复 合 材 料 学 报　　第24 卷　第2 期　4 月　2007 年
Acta Materiae Compositae Sinica　　Vol. 24　No. 2　April　2007

文章编号: 1000-3851(2007)02-0174-10

基于非线性本构关系的复合材料风机叶片有限元极限分析与设计

张春丽, 黄争鸣*, 董国华
(同济大学 航空航天与力学学院, 上海 200092)

摘　要: 为了研究具有三维复杂构形的复合材料风机叶片的逐次破坏过程和极限承载能力, 将复合材料细观力学非线性本构理论桥联模型与有限元软件 ABAQUS 通过用户子程序 UGENS 结合起来对风力发电机叶片结构进行极限强度分析。只需提供纤维和基体的材料性能参数、纤维体积含量以及蒙皮和增强筋的铺层数据包括铺设角、层厚和铺层数, 就可预报出复合材料复杂叶片结构的整体承载能力以及叶片破坏所处的位置, 为正确评估和合理设计风机叶片结构提供了一种简便有效的分析方法。以一种20 kW 风机叶片为例, 用此方法实现了新型复合材料叶片结构的极限分析和合理设计, 提高了叶片的强度和刚度, 有效降低了叶片的重量。本文中的方法同样适用于其它复合材料复杂结构的极限分析与强度设计。

关键词: 桥联模型; 有限元; 风机叶片; 复合材料结构; 极限分析; 强度设计
中图分类号: TB330.1　　**文献标识码**: A

Finite element ultimate analysis and design of composite wind turbine blade based on non-linear constitutive relationship

ZHANG Chunli, HUANG Zhengming*, DONG Guohua
(School of Aerospace Engineering and Applied Mechanics, Tongji University, Shanghai 200092, China)

Abstract: The micromechanics Bridging Model constitutive theory of composite materials was incorporated with finite element software ABAQUS through a user subroutine UGENS to analyze the progressive failure process and ultimate strength of a composite wind turbine blade, which has a complicated three-dimensional geometry. Under the input of the constituent fiber and matrix properties, fiber volume fraction, and skin and rib lamination parameters such as lamination angle, thickness and number of laminas used, the software was able to estimate the overall load-carrying capacity of the wind turbine blade and to locate the position where the blade ultimate failure took place. Based on this, the composite wind blade structure can be effectively evaluated, and an optimization in structural design can be achieved easily. The thus developed method has been applied to the design and analysis of a 20 kW composite wind turbine blade with an advanced structure, and favorable results with improved strength and stiffness and reduced weight have been obtained. This method is also well applicable to the ultimate failure analysis and strength design of other complicated composite structures.

Keywords: bridging model; finite element method; wind turbine blade; composite structure; failure analysis; strength design

风能是一种清洁的可再生能源, 取之不尽, 用之不竭。叶片是风力发电机中最主要的部件。目前的大、中型风机叶片基本上采用蒙皮与主梁的构造形式, 须通过多步成型工艺制备[1-6], 即先分别制作叶片的上、下外壳和龙骨梁(腹板)后, 再粘成一体[4,5]。由于黏结处的强度远低于壳体本身的强度, 使叶壳性能得不到充分发挥, 类似开口薄壁梁远不及闭口薄壁梁的承载能力。单腹板支撑的叶壳易发生失稳破坏[4], 多个梁或腹板则须增添更多模具。这无疑会增加成本, 降低叶片的利用率。因此, 本文作者提出采用整体一次成型技术制备中空叶片, 可有效减轻重量, 降低成本, 提高叶片的整

收稿日期: 2006-06-05; 收修改稿日期: 2006-10-11
基金项目: 国家"863"专题支持项目(2006AA032555)
通讯作者: 黄争鸣, 教授, 研究方向: 复合材料与复合材料力学、纳米纤维材料　E-mail: huangzm@mail.tongji.edu.cn

体力学性能[7]。这就需要对这种新型叶片结构进行极限分析并在此基础上实现合理设计, 因为传统叶片以龙骨梁(腹板)为主承力件[8]。

在目前的设计中, 叶片的结构参数(蒙皮厚度、腹板厚度、宽度、位置等)一般是通过有限元法(FEM)分析后决定, 直到设计的叶片满足规范。S.Y.Oh, O.Song, L.Librescu 等人运用复合材料梁理论结合有限元法预测了叶片的静态响应和无阻尼动态响应[9]。Saravanos 进一步采用梁单元预测了复合材料叶片的有阻尼动态响应[10]。Kong 等运用有限元法对叶片进行静强度分析, 将叶片视作蒙皮-腹板-泡沫芯结构。用壳单元对蒙皮进行离散, 用12 节点三维"夹心"单元模拟腹板, 通过对蒙皮、腹板的厚度设计使整个结构满足叶片设计规范对刚度和强度的要求[11]。这些分析都是借助有限元软件基于材料线弹性本构关系进行的, 并没有考虑复合材料的非线性, 使叶片极限承载能力的计算与实际情况存在差异。实际上, 复合材料层合板在逐层破坏过程中基体材料表现出非线性特性, 导致层合板的刚度矩阵呈非线性变化。桥联模型充分考虑了基体材料的非线性特性对复合材料本构方程的影响[11], 将其应用于有限元分析能较好地解决上述问题。

1 桥联模型

经典层板理论中, 复合材料结构第 k 层的平面应力增量 $\{ds\}_k^{(G)}$ 与平面应变增量 $\{d\varepsilon\}_k^{(G)}$ 之间的关系是[12]

$$\{d\sigma\}_k^{(G)} = [(C_{ij}^G)_k]\{d\varepsilon\}_k^{(G)} \tag{1}$$

其中: G 表示总体坐标; $(C_{ij}^G)_k$ 是该复合材料层在总体坐标系下的当前刚度系数。

以往分析都是采用初始线弹性刚度矩阵并在整个加载过程中保持不变, 因此会产生计算误差。而复合材料非线性本构理论——桥联模型为该问题的解决提供了有效途径。

在单向复合材料受到外力增量 $\{d\sigma\}$ 作用时, 纤维和基体内产生的应力增量 $\{d\sigma^f\}$ 和 $\{d\sigma^m\}$ 间由一个非奇异矩阵相联系, 即

$$\{d\sigma^m\} = [A]\{d\sigma^f\} \tag{2}$$

其中, [A] 称为桥联矩阵, 桥联模型也由此而得。

应用关系式(2), 可导出单向复合材料的当前柔度矩阵为[10]

$$[S] = (V_f[S^f] + V_m[S^m][A])[B] \tag{3}$$

其中: V_f 和 V_m 分别是纤维和基体的体积含量; $[S^f]$ 和 $[S^m]$ 分别是纤维和基体的当前柔度矩阵; $[B] = (V_f[I] + V_m[A])^{-1}$, $[I]$ 是单位矩阵。纤维可以看作直到破坏都是线弹性的。从而, 复合材料的当前柔度矩阵依赖于基体的当前柔度矩阵, 后者取决于基体的当前应力。根据式(3), 可得

$$[(C_{ij}^G)_k] = ([T]_c)_k([S]_k^{(L)})^{-1}([T]_c^T)_k \tag{4}$$

其中: $[T]_c$ 是坐标变换矩阵; L 表示局部坐标; 上标 T 代表转置。

假设 $\{d\sigma\} = \{d\sigma_1, d\sigma_2, d\sigma_3\}^T$ 为施加到单向复合材料在局部坐标系下的外应力增量, 则可得基体以及纤维中的内应力增量为[12]

$$\begin{Bmatrix} d\sigma_1^m \\ d\sigma_2^m \\ d\sigma_2^m \end{Bmatrix} = [A][B]\begin{Bmatrix} d\sigma_1 \\ d\sigma_2 \\ d\sigma_2 \end{Bmatrix} \quad 和 \quad \begin{Bmatrix} d\sigma_1^f \\ d\sigma_2^f \\ d\sigma_2^f \end{Bmatrix} = [B]\begin{Bmatrix} d\sigma_1 \\ d\sigma_2 \\ d\sigma_2 \end{Bmatrix} \tag{5}$$

基体、纤维和单层板中的总应力按下式更新:

$$\{\sigma^m\} = \{\sigma^m\} + \{d\sigma^m\},\ \{\sigma^f\} = \{\sigma^f\} + \{d\sigma^f\},$$
$$\{\sigma\} = \{\sigma\} + \{d\sigma\}. \tag{6}$$

其中: 初始 $\{\sigma^m\} = \{0\}$; $\{\sigma^f\} = \{0\}$。基于当前的 $\{\sigma^m\}$ 可以确定基体的当前材料参数, 用于更新基体的柔度矩阵。由式(6)得到的 $\{\sigma^m\}$、$\{\sigma^f\}$ 可代入经典的第一强度理论, 根据纤维或基体是否破坏来判断单层板是否达到破坏。更详细内容参见文献[12]。

2 桥联模型的程序化

桥联模型本构理论须通过用户子程序与 ABAQUS 实现接口, 才可用于风机叶片的极限分析。本文中使用平面壳单元模拟叶片结构, 在有限元分析中运用增量理论, 对壳单元的各个积分点进行计算。假定单位长度上的内力和内力矩增量分别为 dN_{xx}、dN_{yy}、dN_{xy}、dM_{xx}、dM_{yy}、dM_{xy}, 它们须与截面上的应力合力平衡。据此得到

$$\begin{Bmatrix} dN_{xx} \\ dN_{yy} \\ dN_{xy} \end{Bmatrix} = \int_{-h/2}^{h/2} \begin{Bmatrix} ds_{xx} \\ ds_{yy} \\ ds_{xy} \end{Bmatrix} dz = \sum_{k=1}^{N} [(C_{ij}^G)_k] \int_{z_{k-1}}^{z_k} \begin{Bmatrix} de_{xx} \\ de_{yy} \\ 2de_{xy} \end{Bmatrix} dz,$$
$$\begin{Bmatrix} dM_{xx} \\ dM_{yy} \\ dM_{xy} \end{Bmatrix} = \int_{-h/2}^{h/2} \begin{Bmatrix} d\sigma_x \\ d\sigma_y \\ d\sigma_y \end{Bmatrix} z\,dz = \sum_{k=1}^{N} [(C_{ij}^G)_k] \int_{z_{k-1}}^{z_k} z \begin{Bmatrix} d\varepsilon_x \\ d\varepsilon_y \\ 2d\varepsilon_y \end{Bmatrix} dz. \tag{7}$$

其中: $h = \sum_{k=1}^{N}(z_k - z_{k-1})$ 是层合板的厚度; z_{k-1} 和 z_k 分别是第 k 层的上顶面和下底面的 z 坐标, 这些

都是已知数据，在有限元模拟中直接输入。式(7)中的应变增量满足如下关系：

$$d\varepsilon_x = d\overset{0}{\varepsilon}_x + z d\overset{0}{\kappa}_x,\ d\varepsilon_y = d\overset{0}{\varepsilon}_y + z d\overset{0}{\kappa}_y,$$

$$2d\varepsilon_y = 2d\overset{0}{\varepsilon}_y + 2z d\overset{0}{\kappa}_y. \qquad (8)$$

其中，$d\overset{0}{\varepsilon}$ 和 $d\overset{0}{\kappa}$ 分别是面内的应变和曲率增量，均可由对节点平动位移 $\{u\}$ 的微分求得。

将式(8)代入式(7)的右边并展开得

$$\begin{matrix} dN_{xx} \\ dN_{yy} \\ dN_{xy} \\ dM_{xx} \\ dM_{yy} \\ dM_{xy} \end{matrix} = \begin{matrix} Q_{11}^{I} & Q_{12}^{I} & Q_{13}^{I} & Q_{11}^{II} & Q_{12}^{II} & Q_{13}^{II} \\ & Q_{22}^{I} & Q_{23}^{I} & Q_{12}^{II} & Q_{22}^{II} & Q_{23}^{II} \\ & & Q_{33}^{I} & Q_{13}^{II} & Q_{23}^{II} & Q_{33}^{II} \\ & & & Q_{11}^{III} & Q_{12}^{III} & Q_{13}^{III} \\ & \text{Symmetry} & & & Q_{22}^{III} & Q_{23}^{III} \\ & & & & & Q_{33}^{III} \end{matrix} \begin{matrix} d\overset{0}{\varepsilon}_x \\ d\overset{0}{\varepsilon}_y \\ 2d\overset{0}{\varepsilon}_y \\ d\overset{0}{\kappa}_x \\ d\overset{0}{\kappa}_y \\ 2d\overset{0}{\kappa}_y \end{matrix} \qquad (9)$$

其中：系数矩阵 $[Q]$ 是层合板的整体刚度矩阵，为对称阵，各项系数分别为

$$Q_{ij}^{I} = \sum_{k=1}^{N} (C_{ij}^{G})_k (z_k - z_{k-1}),$$

$$Q_{ij}^{II} = \frac{1}{2}\sum_{k=1}^{N} (C_{ij}^{G})_k (z_k^2 - z_{k-1}^2),$$

$$Q_{ij}^{III} = \frac{1}{3}\sum_{k=1}^{N} (C_{ij}^{G})_k (z_k^3 - z_{k-1}^3). \qquad (10)$$

其中，$(C_{ij}^{G})_k$ 由式(4)给出。为表述方便，将式(9)写成

$$\{dN\} = [Q]\{d\varepsilon\} \qquad (11)$$

截面内力、内力矩和广义应变按下式更新：

$$\{N\} = \{N\} + \{dN\},\ \{\varepsilon\} = \{\varepsilon\} + \{d\varepsilon\}. \qquad (12)$$

对于一个四节点通用壳单元S4R，ABAQUS程序提供3个平动自由度和3个转动自由度。根据3个平动自由度的位移增量可得到式(9)最右边一列的应变和曲率增量。在ABAQUS设计的用户子程序UGENS中，数组FORCE(6)传递壳截面单位长度的内力及内力矩增量，对应式(11)中的$\{dN\}$；数组STRAN(6)传递截面广义应变增量，对应式(11)中的$\{d\varepsilon\}$；数组DDNDDE(6,6)传递壳截面刚度矩阵，对应式(11)中的$[Q]$。根据施加的应力增量，由式(11)求得截面内的应变和曲率增量，进而求得层合板单元的位移，最后得到整个结构的有限元解。

将每一层纤维和基体的当前总应力带入破坏准则检验，当某个k层破坏后，它就不再承担后续荷载。上述刚度矩阵的系数衰减为

$$Q_{ij}^{I} = \sum_{\substack{k=1 \\ k \mid \{k_0\}}}^{N} (C_{ij}^{G})_k (z_k - z_{k-1}),$$

$$Q_{ij}^{II} = \frac{1}{2}\sum_{\substack{k=1 \\ k \mid \{k_0\}}}^{N} (C_{ij}^{G})_k (z_k^2 - z_{k-1}^2),$$

$$Q_{ij}^{III} = \frac{1}{3}\sum_{\substack{k=1 \\ k \mid \{k_0\}}}^{N} (C_{ij}^{G})_k (z_k^3 - z_{k-1}^3). \qquad (13)$$

其中：$\{k_0\}$ 表示已经破坏的层。当检验得到每一层(或预先指定的层数)都已达到了破坏，则有限元计算终止，此即层合板的极限破坏强度。

由于叶片是一个空间复杂结构，纤维铺层在截面不同位置是不一样的，这就存在从材料坐标向单元坐标并进而向结构总体坐标变换的问题。还必须考虑结构不同铺层区的材料识别与数据传递。为此，首先定义单元(壳单元)坐标xyz，再通过ABAQUS中ORIENTATION命令将材料的主方向定义为x方向(即0°纤维铺层沿x方向)，通过每层的铺设角定义该层材料的主方向。每个单元的信息参数中都有对应的铺层区编号，在UGENS子程序中为每个不同的铺层区开辟一个数据区，用于存放确定该铺层区材料性能参数的信息。ABAQUS执行每一个单元时，将铺层区编号传递给子程序。UGENS通过判断语句，调用相应铺层区的原始材料参数，再根据单元受力情况确定当前材料柔度矩阵，然后形成单元的当前刚度，回传给ABAQUS，集成得到结构的总体刚度矩阵。

3　考证算例

为验证该程序的可靠性，计算了两种铺层情况：(1)简单几何模型单一铺层情况；(2)空间几何模型。同时将调用UGENS子程序后运行得到的结果(以下简称为UGENS结果)与调用ABAQUS的复合材料材料库模型所得到的计算结果(以下简称为ABAQUS结果)加以对比。

3.1　简单几何结构分析

层合板的几何尺寸为84 mm×15.1 mm×2.76 mm，铺层$[0°/\pm45°/0°/90°/0°]_s$，共12层，每层具有相同的厚度。约束和受力方式为两短边简支，两长边自由，跨中受集中力作用，即三点弯曲问题。层合板中纤维和基体的力学参数如表1所示，纤维体积比测得为0.44，基体弹塑性参数如表2所示。

表1　纤维和基体的力学性能

Table 1　Mechanical properties of fiber and matrix materials

	E_{11}/ GPa	E_{22}/ GPa	ν_{12}	G_{12}/ GPa	$\sigma_{f,T}$/ MPa	$\sigma_{f,C}$/ MPa
Fiber	210	15	0.2	15	1824.3	910
Matrix	3.685	3.685	0.35	1.37	48.9	133

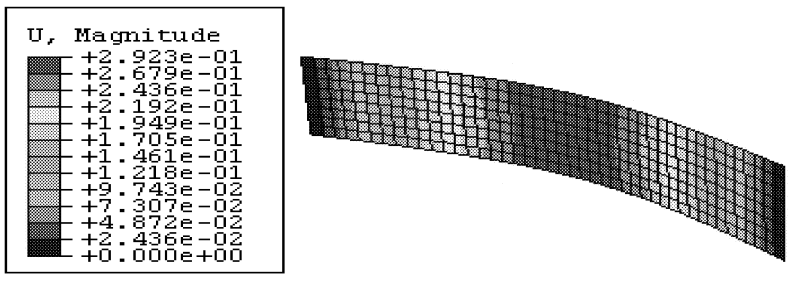
表2　双线性基体的弹塑性参数

Table 2　Elasto-plastic parameters of bi-linear matrix material

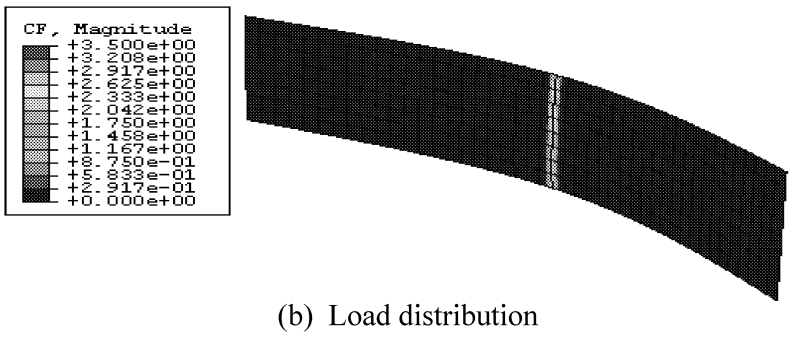
Segmental parameters	Tension		Compression	
	1	2	1	2
Limit stress $(\sigma_y^m)_i$/ MPa	30.5	48.9	89.5	133
Modulus $(E_T^m)_i$/ GPa	3.685	2.78	2.536	1.62

选用ABAQUS 中的S4R 壳单元，即四节点通用壳单元，每个节点有6 个自由度。UGENS 只需输入表1 和表2 的材料性能参数，ABAQUS 的材料库模型则须输入单层板的等效弹性模量。应用桥联模型并基于表1 和表2 的数据，计算得到：E_{11} = 94.46 GPa，ν_{21} = 0.284，E_{22} = 6.981 GPa，G_{12} = G_{13} = 2.945 GPa，G_{23} = 6.038 GPa。

计算中以不变增量步长的方式加载。利用UGENS 程序和ABAQUS 的计算结果分别见图1 和图2，两者的中点位移比较见图3。可以看出，在同等载荷条件下，两者所得到的位移值接近，节点反力一样。在线性范围内，两者的位移结果一样（图3）。加载到0.32 kN 后，UGENS 曲线反映了材料的非线性，而在ABAQUS 结果中则没有体现材料的非线性。



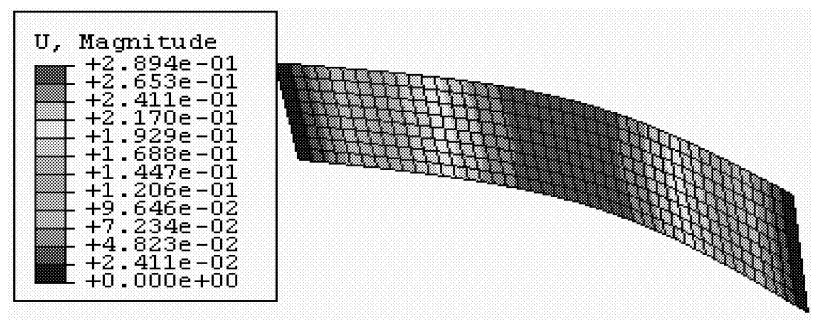
(a) Displacement distribution



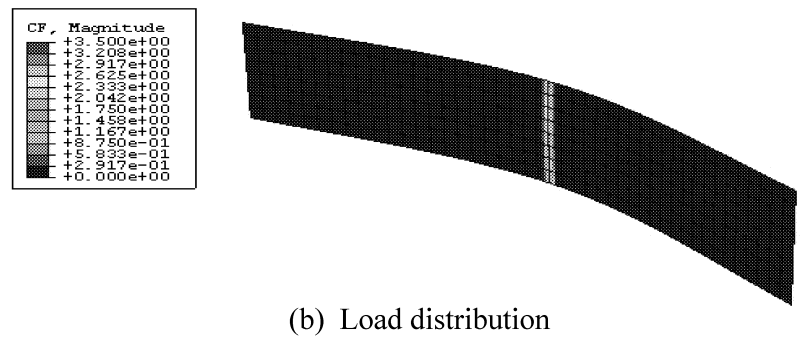
(b) Load distribution

图1　UGENS 得到的位移云图(a) 和载荷图(b)

Fig.1　Displacement (a) and load (b) distributions obtained based on UGENS



(a) Displacement distribution



(b) Load distribution

图2　ABAQUS 得到的位移云图(a) 和载荷图(b)

Fig.2　Displacement (a) and load (b) distributions obtained from ABAQUS

3.2　空间几何结构分析

一空间薄板，一端固定，受均布载荷作用（图4）。上方板的铺层为：[±45°/0°/90°/0°]$_s$ 共10 层，侧方板的铺层为[-45°/0°/90°/0°]$_s$ 共8 层，每层厚度0.25 mm。

层合板中纤维和基体的力学参数同表1，纤维体积比0.44，基体弹塑性参数同表2。采用S4R 通用壳单元，加载中增量步长不变。利用UGENS 程序和ABAQUS 计算的位移云图见图5，在同等加载条件下，两者的变形一致。两者得到的A 点载荷-位移如图6 所示。很显然，UGENS 合理体现了材料的非线性行为，而ABAQUS 仅能计算材料的线性响应。

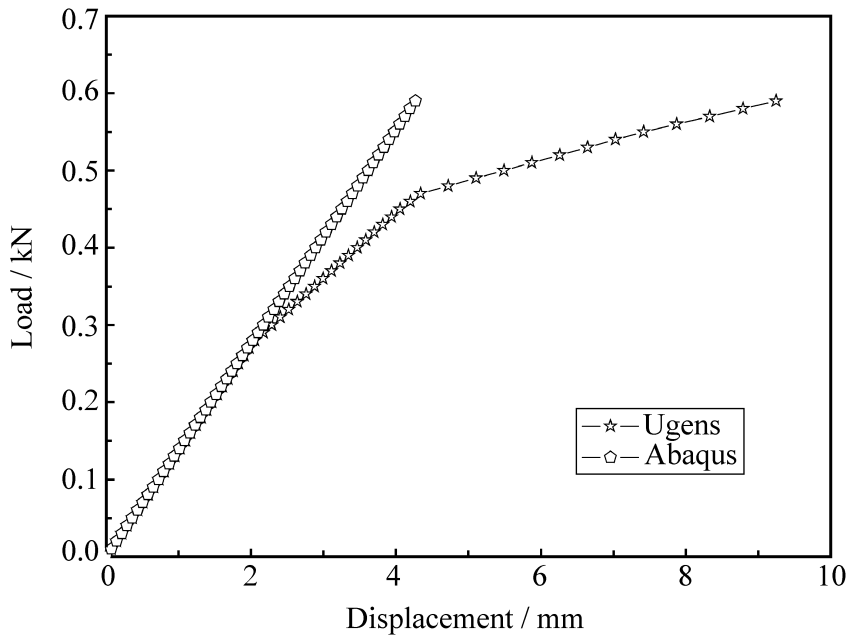


图3　载荷-位移图

Fig.3　Load-displacement diagram

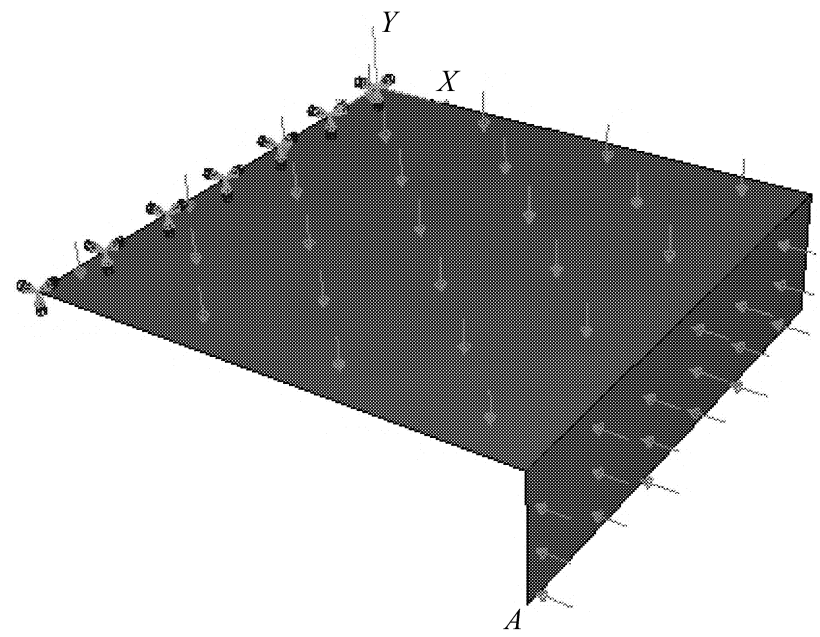
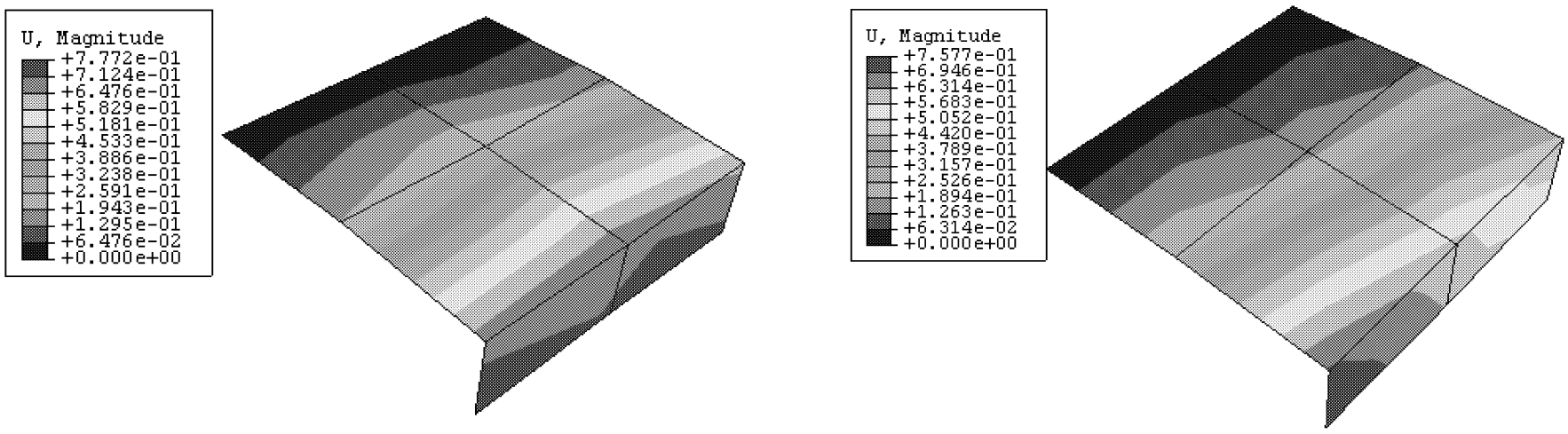


图4　空间结构受均布载荷作用

Fig.4　Uniform loads on a spatial structure



(a) Displacements by ABAQUS　　(b) Displacements by UGENS

图5　ABAQUS(a) 和 UGENS(b) 得到的位移云图

Fig.5　Displacement diagrams obtained from ABAQUS(a) and UGENS(b)

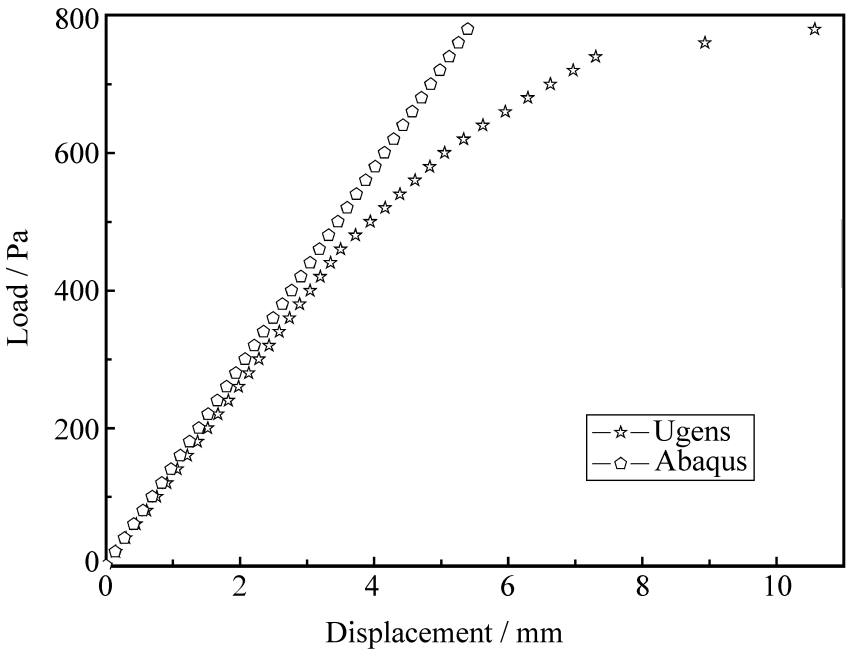


图6　载荷-位移图

Fig.6　Load-displacement diagram

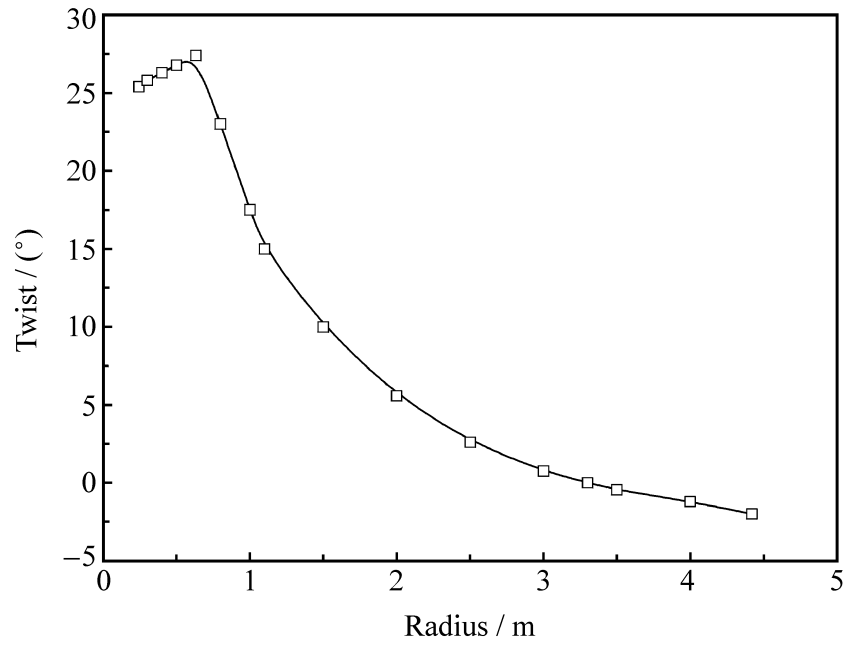


图7　叶片扭角分布图

Fig.7　Twist distribution diagram

通过算例对比分析, 可以得到如下结论: (1) UGENS 能很好地反映层合板的刚度衰减, 体现材料的非线性特性, 而 ABAQUS 的材料库仅能够对复合材料进行线性分析; (2) 在线弹性范围内 UGENS 和 ABAQUS 的计算结果一致。

4 应用于20 kW 风机叶片铺层设计

4.1 叶片参数

叶长: 4.42 m; 额定输出功率: 20 kW; 叶片翼型: SG6050; 额定转速: 78 r/min; 最大转速: 105 r/min; 额定风速: 11 m/s; 起动风速: 4 ~ 4.5 m/s; 运行风速范围: 4 ~20 m/s; 最大抗风能力: 50 m/s。叶片外型参数在表3 中列出; 扭角分布如图7 所示; 翼型截面如图8 所示。

表3 叶片几何数据

Table 3 Geometry data of a 20 kW turbine blade

Section	Radius/ m	Chord length/ m	Twist angle/(°)
1	0.244	0.310	25.40
2	0.300	0.340	25.80
3	0.400	0.380	26.30
4	0.500	0.420	26.80
5	0.632	0.480	27.40
6	0.800	0.460	23.00
7	1.000	0.450	17.50
8	1.100	0.440	15.00
9	1.500	0.410	10.00
10	2.000	0.370	5.60
11	2.500	0.330	2.60
12	3.000	0.280	0.76
13	3.300	0.260	0.00
14	3.500	0.240	-0.45
15	4.000	0.200	-1.20
16	4.368	0.170	-1.78
17	4.420	0.168	-2.00

4.2 有限元模型

由于叶片形状复杂, 采用PRO/E 图形软件, 根据表3 的几何数据, 生成命令流文本, 导入PRO/E 中, 进行建模和前处理。再将所建立的叶片模型文件生成IGES 格式, 供ABAQUS 读取。

针对叶片自身形状和其截面特点, 采用S4R 壳单元, 运用 ABAQUS 的 MESH 功能, 将叶片离散为1620 个节点, 1600 个有限单元。生成的叶片网格如图9 所示。叶片根部采用预埋金属螺杆, 便于与轮毂连接。这样的叶片根部连接被认为是刚性的, 根部所在节点的6 个自由度被固定, 整个叶片简化为悬臂梁模型。

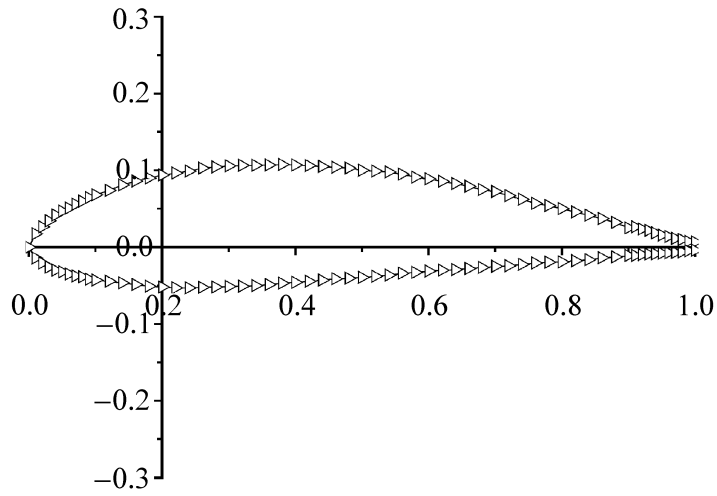


图8 SG6050 翼型截面

Fig.8 SG6050 airfoil section

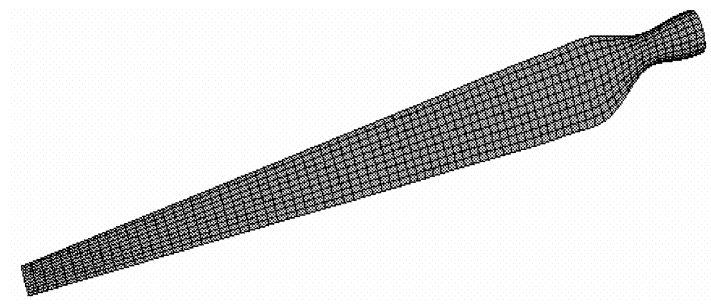


图9 有限元网格划分

Fig.9 Finite element discretization

风机叶片运行中所受的载荷包括: (1) 极限载荷工况, 包括具有50 年一遇的台风(极限风载, 风机处于停止状态), 极端风向变化情况下对应于50 年一遇的极端运行阵风, 每年一遇的极端运行阵风; (2) 正常运行状态载荷工况。其中, 极限载荷工况用于叶片的极限强度设计, 正常载荷工况用于叶片的疲劳强度校核。

在进行结构设计时, 通常采用静强度条件控制。叶片荷载工况取为: 极限工况 $v = 50$ m/s, 转速为 0 r/min。此时叶片迎风面受到的均布载荷[13,14] 为

$$P = 0.5\rho v^2 \tag{14}$$

其中: ρ 为空气密度; v 为风速。对应极限风速 $v = 50$ m/s, $\rho = 1.225$ kg/m^3, 则叶片迎风面受到的均布载荷为1.53 kPa。

4.3 铺层设计

本文中的结构设计必须适合叶片的一次成型, 叶片采用空腔薄壁结构(图10), 腔内无任何填充物。这种剖面结构既有利于提高刚度又利于减轻重

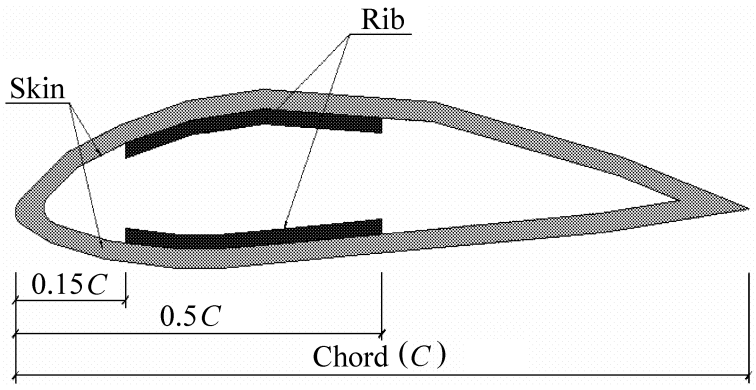


图10　SG6050 内部结构

Fig.10　SG6050 internal structure

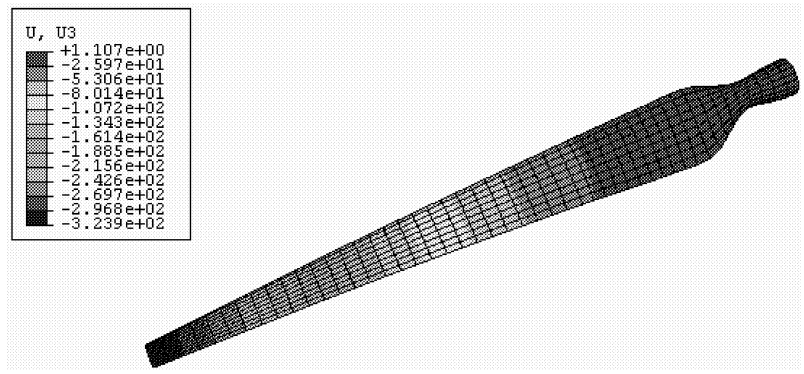


图11　位移变形图

Fig.11　Predicted flapwise displacements of all the blade elements

量。根据截面受力特点，为了提高叶片总体刚度，增加承载能力，防止局部失稳，在截面0.15C～0.5C 处(C 为截面弦长)布置加强筋，其中单向层主要承受轴向力，而加入45 度铺层主要承受扭矩和剪力。

4.3.1　材料参数

叶片选用玻璃纤维和环氧基体，其材料性能参数见表4，纤维体积比取为0.44。

4.3.2　铺层方案一

具体的铺层设计见表5 所示。

基于桥联模型的本构关系对此铺层叶片进行结构分析，得到其位移云图，如图11 所示。截面位移图见图12。从计算的叶尖载荷-位移图(图13)中可以看出，在极限风速下，叶尖变形为324 mm，对应的绕度为叶长的7.3 %，整个叶片变形随载荷的增

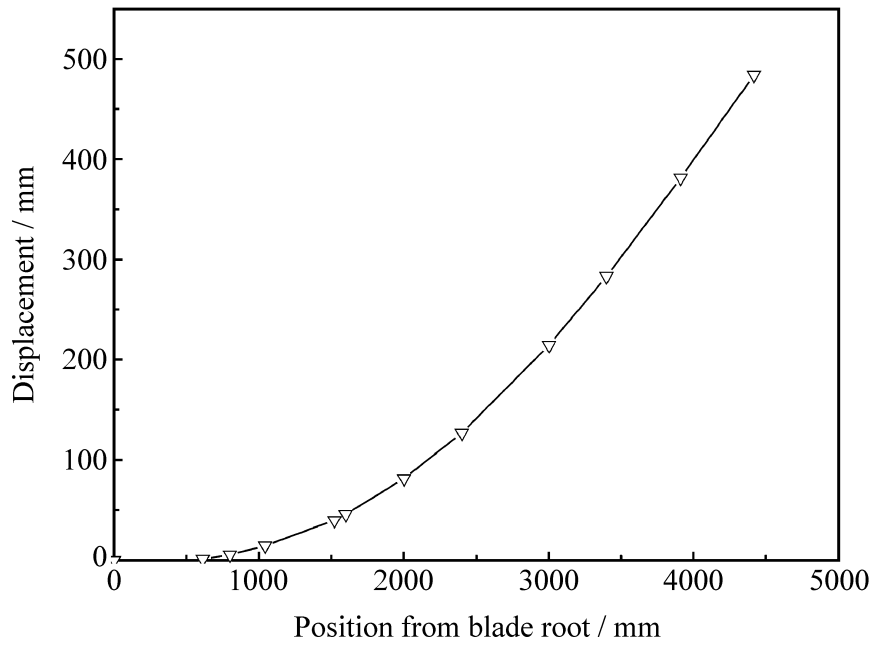


图12　各截面位移图

Fig.12　Flapwise deflections of the blade

表4　纤维和基体的材料性能参数

Table 4　Mechanical properties of fiber and matrix

	E_{11}/ GPa	E_{22}/ GPa	Poisson ratio	G_{12}/ GPa	$\sigma_{f,T}$/ MPa	$\sigma_{f,C}$/ MPa
Fibre	72	72	0.25	28.8	2000	1400
Matrix	3.5	3.5	0.35	1.30	45	80

表5　铺层设计方案一

Table 5　The first layout schedule

	Radius/ mm	Fiber layout	Thickness/ mm
Vertical rib	0～800	$[45/-45/0_6/45/-45/0_6/45]_S$	10.2
	800～1600	$[45/-45/0_4/45/-45/0_4/45]_S$	7.8
	1600～2400	$[45/-45/0_3/45/-45/0_3/45]_S$	6.6
	2400～3200	$[45/-45/0_2/45/-45/0_2/45]_S$	5.4
	3200～4420	$[45/-45/0/45/-45/0/45]_S$	4.2
Skin	0～1600	$[45/-45/0_2/45/-45]_S$	3.6
	1600～4420	$[45/-45/0/45/-45]_S$	3.0

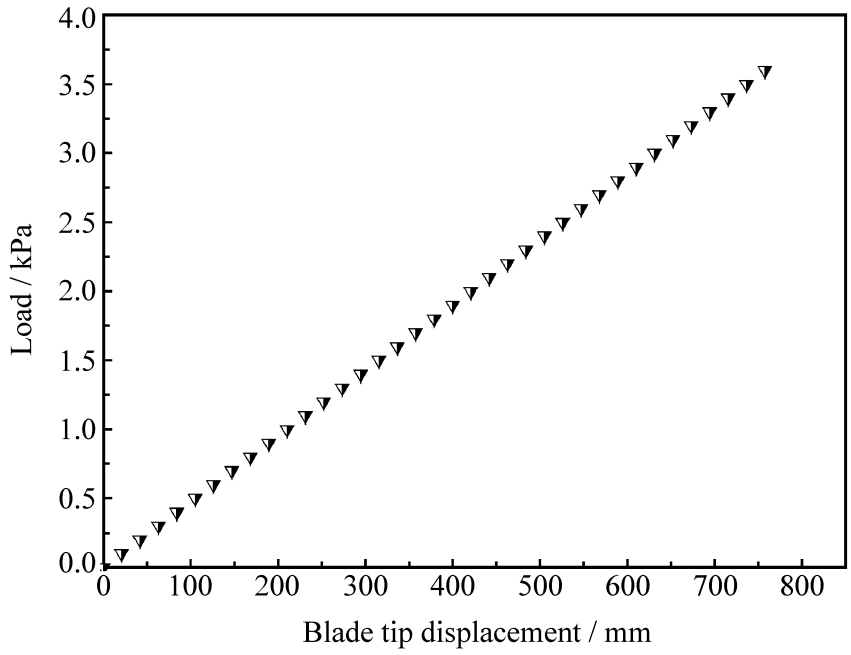


图13　叶尖载荷-位移图

Fig.13　Load-displacement of the blade at the tip

加呈线性增加，即整个叶片变形还处于材料的弹性范围内。当加载为3.6 kPa 时，叶片在翼型过渡段处736 单元发生第2 层破坏，此时安全系数为2.35。当载荷达到5 kPa 时，该单元有16 层发生破坏，由此可以看出此种铺层方式过于保守，造成了经济上的浪费，需进一步改进。

4.3.3　铺层方案二

结合前面计算分析的结果，可适当减少叶根铺层，通过添加横向加强筋来提高叶片刚度。新铺层方案见表6 所示。

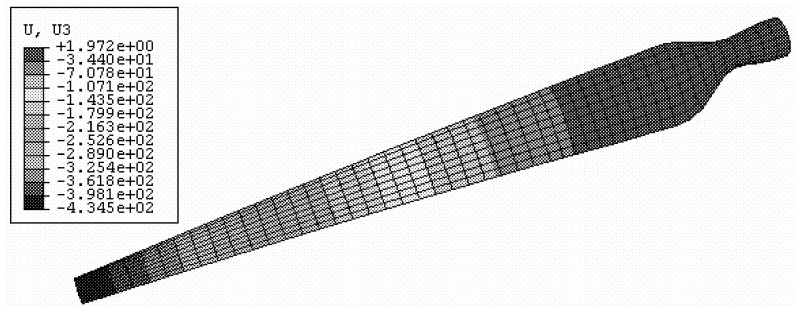


图14　位移变形图

Fig.14　Displacements of all the blade elements

对此铺层叶片分析计算得到的位移变形图、叶尖载荷-位移图、叶片质量分布图、叶片厚度分布图分别如图14 至图17 所示。

4.3.4　方案对比

两种不同铺层方案的对比见表7。

通过以上对比，第二种铺层设计在满足刚度和强度条件下明显优于第一种铺层方案。当载荷为3.2 kPa 时，在851 单元(根部单元)发生破坏，此时安全系数为2.1，远大于规范上1.15 的要求[12]。当安全系数为1.5 时，从位移云图(图14)和载荷-位移图(图15)中可以看出，此时叶尖挠度为434.5 mm，为叶长的9.83 %，整个叶片重量为26.75 kg。从厚度分布图(图17)可以看出，厚度(包括加强筋)沿纵向分布是按均匀阶梯变化的。这样不仅满足结构设计的要求，而且也便于工艺

表6　铺层设计方案二

Table 6　The second layout schedule

	Radius/ mm	Fiber layout	Thickness/ mm
Vertical rib	0～800	$[45/-45/0_5/45/-45/0_5/45]_S$	9.0
	800～1600	$[45/-45/0_4/45/-45/0_4/45]_S$	7.8
	1600～2400	$[45/-45/0_3/45/-45/0_3/45]_S$	6.6
	2400～3200	$[45/-45/0_2/45/-45/0_2/45]_S$	5.4
	3200～4419.6	$[45/-45/0/45/-45/0/45]_S$	4.2
Skin	0～1600	$[45/-45/0_2/45/-45]_S$	3.6
	1600～4419.6	$[45/-45/0/45]_S$	2.4
Transverse rib	3100～3200	[0/90/-90/0/90/-90]s	3.6

表7　不同铺层方案对比

Table 7　Comparison between different reinforcing fiber layouts

Layout	Load/ kPa	Blade tip displacement/ mm	Relative deflection	Maximum thickness/ mm	Mass/ kg
1	2.3	484.01	11.52 % radius	10.2	29.26
2	2.3	434.50	9.83 % radius	9.0	26.75

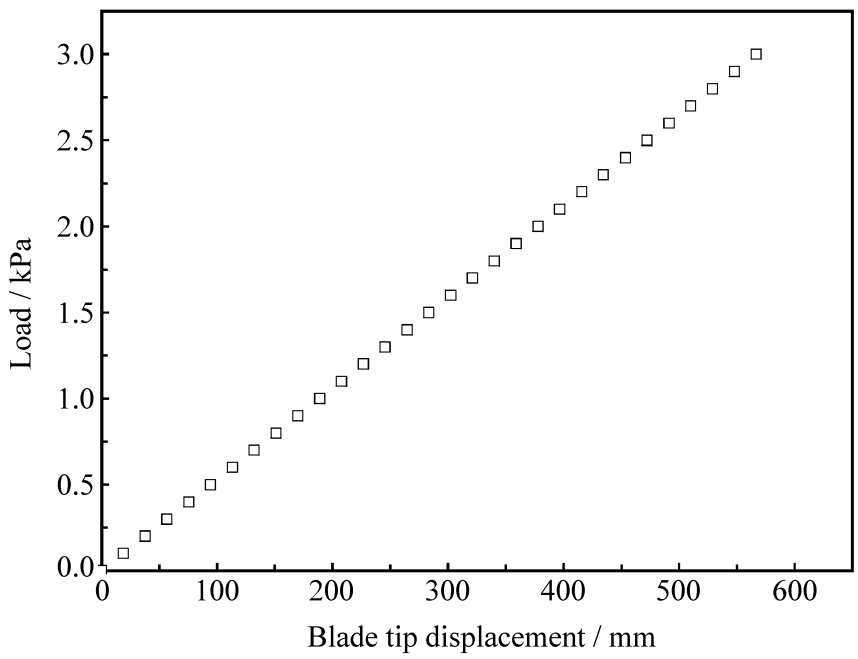


图 15　叶尖载荷- 位移图

Fig.15　Load-displacement of the blade tip

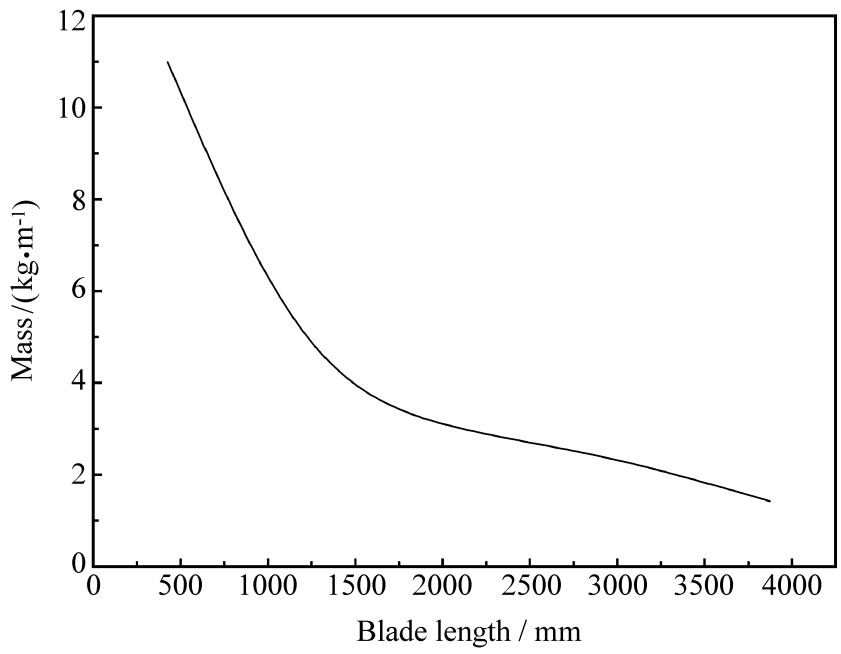


图 16　叶片质量分布图

Fig.16　Blade mass distribution

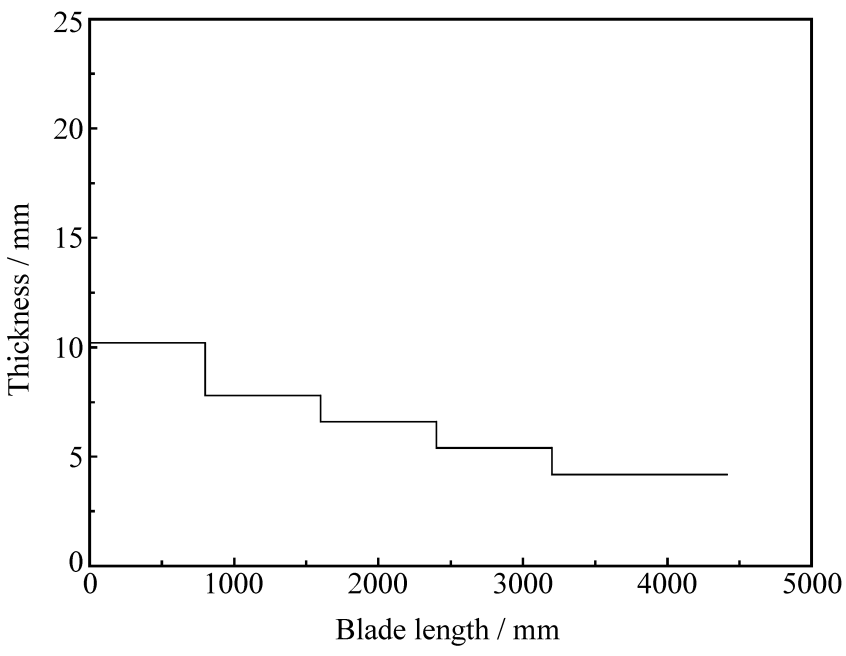


图 17　叶片厚度分布图

Fig.17　Blade thickness distribution

成型。

本文作者的研究表明，非线性的桥联模型本构理论与 ABAQUS 结合能有效指导复合材料风机叶片的结构设计，准确给出材料破坏区域和破坏状况。这样就避免了传统设计的盲目性和经验性，提高了设计的准确性，有效地降低叶片重量，减少成本，达到经济优化的目的。

5　结　论

本文作者在复合材料结构的有限元分析中运用桥联模型来考虑基体材料的非线性特性，计算结果显示桥联模型理论作为结构分析商用软件的用户自定义子程序，可以如同其自身所带的材料库模型一样在有限元结构分析中得到方便应用。通过对复杂叶片结构的分析计算，能有效应用于叶片的铺层设计，体现了其巨大的指导性和实用性。

参考文献:

[1]　章伟星，许发彦，陈有芳，等. 600 kW 风力发电机叶片计算评估[J]. 风力发电, 2001, 61(2): 37-42.
Zhang Weixing, Xu Fayan, Chen Youfang, et al. Evaluation of 600 kW wind turbine blade [J]. Wind Power Generation, 2001, 61(2): 37-42.

[2]　陈余岳. 大型风力机玻璃钢叶片设计[J]. 玻璃钢/复合材料, 1998, 4(4): 17-20.
Chen Yuyue. Design of large GRP wind turbine blades [J]. Fiber Reinforced Plastics/Composite, 1998, 4(4): 17-20.

[3]　张锦南. 300 kW 大型风力机叶片[J]. 材料导报, 2001, 15(2): 59-60.
Zhang Jinnan. 300 kW large wind turbine blade [J]. Materials Review, 2001, 15(2): 59-60.

[4]　TPI Composites, Inc. Blade manufacturing improvements, development of the ERS-100 blade: Final project report [M]. Sandia National Laboratories of the United States Department of Energy Press, 2001: 2001-1381.

[5]　TPI Composites, Inc. Blade manufacturing improvements, remote blade manufacturing demonstration [M]. Sandia National Laboratories of the United States Department of Energy Press, 2003: 2003-0719.

[6]　Bechly M E, Clausen P D. Structural design of a composite wind turbine blade using finite element analysis [J]. Computers & Structures, 1997, 63(3): 639-646.

[7]　黄争鸣. 大型复合材料风力机叶片及其制备方法: 中国, 200510023488 [P]. 2005-10-23.

[8]　Huang Zhengming (黄争鸣), Ramakrishna S. Modeling mechanical properties of knitted fabric composites part Ⅲ: Applications [J]. Science & Engineering of Composite Materials,

2002, 10(3): 213-240.

[9] Oh S Y, Song O, Librescu L. Effects of pretwist and presetting on coupled bending vibrations of rotating thin-walled composite beams [J]. International Journal of Solids and Structures, 2003, 40(5): 1203-1224.

[10] Saravanos D A. A shear beam finite element for the damping analysis of tubular laminated composite beams [J]. Journal of Sound and Vibration, 2006, 291(3): 802-823.

[11] Kong C, Bang J. Structural investigation of composite wind turbine blade considering various load cases and fatigue life [J]. Energy, 2005, 30(11): 2101-2114.

[12] Huang Z M. Simulation of the mechanical properties of fibrous composites by the bridging micromechanics model [J]. Composites Part A: Applied Science and Manufacturing, 2001, 32(2): 143-172.

[13] Ladean R, McKittrick. Analysis of a composite blade design for the AOC15/50 wind turbine using a finite element model [M]. SANDIA, 2001: 2001-1441.

[14] JB/T 10194-2000. 中华人民共和国机械行业标准. 风力发电机组叶轮叶片 [S]. 21-42.