文章编号:1001 - 2060(2024)12 - 0139 - 11

大型风力机叶片仿生结构轻量化设计研究

朱海波,缪维跑,李　春,岳敏楠
(上海理工大学 能源与动力工程学院,上海 200093)

摘　要:风力机叶片质量的增加已成为限制其大型化发展的主要因素之一。为降低叶片质量,借鉴植物叶脉分布特征提出一种新型仿生叶片,通过有限元方法建立具有仿生叶脉内肋结构的风力机的叶片,并进行相应铺层设计实现叶片轻量化,基于流固耦合方法验证叶片在不同偏航角极端环境下的结构性能。结果表明:仿生叶片可在保证结构刚度、极限强度、稳定性等方面性能与传统叶片相近的前提下减轻 6.6% 的重量;仿生叶片的内肋结构有助于增强叶片结构刚度,减小叶片叶尖形变量,且有助于降低叶片表面最大应力,但腹板最大应力略有增加;仿生叶片因除去尾缘加强材料导致偏航 -15°,极端风载荷下的抗屈曲性能略有降低,但总体仍在安全范围内。

关　键　词:风力机叶片;轻量化设计;仿生学;复合材料;结构分析

中图分类号:TK83　　**文献标识码**:A　　DOI:10.16146/j.cnki.rndlgc.2024.12.016

[**引用本文格式**]朱海波,缪维跑,李　春,等. 大型风力机叶片仿生结构轻量化设计研究[J]. 热能动力工程,2024,39(12):139 - 149. ZHU Haibo, MIAO Weipao, LI Chun, et al. Research on the design of bionic lightweight structure for large wind turbine blade[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2024, 39(12): 139 - 149.

Research on the Design of Bionic Lightweight Structure for Large Wind Turbine Blade

ZHU Haibo, MIAO Weipao, LI Chun, YUE Minnan
(School of Energy and Power Engineering, University of Shanghai for Science and Technology, Shanghai, China, Post Code: 200093)

Abstract: The rapid increase in the mass of wind turbine blades has become one of the main factors limiting its large-scale development. To reduce the mass of the blade, a new type of biomimetic blade was proposed based on the characteristics of plant leaf vein distribution. According to the finite element method, the wind turbine blades in inner rib structure with bionic leaf veins were established and the corresponding layup was designed to obtain the lightweight blade, and to verify the structural performance of the blade in the extreme environment of different yaw angles based on the fluid-structure coupling method. The results show that the bionic blade can reduce the weight by 6.6% under the premise of ensuring the similar performance to traditional blades in terms of structural stiffness, ultimate strength and stability. The inner rib structure of the bionic blade helps to increase the structural stiffness of the blade, reduce the blade tip deformation, and reduce the maximum stress on the surface of the blade, but the maximum stress on the web plate increases slightly; the bionic blade's anti-buckling performance under the

收稿日期:2023 - 09 - 05;　**修订日期**:2023 - 09 - 15

基金项目:国家自然科学基金项目(51976131,52006148,52106262);上海市Ⅳ类高峰学科 - 能源科学与技术 - 上海非碳基能源转换与利用研究院建设项目

Fund-supported Project: National Natural Science Foundation of China (51976131, 52006148, 52106262); Acknowledges the Non-carbon Energy Conversion and Utilization Institute under the Shanghai Class IV Peak Disciplinary Development Program

作者简介:朱海波(1999 -),男,上海理工大学硕士研究生.

通信作者:缪维跑(1990 -),男,上海理工大学讲师.

extreme wind load at yaw angle of −15° is slightly reduced due to the removal of the trailing edge reinforcing material, but the overall performance is still in the safe range.

Key words: wind turbine blades, lightweight design, bionics, composites materials, structural analysis

引 言

近年来,随着风电机组的大型化,风力机单机尺寸与质量不断增加。叶片作为风力机捕获风能的关键部件,运行工况复杂且受气动、重力及离心力等多种载荷共同作用[1]。因此,大型风力机叶片设计难点在于满足气动性能的前提下,还需解决叶片质量与结构性能及成本之间的关系。为保证叶片具备抵抗复杂环境所需的结构性能,高强度、低重量、抗腐蚀的新型复合材料已广泛应用于风力机叶片制造[2]。

然而,随着风力机单机容量的增加,即使采用轻质的复合材料结构,叶片质量仍不可避免地急速增大,这已成为限制风力机进一步大型化的主要原因之一[3]。因此,低成本、轻量化是当前叶片设计亟需解决的重要目标。

国内外学者开展了诸多叶片结构减重方面的研究。陈子雄等人[4]以位移差值及最大应力为约束、材料用量最少为目标,采用变密度法对柔顺机构进行优化设计,实现风力机叶片的自适应变形及结构轻量化。Albanesi 等人[5]将遗传算法与人工神经网络相结合,对风力机叶片铺层方案进行优化,以某 40 kW 风力机叶片为例,与参考值相比,优化后的叶片质量降低 20%。Sjølund 等人[6]基于结构梯度,采用序列线性规划方法,优化材料厚度与相对位置,使叶片质量最小化。Serafeim 等人[7]为 10 MW DTU 弯扭耦合叶片确定最佳铺层角度,在保持最大应力的同时,叶片根部弯矩减少 5%,质量减少 10%。朱杰等人[8]利用拓扑优化技术得到一种新型叶片结构形式,将其应用于叶片进行尺寸优化设计,从而减轻叶片质量。Baker 等人[9]用内部空间桁架代替主梁与腹板,在保证达到原始叶片轴向刚度和强度的情况下,减少复合材料的使用,从而降低叶片重量。此外,还有一些学者借鉴仿生学理论构建新型风力机叶片结构。王渊博等人[10]通过模仿动物骨骼结构对风力机进行设计,在保证叶片性能的同时,重量较原始叶片减少 23.4%。张立等人[11]基于仿生学设计风力机叶片腹板并对其力学性能进行分析发现,仿生腹板较原始腹板更具柔性。刘旺玉等人[12]基于植物叶脉中轴结构,提出一种仿生柔性叶片,结果表明,该仿生叶片可降低极端风速下的内部载荷。

上述研究表明,优化风力机叶片铺层或内部结构是实现轻量化的有效手段之一。基于此思路,借鉴风力机叶片与植物叶脉生存环境和结构特征的相似性,提出一种仿生叶脉内肋构型。相较于复杂的桁架式结构,本文所提叶脉内肋结构更为简单,通过其无规则的相互交错与支撑的特点提高风力机叶片结构刚度与局部屈曲稳定性,从而结合铺层设计实现叶片减重设计。为此,本文以 5 MW 风力机叶片为基准,建立轻量仿生叶脉铺层方案,通过流固耦合方法对不同叶片结构性能进行对比分析,从而验证新型轻量仿生叶脉叶片结构可靠性。

1 几何模型

1.1 传统叶片

本文以美国可再生能源实验室(National Renewable Energy Laboratory, NREL)开发的 5 MW 风力机为研究对象,主要参数如表 1 所示[13]。

表 1 NREL 5 MW 风力机主要参数[13]

Tab. 1 Main parameters of NREL 5 MW wind turbine[13]

参 数	数 值
额定功率/MW	5.0
切入风速/m·s^{-1}	3.0
额定转速/r·min^{-1}	12.1
叶片长度/m	61.5
轮毂直径/m	3.0
额定风速/m·s^{-1}	11.4
切出风速/m·s^{-1}	25.0
风轮直径/m	126
叶片质量/kg	17 740
轮毂高度/m	90

NREL 5 MW 风力机叶片自叶根至叶尖由 6 种不同翼型组成。由于叶根区承受巨大叶片重量及气动力,故采用圆形截面以提供较大刚性;过渡区采用相对厚度较大且兼具气动性能较优的 DU 系列翼型;气动区选用升阻比较高的 NACA64-168 翼型。为保证叶片具有足够的强度与刚度,在其内部布置 2 块腹板以抵抗剪力,腹板与主梁相连形成箱形结构,以承载叶片弯曲和扭转力矩。叶片主梁两侧的前缘及尾缘区域为防止表面发生屈曲形变,需填充泡沫及铺设玻璃钢加强材料以提供足够刚度。图 1 为 NREL 5 MW 传统叶片 CAD 模型,其中不同颜色代表铺设不同材料的区域。

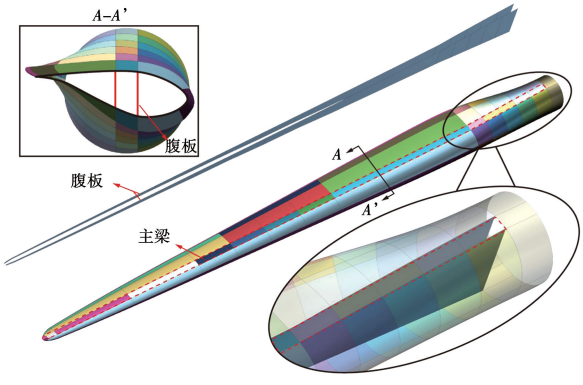


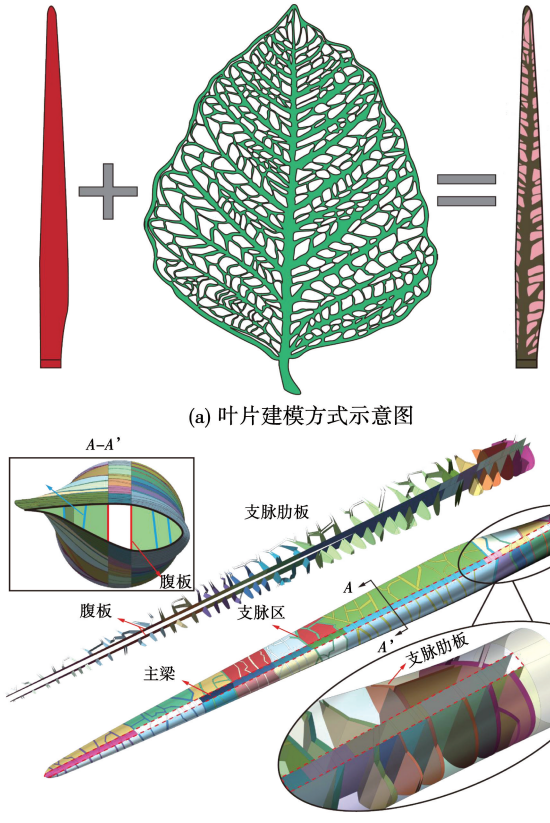
图 1　传统叶片 CAD 模型

Fig. 1 CAD model of traditional blade

1.2　仿生叶片

仿生叶脉叶片借鉴植物叶脉的中轴网络结构,将植物叶脉复刻于风力机叶片,其建模方式及 CAD 模型如图 2 所示。对比两者内部结构,与植物叶脉主脉功能相似,仿真叶片主梁与腹板组成的箱型结构承载风力机叶片主要载荷。为方便与传统叶片进行对比,此处仿生风力机叶片主梁并未完全参照叶脉主脉的弯曲形态,而是采用与传统叶片相同的直线型。

为使光合作用最大化,植物叶片通过支脉及细脉的支撑作用扩大叶片表面积,其形态和功能可为风力机叶片提供参考。因此,仿生叶片仿照植物叶脉,在腹板两侧添加了支脉肋板,用于支撑前缘及尾缘区域以加强结构稳定性,从而可减少传统叶片在该区域所用材料,最终实现轻量化目的。植物叶脉经线性化处理,结合三维建模软件 UG 将叶脉结构映射至传统叶片表面,随后将其拉伸填充叶片内部形成腹板与支脉肋板。



(a) 叶片建模方式示意图

(b) CAD模型

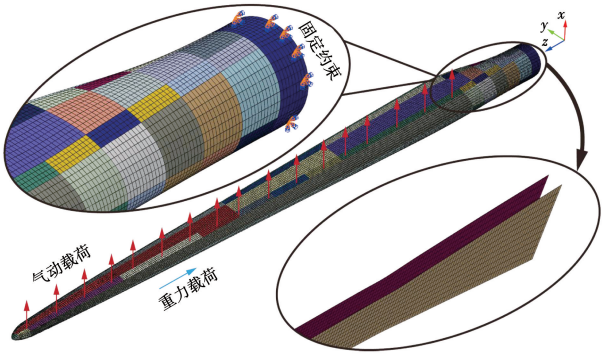
图 2　仿生叶脉叶片建模方式及 CAD 模型

Fig. 2 Modeling mode and CAD model of bionic blade with leaf vein

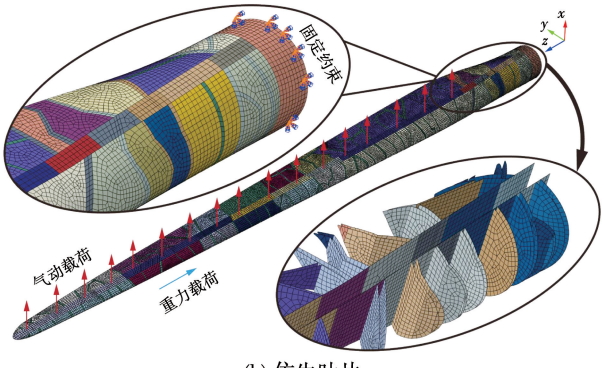
2　有限元模型

2.1　网格划分及边界条件

本文采用有限元软件 ABAQUS 进行网格划分、铺层设计及结构性能分析。叶片表面及腹板网格采用四边形为主的自由网格划分方式生成。网格单元采用适用于层合板分析的三维壳模型的四节点缩减积分 S4R 单元。叶片在根部采用完全固定约束以模拟风力机在极端环境下因故障停机的危险情况。载荷考虑重力及 50 m/s 极端风环境下的气动载荷。叶片网格划分及边界条件如图 3 所示,此时全局网格尺寸为 0.15 m。



(a) 传统叶片



(b) 仿生叶片

图 3 叶片网格划分及边界条件

Fig. 3 Meshing and boundary conditions of the blade

2.2 传统叶片铺层

传统叶片表面沿展向分割为 12 块区域,沿弦向分割为 6 块区域,各区域铺层方案参考美国 Sandia 实验室公开的叶片铺层设计,具体铺设厚度及分布参考文献[14]。铺层材料选用胶衣、双/三轴向蒙皮、泡沫、碳纤维及玻璃钢,表 2 为各复合材料主要力学性能参数[15]。其中,下标 x、y 分别表示叶片展向与弦向,E 为叶片弹性模量,G 为剪切模量,ν 为泊松比,t_{ply} 为单层材料厚度,ρ 为材料密度,S_t 和 S_c 分别为极限拉伸应力和压缩强度。

传统叶片铺层各材料分布占比如图 4 所示,总重量为 17 758 kg,与 NREL 5 MW 叶片设计值相近。传统叶片全区域以三轴向蒙皮为基底,主梁全部采用高强度、低密度的碳纤维;前缘区域以泡沫为核心;尾缘区域的核心除泡沫外,另铺设玻璃钢以加强结构强度;腹板同样以泡沫为核心,两侧铺设双轴向蒙皮。叶根作为叶片主要承重部分,需在此部分额外铺设三轴向蒙皮用以增强结构。在叶片外表面铺设 1 层胶衣,使其免受外界环境介质侵蚀,同时减少表面粗糙度。图 5 为传统叶片铺层后叶片各区域材料厚度。

表 2 复合材料性能参数

Tab. 2 Performance parameters of composite material

复合材料	E_x/GPa	E_y/GPa	G_{xy}/GPa	ν_{xy}	t_{ply}/mm	ρ/kg·m^{-3}	S_t/GPa	S_c/GPa
①胶衣	3.440	–	1.380	0.300	0.050	1 235	–	–
②~③三轴向蒙皮	27.700	13.650	7.200	0.390	0.940	1 850	0.144	0.213
④碳纤维	114.500	8.390	5.990	0.270	0.470	1 220	1.546	1.047
⑤玻璃钢	41.800	14.000	2.630	0.280	0.470	1 920	0.972	0.702
⑥~⑧泡沫	0.256	0.256	0.022	0.300	1.000	200	–	–
⑨双轴向蒙皮	13.600	13.300	11.800	0.490	1.000	1 780	0.700	–

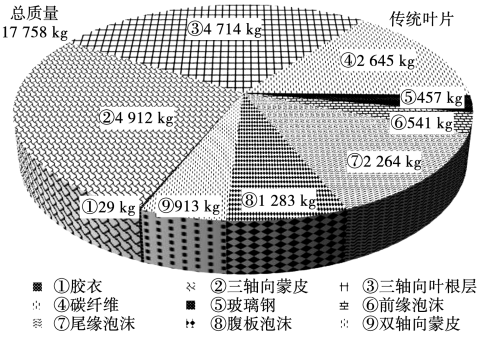


图 4 传统叶片各材料分布占比

Fig. 4 Material distribution proportion of traditional blade

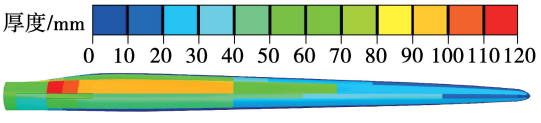


图 5 传统叶片铺层厚度

Fig. 5 Layup thickness of traditional blade

2.3 仿生叶片铺层

仿生叶片沿弦向分为 3 个区域,分别为前缘区域、主梁及尾缘区域,其中主梁与传统叶片完全相同,而前缘及尾缘区域根据叶脉位置沿展向被分为

数十块分区。为了便于与传统叶片进行对比,前、尾缘展向分区按距叶根距离合并为与传统叶片相似的 12 块分区。

对于仿生叶片减重铺层方案,由于叶脉内肋的支撑作用,尾缘区域不再需要使用玻璃钢加强屈曲稳定性,叶片表面支脉所占区域也不需要泡沫层,同时前后缘的泡沫层数可适当减少,从而实现叶片轻量化。

仿生叶片不同位置铺层材料示意图如图 6 所示。叶片的蒙皮、碳纤维主梁层及叶根加强层的铺层材料及厚度均与传统叶片相同,以保证两种叶片基本刚度与强度具有可比性。腹板、叶脉肋板、前缘及尾缘区域采用同材料但不同厚度的铺层方案。轻量化仿生叶片的材料分布如图 7 所示。

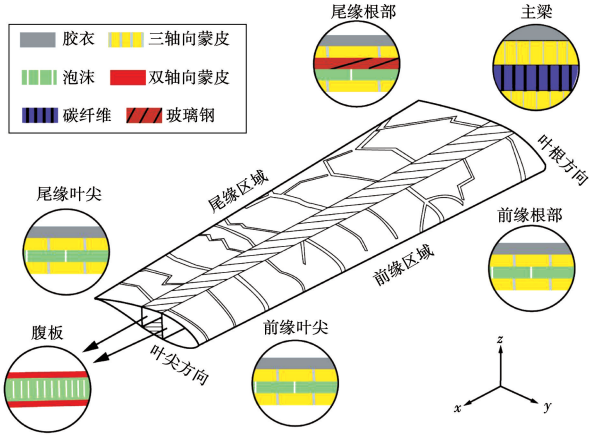


图 6　仿生叶片各区域铺层材料示意图

Fig. 6 Schematic diagram of layup material of each section of bionic blade

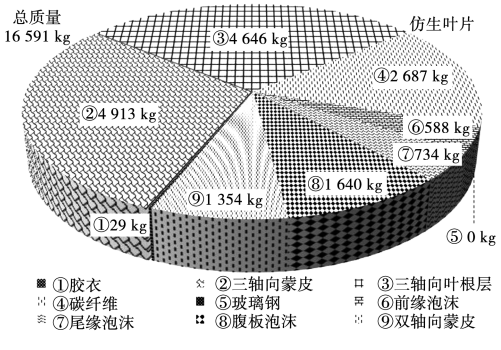


图 7　轻量化仿生叶片各材料分布

Fig. 7 Material distribution of lightweight bionic blade

仿生叶片不再使用⑤玻璃钢,且⑥~⑦泡沫层质量大幅降低,但腹板和肋板所用的⑧胶板泡沫及⑨双轴向蒙皮有所增加(因为内肋的存在增加了表面积)。仿生叶片总质量为 16 591 kg,相较于传统叶片减少了 6.6%。仿生叶片铺层厚度如图 8 所示。

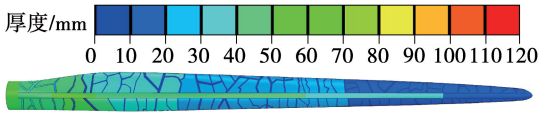


图 8　仿生叶片铺层厚度

Fig. 8 Layup thickness of bionic blade

2.4　模型验证

为验证模型准确性,对比 NREL 5 MW 理论设计值[14]与本文所建传统叶片的基本结构参数,如表 3 所示。

表 3　理论设计值与本文方案值基本参数对比

Tab. 3 Comparison of basic parameters between theoretical design value and scheme value in this paper

参　数	设计值	本文值
总质量/kg	17 740	17 758
沿展向重心位置/m	20.475	20.340 4
基于叶根惯性矩/kg·m^2	1.18×10^7	1.19×10^7
1 阶频率/Hz	0.84	0.82

由表 3 可知,本文铺层建立的叶片模型在总质量、叶片重心和惯性矩等方面基本与设计要求吻合,误差小于 0.2%。

通过叶片表面加载固定载荷对传统叶片和仿生叶片进行线性屈曲分析。对模型进行网格无关性验证,结果如图 9 和图 10 所示。

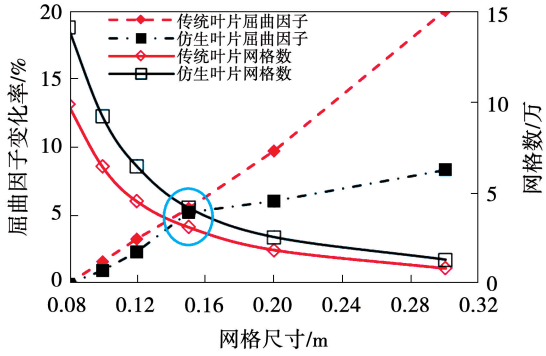


图 9　随网格尺寸变化的屈曲因子及网格数

Fig. 9 Variation of buckling factor and number of meshes with mesh sizes

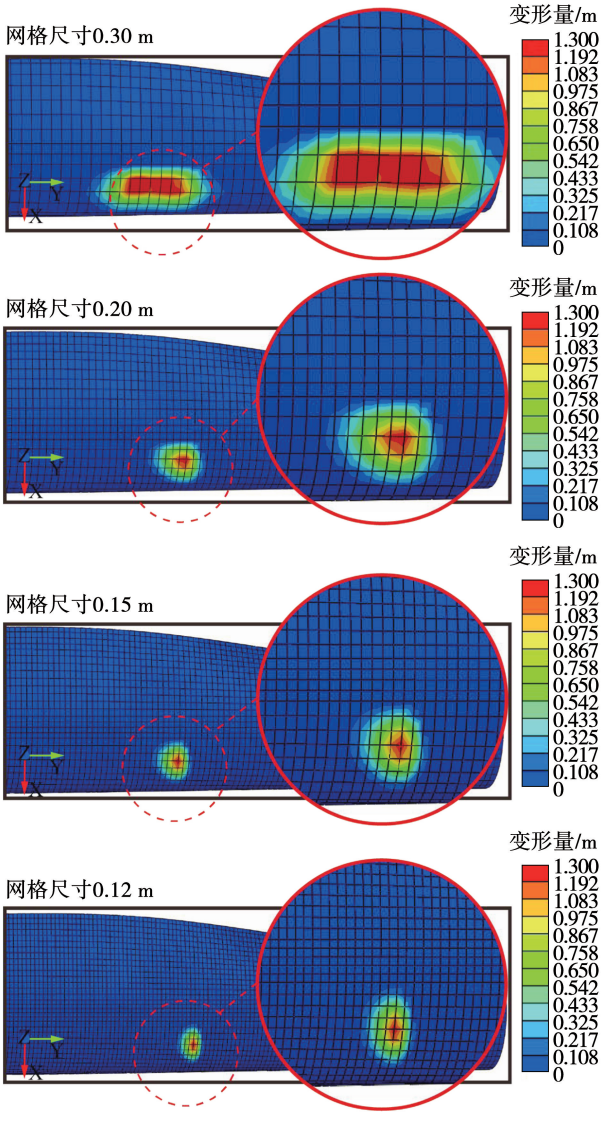


图 10 不同网格尺寸下传统叶片 1 阶屈曲模态

Fig. 10 Traditional blade 1st order buckling modes at different mesh scales

由图 9 和图 10 可知,以网格尺寸为 0.08 m 时屈曲因子为基准,随着全局网格尺寸的减小,两种叶片均在网格尺度为 0.15 m 时变化率小于 5%,而一阶屈曲模态的尺寸也随着网格尺寸减小而逐渐缩小。综合考虑计算效率后,最终选择网格尺寸为 0.15 m,此时传统叶片网格数为 31 282,仿生叶片网格数为 41 801。

3 流场模型

本文基于计算流体力学(Computational Fluid Dynamics,CFD)方法,采用 Star – ccm + 求解极端环境下气动载荷,并通过表面压力的形式投影至有限元叶片网格。

3.1 设计载荷工况

根据我国发布的风力机设计标准 GB/T 18451.1 – 2022[16],需验证风力机叶片结构的极限状态未超出设计范围。本文主要验证国标中设计载荷工况 6.1,即停机状态下遭遇 50 年一遇风速的极端情况,假定此种状态下风力机叶片已顺桨,但需考虑 ±15° 偏航的情况。图 11 为停机时风轮相位角 α 和偏航角 β 示意图。本文研究了 $\alpha=0$ 时,β 为 +15°,0°和 −15° 3 种情况。

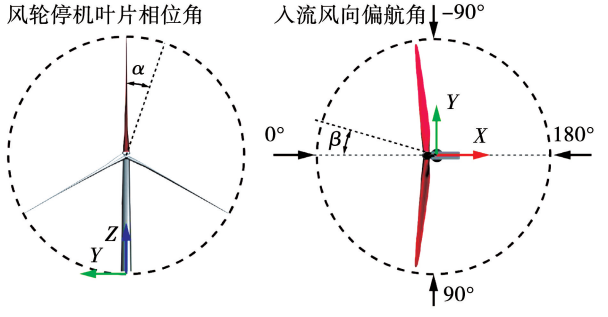


图 11 风力机停机位置及偏航角

Fig. 11 Parked position and yaw angle of wind turbine

本文采用了稳态风模型,根据国标规定,50 年一遇极端风切变 $V_{e50}(z)$ 应为[17]:

$$V_{e50}(z) = 1.4V_{ref}(z/z_{hub})^{0.11} \quad (1)$$

式中:z—海拔高度;V_{ref}—参考风速,取 50 m/s;z_{hub}—轮毂高度,90 m。

由此计算得风力机轮毂高度处风速为 70 m/s。

3.2 流场计算域及网格划分

计算域及边界条件如图 12 所示。以 5 MW 风力机风轮旋转直径 D 为基准,风轮距计算域进口、出口长度分别为 3D、5D,计算域宽、高分别取 6D、3.5D。计算域入口边界条件为速度入口,出口为压力出口,上方表面及两侧面均为对称平面,地面为粗糙地面,叶片表面为无滑移壁面。

流体域全局采用六面体网格进行划分,分为叶片域及外流域。本文主要通过 CFD 计算叶片表面压力,而外流域流场特征对叶片表面压力影响较小,故外流域网格尺寸相对较大,叶片表面网格更为精细,从而减少总网格量,提高计算效率。流体域网格如图 13 所示。全局网格量约为 821 万。

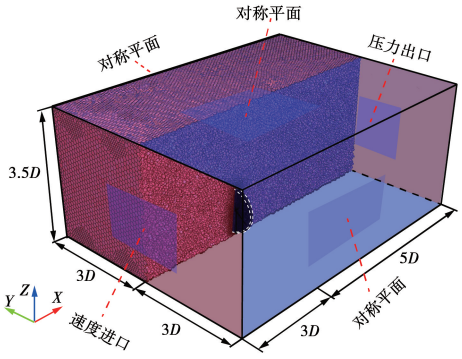
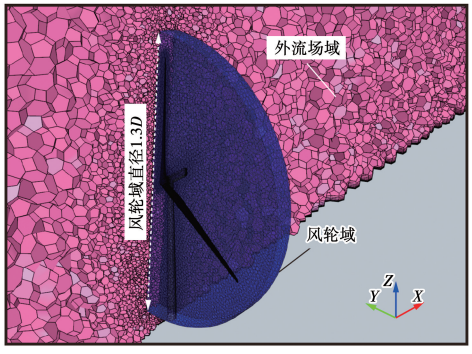
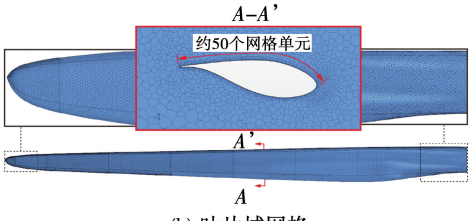


图 12　流场计算域及边界条件

Fig. 12 Fluid field computational domain and boundary condition



(a) 外流域网格



(b) 叶片域网格

图 13　流体域网格划分

Fig. 13 Meshing of fluid domain

3.3　湍流模型及计算方法

本文使用 SST $k-\omega$ 湍流模型模拟叶片流动。使用 SIMPLEC 算法进行压力速度耦合,运用二阶迎风格式对流项差分格式[18]。本文 CFD 计算主要用于提供极端环境下的风载荷范围,暂不考虑湍流风效应,因此采用定常方法进行计算。通过监测叶片表面压力变化判断计算状态,每个算例最终迭代 3 000 步。

3.4　流场计算及验证

由于本文与文献[19]采用了相同的 CFD 模型和计算方法,因此流场相关网格无关性及有效性验证可参考该文献。本文考虑的 3 种不同偏航角 +15°,0°和 −15°时速度场、流线及叶片表面压力如图 14 所示。以图中 X 轴方向为叶片挥舞正向,Y 轴正向为摆振正向,则 3 种情况下叶片所受的挥舞及摆振合力如表 4 所示。由于 −15°时叶片翼型处于正攻角,故此时叶片受力相对最大。

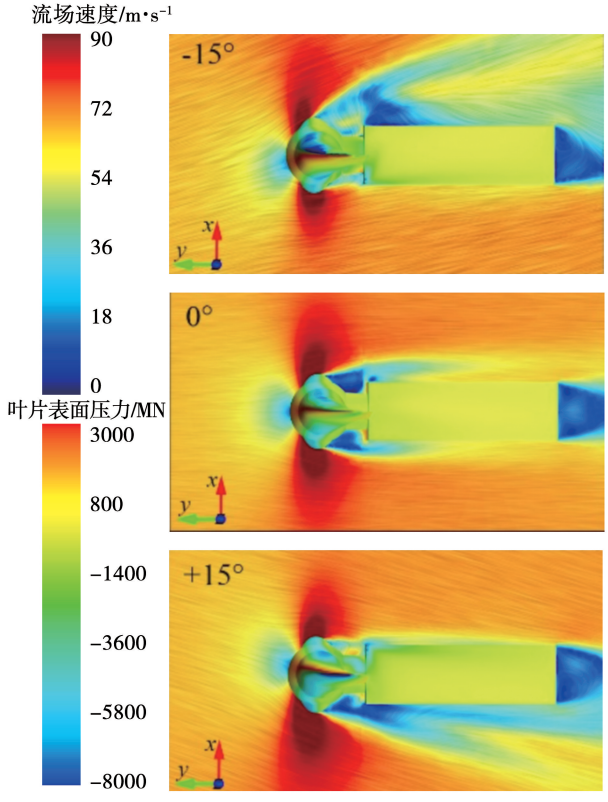


图 14　不同偏航角流场及叶片表面压力

Fig. 14 Flow field and blade surface pressure at different yaw angles

表 4　不同偏航角下叶片受力

Tab. 4 Blade forces at different yaw angles

偏航角/(°)	挥舞合力/MN	摆振合力/MN
+15	0.532 2	−0.01 2
0	0.130 6	−0.048 6
−15	−0.613 1	0.107 2

4　结果与分析

为验证风力机结构性能可靠性,论文主要针对风力机叶片极限状态进行分析,包括临界挠度、极限强度和稳定性分析。以叶根为完全固定约束,通过 CFD 方法计算叶片在 3 种偏航角的极端风速下气动

载荷,再利用单向流固耦合方法将叶片表面压力映射至有限元网格表面,通过静力学和线性屈曲方法进行结构响应分析。

4.1 模态分析

模态为结构固有特性,通过模态分析可掌握结构在某个易受影响频率范围内各阶模态的主要特征,可用初步预判风力机叶片在其运行频段内是否发生共振现象[20]。通过将叶根处设为完全固定约束进行模态分析,获得传统叶片与仿生叶片固有频率及模态振型如表 5 所示。

表 5 两种叶片前 6 阶固有频率及振型

Tab. 5 First six order natural frequency and shapes of two kinds of blades

模态	传统叶片(17 758 kg)		仿生叶片(16 591 kg)	
	频率/Hz	振型	频率/Hz	振型
1 阶	0.822	1 阶挥舞	0.853	1 阶挥舞
2 阶	1.062	1 阶摆振	1.013	1 阶摆振
3 阶	2.508	2 阶挥舞	2.738	2 阶挥舞
4 阶	3.625	2 阶摆振	3.728	2 阶摆振
5 阶	5.059	3 阶挥舞	5.646	3 阶挥舞
6 阶	6.465	1 阶扭转	6.955	1 阶扭转

由表 5 可见,与传统叶片相比,除 2 阶频率外,仿生叶片的各阶固有频率均有所增大。固有频率主要受模型质量和刚度影响,1 阶频率的增加说明仿生结构有助于提高叶片挥舞方向刚度,但 2 阶频率降低说明增加的叶脉内肋结构将减弱摆振方向刚度。摆振方向变形对于风力机叶片而言相对较为危险,应关注此方向结构刚度特性。

风力机作为旋转机械,需避免风轮旋转频率及其倍频与叶片固有频率重合而发生共振。对于本文 3 叶片 5 MW 风力机,需重点关注 1 阶、3 阶和 6 阶频率。图 15 为两种叶片在风力机运行频段内的坎贝尔图,主要考虑 1 阶挥舞和 1 阶摆振。由图 15 可见,传统叶片和仿生叶片频率在风力机运行转速范围内大于 1 阶和 3 阶,在低转速区会与 6 阶重合。但 4 阶及以上的高倍频通常激振较弱,不会产生强烈共振,且在额定风速下均不存在共振点[21],符合风力机设计标准中大于 2 倍叶片通过频率的要求。

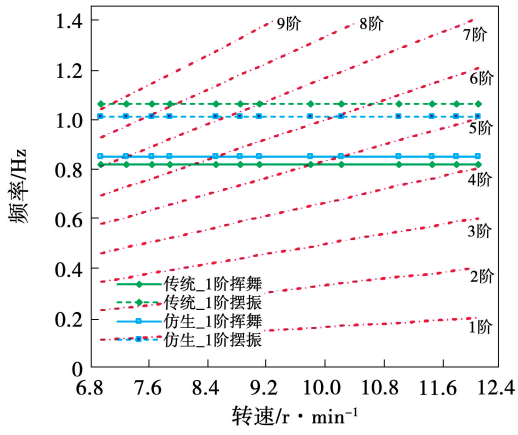


图 15 两种叶片坎贝尔图

Fig. 15 Campbell diagram of two kinds of blades

4.2 挠度分析

NREL 5 MW 风力机为上风向型,需分析叶片叶尖挠度以避免变形量超过叶片与塔架间隙。根据该风力机设计参数计算得叶片与塔架间隙为 10.5 m,按国标 1.35 的安全系数,计算得到允许间隙为 7.78 m。图 16 为两种叶片在 3 种偏航风向下叶尖变形量。

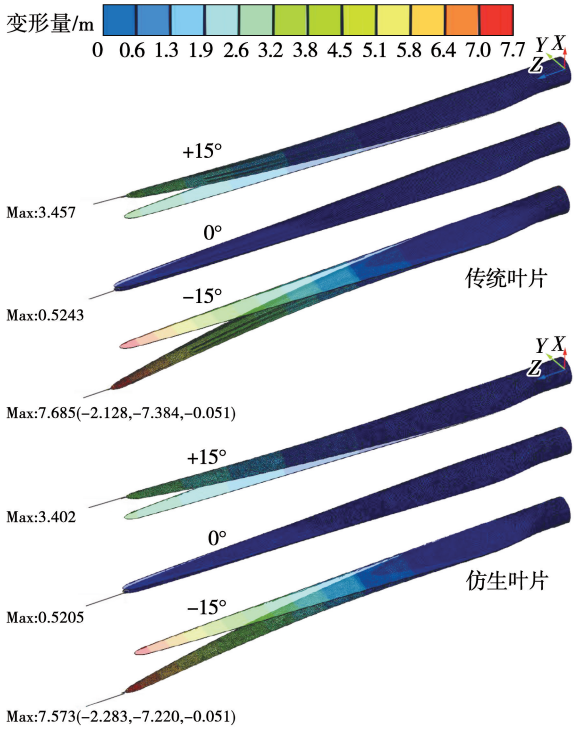


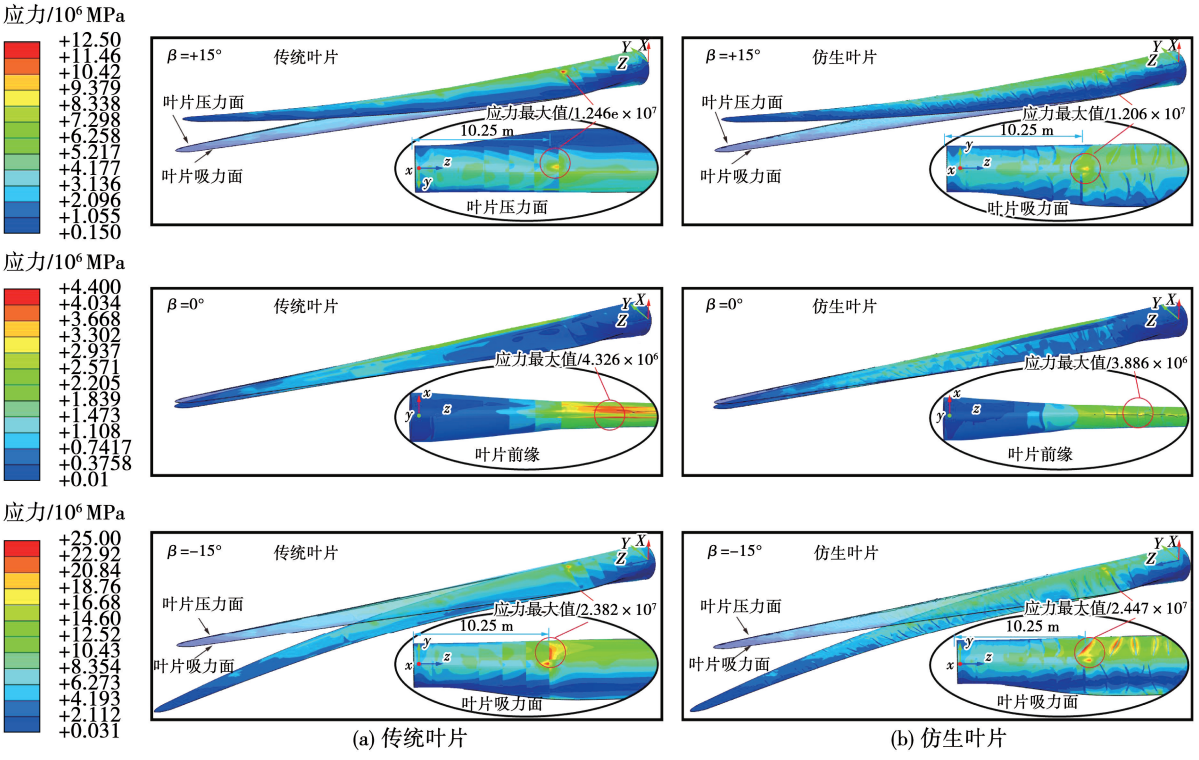
图 16 叶片叶尖挠度

Fig. 16 Tip deflections of blades

由图可见，两种叶片在 −15°偏航角时的变形量最大，传统叶片最大变形量为 7.685 m，仿生叶片则为 7.573 m，均未超过考虑安全系数的允许变形量。此外，由叶尖变形量的 X、Y、Z 3 个方向分量（图 16 括号中的数字）可以看出，相较于传统叶片，仿生叶片挥舞方向（X 方向）的变形量有所降低，但摆振方向（Y 方向）的变形量略有提高，表明仿生叶脉内肋结构主要加强了叶片挥舞方向刚度，这有利于增加叶片与塔架间隙。

4.3　强度分析

图 17 为不同偏航角极端风速下叶片表面的应力分布。由图 17 可见，除 0°偏航角叶片几乎未变形的情况外，±15°偏航下两种叶片表面的最大应力均集中于距离叶根近 10.25 m 的位置。结合该区域铺层可知，该区域为叶根加强材料截止位置，刚度的突变导致应力集中于此处。3 种极端情况下，偏航角为 −15°时传统叶片表面最大应力。为 23.82 MPa，仿生叶片为 24.47 MPa，均位于叶片吸力面，此时该表面处于压缩状态。结合表 2 中②～⑤号材料的极限拉伸和压缩应力值可知，即使考虑标准[17]中 1.755 的安全系数，两种叶片表面应力仍远小于极限值，表明轻量化的仿生叶片满足基本结构强度需求。



(a) 传统叶片　　(b) 仿生叶片

图 17　不同偏航角极端风速下叶片表面应力分布

Fig. 17 Stress distributions on blade surfaces under extreme wind speeds at different yaw angles

由于 −15°偏航角下叶片所受载荷最大，故仅展示该偏航角下两种叶片内部腹板的应力分布，如图 18 所示。由图 18 可见，腹板最大应力位置同样位于近叶根处，由叶片表面传递至腹板。传统叶片腹板最大应力为 155.1 MPa，仿生叶片则为 159.6 MPa，均未超过表 1 中腹板⑨号材料的极限强度。此外，对于仿生叶片，由图可见除了近叶根区域外，绝大部分叶脉肋板的应力值均较低，说明载荷主要仍由腹板承担，叶脉肋板则起辅助支撑作用，未来可考虑中空结构肋板以进一步实现轻量化。

4.4　稳定性分析

当细长叶片结构受压，其外载荷增加到临界值时，结构应力刚化附加矩阵与结构自身刚度矩阵相互抵消，若此时该结构横向受微小载荷扰动，则其结

构变形将迅速增大,且载荷撤去后将无法恢复原状态,使结构失去正常工作能力,即屈曲失稳[22]。叶片受多种复杂载荷作用,极易发生屈曲失稳,须对叶片进行屈曲分析以确定叶片发生结构失效的临界载荷。将 3 种偏航角状态下叶片气动载荷分布施加至有限元模型表面,得到叶片前 6 阶屈曲模态与屈曲因子。

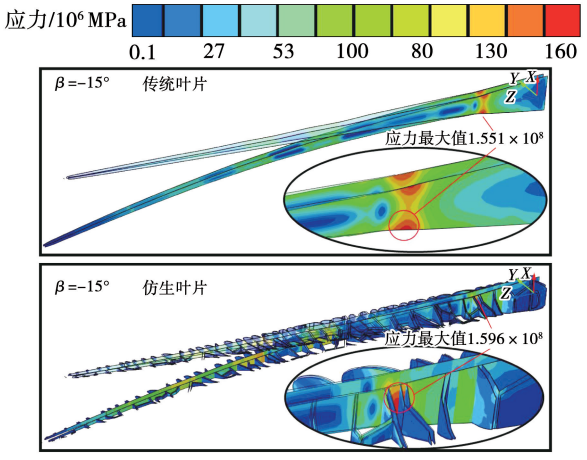


图 18 偏航角 $\beta=-15°$ 时叶片腹板应力分布

Fig. 18 Stress distribution on blade shear webs at $\beta=-15°$ yaw angle

表 6 为传统叶片及仿生叶脉叶片前 6 阶屈曲因子,其中负值表示在反方向加载时叶片将出现屈曲。叶片 1 阶屈曲因子为叶片临界屈曲载荷与实际载荷的比值[23]。对叶片进行线性屈曲分析时,应将所得屈曲因子附加安全系数 1.25,各叶片 1 阶屈曲因子附加 1.25 安全系数后仍大于 1,表明各叶片满足屈曲稳定性设计要求,不会发生叶片整体屈曲失稳现象。

表 6 传统叶片和仿生叶片屈曲因子比较

Tab. 6 Comparison of buckling factors between traditional blade and bionic blade

阶数	传统叶片			仿生叶片		
	+15°	0°	−15°	+15°	0°	−15°
1 阶	2.24	−5.37	1.32	2.36	5.53	−1.31
2 阶	2.30	−5.45	1.39	−2.37	−6.25	−1.37
3 阶	−2.34	−6.18	1.44	−2.49	−6.32	−1.40
4 阶	2.43	−6.30	1.44	−2.51	6.39	−1.40
5 阶	2.50	6.41	1.46	−2.52	6.60	−1.41
6 阶	−2.50	6.46	1.48	2.57	−6.67	−1.42

由表 6 可见,3 种风况下两种叶片的屈曲因子较为接近,且考虑安全系数后的 1 阶屈曲因子均大于 1,表明轻量化的仿生叶片在减少表面泡沫层后仍具有足够的抗屈曲性能。

由叶片屈曲因子可知,虽然两种叶片不会发生整体屈曲失稳,但可能出现局部屈曲现象,局部屈曲是诱发叶片结构失效最常见的原因之一[24]。因此,绘制屈曲因子相对较小的 −15°偏航状态下前 6 阶屈曲模态,如图 19 所示。

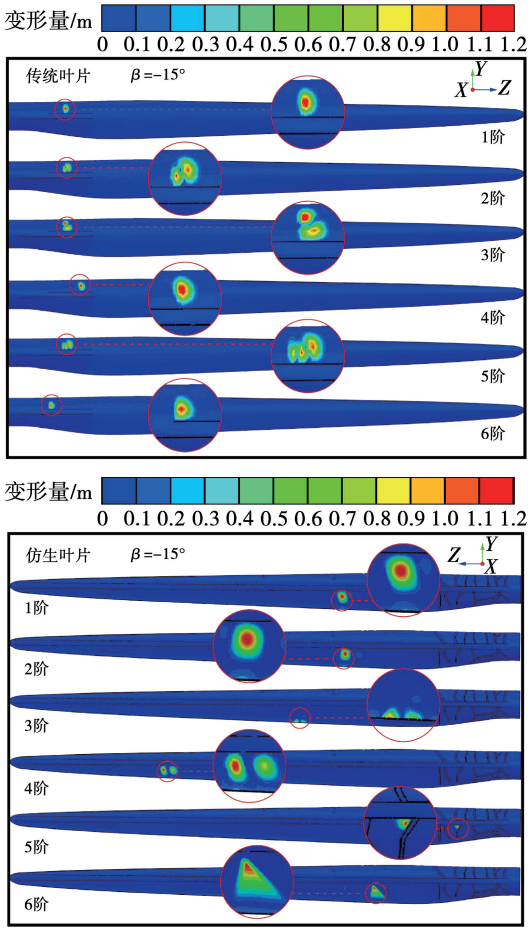


图 19 两种叶片 −15°偏航角下前 6 阶屈曲模态

Fig. 19 First six order buckling modes of two kinds of blades at −15° yaw angle

由图 19 可见,传统叶片各阶局部屈曲区域集中于叶片吸力面靠近叶根的前缘区域,由于此处为叶根加强层,泡沫相对较薄且翼型前缘厚度较大,导致局部屈曲均集中于该区域。对于仿生叶片,局部屈曲的位置主要位于尾缘区域,且分布于叶片不同展向位置。该现象表明,叶脉肋板确实可起到支撑作

用,从而使叶片根部区域不易屈曲。但由于尾缘区域减去了玻璃钢加强材料,且该区域肋板较短使得局部区域的支撑力不足,因此造成屈曲集中于尾缘。未来可设计前后尾缘区域不同铺层方案的肋板,以便进行针对性加强,提高叶片抗屈曲性能。

5　结　论

为减小叶片质量,优化结构性能,借鉴植物叶脉结构分布,以 5 MW 风力机叶片为研究对象,建立了具有内肋结构的仿生轻量化叶片模型,并采用流固耦合方法对比验证了两种叶片在不同偏航角度极端风载荷下的结构性能,得到如下结论:

(1) 仿生叶脉叶片通过内肋结构支撑叶片表面无腹板区域,从而降低了传统叶片表面铺层材料,最终在保证结构性能与传统叶片相近的情况下减轻了 6.6% 的质量。

(2) 仿生叶片较传统叶片的固有频率有所增加,且叶尖形变量有所降低,表明仿生叶脉结构有助于增加叶片结构刚度。静力学分析表面仿生叶片表面最大应力有所降低,而内部腹板的最大应力有所增加,但总体并未超过材料极限强度。

(3) 屈曲分析发现,与传统叶片相比,仿生叶片在 -15°偏航角极端风载荷下屈曲因子略有降低,且由于尾缘删去玻璃钢加强材料导致局部屈曲的位置偏向尾缘区,但总体屈曲因子仍在安全范围内。

参考文献:

[1] SKRZYPINSKI W, GAUNAA M. Wind turbine blade vibration at standstill conditions—the effect of imposing lag on the aerodynamic response of an elastically mounted airfoil[J]. Wind Energy, 2015, 18(3): 515 - 527.

[2] PUTERBAUGH M, BEYENE A. Parametric dependence of a morphing wind turbine blade on material elasticity[J]. Energy, 2011, 36(1): 466 - 474.

[3] VEERS P, DYKES K, LANTZ E, et al. Grand challenges in the science of wind energy[J]. Science, 2019, 366(6464): 1 - 9.

[4] 陈子雄,季宏丽,聂　瑞,等. 基于柔顺机构的风力机叶片变弯度前缘结构设计[J]. 科学技术与工程, 2020, 20(22): 9003 - 9010.
CHEN Zixiong, JI Hongli, NIE Rui, et al. Structure design of the variable-camber leading edge of wind turbine blade based on compliant mechanisms[J]. Science Technology and Engineering, 2020, 20(22): 9003 - 9010.

[5] ALBANESI A, ROMAN N, BRE F, et al. A metamodel-based optimization approach to reduce the weight of composite laminated wind turbine blades[J]. Composite Structures, 2018, 194: 345 - 356.

[6] SJØLUND J H, LUND E. Structural gradient based sizing optimization of wind turbine blades with fixed outer geometry[J]. Composite Structures, 2018, 203: 725 - 739.

[7] SERAFEIM G P, MANOLAS D I, RIZIOTIS V A, et al. Lightweight optimal rotor design of a 10 MW-scale wind turbine using passive load control methods[J]. Journal of Physics Conference Series, 2020, 1618(2): 022061.

[8] 朱　杰,马东方,张家亮,等. 基于拓扑与尺寸优化的风力机叶片轻量化设计[J]. 宁波大学学报(理工版), 2021, 34(6): 67 - 73.
ZHU Jie, MA Dongfang, ZHANG Jialiang, et al. Lightweight design of wind turbine blade based on topology and size optimization[J]. Journal of Ningbo University (Natural Science and Engineering Edition), 2021, 34(6): 67 - 73.

[9] BAKER M L, ARENDT C P. Lightweight composite truss wind turbine blade: US007517198B2[P]. 2009 - 04 - 19.

[10] 王渊博,张　强,李　春,等. 风力机变桨故障叶片载荷特征及仿生分形与原始结构对比研究[J]. 热能动力工程, 2022, 37(4): 144 - 151.
WANG Yuanbo, ZHANG Qiang, LI Chun, et al. Comparative research on load characteristics and bionic fractal of wind turbine blade with pitch fault and the original structure[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2022, 37(4): 144 - 151.

[11] 张　立,刘宇航,李　春,等. 基于仿生设计的风力机叶片腹板力学性能分析[J]. 热能动力工程, 2019, 34(9): 141 - 147.
ZHANG Li, LIU Yuhang, LI Chun, et al. Mechanical performance analysis of wind turbine blade web based on bionic design[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2019, 34(9): 141 - 147.

[12] 刘旺玉,张　鑫,刘希凤,等. 风力机柔性叶片的仿生设计与性能[J]. 机械设计, 2010, 27(5): 7 - 10.
LIU Wangyu, ZHANG Xin, LIU Xifeng, et al. Bionic design and performance study for flexible blades of wind turbine[J]. Journal of Machine Design, 2010, 27(5): 7 - 10.

[13] JONKMAN J, BUTTERFIELD S, MUSIAL W, et al. Definition of a 5 MW reference wind turbine for offshore system development[R]. Golden: National Renewable Energy Laboratory, 2009.

[14] RESOR B R. Definition of a 5 MW/61.5 m wind turbine blade reference model[R]. New Mexico: Sandia National Laboratories, 2013.

(下转第 183 页)