

文章编号:0254-0096(2019)06-1756-07

# 全尺寸风电叶片疲劳加载载荷匹配及试验研究

廖高华<sup>1,2</sup>, 乌建中<sup>1</sup>, 马 怡<sup>1</sup>

(1. 同济大学机械与能源工程学院, 上海 201804; 2. 江西省精密驱动与控制重点实验室南昌工程学院, 南昌 330099)

**摘要:** 为疲劳加载试验时沿叶片展向满足实际工作时的弯矩分布,对全尺寸风电叶片共振型疲劳加载系统进行载荷匹配与试验。分析叶片共振式疲劳试验中弯矩分布,采用参数分段离散法沿叶片展向离散出质量与长度矩阵,推导叶片弯矩数值计算方法,建立弯矩匹配优化数学模型,编制弯矩分布校验算法,利用 Matlab/Simulink 建立仿真模型并对匹配优化进行数值仿真,并校验配重块的质量和数量,得到沿叶片展向的弯矩分布误差小于7%。试验结果表明,疲劳试验过程中叶片加载点的振幅稳定,叶片根部弯矩误差不超过±5%,满足疲劳加载试验的弯矩分布精度要求,试验精度与检测效率得到提高,缩短疲劳试验周期,为风电叶片检测与分析提供一种的实用手段。

**关键词:** 风电叶片; 全尺寸试验; 弯矩; 优化; 疲劳加载

**中图分类号:** TH122

**文献标识码:** A

## 0 引言

风力机叶片随着尺寸的增加,叶片自身的可靠性变得尤为重要。5 MW 以上的风力发电机组是我国和世界发达国家未来几年的发展趋势,叶片的损坏将带来严重的损失,对于此类新设计、新工艺、新材料的风电叶片,全尺寸疲劳试验是保证叶片质量和寿命的关键一环<sup>[1-3]</sup>,国际电工委员会和挪威船级社要求疲劳试验为大型风电叶片的强制性认证。疲劳试验是弯矩载荷分布在叶片上,根据疲劳设计负荷乘以分项系数计算得到挥舞和摆振方向目标弯矩分布,通过控制叶片接近其目标的弯曲力矩分布实现等效损伤<sup>[4,5]</sup>。测试弯矩分布必须满足以下2个约束:1)必须等于或大于在一个验证范围内的叶片的目标弯曲力矩分布,以适用于足够的疲劳损伤;2)测试和目标之间的弯曲力矩分布的最大误差必须被最小化,以防止过度疲劳损伤。风力机叶片大尺寸的趋势使得叶片难以实现这2个约束。全尺寸风电叶片的疲劳试验的方法有强制位移型和共振疲劳试验2大类,叶片挥舞比摆振方向测试具有较高阻尼比,叶片较大趋势使得共振型疲劳试验在挥舞方向测试更为普遍<sup>[6,7]</sup>。

针对风力机叶片共振式疲劳试验载荷,学者们

已作了较多的研究。文献[8,9]在叶片上附加额外的质量块,即测试设置控制相对弯矩分布,发现适当的位置和权重的附加质量,可最大限度地减少测试弯矩曲线拟合分布和目标弯矩之间的整体误差。然而,曲线拟合方法创建测试弯矩分布的一些区域会小于目标弯矩分布。文献[10,11]测量和预测风力机叶片本身的材料和结构阻尼。文献[12]采用不同的设置测量风力机叶片参数,并在疲劳试验过程中发现测试设置影响模态阻尼比。文献[9]考虑气动阻力的阻尼源,但需要较高的阻力系数,以实现模型和测量数据之间的一致。由上述研究可知材料和空气是2个因素,可引起在风力机叶片的疲劳试验过程中的阻尼现象。

共振型疲劳试验具有以下特点:1)质量和刚度分布确定模态形状,它与试验叶片上的相对弯矩分布有关;2)模态阻尼比和激励力决定了振荡振幅,这与弯矩振幅有关。在共振加载模式下,试验配置影响叶片展向的弯矩分布,叶片振动试验必须同时考虑相对的弯矩分布和弯矩振幅。此外,当叶片长度大幅增加时,需要驱动力甚至大于叶片测试中心使用的共振激振器最大容量,因此需要通过疲劳测试的设置优化减少挥舞方向驱动力。本文通过在叶片表面添加多个配重块,根据相对弯矩分布,建

收稿日期: 2017-01-18

基金项目: 产学研合作计划(2015122801); 江西省精密驱动与控制重点实验室开放基金(PLPDC-KFKT-20162251)

通信作者: 廖高华(1978—), 男, 博士、副教授, 主要从事机电液控制方面的研究。tjjd328@163.com

立优化数学模型,设计弯矩分布校验算法,对配重块的质量和数量进行优化并校验,以产生不同的测试设置满足前述的2个约束,保证各点的弯矩误差。对风电叶片进行全尺寸疲劳加载试验,提高检测效率,为深入研究风电叶片的性能打下基础。

## 1 叶片弯矩数值计算分析

在叶片疲劳加载试验时,沿叶片展向最好满足实际工作时的弯矩分布,通过在叶片表面添加多个配重块保证各点的弯矩误差  $\delta$  在允许范围之内。假设加载装置固定部分的等效质量为  $\Delta m$ ,配重块质量分别为  $\Delta m_1, \Delta m_2, \dots, \Delta m_n$ ,配重块位置分别为  $l_1, l_1+l_2, \dots, l_1+\dots+l_n$ ,质量块分布如图1所示。

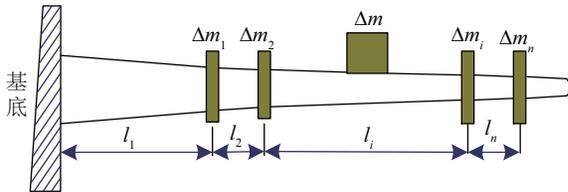


图1 疲劳加载系统质量块分布图

Fig. 1 Fatigue loading system mass distribution

叶片沿展向离散为  $n$  份,得到沿叶片展向的离散等效质量矩阵  $M$  及等效长度矩阵  $L$ ,  $m_i$  为叶片离散质量块的质量。

$$M = \begin{bmatrix} m_1 & m_2 & \cdots & m_i & \cdots & m_n \\ 0 & \ddots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ 0 & 0 & \ddots & \vdots & \vdots & \vdots \\ 0 & 0 & 0 & m_i + \Delta m_i & \vdots & \vdots \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \ddots & \vdots \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & m_n \end{bmatrix} \quad (1)$$

$$L = \begin{bmatrix} l_1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ l_1+l_2 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ \vdots & \vdots & \ddots & 0 & 0 & 0 \\ \vdots & \vdots & \vdots & l_i & 0 & 0 \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \ddots & l_{n-1} \\ l_1+\dots+l_n & \cdots & l_i+\dots+l_n & \cdots & l_{n-1}+l_n & l_n \end{bmatrix} \quad (2)$$

共振式风电叶片疲劳测试的弯矩可分为2个部分,即叶片重量和附加质量分别引起的分布力矩,如图2所示。连续分布叶片重量使弯矩非线性分布,但离散分布附加质量使弯矩分段线性分布。

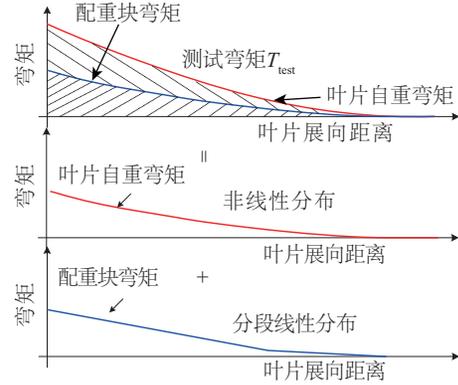


图2 叶片弯矩分布组成

Fig. 2 Constituents of bending moment distribution

叶片在激振力与自重的共同作用下,需要保证沿展向的弯矩分布  $T_i$  值与试验要求匹配,  $T_i$  可表示为:

$$T_i = \sum_{i=0}^n m_i L_i [\omega^2 y_i + g] \quad (3)$$

式中,  $T_i$  ——叶片各点弯矩值,  $\text{kN}\cdot\text{m}$ ;  $m_i$  ——叶片离散质量块质量,  $\text{kg}$ ;  $L_i$  ——测量点与质量块  $m_i$  的距离,  $\text{m}$ ;  $\omega$  ——激振频率,  $\text{rad/s}$ ;  $y_i$  ——叶片离散化后的挠度,  $\text{m}$ ;  $g$  ——重力加速度,  $\text{m/s}^2$ 。

## 2 优化数学模型及方法

弯矩分布精度要求,通过沿叶片展向添加多个配重块来满足试验要求,配重块的选择要考虑激振装置的位置和重量、考虑激振力对配重块选择的影响<sup>[7]</sup>。需要解决的问题为:添加的配重块个数最少;配重块添加的位置选择,参考实际经验同时,还应考虑叶片危险截面位置因素;配重块的质量越小越好。

### 1) 优化变量

将添加的配重块质量  $\Delta m_i$  和位置  $\Delta l_i$  作为基本变量,作为弯矩匹配中的优化变量,用矩阵可表示为:

$$\Delta m = \begin{Bmatrix} \Delta m_1 \\ \Delta m_2 \\ \vdots \\ \Delta m_n \end{Bmatrix} \quad \Delta l = \begin{Bmatrix} \Delta l_1 \\ \Delta l_2 \\ \vdots \\ \Delta l_n \end{Bmatrix} \quad (4)$$

式中,  $n$  ——配重块数量。

### 2) 目标函数及约束条件

取所有配重块的质量最小化为目标函数,将沿叶片展向各点的误差  $\delta$ 、计算与设定频率的误差  $\delta_f$

作为约束条件,数学模型表示为:

$$\begin{cases} \min & \sum_{i=0}^n \Delta m_i \\ \text{s.t.} & -\delta \leq (\Delta m_1 + m_1)(l_1 - L_1)(\omega^2 y_1 + g) + \dots + \\ & (\Delta m_n + m_n)(l_1 + \dots + l_n - L_1)(\omega^2 y_n + g) - T_i \leq \delta \\ & \vdots \\ & -\delta \leq (\Delta m_1 + m_1)(l_1 - L_1)(\omega^2 y_1 + g) + \dots + \\ & (\Delta m_n + m_n)(l_1 + \dots + l_n - L_1)(\omega^2 y_n + g) - T_i \leq \delta \\ & \delta - \delta_f \leq f_{\text{calculated}} - f_{\text{target}} \leq \delta_f \end{cases} \quad (5)$$

式中,  $\delta$  —— 弯矩误差值;  $f_{\text{calculated}}$  —— 计算频率值, Hz;  $f_{\text{target}}$  —— 设定目标频率值, Hz;  $\delta_f$  —— 计算与设定频率误差。

### 3) 优化计算方法

将配重块个数设定为最高优先级,假定添加一个配重块质量为  $\Delta m_1$ , 配重块位置为  $l_1$ , 针对配重块质量和配重块位置进行优化;若得不到目标弯矩优化结果,则在此基础上再添加一个配重块,质量为  $\Delta m_2$ , 位置为  $l_2$ , 如此继续直到获得叶片弯矩最优解,优化流程如图 3 所示。

风电叶片作为一个复杂变截面的弹性体,通过螺栓法兰固定在筒型支座上。对于型面弯度很小、扭转角不大但弦长较大的螺旋桨叶片,可将其看作为一端固定一端自由的悬臂梁。采用有限元法将风电叶片沿展向分割成若干个离散质量段,叶片的离散化模型如图 4 所示,图中  $m_i$  为段质量,  $l_i$  为段长度;  $EI_i$  段抗弯刚度。对于配重块质量分别为  $m_k$  (下标  $k$  为配重),配重块位置分别为  $R_i$ 。

$$\begin{bmatrix} y \\ \theta \\ M \\ Q \end{bmatrix}_i = \begin{bmatrix} 1 & l_i & \frac{l_i^2}{2EI_i} & \frac{l_i^3}{6EI_i} \\ 0 & 1 & \frac{l_i}{EI_i} & \frac{l_i^2}{2EI_i} \\ 0 & 0 & 1 & l_i \\ (m_i + m_k)\omega^2 & (m_i + m_k)l_i\omega^2 & \frac{(m_i + m_k)l_i^2\omega^2}{2EI_i} & 1 + \frac{(m_i + m_k)l_i^3\omega^2}{6EI_i} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} y \\ \theta \\ M \\ Q \end{bmatrix}_{i-1} \quad (6)$$

设截面  $i$  的变形与载荷列阵为  $\{P_i\}$ , 相应集中质量矩阵、梁矩阵为  $[M_i]$  和  $[S_i]$ , 式(6)简写为  $\{P_i\} = [M_i][S_i]\{P_{i-1}\}$ 。对风电叶片沿展向离散为  $N$  个元件,  $N+1$  个联结点。叶片根部为输入端,尖部为输出端,  $P_{i,i+1}$  代表第  $i$  个元件和第  $i+1$  个元件的联结点。每个联结点  $P_{i,i+1}$  对应一个状态矢量  $Z_{i,i+1}$ , 得到沿叶片展向的总传递矩阵方程,表示为:

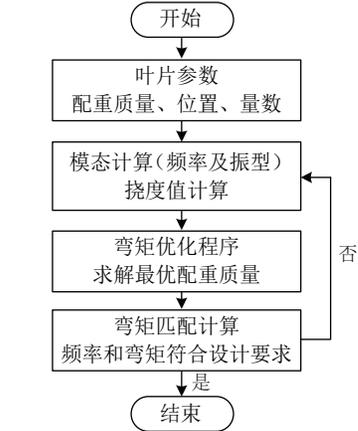


图 3 优化计算流程图

Fig. 3 Optimization calculation flow chart

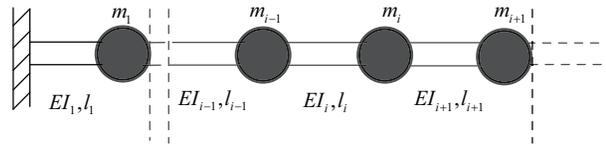


图 4 叶片离散化模型

Fig. 4 Blade discretization model

利用二节点梁进行离散化建模,沿叶片展向离散为一系列无质量的单元和有质量的节点,每个单元的状态用 4 个矢量表示,对叶片展向第  $i$  段:挠度  $y_i$ 、转角  $\theta_i$ 、弯矩  $M_i$  和剪力  $Q_i$ 。假设叶片配重质量块  $m_k$  在第  $i$  段,依据工程力学理论得到梁-集中质量的变形与载荷关系,建立叶片第  $i$  个质量块  $m_i$  与第  $i-1$  个质量块  $m_{i-1}$  状态矢量之间的关系,并以矩阵形式表示:

$$\begin{bmatrix} y \\ \theta \\ M \\ Q \end{bmatrix}_N = \begin{bmatrix} h_{11} & h_{12} & h_{13} & h_{14} \\ h_{21} & h_{22} & h_{23} & h_{24} \\ h_{31} & h_{32} & h_{33} & h_{34} \\ h_{41} & h_{42} & h_{43} & h_{44} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} y \\ \theta \\ M \\ Q \end{bmatrix}_0 \quad (7)$$

$$H = H_N H_{N-1} \dots H_1$$

式中,  $H_i$  —— 第  $i$  段的传递矩阵;  $H$  —— 段总传递矩阵,  $4 \times 4$  阶矩阵。

对于根部固定的风电叶片,边界条件取 ( $x, t$  分别代表时间、叶片截面位置):叶片根部挠度

$y_0(x,t)=0$ 、转角  $\theta_0(x,t)=0$ ；叶片尖部弯矩  $M_N(x,t)=0$ 、剪力  $Q_N(x,t)=0$ 。

代入总传递矩阵方程得到:

$$\begin{cases} h_{13}M_0 + h_{14}Q_0 = y_N^R \\ h_{23}M_0 + h_{24}Q_0 = \theta_N^R \\ h_{33}M_0 + h_{34}Q_0 = 0 \\ h_{43}M_0 + h_{44}Q_0 = 0 \end{cases} \quad (8)$$

由此得到风电叶片频率的求解方程,为:

$$\nabla(\omega) = \begin{vmatrix} h_{33} & h_{34} \\ h_{43} & h_{44} \end{vmatrix} = 0 \quad (9)$$

式中,  $h$ ——矩阵系数,  $h$  的数字下标代表矩阵中的行列。

$\nabla$  即系统的频率函数,解此函数可得到系统的各阶固有频率  $\omega_i$ ,利用二分法求解主轴频率公式:

$$f(\omega) = h_{33}h_{44} - h_{34}h_{43} = 0 \quad (10)$$

根据得到各阶频率  $\omega_i$  代入式总传递矩阵方程即可以求得加载系统主振型。将频率值回代传递方程可求始端状态向量,逐点传递可求得各点状态向量,从而绘出该频率对应的主振型。

### 3 叶片弯矩匹配算例分析

针对风电叶片,沿叶片展向离散为  $n$  个元件,  $n+1$  个联结点。叶片根部为输入端,尖部为输出端,  $P_{i,i+1}$  代表第  $i$  个元件和第  $i+1$  个元件的联结点。每个联结点  $P_{i,i+1}$  对应一个状态矢量  $Z_{i,i+1}$ ,  $H_i$  代表第  $i$  段的传递矩阵,为  $4 \times 4$  阶矩阵,传递方程为:

$$\begin{cases} Z_{1,2} = H_1 Z_{0,1} \\ Z_{2,3} = H_2 Z_{1,2} \\ \vdots \\ Z_{n-1,n} = H_n Z_{n-1,n} \end{cases} \quad (11)$$

根据式(11)可得:

$$Z_{n,n+1} = H_n H_{n-1} \cdots H_0 Z_{0,1} = H \cdot Z_{0,1} \quad (12)$$

总传递矩阵通过单元受力和变形得到的,分段数越大,得到数值越接近精确解,通过软件 Matlab 可以计算出叶片的各阶固有频率和对应的模态。

1)某型 48 m 风电叶片弯矩匹配;将叶片分为 25 个节点,设定 3 个配重块,根据加载装置固定部分质量以及电动缸速度的限制,叶片考虑 26 m 处安装加载装置,设定质量为 3400 kg。叶片弯矩载

荷匹配方案如表 1 所示,相应的弯矩匹配曲线如图 5 所示,当添加配重块后,匹配弯矩与目标弯矩载荷比范围为 100%~105%,满足疲劳加载试验要求。

表 1 叶片弯矩载荷匹配方案

Table 1 Blade bending load matching scheme		
位置/m	质量/kg	频率/Hz
14	2000	0.4487
26	3400	
36	400	
48	700	

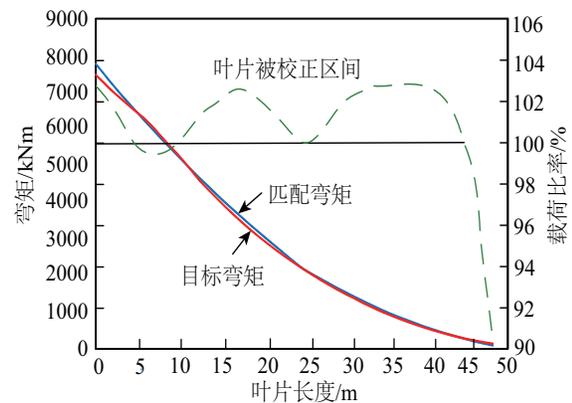


图 5 叶片弯矩匹配曲线

Fig. 5 Blade bending moment matching curve

2)某型 53 m 风电叶片弯矩匹配;将叶片分段为 25 个节点,24 段基本参数,设定 4 个配重块,位置 24 m 处为安装加载装置。根据加载装置固定部分质量以及电动缸速度的限制,给定的配重为 3200 kg。根据风电叶片弯矩分布疲劳载荷设计值,采用前述优化求解得到结果,叶片弯矩载荷匹配方案如表 2 所示,相应的弯矩匹配曲线如图 6 所示。当添加配重块后,匹配弯矩与目标弯矩载荷比范围为 100%~107%,满足疲劳加载试验要求。

表 2 叶片弯矩载荷匹配方案

Table 2 Blade bending load matching scheme		
位置/m	质量/kg	频率/Hz
14	1200	0.4479
24	3200	
34	1200	
44	600	
48	700	

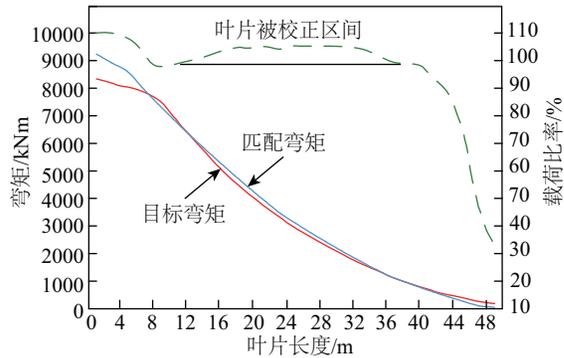


图6 叶片弯矩匹配曲线

Fig. 6 Blade bending moment matching curve

## 4 试验及分析

试验风电叶片根部通过高强度螺栓固定在筒型支座上,将叶片都截断为48 m,在距离叶片根部25 m处夹具固定好疲劳加载驱动装置,沿叶片展向14 m固定4000 kg,35 m处添加400 kg及47 m处添加600 kg的配重块,试验现场如图7所示,被部分试验参数如表3所示。运用激光测距仪监测叶片加载点处位移,虚拟仪器数据采集系统接收实测数据参数。通过共振方法实现大型风电叶片疲劳加载,疲劳加载装置扫描捕捉叶片的共振点,采用虚拟主令同步进行叶片振幅精确控制,实时监测的叶片状态调整激振频率,实现叶片共振并维持叶片振幅恒定。



图7 疲劳加载试验现场

Fig. 7 Fatigue loading test site

表3 疲劳加载装置物理参数

Table 3 Loading device physical parameters

参数	数值
电机功率/kW	20
激光测距仪	分辨率0.1 mm,测距30 m
加速度计精度	0.001 g
应变仪精度	0.3%

叶片应力值采用动态应变仪采集,采样周期10 ms,可实时记录应变值,疲劳加载过程中叶片主梁帽和支撑梁承担着大部分载荷,加载过程中实时监控该区域的应力变化,叶片挥舞和摆振面各12个点应力变化图如图8所示。

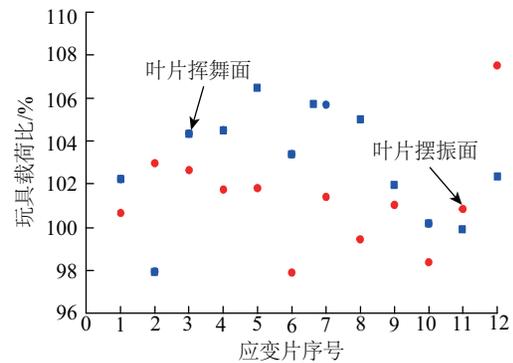


图8 叶片应力测试偏差

Fig. 8 Blade stress test results

疲劳加载过程中的叶根弯矩分布统计如图9所示,由于整个过程加载点的振幅只有微小变化,根部的弯矩误差也不超过 $\pm 5\%$ ,加载装置能很好地捕捉叶片共振点,达到了较好的控制效果。

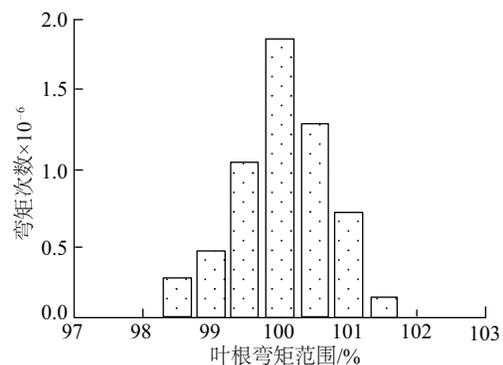


图9 叶根弯矩分布

Fig. 9 Blade root bending moment distribution

叶片的主梁帽和支撑梁承担着大部分载荷,加载过程中需要实时监控该区域的应力变化。疲劳加载过程的沿叶片展向主梁帽的应力变化,如图10所示。从图中看出,18~26 m区域的应力较大,加载点附近区域的应力远远超过叶片材料的条件疲劳极限,说明该区域的主梁帽承受了较大载荷,是危险区域,为叶片的优化设计提供了重要依据。

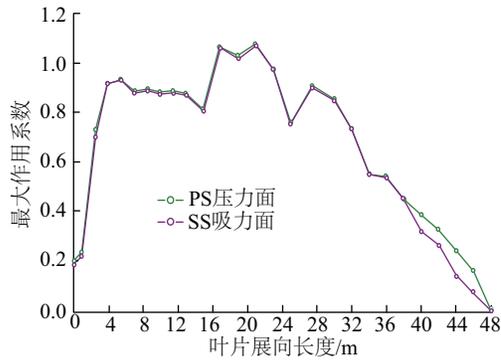


图10 主梁帽应力最大作用系数曲线

Fig. 10 Cap girder stress maximum effect coefficient curve

## 5 结论

1) 针对疲劳试验时沿叶片展向应满足实际工作时的弯矩载荷分布,建立了全尺寸风电叶片疲劳加载弯矩优化数学模型,编制弯矩分布校验算法,对配重块的质量和数量进行优化并校验,保证设计弯矩分布与试验相匹配。

2) 风电叶片共振疲劳试验配置影响系统频率及激振器所需驱动力,激振器性能短缺时会增加额外测试时间,通过优化试验配置,在测试和目标弯矩最小误差附近减少激振器所需驱动力,这对于大尺寸风电叶片疲劳试验尤为重要。

3) 根据疲劳加载认证要求进行风电叶片等幅共振加载试验,实时监测的叶片状态并调整激振器行程,整个试验过程的叶片振幅及叶根弯矩误差小,获取叶片振幅的方法正确可靠,加载点的刚度无明显变化,试验精度与检测效率得到提高。

### [参考文献]

- [1] Jensen F M, Falzon B G, Ankersen J, et al. Structural testing and numerical simulation of a 34 m composite wind turbine blade[J]. *Composite Structures*, 2006, 76(1-2): 52—61.
- [2] 李德源, 莫文威, 严修红, 等. 基于多体模型的水平轴风力机气弹耦合分析[J]. *机械工程学报*, 2014, 50(12): 140—150.
- [2] Li Deyuan, Mo Wenwei, Yan Xiuhong, et al. Aeroelastic analysis of gorizontal axis wind turbine based on multi-body model [J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2014, 50(12): 140—150.
- [3] 陈进, 王旭东, 沈文忠, 等. 风力机叶片的形状优化设计[J]. *机械工程学报*, 2010, 46(3): 131—134.
- [3] Chen Jin, Wang Xudong, Shen Wenzhong, et al. Optimization design of blade shapes for wind turbines [J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2010, 46(3): 131—135.
- [4] Shamsaei Nima, Gladskiy Maksym, Panasovskyi Kostyantyn, et al. Multi-axial fatigue of titanium including step loading and load path alteration and sequence effects[J]. *International Journal of Fatigue*, 2010, 32(11): 1862—1874.
- [5] 石可重, 赵晓路, 徐建中. 大型风电机组叶片疲劳试验研究[J]. *太阳能学报*, 2011, 32(8): 1264—1267.
- [5] Shi Kezhong, Zhao Xiaolu, Xu Jianzhong. Research on fatigue test of large horizontal axis wind turbine blade [J]. *Acta Energiæ Solaris Sinica*, 2011, 32(8): 1264—1267.
- [6] Malhotra P, Hyers R W, Manwell J F, et al. A review and design study of blade testing systems for utility-scale wind turbines[J]. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2012, 16(1): 285—292.
- [7] Hauptfear W M. The development of an adaptive control system for a phase locked excitation method for advanced wind turbine blade fatigue testing[D]. Daytona Beach: Embry-Riddle Aeronautical University, 2010.
- [8] White D. New method for dual-axis fatigue testing of large wind turbine blade using resonance excitation and spectral loading[R]. National Renewable Energy Laboratory, NREL/TP-500-35268, 2004.
- [9] Greaves P R, Dominy R G, Ingram G L, et al. Evaluation of dual-axis fatigue testing of large wind turbine blades[J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, 2012, 226(7): 1693—1704.
- [10] Chortis D I, Varelis D S, Saravanos D A. Prediction of material coupling effect on structural damping of composite beams and blades. *Composite Structures*, 2012, 94: 1646—1655.
- [11] Chortis D I, Chrysochoidis N A, Saravanos D A. Damped structural dynamics models of large wind-turbine blades including material and structural damping [J]. *Journal of Physics: Conference Series*, 2007, 75: 012076.
- [12] Lee Hak Gu, Park Jisang. Linear relationship of damping ratios in resonance-type fatigue testing of a wind turbine blade[J]. *Wind Energy*, 2014, 17(7): 1119—1122.

## TEST AND OPTIMIZATION OF FATIGUE LOADING MOMENT FOR FULL SCALE WIND TURBINE BLADE

Liao Gaohua<sup>1,2</sup>, Wu Jianzhong<sup>1</sup>, Ma Yi<sup>1</sup>

(1. College of Mechanical Engineering, Tongji University, Shanghai 201804, China;

2. Jiangxi Province Key Laboratory of Precision Drive & Control, Nanchang Institute of Technology, Nanchang 330099, China)

**Abstract:** Fatigue loading along the blade should meet the moment distribution of practical work. To make the bending moment more close to the wind load distribution on the blade, optimization and experiment of wind turbine blade had been carried out. The blade was discrete extended to derive the discrete quality and length matrix. The numerical calculation method of blade bending moment was deduced, the mathematical model of bending moment matching optimization was established, and the checking algorithm of bending moment distribution was compiled. Using Matlab/Simulink and optimization algorithm, the simulation model was established to optimize and verify the quality and quantity of the counterweight block. Simulation results show the bending moment along the blade spanwise distribution error is less than 7%. The experimental results show that the load point amplitude is steady only minor change in the whole process of fatigue loading process. The blade root moment error is less than  $\pm 5\%$  which indicates that a better control effect is achieved. The test precision and test efficiency are improved greatly, which shorten the fatigue test cycle and satisfy the precision requirements of bending moment distribution of fatigue testing, also provide a practical method for the detection and analysis of wind power blade.

**Keywords:** wind turbine blade; full scale test; bending moment; optimization; fatigue loading