

大型风力机柔性叶片在运行工况下的内力分析

徐 磊, 李德源

(广东工业大学机电工程学院, 广州 510006)

摘 要:为了准确地模拟柔性叶片在运行工况下叶片危险截面的内力,进行叶片的强度与刚度分析,并考察叶片的振动对气动载荷与气弹响应的反馈,以美国可再生能源实验室(NREL)发布的 5 MW 近海风力机为研究对象,建立了包含气动模型和系统的动力响应模型两部分的柔性叶片非线性气动弹性力学模型。采用计算多体系统动力学理论,基于 Roberson - Wittenburg 建模方法,结合叶素动量理论,建立了柔性叶片的气弹耦合方程,实现了叶片的气弹耦合时域响应分析。算例计算了 NREL 的 5 MW 近海风力机在紊流风速作用下,叶片各截面的挥舞、摆振和扭转方向内力矩的时域响应。研究成果对于叶片强度与刚度校核与优化设计有重要的应用价值。

关键词:风力机;气弹响应;气弹耦合;振动

中图分类号:TK83

文献标志码:A

引 言

单机大型化是现代风力机发展的必然方向,但柔性构件(如叶片等)振动对于机组气动力的影响及与之相对应的气动载荷变化对机组气动弹性的反馈成为不能忽略的问题。在叶片设计过程中,需要准确地知道叶片各截面在空气动力、重力与惯性力作用下的内力,因此,寻求包含非线性变形效应的风力机叶片各截面内力分析的方法成为了大型风力机柔性叶片强度与刚度校核与优化设计的重要基础^[1-2]。

对于风力机叶片这种具有空间运动和弹性变形的构件,Molenaar^[3]及 Holierhoek^[4]等人引入“超级单元”(Superelement)对其进行离散,以反映其弹性变形。Molenaar^[3]采用超级单元(无扭转自由度)对风力机的柔性构件(如风轮叶片和塔架)进行离散,各刚体之间通过力元(弹簧、阻尼器)与铰连接,这样风力机系统可以用一离散的刚、柔混合多体系统(HMBS)来表示。Holier-

hoek^[4]使用 HMBS 方法建立了 NM80 风力机的力学模型,利用哈密顿原理导出了动力学方程,分析了超级单元个数及几种不同的计算超级单元弹簧系数的方法对柔性件的固有频率和阻尼系数计算精度的影响。

对于叶片空气动力载荷的计算,目前常用的理论有叶素动量理论(Blade Element - Momentum Theory, BEM)、广义动态尾流理论(Generalized Dynamic Wake Theory, GDW)以及计算流体动力学(Computational Fluid Dynamics, CFD)方法等^[5]。由于 BEM 理论求解快速,且可结合其他非定常气动模型,计算结果合理,应用较广。GDW 理论除了计算旋转平面到尾流的轴向诱导速度外,还考虑了尾迹效应,气动模型较为复杂^[6]。而 CFD 方法则使用数值方法求解非线性微分方程组(Navier - Stokes 方程)^[7],虽然计算精度较高,但计算量较大。

本文采用 HMBS 方法建立叶片多体系统的力学模型,基于虚位移原理导出了该系统的动力学方程的一般形式,编制了通用的动力学仿真程序。在此基础上联合

收稿日期:2014-04-17

基金项目:国家自然科学基金项目(51276043)

作者简介:徐磊(1988-),男,湖南岳阳人,硕士生,主要从事风力机气弹耦合方面的研究,(E-mail)yudianxl@qq.com

李德源(1965-),男,四川隆昌人,教授,博士,主要从事风力机气动与结构分析方面的研究,(E-mail)lidey@gdut.edu.cn

BEM 气动模型得到气弹耦合模型,在对动力学方程进行数值积分每一时间步中,气动模型能实时地根据叶片各刚体的速度、角速度和姿态坐标(方向余弦阵)计算出作用在叶片各刚体上的气动载荷,并将其加载到瞬时变形的叶片中,实现了叶片的气弹耦合时域响应分析。

算例以美国可再生能源实验室(NREL)发布的 5 MW 近海风力机叶片为研究对象^[8],计算了风力机叶片在运行工况下挥舞、摆振与扭转力矩的时域响应。所作研究对大型风力机叶片设计、优化与保障风力机组的安全稳定运行,具有重要的应用价值及意义。

1 柔性叶片的多体系统动力学建模

应用计算多体系统动力学中的 Roberson - Wittenburg(R - W)方法^[9]来建立柔性叶片的多体动力模型。为了准确地描述叶片在气弹耦合分析中表现出的柔性行为,在多体系统模型中引入所谓的“超级单元”对柔性叶片进行动力学建模^[4],并将变形较小的轮毂和机舱等构件处理为刚体^[10],可在尽量少自由度下得到与实际相符的结果。每个超级单元包含 4 个体,单元之间通过相邻体联接,而单元内部体通过带弹簧和阻尼器的万向节或转动铰相联接,使其能反映叶片的横向弯曲变形与扭转变形。这样叶片被处理成由刚体、铰、力元和外力组成的多体系统。

1.1 超级单元模型和叶片的离散

将柔性构件离散为若干个超级单元,如图 1 所示。其中 B_1 和 B_2 , B_3 和 B_4 均由万向节连接,而 B_2 和 B_3 则由旋转铰连接,由此来反映构件的弯曲与扭转变形,弹簧与阻尼器约束刚体间的相对运动(如图中的 $C_{y1} \sim C_{y3}$)。因此,每个超级单元有 4 个旋转和 1 个扭转共 5 个自由度,图 1 中两个相互垂直平面内的弯曲由 2 个万向节的广义坐标 $\theta_1, \theta_2, \theta_4, \theta_5$ 来表示,扭转则由转动铰的广义坐标 θ_3 来表示。

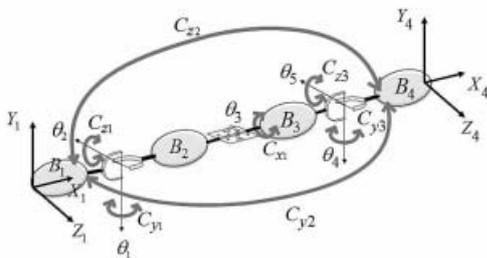


图 1 超级单元模型

以 NREL 5 MW 水平轴风力机 61.5 m 长叶片为算

例,将其离散为 4 个超级单元来建立柔性叶片的拓扑模型。由于前后两个超级单元中相邻的两刚体刚性联接,可合并为一个刚体(如 B_4 、 B_7 和 B_{10}),这样叶片可分割成 13 个刚体,共 21 个自由度。在地面上建立惯性坐标系 XYZ ,在叶片的根部建立叶片坐标系 $X'Y'Z'$ (叶片的挥舞和摆振状态的参考坐标系), OO' 的距离与轮毂质心到叶根的距离相同,以模拟叶片绕风轮主轴的转动。

1.2 柔性叶片的多体系统动力学方程

根据 R - W 方法,按照规则标号对图 2 所示的多体系统中各个体及铰进行标号,体记作 $B_i(i = 1, \dots, 13)$,其内接铰记作 $H_i(i = 1, \dots, 13)$ 。铰 H_1 的铰点建立在惯性坐标系原点 O 上,其余内接铰 H_i 的铰点均建立在各刚体质心截面的弦长 1/4 处。以 B_1 代表叶片上与轮毂固结的刚体,其运动被约束,对于其余体 B_i ,其内接铰 H_i 的相对运动可通过固结在体 B_i 及其内接体上的坐标系的相对关系来描述。

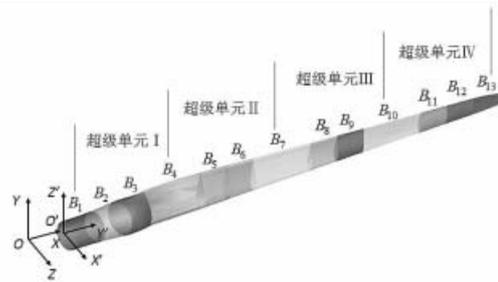


图 2 刚体规则标号、惯性坐标系 XYZ 和叶片坐标系 $X'Y'Z'$

取各铰的转动为广义坐标,则从柔性叶片多体系统的拓扑构形可得其广义坐标阵为:

$$q(t) = (q_1, \dots, q_{21})^T \tag{1}$$

$q(t)$ 对时间的一阶和二阶导数 $\dot{q}(t)$ 、 $\ddot{q}(t)$ 分别称为广义速度和广义加速度。对于由 N (本文中 $N = 13$) 个体组成的树系统,令其质量为 m_i ,中心惯性张量为 J_i ,该体所受的外力的主矢与相对于质心的主矩分别记为 F_i 和 M_i (对于风力机叶片,其广义外力包括重力、惯性力等机械载荷以及气动载荷)。叶片多体系统的动力学拉格朗日数学模型可通过虚功形式的动力学普遍方程来建立,即多体系统在虚加的惯性力以及真实的主动动力与理想约束力作用下处于“静止平衡”,给予系统内各质点以任意虚位移,由于理想约束力对于质点系的任意虚位移所作虚功之和为零,由虚位移原理可导出:

$$\sum_k \delta r_k \cdot (-m_k \ddot{r}_k + F_k) = 0 \tag{2}$$

式中, k 为质点系质点数; r_k 为质点广义坐标; δr_k 为其虚位移; \ddot{r}_k 为广义加速度; F_k 为外力主矢与主矩构成的

广义力。由此可导出叶片系统以 $q(t)$ 为变量的二阶常微分方程组:

$$Z\ddot{q} - z = 0 \quad (3)$$

其中, Z 称为广义质量阵; z 为广义力阵, 其具体表达形式可参阅文献[9]。该方程组中广义质量和广义力阵均包含了以广义坐标 q 为变量的方向余弦阵, 而且这些变量随时间变化, 因此该方程组呈非线性。结合相应的初始条件, 对上式进行数值积分求解, 即可求得叶片中各个体的运动量 $q(t)$ 、 $\dot{q}(t)$ 及 $\ddot{q}(t)$ 。

1.3 模型的相关参数与模型验证

柔性叶片离散为通过弹簧盒阻尼器连接的多个刚体的过程中, 关键在于弹簧的刚度系数如何确定才能使模型能尽量符合柔性叶片的力学特性, 确定原则如下: (1) 在静载荷下, 离散模型的弹性变形应和柔性叶片变形相等; (2) 超级单元应与相同尺寸的刚性梁有相同的质量和惯性性质; (3) 超级单元的固有频率应尽量接近连续梁的固有频率。

NREL 发布的 5 MW 近海风力机为上风向变速变桨距风力机, 叶片截面刚度分布、质量分布与翼型等参数及各截面翼型气动特性等参数可参考文献[8]。据弹性梁的弯曲与扭转理论^[4], 可得各超级单元中弹簧的刚度系数(表 1)。

表 1 NREL -5MW 风力机叶片弹簧刚度系数/(Nm/rad)

超级单元		I	II	III	IV
挥舞方向	C_{y1}	1.10×10^9	1.73×10^8	3.47×10^7	5.50×10^8
	C_{y2}	1.13×10^8	3.10×10^7	4.82×10^6	8.46×10^5
	C_{y3}	3.69×10^8	9.49×10^7	1.17×10^7	2.22×10^6
摆振方向	C_{z1}	1.48×10^9	3.88×10^8	1.99×10^8	4.71×10^7
	C_{z2}	1.62×10^8	7.99×10^7	3.21×10^7	8.31×10^6
	C_{z3}	6.63×10^8	3.01×10^8	1.06×10^8	2.40×10^7
扭转方向	C_{x1}	9.64×10^7	1.25×10^7	2.31×10^6	4.71×10^5

针对本文叶片多体模型, 应用多体动力学软件 ADAMS/Vibration 对该叶片的固有频率进行了计算, 结果与 NREL 提供的基于风力机气弹分析软件 FAST 的分析结果进行对比(表 2), 验证了本模型的有效性。

表 2 计算结果对比

固有频率	NREL 结果		本文仿真结果	振型描述
	FAST	ADAMS	ADAMS	
一阶	0.6675	0.6686	0.6759	一阶挥舞
二阶	1.0793	1.0740	1.1036	一阶摆振
三阶	1.9223	1.8558	1.8359	二阶挥舞
四阶	—	—	3.8989	二阶摆振, 伴有挥舞和扭转
五阶	—	—	3.9722	三阶挥舞与扭转耦合

注: 单位为 Hz, “—”表示没有数据

2 叶片气动载荷计算与气弹耦合分析

运用叶素-动量理论(BEM)计算作用在叶片各刚体上的气动力, 并采用普朗特叶尖修正^[5]。假设某刚体 $B_i (i = 1, \dots, 13)$ 各截面处的气动载荷相同, 并始终作用在 B_i 质心截面的气动中心处(叶片质心截面弦上距前缘 1/4 处, 如图 3)。则由叶素理论, 风轮平面内某一环形区域所受的推力 F_T 及转矩 Q 计算公式为:

$$F_T = 0.5B\rho cW^2(C_L(\alpha)\cos\phi + C_D(\alpha)\sin\phi)L \quad (4)$$

$$Q = 0.5B\rho cW^2(C_L(\alpha)\sin\phi - C_D(\alpha)\cos\phi)Lr \quad (5)$$

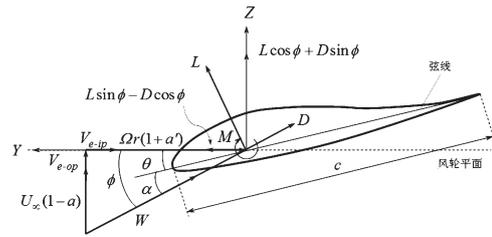


图 3 刚体 B_i 质心截面上的气动参数及气动中心连体基

由动量理论, 风轮平面内某一环形区域所受的推力 F_T 及转矩 Q 计算方法为:

$$F_T = 4\pi r\rho U_\infty^2(1-a)aFL \quad (6)$$

$$Q = 4\pi r^3\rho U_\infty\omega(1-a)a'FL \quad (7)$$

其中, r 为气动中心距离旋转中心的距离; B 为风轮叶片数; ρ 为空气密度; c 为 B_i 的质心截面处叶素的弦长; U_∞ 为来流风速; ω 为风轮旋转角速度; W 为作用在刚体 B_i 质心截面气动中心切向速度 ωr 与来流风速 U_∞ 的合速度; α 为刚体 B_i 质心截面处的攻角; L 为刚体 B_i 沿叶片径向的长度; C_L 、 C_D 和 C_M 分别是升力系数、阻力系数和力矩系数, 它们为攻角 α 的函数; a 为轴向诱导因子; a' 为切向诱导因子; F 为叶尖损失因子。

当叶片变形较大时, 考虑叶片变形与挥舞与摆振速度对气动力的影响, 入流角 φ 及攻角 α 的计算公式为:

$$\tan\varphi = \frac{U_\infty(1-a) + V_{e-op}}{\omega r(1+a') + V_{e-ip}} \quad (8)$$

$$\alpha = \varphi - \theta \quad (9)$$

其中, φ 为空气入流角; θ 为叶素的扭转角; V_{e-op} 为气动中心挥舞速度; V_{e-ip} 为气动中心摆振速度。

结合以上公式, 以及二维翼型升阻特性数据, 便可通过迭代的方法计算出所需要的物理参数。具体迭代步骤可参考文献[11]。

气弹耦合仿真是在多体系统动力模块的基础上增加气动载荷计算模块来实现的, 耦合仿真流程如图 4 所

示。仿真过程中如果当前时刻 t 小于仿真时间 t_{end} , 则多体动力学模块将会在每一个时间步中调用气动模块计算时变的气动载荷。这些气动载荷作为外力输入到多体系统动力学模块计算出下一时间步中改变了的叶片各刚体的姿态坐标(方向余弦阵)、速度和角速度, 这些参数再输入到气动模块, 从而可计算出下一时间步的气动载荷并再次耦合到叶片的结构动力学计算去, 如此循环直到时间终点。

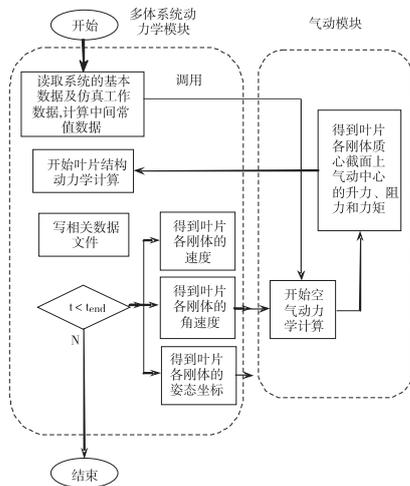


图 4 气弹耦合分析流程图

建立约束方程限制叶片转速

$$\Phi = q_1 - \omega_e t = 0 \quad (10)$$

其中 q_1 为叶片相对于机舱的转动自由度, ω_e 为额定转速 12.1 r/min。对于变转速控制, 此处亦可采用非线性约束方程进行约束。仍采用违约稳定法计算叶片的动力学响应。文中取 $\alpha = \beta = 10$, 仿真时间为 50 s, 积分精度为 10^{-5} 。

3 算例分析

3.1 模型及其参数的选取

基于以上的建模基础, 对文献[8]提供的 5 MW 风力机叶片在随机风速下的气弹响应进行了数值分析。计算过程在随机风速及额定转速(12.1 r/min)下进行。

考虑到此风轮直径(126 m)较大, 叶片上各刚体(叶素)在不同的高度风速存在风剪, 引入风速随高度变化的公式加以修正:

$$\frac{V}{V_0} = \left(\frac{H}{H_0}\right)^\alpha \quad (11)$$

式中, V 、 V_0 为距地面高度分别为 H 及 H_0 处的平均风速, 本文中, 取 $V_0 = 11.4$ m/s, 为轮毂高度 $H_0 = 90$ m 处的风速; α 为切变系数或粗糙度指数, 是一个经验指数, 其值为 0.125 ~ 0.6, 文中取 0.16。

3.2 叶片的内力分析

叶片变形导致相邻两个刚体之间产生相对转动, 因此刚体之间截面上的内力可通过刚体间的力元(弹簧、阻尼器)进行计算, 弹簧力和阻力分别与刚体之间的相对转动角度和转动速度成正比。

图 5 为叶片各刚体间的挥舞力矩图。从中可以看出, 叶片挥舞力矩为正(与风速方向相同), 其中叶根处挥舞力矩最大(B_1 与 B_2 之间)。挥舞力矩由空气动力载荷、重力载荷与惯性力所导致, 由于风力机在运行过程中, 始终受到随机来流的压迫作用; 同时, 各刚体的加速度也随时间不断变化, 造成了挥舞力矩的波动。

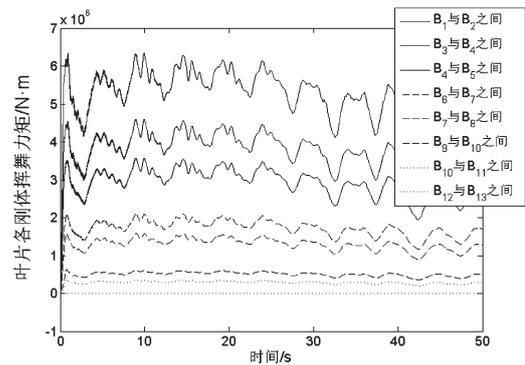


图 5 叶片各刚体挥舞力矩

图 6 为各刚体间的摆振力矩。从中可以看到, 在风力机运行过程中摆振力矩一般为负(与风轮旋转方向相同), 这是由于叶片始终受到升力的作用。而在这一过程中, 叶片变形产生的结构弹性力与气动力相互影响, 导致叶片的摆振力矩作周期性的波动。

图 7 为叶片超级单元(共 4 个)内的扭转力矩。从中可以看到, 在风力机运行过程中扭转力矩一般为负, 这是由于叶片各刚体气动中心偏离扭转轴, 而刚体始终受到来流风所引起的空气阻力的作用。

图 8 为叶尖的运动轨迹。如图 8 所示, 由于叶片的预弯作用, 故叶尖的初始点不在零点。由图 8 可以看出, 当风力机工作在工况下时, 叶尖在气动力及结构力的相互作用下, 始终在一定范围内不断颤动。

4 结束语

本文应用超级单元法将柔性叶片离散为有限个体, 并应用 R-W 建模方法, 建立柔性叶片的非线性代数-微分气弹耦合方程, 结合 BEM 计算叶片的空气动力和适当的数值求解方法, 用不多的自由度, 实现了大型风

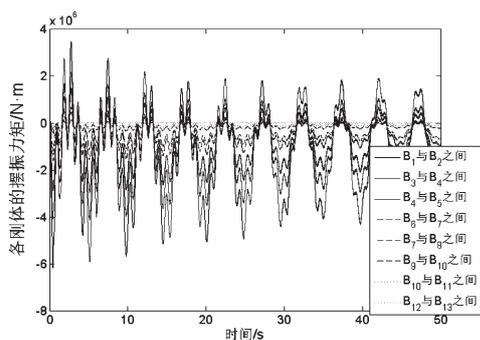


图6 叶片各刚体摆振力矩

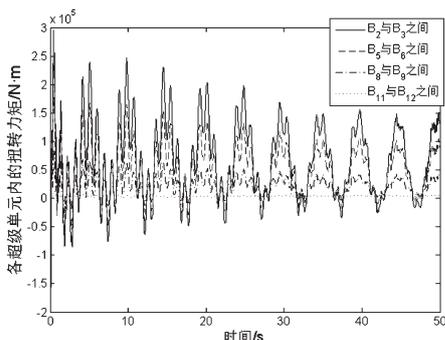


图7 叶片各超级单元内的扭转力矩

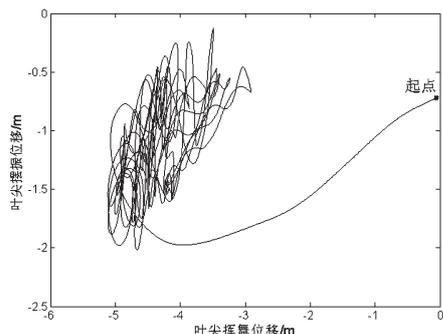


图8 叶尖在垂直于叶片径向的平面内的运动轨迹

力机叶片的非线性气弹耦合时域响应分析。算例对5 MW的风力机在紊流风速下的非线性气弹响应进行了数值模拟。

柔性叶片非线性多体动力学气弹耦合方程的构建与数值求解可通过编制的软件由计算机完成,大大节省建模与求解方程的时间以及可能引起的差错。通过建立不同的约束条件,可以实现变速或定转速风力机的时域分析。应用该方法,可以分析叶片上各位置处的截面内力,进而进行叶片的强度、刚度分析和气弹稳定性分析。通过时域响应的频域分析,也可以实现叶片动力特性如固有频率、结构阻尼与气弹阻尼等与气弹稳定性相

关的分析,分析的精度可通过增加超级单元的个数进行调整。在叶片设计或优化阶段,仅需通过输入文件,调整输入参数就能得到不同的优化结果。

基于时域响应的大型风力机叶片气弹耦合分析,对于大型风力机叶片的优化设计和安全稳定运行具有重要的意义,也是进行叶片气弹稳定性分析的重要基础。本文的工作对于叶片强度与刚度校核与优化设计有重要的应用价值。

参考文献:

- [1] Hansen M O L, Sørensen J N, Voutsinas S, et al. State of the art in wind turbine aerodynamics and aeroelasticity [J]. *Progress in Aerospace Sciences*, 2006, 42 (4): 285-330.
- [2] Kallesoe B S. Effect of steady deflections on the aeroelastic stability of a turbine blade [J]. *Wind Energy*, 2011, 14: 209-224.
- [3] Molenaar D P. Cost-effective design and operation of variable speed wind turbines [D]. Delft: Delft University of Technology, 2003.
- [4] Holierhoek J G. Aeroelasticity of Large Wind Turbines [D]. Delft: Delft University of Technology, 2008.
- [5] Hansen M O L. *Aerodynamics of wind turbines* [M]. 2nd ed. UK: Earthscan, 2008.
- [6] Kim S, Sclavounos P D. Fully coupled response simulations of theme offshore structure in water depths of up to 10 000 feet [C] // *Proceedings of 11th International Offshore and Polar Engineering Conference (ISOPE)*, Stavanger, Norway, June 17-22, 2001: 457-466.
- [7] Meng F Z. Aero-elastic Stability analysis for large-scale wind turbines [D]. Delft: Delft University of Technology, 2011.
- [8] Jonkman J, Butterfield S, Musial W, et al. Definition of a 5-MW reference wind turbine for offshore system development [R]. Springfield: U.S. National Renewable Energy Laboratory, 2009.
- [9] 洪嘉振. 计算多体系统动力学 [M]. 北京: 高等教育出版社, 1999.
- [10] Gebhardt C G, Preidikman S, Jørgensen M H, et al. Non-linear aeroelastic behavior of large horizontal-axis wind turbines: A multibody system approach [J]. *International Journal of Hydrogen Energy* 2012, 37 (19): 14719-14724.
- [11] 李春, 叶舟, 高伟, 等. 现代陆海风力机计算与仿真 [M]. 上海: 上海科学技术出版社, 2012.

(下转第28页)