

# 基于“应变-载荷”模型的大型风电机组叶片 载荷识别研究

王 超<sup>1</sup>, 戴巨川<sup>1</sup>, 杨 鑫<sup>1</sup>, 文泽军<sup>2</sup>

(1. 湖南科技大学机电工程学院, 湘潭 411201; 2. 湖南省机械设备健康维护重点实验室, 湘潭 411201)

**摘 要:** 为了解决风电机组运行过程中叶片载荷在线识别的难题,提出一种基于叶根应变测量的风电机组叶片载荷识别方法。开展叶片属性参数对应变单因素影响分析,基于此设计多因素联合影响正交试验,并利用回归分析来获取叶片属性参数与应变之间的关系模型。在回归分析过程中采用“显著性”判定进一步得到回归修正方程。充分考虑多重载荷的影响建立叶根应变与叶片载荷之间的关系模型。以某43 m长风电叶片为例构建出风电机组三维实体模型,利用CFD和ANASYS数值仿真软件对叶片上分布载荷和叶根应变进行分析。然后,将模型计算结果与有限元仿真结果进行对比分析,佐证所提出“应变-载荷”模型的可行性。

**关键词:** 风电机组; 应变测量; 回归分析; 载荷识别; 属性参数

**中图分类号:** TK83

**文献标识码:** A

## 0 引 言

风能作为一种极具大规模开发潜力的可再生能源,清洁能源近年来一直维持高速增长的态势<sup>[1]</sup>。到目前为止,全世界风电机组装机容量已超过540 GW,能提供全球约5%的电力需求。在风电产业高速发展的过程中,风电装备也呈现出新的特征,如单机容量越来越大,风电叶片变得更长;风电机组安装区域向更偏远的地区和海上移动<sup>[2,3]</sup>。这些特征都对风电机组各部件的可靠性提出更高的要求。特别是风电叶片,既是风能捕获的部件,也是承受载荷的主要部件,对其可靠性要求更高。

当前,风电叶片已向“百米级”发展,如丹麦制造的LM 88.4P叶片长达88.4 m,可适用于单机容量8 MW的风电机组。然而,随着风电叶片的加长,各种风险和事故也变得更加不可控。因此,对风电机组叶片承受的载荷进行实时监控已变得尤为紧要。近年来,学术界和工程界对风电叶片载荷分析及状态监测开展了大量研究。例如,在风电叶片载荷分析方面, Kim等<sup>[4-6]</sup>基于BEM理论和CFD方法

对风电机组叶片气动载荷进行分析,并开展气动设计研究; Fernandez等<sup>[7]</sup>对叶片在气动载荷作用下的叶片应力分布计算方法进行研究; 白叶飞等<sup>[8]</sup>对风电机组叶片叶根应力集中区的应力状态进行实验研究。在风电叶片状态监测方面, Schubel等<sup>[9]</sup>对基于应变片、超声、热和光纤的叶片状态监测方法进行对比分析; Lee等<sup>[10]</sup>利用光纤光栅(FBG)传感器对叶片力矩进行测量并研究3个叶片力矩的转换算法。有关叶片载荷分析及其状态监测的研究还在不断深入,一些问题还需进一步探讨,如叶片载荷测量的有效策略,包括传感器的选型及其布置策略,以及传感器感知与载荷之间的关系等; 叶片属性参数对叶片应变特征的影响规律,叶片属性参数与应变之间的关系模型等。

本文正是瞄准当前对大型风电机组叶片载荷监测的迫切需求和现有研究的不足,开展基于叶根应变测量的风电机组叶片载荷识别方法研究。首先,提出一种基于4应变片的叶根载荷测试基本策略,建立传感器感知信息与挥舞、摆振动方向力矩的转换模型; 然后,分析叶片属性参数对应变特征

收稿日期: 2018-02-05

基金项目: 国家自然科学基金(51675175; 51475160); 湖南省自然科学基金(2016JJ5024)

通信作者: 戴巨川(1979—), 男, 博士、副教授, 主要从事风电技术与装备方面的研究。daijuchuan@163.com

的影响规律,构建叶片属性参数与应变关系模型,并获得应变与叶片载荷关系。最后,以某 43 m 长风电叶片为例开展实例分析。

## 1 叶根载荷测试基本策略

风电机组基本结构如图 1a 所示,在叶根处布置应变片如图 1b 所示。在叶片桨距角  $\beta=0$  时,图 1b 中坐标系  $xy$  的  $x$  轴沿风轮主轴(挥舞)方向, $y$  轴沿风轮摆振方向。当桨距角  $\beta>0$  时,坐标系  $xy$  旋转至  $x'y'$  位置。作用在叶片上的载荷  $M$  可分解为沿  $x$  轴的分量  $M_x$  和沿  $y$  轴方向的分量  $M_y$ 。这里, $M_x$  和  $M_y$  分别指使叶片沿  $x$  轴和  $y$  轴方向发生弯曲的力矩载荷。当桨距角  $\beta=0$  时,设在  $M_x$  的作用下,应变片 1 和应变片 3 上产生的应变分别为  $f_\varepsilon(1)$  和  $f_\varepsilon(3)$ ;在  $M_y$  的作用下,应变片 2 和应变片 4 上产生的应变分别为  $f_\varepsilon(2)$  和  $f_\varepsilon(4)$ 。则,根据应变片上的应变值,可反推出相应载荷为:

$$\begin{cases} M_x = \Gamma_1 [f_\varepsilon(1) f_\varepsilon(3)] \\ M_y = \Gamma_2 [f_\varepsilon(2) f_\varepsilon(4)] \end{cases} \quad (1)$$

当桨距角  $\beta>0$  时,有:

$$\begin{cases} M'_x = \Gamma_1 [f'_\varepsilon(1) f'_\varepsilon(3)] \\ M'_y = \Gamma_2 [f'_\varepsilon(2) f'_\varepsilon(4)] \end{cases} \quad (2)$$

式中, $M'_x$ ——使叶片沿  $x'$  轴方向发生弯曲的力矩载荷; $M'_y$ ——使叶片沿  $y'$  轴方向发生弯曲的力矩载荷; $f'_\varepsilon(i)$ ——测点  $i$  的应变值 ( $i=1, 2$ );  $\Gamma$ ——载荷与应变的函数关系 ( $i=1, 2$ )。

式(2)中  $M'_x$ 、 $M'_y$  与  $M_x$ 、 $M_y$  的关系为:

$$\begin{cases} M_x = M'_x \cos\beta - M'_y \sin\beta \\ M_y = M'_x \sin\beta + M'_y \cos\beta \end{cases} \quad (3)$$

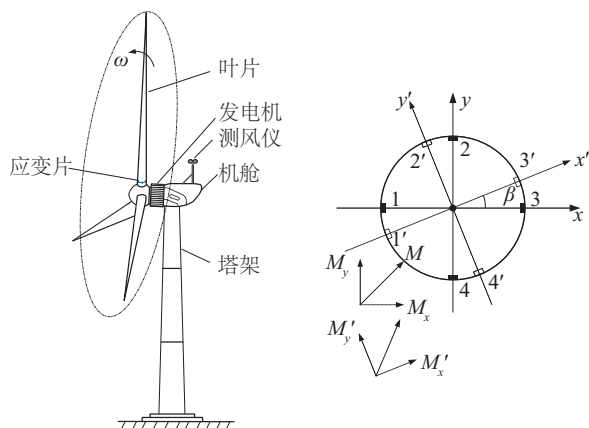
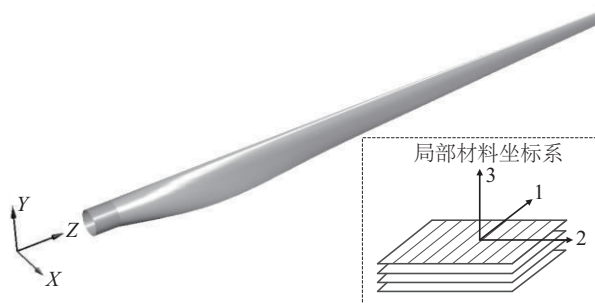


图 1 叶根载荷测试基本策略

Fig. 1 Basic strategy of blade root load test

## 2 叶片材料属性参数对应变特征的影响

叶片材料主要是由玻璃纤维与环氧树脂构成的各向异性复合材料,其材料属性参数主要有杨氏模量  $E$ 、泊松比  $\nu$  以及剪切模量  $G$ 。分别用  $E_1$ 、 $E_2$ 、 $E_3$  表示轴向、横向和厚度方向的杨氏模量; $\nu_{12}$  表示轴向与横向的泊松比, $\nu_{23}$  表示横向与厚度方向的泊松比, $\nu_{13}$  表示轴向与厚度方向的泊松比; $G_{12}$  表示铺层平面内的剪切模量, $G_{23}$  表示横向与厚度方向确定法向平面的剪切模量, $G_{13}$  表示轴向与厚度方向所确定法向平面的剪切模量(其中 1、2、3 分别表示局部材料坐标系的纤维轴向、横向以及厚度方向)。显然,这些性能参数的变化会对叶片应力、应变产生影响。为了定量分析这些参数对叶片应力、应变特征的影响规律,在有限元分析软件中构建数值仿真分析模型(图 2)。在图 1b 中  $x$  轴方向施加载荷,并观测叶根在翼展方向(测点 1)的应力应变特征。



注:不同铺层位置的局部材料坐标系是相互独立的

图 2 叶片坐标系和局部材料坐标系示意图

Fig. 2 Blade coordinate system and local material coordinate system

在仿真分析时,首先设定材料属性  $E_1$ 、 $E_2$ 、 $E_3$ 、 $G_{12}$ 、 $G_{23}$ 、 $G_{13}$ 、 $\nu_{12}$ 、 $\nu_{23}$ 、 $\nu_{13}$  的基准值(表 1<sup>[11]</sup>),然后在基准值的基础上变化  $\pm 50\%$  分析其对叶片应力、应变的影响。

表 1 材料属性参数

Table 1 Material property parameters

$E_1 /$ GPa	$E_2 /$ GPa	$E_3 /$ GPa	$\nu_{12}$	$\nu_{23}$	$\nu_{13}$	$G_{12} /$ GPa	$G_{23} /$ GPa	$G_{13} /$ GPa
41.6	14.9	13.4	0.241	0.33	0.268	5.05	5.05	5.05

图3所示为叶片属性参数变化对应力应变的影响。图3a为杨氏模量变化对叶片根部(测点1)翼展方向正应力的影响特性曲线。可看出,随着厚度方向( $E_3$ )杨氏模量的增加,应力基本上未发生变化;随着轴向杨氏模量( $E_1$ )的增加,应力相应增加,其幅度为27.5%(定义增加幅度表示方法为:(最大值-最小值)/基值);随着横向杨氏模量( $E_2$ )的增加,应力随之减小,其幅度为31.77%。图3b为泊松比变化对叶片根部翼展方向正应力(测点1)的影响

特性曲线。从图3a中可看出,随着泊松比 $\nu_{12}$ 增大,应力随之减小,其幅度为22.89%;其他2个方向的泊松比的变化对叶片根部应力几乎无影响。图3c为剪切模量变化对叶片根部翼展方向正应力(测点1)的影响特性曲线,随着剪切模量 $G_{12}$ 的增加,应力随之增大,其幅度为20.39%;随着剪切模量 $G_{23}$ 的增加,测点应力会有一定程度减小,其幅度为5.45%;随着剪切模量 $G_{13}$ 的增加,测点应力有所减小,其幅度为9.32%。

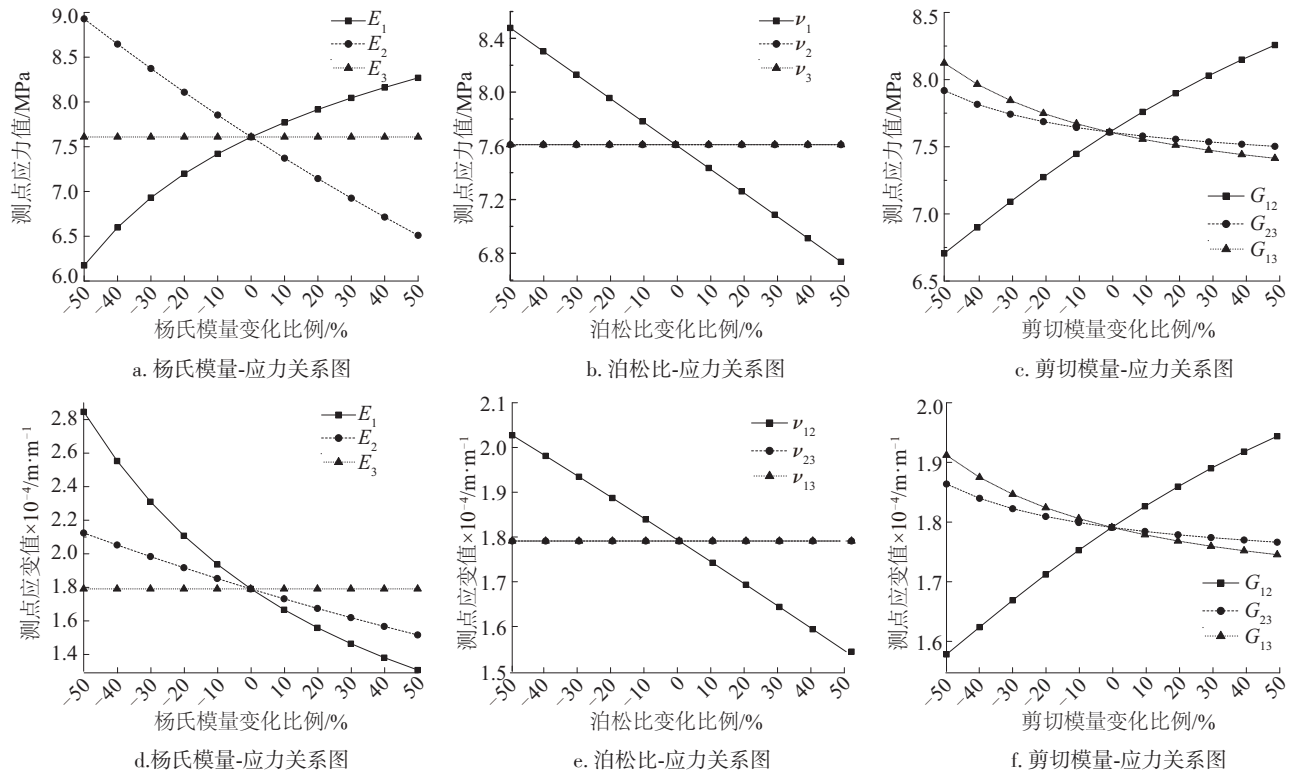


图3 叶片属性参数变化对应力应变的影响

Fig. 3 Effect of blade material property parameters on stress and strain

图3d为杨氏模量变化对叶片根部翼展方向应变(测点1)的影响特性曲线。可看出,随着厚度方向( $E_3$ )杨氏模量的增加,翼展方向的应变基本未发生变化;随着轴向杨氏模量( $E_1$ )的增加,应变会随之减小,其幅度为85.92%;随着横向杨氏模量( $E_2$ )的增加,应变减小,其幅度为33.92%。图3e为泊松比变化对叶片根部翼展方向应变(测点1)的影响特性曲线。从图3e中不难看出,随着各个方向的泊松比的变化,应变的变化趋势与应力的变化趋势相同,随着泊松比 $\nu_{12}$ 增大,应变相应减小,其幅度为27%。图3f为剪切模量变化对叶片根部应变(测点

1)的影响特性曲线。从图3f中可看出,随着各个方向的剪切模量的变化,应变的变化趋势与应力的变化趋势一致,随着 $G_{12}$ 、 $G_{23}$ 和 $G_{13}$ 的增大,其应变变化幅度分别为20.39%、5.45%和9.32%。

杨氏模量是描述材料的抗变形能力,其大小等于应力与应变的比值。由于测点测量的应力是翼展方向的正应力,所以当轴向杨氏模量增大时,材料抗变形能力增强,测点的应变随之减小而应力随之增大;而横向杨氏模量( $E_2$ )增大时,翼展方向受到横向拉应力所引起的压应力影响增大,所以测点翼展方向拉应力呈下降趋势,同理应变也随之减

小;厚度方向的杨氏模量的变化对应力值基本无影响,这是因为厚度方向层间应力、应变较小,改变杨氏模量后应力、应变的变化很小,对翼展方向的应力、应变无明显影响。泊松比是反映材料横向变形的弹性常数,当泊松比  $\nu_{12}$  增大时,意味着这 2 个方向材料变形量之间的相互影响增大,横向的拉应力对翼展方向所产生的压应力增大,所以测点所得到的翼展方向拉应力呈下降趋势,同理应变也呈下降趋势。剪切模量表征的是材料抵抗切应变的能力,各向异性体一般具有耦合现象,即正应力引起剪切应变,剪切应力也会引起正应变,所以当剪切模量增大时,测点翼展方向的应力、应变会受到一定影响。

### 3 叶片材料属性参数与应变关系模型构建

为了得到叶片属性参数与应变之间关系模型,首先应确定叶片属性参数与应变关系的内在联系。尽管图 3 给出了不同叶片属性参数对应力应变特征的影响,但还未确定多因素联合作用下的影响规律。由于多个因素的联合作用理论上会有无穷多组组合,因此应首先采用试验设计用尽可能少的试验次数来覆盖整体的影响效应。正交试验设计是研究“多因素”、“多水平”一种有效的试验设计方法,其基本原理是根据正交性的基本特征从全面试验中筛选出代表性的点进行试验分析,这些“点”具备了“均匀分散、齐整可比”的特征。正交试验设计的一般步骤为:①确定试验因素、水平和试验指标;②设计正交试验表;③依据正交试验表进行相应的试验并记录试验结果;④试验数据分析。

根据图 3 所示 9 个材料属性参数可看出,对应力应变有影响的主要有 6 个,分别为  $E_1$ 、 $E_2$ 、 $\nu_{12}$ 、 $G_{12}$ 、 $G_{23}$ 、 $G_{13}$ 。由于  $E_1$  的变化曲率较大,所以该因素设计为 10 水平,其余 5 个因素均设计为 5 水平,如表 2 所示。为了简化混合水平正交表设计,将因素  $E_1$  分为 2 段设计成 2 组  $L_{25}(5^6)$  标准正交试验并合成一张正交试验表(试验指标为测点 1 的应力  $f_\sigma$  和应变  $f_\varepsilon$ ),如表 3 所示。

表 2 正交试验因素水平表

Table 2 Factor level of orthogonal test

水平	$E_1 /$ GPa	$E_2 /$ GPa	$\nu_{12}$	$G_{12} /$ GPa	$G_{23} /$ GPa	$G_{13} /$ GPa
1	20.80	7.450	0.12	2.53	2.53	2.53
2	24.96	11.92	0.19	3.54	3.54	3.54
3	29.12	14.90	0.24	5.05	5.05	5.05
4	33.28	17.88	0.28	6.57	6.57	6.57
5	37.44	22.35	0.36	7.58	7.58	7.58
⋮	⋮					
10	62.40					

为了建立材料属性与测点应力、应变的关系,用变量  $x_{ij}$  (其中  $i$  为因素编号,  $i=1,2,\dots,6$ ;  $j$  为水平数,  $j=1,2,\dots,10$ ) 表示表 2 中 6 个因素不同水平值,应力  $f_\sigma$  和应变  $f_\varepsilon$  作为输出结果,采用多重线性回归分析建立关系模型。

叶片属性参数与应变关系模型构建步骤如图 4 所示。基本思路是:首先按照设计的正交试验表进行正交试验,对试验结果整理分析。然后将表 2 中各因素作为自变量,表 3 中试验指标(应力  $f_\sigma$ 、应变  $f_\varepsilon$ )作为因变量,进行一次回归分析,得到估计值、标准误差、 $T$  值和  $P$  值( $T$  值表示变量对回归方程的贡献度; $P$  值为  $T$  检验的显著性判定值)。各项变量是否显著取决于  $T$  检验的  $P$  值(取显著性水平  $\alpha=0.05$ ),对各个自变量进行显著性判定,  $P$  值小于  $\alpha$  值认为该项显著,反之认为不显著;若存在不显著项,剔除不显著项后重做一次回归分析,得到一次回归修正方程。与此同时,进一步使用二次回归分析,得到二次回归方程,并对二次回归结果进行显著性判定。若存在不显著项,则去除不显著项后重新进行二次回归,直到各项都是显著项,并得到剔除不显著项的二次回归修正方程。最后,对以上不同方法得到的回归方程进行数据拟合比较(方差分析),选择误差小的作为最终合适的回归方程。

在具体实施过程中,鉴于各变量数量级相差较大,在拟合函数之前对自变量首先进行归一化处理,即使各个变量无量纲化。归一化的自变量表示为:

$$x_s = \frac{x_i - x_{i\min}}{x_{i\max} - x_{i\min}} \quad (4)$$

式中,  $x_s$  ——归一化处理后的变量,  $s=1,2,\dots,6$ ;



$x_{t\min}$  ——第  $t$  个因素中最小的“水平”值;  $x_{t\max}$  ——第  $t$  个因素中最大的“水平”值。

设  $f_\sigma$  和  $f_\varepsilon$  关于  $x_1, x_2, \dots, x_6$  的一次回归方程为式(5)。

$$\begin{cases} f_\sigma = a_0 + a_1x_1 + a_2x_2 + a_3x_3 + a_4x_4 + a_5x_5 + a_6x_6 \\ f_\varepsilon = b_0 + b_1x_1 + b_2x_2 + b_3x_3 + b_4x_4 + b_5x_5 + b_6x_6 \end{cases} \quad (5)$$

式中,  $a_i, b_i$  ——待定系数,  $i=0, 1, \dots, 6$ 。

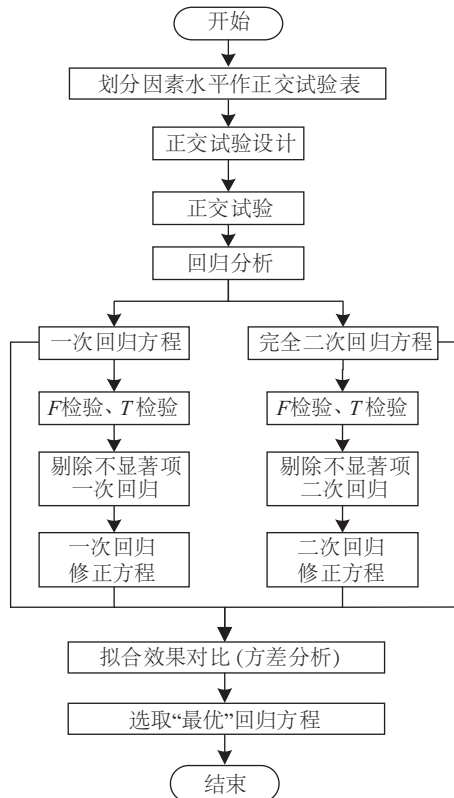


图4 叶片材料属性参数与应变关系模型构建步骤

Fig. 4 Establish step of relationship model between blade material property parameters and strain

表3 正交试验表

Table 3 Orthogonal test table

试验号	$E_1$	$E_2$	$\nu_{12}$	$G_{12}$	$G_{23}$	$G_{13}$	$f_\sigma / \text{MPa}$	$f_\varepsilon / 10^{-4}$
1	1	1	1	1	1	1	8.5	4.1
2	1	2	2	2	2	2	6.9	3.3
⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮
25	5	5	4	3	2	1	6.5	1.7
26	6	1	1	1	1	1	9.3	2.2
⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮
50	10	5	4	3	2	1	8.4	1.3

基于最小二乘法,可求得式(5)中未知系数  $a_0, a_1, \dots, a_6$  与  $b_0, b_1, \dots, b_6$  的估计值。表4给出了  $f_\sigma$  (应力)一次回归参数估计结果,包括  $a_i$  的估计值、相应的标准误差、 $T$  值和  $P$  值。以  $f_\sigma$  一次回归分析为例,首先对一次回归方程进行  $F$  检验,得到  $F$  检验的  $P$  值远低于显著性水平 0.05,说明  $f_\sigma$  和  $f_\varepsilon$  关于  $x_1, x_2, \dots, x_6$  的一次回归方程是显著的。进一步检查  $T$  检验的各项  $P$  值,如表4所示。可看出,各项变量均显著,则一次回归表达式为:

$$\begin{cases} f_\sigma = 8.476 + 2.176x_1 - 2.391x_2 - 1.808x_3 + 1.428x_4 - 0.482x_5 - 0.742x_6 \\ f_\varepsilon = 3.478 - 1.444x_1 - 0.799x_2 - 0.675x_3 + 0.275x_4 - 0.186x_5 - 0.256x_6 \end{cases} \quad (6)$$

虽然式(6)给出了一次回归方程具体表达式,但不能确定得到一次回归方程就是“最优”表达式。为此,本文进一步进行二次回归分析,并与一次回归分析进行对比。

表4  $f_\sigma$  一次回归参数估计结果

Table 4 Parameter estimation of first-order regression of  $f_\sigma$

变量	$a_i$ 估计值	标准误差	$T$ 值	$P$ 值
	8.4760	0.2344	36.1636	0.0001
$x_1$	2.1762	0.1969	11.0506	0.0001
$x_2$	-2.3914	0.1910	-12.5193	0.0001
$x_3$	-1.8082	0.1908	-9.4773	0.0001
$x_4$	1.4275	0.1764	8.0931	0.0001
$x_5$	-0.4820	0.1763	-2.7346	0.0090
$x_6$	-0.7424	0.1791	-4.1440	0.0002

设  $f_\sigma$  和  $f_\varepsilon$  关于  $x_1, x_2, \dots, x_6$  的二次回归方程为:

$$\begin{cases} f_\sigma = c_0 + \sum_{i=1}^6 c_i x_i + \sum_{i=1}^5 \sum_{j=i+1}^6 c_{ij} x_i x_j + \sum_{i=1}^6 c_{ii} x_i^2 \\ f_\varepsilon = d_0 + \sum_{i=1}^6 d_i x_i + \sum_{i=1}^5 \sum_{j=i+1}^6 d_{ij} x_i x_j + \sum_{i=1}^6 d_{ii} x_i^2 \end{cases} \quad (7)$$

式中,  $c_{ij}, d_{ij}$  ——待定系数,  $i=0, 1, \dots, 6$ 。

按照与一次回归分析类似的方法,求得未知系数  $c_0, c_1, \dots, c_6, c_{12}, c_{13}, \dots, c_{56}, c_{11}, c_{22}, \dots, c_{66}$  和  $d_0, d_1, \dots, d_6, d_{12}, d_{13}, \dots, d_{56}, d_{11}, d_{22}, \dots, d_{66}$  的估计值。表5所示为  $f_\sigma$  完全二次回归  $c_{ij}$  得到的估计值、相应的标准误差、 $T$  值和  $P$  值。

表5  $f_\sigma$  完全二次回归参数估计结果Table 5 Parameter estimation of complete quadratic regression of  $f_\sigma$ 

变量	$c_{ij}$ 估计值	标准误差	$T$ 值	$P$ 值
	8.3591	0.1804	46.3280	0.0001
$x_1$	2.5845	0.3970	6.5096	0.0001
$\vdots$	$\vdots$	$\vdots$	$\vdots$	$\vdots$
$x_6$	$2.08 \times 10^{14}$	$3.12 \times 10^{14}$	0.6670	0.5117
$x_{12}$	2.5947	0.2157	12.0267	0.0001
$x_{13}$	1.0775	0.2176	4.9509	0.0001
$\vdots$	$\vdots$	$\vdots$	$\vdots$	$\vdots$
$x_{56}$	$2.62 \times 10^{12}$	$3.81 \times 10^{13}$	0.0690	0.9456
$x_1^2$	-1.4395	0.2484	-5.7953	0.0001
$x_2^2$	$-2.58 \times 10^{13}$	$5.02 \times 10^{13}$	-0.5011	0.6213
$\vdots$	$\vdots$	$\vdots$	$\vdots$	$\vdots$
$x_6^2$	$-9.01 \times 10^{13}$	$1.29 \times 10^{14}$	-0.7008	0.4908

从表5并结合表4可看出,一次回归中的显著项在进行二次回归时可能变为不显著项,这是因为二次回归中各项之间存在多重共线性。因此,采用“逐步回归法”进行回归方程修正。首先,剔除所有不显著项;然后,再依次加入剔除项。每次新项加入后都要进行 $T$ 检验,如果新项加入后会带来另外的不显著项出现,则再次去除加入的这一项。这一过程反复执行直到二次回归后无不显著项,得到最终二次回归修正方程,如式(8)所示。

$$\left\{ \begin{aligned} f_\sigma &= 8.455 + 2.45x_1 - 3.655x_2 - 2.302x_3 + 3.428x_4 - \\ &\quad 0.955x_5 - 0.969x_6 + 2.584x_1x_2 + 1.112x_1x_3 - \\ &\quad 0.679x_1x_4 - 0.227x_1x_5 - 0.622x_1x_6 - 0.699x_2x_3 - \\ &\quad 0.755x_2x_4 + 0.249x_3x_5 - 1.417x_1^2 + 0.701x_2^2 + \\ &\quad 0.232x_3^2 - 1.145x_4^2 + 0.588x_5^2 + 0.663x_6^2 \\ f_\varepsilon &= 4.002 - 4.065x_1 - 1.541x_2 - 1.077x_3 + 1.033x_4 - \\ &\quad 0.335x_5 - 0.384x_6 + 1.544x_1x_2 + 1.147x_1x_3 - \\ &\quad 0.271x_1x_4 + 0.25x_1x_5 + 0.241x_1x_6 - 0.15x_2x_3 - \\ &\quad 0.145x_2x_4 + 0.091x_3x_5 + 1.138x_1^2 + 0.209x_2^2 - \\ &\quad 0.023x_3^2 - 0.371x_4^2 + 0.123x_5^2 + 0.152x_6^2 \end{aligned} \right. \quad (8)$$

为了选取“最优”的回归表达式,将上述各回归方程进行对比分析。图5所示为基于不同回归方程得到的拟合效果图,表6所示为基于不同回归方程得到的回归方差分析。从图5中可看出,一次回归方程拟合效果相对较差,而完全二次回归方程拟合与剔除不显著项后的二次回归修正方程拟合的

效果差距不是很明显,相对一次回归效果均较好。

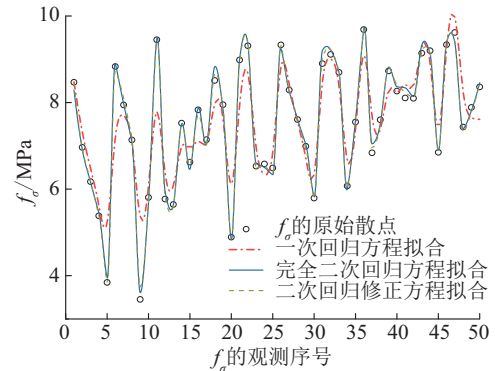
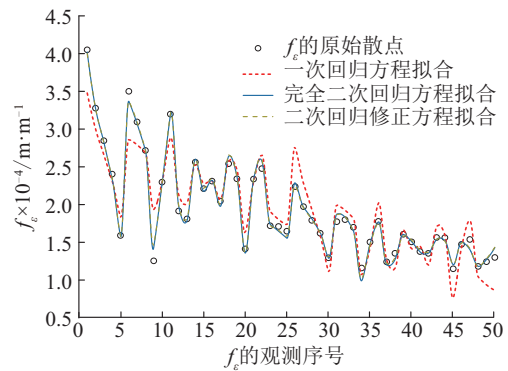
a.  $f_\sigma$ b.  $f_\varepsilon$ 

图5 回归拟合效果图

Fig. 5 Results of regression fitting

表6 回归方差分析

Table 6 Regression variance analysis

回归分析方法	均方根误差	判定系数	调整后的判定系数
$f_\sigma$ 一次回归	0.4595	0.9157	0.9039
$f_\sigma$ 完全二次回归	0.1769	0.9936	0.9858
$f_\sigma$ 二次回归修正	0.1179	0.9963	0.9937
$f_\varepsilon$ 一次回归	0.2644	0.8642	0.8452
$f_\varepsilon$ 完全二次回归	0.0950	0.9908	0.9800
$f_\varepsilon$ 二次回归修正	0.0839	0.9910	0.9844

从表6也可看出,相对于其他回归方程,剔除了不显著项的二次回归修正方程的均方根误差较小,判定系数更接近于1(判定系数为回归平方和与总平方和的比值,越接近1表示拟合优度越大,回归方程的参考价值越高),所以二次回归修正方程效果更好。基于上述分析,可选择剔除不显著项的二次回归修正方程作为最终回归方程表达式。

#### 4 应变与叶片载荷关系模型构建

在叶片载荷一定的条件下,式(8)给出了叶片各项材料属性参数与叶根应力应变之间的关系模型。但这只是载荷固定不变的情况,基于式(8)还不能通过测点应变反求出叶片变化的载荷。显然,风电机组在运行过程中叶片所承受的载荷是不断变化的。因此,需经过进一步分析应力应变与变化载荷之间的关系模型。

虽然不同的叶片会有不同的材料属性参数,同一叶片不同部位材料属性参数也不相同,但同一叶片根部的材料属性参数可认为是相同的。叶片材料属性参数可通过测量获得具体值。若已获得叶片材料属性参数值,则可通过改变施加在叶片上的载荷,分析该叶片在此材料属性参数下应力应变与载荷之间的关系。取表1中的材料性能参数为某叶片根部材料属性参数测量值,表7所示为测点1的应力、应变值与叶片挥舞、摆振方向力矩之间的关系。

表7 测点1应力应变与载荷的关系

Table 7 Relationship between stress, strain and load for measurement point 1

挥舞力矩/ kN·m	摆振力矩/ kN·m	应力值/ Pa	应变值/ m·m <sup>-1</sup>
100	0	2.899×10 <sup>5</sup>	6.717×10 <sup>-6</sup>
200	0	5.798×10 <sup>5</sup>	1.365×10 <sup>-5</sup>
⋮	⋮	⋮	⋮
5000	0	1.445×10 <sup>7</sup>	3.399×10 <sup>-4</sup>
100	200	3.115×10 <sup>5</sup>	7.329×10 <sup>-6</sup>
200	200	6.016×10 <sup>5</sup>	1.416×10 <sup>-5</sup>
⋮	⋮	⋮	⋮
5000	200	1.447×10 <sup>7</sup>	3.406×10 <sup>-4</sup>
100	1000	4.003×10 <sup>5</sup>	9.408×10 <sup>-6</sup>
200	1000	6.909×10 <sup>5</sup>	1.625×10 <sup>-5</sup>
⋮	⋮	⋮	⋮
5000	1000	1.458×10 <sup>7</sup>	3.431×10 <sup>-4</sup>

从表7中可看出,测点1的应力、应变值主要受叶片挥舞力矩的影响,摆振力矩对其的影响较小;或者说,测点1处的应力、应变对挥舞力矩较敏感。这是因为此时桨距角为0,测点1所在位置处

于靠近叶根摆振方向的中性层上,摆振力矩不会在该层产生应变;同时,测点1处于截面上靠近挥舞方向最大变形点(这里需要说明的是,由于有限元分析中应变测点必须在网格节点上,而网格划分数是有限的,导致节点不能精确地处在中性层上)。同理,其他测点处的应力应变也只对挥舞力矩或摆振力矩中一个敏感,即测点3对挥舞力矩敏感,测点2和测点4对摆振力矩敏感。

事实上,应力应变与敏感方向的力矩成线性关系;而且,在力矩为0时,应力应变值也为0。因此,在叶片材料属性参数不变条件下,只需测得一组“应变-力矩”数据即可得到全范围内“应变-力矩”关系(如图6中OA线或OB线)。图6中,OA线对应叶片材料属性参数为( $x_1, x_2, \dots, x_6$ )时应变与力矩关系( $x_1, x_2, \dots, x_6$ 基本含义对应表3中6个变量);OB线为叶片材料属性参数为( $x'_1, x'_2, \dots, x'_6$ )时应变与力矩之间的关系。若( $x_1, x_2, \dots, x_6$ )与( $x'_1, x'_2, \dots, x'_6$ )不同,那么在相同的载荷作用下,OA线上的应变与OB线上的应变也不同。在给出了叶片材料属性参数并明确了应变与载荷线性关系之后,即可得到应变与载荷之间的关系模型为:

$$f_{\varepsilon(x_1, x_2, \dots, x_6)} = \frac{1}{k_{(x_1, x_2, \dots, x_6)}} M_0 \quad (9)$$

式中,  $k_{(x_1, x_2, \dots, x_6)}$ ——对应叶片材料属性参数为( $x_1, x_2, \dots, x_6$ )时应变与力矩关系曲线斜率;  $M_0$ ——力矩载荷。

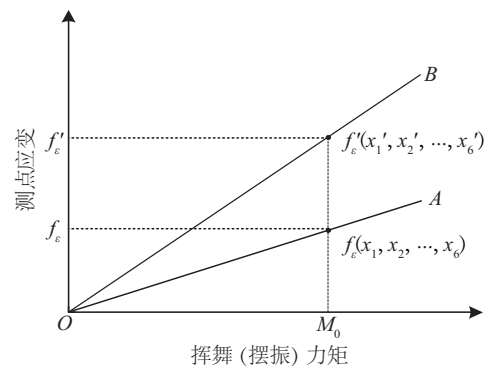


图6 应变载荷关系示意图

Fig. 6 Relationship between strain and load

在上述分析过程当中,只考虑挥舞或摆振力矩对相应方向应变的影响。然而,叶片在实际运行过程中承受复杂的气动力、离心力、重力和惯性力等多重载荷,不仅在叶片根部产生挥舞力矩和摆振力

矩,还会产生沿翼展方向的拉力或压力。以测点 1 和 3 为例,在桨距角等于 0 时,在挥舞力矩作用下会产生一正一负 2 个对称的应变。此时,如果考虑翼展方向拉力或压力,测点 1 和测点 3 的应变值会产生一个相同的增量。设测点 1 上的应变值为  $f_{\varepsilon}(1)$ ,测点 3 上应变值为  $f_{\varepsilon}(3)$ ,有:

$$\begin{cases} f_{\varepsilon}(1,3) = \frac{|f_{\varepsilon}(1) - f_{\varepsilon}(3)|}{2} \\ f'_{\varepsilon}(1,3) = \frac{|f_{\varepsilon}(1) + f_{\varepsilon}(3)|}{2} \end{cases} \quad (10)$$

式中,  $f_{\varepsilon}(1,3)$ ——测点 1 和 3 上因力矩产生的应变绝对值;  $f'_{\varepsilon}(1,3)$ ——拉力或压力产生的应变绝对值。

若  $f_{\varepsilon}(1) > f_{\varepsilon}(3)$ ,则说明测点 1 上因力矩产生的应变为拉应变,测点 3 上因力矩产生的应变为压应变。根据应变与载荷的关系模型(9),有:

$$\begin{cases} M'_x = kf_{\varepsilon}(1,3), f_{\varepsilon}(1) > f_{\varepsilon}(3) \\ M'_x = -kf_{\varepsilon}(1,3), f_{\varepsilon}(1) < f_{\varepsilon}(3) \\ M'_y = kf_{\varepsilon}(2,4), f_{\varepsilon}(4) > f_{\varepsilon}(2) \\ M'_y = -kf_{\varepsilon}(2,4), f_{\varepsilon}(4) < f_{\varepsilon}(2) \end{cases} \quad (11)$$

式中,  $f_{\varepsilon}(2,4)$ ——测点 2 和 4 上因力矩产生的应变绝对值;  $k$ ——应变与敏感方向力矩关系比例系数。

更一般地,考虑桨距角不为 0 的情况,根据式(3)可得到摆振和挥舞方向的力矩表达式。例如,当  $f_{\varepsilon}(1) > f_{\varepsilon}(3)$ ,  $f_{\varepsilon}(4) > f_{\varepsilon}(2)$ ,有:

$$\begin{cases} M_x = k \frac{|f_{\varepsilon}(1) - f_{\varepsilon}(3)|}{2} \cos \beta - k \frac{|f_{\varepsilon}(4) - f_{\varepsilon}(2)|}{2} \sin \beta \\ M_y = k \frac{|f_{\varepsilon}(1) - f_{\varepsilon}(3)|}{2} \sin \beta + k \frac{|f_{\varepsilon}(4) - f_{\varepsilon}(2)|}{2} \cos \beta \end{cases} \quad (12)$$

## 5 实例分析

风电机组叶片在实际运行过程中承受包括气动载荷、重力载荷、离心力载荷等在内的复杂多重载荷。这些载荷同时作用到叶片上,导致复杂的叶片变形和应力应变特征。为了更好地反映叶片载荷与叶根应变之间的关系,本文以某 43 m 长叶片为例构建出风电机组三维实体模型(图 7),并利用 CFD 和 ANSYS 数值仿真软件对叶片上分布载荷和叶根应变进行分析。图 7a 和图 7b 分别给出了风电机组三维实体模型和在气动力作用下的叶片

三维实体模型。基于 CFD 数值模拟技术和软件,通过设置来流风速、风轮转速、桨距角等参数可得到叶片表面气动压力分布,从而获得气动载荷分布情况。图 7b 是在来流风速为 14 m/s、风轮转速 1.8 rad/s、桨距角 10°时的工况下,得到的叶片表面气动压力分布图。将气动压力映射到有限元分析模型之中可进一步分析叶片应力应变特征。

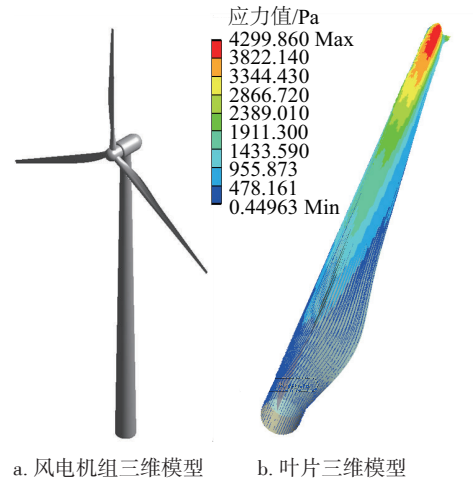


图 7 风电机组三维模型

Fig. 7 3D model of wind turbine

图 8 是将气动压力映射到有限元分析模型之中作为载荷(边界)条件得到的叶根应变分布图。由于气动载荷作用在叶片上为分布式载荷,叶片不同位置载荷大小也不同。需要说明的是,为了更真实反映叶片在实际运行过程中承受的实际载荷,在气动载荷的基础上,还需同步考虑离心力载荷、重力载荷的作用。在有限元分析软件中,离心力载荷的计入是通过以风轮旋转中心为轴线施加一个稳定不变的旋转速度。重力方向始终垂直向下,其对叶片应力应变的影响与叶片所处的空间角度密切相关。为了研究叶片运行到不同方位角时的应力应变特征,图 8a 至图 8d 分别给出方位角为 0°、90°、180°和 270°时应变分布图(叶片处于水平位置时方位角为 0°)。从图 8 中也可看出,力矩导致叶根一边承受拉应力,而相对应的另一边承受压应力,并且应变呈对称分布。叶片旋转到 0°方位角时,重力方向与旋转方向一致,导致摆振力矩最大。方位角为 180°时,摆振力矩与 0°方位角时相反。在方位角为 90°和 270°时,重力载荷对叶片分别产生拉应变和压应变。



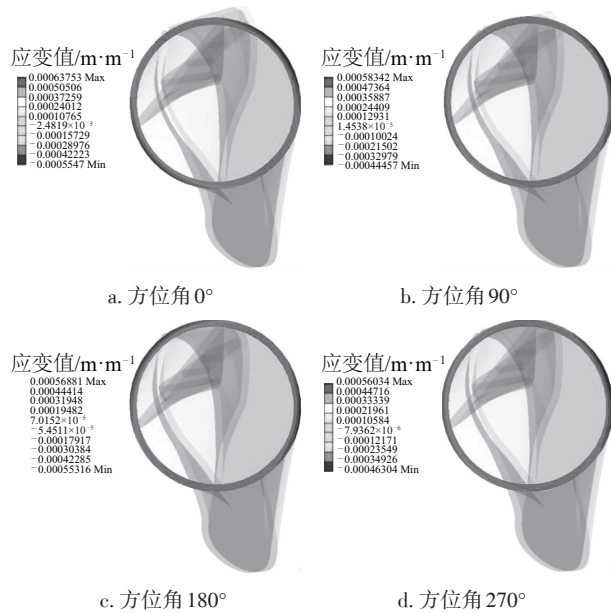


图8 叶根应变分布图

Fig. 8 Strain distribution of blade root

在得到叶片根部应变分布后,可从有限元分析结果中提取叶根部各个测点的应变值,并将其代入本文提出的“应变-载荷”关系模型中,从而反求出作用在叶片根部的挥舞力矩和摆振力矩。另一方面,通过有限元分析软件也可直接得到作用在叶根部的挥舞力矩和摆振力矩。然后,将模型计算的结果与有限元分析结果进行对比,可佐证本文提出模型的可行性,两者对比分析如表8所示。从表8可计算出,在方位角分别为0°、90°、180°、270°时,模型计算得到挥舞力矩与有限元仿真软件直接计算出的力矩间相对误差分别为0.7%、7.7%、17.9%和4.9%;摆振力矩相对误差分别为8.8%、13.6%、15.2%和2.8%。在最坏的情况下,两者间相对误差不超过20%,可认为基于“应变-载荷”关系模型开展叶片载荷分析在工程上是可行的。

表8 模型结果与仿真结果对比

Table 8 Comparison of model results and simulation results

方位角/(°)	模型计算值		基于CFD和ANSYS得到的“真实”力矩	
	挥舞力矩/	摆振力矩/	挥舞力矩/	摆振力矩/
	kN·m	kN·m	kN·m	kN·m
0	2217.9	1806.4	2203.6	1980.9
90	2127.9	481.3	2305.6	556.8
180	1845.2	-1129.4	2247.1	-980.8
270	2111.9	474.1	2220.7	487.6

## 6 结论

本文提出一种基于叶根应变测量的风电机组叶片载荷识别方法。通过分析叶根载荷测试基本策略、叶片属性参数对应变特征的影响规律,构建叶片属性参数与应变关系模型,并获得应变与叶片载荷关系模型。以某43 m长风电叶片为例构建出风电机组三维实体模型,开展基于叶根应变测量的风电机组叶片载荷识别实例分析。

基于叶片属性参数对应变特征单因素影响分析,设计多因素联合影响正交试验,并分别利用一次回归分析、二次回归分析来获取叶片属性参数与应变之间的关系模型。在回归分析过程中采用“显著性”判定进一步得到回归修正方程。分析结果表明:由于二次回归中各项之间存在多重共线性,一次回归中的显著项在进行二次回归时可能变为不显著项。最后将不同方法得到的回归方程进行对比分析,选取出“最优”表达式来反映叶片属性参数与应变之间的关系。充分考虑气动力、离心力、重力和惯性力等多重载荷的影响建立叶根应变与叶片载荷之间的关系模型。利用CFD和ANASYS数值仿真软件对叶片上分布载荷和叶根应变进行分析。通过将模型计算的叶片载荷与有限元仿真的载荷结果进行对比表明:基于“应变-载荷”关系模型开展叶片载荷分析在工程上是可行的。

由于现场载荷测试的复杂性,在本文的基础上,后续还需进一步深化研究内容,如考虑叶根处扭转载荷、传感器位置偏差、数据传输误差等因素对应力应变测试的影响,进一步修正和完善“应变-载荷”模型及其相关测试方法。

## [参考文献]

- [1] Sagbansua L, Balo F. Decision making model development in increasing wind farm energy efficiency [J]. Renewable Energy, 2017, 109: 354—362.
- [2] Kaldellis J K, Apostolou D. Life cycle energy and carbon footprint of offshore wind energy. Comparison with onshore counterpart [J]. Renewable Energy, 2017, 108: 72—84.
- [3] Schallenberg- Rodríguez J, Montesdeoca N G. Spatial planning to estimate the offshore wind energy potential in coastal regions and islands. Practical case: The Canary Islands [J]. Energy, 2018, 143: 91—103.

- [4] Kim B, Kim W, Bae S, et al. Aerodynamic design and performance analysis of multi-MW class wind turbine blade[J]. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 2011, 25(8): 1995.
- [5] 戴巨川. 叶片断裂事故条件下直驱式风电机组动态特性分析[J]. *机械工程学报*, 2013, 49(2): 190—198.
- [5] Dai Juchuan. Dynamic characteristics analyses of large scale directly-driven wind turbines under blade fracture accident condition[J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2013, 49(2): 190—198.
- [6] Dai J C, Hu Y P, Liu D S, et al. Aerodynamic loads calculation and analysis for large scale wind turbine based on combining bem modified theory with dynamic stall model[J]. *Renewable Energy*, 2011, 36(3): 1095—1104.
- [7] Fernandez G, Usabiaga H, Vandepitte D. An efficient procedure for the calculation of the stress distribution in a wind turbine blade under aerodynamic loads[J]. *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, 2018, 172: 42—54.
- [8] 白叶飞, 汪建文, 赵元星, 等. 风力机叶片叶根应力集中区应力状态实验研究[J]. *太阳能学报*, 2017, 38(12): 3406—3411.
- [8] Bai Yefei, Wang Jianwen, Zhao Yuanxing, et al. Experimental study of stress state in stress concentration area of wind turbine blade root[J]. *Acta Energiæ Solaris Sinica*, 2017, 38(12): 3406—3411.
- [9] Schubel P J, Crossley R J, Boateng E K G, et al. Review of structural health and cure monitoring techniques for large wind turbine blades[J]. *Renewable Energy*, 2013, 51: 113—123.
- [10] Lee J-K, Park J-Y, Oh K-Y, et al. Transformation algorithm of wind turbine blade moment signals for blade condition monitoring[J]. *Renewable Energy*, 2015, 79: 209—218.
- [11] Dimitrov N, Bitsche R D, Blasques J P. Spatial reliability analysis of a wind turbine blade cross section subjected to multi-axial extreme loading[J]. *Structural Safety*, 2017, 66: 27—37.

## RESEARCH ON BLADE LOAD IDENTIFICATION OF LARGE-SCALE WIND TURBINES BASED ON “STRESS-LOAD” MODEL

Wang Chao<sup>1</sup>, Dai Juchuan<sup>1</sup>, Yang Xin<sup>1</sup>, Wen Zejun<sup>2</sup>

(1. School of Mechanical Engineering, Hunan University of Science and Technology, Xiangtan 411201, China;

2. Hunan Provincial Key Laboratory of Health Maintenance for Mechanical Equipment, Xiangtan 411201, China)

**Abstract:** In order to solve the problem of on-line identification of blade load during the operation of wind turbines, a load identification method based on blade root stress measurement is proposed. The influence of single blade property parameters on blade root stress is analysed. Based on this, the orthogonal experiment of joint influence of multiple factors is designed. Then, regression analysis is used to obtain the relationship model between blade property parameters and stress. In the process of regression analysis, the regression correction equation is obtained by using the criterion of “significance”. Subsequently, the relationship between blade root stress and blade load is established with a full consideration of multiple load. As an example, a three-dimensional solid model of a wind turbine with 43 meter long blade is constructed. Moreover, the distributed load and root stress on the blade are analysed by employing CFD and ANSYS software. After that, the results of model calculation and finite element simulation are compared and analysed, which proves the feasibility of the “stress-load” model proposed.

**Keywords:** wind turbines; strain measurement; regression analysis; load identification; property parameter