

文章编号:0254-0096(2019)02-0356-07

风电叶片双向惯性式疲劳加载系统及控制研究

廖高华^{1,2}, 乌建中¹, 张豪¹

(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: 设计一种电驱动双向惯性式风电叶片疲劳加载系统, 基于能量法对系统动力参数匹配及优化计算。在考虑机电耦合影响基础上, 提出基于虚拟主令相邻偏差耦合同步疲劳加载控制策略, 并对算法的稳定收敛性进行分析, 利用 Matlab 建立仿真模型综合数值仿真算法的有效性, 最后以振幅偏差及加载频率为输入输出建立控制系统进行试验验证。现场试验结果表明系统控制效果较好, 通过控制可消除机电耦合作用带来的固有相位差, 并能较好的维持同步状态, 叶片振幅误差保持在 5% 之内, 试验精度与效率得到提高, 为风电叶片检测与分析提供一种的实用手段。

关键词: 疲劳试验; 激振器; 双向加载; 振动控制

中图分类号: TH122

文献标识码: A

0 引言

在风力发电机组中, 叶片是接收风能的最主要部件, 其寿命直接影响风力发电成本^[1]。疲劳破坏是叶片的最主要的失效方式之一, 对风电叶片进行疲劳性能测试是一种可靠且有效的检测方法^[2]。目前许多国家都有叶片试验室, 叶片疲劳试验普遍采用摆锤或液压疲劳加载方式。摆锤方式加载系统采用偏心块的旋转速度来控制弯矩的大小, 每个周期激励频率不恒定, 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, 这将影响测试结果的准确性; 而液压加载器的成本高^[3], 且受制于电机—泵—阀—管道—液压缸的疲劳寿命。针对单台激振器功率有限及液压强制加载的问题, 本文提出采用双向电驱动惯性激振加载方法对风电叶片进行疲劳性能测试。双向电驱动惯性激振加载系统振动过程中存在着运动和能量传递, 构成了一个复杂的非线性机电耦合系统^[4], 惯性激振加载的关键技术之一是相位控制, 而实现同步是有条件的。众多学者对自同步振动系统的机电耦合特性进行大量的研究, 得到许多关键性的研究成果^[5-7]。这些研究表明, 振动系统存在的机电耦合影响控制效果, 通过控制方式可使得系统在工作过程中达到同步效

果, 为疲劳加载系统的控制研究奠定了基础。

基于以上原因, 在提出风电叶片电驱动双向惯性使激振疲劳加载新方法基础上, 基于能量法对系统能耗进行计算及动力参数匹配优化, 模块化设计疲劳加载激振器, 并研究耦合作用下的疲劳加载同步控制策略。双向惯性式加载系统可分别对叶片翼向和弦向进行单向加载试验, 也可根据试验需要, 采用双向加载模式对叶片翼向和弦向同时进行加载试验, 使得叶片剖面周围的剪应力更符合实际工况, 真实地等效风负载, 缩短加载试验周期^[8-10], 为风电叶片检测与分析提供一种实用手段。

1 叶片双向惯性式疲劳加载系统

惯性式疲劳加载装置由叶片夹具和激振器模块组成, 通过改变激振器模块的安装方式, 可实现叶片挥舞方向或摆振方向的加载。疲劳加载装置、PC 人机界面、就地控制柜、激光测距仪及应变仪构成叶片疲劳加载系统, 其中, 疲劳加载装置如图 1 所示。激振器的质量块作往复简谐运动, 产生惯性力驱动叶片振动; 通过控制系统调节激振模块的质量块往复运动速度, 使其同步运动, 并使运动频率接近叶片固有频率, 使叶片加载系统达到共振状态。

收稿日期: 2016-10-09

基金项目: 产学研合作计划项目(20131628)

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

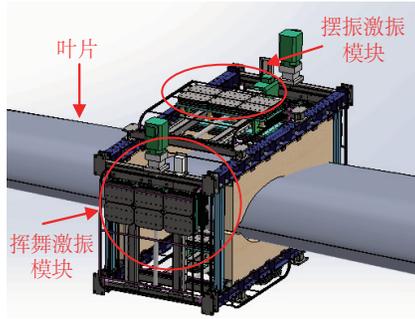


图1 电驱动双向惯性式疲劳加载装置

Fig. 1 Dual inertial exciter fatigue loading system

取叶片为参考系,质量块在做余弦运动,假设角速度为 ω ,质量块质量为 m ,行程为 S ,叶片振幅为 A ,初始位置选为质量块处于导轨最下方时,则质量块相对于叶片及地面的位移方程为:

$$\begin{cases} s(t) = S \sin \omega t \\ y(t) = S \sin \omega t + A \cos \omega t \end{cases} \quad (1)$$

式中, $A \cos \omega t$ ——叶片的运动方程。

激振器瞬时功率 $P = F_{\text{v}} V$ 对质量块作动的疲劳加载方式,根据能量守恒定律,计算加载点加载所需质量块的质量和有效作动行程。当系统做稳态振动时,系统的输入能量与消耗的能量相互平衡。激振力在1个工作周期内做的功为 ΔW ,共振时阻尼能耗为 ΔE 。共振时相位角 $\phi = -\pi/2$,即加载系统对叶片做功最大根据能量守恒定律 $\Delta W = \Delta E$,则可得质量块的质量 m 及加载有效激振力 F_{max} 值,可表示为:

$$\begin{cases} m = 2kA\xi/\omega^2 S \\ F_{\text{max}} = m\omega^2 S = 2kA\xi \end{cases} \quad (2)$$

式中, k ——叶片等效刚度; ξ ——叶片阻尼比。

由式(2)可知输入能量随振幅的增大而增大,当疲劳加载系统发生共振时,叶片耗散的能量不仅与振动幅值的平方成正比,也与等效阻尼有关。当叶片需要达到一定的振幅 A 时,加载系统所需质量块的质量大小与作动行程为反比关系。选取质量块质量及作动行程参数时,还需要考虑动力源参数及试验大纲对摆振模块总重量的要求。

2 系统关键动力参数分析及优化

对于激振器模块,需确定质量块的质量及振幅,以进行叶片加载匹配。此外还需确定电动缸关键参数包括负载、速度及功率,以进行电动缸选

型。动力系统关键参数计算为:

1)激振器参数设计。根据式(2)可得激振器所需质量块质量为 $m_i = kA\xi/S\omega^2$,由式可知,当需要达到的叶片振幅一定时,激振器所需质量块质量与其行程为反比关系,如图2所示。在质量块质量一定的情况下,叶片振幅与质量块行程成正比关系,如图3所示。

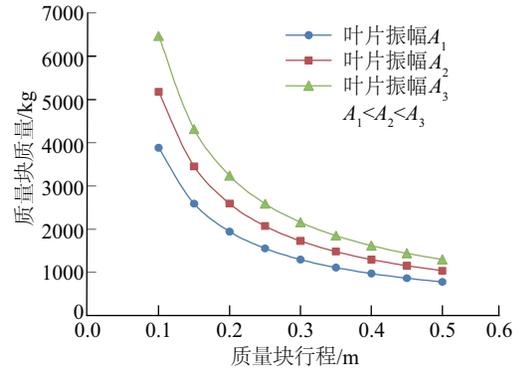


图2 质量块质量与行程关系

Fig. 2 Relationship between mass and stroke

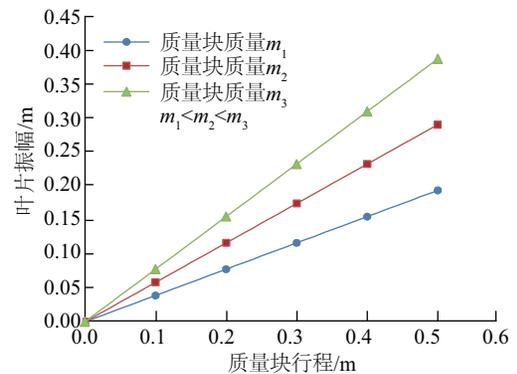


图3 质量块与叶片的行程关系

Fig. 3 Relationship between amplitude and mass

2)电动缸参数设计。挥舞及摆振方向每个电动缸所需最大负载分别为:

$$\begin{cases} F_{\text{H}} = m_i \omega^2 \sqrt{A^2 + S^2} + m_i g \\ F_{\text{B}} = m_i \omega^2 \sqrt{A^2 + S^2} \end{cases} \quad (3)$$

电动缸速度为质量块相对于叶片速度,电动缸最大速度为 $V_{i\text{max}} = S\omega$,激振器在挥舞与摆振方向需要的功率分别为 $P_{\text{H}}(t) = F_{\text{H}} V_{\text{Hmax}}$ 、 $P_{\text{B}}(t) = F_{\text{B}} V_{\text{Bmax}}$,通过绘制电动缸功率曲线可计算得电动缸功率最大值。

3)弹簧结构参数优化设计。在对叶片挥舞方向进行疲劳加载时,由于质量块自重,电动缸需提供较大的负载及功率。为减小电动缸负载及功率,

在挥舞方向加入弹簧结构,在初始状态弹簧弹力达到最大,设此时弹簧的弹力为 F_0 , 弹簧的劲度系数为 K_0 , 加入弹簧后电动缸挥舞方向输出负载为:

$$F_B'(t) = F_B(t) - F_k(t) = mg + SK_0 - F_0 + (m\omega^2 S - SK_0)\cos\omega t + m\omega^2 A \sin\omega t \quad (4)$$

在质量块质量、激振频率及叶片振幅确定的情况下,令电动缸输出负载正弦曲线的幅值和平均值最小,即可使电动缸输出负载达到最小。根据式(4)可知,若需达到上述条件,使电动缸输出负载最小为原则的弹簧的力学参数,弹簧最大弹力 F_0 刚度 K_0 需满足:

$$K_0 = m\omega^2, F_0 = mg + SK_0 \quad (5)$$

将式(5)代入式(4)得到电动缸加弹簧后输出负载:

$$F_B'(t) = m\omega^2 A \sin\omega t \quad (6)$$

某型叶片电动惯性式疲劳加载系统挥舞方向各参数如表 1 所示,以此为例进行电动往复质量惯性式叶片疲劳加载系统参数计算。

表 1 叶片参数

Table 1 Blade parameters

参数	数值
叶片长度/m	59.5
加载点距叶根距离/m	26
叶片固有频率/Hz	0.546
叶片阻尼比/%	0.034
叶片刚度/ $\text{N}\cdot\text{m}^{-1}$	224118
叶片试验要求振幅/m	0.3937

疲劳加载装置采用对称布置,即每个方向有 2 个激振器共同提供激振力,对于上述已知叶片,分别选取质量块行程为 0.3、0.4 和 0.5 m,质量块参数及电动缸选型计算结果如表 2 所示。

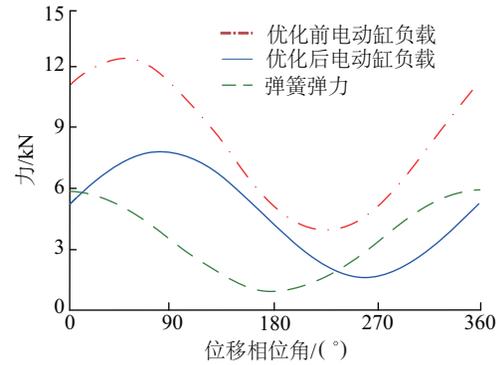
表 2 匹配计算结果

Table 2 Matching calculation results

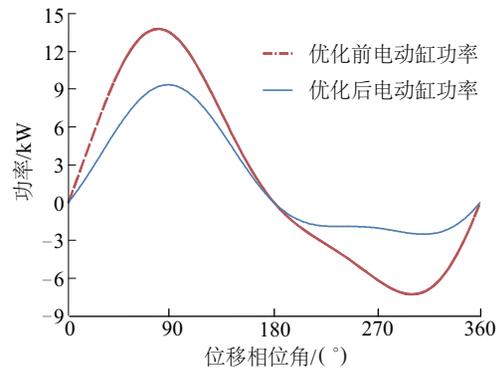
行程 S/m	质量块 m/kg	最大速度 $v/\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$	最大负载 F/kN	最大功率 P/kW
0.3	850	0.9	15.9	13.6
0.4	637	1.4	10.5	13.1
0.5	510	1.7	8.8	13.4

挥舞方向激振器上加入刚度 $K_0 = 3.095 \text{ kN/m}$ 和最大工作载荷为 2.941 kN 的弹簧,图 4 为加弹簧

优化前后电动缸负载对比及功率对比曲线。从图中可看出,在质量块振幅 $S = 0.4 \text{ m}$ 时电动缸最大负载从 12.4 kN 减小到 7.8 kN,减幅为 37%;电动缸最大功率从 13.8 kW 减小到 9.3 kW,减幅为 32%。



a. 优化前后电动缸负载对比



b. 优化前后电动缸功率对比

图 4 优化前后电动缸负载及功率

Fig. 4 Electric cylinder load and power after optimization

3 疲劳加载伺服耦合同步控制策略

叶片疲劳加载系统存在较强的机电耦合作用,需采用控制同步方式。根据运动控制器自身函数库,在虚拟主令控制基础上引入交叉耦合同步结构,设计了虚拟主令耦合同步控制器。控制算法中模拟电子虚拟轴,系统中每个电机都接受同一指令的信号,将相邻偏差耦合引入控制器,用同步及跟随误差描述系统同步性能,控制算法使跟随误差趋于零,位置控制策略如图 5 所示。

同步控制器包含 3 个子控制器,即 1 个跟踪误差控制器和 2 个相邻同步误差控制器,激振器同步控制器进行同步控制时仅考虑自身位置与相邻激振器位置。各激振器在同一基准速度下进行位置调节,这有利于系统的一致性和平稳性,提高控制系统响应速度。对于具有 n 台激振器的振动系统,

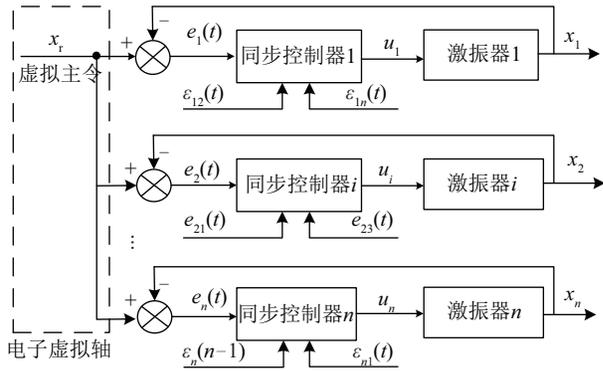


图5 基于虚拟主令相邻偏差耦合控制策略结构

Fig. 5 Virtual host to deviation coupling control strategy

设激振器都跟踪同一基准位置 x_r , 定义第 i 激振器的跟随误差 $e_i(t) = x_r - x_i$ 。满足 $e_i(t) = 0$ 可保证各旋转轴与基准速度的同步, 但由于电机特性差别及耦合的影响, 在 $e_i(t) \rightarrow 0$ 的同时, 需尽量满足 $e_1(t) = e_2(t) = \dots = e_n(t)$ 。定义相邻同步误差为:

$$\begin{cases} \varepsilon_{12}(t) = e_1(t) - e_2(t) \\ \vdots \\ \varepsilon_{i(i+1)}(t) = e_i(t) - e_{i+1}(t) \\ \vdots \\ \varepsilon_{n1}(t) = e_n(t) - e_1(t) \end{cases} \quad (7)$$

相邻偏差耦合控制中最重要的部分就是位置反馈模块, 由它给每台电机提供位置补偿信号。每个激振器同步误差被定义为与其相邻 2 轴在 2 个方向上的速度误差的差分值, 此时可以得到同步误差, 即:

$$\begin{cases} \varepsilon_1 = 2e_1 - (e_2 + e_n) \\ \varepsilon_2 = 2e_2 - (e_3 + e_1) \\ \vdots \\ \varepsilon_n = 2e_n - (e_1 + e_{n-1}) \end{cases} \quad (8)$$

式中, ε_i ——第 i 轴的位置同步误差。当式(8)中所有的位置同步误差值都等于 0, 则同步控制目标 $e_1(t) = e_2(t) = \dots = e_n(t)$ 得以实现。用矩阵的形式改写公式为:

$$\begin{bmatrix} \varepsilon_1 \\ \varepsilon_2 \\ \vdots \\ \varepsilon_{n-1} \\ \varepsilon_n \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 2 & -1 & 0 & \dots & -1 \\ -1 & 2 & -1 & \dots & 0 \\ \vdots & \ddots & \ddots & \ddots & \vdots \\ 0 & \dots & -1 & 2 & -1 \\ -1 & 0 & \dots & -1 & 2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} e_1 \\ e_2 \\ \vdots \\ e_{n-1} \\ e_n \end{bmatrix} \quad (9)$$

可进一步表示为:

$$\varepsilon = T e \quad (10)$$

式中, $\varepsilon = [\varepsilon_1 \ \varepsilon_2 \ \dots \ \varepsilon_n]^T$; T ——同步变换矩阵; $e = [e_1 \ e_2 \ \dots \ e_n]^T$ 。

$$e^T T e = (e_1 - e_2)^2 + (e_2 - e_3)^2 + \dots + (e_n - e_1)^2 \geq 0 \quad (11)$$

用跟随误差及同步误差来描述系统位置同步性能, 同步控制的目的是通过一定的同步控制算法使跟随误差 $e_i(t)$ 与同步误差 $\varepsilon_i(t)$ 都趋于 0。引入一个同时包含 $e_i(t)$ 、 $\varepsilon_{i(i+1)}(t)$ 、 $\varepsilon_{(i-1)i}(t)$ 的信息量 $E_i(t)$, 称之为相邻耦合误差。定义按相邻次序定义 $E_i(t)$ 为 $E_i = e_i + \Lambda_i \varepsilon_i$, 其中 Λ_i 为一个正的耦合系数, 用于权衡控制器的跟踪性能和同步性能。

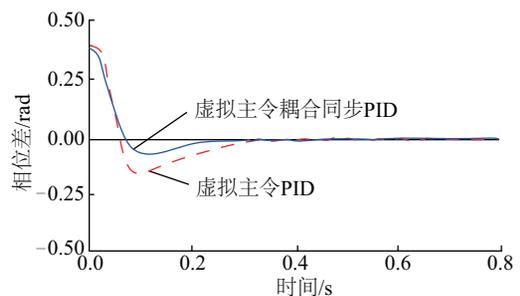
根据引入一个新的变量耦合误差, $E = e + \Lambda \varepsilon$, Λ 是控制增益矩阵, 为对角正定矩阵, 得到:

$$E = (I + \Lambda T) e \quad (12)$$

式中, I ——单位矩阵, 如果矩阵 $(I + \Lambda T)$ 可逆, 则 $E \rightarrow 0$, 则 $e \rightarrow 0$, 进而 $\varepsilon \rightarrow 0$; 增益 Λ 越高, 同步控制越强, 因此应综合考虑选择 Λ 。

为了对控制算法进行比较, 在进行相位控制同步仿真时采用虚拟主令方式, 控制算法分别采用普通的 PID 算法及耦合同步控制算法, 得出相位差的变化情况, 直观看出各种控制策略与算法的优劣。基于控制方式对疲劳加载系统模型同步数值仿真分析, 图 6 所示为仿真结果, 图 6a 为 2 种控制策略与控制算法下的相位同步过程, 由图可以看出, 通过实施同步控制能够消除机电耦合引起的固定相位差, 相位差能快速的收敛到 0° 附近。通过比较控制策略与算法, 发现虚拟主令控制策略具有响应时间快及超调量小, 而基于耦合同步控制算法比 PID 算法能更快速完成相位的追赶。

在仿真时间的第 0.2 s 时某激振器的相位突然受扰, 通过仿真得到的相位差曲线如图 6b 所示, 可看出“虚拟主令耦合同步控制”控制方式在调整过程中相位波动较小, 并能快速的恢复相位同步, 抗干扰能力强于传统 PID 算法。综合以上仿真分析结果, 从响应时间、超调量、抗干扰能力等方面考虑, “虚拟主令耦合同步控制”方式能较好的实现相位的同步控制, 是一种控制效果好且在工程中易实现的控制方式。



a. 控制同步过程

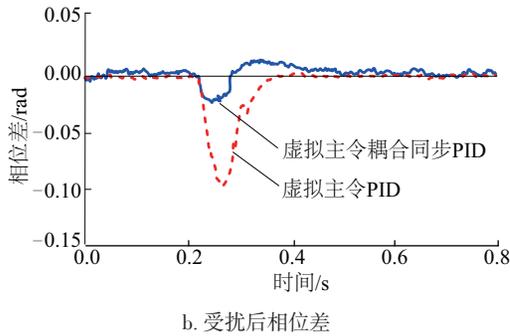


图6 疲劳加载相位控制同步仿真

Fig. 6 Fatigue load simulation phase control synchronization

根据疲劳加载过程中载荷谱要求,叶片疲劳加载中为了获得正弦激振力,电动缸必须相对叶片做正弦运动,而在数字控制系统中无法直接实现真正位移正弦运动,因此通过时间细分进行拟合的方式近似获得正弦运动。虚拟主令运动具体实现方法如图7所示,分别为叶片的位移、速度及加速度曲线,将一个余弦按时间等分为段,在每一个时间 τ 内的位移:

$$S_\tau = A[\cos(\omega N\tau) - \cos(\omega(N-1)\tau)] \quad (13)$$

在每个时间 τ 内,速度为1次函数,初始速度

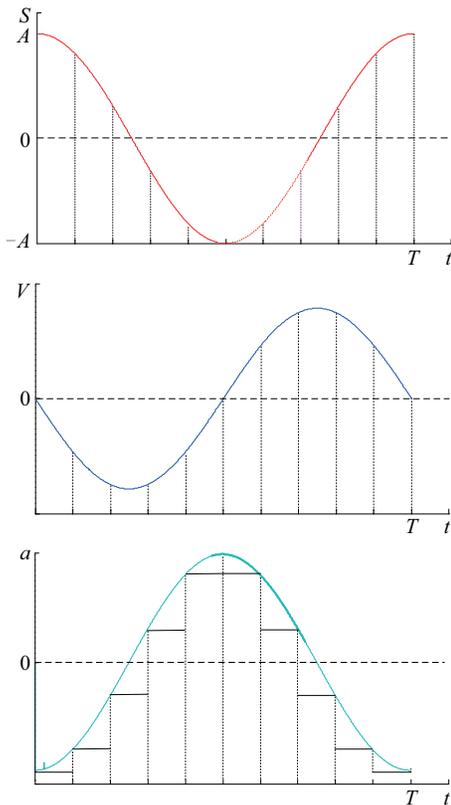


图7 虚拟主轴余弦运动

Fig. 7 Virtual axis cosine movement

为0,则可得每一段 τ 的起始速度 V_{Ni} 和结束速度 V_{Ne} ,并且下一段 τ 的起始速度为上一段的结束速度,设 $V_{i1}=0$,每段时间 τ 的加速度为 $a_{N\tau}$,可得到运动参数:

$$\begin{cases} S_\tau = (V_{Ni} + V_{Ne})/2 \\ V_{Ne} = 2A[\cos(\omega N\tau) - \cos(\omega(N-1)\tau)]/\tau - V_{Ni} \\ a_{N\tau} = (V_{Ni} - V_{Ne})/\tau \end{cases} \quad (14)$$

虚拟主令正弦运动在运动控制卡编程中用程序段实现,将一个正弦周期按时间等分为1000段直线进行拟合,建立一个表格存放每个时间段位移值,并转换成虚拟主轴的位移输出。

4 试验及分析

将某型叶片根部固定在筒型加载支座上,在距离叶片根部的26m处夹具上固定加载装置,应变片位置确定为监控关键截面。考虑到降低频率与减少能耗,截取叶尖与加装气动减阻装置。测试过程中对频率、应变、位移等进行监控,疲劳试验现场如图8所示。



图8 疲劳加载试验装置

Fig. 8 Fatigue loading test device

采用“虚拟主令耦合同步”控制方式,控制同步下的相位差实测曲线如图9所示。在控制作用下相位差能维持在 0° 附近,控制能消除相位差,加载激振力在一定程度上叠加,使叶片的弯矩加大。试验装置中电机与质量块之间通过丝杠传动,丝杠导程为20mm,相位差的波动较小,其最大约为 $\pm 2^\circ$,减速传动装置减小了对电机的耦合影响,同步控制的效果进一步提高。通过试验可知,在满足电机功率的条件下对激振器的加载同步控制是可行的,验证了算法仿真的有效性。

试验测试叶片振幅变化,选取驱动频率接近于叶片挥舞、摆振2个方向低阶固有频率分别进行疲劳试验。叶片加载系统激振参数为挥舞 $\omega_1 = 3.05 \text{ rad/s}$ 、摆振 $\omega_2 = 5.22 \text{ rad/s}$ 时记录叶片运动

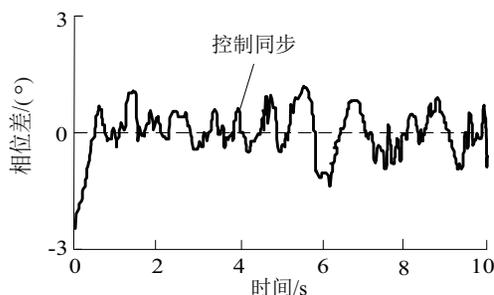
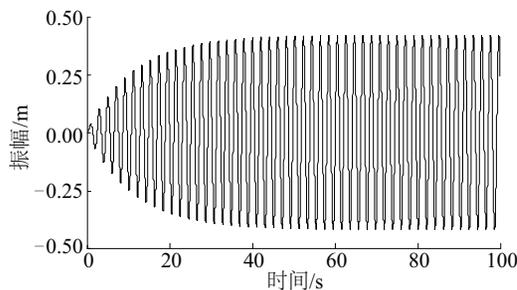


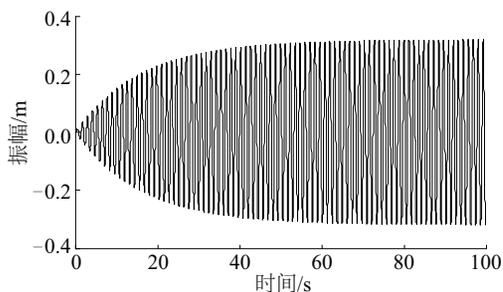
图9 控制同步的相位差曲线

Fig. 9 Control synchronous phase difference curve

轨迹,振幅与时间的关系曲线如图 10 所示。从图 10 可看出叶片振幅逐渐增大,加载装置能很好地捕捉叶片共振点,逐步达到共振峰值并趋于稳定,叶片加载点挥舞、摆振稳定幅值分别约为 0.41 和 0.32 m。峰值偏差曲线如图 11 所示,加载点的叶片振幅只



a. 挥舞方向



b. 摆振方向

图 10 叶片双向振幅变化曲线

Fig. 10 Blade amplitude curves

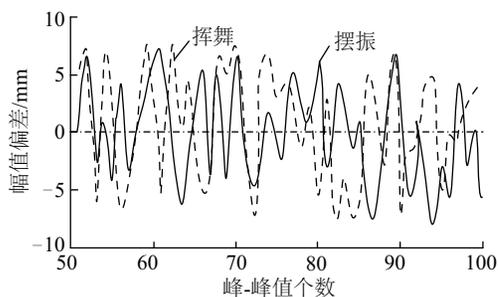


图 11 峰值偏差曲线

Fig. 11 Peak deviation curve

有微小变化,维持峰值变化率都在 5% 的误差范围内,达到较好的控制效果。

叶片应力值采用动态应变仪采集,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 个点应力变化如图 12 所示。

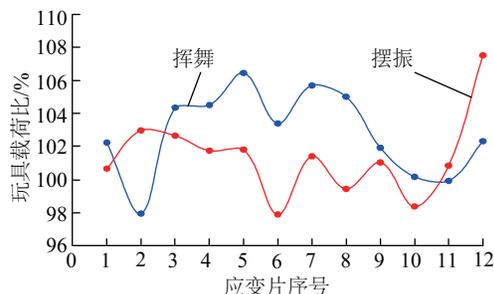


图 12 叶片应力测试结果

Fig. 12 Blade stress test results

5 结论

1) 提出风电叶片双向电驱动惯性式疲劳加载方法,基于能量法对系统能耗计算及动力参数匹配优化,模块化设计疲劳加载激振器。

2) 在考虑机电耦合影响基础上,提出基于虚拟主令相邻偏差耦合同步疲劳加载控制策略。对算法的稳定收敛性进行分析,仿真验证算法的有效性,加载系统综合仿真表明所制定控制效果较好,可减小耦合作用的固有相位差,并能较好的维持同步状态。

3) 控制系统对振动变化数据采集、存储与分析,实时监测叶片状态,实现叶片共振疲劳加载,试验结果表明,控制同步方式改变速度消除相位差叶片振幅稳定,叶片挥舞和摆振方向的振幅及误差都较小,获取叶片振动参数方法正确可靠,试验精度得到提高。

[参考文献]

- [1] 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.
- [1] 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.
- [2] Liu Xiaofeng, Bo Lin, Luo Hongling. Dynamical

- measurement system for wind turbine fatigue load [J]. *Renewable Energy*, 2016, 86: 909—921.
- [3] 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.
- [3] 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.
- [4] 张磊安, 黄雪梅, 姚锦恺. 风电叶片两点疲劳加载系统振动耦合特性[J]. *振动与冲击*, 2015, 34(17): 83—87.
- [4] Zhang Leian, Huang Xuemei, Yao Jinkai. Vibration coupling features for a dual-point fatigue loading system of wind turbine blades [J]. *Journal of Vibration and Shock*, 2015, 34(17): 83—87.
- [5] 熊万里, 闻邦椿, 程志善. 自同步振动及振动同步传动的机电耦合机理[J]. *振动工程学报*, 2000, 13(3): 325—331.
- [5] Xiong Wanli, Wen Bangchun, Duan Zhishan. Mechanism of electromechanical-coupling on self-synchronous vibration and vibratory synchronization transmission [J]. *Journal of Vibration Engineering*, 2000, 13(3): 325—331.
- [6] Zhao Chunyu, Wen Bangchun. Synchronization and general dynamic symmetry of a vibrating system with two exciters rotating in opposite directions [J]. *Chinese Physics B*, 2010, 19(3): 030301—030307.
- [7] 廖高华, 乌建中, 来 鑫. 风电叶片双锤激振加载振动耦合特性及试验研究[J]. *中南大学学报: 自然科学版*, 2016, 47(11): 3692—3699.
- [7] Liao Gaohua, Wu Jianzhong, Lai Xin. Experiment and coupling characteristics of double hammer excitation fatigue loading system [J]. *Journal of Central South University: Science and Technology*, 2016, 47(11): 3692—3699.
- [8] White D. New methods for dual-axis testing of large blades[D]. Colorado: University of Colorado, 2004.
- [9] 金 丹, 陈 旭. 多轴随机载荷下的疲劳寿命估算方法[J]. *力学进展*, 2006, 36(1): 65—74.
- [9] Jin Dan, Chen Xu. Fatigue life evaluation under multi-axial random loadings [J]. *Advances in mechanics*, 2006, 36(1): 65—74.
- [10] Shamsaei N, Gladskyi M, Panasovskiy K, 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.

WIND TURBINE BLADES BIAxIAL INERTIA VIBRATION FATIGUE LOADING SYSTEM AND CONTROL

Liao Gaohua^{1,2}, Wu Jianzhong¹, Zhang Hao¹

(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: The electric biaxial inertia type wind power blade fatigue loading system has been designed. Based on energy method, system dynamic parameters were matched and optimization calculated. On the basis of considering electromechanical coupling effect, based on the virtual host to adjacent coupling synchronization deviation fatigue load control strategies was put forward, and analyses the stability and convergence of algorithm. The effectiveness of the simulation model integrated numerical simulation algorithm was established by Matlab. Finally, the amplitude deviation and loading frequency were used as input and output to establish the control system for experimental verification. The test results show that the system control effect is good, through control can eliminate the electromechanical coupling effect of the inherent phase difference, and can better maintain synchronization state. Blade amplitude error within 5%, and stiffness not change obviously in the whole process of fatigue loading process. The test precision and efficiency is improved, and provides a theoretical and experimental basis for the wind power blade fatigue loading engineering application.

Keywords: fatigue testing; electric exciter; biaxial loading; vibration control