in other studies and verified to be

收稿日期: 2025-06-24; **修订日期:** 2025-11-21

通信作者: 李敏, 男, 教授, 博士生导师, E-mail: limin@buaa.edu.cn。

引用格式: 盖玉新, 康琬珩, 李敏, 等. 基于时域方法的风机叶片经典颤振分析[J]. 南京航空航天大学学报(自然科学版), 2026, 58(2): 362-371. GAI Yuxin, KANG Wanheng, LI Min, et al. Classical flutter analysis of wind turbine blades based on time-domain method[J]. Journal of Nanjing University of Aeronautics & Astronautics(Natural Science Edition), 2026, 58(2): 362-371.

reliable. Additionally, we investigate the effects of various assumptions made in various research projects to the results.

Key words: classical flutter; wind turbine blade; time domain; Theodorsen's theory; computational structural dynamics (CSD)

由于过去几十年化石燃料的过度消耗,风能等清洁能源在全球范围内受到越来越多的关注。过去,颤振问题在叶片设计过程中并非人们考虑的主要问题,但随着风力发电机组装机容量的快速增长,风力发电机叶片正朝着更大、更柔性的方向发展,这种趋势使得叶片颤振问题更为突出。颤振造成的损害比普通结构振动更加严重,考虑到叶片结构损坏可能导致的重大经济损失,在叶片设计中已不能再忽视颤振现象及其影响。

许多研究人员近年来对风机叶片颤振开展了一系列研究。其中部分学者主张使用强耦合模型,即将结构动力学方程与气动方程组合成一个统一的方程,他们认为这样可以更精确地描述流固耦合(Fluid-structure interaction, FSI)问题^[1]。然而,统一方程求解困难,并且统一方程的建立需要较强的假设条件。部分学者则致力于建立弱耦合模型,即分别构建和求解结构动力学模型与气动模型,然后通过逐步迭代实现信息交换。

在这些研究中,Theodorsen提出的用于解决气动弹性稳定性问题的频域技术最近被证明同样适用于风力发电机叶片^[2]。文献[3]讨论了现代商用风力机的各类气动弹性失稳现象,包括经典颤振和静态诱发失速颤振。文中以经典叶片截面为例,分析了颤振发生的基本机理和影响参数。经典颤振的影响参数主要包括叶尖速度、叶片扭转刚度以及重心在叶片弦向的位置,而失速颤振主要与叶片翼型特性、结构阻尼以及叶片的有效振动方向有关。文献[4]还对整台风力机进行了颤振极限分析,结论与单叶片分析结果非常接近。

文献[5]通过将叶素动量(Blade element momentum, BEM)理论与几何精确梁理论(Geometrically exact beam theory, GEBT)相结合,建立了大型风力机叶片的非线性气动弹性模型。该非线性气动弹性模型在COMSOL Multiphysics中实现,并通过一系列基准计算测试进行了验证。结果表明,该方法与实验数据吻合良好,且具有良好的大变形处理能力。文献[6]研究了几何构型、结构材料和叶片数量对风力机叶片气动弹性稳定性的影响,其研究结果表明NREL 5 MW叶片具有足够的气动弹性稳定裕度。文献[7]研究了大尺寸风力机叶片的耦合模态颤振。研究采用经典的速度-阻尼方法对3种具有代表性的兆瓦级叶片进行了参

数化研究。

文献[8]也利用非均匀欧拉-伯努利梁模型讨论了NREL 5 MW叶片的颤振行为,并采用片条法模拟非定常气动效应。研究得出了当材料处于不同铺层角度时风力机的临界运行速度。但该文研究中的模型仅包含挥舞弯曲位移、扭转旋转自由度,而未考虑摆振弯曲自由度。文献[9-10]使用欧拉梁单元计算了孤立叶片的颤振特性。采用NASTRAN获取叶片的气动弹性矩阵,使用准静态分析方法输出每个时间步的模态频率、阻尼比等特性,据此可获得气动载荷。文献[11]采用类似方法分析了SNL-100叶片。文献[12-14]中也使用频域模型研究了风力机叶片的气动弹性特性。

然而,频域模型的建立存在不可避免的局限性。首先,非线性效应在大型柔性叶片上表现得越来越明显,不能再依赖于基于线性假设的频域解;另外,复合材料叶片结构铺层的复杂性使得叶片模型不能再简单使用模态描述。因此,其他研究人员开始使用时域方法研究风力机叶片的气动弹性特性。文献[15]研究了静气动弹性对叶片载荷的影响。研究以V47-660风力机的23 m叶片为研究对象,并在ANSYS中建立了有限元模型进行分析。文献[16]建立了1.5 MW风力机叶片的运动方程,并采用经典的Newmark- β 方法求解。以上文献的研究中都使用了欧拉-伯努利梁模型,而文献[15]则使用了ANSYS的SHELL99单元,这允许对叶片进行更精细的建模。

此外,文献[17]指出,由于假设和近似条件的限制,BEM理论在描述风力机叶片气动载荷方面存在局限性。虽然未考虑动态失速,但气动力在叶片上的非定常效应不容忽视。文献[18]也报道了BEM理论在预测叶片气动力方面的不准确性,特别是在靠近叶根和叶尖的区域。一些学者采用计算流体力学(Computational fluid dynamics, CFD)方法数值求解叶片颤振研究中的气动问题^[19-21]。尽管CFD在气动计算方面具有较高的保真度,但其涉及的模型复杂,对计算资源的需求高,因而在风电领域中通常限于学术研究和关键部件验证,而难以直接应用于工程前期的快速设计与优化迭代。此外,Theodorsen理论^[2]、Sears函数^[22]和Wagner函数^[23]等几种非定常尾流建模方法也被应用于风机叶片气动力学领域。

本文采用 Theodorsen 理论作为对传统 BEM 的修正,因为它考虑了气流的非定常效应。首先使用 BEM 方法修正风速和攻角,然后采用经典颤振理论计算气动载荷。通过引入计算结构动力学(Computational structural dynamics, CSD)分析,建立了基于结构有限元模型的风力机叶片气动弹性稳定性时域分析方法。更准确地说,为了更新流固耦合模型,在每个时间步计算气动载荷并将其输入结构动力响应模型。然后通过推导叶片的时域响应来估计临界颤振状态。此外,采用有限元法(Finite element method, FEM)建立了能够有效解释结构特性和流固耦合模型非线性的分析模型。相比传统的频域方法,本方法不再局限于线性假设,因此具有处理更复杂模型和非线性问题的能力;而相比 CFD-CSD 耦合方法,本文方法能提供更低的计算成本,因此更适用于一般工程问题计算。

1 分析方法

1.1 基于 Theodorsen 理论的非定常气动力计算

Theodorsen 用于预测固定翼飞机经典颤振的频域方法已被应用于旋翼叶片。

在风力发电领域中,转子尾流模型和叶片的非定常气动模型是气动建模中两个相对重要的组成部分。研究表明,即使不考虑动态失速,升力面上仍会出现显著的非定常效应。评估这种影响最实用和最基本的方法是使用二维非定常气动力理论。

Theodorsen 理论考虑了从尾缘向下流动的自由涡的影响。在二维流动范围内,假设叶片作简谐振动,有

$$h = h_0 e^{i\omega t} \quad (1)$$

$$\alpha = \alpha_0 e^{i\omega t} \quad (2)$$

式中: h 表示叶片在高度方向的位置; α 为迎角; h_0 和 α_0 分别为 h 和 α 的初始值; i 为虚数单位; e 为自然对数的底数; ω 为简谐振动的角频率; t 表示时间。根据 Theodorsen 理论,升力 L 和力矩 M 可表示为

$$L = -\pi\rho b^2(V\dot{\alpha} + \ddot{h} - p b \ddot{\alpha}) - 2\pi\rho V b C(k) \left[V\alpha + \ddot{h} + \left(\frac{1}{2} - p\right) b \dot{\alpha} \right] \quad (3)$$

$$M = \pi\rho b^2 \left[p b (V\dot{\alpha} + \ddot{h} - p b \ddot{\alpha}) - \frac{1}{2} V b \dot{\alpha} - \frac{1}{8} b^2 \ddot{\alpha} \right] + 2\pi\rho V b^2 \left(\frac{1}{2} + p \right) C(k) \left[V\alpha + \ddot{h} + \left(\frac{1}{2} - p \right) b \dot{\alpha} \right] \quad (4)$$

式中: ρ 为材料密度; V 为相对风速; b 为半弦长; e 为刚度中心与半弦点之间的距离。这里的 p 为一个无量纲系数,当刚度中心位于弦中点后方时为正。 k 为减缩频率,定义为

$$k = \frac{b\omega}{V} \quad (5)$$

Theodorsen 函数 $C(k)$ 的表达式包含第一类和第二类标准 Bessel 函数。由于它们无法用初等函数表示,因此采用近似函数来拟合 Theodorsen 函数^[24],即有

$$C(k) \cong \frac{(ik + 0.088)(ik + 0.37)(ik + 0.922)}{2(ik + 0.072)(ik + 0.261)(ik + 0.80)} \quad (6)$$

1.2 叶素动量理论

叶片的旋转导致入流风能的损失,这会影响到入流速度的大小和方向。通过应用 BEM 理论对叶片上的入流速度进行修正,该理论由动量理论和叶素理论两部分组成^[25-26]。

BEM 理论的核心是对叶片上入流速度的修正。考虑到部分风能转化为风力机动能,叶片轴向入流速度的大小应与远场风速 V 不同。此外,在周向方向上,入流速度不仅与叶片旋转速度 ω 引起的局部半径处的线速度有关,还与叶片旋转引起的周围空气扰动有关。空气在风力机前保持静止,但在穿过风力机时会以一定角速度旋转^[27]。

为了进行修正,定义两个诱导因子 a 和 a'

$$V_{\text{circum}} = r\omega(1 + a') \quad (7)$$

$$V_{\text{axial}} = (1 - a)V \quad (8)$$

式中 r 为局部半径。

图 1 展示了沿叶片展向截面的示意图以及作用在叶片上的整体速度和力。

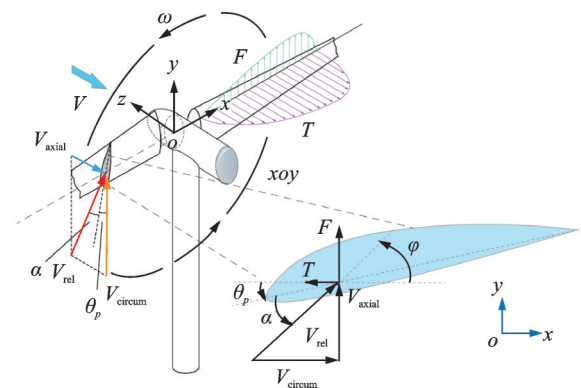


图 1 叶片上的速度和受力

Fig.1 Velocities and forces on the blade

基于动量理论和叶素理论,可以得到两组联立方程来描述风力叶片的推力和扭矩,然后 a 和 a' 的隐式表达式可分别表示为

$$a = \frac{C_x \sigma}{4\sin^2 \varphi + C_x \sigma} \quad (9)$$

$$a' = \frac{C_y(1 - a)\sigma V}{4r\omega \sin^2 \varphi} \quad (10)$$

式中: φ 为迎角 α 与安装角 θ_p 之和。 C_x 和 C_y 为升力系数 C_l 和阻力系数 C_d 的组合。

$$C_x = C_1 \cos \varphi + C_d \sin \varphi \quad (11)$$

$$C_y = C_1 \sin \varphi - C_d \cos \varphi \quad (12)$$

σ 为叶片实度

$$\sigma = \frac{cB}{2\pi r} \quad (13)$$

式中: B 为风力机的叶片数量; c 为弦长。

由于BEM理论已在许多文献中详细阐述^[28],此处省略详细推导过程。诱导因子 a 和 a' 的数值可以通过迭代计算获得,从而用于修正入流速度。

1.3 气弹模型建立和验证

为了预测叶片上的气动力,首先获取诱导因子 a 和 a' 。然后通过式(7)和式(8)得到修正后的叶片速度。应用基于Theodorsen理论的式(3)和式(4)确定作用在叶片上的气动力。由于该方法在时域中应用,随着叶片变形的变化,作用在叶片上的气动力在每个时间步也会发生变化。在每个时间步,首先对叶片进行结构动力学计算以获得新的变形,然后基于变形后的结构构型更新气动载荷,最终获得叶片的位移时程。通过观察位移幅值的变化趋势可以判断是否发生颤振。图2的流程图解释了该方法的基本思路。

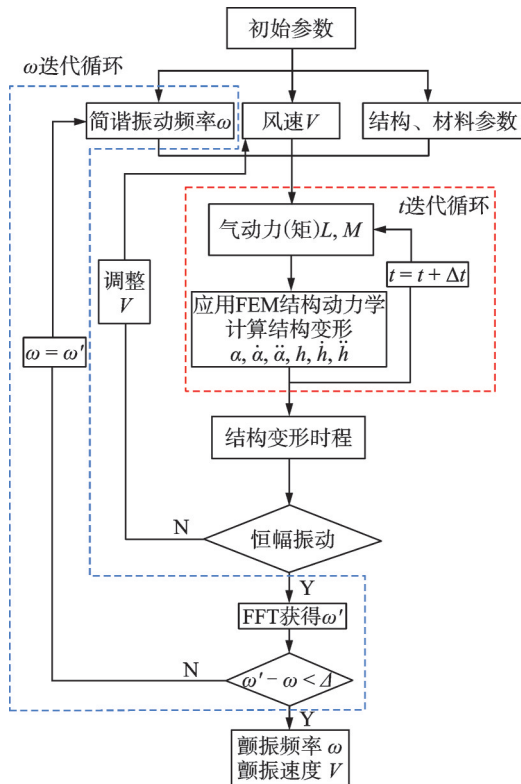


图2 本方法的流程图

Fig.2 Flowchart of the proposed method

采用商业有限元软件的NONLINEAR TRANSIENT模块实现图2所示的时步循环。为了计算每个时间步的气动力,引入了一系列代码。实际上,气动弹性问题被转化为结构稳定性分析,

其中结构位移信息和载荷信息在每个时间步进行交换。

此外,由于Theodorsen函数中的减缩频率 k 最初未知,本文根据经验提供了一个初始值,然后通过迭代计算来提供更准确的结果。

使用NASTRAN颤振模块SOL145验证本文方法。基于频域方法的SOL145模块已广泛用于准确预测飞机机翼颤振,其可靠性已得到证实。然而,使用SOL145模块计算风力机叶片存在限制。随着叶片旋转,沿展向的入流速度在大小和方向上都会变化,如图3所示。然而,SOL145模块中模型沿展向的入流速度是固定的,参考飞机机翼上的入流模式,沿展向大小和方向均相同,无法自由调整。

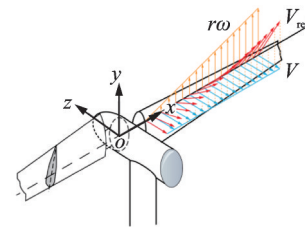


图3 沿展向不同大小和方向的流速

Fig.3 Velocities with different magnitude and orientation along the spanwise direction

为验证本方法的正确性和准确性,采用平板模型,结构参数和材料参数如表1所示。为了适应SOL145的计算模式,便于计算结果对比,使沿展向的入流速度保持恒定,平板模型被设置为不旋转。虽然这与风力机叶片上的真实流动模式(图3)不符,但由于本方法计算效果与入流模式无关,因而这种简化仅用于验证目的。一旦证实本方法应用于不旋转平板(即板上各处入流速度大小和方向一致)时有效,则其应用于旋转叶片(即板上各处入流速度大小和方向不一致)时同样有效。

表1 平板模型的参数

Table 1 Parameters of the plate model

参数	数值	参数	数值
弦长/mm	100	杨氏模量/GPa	70
展长/mm	600	泊松比	0.3
厚度/mm	1	密度/(kg·m ⁻³)	2 700

图4展示了NASTRAN SOL145平板模型各模态的速度-阻尼($V-g$)曲线和速度-频率($V-f$)曲线。

使用相同的平板模型进行计算,图5给出了本文方法的结果。图中显示了叶片尖端前缘迎角 α 的临界颤振响应、超临界响应和亚临界响应。研究发现,结构响应在24 m/s风速下呈现收敛趋势,在25 m/s风速下呈现发散趋势。最终,通过进一步计算确定临界颤振速度为24.18 m/s。

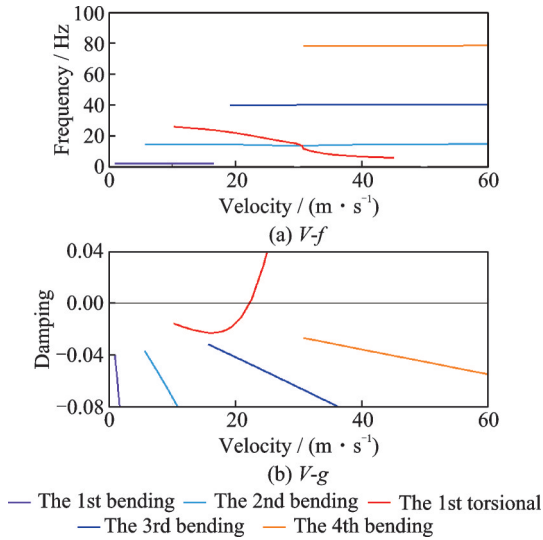
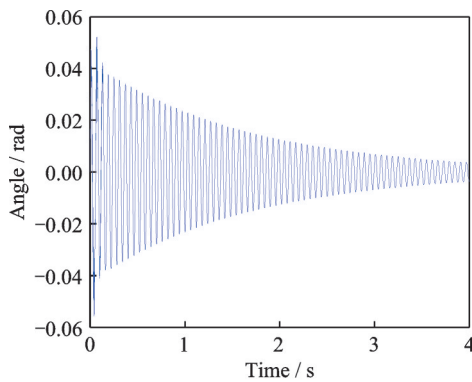


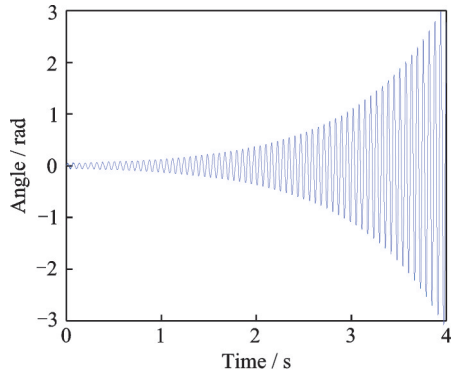
图4 模型的 $V-f$ 图与 $V-g$ 图

Fig.4 $V-f$ and $V-g$ diagrams of the model

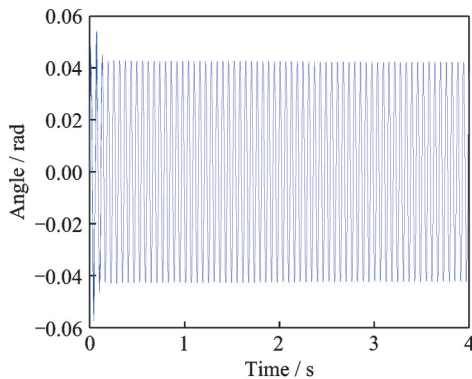
对颤振发生时(图 5(c)中的数据)叶片时域响应数据进行傅里叶变换,从而获得本文方法的颤振



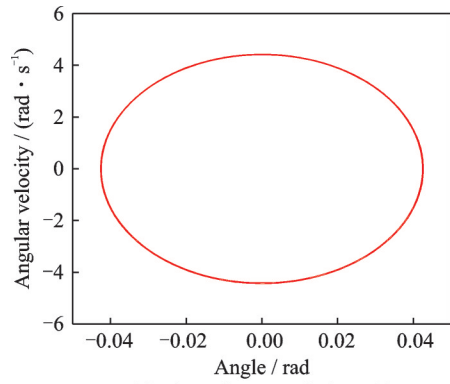
(a) Subcritical state, 24 m/s



(b) Supercritical state, 25 m/s



(c) Flutter critical state, 24.18 m/s



(d) Phase diagram of Fig. 5 (c)

图5 模型尖端后缘倾角的时程曲线

Fig.5 Time history of the angle of attack at wing-tip trailing edge

频率为 16.38 Hz。图 6 展示了不同风速下的幅频曲线。显然,颤振是由第一扭转模态和第二弯曲模态的耦合引起的。

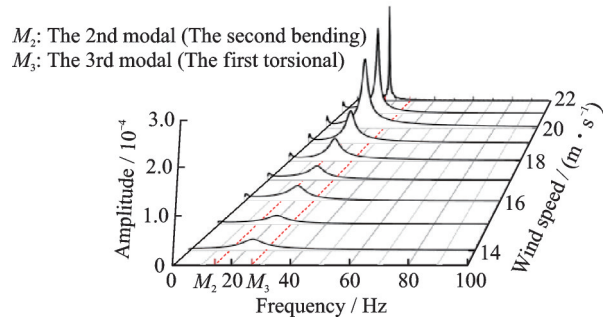


图6 不同风速下的幅频曲线

Fig.6 Amplitude-frequency response at different wind speeds

从图 4 可以看出,在 NASTRAN SOL145 的计算中,颤振发生在第一扭转模态,这与前述数据一致。从图 4 可以得到阻尼 0% 和 2% 时的临界条件,如表 2 所示。 $g=0\%$ 的结果表示阻尼为 0 时对应的速度,以及该模态分支在该速度下对应的频率。与本研究结果相比,颤振频率误差约为 14.0%,而颤振入流速度误差约为 1.0%。

表 2 NASTRAN 和本文计算的颤振条件对比

Table 2 Comparison of flutter conditions of NASTRAN and the current study

参数	NASTRAN		本文方法
	$g=0\%$	$g=2\%$	
颤振速度/ $(m \cdot s^{-1})$	22.2	23.7	25.0
颤振频率/Hz	21.0	19.2	15.8

2 NREL 5 MW 风机叶片计算结果

在验证了本文提出的方法后,将其用于预测实际大型风力机叶片的气动弹性特性。以 NREL 5 MW 叶片为例进行分析。该叶片展向长度为 62.5 m,额定风速为 11.4 m/s,额定叶片转速为

12.1 rev/min。其他结构参数取自文献[29],如图 7 所示。

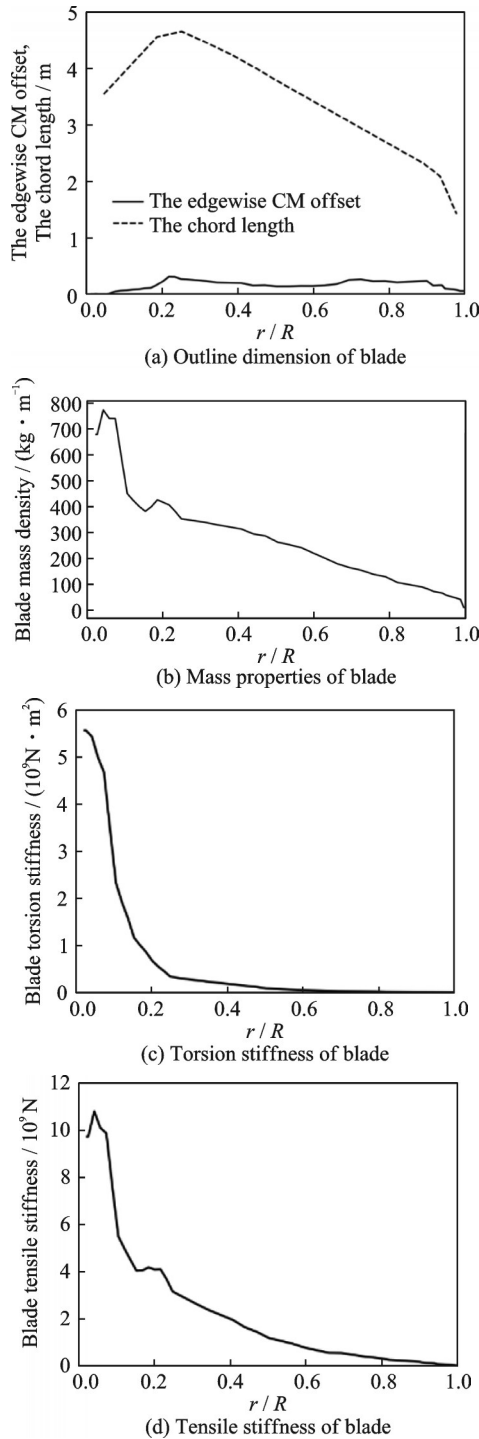


图 7 NREL 5 MW 叶片的结构特性

Fig.7 Structural properties of the NREL 5 MW blade

图 7(a)中,“CM”表示质量中心。边缘方向 CM 偏移量指的是从叶片俯仰轴到叶片截面 CM 沿弦线方向的距离,向尾缘方向为正。图 7(c,d)展示了沿展向分布的叶片刚度特性。根据这些参数在 NASTRAN 中建立了模型。图 8 展示了 NASTRAN 中的叶片有限元模型和第一阶模态振型。

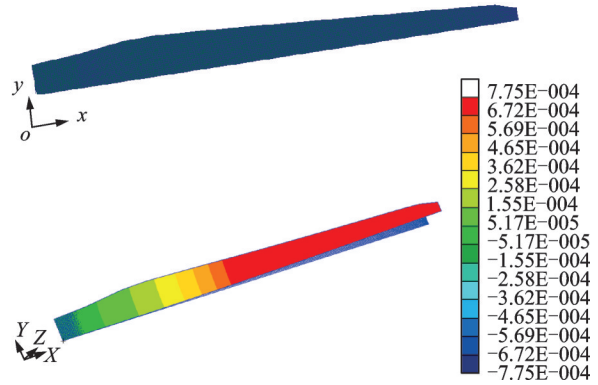


图 8 叶片有限元模型和第一阶模态振型

Fig.8 Blade finite element model and its first mode shape

为了验证模型的合理性,将模型的模态频率与其他研究进行比较。表 3 展示了本方法与其他研究的模态频率结果,其中 Jonkman 的结果来自风力机的标准文档文献[29]。

表 3 本模型与其他研究的模态频率对比

Table 3 Comparison of modal frequencies of the present model and other studies

频率/Hz	Jonkman ^[29]	Hansen ^[4]	Meng ^[6]	Pourazarm ^[7]	本文
一阶挥舞	0.70	0.70	0.72	0.64	0.61
二阶挥舞	2.02	1.80	2.05	1.86	1.82
三阶挥舞		3.60	4.37	4.34	4.26
一阶扭转		8.00	5.62	5.39	5.68

然后,本文计算了不同转速下结构的响应。图 9 分别展示了临界颤振点前后叶片的时间域响应。

通过对临界状态下时域响应结果进行傅里叶变换,可以得到结构在临界状态下的主导振动频率,即颤振频率。最终得到的临界颤振转速为 24.5 rad/min,颤振频率为 3.6 Hz,如图 10 所示。

表 4 列出了其他研究人员对该叶片的研究结果。可以看出,在所有研究中,颤振速度都接近 5 MW 风力机设定额定运行速度的两倍。基于本方法得到的结果显示颤振速度略高于其他研究,但差异在可接受范围内。

文献[30]采用 FAST 软件对风轮静止时的颤振风速进行了预测,得出的颤振发生时的来流风速约为 58 m/s,与本文及表 4 列出的其他研究中得出的叶尖最大速度相比偏小。但考虑到其是统一风场,而表 4 其他研究中使用的旋转叶片上来流风速有大小梯度分布,因此这种差异可以理解。

从表 4 不同研究中的颤振模态可以看出,几乎在所有研究中颤振都发生在一阶扭转模态。为了对比说明各研究的差异,表 5 中列出了各项研究使用的结构模型、气动理论以及主要假设条件。

本文方法对 NREL 5MW 风机叶片的颤振计

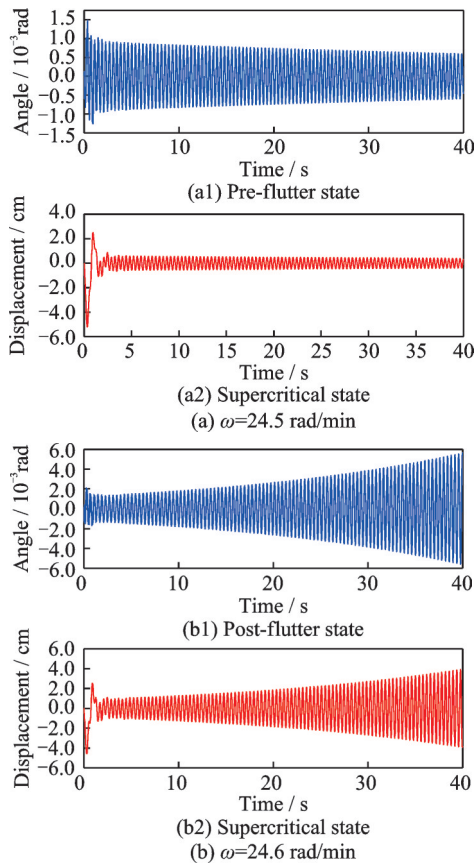


图9 叶尖迎角和挥舞方向位移时程曲线

Fig.9 Angles of attack and flapwise displacements vs time

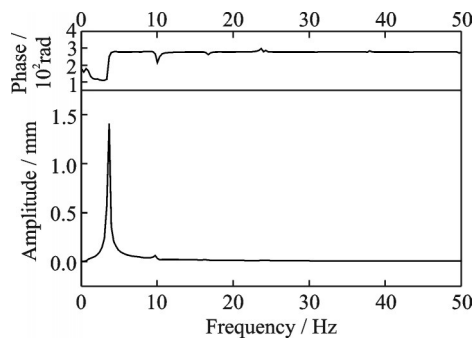


图10 临界状态下的频域特性($\omega=24.5$ rad/min)

Fig.10 Frequency-domain characteristic under the critical state ($\omega=24.5$ r/min)

表4 不同研究中的颤振计算结果

Table 4 Flutter conditions of NREL 5 MW blade in different studies

研究方法	颤振速度/ (rad·min ⁻¹)	颤振频率/ Hz	颤振模态
Hasen ^[4]	24.0	4.10	一阶挥舞
Meng ^[6]	19.1	3.40	
Farsadi ^[8]	23.1	5.64	一阶扭转
Pourazarm ^[7]	20.7	3.60	一阶扭转
本文	24.5	3.60	一阶扭转

算在普通工作单机上进行,完成单工况分析需要的时间为4 h。而对于同一模型完成相同物理时间的CFD分析在百核级的高性能计算集群上需要耗费

表5 不同研究中使用的模型和假设条件

Table 5 Models and assumptions used in different studies

研究方法	结构模型	气动模型	主要假设	分析域
Hasen ^[3]	悬臂梁	BEM	1,2	Frequency
Meng ^[5]	MBDyn	BEM		Time
Farsadi ^[8]	悬臂梁	Wagner's	1,2,3	Frequency
Pourazarm ^[7]	悬臂梁	Theodorsen's	1,2	Frequency
本文	FEM	BEM+ Theodorsen's	1	Time

注:1—静止空气中的旋转和零叶片俯仰;2—忽略重力和离心力;3—不包含摆振弯曲自由度

11 d 以上的壁钟时间^[31-32]。在保证预测精度的前提下,显著减少了计算资源和时间成本。

3 结果讨论

由于模型和假设的不同,本文预测的颤振速度可能比其他方法略高。首先需要指出的是,算法阻尼本身是NONLINEAR TRANSIENT模块所采用的时间积分方法的特性。由于2%是工程中常用的阻尼比值,表2中不仅对比了阻尼比为0%的结果,还对比了2%的结果。此外,NREL技术研究^[29]指出2%的阻尼比对系统至关重要。可以观察到,阻尼比为2%时的结果与本研究更为吻合。在文献[30]的研究中也提出,结构阻尼的增大会延迟颤振的发生。另一个可能造成差异的原因是非定常气动载荷。非定常气动模型中包含了由脱落涡引起的诱导速度,这可能会轻微降低升力曲线的有效斜率,从而导致载荷略有减小,临界速度相应增大。此外,BEM理论的修正也会产生影响。

当风力机运行时,叶片首先会在稳定气动力的作用下发生变形,达到平衡位置。这种变形可视为稳态变形。在此基础上,由于随机风扰,结构会产生相应的振动。在此采用2.3节描述的模型分析了稳态气动载荷下的系统响应。如图11所示,与不考虑稳态气动引起变形的情况(图6(c))相比,临界风速(24.18 m/s)几乎保持不变,稳态气动力仅改变了振动基线。考虑到稳态变形量很小,不会显著改变结构刚度或特性,这一结果是合理的。因此,可以简化计算,假设初始位置为零,而非静态变形后的平衡位置。

在之前提到的研究中,文献[7]采用了Theodorsen非定常理论,但未结合BEM理论。由于BEM理论考虑了能量转换,叶片上的修正风速实际上小于来流风速。这是本研究方法得到的颤振速度高于Pourazarm结果^[6]的原因之一。

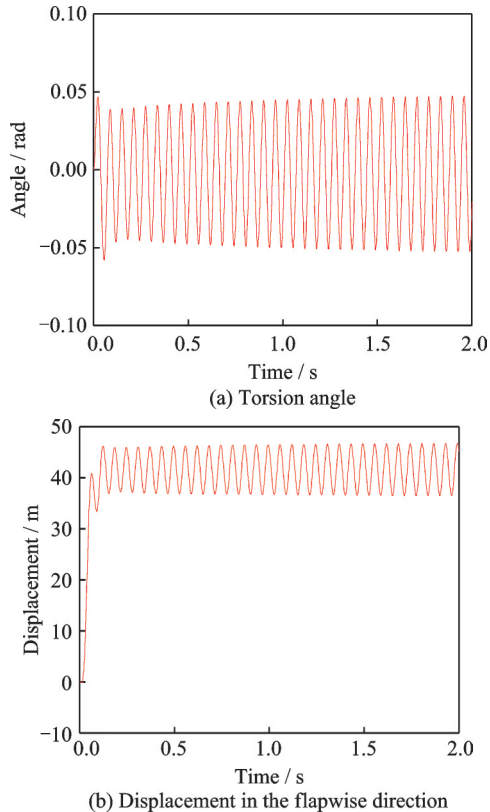


图 11 考虑稳态气动力时的临界状态结构响应

Fig.11 Critical state structural responses with stable aerodynamic forces

文献[6]中的颤振速度明显小于其他研究是合理的,因为它考虑了来流风速,而其他研究都假设在静止空气中旋转。文献[6]在计算中还考虑了重力,而其他研究没有。本文的计算表明,忽略重力会使结构振动更快收敛,从而导致更大的临界速度估计值。尽管如此,这种影响也很小,可以忽略不计,但此研究仍能解释结果的差异。文献[7]也得出了类似的结论。此外,本文还计算了离心力的影响。由于刚度增加,如果在计算中忽略离心力,结构会更快发散,从而得到更保守的临界速度。另外,文献[6]采用了稳态气动理论BEM,这也是其临界速度结果较小的原因之一。

颤振计算中使用的频率重合理论指出,随着风速增加,两个模态频率会相互接近直至完全重合。这两个模态的耦合振动可能从周围气流中获取能量,从而接近临界颤振点。然而,该理论基于稳态气动假设,在非定常流动情况下可行性降低。在研究由一阶弯曲频率和二阶扭转频率耦合引起的弯扭颤振时,注意到这两个模态的频率也会变化并相互接近,但不一定会达到相同值。这也可以从图8中看出,当颤振速度达到临界点时,两个频率相互接近但并未重合,而本文的颤振频率正好位于两者之间。

现有大多数研究采用频域分析方法,虽然计算复杂度较低,但严重依赖线性假设。例如,这些研究中的气动模型通常基于零迎角下的势流理论,难以处理涉及跨声速/高超声速流动或大攻角的强非线性气动系统。同样,结构非线性(如大变形、间隙、摩擦等)也无法通过线性模态叠加方法充分解决。本文采用时域方法的一个关键动机是其不依赖线性假设,能够计算结构几何非线性问题,这是通过有限元模型的灵活性实现的。采用本文方法计算时已在软件中进行了大变形设置,即考虑到了结构的几何非线性,这也是本文方法与其他频域方法计算结果的差异原因之一。另外本文方法也具有处理拥有非线性本构关系的材料非线性问题的能力,因此对于目前广泛使用新型复合材料的风电叶片,本方法具有更广泛的应用场景。

研究中的气动模型仍基于Theodorsen非定常理论,该理论历史上与几何非线性结构模型配合用于机翼颤振研究以近似气动非线性^[33],因此在研究中采用了类似方法。换言之,该方法具备分析风力机叶片非线性气动弹性特性的能力。然而,其在捕捉固有气动非线性(如动态失速和流动分离)方面具有固有局限性,因为Theodorsen理论本质上是一个线性化的、二维的、不可压缩的公式,仅限于小扰动假设下的简谐振动。

为了克服这些限制,未来工作将聚焦于引入先进的气动模型,包括动态失速框架(如Leishman-Beddoes模型)或更高精度的非定常理论。这些改进在当前流固弱耦合框架下具有计算可行性,该框架允许在不改变结构求解器的情况下对气动组件进行模块化更新。这种适应性确保了工程应用在精度和计算效率之间的平衡。

4 结 论

(1)本文提出一种风机叶片经典颤振时域耦合分析方法,融合改进叶素动量理论、Theodorsen非定常气动理论与计算结构动力学,采用流固弱耦合迭代机制,突破了传统频域方法对线性假设的依赖。

(2)以平板模型完成方法验证,将结果与NASTRAN频域方法模块对比,颤振入流速度误差仅1.0%,验证了本方法的计算准确性;将本文方法应用于NREL 5 MW大型风机叶片的经典颤振特性分析,得到叶片临界颤振转速24.5 rad/min、颤振频率3.6 Hz,且单工况计算耗时仅4 h,显著低于CFD-CSD耦合方法的计算成本,体现出良好的工程应用高效性。

(3)揭示了风机叶片颤振分析中关键因素对颤振特性的影响规律;稳态气动力仅改变结构振动基线,对临界颤振速度无显著影响;忽略重力会高估叶片临界颤振速度,忽略离心力则会得到偏保守的临界速度估计值;非定常气动载荷的引入与叶素动量理论的风速修正,均会使叶片临界颤振速度小幅提升。

当前,领域内最前沿的问题之一是由于显著非线性导致的线性颤振边界误判^[4],由于本方法在时域中运行且不要求模型满足线性假设,因此可应用于非线性问题的研究,包括在非线性大变形状态下工作,或使用的材料拥有复杂非线性本构关系的风机叶片。在气动建模方面,未来工作将整合非线性气动模型,包括动态失速、三维尾流效应等,以进一步提升模型对超大型柔性叶片的适用性。此外,本文方法中应用的有限元分析代码的算法阻尼目前不可控且无法量化,这也是该方法不确定性的来源,将在后续研究中重点关注这些问题。

参考文献:

- [1] KALLESOE B S. Equations of motion for a rotor blade, including gravity, pitch action and rotor speed variations[J]. *Wind Energy*, 2007, 10(3): 209-230.
- [2] THEODORSEN T. General theory of aerodynamic instability and the mechanism of flutter: NACA-TR-496[R]. Washington: NACA, 1979.
- [3] HANSEN M H. Aeroelastic stability analysis of wind turbines using an eigenvalue approach[J]. *Wind Energy*, 2004, 7(2):133-143.
- [4] HANSEN M H. Aeroelastic instability problems for wind turbines[J]. *Wind Energy*, 2007, 10(6):551-577.
- [5] WANG L, QUANT R, KOLIOS A. Fluid structure interaction modelling of horizontal-axis wind turbine blades based on CFD and FEA[J]. *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, 2016, 158: 11-25.
- [6] MENG F. Aeroelastic stability analysis for large-scale wind turbines[D]. Delft: Delft University of Technology, 2011.
- [7] POURAZARM P, MODARRES-SADEGHI Y, LACKNER M. A parametric study of coupled-mode flutter for MW-size wind turbine blades[J]. *Wind Energy*, 2015, 19(3): 497-514.
- [8] FARSADI T, KAYRAN A. Classical flutter analysis of composite wind turbine blades including compressibility[J]. *Wind Energy*, 2020, 24(1): 69-91.
- [9] LOBITZ D W. Aeroelastic stability predictions for a MW-sized blade[J]. *Wind Energy*, 2004, 7(3): 211-224.
- [10] LOBITZ D W, WAYNE D. Parameter sensitivities affecting the flutter speed of a MW-sized blade [J]. *Journal of Solar Energy Engineering*, 2005, 127(4): 538-543.
- [11] RESOR B R, OWENS B C, GRIFFITH D T. Aeroelastic instability of very large wind turbine blades [C]//Proceedings of the European Wind Energy Association 2012 Conference and Exposition. Copenhagen, Denmark:[s.n.], 2012.
- [12] REZAEI M M, BEHZAD M, HADDADPOUR H, et al. Aeroelastic analysis of a rotating wind turbine blade using a geometrically exact formulation[J]. *Nonlinear Dynamics*, 2017, 89(4): 1-26.
- [13] STÄBLEIN A R, HANSEN M H, PIRRUNG G. Fundamental aeroelastic properties of a bend-twist coupled blade section[J]. *Journal of Fluids & Structures*, 2017, 68: 72-89.
- [14] FAKOOR M, RAFIEE R. Aeroelastic investigation of a composite wind turbine blade[J]. *Wind and Structures*, 2013, 17(6): 671-680.
- [15] FARSADI T, KAYRAN A. Flutter study of flapwise bend-twist coupled composite wind turbine blades[J]. *Wind and Structures*, 2021, 32(3): 267-281.
- [16] DU Shaojun, ZHOU Jingwei, LI Fengming. Aeroelastic deformation and load reduction of bending-torsion coupled wind turbine blades[J]. *Wind and Structures*, 2022, 35(5): 353-368.
- [17] LEISHMAN J. Challenges in modeling the unsteady aerodynamics of wind turbines[J]. *Wind Energy*, 2002, 5(2/3): 85-132.
- [18] SUN Zhenye, CHEN Jin, SHEN Wenzhong, et al. Improved blade element momentum theory for wind turbine aerodynamic computations[J]. *Renewable Energy*, 2016, 96(A): 824-831.
- [19] YU D O, KWON O J. Predicting wind turbine blade loads and aeroelastic response using a coupled CFD-CSD method[J]. *Renewable Energy*, 2014, 70(5): 184-196.
- [20] SAYED M, LUTZ T, KRMER E, et al. Aeroelastic analysis of 10 MW wind turbine using CFD-CSD explicit FSI-coupling approach[J]. *Journal of Fluids and Structures*, 2019, 87: 354-377.
- [21] SENGUPTA A R, BISWAS A, GUPTA R. Aerodynamic analysis of cambered blade H-Darrieus rotor in low wind velocity using CFD[J]. *Wind and Structures*, 2021, 33(6): 471-480.
- [22] SEARS W R. Operational methods in the theory of airfoils in non-uniform motion[J]. *Journal of the Franklin Institute*, 1940, 230(1): 95-111.
- [23] WAGNER H. Über die Entstehung des dynamischen

- Auftriebes von Tragflügeln[J]. *Journal of Applied Mathematics and Mechanics/Zeitschrift für Angewandte Mathematik und Mechanik*, 1925, 5(1): 17-35.
- [24] FRIEDMANN P P, VENKATESAN C. Finite state modelling of unsteady aerodynamics and its application to a rotor dynamic problem [C]//Proceedings of the Eleventh European Rotorcraft Forum. London, England:[s.n.], 1985.
- [25] RANKINE W J M. On the mechanical principles of the action of propellers[J]. *Transactions of the Institution of Naval Architects*, 1865, 6:13-39.
- [26] BETZ A. Einführung in die Theorie der Strömungsmaschinen[M]. Karlsruhe: Braun, 1959.
- [27] VERMEER L J. Wind turbine wake aerodynamics [J]. *Progress in Aerospace Sciences*, 2003, 39(6): 467-510.
- [28] HANSEN M H. Aerodynamics of wind turbines[M]. 2nd ed. London: Earthscan, 2008.
- [29] JONKMAN J, BUTTERFIELD S, MUSIAL W, et al. Definition of a 5-MW reference wind turbine for offshore system development: NREL/TP-500-38060 [R]. Golden: NREL, 2005.
- [30] 戴丽萍,白雪峰,王晓东,等.大型风力机叶片颤振边界的预测分析[J].*工程热物理学报*, 2022, 43(9): 2357-2362.
- DAI Liping, BAI Xuefeng, WANG Xiaodong, et al. Prediction and analysis of blade flutter boundary of large wind turbine[J]. *Journal of Engineering Thermophysics*, 2022, 43(9): 2357-2362.
- [31] BERNARDI G. Feasibility study of a 3D CFD solution for FSI investigations on NREL 5 MW wind turbine blade [D]. Stockholm: KTH Royal Institute of Technology, 2015.
- [32] DOSE B, RAHIMI H, HERRÁEZ I, et al. Fluid-structure coupled computations of the NREL 5MW wind turbine blade during standstill[J]. *Journal of Physics: Conference Series*, 2016, 753(2): 022034.
- [33] 杨超,杨澜,谢长川.大展弦比柔性机翼气动弹性分析中的气动力方法研究进展[J].*空气动力学学报*, 2018, 36(6): 1009-1018.
- YANG Chao, YANG Lan, XIE Changchuan. Development of aerodynamic methods in aeroelastic analysis for high aspect ratio flexible wings[J]. *Acta Aerodynamica Sinica*, 2018, 36(6): 1009-1018.

(编辑:孙静)