

# 风电叶片牵引式疲劳加载控制策略

姚元洲 朱玉田 赵世文 施金磊 马 怡

(同济大学机械与能源工程学院 上海 200082)

**摘要:** 针对于常用风电叶片疲劳加载方式存在的不足,提出一种基于电机-卷筒驱动的牵引式疲劳加载新方法,设计了单轴和双轴加载控制策略。首先,对牵引式疲劳加载系统进行了动力学分析,说明了半波简谐周期性激振力的可行性;其次,设计了动态更新激振力振幅和激振频率的单轴加载控制策略,并在此基础上提出了双轴加载控制策略;最后,利用 Adams 与 MATLAB 进行联合仿真分析,验证了双轴加载控制策略的合理性,为后续牵引式疲劳加载系统的开发奠定了理论基础。

**关键词:** 风电叶片;疲劳加载;牵引式;双轴加载控制

**中图分类号:** TP273 **文献标识码:** A **国家标准学科分类代码:** 510.80

## Fatigue loading control strategy of wind turbine blades based on traction rope

Yao Yuanzhou Zhu Yutian Zhao Shiwen Shi Jinlei Ma Yi

(School of Mechanical Engineering, Tongji University, Shanghai 200082, China)

**Abstract:** Aiming at the shortcomings of common wind turbine blade fatigue loading methods, a new fatigue loading method based on motor-drum-traction rope drive is proposed, and single-axis and dual-axis loading control strategies are designed. Firstly, the dynamic analysis of the fatigue loading system based on the traction rope is carried out, and the feasibility of the half-wave simple harmonic periodic excitation force is illustrated. Secondly, the uniaxial loading control with dynamic update of the excitation force amplitude and excitation frequency is designed. Finally, the co-simulation analysis of Adams and MATLAB is used to verify the rationality of the dual-axis loading control strategy, which provides a basis for future research on the fatigue loading system based on traction rope.

**Keywords:** wind turbine blade; fatigue loading; traction rope; dual-axis loading control

### 0 引言

近年来,风能产业发展迅速<sup>[1]</sup>。风电是一种极具潜力的清洁能源<sup>[2]</sup>,全球风能理事会(global wind energy council, GWEC)发布的《2022年全球风能报告》<sup>[3]</sup>指出2021年全球风力发电装机容量新增了近94 GW,总容量高达837 GW,且中国占全球海上风电装机容量的80%。风电叶片是风力发电机组的核心部件<sup>[4-5]</sup>,理想情况下,叶片在其20~25年的指定使用寿命期间应在超高循环负载条件下保持无故障<sup>[6]</sup>,风电机组叶片寿命直接影响风力发电成本,疲劳损伤是风电叶片主要的失效形式<sup>[7]</sup>,所以叶片的疲劳加载试验至关重要<sup>[8-11]</sup>。

早期对叶片的疲劳加载测试通常采用强制加载方式,由于强制加载耗能过大,共振加载方式应用逐渐广泛。共振加载是指叶片在接近叶片固有频率的激振力作用下产生

往复运动,使叶片的振幅达到设定值,进而完成疲劳振动测试。旋转离心式和往复惯性式是目前常用的疲劳共振加载方式。

Eder等<sup>[6]</sup>基于旋转离心式激振设备提出同时使用两个或多个特征频率的组合来激振叶片,可以在测试过程中更真实地模拟实际的空间损伤分布。旋转离心式加载方式的优点是加载装置结构简单,载荷稳定,试验费用较低;其主要缺点是可调参数少、适应范围窄,加载会产生局部弯矩及沿叶片测试方向的轴向力,装置的力重比(激振力/自重比值)较小,不利于叶片测试弯矩的包络,这将影响测试结果的准确性<sup>[12]</sup>。

Snowberg等<sup>[13]</sup>基于往复惯性式激振设备进行了双轴疲劳测试,该系统在挥舞方向和摆振方向对称布置液压加载器,避免了引入扭转载荷;乐韵斐等<sup>[14]</sup>提出了电动惯性式疲劳加载系统,激振器采用模块化设计,可同时应用于单

轴加载和双轴加载。往复惯性式加载方式的优点是传动方式简洁,控制精准,可实现叶片的恒幅或者变幅加载;其主要缺点是激振设备需要提供额外的力来克服运动质量块自身的重力,造成了额外的功率损耗,且降低系统的固有频率,延长了测试时间。

针对于常用共振加载方式存在的不足,本文提出了一种基于电机-卷筒驱动的牵引式疲劳加载新方法,通过加载缆绳在叶片加载方向形成激振力来完成疲劳加载试验。相比旋转离心式和往复惯性式加载方法,牵引式加载方法具有激振装置简单、可提供更大的激振力、安装空间小、加载难度和控制精度不受叶片尺寸限制、不增加叶片系统自重等优点,且支持单轴、双轴两种加载方式,能在加载过程中自动搜索系统固有频率,自动调节振幅。基于加载缆绳的特性,提出了安装偏距与实时分解激振力的双轴控制策略,为基于牵引式疲劳加载方法提供了一定的理论依据。

### 1 牵引式疲劳加载系统动力学分析

风电叶片疲劳加载系统如图 1 所示,电机直接驱动卷筒,通过加载缆绳连接卷筒与夹具,此方案通过电机-卷筒拉动加载缆绳对叶片施加激振载荷,实现疲劳加载试验。

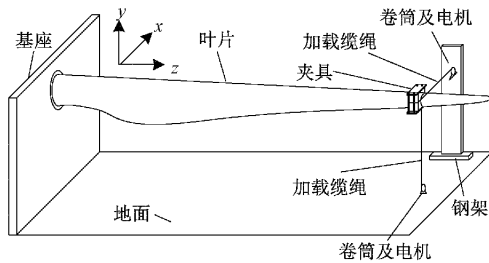


图 1 牵引式疲劳加载系统示意图

叶片的疲劳加载系统动力学模型可等效为一弹簧-质量-阻尼系统,取叶片的挥舞( $y$ )方向振动为例,系统动力学微分方程为:

$$M\ddot{y} + C\dot{y} + Ky = F(t) \quad (1)$$

式中: $M$ 为等效质量, $C$ 为等效阻尼, $K$ 为等效刚度, $F(t)$ 为激振力。

当激振频率接近或等于叶片的固有频率时,叶片产生共振,能够获得叶片最大振幅。为了提高测试的效率,激振频率 $\omega$ 应满足位移共振条件,即:

$$\omega = \omega_n \sqrt{1 - 2\zeta^2} \quad (2)$$

式中: $\omega_n$ 为系统的固有频率, $\omega_n = \sqrt{K/M}$ ;  $\zeta$ 为阻尼比, $\zeta = C/(2\sqrt{MK})$ 。

由于叶片加载系统的阻尼比 $\zeta$ 值很小,故激振频率常与固有频率相等。在疲劳加载试验中加载缆绳只能提供拉力,设加载缆绳对叶片的激振力为半波简谐周期性激励,激振频率为固有频率 $\omega = \omega_n$ ,在一个周期 $[0, T]$ 内激振力的表达式为:

$$F(t) = \begin{cases} F_0 \cos(\omega_n t), & 0 \leq t \leq \frac{T}{4}, \frac{3T}{4} \leq t \leq T \\ 0, & \frac{T}{4} < t < \frac{3T}{4} \end{cases} \quad (3)$$

式中: $F_0$ 为激振力幅值, $\omega$ 为激振频率。

将激振力按傅里叶级数展开,应用叠加原理可得叶片的稳态响应为:

$$y(t) = \frac{F_0}{\pi K} + \sum_{n=1}^{\infty} \frac{2F_0 \cos(\frac{n\pi}{2}) \cos(n\omega_n t - \arctan \frac{2n\zeta}{1-n^2})}{\pi K(n^2 - 1) \sqrt{(1-n^2)^2 + (2n\zeta)^2}} \quad (4)$$

由式(4)可知,由于阻尼比 $\zeta$ 值极小,故与固有频率的稳态振幅相比,稳态响应中常数项的偏置位移与高阶频率项的稳态振幅极小,故稳态响应可约为:

$$y(t) \approx \frac{F_0}{4K\zeta} \cos(n\omega_n t - \frac{\pi}{2}) \quad (5)$$

### 2 控制策略

#### 2.1 单轴加载控制策略

在加载试验中,半波简谐激振力输入包含三要素:幅值、频率、相位。根据期望的叶片振动幅值及叶片加载系统模型通常只能计算出大致的激振力幅值和共振频率,并不精确,为了提升测试的效率,以挥舞方向疲劳加载为例,提出了如图 2 所示的单轴加载控制策略,动态更新激振力幅值、频率及相位,使挥舞方向的稳态振幅符合期望值。

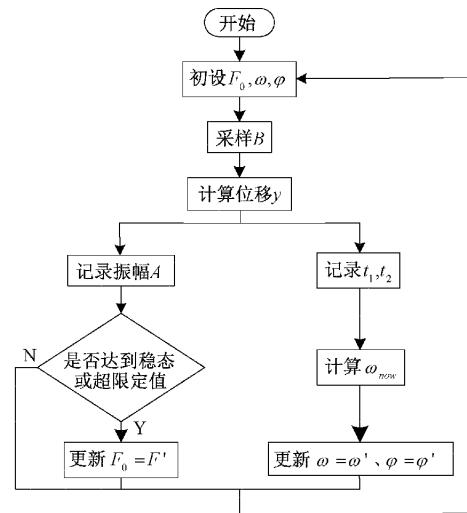


图 2 单轴加载控制流程

使用编码器测算加载缆绳的绳长变化,忽略叶片振动过程中加载点在径向方向上的变化,绳长变化 $d$ 转化为位移 $y$ ,得:

$$y \approx d = \frac{\pi D}{C} M \quad (6)$$

式中:  $D$  为卷筒的直径,  $C$  为编码器单圈脉冲数,  $M$  为脉冲的计数值。

初始激振力幅值  $F_0$  可设定为某较小值, 也可确定期望的稳态幅值  $A_h$  后, 由式 (5) 设为  $F_0 = 4A_h K\zeta$ , 伺服电机的输出扭矩  $T = F_0 D$ 。

当系统特性不变时, 稳态位移幅值与激振力幅值成正比。可以采用极差法、偏差程度法、检验  $p$  值法、方差法、信息熵法、变异系数法等<sup>[15]</sup> 判断系统是否已经达到稳态, 将稳态振幅  $A$  与期望振幅  $A_h$  相比较, 把激振力幅值  $F_0$  更新激振力幅值  $F'$  为:

$$F' = \frac{A_h}{A} F_0 \quad (7)$$

叶片加载系统的固有频率在振动过程中会发生蠕变, 且在不同振幅下的固有频率也不同<sup>[16-17]</sup>, 故激振频率应该跟随加载过程而变化。

由式 (4) 可得稳态相位差  $\varphi \approx -\pi/2$ , 即叶片在最高点时开始输入半波正弦激振力至最低点, 反向自由回弹至最高点过程中激振力为 0, 说明叶片自由回弹的时间为叶片当前振动状态下固有振动周期的  $1/2$ 。

记录叶片反弹过程中经过最低点的时间为  $t_1$ 、经过最高点的时间为  $t_2$ , 则当前振动状态下的固有频率  $\omega_{now}$  为:

$$\omega_{now} = \frac{2\pi}{T} = \frac{\pi}{t_2 - t_1} \quad (8)$$

为了得出准确的固有频率, 记录下  $\omega_{now}$  及之前  $(n-1)$  个周期的计算值 (如有), 记为  $[\Omega] = [\omega_1, \omega_2, \dots, \omega_{n-1}, \omega_{now}]_{1 \times n}$ , 则更新下一周期的激振频率为:

$$\omega' = \frac{\omega_1 + \omega_2 + \dots + \omega_{n-1} + \omega_{now}}{n} \quad (9)$$

式中:  $n$  的取值为  $[1, +\infty)$ , 由测试要求的误差范围决定,  $n$  越大则误差越小。当共振达到稳态时, 若采样时间间隔为  $\Delta t$ , 则固有频率的最大误差为:

$$\Delta\omega = \frac{4\pi\Delta t}{nT^2} \quad (10)$$

式中:  $T$  为系统固有振动周期,  $T \approx t_2 - t_1$ 。

初设激振力为大于 0 的半波正弦激振力, 相位  $\varphi$  可取  $(-\pi \sim 0)$ 。频率跟随时, 激振力为半波正弦激励且始于最高点对应的时刻  $t_2$ , 相位更新为  $\varphi' = -\omega' t_2$ , 则更新激振力为:

$$F(t) = F' \sin[\omega'(t - t_2)], F(t) \geq 0 \quad (11)$$

## 2.2 双轴加载控制策略

双轴加载时, 摆振和挥舞方向上两根加载缆绳的拉力相互耦合, 如图 3 所示, 建立图示中的坐标系,  $O$  点为叶片加载的原始点, 安装电机与卷筒分别位于摆振和挥舞方向的  $A$ 、 $B$  两点。当中心点运动至  $O'$  点时, 拉力  $F_1$ 、 $F_2$  在摆振和挥舞两个方向均有分力。由上文可知, 基于加载缆绳只能提供拉力、无法提供推力的特性, 理想的激振力为半波简谐周期性激励, 设摆振方向 ( $x$ ) 和挥舞方向 ( $y$ ) 上的理想

激振力分别为  $F_x$ 、 $F_y$ , 则:

$$\begin{cases} F_x = F_1 \cos\alpha - F_2 \sin\beta \\ F_y = -F_1 \sin\alpha + F_2 \cos\beta \end{cases} \quad (12)$$

式中:  $\alpha$ 、 $\beta$  为图 3 中加载缆绳与坐标轴之间的夹角。

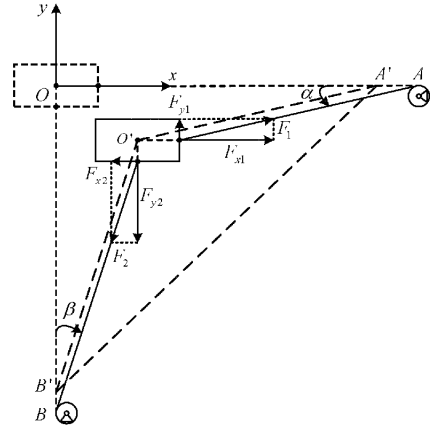


图3 双轴加载的拉力耦合

由式 (12) 可知, 加载缆绳实际需要的激振力为:

$$\begin{cases} F_1 = \frac{F_x \cos\beta + F_y \sin\beta}{\cos(\alpha + \beta)} \\ F_2 = \frac{F_y \cos\alpha + F_x \sin\alpha}{\cos(\alpha + \beta)} \end{cases} \quad (13)$$

式 (13) 中应满足任意情况下  $\cos(\alpha + \beta) \neq 0$ , 即中心点  $O'$  不能位于  $A'B'$  连线上, 综合考虑场地限制与效率,  $O'$  点的移动范围应限制在  $A'B'$  连线的左上方。

加载缆绳无法提供推力,  $F_1$ 、 $F_2$  必须非负, 否则无法满足要求。 $O'$  点在  $A'B'$  连线的左上方, 故  $-\pi/2 < \alpha + \beta < \pi/2$ ,  $\cos(\alpha + \beta) > 0$ , 则要  $F_1 > 0$ 、 $F_2 > 0$ , 需满足:

$$\begin{cases} F_x \cos\beta + F_y \sin\beta \geq 0 \\ F_y \cos\alpha + F_x \sin\alpha \geq 0 \end{cases} \quad (14)$$

理想的激振力为半波简谐,  $F_x \geq 0$ 、 $F_y \geq 0$ , 故不等式 (14) 等价于:

$$\begin{cases} \tan\beta \geq -\frac{F_x}{F_y} \\ \tan\alpha \geq -\frac{F_y}{F_x} \end{cases} (F_x > 0, F_y > 0) \quad (15)$$

又因为  $\{-F_x/F_y\}_{\max} = 0$ ,  $\{-F_y/F_x\}_{\max} = 0$ , 且  $-\pi/2 < \beta < \pi/2$ ,  $-\pi/2 < \alpha < \pi/2$ , 则需满足  $\alpha \geq 0$ 、 $\beta \geq 0$ 。

为满足夹角的条件, 应进一步限制中心点的移动范围。建立如图 4 所示的双轴加载系统, 将电机与卷筒在原有位置的基础上偏置一段距离安装, 从  $A$  点、 $B$  点分别移至  $A_1$  点、 $B_1$  点,  $d_E$ 、 $d_F$  分别为摆振、挥舞方向卷筒的安装偏距,  $h_E$ 、 $h_F$  分别为摆振、挥舞方向卷筒中心与夹具侧边的垂直距离,  $A_{1h}$ 、 $A_{2h}$  分别为摆振、挥舞方向上期望的最大振幅。DEFG 方框为叶片加载中心点的移动区域, 选择合适的安装位置, 使该移动区域位于  $\Delta A_1 C B_1'$  区域中, 即可保证  $\alpha \geq 0$ 、 $\beta \geq 0$ 。

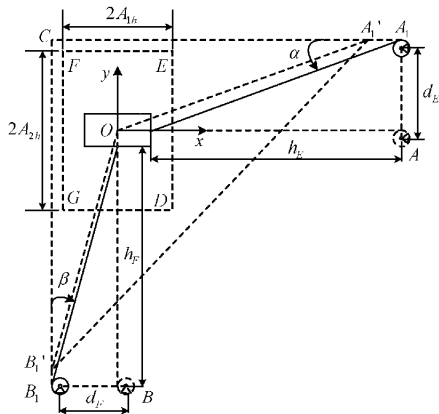


图 4 偏置后的双轴加载系统

考虑试验场地的限制,应选择最小的安装空间。当 DEFG 方框的上边线、左边线分别与 A'C、B'C 连线重合时且 D 点与红线 A'B'重合时,安装空间最小。设边界安全系数为 K,  $K = 1.05 \sim 1.2$ , 则:

$$\begin{cases} d_E = KA_{2h} \\ d_F = KA_{1h} \end{cases} \quad (16)$$

D 点坐标为  $(KA_{1h}, -KA_{2h})$ , A' 点坐标为  $(h_E, KA_{2h})$ , B' 点坐标为  $(-KA_{1h}, -h_F)$ , 设 A'DB' 连线的斜率为  $k > 0$ , 得:

$$\begin{cases} h_E = \frac{2KA_{2h}}{k} + KA_{1h} \\ h_F = 2kKA_{1h} + KA_{2h} \end{cases} \quad (17)$$

确定了安装位置后,采取如图 5 所示的双轴加载控制策略。实时测算中心点的坐标  $x, y$ , 记录两轴方向上的振幅和经过极值点对应的的时间,其中  $A_1, A_2$  分别为摆振和挥舞方向的振幅;  $t_{x1}, t_{x2}$  为摆振方向经过最左端  $x_{min}$  和最右端  $x_{max}$  对应的的时间;  $t_{y1}, t_{y2}$  为挥舞方向经过最上端  $y_{max}$  和最下端  $y_{min}$  对应的的时间。与单轴加载控制策略一致,动态更新激振力幅值、频率及相位,使摆振和挥舞方向的稳态振幅符合期望值。

在于初步确定了激振力之后,结合安装位置和中心点的实时坐标,计算出加载缆绳与坐标轴之间的夹角,由式(13)得出加载缆绳所需的拉力  $F_1, F_2$ 。

加载缆绳起始的绳长为:

$$\begin{cases} L_{10} = \sqrt{d_E^2 + h_E^2} \\ L_{20} = \sqrt{d_F^2 + h_F^2} \end{cases} \quad (18)$$

式中:  $L_{10}$  为摆振方向起始的绳长,  $L_{20}$  为挥舞方向起始的绳长。

实时的绳长为:

$$\begin{cases} L_1 = L_{10} + \frac{\pi D_1}{C_1} M_1 \\ L_2 = L_{20} + \frac{\pi D_2}{C_2} M_2 \end{cases} \quad (19)$$

式中:  $L_1, L_2$  分别为摆振和挥舞方向实时的绳长,  $D_1, D_2$

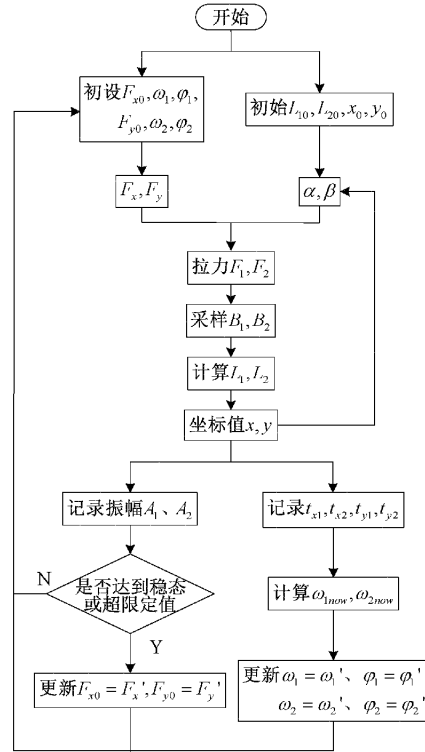


图 5 双轴加载控制流程

分别为摆振和挥舞方向卷筒的直径,  $C_1, C_2$  分别为摆振和挥舞方向编码器的单圈脉冲数,  $M_1, M_2$  分别为摆振和挥舞方向脉冲的计数值。

由几何关系易得叶片加载中心点坐标为:

$$\begin{cases} x = \left\{ \frac{l}{d}(-d_F - h_E) \pm \frac{h}{d}(-d_F - h_E) + h_E \right\}_{min} \\ y = \left\{ \frac{l}{d}(-h_F - d_E) \pm \frac{h}{d}(-h_F - d_E) + d_E \right\}_{max} \end{cases} \quad (20)$$

式中:  $d = \sqrt{(d_F + h_E)^2 + (h_F + d_E)^2}$ ,  $l = (L_1^2 - L_2^2 + d^2)/(2d)$ ,  $h = \sqrt{L_1^2 - l^2}$ 。

夹角为:

$$\begin{cases} \alpha = \tan^{-1} \frac{y - d_E}{x - h_E} \\ \beta = \tan^{-1} \frac{x + h_F}{y + d_F} \end{cases} \quad (21)$$

### 3 仿真分析

以某兆瓦级风电叶片作为研究对象进行仿真试验,使用 SolidWorks 软件建立叶片的三维模型, Abaqus 软件对叶片模型进行前处理,利用 Adams 软件搭建双轴牵引式疲劳加载控制系统。

仿真加载系统相关参数如表 1 所示,利用 MATLAB Simulink 平台对上述双轴控制策略搭建控制模块,将 Adams 搭建的疲劳加载系统导入到 Simulink 中进行联合

仿真。模拟在实际加载试验中仅理论计算或测算出固有频率的估计值且阻尼比未知的情况,设初始激振力的激振频率为 $\omega_{10}=0.75\text{ Hz}$ 、 $\omega_{20}=0.48\text{ Hz}$ ,幅值为 $F_{10}=2\ 000\text{ N}$ 、 $F_{20}=2\ 000\text{ N}$ 。当稳态最大振幅与期望最大振幅的误差达到 $0.1\%$ 以内时,说明控制策略达到要求。

表1 仿真加载系统相关参数

参数	数值
叶片长度/m	73
摆振方向模态固有频率/Hz	0.722 82
挥舞方向模态固有频率/Hz	0.501 11
摆振方向阻尼比	0.002 4
挥舞方向阻尼比	0.003 2
加载点距叶根位置/m	51.75
夹具宽度/m	1.4
夹具高度/m	1
摆振方向电机安装偏距 $d_E$ /m	1
挥舞方向电机安装偏距 $d_F$ /m	1.5
摆振方向电机垂直距离 $h_E$ /m	3.3
挥舞方向电机垂直距离 $h_F$ /m	5.5
摆振方向期望最大振幅/m	0.9
挥舞方向期望最大振幅/m	1.4

采样频率定为 $50\text{ Hz}$ ,仿真时间设定为 $1\ 400\text{ s}$ 。激振力幅值和激振频率分别如图6、7所示。

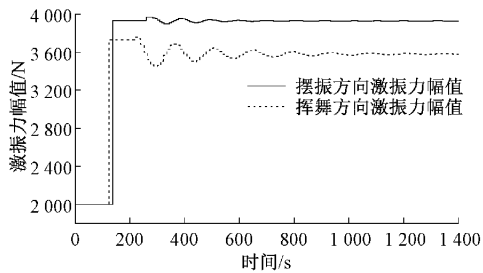


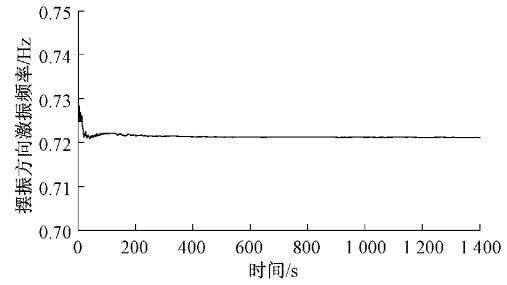
图6 激振力幅值

由图7曲线可以看出,当系统振动达到稳态时将自动更新激振力幅值,最终将趋于稳定值,其中摆振方向激振力幅值约为 $3\ 930\text{ N}$ ,挥舞方向激振力幅值约为 $3\ 580\text{ N}$ 。

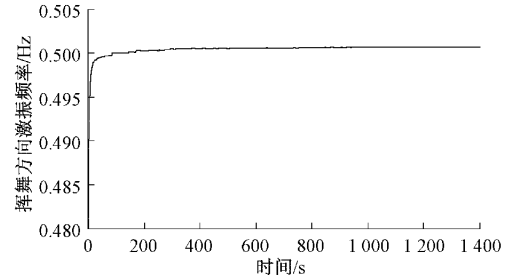
频率最大记录数为 $n=1\ 000$ ,图7曲线说明了随着加载试验的进行,激振频率逐步趋于稳定,其中摆振方向激振频率为 $0.500\ 73\text{ Hz}$ ,挥舞方向激振频率 $0.721\ 66\text{ Hz}$ 。

从图8中可以看出,在仿真试验过程中,两个方向的最大振幅前期在期望最大振幅附近震荡,后期最大振幅均趋于期望值。最大摆振方向振幅为 $0.899\ 93\text{ m}$ ,最大挥舞方向振幅为 $1.400\ 23\text{ m}$ ,误差分别为 $0.078\%$ 、 $0.016\%$ ,满足要求。

仿真结果证明了双轴加载控制策略的可行性,能够在未知系统固有频率与激振力幅值的情况下实现对固有频率

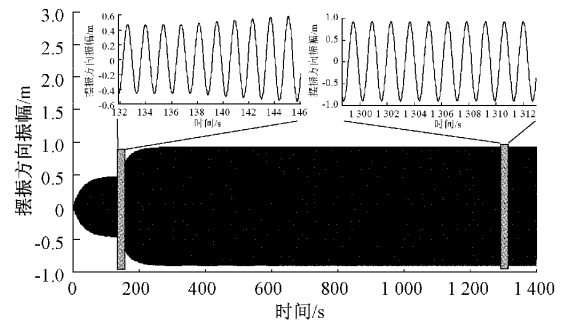


(a) 摆振方向激振频率

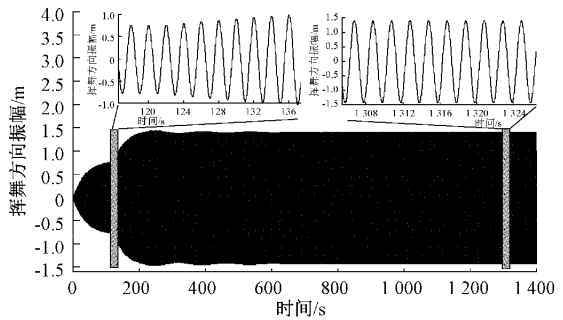


(b) 挥舞方向激振频率

图7 激振频率



(a) 摆振方向振幅



(b) 挥舞方向振幅

图8 仿真振幅

的跟踪和动态调整激振力幅值,最终到达试验要求的期望振幅。

## 4 结 论

本文提出了基于电机-卷筒驱动的牵引式疲劳加载新方法,对牵引式疲劳加载系统进行了动力学分析。通过在加载过程中不断更新激振力幅值、频率和相位的方式设计了单轴加载控制策略,并在此基础上基于实时分解激振力

提出了双轴加载控制策略。通过 Adams 系统建模与 Simulink 控制模块进行联合仿真,最大振幅与期望值的误差在 0.1% 以内,满足试验要求,验证了双轴加载控制策略的可行性,可为后续风电叶片牵引式疲劳加载测试提供理论基础。

### 参考文献

- [1] ZHOU A, SHI J, MA Y, et al. Improved resonance method for fatigue test of full-scale wind turbine blades[J]. AIP Advances, 2022, 12(8): 085223.
- [2] 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.
- [3] Global wind energy council[R]. Global Wind Report 2022, 2022.
- [4] 廖高华, 乐韵斐, 周文. 风电机组叶片疲劳加载综合测试系统[J]. 仪表技术与传感器, 2015(2): 43-45.
- [5] 唐雪, 王振刚, 袁德宣, 等. 风电叶片摆振疲劳动态模拟方法及应用[J]. 复合材料科学与工程, 2022(8): 23-27.
- [6] EDER M A, BELLONI F, TESAURO A, et al. A multi-frequency fatigue testing method for wind turbine rotor blades [J]. Journal of Sound and Vibration, 2017, 388: 123-140.
- [7] 廖高华, 乌建中. 风电叶片两点并激疲劳加载系统协同控制研究 [J]. 太阳能学报, 2018, 39(9): 2403-2409.
- [8] 郭艳珍, 隋文涛, 窦亚萍. 风电叶片单轴疲劳试验弯矩匹配智能优化 [J]. 振动. 测试与诊断, 2022, 42(3): 490-494, 616.
- [9] 周爱国, 施金磊, 乌建中. 风电叶片疲劳共振加载方式参数分析及试验 [J]. 科学技术与工程, 2021, 21(1): 158-164.
- [10] 廖高华, 乌建中. 风电叶片两点疲劳试验系统激振器加载控制 [J]. 同济大学学报(自然科学版), 2018, 46(11): 1562-1567.
- [11] 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.
- [12] 廖高华, 乌建中, 张豪. 风电叶片双向惯性式疲劳加载系统及控制研究 [J]. 太阳能学报, 2019, 40(2): 356-362.
- [13] SNOWBERG D, DANA S, HUGHES S, et al. Implementation of a biaxial resonant fatigue test method on a large wind turbine blade [R]. National Renewable Energy Laboratory, 2014.
- [14] 乐韵斐, 贾强. 风轮叶片电动惯性式疲劳加载系统研究与开发 [J]. 风能, 2016(3): 62-64.
- [15] 唐军, 周冰, 文里梁, 等. 工业生产过程数据稳定性评价方法的适应性研究 [J]. 工业工程, 2020, 23(6): 131-137.
- [16] 张洪芝. 变截面悬臂梁大振幅振动的动态响应预测与应用 [D]. 吉林: 吉林大学, 2018.
- [17] 张根辈. 非线性、不确定性结构的动力学建模方法及其应用 [D]. 南京: 南京航空航天大学, 2012.

### 作者简介

**姚元洲**, 硕士研究生, 主要研究方向为风电叶片测试控制技术。

E-mail: 2030226@tongji.edu.cn

**朱玉田**(通信作者), 教授, 博士生导师, 主要研究方向为机械控制及信息处理技术、智能机械及机器人、微机械和工程机械及其关键技术。

E-mail: yutianzhu@tongji.edu.cn

**赵世文**, 博士研究生, 主要研究方向为风电叶片运维及静力测试技术研究。

E-mail: zsw970208@163.com

**施金磊**, 博士研究生, 主要研究方向为风电叶片测试设备及控制技术研究。

E-mail: shijinlei1430@163.com

**马怡**, 博士研究生, 主要研究方向为风电叶片疲劳测试、机械设计及理论研究。

E-mail: 2110422@tongji.edu.cn