

# 风力机叶片压电抑振效应与能量耗散机制研究

吴鸿鑫<sup>1,2</sup>, 柯世堂<sup>1,2</sup>, 陆曼曼<sup>2</sup>, 高沐恩<sup>2</sup>, 田文鑫<sup>2</sup>, 王同光<sup>1</sup>

(1. 南京航空航天大学江苏省风力机设计高技术研究重点实验室, 江苏 南京 210016;

2. 南京航空航天大学土木与机场工程系, 江苏 南京 211106)

**摘要:** 压电智能叶片是随着风力机向大型化发展而被提出的自适应减振概念叶片, 本文探索了叶片压电抑振效应和能量耗散机制, 提出了适用于变截面三维叶片的等效梁截面气弹模型设计方法, 并基于同步测振测力气弹风洞试验对比研究了 15 MW 风力机叶片压电抑振效应; 再基于二次开发的机电耦合叶片动力学模型, 分析了机电气弹耦合模态的转速演变规律与能量分布形式, 揭示了压电叶片的能量耗散机制。研究表明: 提出的气弹风洞试验方法可有效反映压电叶片风振抑制效果; 压电材料可缩小风力机叶片的敏感风向角区间, 提高大幅锁频振动临界风速, 延长气弹失稳的能量积累时间; 压电材料导致叶片风振能量在模态空间均分转移, 削弱了负阻尼模态的能量集聚, 增强了正阻尼模态的能量耗散。

**关键词:** 15 MW 风力机叶片; 气弹风洞试验; 压电抑振效应; 能量耗散机制; 机电气弹耦合模态

**中图分类号:** TM614; TK83 **文献标志码:** A **文章编号:** 1004-4523(2023)06-1664-12

**DOI:** 10.16385/j.cnki.issn.1004-4523.2023.06.021

## 引言

随着深远海风能的持续开发, 15 MW 特大型风力机叶片已突破百米量级<sup>[1]</sup>, 其显著的气动/结构双重非线性导致叶片气弹失稳问题突出, 风力机叶片风毁事件<sup>[2-6]</sup>屡次发生。国内外学者针对叶片风振破坏提出的降载减振系列措施, 主要集中在叶尖小翼<sup>[7]</sup>、弯扭耦合<sup>[8]</sup>和气弹裁剪<sup>[9]</sup>等传统方法。20 世纪 90 年代提出的压电新材料首先在实心梁结构<sup>[10]</sup>、复合板结构<sup>[11]</sup>和涡轮叶盘<sup>[12]</sup>等结构振动控制领域逐渐得以有效应用, 接着在 2012 年被作为自适应减振措施<sup>[13]</sup>引入风力机智能叶片设计。由此, 国内外学者基于简化悬臂梁开展了压电叶片的系列研究, 主要集中在动力分析方法<sup>[14]</sup>、主动控制策略<sup>[15]</sup>与智能结构形式<sup>[16-17]</sup>等方面。然而风力机压电叶片采用简化悬臂梁理论无法精确考虑薄壁空心复合铺层的真实结构属性, 同时受限于叶片风振随机非线性与压电结构复杂机电耦合性, 其压电抑振效应与能量耗散机制仍处于初步探索阶段。

针对此类双重非线性和气弹耦合效应显著的风

力机超长柔性叶片, 气弹风洞试验是研究其运动机理及压电抑振效应的有效方式。然而, 风力机叶片受限于其渐变连续翼型、复合铺层受力主梁、三心一轴的展向不规则分布<sup>[18]</sup>, 导致满足相似条件的三维缩尺气弹模型难以设计制作。同时由于叶片大缩尺比三维模型的超大展弦比带来的测点布置难、采集干扰性强和测量精度低等试验因素<sup>[19]</sup>, 国内外较少开展风力机叶片的三维气弹风洞试验, 仅文献<sup>[20-22]</sup>采用节段翼型风洞试验探讨了叶片的非线性气弹特性, 难以真实反映风力机叶片变截面三维气弹失稳机理。

鉴于此, 本研究首先提出了基于气动-刚度-质量分布缩尺映射的风力机叶片等效梁截面气弹模型设计方法; 然后采用独立搭建的同步测振测力系统开展了 15 MW 风力机叶片全风向气弹风洞试验, 采用互补集合经验模态分解法<sup>[23]</sup>分析了叶片非平稳风振的时频特性, 揭示了叶片风致响应的压电抑振效应; 最后基于 OpenFAST 源程序二次开发了压电叶片的机电耦合动力学模型, 对比研究了叶片机电气弹耦合模态的转速演变规律与能量分布形式, 探索了压电叶片风振能量的模态均分耗散机制。

**收稿日期:** 2021-12-28; **修订日期:** 2022-04-28

**基金项目:** 国家重点研发计划资助项目(2019YFB1503700); 国家自然科学基金资助项目(52078251, 51761165022, 52111018794); 江苏省研究生科研与实践创新计划项目(KYCX22\_0333); 南京航空航天大学博士学位论文创新与创优基金项目(BCXJ23-01); 南京航空航天大学研究生拔尖创新人才培养“引航计划”跨学科创新基金项目(KXKXJJ202302)。

# 1 叶片气弹模型设计

## 1.1 叶片参数简介

以美国可再生能源实验室(NREL)预研的15 MW风力机叶片<sup>[24]</sup>为研究对象。其风轮直径为240 m,轮毂高度为150 m,叶片全长117 m,叶片预弯4 m,叶片设计采用DTU FFA-W3翼型族,叶片质量为65.252 t,叶片质心位于26.8 m处。表1和图1分别为NREL 15 MW风力机叶片参数列表与示意图。

表1 NREL 15 MW风力机叶片参数列表

Tab. 1 List of parameters of NREL 15 MW wind turbine blades

叶片翼型号	展长/m	弦长/m	扭角/rad	预弯/m
FFA-W3-211	117.00	0.50	-0.02	4.00
FFA-W3-211	111.15	1.99	-0.03	3.43
FFA-W3-211	90.29	2.90	-0.3	1.71
FFA-W3-241	74.67	3.50	0.00	0.73
FFA-W3-270blend	62.91	3.96	0.02	-0.18
FFA-W3-301	51.38	4.48	0.04	-0.12
FFA-W3-330blend	38.47	5.15	0.08	-0.24
FFA-W3-360	29.30	5.68	0.12	-0.25
SNL-FFA-W3-500	17.55	5.65	0.19	-0.21
circular	2.34	5.21	0.27	-0.02
circular	0.00	5.20	0.27	0.00

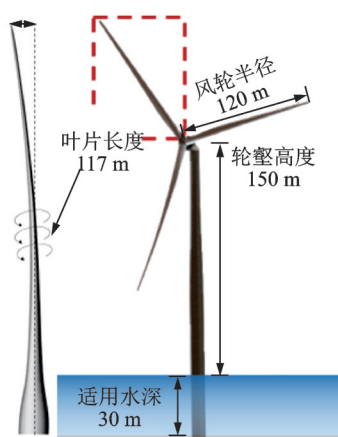


图1 NREL 15 MW风力机叶片示意图

Fig. 1 Schematic of NREL 15 MW wind turbine blade

## 1.2 模型设计方法

气弹风洞试验的运动相似需要同时满足流体运动相似与结构运动相似,风力机叶片所在流场空气为低速、不可压缩、牛顿黏性流体,其流体运动方程与结构运动方程分别为:

$$\frac{\partial u_i}{\partial t} + u_j \frac{\partial u_i}{\partial x_j} = F_i - \frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x_j} + \nu \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \quad (1)$$

$$[-\omega^2 M + (1 + ic)K - 0.5\rho V^2 bA]q = 0 \quad (2)$$

式中  $x$  表示坐标系主轴; $u$  表示流体运动广义速度,其中,下标“ $i$ ”和“ $j$ ”指代不同的方向; $t$  为时间; $F$  为流体广义外力; $\rho$  为空气密度; $P$  为压强; $\nu$  为空气的动力黏度, $\nu = \mu/\rho$ ,其中 $\mu$  为空气的运动黏度; $\omega$  为结构频率; $M$  为广义质量; $K$  为广义刚度; $c$  为阻尼系数; $V$  为流场速度; $b$  为参考长度; $A$  为广义空气动力系数; $q$  为广义坐标。

引入符号 $\lambda_x$ 表示模型的 $X_m$ 与原型的 $X_a$ 之比,即 $\lambda_x = X_m/X_a$ ,为保证原型和模型流体运动与结构运动的相似性,各物理量的比值<sup>[25]</sup>需满足:

$$\frac{\lambda_L}{\lambda_u \lambda_t} = \frac{\lambda_\omega \lambda_L}{\lambda_u^2} = \frac{\lambda_P}{\lambda_\rho \lambda_u^2} = \frac{\lambda_V}{\lambda_u \lambda_t} = 1 \quad (3)$$

$$\lambda_\omega^2 \lambda_M = \lambda_c \lambda_K = \lambda_K = \lambda_\rho \lambda_V^2 \lambda_b \lambda_A \quad (4)$$

现有气弹试验的流场“自模性”研究<sup>[26]</sup>发现,当雷诺数大于 $4 \times 10^5$ 时风场紊流程度相似,故雷诺数相似采用雷诺数效应等效模拟;由于重力作用并非停机工况竖直叶片的控制荷载,故忽略弗洛德数相似;柯西数相似采用刚度相似模拟;斯特劳哈尔数保持相等。由于低速气弹试验没有马赫效应,故密度相同。综合考虑试验工况布置与边界层风洞阻塞率要求,模型几何缩尺比选为 $\lambda_L = 1:70$ ,其余无量纲参数比由相似准则推算所得,表2为风力机叶片气弹模型缩尺相似比列表。

表2 风力机叶片气弹模型缩尺相似比列表

Tab. 2 List of reduced scale similarity ratios of wind turbine blade aeroelastic model

相似系数	相似比	原型	模型
几何缩尺比 $\lambda_L$	1:70	117 m	1.67 m
密度比 $\lambda_\rho$	1:1	1.29 kg/m <sup>3</sup>	1.29 kg/m <sup>3</sup>
风速比 $\lambda_V$	1:70 <sup>0.5</sup>	52.71 m/s	6.30 m/s
时间比 $\lambda_t$	1:70 <sup>0.5</sup>	8.37 s	1 s
频率比 $\lambda_\omega$	70 <sup>0.5</sup> :1	0.555 Hz	4.682 Hz
质量比 $\lambda_M$	1:70 <sup>3</sup>	65.25 t	369.27 g
刚度比 $\lambda_K$	1:70 <sup>5</sup>	46.55 MPa	0.0277 Pa
阻尼比 $\lambda_c$	1:1	3%	2.1%

综合考虑相似准确性与制作难度,提出等效梁截面法进行风力机叶片的气弹模型设计,图2为风力机叶片等效梁截面气弹模型设计法示意图。为实现模型截面的动力学参数等效,该方法将变分渐进梁截面法(VABS)引入气弹模型设计,具体为:基于VABS方法建立考虑各向异性复合铺层材料、叶片预弯、主梁、腹板和胶接缘条等细节的叶片全尺度有

有限元模型,提取真实复合铺层风力机叶片的刚度展向分布,如图2(a)所示。在此基础上,以模型目标外轮廓与目标截面特性为截面设计目标,通过截面迭代优化调整截面局部尺寸与构件划分,获取气弹模型沿展向的等效梁截面,如图2(b)所示。

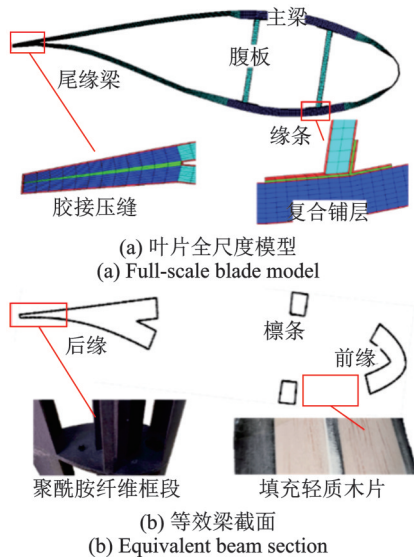


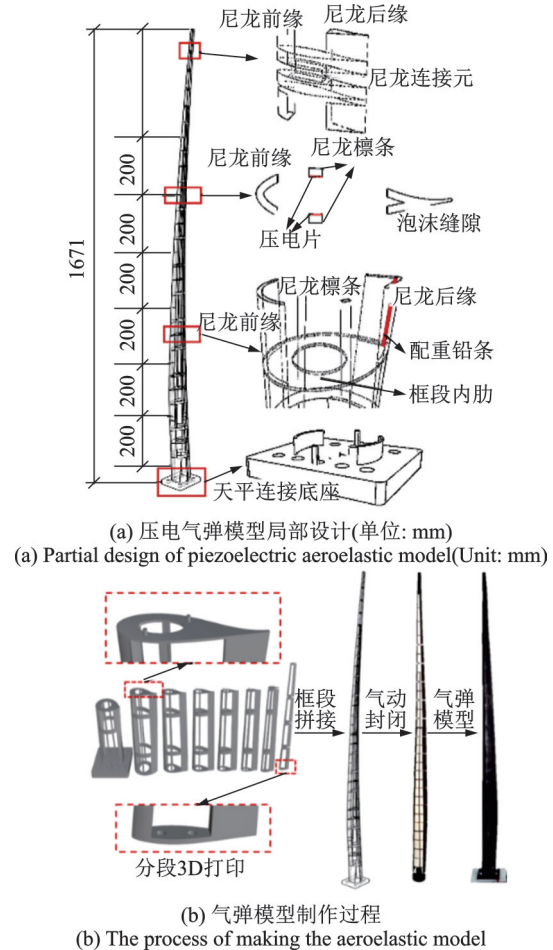
图2 风力机叶片等效梁截面气弹模型设计法示意图

Fig.2 Schematic of aeroelastic model design method of equivalent beam section of wind turbine blade

图3为风力机叶片气弹模型设计制作示意图。气弹模型截面由环绕成翼型的前后缘和上下檩条组成,将前缘和上下檩条延展向通长布置以提供模型刚度,具体尺寸与位置由循环迭代设计确定;中段后缘铺设铅片以实现截面质心与转动惯量调整,分段在缝隙中填充高密泡沫进行阻尼补偿并为防止振动过程碰撞增加附加刚度。叶尖末端受限于厚度实现不了截面设计的模型分段,简化为连接元和翼型元分段连接,缝隙填充高密泡沫,由连接元提供模型刚度。基于聚酰胺纤维材料3D打印进行气弹模型框段制作,通过在连接肋预设插墩空进行框段的分段嵌固连接。翼型框段尼龙前后缘和上下檩条之间的镂空区域采用轻质木片填充打磨,保证气动外形封闭。在压电叶片模型檩条上等间隔均匀粘帖PZT5压电片,通过10V分支电路构建压电网络。

### 1.3 动力特性分析

为验证风力机叶片气弹模型的有效性,采用锤击法对叶片气弹模型进行敲击,采用随机减量法<sup>[27]</sup>识别结构模态参数,有限元分析基于分块 Lanczos 方法进行求解。表3为叶片气弹模型模态参数对比列表,其中NREL预研报告<sup>[21]</sup>仅给出前两阶模态频率,基于锤击法仅可有效识别前四阶模态频率,其余阶理论模态频率采用有限元模态分析获得。分析发现,叶片气弹模型测量基频为4.724 Hz,而基于频率比( $\lambda_0$ 为 $70^{0.5}:1$ )的气弹模型理论频率为4.643 Hz,基



(b) 气弹模型制作过程  
(b) The process of making the aeroelastic model

图3 叶片气弹模型设计制作示意图

Fig.3 Schematic of aeroelastic model design and production

表3 叶片气弹模型模态参数对比列表

Tab.3 Comparison list of modal parameters of blade aeroelastic model

阶数	振型	NREL 报告	频率/Hz				误差/ %
			有限元模型 分析		气弹模型 测试		
			分析 结果	换算 结果	分析 结果	换算 结果	
1	一阶 挥舞	0.555	4.643	0.555	4.724	0.565	1.70
2	一阶 摆动	0.642	5.371	0.642	5.882	0.703	8.68
3	二阶 挥舞	—	13.369	1.598	14.048	1.679	5.08
4	二阶 摆动	—	16.106	1.925	16.608	1.985	3.17
5	三阶 挥舞	—	25.234	3.016	—	—	—
6	一阶 扭转	—	32.722	3.911	—	—	—

频误差为1.70%,振型均为一阶挥舞;前四阶模态频率最大误差为8.68%,第六阶模态为扭转模态。基于压电叶片自由衰减振动曲线分析可得,无压电模型基频为4.724 Hz,综合阻尼比为2.12%;而有压电模型基频为4.747 Hz,综合阻尼比为2.15%。

图 4 为气弹模型阻尼比随振幅变化示意图。分析发现,自由衰减振动过程中模型阻尼比呈现了显著的幅变非线性,阻尼比  $\xi$  与振幅  $x$  表现为对数关系;风力机叶片气弹模型综合阻尼比为 2.12%,满足气弹模型设计要求。

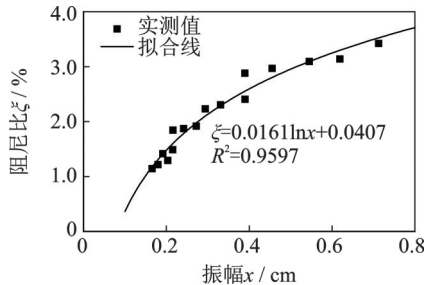


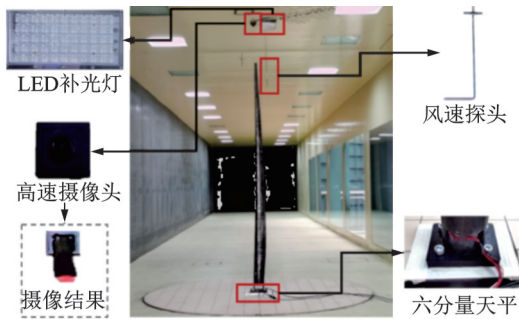
图 4 气弹模型阻尼比随振幅变化示意图

Fig. 4 Schematic of aeroelastic model damping ratio changing with amplitude

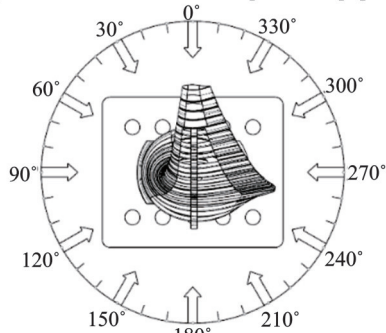
## 2 气弹模型风洞试验

### 2.1 测量系统

采用独立搭建的非接触式高速摄像测振系统与时域同步的六分量天平实现同步测振测力,图 5 为工况设置与采集系统示意图。高速摄像测振系统基于视频图像识别提取叶尖位移时程,采样频率为



(a) Measurement model and acquisition equipment



(b) Test conditions

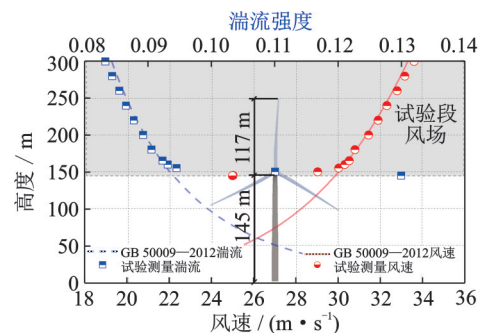
图 5 工况设置与采集系统示意图

Fig. 5 Schematic of workings condition settings and acquisition system

330 Hz;六分量天平与风力机叶片气弹模型底部固接,采样频率为 1000 Hz;眼镜蛇风速探头布置在试验段参考高度处,实时测量风速。在风振响应显著的风向角区间基于夹逼准则提取风振最敏感风向角。试验模型采用固持状态,通过改变风向角与风速简化等效模拟转动状态的叶片相对风速。

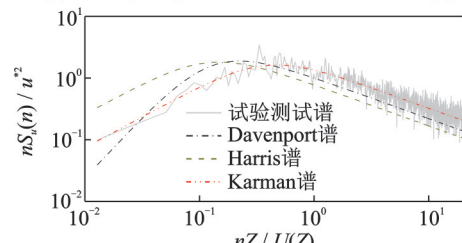
### 2.2 风场模拟

通过调试粗糙元排放和尖劈布置进行竖直叶片的大气边界层风场模拟,塔筒顶高 145 m,风力机叶片长 117 m。图 6 为试验段风场剖面与脉动风谱曲线,分别从风场剖面和脉动风谱测量结果验证试验风场模拟的有效性。



(a) 风速剖面与湍流强度剖面

(a) Wind speed profile and turbulence intensity profile



(b) 脉动风谱

(b) Pulsating wind spectrum

图 6 试验段风场剖面与脉动风谱曲线

Fig. 6 Test section wind field profile and fluctuating wind spectrum curves

### 2.3 试验结果

试验<sup>[28]</sup>发现,小风速下风力机叶片风振呈现小幅随机振动,而超过临界风速后在敏感风向角下风力机叶片呈现大幅锁频风振特性,雷诺数与弗洛德数对其边界存在影响,需进一步定量研究。图 7 为

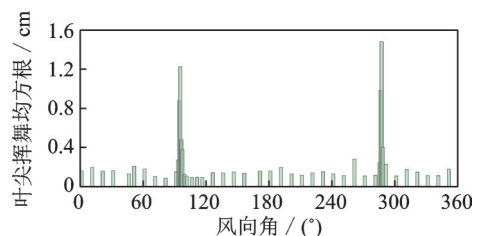


图 7 风洞风速为 7.1 m/s 的叶尖挥舞均方根对比图

Fig. 7 Comparison of RMS of blade tip displacement with wind tunnel wind speed of 7.1 m/s

风洞风速为 7.1 m/s(实际风速 59.4 m/s)的叶尖挥舞均方根对比图。对比发现,超过临界风速后,风力机叶片在风向角为 93°~96°及 284°~287°区间的叶尖挥舞均方根突增,最大值出现在风向角 286°。

图 8 为风向角为 94°、风洞风速为 7.1 m/s(实际

风速 59.4 m/s)的叶尖挥舞时频谱示意图。由图发现,风力机叶片气弹失稳风振时程呈现三阶段非平稳振动,叶片风振振幅随时间先逐渐增加,接着保持稳定,最后再发展成为极限环振动,叶片风振能量随时间逐渐向低频集聚。

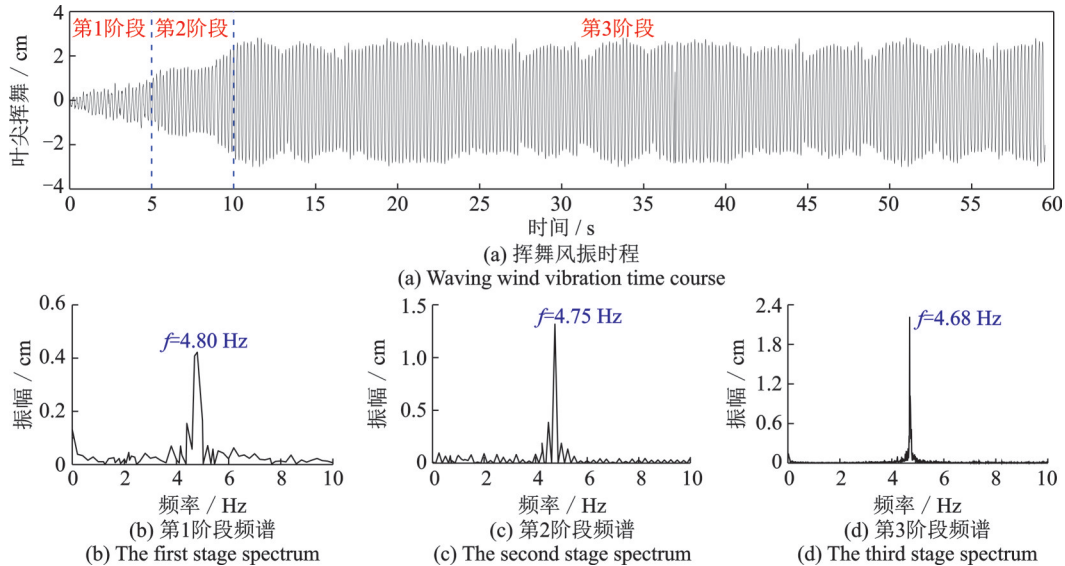


图 8 叶尖三阶段挥舞时频谱示意图

Fig. 8 Schematic of the time-frequency spectrum of the three-stage blade tip displacement

### 3 压电抑振效应分析

#### 3.1 叶尖位移响应

图 9 为叶尖挥舞均方根随风向角、风速变化对比图,其中图 9(a)风洞风速为 7.1 m/s,图 9(b)风向角为 94°。由图发现,压电材料可缩小风向角敏感区间、减少敏感风向角下叶尖风振均方根,最大均方根

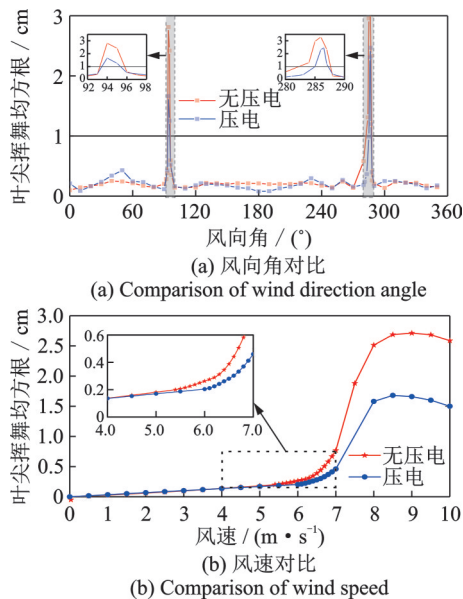


图 9 叶尖挥舞均方根随风向角与风速变化对比图

Fig. 9 Comparison of RMS of blade tip displacement changes with wind direction angle and wind speed

减少达 13.2%;可提高叶片大幅锁频振动临界风速,拓宽临界风速过渡区间。

图 10 为叶片气弹失稳的风向角-临界风速区对比图。对比发现,压电材料可提高风力机叶片气弹模型的大幅锁频振动临界风速与缩小敏感风向角区间,然而有压电气弹模型的最小临界风速与无压电气弹模型的最小临界风速相近。

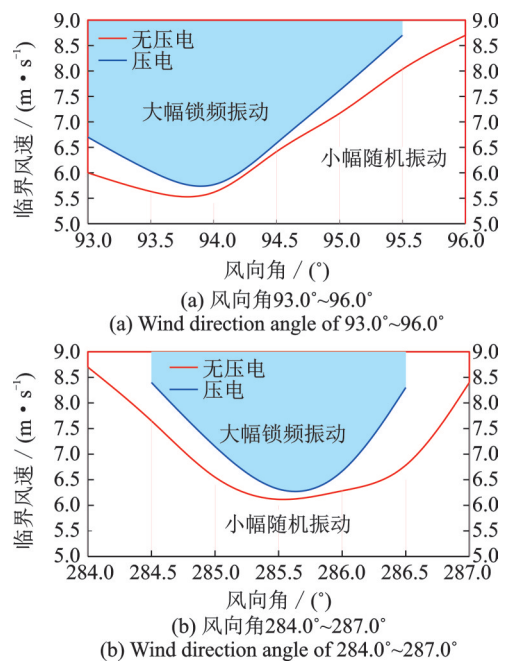


图 10 气弹失稳的风向角-临界风速区对比图

Fig. 10 Comparison of wind direction angle and critical wind speed zone of aeroelastic instability

### 3.2 风振时频特性

为进一步分析压电铺设对风力机叶片气弹模型风振时频能量分布的影响,首先选取典型敏感风向角下两种风振工况(小幅随机振动、大幅锁频振动)进行对比分析。图 11 为风向角为 94°、风洞来流风速为 7.1 m/s 的大幅锁频振动状态叶尖挥舞时频对

比图。对比发现,压电效应可延缓三阶段风振的能量积累,促使能量集聚频率向低频转移。

图 12 为风向角为 94°、风洞来流风速为 4.5 m/s 的小幅随机振动状态叶尖挥舞时频对比图。对比发现,压电效应可减小随机风振振幅,离散分割能量集聚区间。

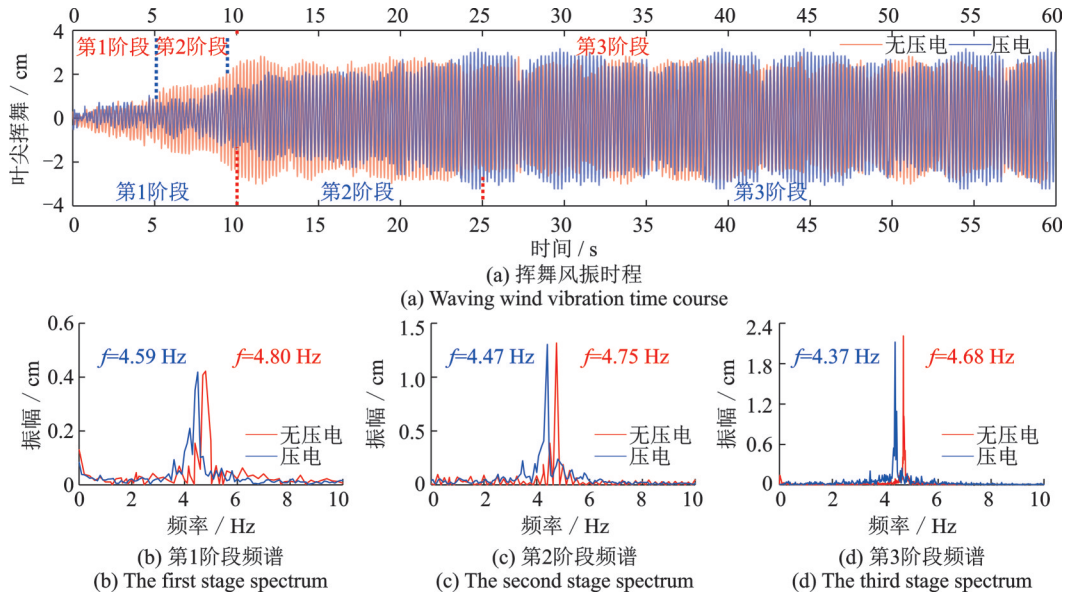


图 11 大幅锁频振动状态叶尖挥舞时频对比图

Fig. 11 Time-frequency comparison diagram of wind-induced vibration of blade tip in a large-amplitude frequency-locked vibration state

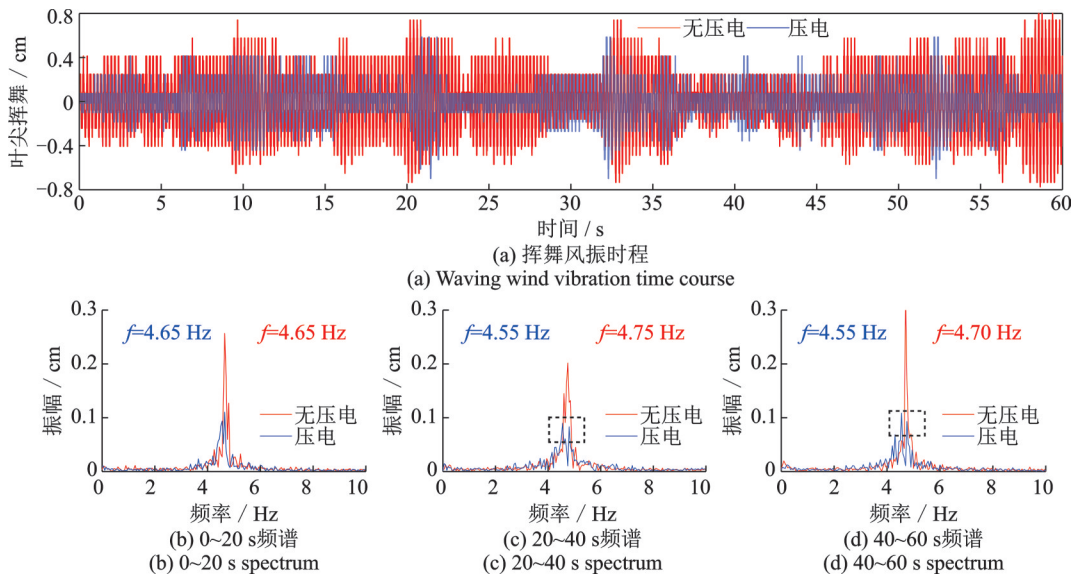


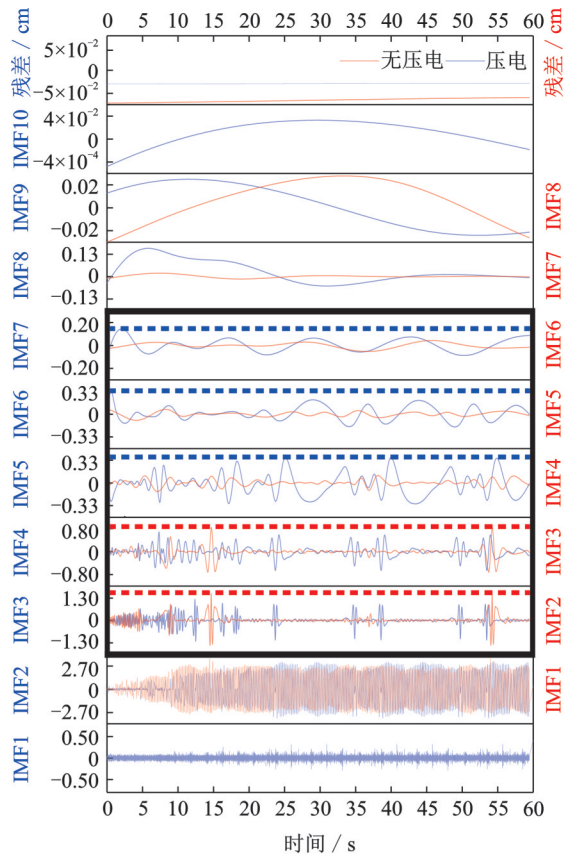
图 12 小幅随机振动状态叶尖挥舞时频对比图

Fig. 12 Time-frequency comparison diagram of wind-induced vibration of blade tip in small-amplitude random vibration state

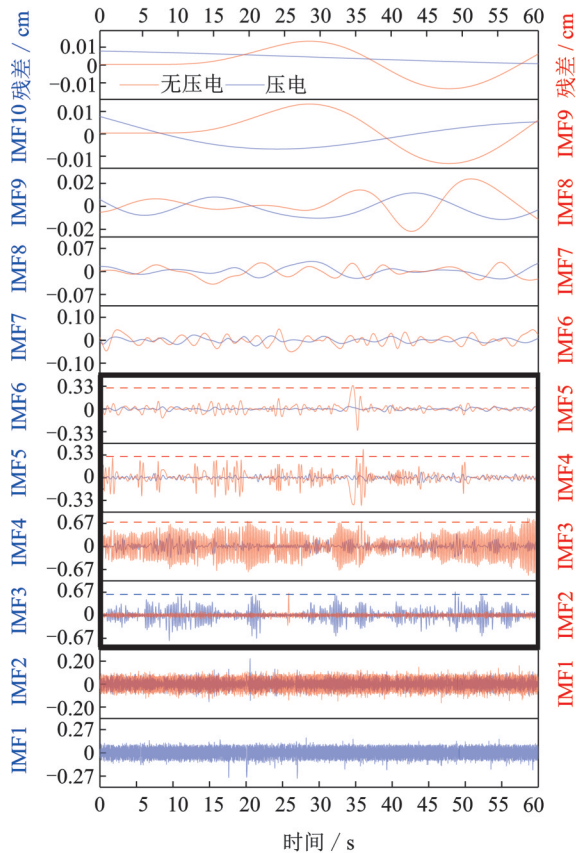
### 3.3 模态能量分布

基于互补集合经验模态分解法改进传统经验模态分解法模态混叠现象和残余辅助噪声问题,提取较为解耦的内涵模态分量(IMF)。图 13 给出了风力机叶片气弹模型两种振动状态下的 IMF 分量对比图,其

中将振幅量级相同的 IMF 分量置于同一坐标系,后续分析以压电叶片模型的 IMF 分量号为标志。由图分析发现:压电效应导致气弹模型的位移时程 IMF 数量增加,促使 IMF 分量之间呈现能量传递特性。在大幅锁频振动(7.1 m/s)状态下,有压电效应的 IMF3 和



(a) Large-amplitude frequency-locked vibration (7.1 m/s)



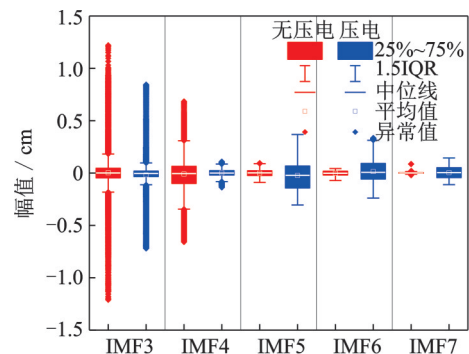
(b) Small amplitude random vibration (4.5 m/s)

图13 两种振动状态下的IMF分量对比图

Fig. 13 Comparison of IMF components of two vibration states

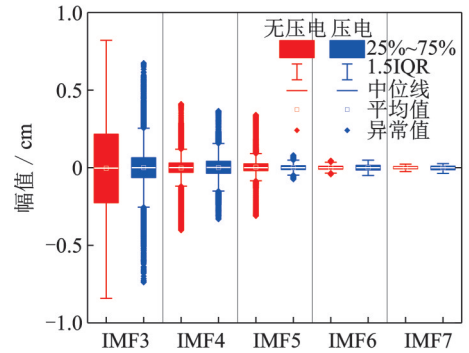
IMF4 振幅相较于无压电效应小,而有压电效应的 IMF5~IMF7 振幅相较于无压电效应大,能量自 IMF3, IMF4 传递到 IMF5~IMF7; 在大幅随机振动 (4.5 m/s) 状态下,有压电效应的 IMF3 振幅相较于无压电效应小,而有压电效应的 IMF4~IMF6 振幅相较于无压电效应大,能量自 IMF4~IMF6 传递到 IMF3。

图 14 为风力机叶片气弹模型两种振动状态下的 IMF3~7 分量对比箱线图,分别给出了 25%~75%、1.5 倍 IQR、中位线、均值和异常值对比图。分析发现,压电材料铺设将转移共振频率大脉冲响应能量,使振动能量在模态间转移分化,一部分聚集到低频共振,一部分聚集到高频区间耗散,呈现能量转移到高频区间耗散的现象。



(a) 大幅锁频振动 (7.1 m/s)

(a) Large-amplitude frequency-locked vibration (7.1 m/s)



(b) 小幅随机振动 (4.5 m/s)

(b) Small-amplitude random vibration (4.5 m/s)

图 14 两种振动状态下的 IMF3~7 分量对比箱线图

Fig. 14 Comparison box plot of IMF3~7 components of two vibration states

在此基础上通过希尔伯特变换(HT)将各工况下分解获取的 IMF 分量转换成希尔伯特谱,将所有分量集合获得风振总能量的时频演化图,从幅值-时间-频率的时频全尺度进行风力机叶片模型非平稳风振能量分布的压电效应分析。图 15 为风力机叶片气弹模型两种振动状态下的 HHT 谱对比图。对比发现,风力机叶片气弹模型风致振动能量主要集中在基频附近,随时间呈现显著的非平稳特性;在大幅锁频振动状态下,有压电材料铺设的气弹模型能量分布频率范围更为分散,能量积累时间历程更加

缓慢;在大幅随机振动状态下,有压电材料铺设的气弹模型能量分布频率往低频偏移,能量积累时间历程存在脉冲削弱中断的现象。

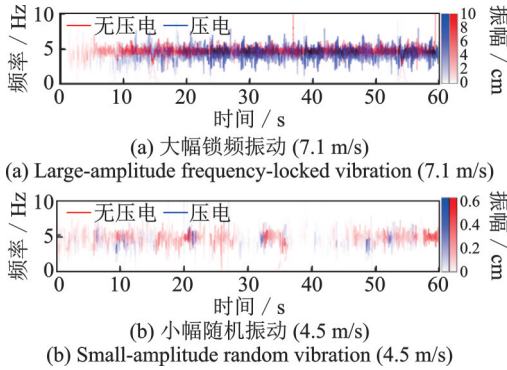


图 15 两种振动状态下的 HHT 谱对比图

Fig. 15 Comparison of HHT spectrum of two vibration states

## 4 能量耗散机制初探

### 4.1 压电叶片结构系统

为构建压电风力机叶片的能量耗散机制数理概念,首先梳理其压电结构系统动力学模型。试验叶片模型在每个压电单元上串联了一个分支电路,再将各个叶素的压电分支电路通过电路并联起来形成压电网络,实现整个机电耦合系统各叶素之间同时在机械场和电场上存在能量耦合。本文假设压电叶片结构系统的压电片等效压电单元与叶片等效叶素刚度并联,通过在叶片动力学方程嵌套压电网络矩阵构成机电耦合叶片结构系统,如图 16 所示。设  $N$  为叶片沿展向叶素数;  $m_b$  为无压电叶素的等效质量,  $m_d$  为铺设压电叶素的等效质量,  $k_b$  为无压电叶素的等效刚度,  $k_d$  为铺设压电叶素的扇区等效刚度,  $c_b$  为无压电叶素的等效机械阻尼系数;  $c_d$  为铺设压电叶素的等效机械阻尼系数;  $x_b$  为无压电叶素自由度,  $x_d$  为有压电叶素自由度;  $L$  和  $R$  分别为分支电路中的电感器件和线路电阻;  $V$  为压电片两端电压。

压电叶片自由度  $x_{d,j}$  的机电耦合力  $F_{e,j}$  和叶素  $j$  中压电分支电路的电路动力学方程<sup>[29]</sup>分别为:

$$F_{e,j} = k_\gamma x_{d,j} - k_e Q_j \quad (5)$$

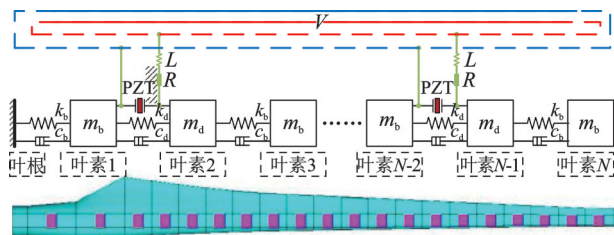


图 16 压电叶片动力学模型

Fig. 16 Dynamical model of piezoelectric wind turbine blade

$$L\ddot{Q}_j + R\dot{Q}_j + k_s Q_j - k_e x_{d,j} - \frac{1}{p} \sum (k_s Q_l) + \frac{1}{p} \sum (k_e x_{d,l}) = 0 \quad (6)$$

式中  $k_\gamma$  为压电片在开路状态下的机械刚度;  $k_e$  为压电单元的机电耦合因子;  $k_s$  为分支电路内置电容  $C_p^s$  的倒数;  $Q_j$  为叶素  $j$  的电荷自由度;  $p$  为风力机叶片压电网络总压电片数量;  $l$  为压电叶素序号。

并联压电网络导致叶素承受所有压电片的机电耦合力。压电叶片沿展向交替分布无压电叶素和有压电叶素,假设各叶素仅受相邻叶素影响,压电叶片叶尖自由端、叶根固定端和分支电路段动力学方程,以及中间压电段的有压电叶素与无压电叶素具有的共同形式的动力学方程分别为:

$$m_b \ddot{x}_{b,N} + c_b \dot{x}_{b,N} - c_b \dot{x}_{d,N-1} + k_b x_{b,N} - k_b x_{d,N-1} + \frac{1}{p} \sum (k_e Q_l) = F_{b,N}(t) \quad (7)$$

$$m_b \ddot{x}_{b,j} + (c_b + c_d) \dot{x}_{b,j} - c_d \dot{x}_{d,j+1} - c_b \dot{x}_{d,j-1} + (k_b + k_d + k_\gamma) x_{b,j} - k_b x_{d,j+1} - (k_d + k_\gamma) x_{d,j-1} + \frac{1}{p} \sum (k_e Q_l) = F_{b,j}(t) \quad (8)$$

$$m_d \ddot{x}_{d,j} + (c_b + c_d) \dot{x}_{d,j} - c_b \dot{x}_{b,j+1} - c_d \dot{x}_{b,j-1} + (k_b + k_d + k_\gamma) x_{d,j} - k_b x_{b,j+1} - (k_d + k_\gamma) x_{b,j-1} - k_e Q_j + \frac{1}{p} \sum (k_e Q_l) = F_{d,j}(t) \quad (9)$$

$$m_b \ddot{x}_{b,1} + (c_b + c_d) \dot{x}_{b,1} - c_d \dot{x}_{d,2} + (k_b + k_d) x_{b,1} - k_d x_{d,2} + \frac{1}{p} \sum (k_e Q_l) = F_{b,1}(t) \quad (10)$$

式中  $\dot{x}$  和  $\ddot{x}$  分别为叶片自由度对时间  $t$  的一阶导数与二阶导数;  $F_{b,j}(t)$  和  $F_{d,j}(t)$  分别为无压电叶素和有压电叶素所受的激振力。式(7)~(10)联立构成了压电网络叶素的机电耦合动力学方程。

将单叶素动力学方程采用广义矩阵扩展至整个叶片结构,叶素数为  $N$  的压电网络风力机叶片结构动力学方程为:

$$M\ddot{x}(t) + C\dot{x}(t) + Kx(t) = F(t) \quad (11)$$

$$x(t) = [x_1 \ x_2 \ \cdots \ x_N \ Q_1 \ Q_2 \ \cdots \ Q_N]^T \quad (12)$$

$$F(t) = [F_1(t) \ F_2(t) \ \cdots \ F_N(t)]^T \quad (13)$$

式中  $M$ ,  $C$  和  $K$  分别为机电耦合系统的质量、阻尼和刚度矩阵;  $x(t)$  为机电耦合系统的广义位移向量,  $F(t)$  为机电耦合系统激振力向量。

机电耦合系统参数矩阵形式为:

$$M = \begin{Bmatrix} M_m & 0 \\ 0 & M_e \end{Bmatrix}, C = \begin{Bmatrix} C_m & 0 \\ 0 & C_e \end{Bmatrix}, K = \begin{Bmatrix} K_m & K_{me} \\ K_{em} & K_e \end{Bmatrix} \quad (14)$$

$$\begin{cases} M_m = \text{Bdiag}(m_1, m_2, \dots, m_{N-1}, m_N) \\ M_e = \text{Bdiag}(L_1, L_2, \dots, L_{N-1}, L_N) \end{cases} \quad (15)$$



$$C_m = \begin{bmatrix} c_b + c_d & -c_d & & & & \\ -c_d & c_b + c_d & -c_b & & & \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \\ & -c_b & c_b + c_d & -c_d & & \\ & & & -c_d & c_b & \end{bmatrix} \quad (16)$$

$$C_e = \text{Bdiag}(R_1, R_2, \dots, R_{N-1}, R_N)$$

$$K_m = \begin{bmatrix} k_b + k_d & -k_d & & & & \\ -k_d - k_y & k_b + k_d + k_y & -k_b & & & \\ & -k_b & k_b + k_d + k_y & -k_d - k_y & & \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \\ & & & & -k_b & k_b \end{bmatrix},$$

$$K_{me}^T = K_{em} = \begin{cases} \text{Bcirc}(0, \frac{1}{p}k_e, \dots, \frac{1}{p}k_e, \frac{1}{p}k_e), \text{奇数行} \\ \text{Bcirc}(\frac{1}{p}k_e, -k_e, \dots, \frac{1}{p}k_e, \frac{1}{p}k_e), \text{偶数行} \end{cases},$$

$$K_e = \text{Bcirc}(k_s, -\frac{1}{p}k_s, \dots, -\frac{1}{p}k_s, -\frac{1}{p}k_s) \quad (17)$$

式中  $M_m$  为机械质量矩阵,  $m_i (i=1, 2, \dots, N)$  为各叶素的等效质量,  $M_e$  为电路质量矩阵;  $C_m$  为机械阻尼矩阵,  $C_e$  为电路阻尼矩阵;  $K_m$  为机械刚度矩阵,  $K_e$  为电路刚度矩阵,  $K_{me}$  和  $K_{em}$  为机电耦合刚度矩阵;  $\text{Bdiag}(\cdot)$  表示块对角阵, 块对角矩阵只有在主对角线上有非零子块, 其余子块均为零矩阵, 且非零子块均为方阵。

## 4.2 机电气弹耦合模态

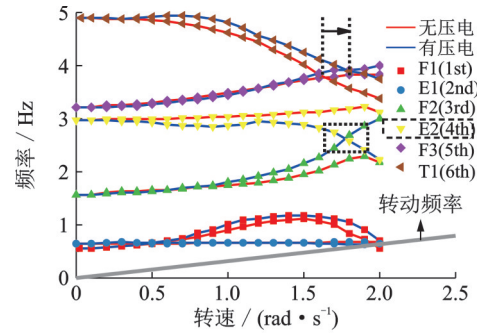
为了模拟压电叶片风激振动的随机非定常振动能量耗散过程, 依托开源的 OpenFAST 源程序进行自定义编译, 基于考虑 B-L 动态失速的叶素动量理论 (BEM) 与二次开发考虑压电效应的几何精确梁理论 (GEBT) 建立了压电网络风力机叶片的机电气弹耦合模型。通过与 NREL 试验数据<sup>[21]</sup> 的结构动力特性对比验证了所建立压电风力机叶片的数值精度, 对比结果如表 4 所示。对比发现, 前两阶模态吻合良好, 最大误差仅为 0.77%, 第四、五阶模态为挥舞-摆动模态, 第六阶模态为扭转模态。

为探究风力机叶片在压电效应作用下的机电气弹耦合模态特性, 图 17 给出了有压电与无压电叶片在叶尖速比为 8、转速为 0~2.0 rad/s 的前六阶模态坎贝尔图, 其中, F1(1st) 指第一阶振型为一阶挥舞模态, E1(2nd) 指第二阶振型为一阶摆动模态, T1(6th) 指第六阶振型为一阶扭转模态, 其他图例同理。对比发现, 压电效应导致一阶扭转模态 (1.0 rad/s) 和有压电的二阶摆动模态 (1.5 rad/s) 出现负气动阻尼; 叶片的第一阶扭转模态与第三阶挥舞模态存在频率重合转速 (无压电 1.6 rad/s, 有压电 1.8

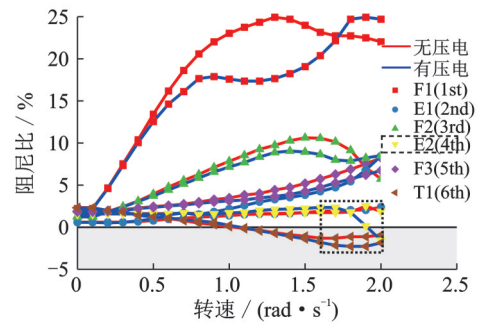
表 4 机电模型与真实叶片的结构动力特性对比

Tab. 4 Comparison of structural dynamic characteristics of electromechanical model and real blade

阶数	振型	频率/Hz		误差/%
		NREL 报告	本机电模型	
1	一阶挥舞	0.555	0.558	0.53
2	一阶摆动	0.642	0.647	0.77
3	二阶挥舞	—	1.565	—
4	二阶摆动	—	2.972	—
5	三阶挥舞	—	3.213	—
6	一阶扭转	—	4.898	—



(a) Frequency



(b) Damping ratio

图 17 压电叶片机电气弹耦合模态参数对比图

Fig. 17 Comparison of electrical-aeroelastic coupling mode parameters of wind turbine blade

rad/s), 出现弯扭耦合颤振现象; 压电材料导致二阶挥舞模态和二阶摆动模态原不存在的频率重合在 1.8 rad/s 发生, 促使振动能量集聚到正阻尼的二阶挥舞-二阶摆动耦合模态进行耗散。

## 4.3 风振能量均匀程度

为进一步分析压电叶片风振能量的分布规律, 图 18 给出了 1.8 rad/s 转速下叶尖位移功率谱密度对比图。分析发现, 无压电叶片风振主导振型为 F1(1st) 阶, 同时存在 F3(5th)、T1(6th) 阶共振响应; 而有压电叶片风振主导振型转变为 E1(2nd) 阶, 出现 F2(3rd), E2(4th), F3(5th), T1(6th) 阶四峰共振响应, 其中有压电 F3(5th), T1(6th) 阶共振响应幅值变小。以上现象表明, 风力机叶片存在多振型共振

响应现象,压电材料促使共振响应模态出现能量传递,表征出内共振特性。

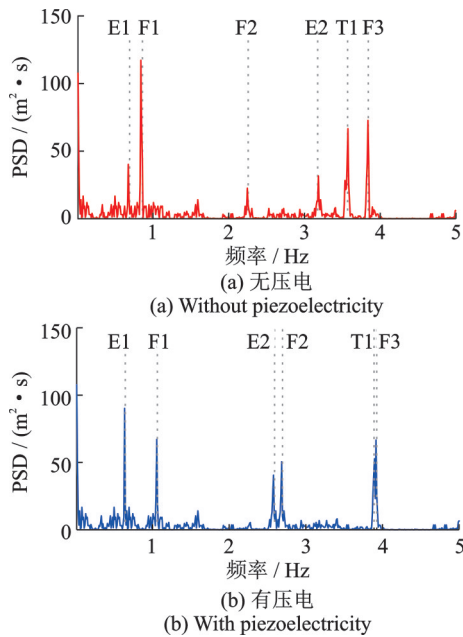


图 18 1.8 rad/s 转速下叶尖位移功率谱密度对比图  
Fig. 18 Comparison of blade tip displacement PSD at 1.8 rad/s speed

为了评价失稳叶片系统模态能量分布形式,定义了模态能量均匀化因子  $H$  进行叶片结构能量的均匀化程度量化描述:

$$H = \sqrt{(E_{\max} - \bar{E}) / \bar{E}} \quad (18)$$

式中  $E_{\max} = |x_{\max}|^2$  为最大振幅模态所集聚的振动能量;  $\bar{E} = \sum_{i=1}^N |x_i|^2 / N$  为所有截取振动模态的平均振动能量。该参数描述了叶片最大振幅模态振动能量与所有截取叶片模态平均振动能量的相对比例,  $H$  的值越小说明均匀化程度越高,能量集聚程度也就越低。

图 19 给出了有无压电的叶片模态能量均匀化因子时程对比曲线,由图可知,小转速时叶片模态能量主要围绕在基阶附近,模态能量均匀化因子随转

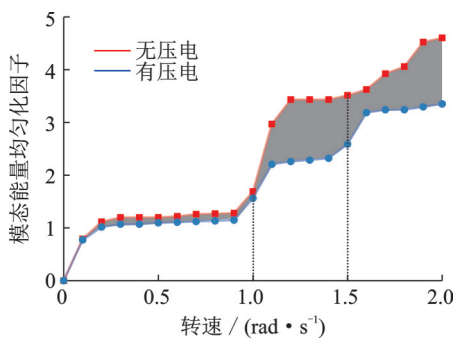


图 19 有无压电叶片模态能量均匀化因子时程对比曲线  
Fig. 19 Time-history comparison curves of blade modal energy homogenization factor with or without piezoelectricity

速的增大而增大;能量均匀化因子在负阻尼模态出现后突增,模态能量迅速集聚到个别负阻尼模态。对比表明,压电材料促使叶片振动能量均匀分布,将单自由度负阻尼模态分化为多自由度负阻尼模态,通过内共振将能量传递到正阻尼模态进行耗散。

## 5 结 论

本文系统探索了 15 MW 风力机超长柔性叶片压电抑振效应和能量耗散机制,在风力机叶片气弹试验方法、气弹风振特性、压电抑制效应和机电气弹耦合效应等方面取得了研究进展。主要结论如下:

(1) 提出的风力机叶片等效梁截面气弹模型设计方法能实现叶片的气动-刚度-质量一体化缩尺映射,基于高速摄像和六分量天平的测振测力采集系统可实现高精度、零干扰的气弹响应同步测量。

(2) 风力机叶片在敏感风向角下超过临界风速发生大幅锁频振动,而其余工况下即使大风速也仅呈现小幅随机振动;风力机叶片气弹发散风振呈现三阶段非平稳振动,振幅随时间先逐渐增加,接着保持稳定后再增加,最后发展成为极限环振动。

(3) 压电材料可延缓叶片各阶段风振发展的能量积累,缩小敏感风向角区间,提高大幅锁频振动临界风速,导致叶片结构风振能量转移两极分化,分别聚集到低频区间共振和高频区间耗散。

(4) 风力机叶片在压电网络作用下形成一个能量通道,在三维空间表现为叶片各叶素的最大变形响应趋于一致,而在模态空间呈现叶片不同模态之间的能量响应趋于一致,削弱了负阻尼模态的能量集聚,增强了正阻尼模态的能量持续耗散。

## 参考文献:

[1] GWEC. Global wind report 2021[R]. Brussels: Global Wind Energy Council, 2021.  
[2] Ke S T, Wang T G, Ge Y J, et al. Wind-induced fatigue of large HAWT coupled tower-blade structures considering aeroelastic and yaw effects[J]. The Structural Design of Tall and Special Buildings, 2018, 27(9): e1467.  
[3] Chen X, Xu J Z. Structural failure analysis of wind turbines impacted by super typhoon Usagi[J]. Engineering Failure Analysis, 2016, 60: 391-404.  
[4] Chen X, Zhao W, Zhao X L, et al. Preliminary failure investigation of a 52.3 m glass/epoxy composite wind turbine blade[J]. Engineering Failure Analysis, 2014, 44: 345-350.

- [5] Chou J S, Chiu C K, Huang I K, et al. Failure analysis of wind turbine blade under critical wind loads[J]. *Engineering Failure Analysis*, 2013, 27: 99-118.
- [6] Ishihara T, Yamaguchi A, Takahara K, et al. An analysis of damaged wind turbines by typhoon Maemi in 2003[C]//*Proceedings of the Sixth Asia-Pacific Conference on Wind Engineering*. Seoul, Korea, 2005: 1413-1428.
- [7] Tobin N, Hamed A M, Chamorro L P. An experimental study on the effects of winglets on the wake and performance of a model wind turbine[J]. *Energies*, 2015, 8 (10): 11955-11972.
- [8] Bagherpour T, Li X M, Manolas D I, et al. Modeling of material bend-twist coupling on wind turbine blades [J]. *Composite Structures*, 2018, 193: 237-246.
- [9] Hayat K, Ha S K. Load mitigation of wind turbine blade by aeroelastic tailoring via unbalanced laminates composites[J]. *Composite Structures*, 2015, 128: 122-133.
- [10] Silva-Navarro G, Abundis-Fong H F. Passive/active autoparametric cantilever beam absorber with piezoelectric actuator for a two-story building-like structure [J]. *Journal of Vibration and Acoustics*, 2015, 137 (1) : 011017.
- [11] Bendine K, Boukhoulda F B, Haddag B, et al. Active vibration control of composite plate with optimal placement of piezoelectric patches[J]. *Mechanics of Advanced Materials and Structures*, 2019, 26(4): 341-349.
- [12] Li L, Deng P C, Liu J Z, et al. Theoretical study of the vibration suppression on a mistuned bladed disk using a bi-periodic piezoelectric network[J]. *International Journal of Turbo & Jet-Engines*, 2018, 35(1): 17-28.
- [13] Qiao Y H, Han J, Zhang C Y, et al. Finite element analysis and vibration suppression control of smart wind turbine blade[J]. *Applied Composite Materials*, 2012, 19(3-4): 747-754.
- [14] Guo D W, Xie Z C, Cheng W L. Application of active damping control using piezoelectric material in modeling of a wind turbine blade[C]. *International Conference on Mechanics, Simulation and Control*, 2014, 598: 169-173.
- [15] Tippmann J D, di Scalea F L. Vibration control experiments using piezoelectric transducers on a wind turbine blade [C]//*Proceedings of Sensors and Smart Structures Technologies for Civil, Mechanical, and Aerospace Systems 2013*. SPIE, 2013, 8692:86921H
- [16] Abdelrahman W G, Al-Garni A Z, Abdelmaksoud S I, et al. Effect of piezoelectric patch size and material on active vibration control of wind turbine blades[J]. *Journal of Vibration Engineering & Technologies*, 2018, 6 (2): 155-161.
- [17] Karami M A, Farmer J R, Inman D J. Parametrically excited nonlinear piezoelectric compact wind turbine[J]. *Renewable Energy*, 2013, 50: 977-987.
- [18] Anderson Colin. *Wind Turbines: Theory and Practice* [M]. Cambridge: Cambridge University Press, 2020.
- [19] Russell Mikel. *Wind Tunnels: Models, Aerodynamics and Applications*[M]. New York, USA:Clanrye International, 2015.
- [20] Gjerek B, Drazumeric R, Kosel F. Flutter behavior of a flexible airfoil: multiparameter experimental study [J]. *Aerospace Science and Technology*, 2014, 36: 75-86.
- [21] Drazumeric R, Gjerek B, Kosel F, et al. On bimodal flutter behavior of a flexible airfoil[J]. *Journal of Fluids and Structures*, 2014, 45: 164-179.
- [22] Beyhaghi S, Amano R S. A parametric study on leading-edge slots used on wind turbine airfoils at various angles of attack[J]. *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, 2018, 175: 43-52.
- [23] Yeh J R, Shieh J S, Huang N E. Complementary ensemble empirical mode decomposition: a novel noise enhanced data analysis method [J]. *Advances in Adaptive Data Analysis*, 2010, 2(2): 135-156.
- [24] Gaertner E, Rinker J, Sethuraman L, et al. IEA Wind TCP Task 37: definition of the IEA 15-megawatt offshore reference wind turbine: NREL/TP-5000-75698 [R]: Golden, CO, USA: National Renewable Energy Lab. (NREL), 2020.
- [25] 杨超, 吴志刚, 万志强, 等. 飞行器气动弹性原理[M]. 2版. 北京: 北京航空航天大学出版社, 2016: 112-113.  
Yang Chao, Wu Zhigang, Wan Zhiqiang, et al. *Aeroelastic Principle of Aircraft* [M]. 2nd ed. Beijing: Beijing University of Aeronautics and Astronautics Press, 2016: 112-113.
- [26] Bisplinghoff R L, Ashley H, Halfman R L. *Aeroelasticity*[M]. Courier Corporation, 2013.
- [27] Ibrahim S R. Random decrement technique for modal identification of structures[J]. *Journal of Spacecraft and Rockets*, 1977, 14(11): 696-700.
- [28] 柯世堂, 陆曼曼, 吴鸿鑫, 等. 基于风洞试验 15 MW 风力机叶片颤振后形态与能量图谱研究[J]. *空气动力学学报*, 2022, 40(4): 169-180.  
Ke Shitang, Lu Manman, Wu Hongxin, et al. Experimental study on the post-flutter morphological characteristics and energy dissipation of a 15 MW wind turbine blade [J]. *Acta Aerodynamica Sinica*, 2022, 40 (4) : 169-180.
- [29] Liu J Z, Li L, Fan Y, et al. Research on vibration suppression of a mistuned blisk by a piezoelectric network [J]. *Chinese Journal of Aeronautics*, 2018, 31(2): 285-299.

## Piezoelectric vibration suppression effect and dissipation mechanism of energy of wind turbine blades

WU Hong-xin<sup>1,2</sup>, KE Shi-tang<sup>1,2</sup>, LU Man-man<sup>2</sup>, GAO Mu-en<sup>2</sup>, TIAN Wen-xin<sup>2</sup>,  
WANG Tong-guang<sup>1</sup>

(1.Jiangsu Key Laboratory of Hi-Tech Research for Wind Turbine Design, Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016, China; 2.Department of Civil and Airport Engineering, Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 211106, China)

**Abstract:** Intelligent piezoelectric wind turbine blade is a new conceptual blade with adaptive vibration attenuation proposed with the large-scaled development of wind turbines. This study explores the vibration attenuation effect and energy dissipation mechanism of piezoelectric blades. It could provide a theoretical reference for piezoelectric load vibration reduction design for ultra-large offshore wind turbine blades. Moreover, an aeroelastic model design method of equivalent beam section applicable to section-variable three-dimensional blades is proposed and the piezoelectric vibration attenuation effects of 15 MW wind turbine blades are compared based on synchronous aeroelastic wind tunnel test of vibration and force. The evolution law of rotate speed and energy distribution form of electrical-aeroelastic coupling mode are analyzed based on the secondary developed kinetic model of electromechanical coupling blades. Meanwhile, the dissipation mechanism of energy of piezoelectric blades is disclosed. The research demonstrates that the proposed aeroelastic wind tunnel test can reflect the wind-induced vibration attenuation effect of piezoelectric blades. Piezoelectric materials can narrow the interval of sensitive wind angle of wind turbine blades, increase the critical wind speed for frequency-locked vibration significantly and prolong the energy accumulation time of aeroelastic instability. Piezoelectric materials lead to a uniform transfer of wind-induced vibration energy of blades in the modal space, weaken energy accumulation of negative damping modal, and strengthen the energy dissipation of positive damping modal.

**Key words:** 15 MW wind turbine blades; aeroelastic wind tunnel test; piezoelectric vibration attenuation effect; dissipation mechanism of energy; electrical-aeroelastic coupling mode

作者简介: 吴鸿鑫(1996—),男,博士研究生。电话:(025)84891595; E-mail:wuhongxin\_nuaa@163.com。

通讯作者: 柯世堂(1982—),男,博士,教授。电话:(025)84891595; E-mail:keshitang@163.com。