

基于拓扑与尺寸优化的风力机叶片轻量化设计

朱 杰^{1,2}, 马东方¹, 张家亮¹, 杜永飞¹, 张 灵¹

(1.宁波大学科学技术学院 建筑工程学院, 浙江 宁波 315300; 2.嘉兴学院 建筑工程学院, 浙江 嘉兴 314001)

摘要: 为有效减轻风力机叶片质量, 进一步实现降本增效, 对叶片内部结构进行拓扑优化与尺寸优化设计. 首先以叶片内部单元密度为设计变量, 将叶片柔顺度最小作为目标, 并以结构体积为约束条件, 考虑 3 种极限荷载工况, 利用 ANSYS 软件对叶片内部实体结构进行拓扑优化; 然后根据拓扑优化结果结合实际叶片内部材料铺层情况建立叶片壳体模型, 以关键结构参数为设计变量, 以叶片质量最轻为目标, 叶片强度、刚度、振动性能及稳定性等为约束, 采用 MATLAB 和 ANSYS 软件对叶片内部结构进行尺寸优化. 拓扑优化结果表明, 对叶片传统结构形式进行适当改进, 可有效改善叶片结构性能; 尺寸优化结果表明, 基于拓扑优化结果的改进结构优化方案与初始方案相比质量减轻了 12.4%, 与传统结构优化方案相比质量减轻了 2.6%, 较好地实现了叶片轻量化.

关键词: 风力机叶片; 拓扑优化; 尺寸优化; 叶片质量; 轻量化设计

中图分类号: TK83

文献标志码: A

文章编号: 1001-5132 (2021) 06-0067-07

为了能与传统发电方式竞争, 对风力机进行降本增效一直是研究者关注的热点之一. 叶片作为风力机最核心部件, 对其进行优化是一条有效途径. 通过合理设计叶片气动外形与内部结构, 可提高风能利用率、增大发电量、减轻质量, 进而降低成本^[1-2]. 国内外学者在这方面开展了大量研究, 但这些研究大多集中在对传统结构形式叶片的尺寸和形状优化. 有资料表明^[3-5], 传统形式叶片内部结构及相关优化技术已逐渐成熟, 若不作出重大改变, 其优化效益将愈来愈有限.

目前, 为了进一步实现降本增效, 利用拓扑优化技术在概念设计阶段探究叶片内部结构形式逐渐受到关注. Joncas 等^[6]对一小段叶片进行以最小柔顺度为目标的拓扑优化, 结果显示叶片内部材料形成了与传统结构形式相似的主梁帽与腹板, 但同时出现了新的肋板结构. Forcier 等^[7-8]在文献[6]基础上通过将研究对象扩展为半根叶片, 得到了类似结果, 并对拓扑概念方案进行尺寸优化, 最终减轻了叶片质量. 刘旺玉等^[9-10]基于植物叶脉中

轴对称结构的增强机理, 提出了一种仿中轴图式拓扑结构的风力机柔性叶片设计方法, 以最小柔顺度为目标, 对一小段叶片进行拓扑优化, 获得了与植物叶脉结构相似的材料分布结果, 并利用仿生学方法重新设计主梁帽材料铺层角度, 改善了叶片的抗疲劳性能. Buckney 等^[4]分别以最小体积与最小柔顺度为目标, 对某 3 MW 叶片进行拓扑优化, 发现内部材料形成了偏置的主梁帽及后缘加强梁帽, 但是并未出现明显的腹板, 基于拓扑概念方案进行铺层厚度优化, 可有效减轻叶片质量. Albanesi 等^[11]在开展叶片外壳蒙皮厚度优化的基础上, 利用拓扑优化方法对腹板结构进行开孔设计, 进一步实现了叶片轻量化.

上述研究表明, 采用拓扑优化技术可获得新型或改进的叶片内部结构形式, 进而能减轻叶片质量、改善性能. 但目前国内外相关研究仍处于初步探索阶段, 已有的研究成果未与传统结构形式叶片尺寸或形状优化结果进行比较, 较难真实体现所得新型或改进结构形式的优势.

收稿日期: 2020-11-24.

宁波大学学报(理工版)网址: <http://journalg.nbu.edu.cn/>

基金项目: 国家自然科学基金(51905214); 宁波市自然科学基金(202003N4156).

第一作者: 朱杰(1985-), 男, 浙江余姚人, 博士/副教授, 主要研究方向: 新能源结构设计. E-mail: zhujie@nbu.edu.cn

本文提出了一种拓扑优化与尺寸优化相结合的叶片结构优化设计方法. 首先利用拓扑优化技术得到一种新型的叶片改进结构形式, 然后将其应用于实际叶片并开展尺寸优化设计. 结果表明: 基于拓扑优化的改进结构优化方案与传统结构优化方案相比可进一步减轻叶片质量, 验证了本文所提方法及改进结构形式的合理性和有效性.

1 叶片有限元计算模型

1.1 叶片几何构型

选取文献[12]中的 1.5 MW 风力机叶片作为研究对象, 其气动外形基本翼型由 DU400EU、DU300EU、DU91_W2_250 以及 NACA_64_618 组成, 弦长和扭角沿叶片展向分布如图 1 所示.

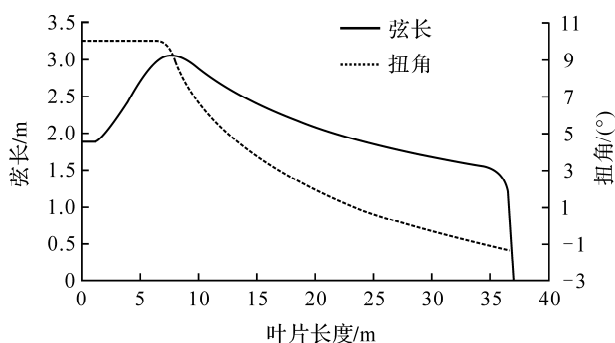


图1 叶片弦长和扭角分布

叶片内部结构形式为薄壳结构, 主要包括前缘、后缘、腹板以及主梁帽(图2). 其中, 前缘和后缘由双向和三向玻璃纤维层合板结合 Balsa 木与 PVC 泡沫等夹芯材料构成; 腹板由双向玻璃纤维层合板与 PVC 泡沫组成; 主梁帽作为叶片的最重要承载部分, 主要由大量单向玻璃纤维层合板铺设而成.

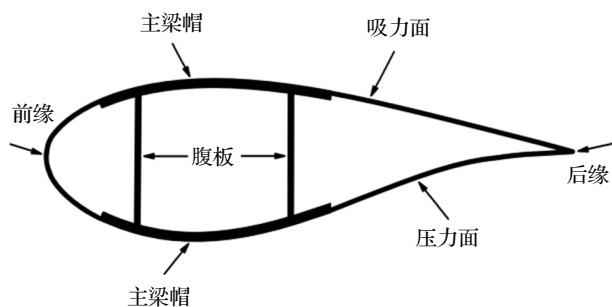


图2 叶片内部结构

主梁帽材料铺层如图 3 所示, 其中叶片长度 4.4~25.3 m 区域内的铺层数量超过最大铺层数量的

一半, 与其他区域相比铺层数量相对较多, 对叶片质量影响较大, 在后续优化设计中需作为重点考虑对象, 故采用 8 个控制点对此区域材料铺层进行线性拟合. 控制点 1 和 8 分别在拟合区域的起点与终点处, 其余控制点通过每间隔 10 铺层数量进行设置(控制点 3 与 4、控制点 5 与 6 的间隔铺层数量为 9, 且控制点 4 与 5 铺层数量相同). 令控制点 1、2、7、8 各点有 1 个参数(铺层数量), 控制点 3~6 有 2 个参数(铺层数量和铺层位置).

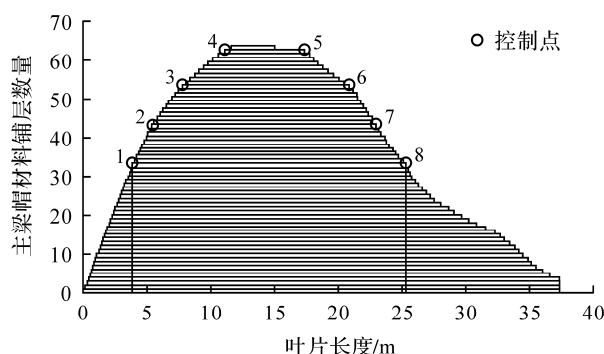


图3 叶片主梁帽材料铺层

1.2 叶片壳体单元有限元模型

在 ANSYS 软件中利用 APDL 语言建立参数化叶片壳体单元的有限元模型. 首先将叶片沿展向切分成若干截面, 并输入各截面翼型的关键点坐标, 采用由点成线再成面的方式建立叶片外表面几何模型; 然后选用 SHELL99 与 SHELL91 壳体单元, 结合实常数(包含材料的性能参数、铺层角度以及铺层厚度)分别模拟主梁帽结构以及前缘、后缘与腹板等夹芯结构. 叶片壳体单元有限元模型如图 4 所示.

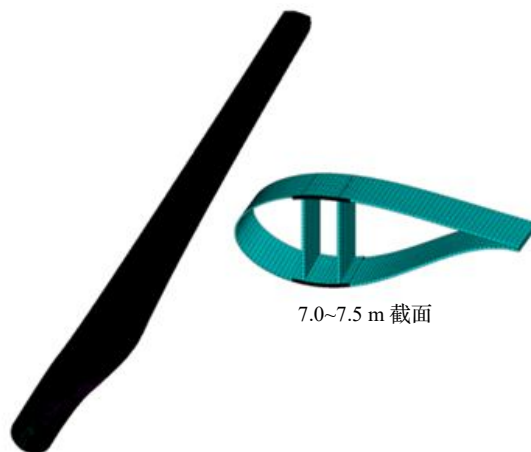


图4 叶片壳体单元的有限元模型

从图 4 可以较为清晰地看到叶片内部结构形式以及表面和内部网格划分情况。

2 叶片结构拓扑优化设计

2.1 叶片拓扑优化有限元模型

由于拓扑优化的目的是在给定设计区域内寻求最佳材料分布形式, 对初始内部结构形式可不作要求, 故采用实体结构建立叶片拓扑优化有限元模型。根据叶片外表面几何模型建立叶片实体结构模型, 材料假定为各向同性, 弹性模量为 42.2 GPa, 泊松比为 0.24, 密度为 $1910 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$ 。选用可进行拓扑优化的 SOLID95 实体单元对叶片进行分区自由网格划分, 叶片结构拓扑优化有限元模型如图 5 所示。



图 5 叶片结构拓扑优化有限元模型

在拓扑优化过程中, 同时考虑极限挥舞荷载(对叶根弯矩为 $4429.30 \text{ kN} \cdot \text{m}$)、极限摆振荷载(对叶根弯矩为 $2744.14 \text{ kN} \cdot \text{m}$)以及包含载荷因子的极限挥舞与极限摆振组合荷载(载荷因子各为 0.5)3 种工况。由于极限挥舞荷载与极限摆振荷载在叶片结构设计中均有决定性作用, 因此设定上述 3 种荷载工况在拓扑优化中所占权重相同(各为 1/3)。以叶片结构拓扑优化计算模型单元密度为设计变量, 以叶片柔顺度最小为目标函数, 并采用结构体积作为约束条件, 设定体积减少 75%。

2.2 拓扑优化结果分析

拓扑优化后叶片表面材料密度分布形式如图 6 所示。由于 3 种荷载工况中极限挥舞荷载起主导作用, 因此材料主要分布在叶片压力面与吸力面中部, 说明该区域是叶片的主要承载结构, 这与传统

结构形式叶片的主梁帽部分相对应。不同的是, 在极限挥舞荷载与组合荷载影响下, 主梁帽的位置出现了偏移, 其中主梁帽在压力面向前缘偏移, 而吸力面则向后缘偏移; 主梁帽在叶片两侧的宽度不同, 叶根至叶片中段压力面上的主梁帽宽度小于吸力面上的宽度, 叶片中段至叶尖情况则恰好相反。此外, 在叶片最大弦长截面至中段靠近后缘区域有部分材料分布, 形成了后缘加强梁帽结构。

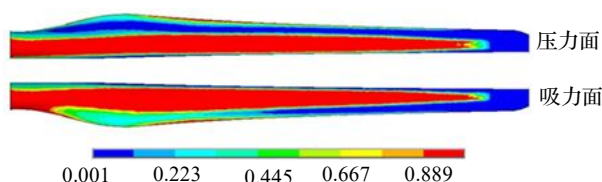


图 6 叶片表面材料的密度分布

图 7 为 4 个不同截面(分别位于 20%、40%、60%和 80%叶片长度处)内部材料密度的分布情况。从图 7 可以更清楚地观察到压力面与吸力面上主梁帽的宽度分布及偏移情况。主梁帽厚度沿叶片展向呈现先增大后减小趋势, 这与初始叶片主梁帽铺层厚度变化规律一致。随着主梁帽宽度与厚度在叶片中段至叶尖逐渐减小, 在主梁帽之间出现了新的材料, 形成了一种箱型结构, 其中箱型结构的上下两部分可视为对主梁帽的补充, 而箱型结构的左右两部分则类似于传统结构形式中连接主梁帽的 2 个腹板。在该区域布置腹板可以对主梁帽起支撑作用, 并承担部分载荷, 进而可以有效提高叶片的刚度。

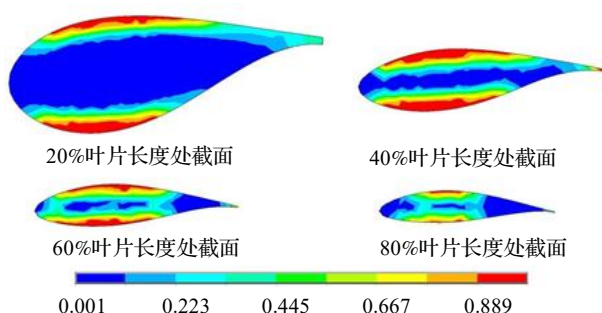


图 7 叶片不同截面材料内部的密度分布

对比拓扑优化结果(图 7)与传统结构形式叶片(图 2)可以发现两者的内部材料分布比较相似, 验证了传统结构形式的合理性。在此基础上, 通过合理设置压力面与吸力面上主梁帽的偏移量、主梁帽及加强梁帽的宽度与厚度以及双腹板布置位置,

可以进一步改善叶片的结构性能。

3 叶片结构尺寸优化设计

3.1 改进叶片结构计算模型

依据拓扑优化结果,结合1.2节中建立参数化叶片有限元模型的方法,对叶片传统结构计算模型进行改进。在建模过程中仍设定主梁帽沿叶片展向等宽度分布,但压力面与吸力面主梁帽宽度不等,并将压力面主梁帽向前缘设置一定偏移量,吸力面主梁帽向后缘设置一定偏移量。在叶片中段靠近后缘处铺设一定宽度和厚度的加强梁帽,且从叶片最大弦长区域附近开始至叶尖布置双腹板(此处腹板起始布置位置与拓扑优化结果相比更靠近叶根,其目的是使叶片具有更好的结构性能)。叶片某截面段改进结构计算模型与传统结构计算模型对比如图8所示。

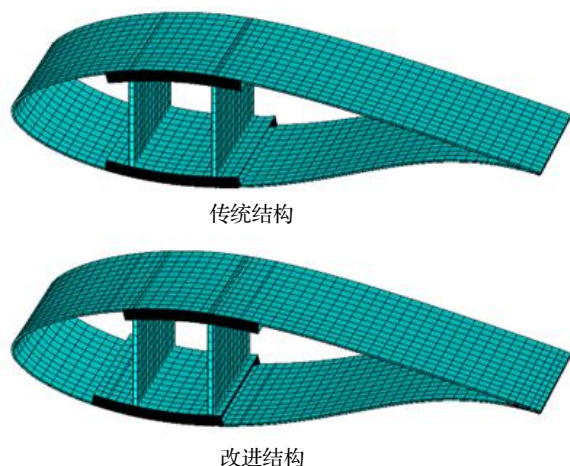


图8 叶片某截面段不同计算模型对比

3.2 尺寸优化设计模型

为了更直观地与文献[12]中传统结构的优化结果进行对比,本文叶片改进结构尺寸优化模型设计仍以质量最轻作为目标函数。设计变量除了选取文献[12]中的关键结构参数(主梁帽的宽度、材料铺层数量、铺层位置以及腹板沿主梁帽中心线布置位置)之外,还包括主梁帽偏移量与腹板沿叶片展向起始布置位置,具体设计变量及其取值范围见表1。约束条件为^[13-16]。

(1)叶片的最大应变 $\varepsilon_{\max}$ 必须小于材料许用值 $5\,000\times 10^{-6}$,以防叶片发生破坏。

(2)叶片挥舞方向最大叶尖位移 $d_{\max}$ 不能超过

叶片与塔架的最大间隙5.5 m,避免两者发生碰撞。

(3)叶片的一阶自振频率 F_1 需与风轮激振频率错开($F_1\leq 0.94\text{ Hz}$ 或 $F_1\geq 0.96\text{ Hz}$),避免发生共振。

(4)叶片的一阶屈曲因子 λ_1 应大于许用值1.2,确保叶片不会发生屈曲失稳。

(5)控制点1~8的主梁帽铺层数量要求符合先增大再减小的趋势,主梁帽铺层位置需满足逐渐增大的要求,腹板必须分布在压力面与吸力面主梁帽之间。本优化设计模型中的叶片质量、应变、叶尖位移、自振频率及屈曲因子均由ANSYS软件计算所得。

表1 设计变量及其取值范围

变量	变量描述	取值范围
$x_1\sim x_7$	图3中控制点1、2、3、4、6、7、8铺层数量	28~65
$x_8\sim x_{11}$	图3中控制点3、4、5、6铺层位置	7.0~22.0 m
$x_{12}\sim x_{13}$	压力面、吸力面主梁帽宽度	0.50~0.70 m
$x_{14}\sim x_{15}$	压力面、吸力面主梁帽偏移量	0~0.10 m
x_{16}	腹板沿主梁帽中心线布置位置	0.13~0.25 m
x_{17}	腹板沿叶片展向起始布置位置	1.0~8.0 m

3.3 尺寸优化结果及分析

联合MATLAB和ANSYS软件,采用遗传算法进行优化求解,相应参数设置为:种群数量30,终止进化代数30,交叉概率0.8,变异概率0.01。优化后叶片质量为5742.8 kg,与初始方案叶片质量6555.2 kg相比,质量减轻了12.4%,与文献[12]传统结构优化方案叶片质量5912.4 kg相比,其质量可以进一步减轻2.6%,叶片轻量化效果明显。

采用初始方案、传统结构优化方案与改进结构优化方案的设计变量以及主梁帽拟合段材料铺层数量,对比结果如图9和表2所示。

从图9和表2可以看到,2种优化方案叶片质量减轻的主要原因是主梁帽宽度的减小、拟合段铺层数量的减少以及铺层数量较多区域的变小。与传统结构优化方案相比,尽管改进结构优化方案的主梁帽宽度偏大且靠近后缘处加强梁帽的铺设会导致叶片质量略有增加,但是由于主梁帽拟合段铺层数量的明显减少以及腹板长度的减小,最终使得叶片质量进一步变小。改进结构优化方案压力面与吸力面主梁帽分别向前缘与后缘略有偏

移, 且两侧主梁帽宽度不同, 这与拓扑优化结果相一致。

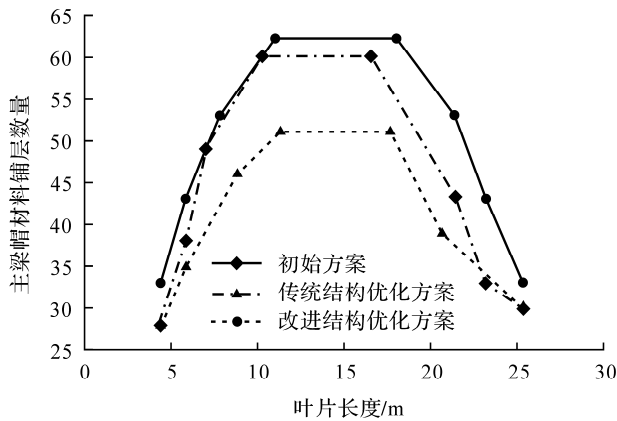


图9 主梁帽拟合段材料铺层数量对比

表2 不同方案设计的变量值

变量	初始方案	传统结构方案	改进结构方案
x_1	33	28	28
x_2	43	38	35
x_3	53	51	46
x_4	62	61	51
x_5	53	37	39
x_6	43	33	34
x_7	33	30	30
x_8/m	7.8	7.0	8.8
x_9/m	11.0	10.3	11.3
x_{10}/m	18.0	16.5	17.6
x_{11}/m	21.3	21.5	20.6
x_{12}/m	0.62	0.53	0.56
x_{13}/m	0.62	0.53	0.59
x_{14}/m	0	0	0.031
x_{15}/m	0	0	0.044
x_{16}/m	0.188	0.167	0.196
x_{17}/m	1.0	1.0	4.0

3种方案叶片结构性能对比如图10~13和表3所示。与初始方案相比, 改进结构优化方案的最大应变与最大叶片位移都有所增大, 一阶自振频率与一阶屈曲因子均有所减小, 但是所有结构性能指标仍在约束范围内。在最大叶尖位移基本相同的情况下, 改进结构优化方案的最大应变与传统结构优化方案相比更大, 一阶自振频率与一阶屈曲因子更小, 表明该方案在更大程度上利用了材料的性能。

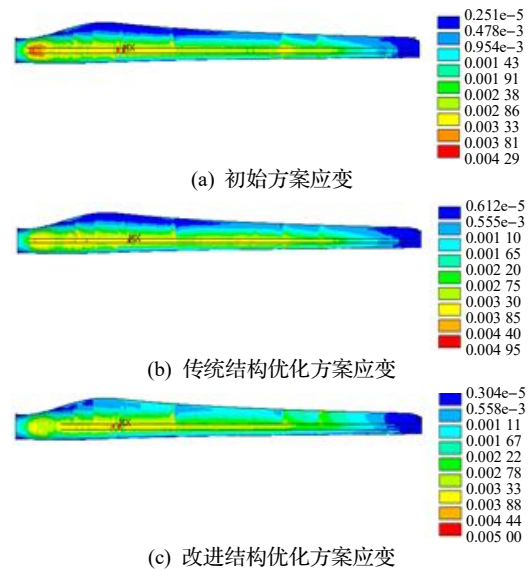


图10 3种方案应变对比

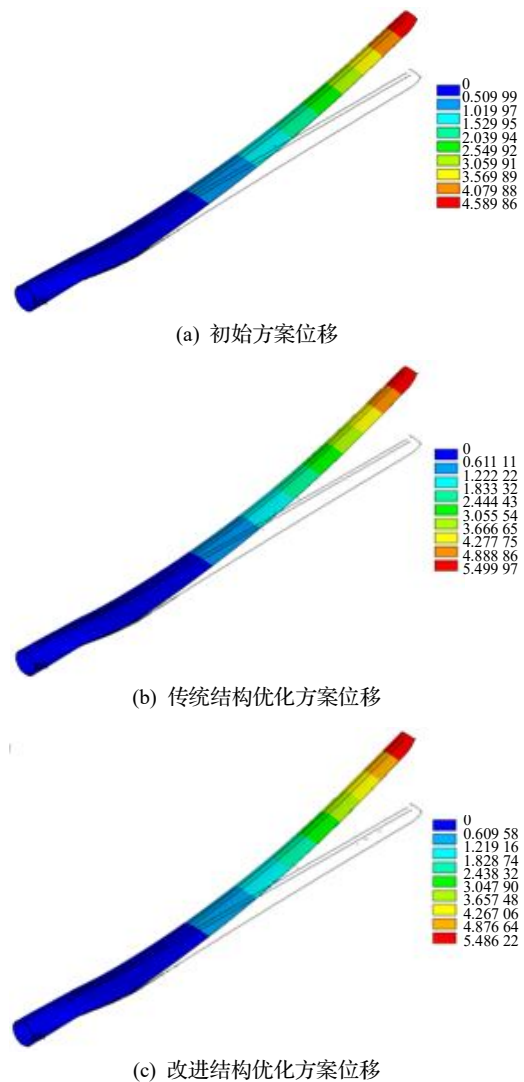


图11 3种方案位移对比



(a) 初始方案一阶振型

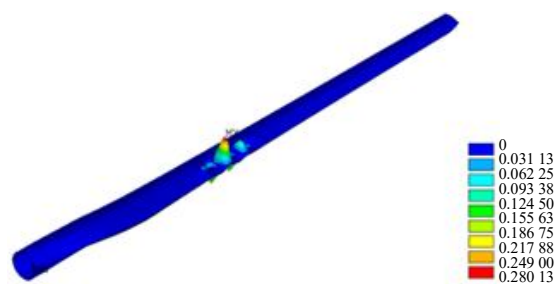


(b) 传统结构优化方案一阶振型

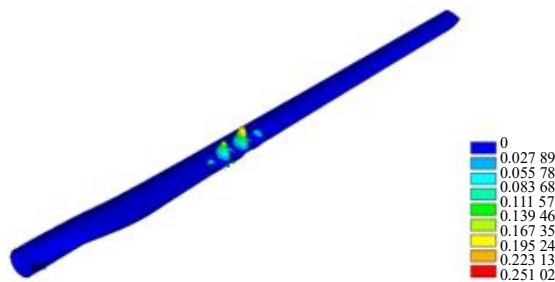


(c) 改进结构优化方案一阶振型

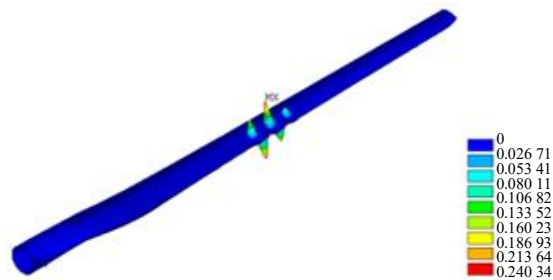
图 12 3 种方案一阶振型对比



(a) 初始方案一阶屈曲模态



(b) 传统结构优化方案一阶屈曲模态



(c) 改进结构优化方案一阶屈曲模态

图 13 3 种方案一阶屈曲模态对比

表 3 不同方案结构性能

方案	$\varepsilon_{\max}(\times 10^{-6})$	$d_{\max}/\text{m}$	F_1/Hz	λ_1
初始方案	4 286.2	4.59	1.027	2.024
传统结构优化方案	4 949.7	5.50	1.010	1.436
改进结构优化方案	4 997.6	5.49	0.982	1.235

4 结论

(1) 拓扑优化结果表明, 适当改进叶片传统结构形式, 即合理调整主梁帽、腹板等结构的布置位置及结构尺寸, 有望改善结构性能、减轻叶片质量。

(2) 尺寸优化结果表明, 最优方案结构形式与拓扑优化结果一致, 验证了该改进结构形式的可行性。改进结构优化方案与初始方案相比质量减轻了 12.4%, 与传统结构优化方案相比质量进一步减轻了 2.6%, 达到较好的减重效果, 实现了降本增效。

参考文献:

- [1] 汪泉. 风力机叶片气动外形与结构的参数化耦合设计理论研究[D]. 重庆: 重庆大学, 2013.
- [2] 蔡新, 潘盼, 朱杰. 风力发电机叶片[M]. 北京: 中国水利水电出版社, 2014.
- [3] Joncas S. Thermoplastic composite wind turbine blades: An integrated design approach[D]. Delft, Netherland: Delft University of Technology, 2010.
- [4] Buckney N, Green S, Pirrera A, et al. On the structural topology of wind turbine blades[J]. Wind Energy, 2013, 16(4):545-560.
- [5] Buckney N, Pirrera A, Green S D, et al. Structural efficiency of a wind turbine blade[J]. Thin-Walled Structures, 2013, 67:144-154.
- [6] Joncas S, de Ruiter M J, van Keulen F. Preliminary design of large wind turbine blades using layout optimization techniques[C]//10th AIAA/ISSMO Multi-disciplinary Analysis and Optimization Conference. New

- York, 2004.
- [7] Forcier L C, Joncas S. New structural design concepts for large thermoplastic wind turbine blades using structural optimization techniques[C]//51st AIAA/ASME/ASCE/AHS/ASC Structures, Structural Dynamics, and Materials Conference. Florida, 2010.
- [8] Forcier L C, Joncas S. Development of a structural optimization strategy for the design of next generation large thermoplastic wind turbine blades[J]. *Structural and Multidisciplinary Optimization*, 2012, 45(6):889-906.
- [9] 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.
- [10] Liu W Y, Zhang Y. Network study of plant leaf topological pattern and mechanical property and its application[J]. *Advances in Natural Science*, 2010, 3(2): 82-92.
- [11] Albanesi A E, Peralta I, Bre F, et al. An optimization method based on the evolutionary and topology approaches to reduce the mass of composite wind turbine blades[J]. *Structural and Multidisciplinary Optimization*, 2020, 62(2):619-643.
- [12] 朱杰, 蔡新, 潘盼, 等. 风力机叶片结构参数敏感性分析及优化设计[J]. *河海大学学报(自然科学版)*, 2015, 43(2):156-162.
- [13] GB/T 25383-2010. 风力发电机组风轮叶片[S].
- [14] Grujicic M, Arakere G, Pandurangan B, et al. Multi-disciplinary design optimization for glass-fiber epoxy-matrix composite 5 MW horizontal-axis wind-turbine blades[J]. *Journal of Materials Engineering and Performance*, 2010, 19(8):1116-1127.
- [15] Bottasso C L, Bortolotti P, Croce A, et al. Integrated aero-structural optimization of wind turbines[J]. *Multibody System Dynamics*, 2016, 38(4):317-344.
- [16] Zhu J, Zhou Z, Cai X. Multi-objective aerodynamic and structural integrated optimization design of wind turbines at the system level through a coupled blade-tower model[J]. *Renewable Energy*, 2020, 150:523-537.

Lightweight design of wind turbine blade based on topology and size optimization

ZHU Jie^{1,2}, MA Dongfang¹, ZHANG Jialiang¹, DU Yongfei¹, ZHANG Ling¹

(1.School of Civil Engineering and Architecture, College of Science & Technology Ningbo University, Ningbo 315300, China;
2.College of Civil Engineering and Architecture, Jiaying University, Jiaying 314001, China)

Abstract: In order to reduce the mass of wind turbine blade effectively, and to further decrease cost and improve efficiency, topology optimization and size optimization design are conducted for the internal structure of the blade. Firstly, the topology optimization for the internal solid structure of the blade is carried out by using ANSYS with consideration of three ultimate load conditions, while employing the blade internal element densities as design variables, setting the minimum blade compliance as the objective, and taking the structure volume as the constraints. Then, a shell model of the blade is established according to the topology optimization result and the actual internal material lay-up. The size optimization for the internal structure of the blade is carried out by using both MATLAB and ANSYS to minimize the blade mass. The key structural parameters are used as the design variables, and strength, rigidity, vibration performance and stability are considered as the constraints. The topology optimization result shows that the blade structural performances can be effectively improved by modifying the conventional structure form of the blade appropriately. The size optimization result indicates that the optimization scheme of modified structure can reduce the mass by 12.4% when compared with the original scheme, and can further decrease the mass by 2.6% when compared with the conventional structure optimization result, which realizes the lightweight target of the blade well.

Key words: wind turbine blade; topology optimization; size optimization; blade mass; lightweight design

(责任编辑 史小丽)