

# 风电叶片单点疲劳加载过程数值仿真与试验\*

张磊安, 黄雪梅, 王娜, 孔晓佳

(山东理工大学机械工程学院 淄博, 255049)

**摘要** 设计了一套风电叶片单点疲劳加载系统, 基于拉格朗日方程建立了振动耦合数学模型, 对振动特征规律(叶片振幅、电机电流)分别进行数值仿真。当驱动频率与叶片固有频率偏差较小时, 固存的机电耦合现象会导致叶片振幅稳定, 若偏差增大, 叶片振幅则发生剧烈波动。加载源电流跟随叶片振动产生周期性波动, 且转速越大, 等负载下的电流相对越大, 共振时电流达到最大。建立了一套单点疲劳加载试验系统, 对振动过程中的叶片振幅和电流进行测试。试验结果验证了数学模型与仿真模型的准确性, 该结论为疲劳加载解耦控制算法的制定提供了理论依据。

**关键词** 风电叶片; 疲劳加载系统; 数学模型; 数值仿真; 试验验证

**中图分类号** TH212; TP271.4; TK8

## 引言

风能是一种取之不尽、用之不竭的清洁能源, 风力发电作为当今世界最主要的可再生能源技术之一, 具有很高的生态效益和经济效益。风电叶片作为风电机组的关键部件之一, 制造成本约占整个机组的 20%~30%<sup>[1-5]</sup>。由于总是受到交变载荷作用, 疲劳破坏是风电叶片主要的失效方式之一, 大约 40% 的叶片损坏都是由于疲劳失效引起<sup>[6-8]</sup>, 因此开展风电叶片疲劳检测是风电产业链中的重要环节, 也是实现风电叶片性能、安全等方面全方位评定的关键。为了在设计、制造阶段确定叶片的疲劳薄弱部位, 需要对风电叶片进行疲劳加载试验。国外在该领域的研究起步较早且有了一定的进展。Darris 等<sup>[9]</sup>采用双轴加载模式对 1.5MW 风电叶片进行疲劳加载试验, 得到叶片面向和弦向相位角大范围变化, 可用一个高斯分布来近似代替。Ole Jesper 等<sup>[10]</sup>采用单轴加载和热像监控手段对 LM19.1 风电叶片进行试验, 发现叶片温度升高的区域逐渐扩大, 当振动次数达到破坏次数时, 温度约升高 5℃。国内在风电领域的起步较晚, 对风电叶片疲劳加载试验系统的研究鲜有报道。

笔者设计了一套偏心质量块驱动的风电叶片单

点疲劳加载系统, 推导了单点疲劳加载振动耦合数学模型, 并对振动规律进行了数值仿真研究, 揭示了“单加载源-叶片”之间的振动耦合特性。构建了一套 aeroblade2.0-44 风电叶片单点疲劳加载试验系统。试验结果验证了数学模型与仿真模型的准确性, 为后续疲劳加载过程的解耦控制策略制定提供了理论依据。

## 1 单点疲劳加载系统设计

设计了一套兆瓦级风电叶片单点疲劳加载系统, 整个系统主要由加载基座和单加载源构成, 如图 1 所示。叶片根部通过高强度螺栓固定在基座上, 加载源大约放置在沿叶片展向 70% 处, 主要由变频电机、减速箱, 可调偏心质量块和连接夹具等组成。它是利用内部偏心质量块的旋转产生的激振力带动叶片上下振动。

## 2 “加载源-叶片”系统数学模型

在风电叶片单点疲劳加载系统中, 为了简化系统建模, 建模时做如下假设: a. 叶片近似为线性弹性体, 加载源与连接夹具均为均质刚体; b. 在振动过程中, 叶片竖直方向的阻尼力和弹性力分别为速度

\* 国家自然科学基金资助项目(51305243, 51405275)  
收稿日期: 2012-12-30; 修回日期: 2013-03-22

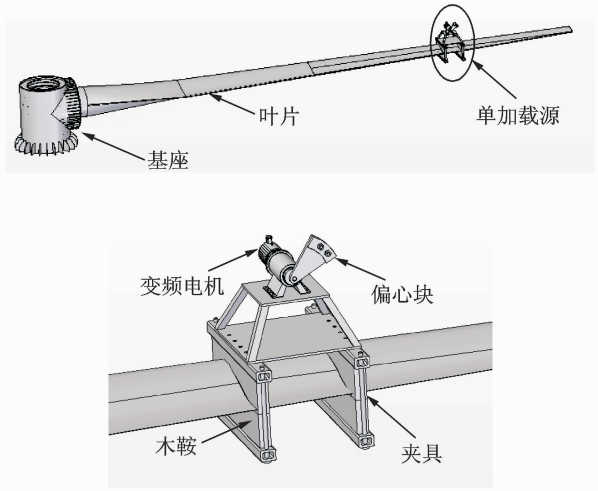


图 1 单点疲劳加载系统

Fig. 1 Single-point fatigue loading system

和位移的线性函数。

在上述两个假设前提下,根据风电叶片疲劳加载系统建立的单点疲劳加载模型如图 2 所示。图中, $Oxyz$  为绝对坐标系, $O'x'y'z'$  和  $O''x''y''z''$  为动坐标系, $O'$  为系统运动合成质心, $O''$  为振动机体(叶片和加载源)的质心, $O_1$  为偏心块旋转中心, $L = OO_1, L_0 = OO''$ , 且有  $\omega = \dot{\theta}$ 。

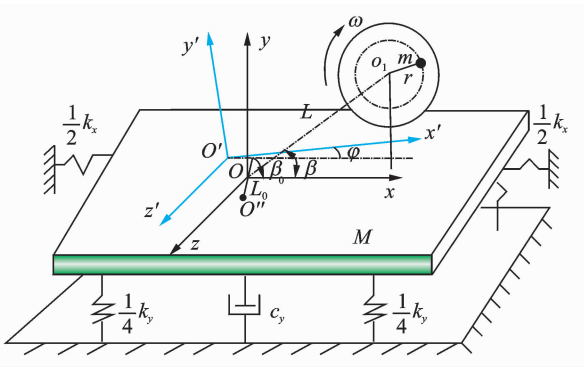


图 2 疲劳加载系统模型

Fig. 2 Fatigue loading system model

根据图 2,系统动能表示为

$$T = \frac{1}{2} J_0 \dot{\varphi}^2 + \frac{1}{2} J \dot{\theta}^2 + \frac{1}{2} M [(\dot{x} - \dot{\varphi} L_0 \sin \beta_0)^2 + (\dot{y} + \dot{\varphi} L_0 \cos \beta_0)^2] + m [(\dot{x} + \dot{\varphi} L \sin \beta)^2 + (\dot{y} - \dot{\varphi} L \cos \beta + \dot{\theta} r \cos \theta)^2] \quad (1)$$

其中: $J_0$  为整个系统的转动惯量; $J$  为偏心块的转动惯量; $M$  为叶片与加载源总质量; $m$  为偏心块质量; $\varphi$  为叶片扭转角; $\theta$  为偏心块旋转角度; $r$  为偏心块的偏心距。

系统势能为

$$V = \frac{1}{2} k_x x^2 + \frac{1}{2} k_y y^2 + \frac{1}{2} k_\varphi \varphi^2 \quad (2)$$

根据拉格朗日定理,有

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} - \frac{\partial T}{\partial q_i} = - \frac{\partial V}{\partial q_i} + Q_i \quad (i = 1, 2, 3) \quad (3)$$

对于系统模型分析,广义力定义为

$$Q_i = \begin{bmatrix} -c_x \dot{x} \\ -c_y \dot{y} \\ -c_\varphi \dot{\varphi} \\ T_m - T_f - \dot{\theta} \end{bmatrix} \quad (4)$$

其中: $x, y, \varphi$  为水平、垂直及扭转方向的位移; $c_x, c_y, c_\varphi$  为  $x, y$  及  $\varphi$  等效阻尼系数; $k_x, k_y, k_\varphi$  为  $x, y$  及  $\varphi$  等效刚度系数; $T_m, T_f$  为电机转轴上的电磁转矩与负载转矩。

将动能和势能代入拉格朗日方程,得到单点疲劳加载系统的动力学方程为

$$\begin{cases} (M + m) \ddot{x} + c_x \dot{x} + k_x x = 0 \\ (M + m) \ddot{y} + c_y \dot{y} + k_y y = mr(\dot{\theta}^2 \sin \theta - \ddot{\theta} \cos \theta) \\ (ML_0^2 + mL^2 + J_0) \ddot{\varphi} + c_\varphi \dot{\varphi} + k_\varphi \varphi = mLr \cos \beta (\ddot{\theta} \cos \theta - \dot{\theta}^2 \sin \theta) \\ 2J\ddot{\theta} = T_m - T_f - mr \sin \theta [(\dot{\theta} - 1)(\dot{y} - \dot{\varphi} L \cos \beta) - \dot{\theta}^2 r \cos \theta] - mr \cos \theta (\dot{y} - \dot{\varphi} L \cos \beta + \dot{\theta} r \cos \theta) \end{cases} \quad (5)$$

电机转子的转速不断变化,参考跟随转子同步旋转的  $MT$  坐标系,电机状态方程<sup>[11]</sup> 为

$$\begin{bmatrix} u_{M1} \\ u_{T1} \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} R_1 + L_s & -\omega_1 L_s & L_m & \omega_1 L_m \\ \omega_1 L_s & R_1 + L_s & \omega_1 L_m & L_m \\ \dot{L}_m & -(\omega_1 - n_p \dot{\beta}) L_m & r_2 + L_r & -(\omega_1 - n_p \dot{\beta}) L_r \\ (\omega_1 - n_p \dot{\beta}) L_m & \dot{L}_m & (\omega_1 - n_p \dot{\beta}) L_r & R_2 + L_r \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} i_{M1} \\ i_{T1} \\ i_{M2} \\ i_{T2} \end{bmatrix} \quad (6)$$

$$J\ddot{\theta} = \frac{3}{2} n_p L_m (i_{T1} i_{M2} - i_{M1} i_{T2}) - T_f$$

其中: $u, i$  为电压和电流; $L_s, L_r, L_m$  为定子、转子及它们之间的互感; $R_1, R_2$  为定子、转子等效电阻; $\omega_1$  为定子角速度; $n_p$  为电机极对数。

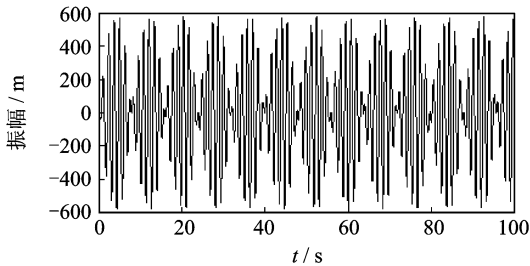
式(5)~(6)构成了疲劳加载过程中“单加载源-叶片”振动数学模型,表示的是一个多变量耦合的非线性系统,同时也反映了叶片振动与加载系统之间

的耦合关系。

### 3 数值仿真

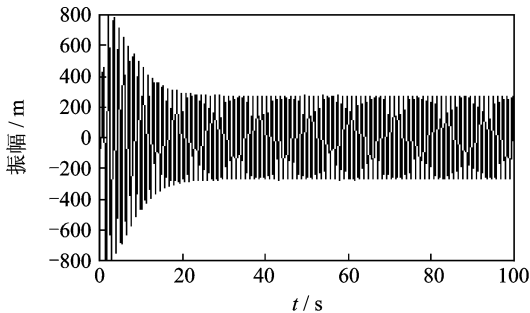
由于数学模型中多变量耦联难以准确得出解析解,采用 Matlab/Simulink 软件对加载过程的振动特性(叶片振幅和加载源电流)进行数值仿真。

仿真时取叶片质量  $M=4\ 043\ \text{kg}$ ,偏心块质量  $m=300\ \text{kg}$ ,偏心距为  $0.8\ \text{m}$ ,加载点为沿叶片展向 70%处(大约 30 m 位置),叶片加载点在  $y$  方向的等效刚度系数  $k=48\ 491\ \text{N/m}$ (单点静力加载试验获取),近似取叶片等效阻尼系数为  $700\ \text{N}\cdot\text{s}\cdot\text{m}^{-1}$ (叶片自由振动法测定),回转驱动速度分别取  $n_1=33\ \text{r/min}$ ,  $n_2=37\ \text{r/min}$  和  $n_3=40\ \text{r/min}$ ,仿真得到叶片振幅变化如图 3 所示。



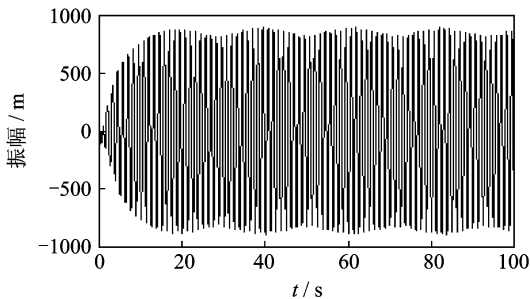
(a)  $n_1=33\ \text{r/min}$ 时,叶片加载点振幅

(a) Blade loading point amplitude with  $n_1=33\ \text{r/min}$



(b)  $n_1=37\ \text{r/min}$ 时,叶片加载点振幅

(b) Blade loading point amplitude with  $n_1=37\ \text{r/min}$



(c)  $n_1=40\ \text{r/min}$ 时,叶片加载点振幅

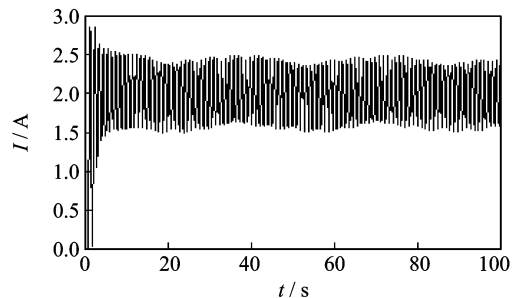
(c) Blade loading point amplitude with  $n_1=40\ \text{r/min}$

图 3 不同回转速度驱动下叶片振幅仿真曲线

Fig. 3 Blade amplitude simulate curve with different velocity driven

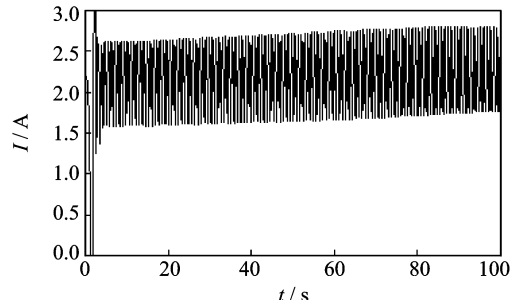
从图 3 能够得出,当回转频率接近于叶片固有频率时,仅相差  $3\ \text{r/min}$  时,叶片振幅会由最初的波动状态逐渐趋于稳定,稳定在  $300\ \text{mm}$  左右,即出现振动自同步现象,如图 3(b)所示。这种振动自同步现象是“加载源-风电叶片”之间振动耦合的结果,只有当加载源回转频率与叶片固有频率相近时才会出现自同步现象。当两者的频率设定相同,此时回转等效转速为  $40\ \text{r/min}$ ,两者发生共振现象,叶片幅值迅速上升到最大,且稳定在  $800\ \text{mm}$  左右,如图 3(c)所示。若两者频率相差较大,偏离共振时的转速约为  $7\ \text{r/min}$  时,叶片振幅则出现较大的波动,如图 3(a)所示。

回转驱动速度分别取  $n_1=35\ \text{r/min}$  和  $n_2=38\ \text{r/min}$ ,仿真得到电机电流变化如图 4 所示。



(a)  $n_1=35\ \text{r/min}$ 时,电流变化

(a) Electric current variation with  $n_1=35\ \text{r/min}$



(b)  $n_1=38\ \text{r/min}$ 时,电流变化

(b) Electric current variation with  $n_1=38\ \text{r/min}$

图 4 不同转速下电流变化

Fig. 4 Electric current variety with different revolution

根据图 4 能够看出,在疲劳加载过程中随着叶片的上下振动,电机电流也呈现周期性波动状态。当小于共振区间时,电流随着转速的增大而增大。例如,偏心块回转速度由  $35\ \text{r/min}$  增大到  $38\ \text{r/min}$ ,电流平均值也近似由  $2.0\ \text{A}$  增大到  $2.2\ \text{A}$ 。

### 4 试验分析

被试验的风电叶片额定功率为  $2.0\ \text{MW}$ ,长度为  $44\ \text{m}$ ,加载源的电机功率为  $22\ \text{kW}$ ,减速箱减速

比为 27, 偏心块质量和臂长分别为 300 kg 和 0.8 m。叶片根部通过高强度螺栓固定在基座上, 加载源固定在沿叶片展向 70% 处, 激光测距仪实时测量叶片加载点的振幅变化, 加载源的电流变化通过变频器读取, 试验现场如图 5 所示。

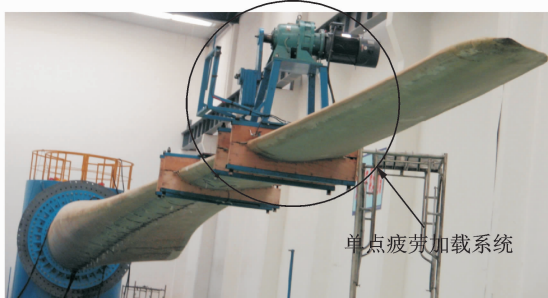


图 5 现场疲劳加载试验  
Fig. 5 Fatigue loading test

取偏心块的回转速度分别为  $n_1 = 33$ ,  $n_2 = 37$  和  $n_3 = 40$  r/min, 叶片振幅变化如图 6 所示。从试验结果可以看出, 叶片幅值变化规律与图 3 的仿真结果几乎一致。当偏离共振时的转速为 7 r/min, 叶片加载点振幅呈较大的波动状态, 如图 6(a) 所示。若偏离共振的转速较小, 约为 3 r/min 时, 叶片加载点振幅首先经历一段波动, 然后逐渐稳定在 300 mm 左右, 出现了数值仿真中的自同步现象, 如图 6(b) 所示。当偏心块的转速为 40 r/min 时, 叶片处于共振状态, 此时叶片加载点振幅最大, 约为 800 mm, 与仿真结果基本吻合, 如图 6(c) 所示。可见, 试验结果验证了数学模型与仿真模型的准确性。

加载试验时, 取加载源的回转速度同样为 35, 38 和 40 r/min, 电流测试结果如图 7 所示。从试验结果可以看出, 电流值随着振动过程而发生周期性波动。共振状态下 ( $n_3 = 40$  r/min) 的平均电流值最大, 约为 2.5 A; 在低于共振区间的范围, 随着回转速度的增大, 电流平均值也呈递增趋势, 近似由 2.0 A 上升到 2.2 A, 与仿真结论基本吻合。

## 5 结论

1) 通过对“加载源-叶片”单点疲劳加载系统的建模和仿真研究, 发现它们之间存在着较强的力与能量的传递, 一定条件下能够出现自同步现象。

2) 仿真结果表明, 叶片加载点振幅、电机电流与加载源的回转速度密切相关, 当低于共振区间时, 加载点振幅和电流均随着回转速度的增大而增大, 而共振状态下的叶片幅值和电流达到最大, 并利用

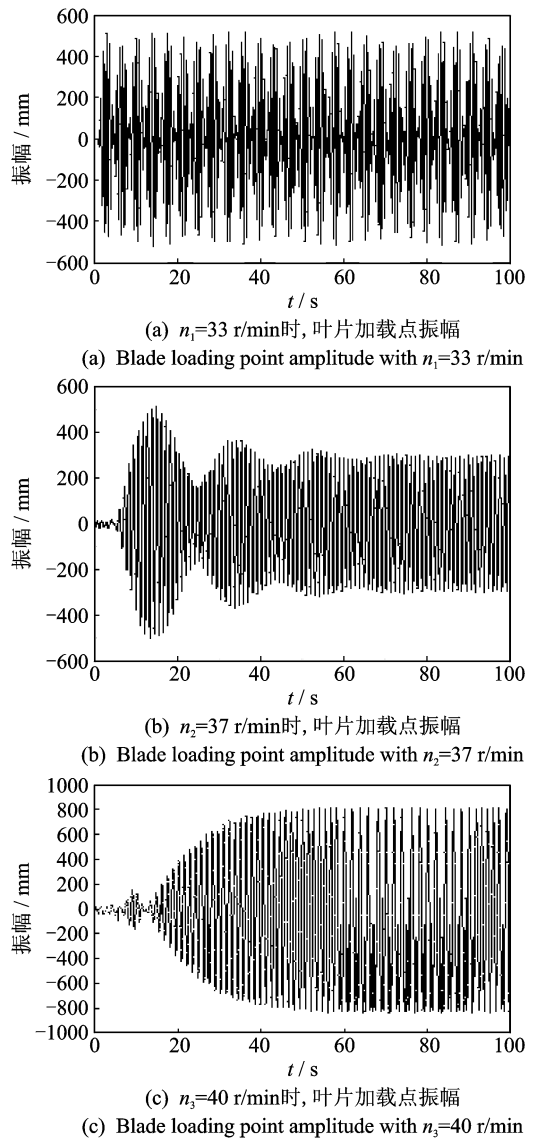


图 6 不同回转速度驱动下叶片振幅试验曲线  
Fig. 6 Blade amplitude test curve with different velocity driven

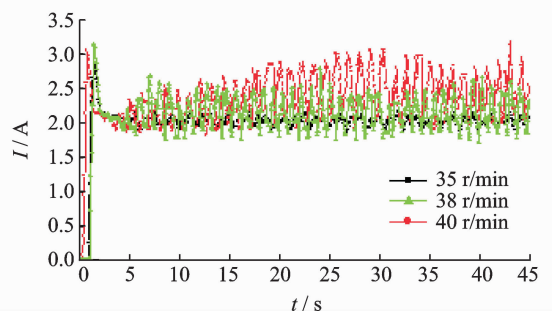


图 7 不同速度驱动下的电流变化  
Fig. 7 Electric current variation with different velocity driven

构建的试验装备验证了数学模型与仿真模型的准确性。

3) 风电叶片单点疲劳加载过程中振动特性的研究结论为后续的解耦控制策略制定提供了参考和理论依据。

### 参 考 文 献

- [1] Herbert G M J, Iniyar S, Sreevalsan E, et al. A review of wind energy technologies[J]. *Renewable & Sustainable Energy Reviews*, 2007, 11(6): 1117-1145.
- [2] 徐玉秀, 王志强, 梅元颖. 叶片振动响应的长度分形故障特征提取与诊断[J]. *振动、测试与诊断*, 2011, 31(2): 190-192.  
Xu Yuxiu, Wang Zhiqiang, Mei Yuanying. Fault feature extraction and diagnosis of length fractal blade vibration response[J]. *Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis*, 2011, 31(2): 190-192. (in Chinese)
- [3] Lu Lin, Yang Hongxing, Burnett J. Investigation on wind power potential on Hong Kong islands: an analysis of wind power and wind turbine characteristics[J]. *Reviewable Energy*, 2002, 27(1): 1-12.
- [4] 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.  
Chen Jin, Wang Xudong, Shen Wenzhong, et al. Optimization design of blade shapes for wind turbines[J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2010, 46(3): 131-134. (in Chinese)
- [5] 周鹏展, 曾竟成, 肖加余, 等. 基于 BLADED 软件的大型风力机叶片气动分析[J]. *中南大学学报*, 2010, 41(5): 2022-2027.  
Zhou Pengzhan, Zeng Jingcheng, Xiao Jiayu, et al. Aerodynamic analysis of a large-scale wind turbine blade based on BLADED software[J]. *Journal of Central South University*, 2010, 41(5): 2022-2027. (in Chinese)

- [6] Wu Z Y, Tie L. The application of multi-axial warp knitted fabrics in wind turbine blade[J]. *Advanced Materials Research*, 2011(2): 46-50.
- [7] Mohamed M H, Wetzel K K. 3D woven carbon/glass hybrid spar cap for wind turbine rotor blade[J]. *Journal of Solar Energy Engineering*, 2006, 128(1): 562-573.
- [8] Kong C, Bang J, Sugiyama Y. Structural investigation of composite wind turbine blade considering various load cases and fatigue life[J]. *Energy*, 2005, 30(2): 101-2114.
- [9] White D L. A new method for dual-axis fatigue testing of large wind turbine blades using resonance excitation and spectral loading[D]. Blacksburg: Virginia Polytechnic Institute and State University, 1996.
- [10] Heistensen O J D, Jorgensen E R. Accelerated fatigue testing of LM19. 1 blades[R]. Roskilde University: RISO National Laboratory for Sustainable Energy, 2003.
- [11] 王得刚, 赵清华, 赵春雨, 等. 同向回转双机驱动振动系统的自同步特性[J]. *振动、测试与诊断*, 2010, 30(3): 217-222.  
Wang Degang, Zhao Qinghua, Zhao Chunyu, et al. Self-synchronous feature of a vibrating system driven by two motors with the same rotation direction[J]. *Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis*, 2010, 30(3): 217-222. (in Chinese)



**第一作者简介:**张磊安,男,1982年7月生,讲师。主要研究方向为复杂机电系统建模、兆瓦级风力机叶片加载控制。曾发表《风电叶片疲劳加载过程频率俘获特性》(《四川大学学报:工程科学版》2011年第43卷第6期)等论文。  
E-mail: ziaver@163.com

## 《振动、测试与诊断》被《中国学术期刊文摘》收录

《中国学术期刊文摘》(简称 CSA)通过对全国近 5 000 种科技期刊的学术指标统计和专家评审综合评估,确定了 500 余种优秀科技期刊为收录源期刊,内容涉主自然科学、医药科学、农业科学、工程与技术科学等学科。本刊将于 2014—2015 年度被收录其中。