

DOI:10.19651/j.cnki.emt.2312777

风电叶片全尺寸静力测试的形变分析*

谢红杰¹ 冯学斌¹ 周爱国² 董涛² 施金磊²

(1. 株洲时代新材料科技股份有限公司 株洲 412007; 2. 同济大学机械与能源工程学院 上海 201804)

摘要: 针对风电叶片静力测试过程中叶片大挠度变形和叶根连接法兰变形对截面弯矩与形变测量精度的影响, 本文分别基于柔度法和逐段刚化法得到叶片挠度以及变形后叶片承受弯矩的计算公式, 进一步修正法兰变形带来的影响, 并建立风电叶片多点静力加载的仿真模型, 对比理论计算结果和有限元仿真数据。结果表明设计加载方案时考虑大挠度变形, 可以降低靠近叶根区域截面的弯矩误差至 1.07%; 修正法兰变形带来的叶片挠度后, 5.7 m 处叶片挠度计算误差减小 0.1%, 从而可以确保全尺寸叶片静力加载的测试精度。

关键词: 风电叶片; 静力测试; 大挠度; 法兰变形

中图分类号: TH122 **文献标识码:** A **国家标准学科分类代码:** 460.2

Deformation analysis of full scale static test for wind turbine blades

Xie Hongjie¹ Feng Xuebin¹ Zhou Aiguo² Dong Tao² Shi Jinlei²

(1. Zhuzhou Times New Material Technology Co., Ltd., Zhuzhou 412007, China;

2. School of Mechanical Engineering, Tongji University, Shanghai 201804, China)

Abstract: In view of the influence of large deflection and root connecting flange deformation on the bending moment and measuring accuracy of deformation during the static testing of wind turbine blade, calculation formulas of blade deflection and bending moment after deformation are obtained based on the flexibility method and the piecewise rigidization method respectively. Moreover, the influence brought by flange deformation is modified and the simulation model of wind turbine blade under multi-point static loading is established. Then, the theoretical calculation results are compared with the FEM analysis data. The results show that the bending moment error of the section near the blade root can be reduced to 1.07% considering large deflection when designing the loading scheme. After correcting the blade deflection caused by flange deformation, the calculation error of blade deflection at 5.7 m is reduced by 0.1%, so as to ensure the test accuracy of full-size blade under static loading.

Keywords: wind turbine blades; static test; large deflection; flange deformation

0 引言

风电叶片是风力发电机组转化和利用风能的关键部件, 为确保叶片实际工作时的可靠性, 有必要进行质量检测和认证。其中, 全尺寸静力测试是验证叶片结构强度的有效方式。由于叶片细而长的特点, 在挥舞方向进行静力测试时最大变形通常达到叶片长度的 30% 左右^[1]。测量叶片结构变形常用的传感器有接触式的电阻应变计、电子/机械引伸计等^[2], 而以视觉测量为代表的非接触式方法具有测量范围广、可获得待测点的全面信息等优点^[3]。静力测试时叶片与基座间通过法兰盘连接, 并非刚性固结, 因此法兰变形对叶片挠度的影响不可忽略。由于叶片自身变形和

叶根连接法兰变形的存在, 加载力的方向和力臂会发生变化^[4]。叶片静力测试加载方案的制定是合理评估叶片结构设计的基础, 因此设计加载方案时需要考虑变形的影响, 使得叶片实际受力情况更接近设计目标。

目前针对叶片在静力测试过程中所产生变形的影响, 主要通过有限元模型进行分析。鲁晓锋等^[5]基于 ANSYS 梁模型, 采用非线性几何分析法设计静力测试方案。何佳浩等^[1]在仿真模型中考虑大变形的影响, 提出各截面弯矩的计算方法。赵娜等^[6]考虑叶根变形的影响, 在叶片模型中加轮毂修正并结合试验结果分析。王超等^[7]借助有限元软件进行风力机静力测试模拟, 结合现场测试数据从叶片挠度、应变等方面对比分析。Liu 等^[8]提出一种 GA-BPNN

收稿日期: 2023-02-09

* 基金项目: 湖南省科委高新技术专项(2021GK4053)资助

网络,用于全尺寸叶片静力测试的应变预测。Babawarun 等^[9]针对小型风机叶片进行试验和仿真应力分析,主要研究叶片静载弯曲应力的计算和验证。当前静力测试中加载力的布置主要通过试凑法确定,在设计阶段未充分考虑大挠度和法兰变形对叶片截面实际承受弯矩的影响,仅参考仿真模型并不能有效提高加载方案设计的效率。

本文介绍叶片三点静力加载下挠度的计算公式,并在单点加载工况下讨论叶片截面刚度的等效方法,研究加载力方向对叶片实际受力情况的影响,再验证叶片挠度和变形后承受弯矩的计算公式。最后考虑法兰变形的影响,进一步修正叶片挠度。本文介绍的方法结合理论计算和有限元仿真,考虑叶片自身变形和法兰变形的影响,对制定叶片静力测试加载方案有指导意义。

1 风电叶片静力测试系统

风电叶片静力加载试验采用侧向横拉的方式,主要由筒形支座、夹具、加载支架、控制系统等组成^[10],叶片通过转接法兰盘安装在支座上^[11]。缆绳由加载支架上的绞车引出,与叶片特定位置处的夹具连接,从而施加载荷,中间串联拉力传感器实现实时监测。为拟合叶片展向试验弯矩与设计弯矩,需要采用多点加载的方案^[12]。以三点加载为例,在叶片展向 3 个特定位置处施加载荷,加载点挠度可由柔度法或逐段刚化法计算。

1.1 柔度法

根据设计方提供的有限叶片截面数据,将叶片沿展向离散为若干段,简化为等直梁段和集中质量的组合^[13],力学模型如图 1 所示。 $m_i (i=1,2,\dots,n)$ 为集中质量, l_i 为梁段长度, EI_i 为梁段抗弯刚度, x_k 为截面 k 的展向坐标。其中, EI_i 为梁段两端截面抗弯刚度的平均值。

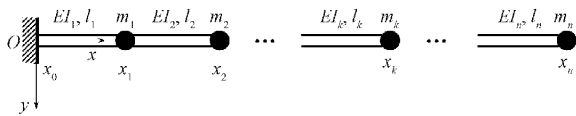


图 1 风电叶片链式离散模型

对材料力学的挠曲线方程进行积分^[14],当横向力 F 作用在截面 i 时,作用点左侧相邻截面 k 和 $k+1 (k=0,1,\dots,i-1)$ 间转角 θ_k 和挠度 y_k 的传递关系为:

$$\theta_{k+1} = \theta_k + \frac{Fl_k}{2EI_k}(2x_i - x_k - x_{k+1}) \quad (1)$$

$$y_{k+1} = y_k + \left(\theta_k + \frac{F}{2EI_k}x_k^2 - \frac{Fx_i}{EI_k}x_k \right) l_k + \frac{Fx_i}{2EI_k}(x_{k+1}^2 - x_k^2) - \frac{F}{6EI_k}(x_{k+1}^3 - x_k^3) \quad (2)$$

作用点右侧相邻截面 k 和 $k+1 (k=i,1,\dots,n-1)$ 间挠度的传递关系为:

$$y_{k+1} = y_k + \theta_k l_k \quad (3)$$

悬臂梁的边界条件为 $\theta_0=0, y_0=0$ 。在单位力的作用

下,可以迭代求得各截面的挠度,即柔度系数 δ_{ij} 。三点加载时,横向力 $F_i (i=1,2,3)$ 与加载点挠度 $y_i (i=1,2,3)$ 间有如下关系:

$$\begin{pmatrix} y_1 \\ y_2 \\ y_3 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \delta_{11} & \delta_{12} & \delta_{13} \\ \delta_{21} & \delta_{22} & \delta_{23} \\ \delta_{31} & \delta_{32} & \delta_{33} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} F_1 \\ F_2 \\ F_3 \end{pmatrix} \quad (4)$$

1.2 逐段刚化法

根据加载点位置划分区段,将叶片等效为分段等直梁,如图 2 所示。 $\widetilde{EI}_i (i=1,2,3)$ 为梁段等效抗弯刚度, l_i 为梁段长度。根据材料力学逐段刚化法原理^[15],横向力 $F_i (i=1,2,3)$ 与加载点挠度 $y_i (i=1,2,3)$ 间的关系由式(5)给出。

$$\begin{pmatrix} y_1 \\ y_2 \\ y_3 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} a_{11} & a_{12} & a_{13} \\ a_{21} & a_{22} & a_{23} \\ a_{31} & a_{32} & a_{33} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} F_1 \\ F_2 \\ F_3 \end{pmatrix} \quad (5)$$

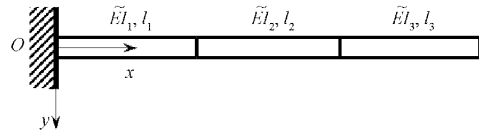


图 2 风电叶片三段等直梁模型

上式中矩阵的元素依次为:

$$\begin{aligned} a_{11} &= \frac{l_1^3}{3\widetilde{EI}_1} \\ a_{12} &= \frac{(2l_1 + 3l_2)l_1^2}{6\widetilde{EI}_1} = a_{21} \\ a_{13} &= \frac{(2l_1 + 3l_2 + 3l_3)l_1^2}{6\widetilde{EI}_1} = a_{31} \\ a_{22} &= \frac{l_1^3 + 3l_1^2l_2 + 3l_1l_2^2}{3\widetilde{EI}_1} + \frac{l_2^3}{3\widetilde{EI}_2} \\ a_{23} &= a_{32} = \frac{2l_1^3 + 6l_1^2l_2 + 3l_1^2l_3 + 6l_1l_2^2 + 6l_1l_2l_3}{6\widetilde{EI}_1} + \\ &\quad \frac{(2l_2 + 3l_3)l_2^2}{6\widetilde{EI}_2} \\ a_{33} &= \frac{l_1^3 + 3l_1(l_2 + l_3)(l_1 + l_2 + l_3)}{3\widetilde{EI}_1} + \\ &\quad \frac{(l_2^2 + 3l_2l_3 + 3l_3^2)l_2}{3\widetilde{EI}_2} + \frac{l_3^3}{3\widetilde{EI}_3} \end{aligned}$$

2 叶片变形分析

2.1 叶片横向变形

叶片静力测试过程中,随着变形逐渐增大,实际受力情况与基于变形前几何参数的计算结果不同。以简单的单点加载工况为例,如图 3 所示,虚线和实线分别代表变形前后叶片轴线和加载缆绳的位置。 F 表示加载力的大小, L 表示加载点的展向坐标, L_x, L_y 分别表示变形前加载支架与加载点的间距。 y_c, x_c 分别表示加载点的横向变形和纵向

变形, θ 表示加载点处截面的转角, α 表示未变形时加载力与 y 轴的夹角, β 表示变形后加载力与加载点截面法线的夹角。加载力的大小用载荷系数 a 衡量, 即 $F = aF_{\max}$ 。

叶片静力加载试验通常由 4 个阶段组成, 即按照最大设计载荷的 40%—60%—80%—100% 进行加载/卸载^[16]。加载力的大小或加载支架的位置发生变化时, 变形后加载点的绝对坐标将发生变化, 加载力相对于叶片轴线的方向角也会发生变化。

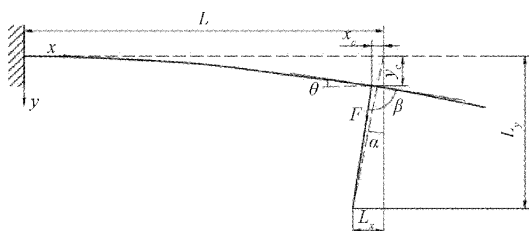


图3 风电叶片单点静力加载示意图

设计叶片静力测试的加载方案时, 常以未变形叶片的几何形状为基准。其中, 三点加载的设计弯矩 M_{des} 可由式(6)给出。如图4所示为风电叶片三点静力加载示意图, $F_i (i=1, 2, 3)$ 表示加载力的大小, L_i 表示加载点的展向位置, L_{xi}, L_y 分别表示变形前加载支架与加载点的间距。

考虑到大挠度变形, 叶片各截面实际承受的弯矩与式(6)给出的设计弯矩不符。因此, 用柔度法或逐段刚化法计算各加载点挠度的理论值 $y_i (i=1, 2, 3)$, 其余各截面的挠度 $y(x)$ 可经线性插值得到, 则三点加载时各截面的理论弯矩 M_{the} 计算公式如式(7)所示。

$$M_{des}(x) = \begin{cases} \sum_{i=1}^3 F_i(L_i - x), & 0 < x < L_1 \\ \sum_{i=2}^3 F_i(L_i - x), & L_1 < x < L_2 \\ F_3(L_3 - x), & L_2 < x < L_3 \end{cases} \quad (6)$$

$$M_{the}(x) =$$

$$\begin{cases} \sum_{i=1}^3 [F_i \cos \alpha'_i (L_i - x) + F_i \sin \alpha'_i (y_i - y(x))], & 0 < x < L_1 \\ \sum_{i=2}^3 [F_i \cos \alpha'_i (L_i - x) + F_i \sin \alpha'_i (y_i - y(x))], & L_1 < x < L_2 \\ F_3 \cos \alpha'_3 (L_3 - x) + F_3 \sin \alpha'_3 (y_3 - y(x)), & L_2 < x < L_3 \end{cases} \quad (7)$$

式中: 叶片变形后的加载力的方向角 $\alpha'_i (i=1, 2, 3)$ 可由式(8)近似计算。

$$\alpha'_i \approx \tan^{-1} \frac{L_{xi}}{L_y - y_i} \quad (8)$$

2.2 叶根连接法兰变形

现场测试过程中为评估叶根连接法兰变形的影响, 在

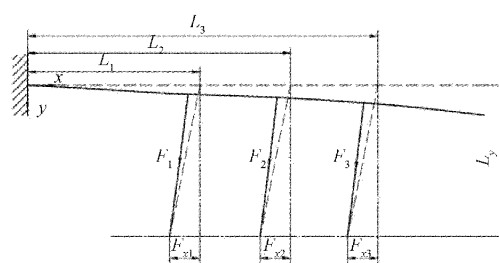


图4 风电叶片三点静力加载示意图

叶根受拉或受压的一侧布置千分表, 得到位移后由节圆计算叶根截面转角, 从而得到法兰变形引起的叶片挠度^[5]。三点静力加载达到最大载荷的 100% 时, 由法兰变形造成的叶根截面转角 γ ^[6] 计算公式为:

$$\gamma = \sum_{i=1}^3 \left(\frac{F_i \cos \alpha_i L_i D}{EI} + \frac{F_i \cos \alpha_i D^2}{2EI} \right) \quad (9)$$

式中: E 为弹性模量, I 为连接法兰截面的惯性矩, D 为连接法兰的厚度。叶片各加载点的挠度由叶片自身变形和叶根连接法兰变形叠加得到, 其中叶片自身变形引起的挠度 $y_i (i=1, 2, 3)$ 可由式(4)或(5)计算, 连接法兰变形引起的挠度可表示为叶根截面偏转造成的其他截面刚性位移, 则加载点挠度修正为:

$$\tilde{y}_i = y_i + L_i \tan \gamma \quad (10)$$

3 仿真模拟

叶片静力测试仿真模型基于某型 15 m 叶片的参数, 在 ANSYS 中用 beam188 单元和 mass21 单元建模, 由 link11 单元连接叶片加载点和加载支架。分析叶片自身变形时, 直接在叶根添加固定约束。考虑叶根连接法兰变形时, 在法兰与加载基座固定的一端添加约束。借助有限元静力学分析, 在单点加载工况下, 探究加载角对截面弯矩分布的影响和区段抗弯刚度的等效方法; 在三点加载工况下, 验证引入大挠度变形和法兰变形在计算加载点挠度和截面弯矩分布时的准确性。

3.1 单点加载

首先, 以简单的单点加载工况为例, 减少变量个数, 研究加载力角度对叶片实际承受弯矩误差分布的影响。如图3所示, 叶片进行单点静力加载时, 设计弯矩 M 的计算公式为:

$$M(x) = F(L - x)x \leq L \quad (11)$$

仅改变加载支架水平位置 L_x , 算例 1 取加载点 $L = 5.7$ m, 最大加载力 $F_{\max} = 200$ kN, 载荷系数 $a = 1$, 加载支架竖直位置 $L_y = 6$ m, 如表 1。算例 2 取加载点 $L = 8.7$ m, 最大加载力 $F_{\max} = 40$ kN, 载荷系数 $a = 1$, 加载支架竖直位置 $L_y = 6$ m, 如表 2。

如图 5 和 6 所示, 改变加载力的角度, 当叶片变形后加载力与加载点截面法线接近垂直时, 设计弯矩与仿真弯矩的误差较小。由于图 2 中各等直梁段跨度较大, 因此区段

表 1 算例 1 叶片变

形情况支架 位置 L_x/m	负载角 $\alpha/(^\circ)$	挠度 y_c/m	加载角 $\beta/(^\circ)$
0.1	1.0	0.326	83.9
0.2	1.9	0.326	84.9
0.4	3.8	0.327	86.9
0.6	5.7	0.327	88.9

表 2 算例 2 叶片变形情况

支架位置 L_x/m	负载角 $\alpha/(^\circ)$	挠度 y_c/m	加载角 $\beta/(^\circ)$
0.3	2.9	0.488	84.7
0.6	5.7	0.488	87.8
0.9	8.5	0.487	90.9
1.2	11.3	0.484	93.9

截面刚度取为两端截面的平均值时误差较大,需要进一步讨论。根据材料力学^[14]中悬臂梁自由端挠度的计算公式,单点加载时加载点挠度 y_c 可由下式计算:

$$y_c = \frac{aF_{\max} \cos\alpha L^3}{3EI} \quad (12)$$

如图 3,根据加载支架和叶片变形前加载点的位置计算负载角 α ,仿真得到加载点的挠度 y_c ,并代入加载参数,可由上式计算加载点处叶片的等效刚度 \overline{EI} 。比较逐步加载过程中等效值 \overline{EI} 的变化,并计算平均值进行误差分析。

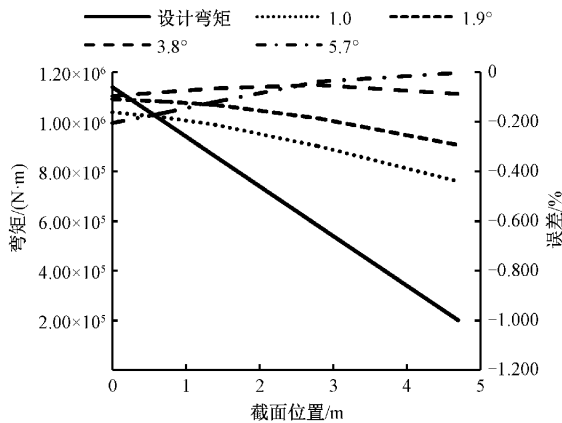


图 5 算例 1 弯矩误差分布

仅改变载荷系数 a ,算例 3 取加载点 $L=5.7$ m,最大加载力 $F_{\max}=200$ kN,加载支架位置 $L_x=0.4$ m, $L_y=6$ m。算例 4 取加载点 $L=12.7$ m,最大加载力 $F_{\max}=15$ kN,加载支架位置 $L_x=0.7$ m, $L_y=4$ m。

如表 3 和 4 所示,等效刚度 \overline{EI} 受加载力的影响很小,验证了上述计算方法的合理性。结合式(5)中 a_{22} 和 a_{33} 的含义,可得区段刚度 \widehat{EI}_i 的等效公式,如式(13)~(15)所示。

$$\widehat{EI}_1 = \overline{EI}_1 \quad (13)$$

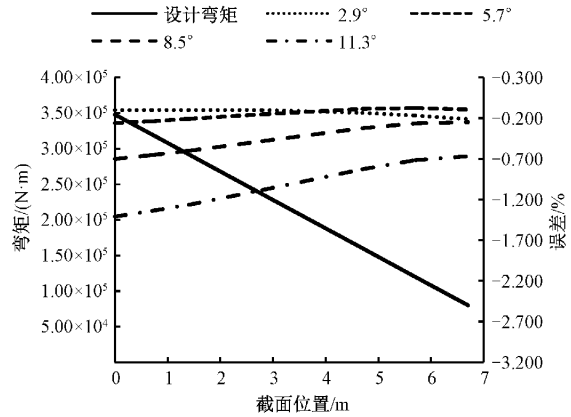


图 6 算例 2 弯矩误差分布

$$\frac{l_2^3}{\widehat{EI}_2} = \frac{(l_1 + l_2)^3}{EI_2} - \frac{l_1^3 + 3l_1^2 l_2 + 3l_1 l_2^2}{\widehat{EI}_1} \quad (14)$$

$$\frac{l_3^3}{\widehat{EI}_3} = \frac{(l_1 + l_2 + l_3)^3}{EI_3} - \frac{l_2(l_2^2 + 3l_2 l_3 + 3l_3^2)}{\widehat{EI}_2} - \frac{l_1^3 + 3l_1(l_2 + l_3)(l_1 + l_2 + l_3)}{\widehat{EI}_1} \quad (15)$$

表 3 算例 3 叶片变形及等效刚度

载荷系数 a	挠度 y_c/m	$\overline{EI}/(N \cdot m^2)$	误差/%
0.2	0.065	3.770×10^7	0.004
0.4	0.131	3.769×10^7	-0.032
0.6	0.196	3.768×10^7	-0.042
0.8	0.261	3.769×10^7	-0.007
1	0.327	3.773×10^7	0.077

表 4 算例 4 叶片变形及等效刚度载荷

系数 a	挠度 y_c/m	$\overline{EI}/(N \cdot m^2)$	误差/%
0.2	0.339	5.953×10^6	-0.662
0.4	0.679	5.942×10^6	-0.849
0.6	1.016	5.960×10^6	-0.537
0.8	1.343	6.011×10^6	0.304
1	1.655	6.097×10^6	1.744

3.2 三点加载

为保证测试时叶片承受的弯矩接近设计弯矩,常采用多点加载的方案。现考虑三点加载工况,如图 4,取加载点 $L_1=5.7$ m, $L_2=8.7$ m, $L_3=12.7$ m,加载力 $F_1=27$ kN, $F_2=22$ kN, $F_3=25$ kN,加载支架位置 $L_{x1}=0.8$ m, $L_{x2}=1.9$ m, $L_{x3}=2.9$ m, $L_y=6$ m,仿真结果及误差分析如表 5 所示。 x_{ci} 为加载点纵向变形的仿真值 ($i=1,2,3$), y_{ci} 为加载点挠度的仿真值, y'_i, y''_i 分别为由柔度法和逐段刚化法计算得到的加载点挠度, err', err'' 为不同方法得到的加载点挠度计算值与仿真值间的误差,计算时横向力取加载力在垂直于叶片变形前轴线方向的分力。如表 5 所示,

计算靠近叶根区域截面的挠度时,柔度法误差更小;计算靠近叶尖区域截面的挠度时,逐段刚化法误差更小。

表5 三点加载叶片变形

加载点/m	纵向变形 x_{ei}/m	挠度 y_{ei}/m	挠度 y'_{ei}/m	挠度 $err'/%$	挠度 y''_{ei}/m	挠度 $err''/%$
5.7	-0.011	0.255	0.237	-7.14	0.210	-17.62
8.7	-0.106	0.978	0.912	-6.73	0.994	1.62
12.7	-0.914	3.290	3.170	-3.63	3.302	0.37

基于柔度法的结果,分别由式(6)、(7)计算设计弯矩和理论弯矩,并与仿真弯矩对比。如图7和8所示,制定静力测试加载方案时,考虑叶片大挠度变形对加载力方向及力臂的影响得到理论弯矩,可以减小靠近叶根区域截面的弯矩误差至1.07%,从而更准确地为叶片静力测试设计多点加载方案。如图9所示,叶片在三点加载工况下出现大挠度变形。

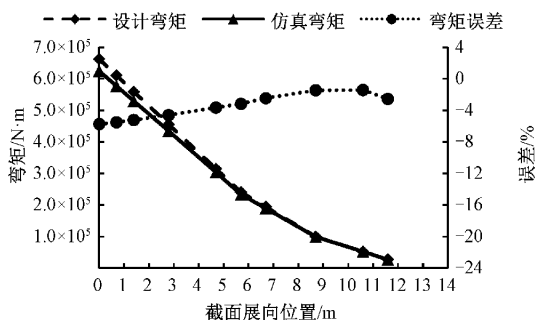


图7 设计弯矩及误差分布

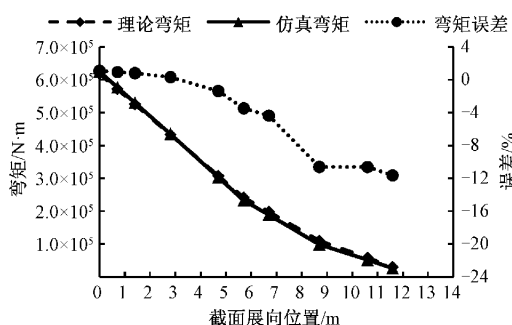


图8 理论弯矩及误差分布

3.3 法兰变形与挠度分析

叶根连接法兰由梁单元建模,选定材料为钢,叶根与法兰一端固结,对法兰另一端添加固定约束,加载参数与3.2小节设置相同,仿真得到叶片挠度 y_{ei} ($i=1,2,3$)。首先,计算时不考虑法兰变形,分别由柔度法和逐段刚化法计算加载点的挠度 y'_{ei} 、 y''_{ei} ,并与仿真值对比,如表6所示。

再考虑叶根连接法兰变形的影响,先由式(9)计算叶根转角 γ ,再代入表6中的 y'_{ei} 、 y''_{ei} ,由式(10)得到修正后的加载点挠度 \tilde{y}'_{ei} 、 \tilde{y}''_{ei} ($i=1,2,3$),如表7所示,挠度 y_{ei} 为仿真

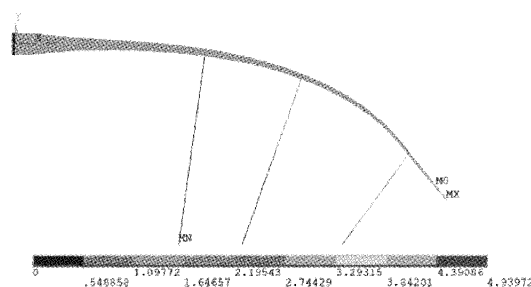


图9 叶片三点加载仿真模型

值。对比表6和7中由柔度法计算的挠度 y'_{ei} 、 \tilde{y}'_{ei} 及其误差,表7中的计算误差 err' 更小,5.7 m位置挠度计算误差减小0.1%。由于本文所用叶片连接法兰变形较小,因此挠度修正效果有限。

表6 不考虑法兰变形的挠度计算值

加载点/m	挠度 y_{ei}/m	挠度 y'_{ei}/m	挠度 $err'/%$	挠度 y''_{ei}/m	挠度 $err''/%$
5.7	0.255	0.237	-7.24	0.210	-17.71
8.7	0.978	0.912	-6.77	0.994	1.58
12.7	3.290	3.170	-3.65	3.302	0.35

表7 考虑法兰变形后的挠度修正值

加载点/m	挠度 y_{ei}/m	叶根转角 $\gamma/(^\circ)$	挠度 \tilde{y}'_{ei}/m	挠度 $err'/%$	挠度 \tilde{y}''_{ei}/m	挠度 $err''/%$
5.7	0.255		0.237	-7.13	0.210	-17.61
8.7	0.978	0.0027	0.912	-6.72	0.994	1.62
12.7	3.290		3.171	-3.63	3.303	0.37

4 结论

本文结合理论计算和有限元仿真,分析了风电叶片在静力测试中自身变形和叶根连接法兰变形的情况。在单点加载工况下,分析了加载力的角度对叶片实际受力情况的影响,讨论了叶片截面等效刚度的计算方法。在三点加载工况下,对比柔度法和逐段刚化法在预测加载点挠度时的可靠性,验证了考虑叶根连接法兰变形时叶片挠度的修正公式。结果证明叶片挠度计算方法的正确性,可以有效预测变形后靠近叶根区域截面的受力情况,降低制定静力测试加载方案时的工作量。同时,可以提高叶片静力加载测试过程的测试精度,以满足叶片最大加载能力控制在100%~100.5%的精度范围,避免加载不足和加载过度造成的测试不合格,为后续风电叶片静力测试的现场试验提供理论指导。

参考文献

[1] 何佳浩, 张文伟, 邓航, 等. 风电叶片静力试验配载优化与验证[J]. 复合材料科学与工程, 2021(9): 18-21.

- [2] 吴荣, 刘依, 周建民. 数字图像相关用于测量风电叶片全场变形[J]. 仪器仪表学报, 2018, 39(11): 258-264.
- [3] 李梦帅, 燕必希, 董明利, 等. 基于预筛选和局部单应性的风电叶片图像匹配方法[J]. 电子测量技术, 2022, 45(6): 155-161.
- [4] 潘祖金, 乌建中. 全尺寸叶片结构非线性对静载测试的影响[J]. 同济大学学报(自然科学版), 2017, 45(10): 1491-1497.
- [5] 鲁晓锋, 张颜明, 蒙丹, 等. 全尺寸叶片静力测试中 ANSYS 梁模型应用与研究[J]. 复合材料科学与工程, 2022(7): 71-74.
- [6] 赵娜, 高阳. 风力机叶片静力试验的有限元模拟方法研究[J]. 玻璃钢/复合材料, 2014(8): 41-43.
- [7] 王超, 李军向, 张石强, 等. 大型风力机叶片全尺寸静力测试分析[J]. 玻璃钢/复合材料, 2014(2): 23-26.
- [8] LIU Z, LIU X, WANG K, et al. GA-BP neural network-based strain prediction in full-scale static testing of wind turbine blades[J]. Energies, 2019, 12(6): 1026.
- [9] BABAWARUN T, HO W H, NGWANGWA H. Stress validation of finite element model of a small-scale wind turbine blade[J]. Journal of Energy in Southern Africa, 2019, 30(2): 87-97.
- [10] 廖高华, 乌建中, 张磊安. 风机叶片静力加载节点优化及试验研究[J]. 机械科学与技术, 2016, 35(1): 17-22.
- [11] 彭超义, 刘卓峰, 曾竟成, 等. 风电用大型叶片的静强度测试方法及其测试系统[P]. 湖南: CN101634604, 2010-01-27.
- [12] 周爱国, 曾智杰, 乌建中, 等. 风电叶片多点静力测试神经网络 PID 解耦控制[J]. 测控技术, 2021, 40(3): 123-129.
- [13] 廖高华, 乌建中, 马怡. 全尺寸风电叶片疲劳加载载荷匹配及试验研究[J]. 太阳能学报, 2019, 40(6): 1756-1762.
- [14] 徐烈焯, 王斌耀, 顾惠琳. 工程力学. 第2版[M]. 上海: 同济大学出版社, 2008.
- [15] 蔡路军, 磨季云, 韩芳. 逐段刚化法在材料力学中的应用[J]. 高等建筑教育, 2013, 22(4): 44-47.
- [16] 张磊安, 黄雪梅. 风电叶片全尺寸静力试验加载力协调整算算法[J]. 太阳能学报, 2015, 36(6): 1418-1422.
- [17] BÜRKNER F. Biaxial Dynamic Fatigue Tests of Wind Turbine Blades[M]. Stuttgart: Fraunhofer Verlag, 2020.

作者简介

谢红杰, 硕士研究生, 主要研究方向为复合材料风力发电叶片试验。

E-mail: xiehj@teg.cn.

冯学斌, 博士, 主要研究方向为复合材料风力发电叶片开发。

E-mail: fengxuebin@teg.cn.

周爱国(通信作者), 副教授, 博士, 主要研究方向为智能传感器、智能汽车的系统设计和控制策略。

E-mail: zhouaiguo@tongji.edu.cn.

董涛, 硕士研究生, 主要研究方向为复合材料风电叶片测试。

E-mail: 15193098945@163.com.

施金磊, 博士研究生, 主要研究方向为风电叶片疲劳测试技术领域。

E-mail: shijinlei1430@163.com.