

风力机叶片约束阻尼结构建模及抑颤研究

孙大刚, 赵树萍, 孟 杰, 宋 勇, 李占龙

(太原科技大学机械工程学院, 太原 030024)

摘 要: 针对大型风力机叶片的颤振问题, 提出将约束阻尼结构应用于叶片以增大其结构阻尼。基于能量法建立局部约束阻尼叶片的动力学模型, 推导出结构损耗因子的表达式; 根据模态应变能分布情况确定约束阻尼层的敷设位置, 并参数化分析阻尼层与约束层厚度对模态损耗因子的影响, 采用混合单元法建立某型 1.5 MW 风力机阻尼叶片三维有限元模型; 通过 Newmark 直接积分法对普通叶片及阻尼叶片在额定风速和极限风速下的动力响应进行仿真对比。结果显示, 与普通叶片相比, 约束阻尼结构叶片在两种风速下叶尖挥舞和摆振方向的位移、加速度标准差均减小 50% 以上, 可显著提高叶片的抑颤能力。

关键词: 风力机; 叶片; 阻尼约束结构; 抑颤

中图分类号: TK8

文献标识码: A

0 引 言

风力机的大型化和风电场的规模化是当今风电的发展趋势, 该趋势不仅促进了风电的产业化而且提高了其技术经济性。然而, 随着风力机的大型化, 其叶片越来越“柔细”化。在风场气动力、弹性及惯性力相互作用下, 细长叶片各模态之间会发生振动耦合, 产生气弹不稳定的颤振现象^[1]。叶片颤振会对风力机的运转产生不利影响, 颤振引发的交变应力会使叶片产生疲劳裂纹, 甚至发生断裂破坏^[2]。因此, 长展向叶片颤振抑制就成为大型风力机研发亟待解决的问题之一。

在风力机叶片颤振控制研究领域, 国内外学者侧重于通过气动、主动控制方法对叶片抑颤开展研究: 有设计出可变形状或后缘带有襟翼的叶片来调节气动载荷, 降低叶尖损失, 使叶片获得良好的失速特性实现减振降噪^[3,4]; 有将智能压电材料埋入风力机叶片中, 利用其逆压电效应使结构产生变形和内应力, 从而改变叶片的固有频率, 消除共振^[5]; 有在叶片翼型背部引入射流以抑制其在大攻角范围的颤振^[6]。然而, 上述 3 种方法会在一定程度上降低风力机的风能利用率, 且主动控制需要复杂的控制器与能源输入, 其可靠性难以保证。

目前大多数风力机叶片是使用玻璃纤维增强复合材料(glass fibre-reinforced polymer, GFRP)制造的, 其材料损耗因子为 0.01~0.03^[7], 是金属材料的几十到几百倍, 但随着叶片的大型化和柔性化, 传统叶片已无法满足抑制颤振所需要的阻尼, 因此需采用高阻尼性能的复合材料或在传统叶片上附加阻尼。研究表明, 挥舞/摆振对结构阻尼十分敏感, 结构阻尼可明显缩小摆振不稳定的 κ (缩减速度) 值区间, 且可完全消除叶片的挥舞颤振, 使其在任意 κ 值下保持稳定^[8]。韩斌慧等^[9]研究通过自由阻尼层结构增大叶片的结构阻尼, 但仅对二维翼型进行了数值仿真。与自由阻尼层结构相比, 约束阻尼层结构具有更为良好的减振作用, 本文将局部约束阻尼层结构应用于风力机叶片, 建立约束阻尼叶片动力学模型和三维有限元模型并对其抑颤效果进行数值仿真分析。

1 阻尼叶片动力学模型

图 1 为局部约束阻尼叶片截面示意图, 这里的基本结构层(基层)就是叶片本身, 阻尼层为粘弹材料, 约束层材料要求比重小, 模量与阻尼层材料差别要大, 而复合材料正具备这些特点, 因此约束层

收稿日期: 2016-02-16

基金项目: 国家自然科学基金(51305288); 太原科技大学博士启动基金(20122050)

通信作者: 孙大刚(1955—), 男, 博士、教授、博士生导师, 主要从事机械振动控制与利用方面的研究。sundgbox@sina.com

选用与叶片相同的材料。为了不影响叶片的气动性能,将约束阻尼层粘贴在叶片内壁,通过优化其位置和厚度(h_v 、 h_c),能够在保证减振效果的前提下,大幅度减少阻尼覆盖面积及附加质量。

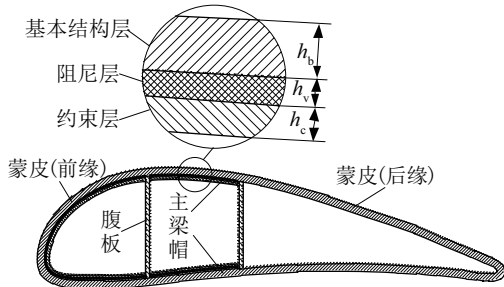


图1 局部约束阻尼叶片截面示意图

Fig. 1 Schematic cross section of local constraint damping blade

约束阻尼叶片微元近似为柱壳结构,如图2所示, x 、 z 、 θ 分别为径向、展向和周向坐标; w 、 u 、 v 分别为各层中面在 x 、 z 、 θ 方向的位移;下标 b 、 v 、 c 分别表示基层、阻尼层和约束层; R_c 为约束层中面半径, m ; L_z 为微元结构展向尺寸, m ; Θ 为周向尺寸, $(^\circ)$ 。

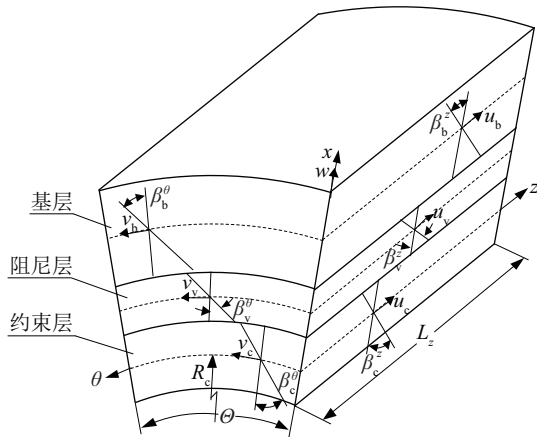


图2 约束阻尼叶片微元结构

Fig. 2 Micro-unit structure of constraint damping blade

分析中假设:1)基层与约束层满足 Donnell 薄壳理论,忽略其剪切变形;2)鉴于阻尼层模量远小于基层、约束层,只考虑其剪切应变;3)结构层间位移和转角连续;4)各层径向不被压缩,即 $\partial w / \partial x = 0$ 。

根据层间变形协调关系,约束阻尼结构微元各层任意点的位移可表示为:

$$\begin{cases} \bar{w}_i = w_i \\ \bar{u}_i = u_i + x\beta_i^z \\ \bar{v}_i = v_i + x\beta_i^\theta \end{cases} \quad (1)$$

式中, w_i 、 u_i ——各层中面 x 、 z 向的位移, m ;
 v_i ——各层中面 θ 向的位移, $(^\circ)$, $i=b, v, c$; β_i^z 、 β_i^θ ——微元各层绕展向和周向的转角, $(^\circ)$ 。

对基层和约束层应用薄壳理论得到:

$$\beta_i^z = \frac{\partial \bar{w}_i}{\partial z} \quad \beta_i^\theta = \frac{\partial \bar{w}_i}{R_i \partial \theta} \quad (i=b, c) \quad (2)$$

式中, β_b ——基层中面半径, m 。

根据层间位移连续性条件得到 β_v^z 和 β_v^θ [10]:

$$\beta_v^z = \frac{1}{h_v} \left(u_c - u_b - \frac{h_b}{2} \beta_b^z - \frac{h_c}{2} \beta_c^z \right) \quad (3)$$

$$\beta_v^\theta = \frac{1}{h_v} \left(v_c - v_b - \frac{h_b}{2} \beta_b^\theta - \frac{h_c}{2} \beta_c^\theta \right) \quad (4)$$

式中, h_b 、 h_v 、 h_c ——基层、阻尼层和约束层厚度, m 。

阻尼层剪切应变位移关系 [11]:

$$\begin{cases} \gamma_{x\theta} = \frac{1}{R_v} \frac{\partial \bar{w}_v}{\partial \theta} - \frac{\bar{v}_v}{R_v} + \beta_v^\theta \\ \gamma_{\theta z} = \frac{\partial \bar{v}_v}{\partial z} + x \frac{\partial \beta_v^\theta}{\partial z} + \frac{1}{R_v} \frac{\partial \bar{u}_v}{\partial \theta} + \frac{x}{R_v} \frac{\partial \beta_v^z}{\partial \theta} \\ \gamma_{xz} = \frac{\partial \bar{w}_v}{\partial z} + \beta_v^z \end{cases} \quad (5)$$

式中, $\gamma_{x\theta}$ 、 $\gamma_{\theta z}$ 、 γ_{xz} ——阻尼层在 $x\theta$ 、 $z\theta$ 、 xz 平面内的剪切应变; R_v ——阻尼层中面半径, m 。

微元结构阻尼层横向剪切应变能(U_v)为:

$$U_v = \frac{1}{2} \int_0^{L_z} \int_{-\Theta/2}^{\Theta/2} \int_{-h_v/2}^{h_v/2} (\tau_{x\theta} \gamma_{x\theta} + \tau_{\theta z} \gamma_{\theta z} + \tau_{xz} \gamma_{xz}) x dx d\theta dz \quad (6)$$

式中, τ 、 γ ——阻尼层的剪切应力与应变。

将阻尼层视为各向同性材料,则有:

$$\tau_{x\theta} = G \gamma_{x\theta}, \tau_{\theta z} = G \gamma_{\theta z}, \tau_{xz} = G \gamma_{xz} \quad (7)$$

式中, G ——阻尼层材料剪切模量, $G = E / (2(1 + \nu))$, 其中 E 为弹性模量, ν 为泊松比。

忽略铺层间的剪切应变,复合材料的应变能由每一铺层的应变能叠加得到,故基层与约束层应变能为:

$$U_b = \frac{1}{2} \sum_p \int_{V_b^p} (\sigma_{11} \varepsilon_{11} + \sigma_{22} \varepsilon_{22} + \sigma_{33} \varepsilon_{33}) dV_b^p \quad (8)$$

$$U_c = \frac{1}{2} \sum_p \int_{V_c^p} (\sigma_{11} \varepsilon_{11} + \sigma_{22} \varepsilon_{22} + \sigma_{33} \varepsilon_{33}) dV_c^p \quad (9)$$

式中, N_b 、 N_c ——基层与约束层的铺层数; V_b^p 、

V_c^p ——基层和约束层第 p 个铺层的积分体积; σ 、 ε ——每一铺层的应力、应变,下标 1、2、3 代表层坐标系的 3 个方向^[12]。

基层、阻尼层和约束层动能 T_i :

$$T_i = \frac{1}{2} \rho_i \int_0^{L_z} \int_0^\Theta \int_{-h_i/2}^{h_i/2} \left[\left(\frac{d\bar{w}_i}{dt} \right)^2 + \left(\frac{d\bar{u}_i}{dt} \right)^2 + \left(\frac{d\bar{v}_i}{dt} \right)^2 \right] x dx d\theta dz \quad (10)$$

式中, ρ_i ——对应各层的材料密度; $i=b, v, c$ 。

将约束阻尼叶片全部单元的应变能与动能分别相加,利用拉格朗日方程得到系统的运动方程:

$$(K^* - \omega^2 M)q = F \quad (11)$$

式中, K^* ——复刚度矩阵; ω ——模态频率; M ——质量矩阵; q ——节点位移矢量; F ——节点外载荷矢量。

作为衡量结构耗能能力的重要指标,约束阻尼叶片第 j 阶模态的结构损耗因子 η_j :

$$\eta_j = \frac{\varphi_j^T \text{Im}(K^*) \varphi_j}{\varphi_j^T \text{Re}(K^*) \varphi_j} \quad (12)$$

式中, $\text{Im}(K^*)$ —— K^* 的虚部; $\text{Re}(K^*)$ —— K^* 的实部; φ_j ——第 j 阶模态特征向量。

2 阻尼叶片有限元建模

2.1 普通叶片

参考某型 1.5 MW 变桨距风力机的基本参数:风轮直径 70 m,叶片长度 33.25 m;额定转速 18 r/min;额定风速 12 m/s,极限风速 44.6 m/s。叶片结构为典型的蒙皮(矩形)主梁形式;叶片材料为 GFRP,密度 1950 kg/m³,展向弹性模量 42.6 GPa,径向弹性模量 16.5 GPa,剪切弹性模量 5.5 GPa,泊松比 0.22。

ANSYS 中用来模拟复合材料的层单元有 SHELL99、SHELL91、SHELL181、SOLID46 和 SOLID191。其中,SHELL181 为 4 节点 3D 壳单元,支持大应变非线性分析,每一铺层的材料特性、铺设角度以及厚度可通过横截面的相关命令定义,且可偏置节点,利于粘贴阻尼层,适用于风力机叶片建模。根据该叶片的翼型数据及铺层设计参数,在 ANSYS 中通过自底向上的直接建模方法得到的叶片有限元模型及网格划分情况如图 3 所示。

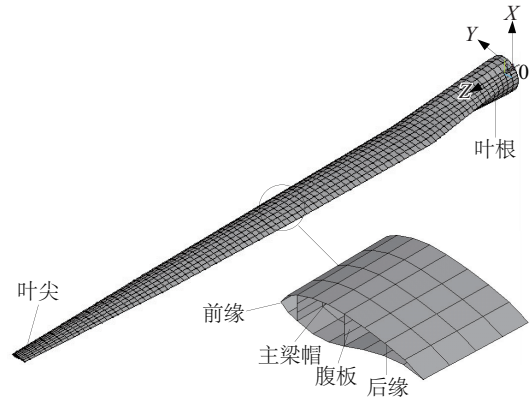


图3 风力机叶片有限元模型

Fig. 3 Finite element model of wind turbine blade

2.2 约束阻尼层敷设

1) 敷设位置

在一个振动周期内,图 2 所示微元的阻尼层剪切耗损能 ΔW 为:

$$\Delta W = \beta \pi G \int_0^{L_z} \int_0^\Theta \int_{-h_i/2}^{h_i/2} (\gamma_{x\theta}^2 + \gamma_{\theta z}^2 + \gamma_{xz}^2) x dx d\theta dz \quad (13)$$

式中, β ——阻尼层材料损耗因子。

可见当 β 和 G 一定时,使阻尼层处于剪应变变大的地方可增强夹层结构的阻尼效果。实验模态分析表明,叶片在振动时高阶模态所占的比例较小,对颤振影响也较小^[13],因此选择叶片的第 1、第 2 阶模态为阻尼减振设计的关键模态。将单叶片简化为根部固定的悬臂梁,对无阻尼叶片进行模态分析得到前两阶模态应变能集中位置,如表 1 所示。综合两阶模态可确定约束阻尼层的敷设位置。

表1 模态应变能集中位置

Table 1 Positions of the modal strain energy concentration

模态	频率/Hz	振型	位置	
			展向位置 r/R	周向位置
1	1.4637	挥舞	0.25~0.7	主梁帽
			0.07~0.3	主梁帽
2	1.7884	摆振	0.07~0.1	前缘
			0.1~0.4	后缘

注: r ——叶片截面到叶轮旋转中心的距离; R ——叶轮半径。

2) 约束阻尼参数选取

除了敷设位置,阻尼层与约束层的模量和厚度也是影响层合结构阻尼的重要参数。根据风力机叶片正常运行温度在 -20~40 ℃,主要模态的振

动频率在 10 Hz 以下,结合诺模图,选择以丁基橡胶为基础,通过共混而成的 9050A 作为阻尼层材料。参考内蒙古阿拉善左旗乔治风电场的年平均温度,阻尼层材料取温度 9 ℃,频率 1.5 Hz 下的试验数据^[14]: $G=3.2$ MPa, $\beta=0.9$,忽略其温频效应,取为各向同性材料,泊松比 $\nu=0.495$,密度 1300 kg/m³。

建模时,阻尼层选用 8 节点体单元 SOLID185 模拟其大幅剪切变形,约束层采用与叶片相同的壳单元。为模拟阻尼层与基层、约束层的粘接状态,通过使用 SECOFFSET 命令将壳单元节点偏置到

阻尼层位置,采用 MPC (multipoint constraint) 法对 SOLID 和 SHELL 单元进行连接以保证交界面上的位移协调。

由于风力机叶片各处的铺层是根据载荷来定,不同位置,叶片铺层厚度 h_b 差别较大。为获得理想的结构阻尼,可对不同位置敷设的阻尼层和约束层厚度做不同设计;先在 1 阶应变能最大处 ($0.4r/R \sim 0.5r/R$ 主梁帽上)做参数化设计,研究粘贴不同厚度阻尼层与约束层对结构前两阶模态损耗因子的影响。具体的有限元计算结果如表 2 所示。

表 2 $0.4r/R \sim 0.5r/R$ 主梁帽上不同阻尼方案有限元计算结果

Table 2 Finite element calculation results of different damping scheme on $0.4r/R \sim 0.5r/R$ girder cap

方案	h_b/mm	h_c/mm	一阶模态		二阶模态	
			频率 ω_1/Hz	损耗因子 $\eta_1/\%$	频率 ω_2/Hz	损耗因子 $\eta_2/\%$
1	0.1	0.0	1.4637	0.22×10^{-4}	1.7883	0.4388×10^{-5}
2	0.1	0.2	1.4698	0.5694	1.7885	0.8296×10^{-2}
3	0.2	0.2	1.4673	0.3148	1.7884	0.4655×10^{-2}
4	0.5	0.2	1.4657	0.1382	1.7881	0.2918×10^{-2}
5	0.5	0.5	1.4669	0.1409	1.7882	0.3714×10^{-2}
6	0.1	0.3	1.4702	0.5702	1.7886	0.8340×10^{-2}
7	0.1	0.5	1.4710	0.5707	1.7886	0.8488×10^{-2}

对比分析可知,不同方案的一阶、二阶模态频率相差不大,损耗因子差别较大。当约束层厚度为零时(自由阻尼层结构),一、二阶模态损耗因子 η_1 、 η_2 很小,接近于零;当约束层厚度 h_c 一定时, η_1 、 η_2 随阻尼层厚度 h_b 的增加而减小,这应该是由粘弹性材料本身的模量较小,阻尼层厚度的增加反而会使其在外力作用下剪切变形减小;当 h_b 一定时, η_1 、 η_2 随 h_c 的增加而增大,但增幅有限。因此,根据表 2 不同方案的对比,选该处 $h_b=0.1$ mm, $h_c=0.5$ mm。采用同样的方法确定其余位置阻尼层和约束层的厚度,最终得到局部约束阻尼叶片结构,其一阶、二阶模态损耗因子分别为 4.69% 和 4.79%,增重 0.1955 t,为原叶片质量的 4.39%。

3 阻尼叶片抑颤效果分析

3.1 叶片受力分析

作用在翼型上的气动力 F_A 可分解为垂直于来流相对速度 v_r 的气动升力 L 和平行于 v_r 的气动阻力

D ,由定常气动理论可知单位展长气动力:

$$L = \frac{1}{2} \rho v_r^2 c C_L(\alpha) \quad (14)$$

$$D = \frac{1}{2} \rho v_r^2 c C_D(\alpha) \quad (15)$$

式中, ρ ——来流空气密度, kg/m³; c ——翼型弦长, m; C_L ——升力系数; C_D ——阻力系数; α ——攻角, (°), 为翼弦与来流相对速度所成角度。将升力和阻力投影到与风轮平面垂直和相切的方向得到法向载荷 F_x 和切向载荷 F_y , 如图 4 所示。

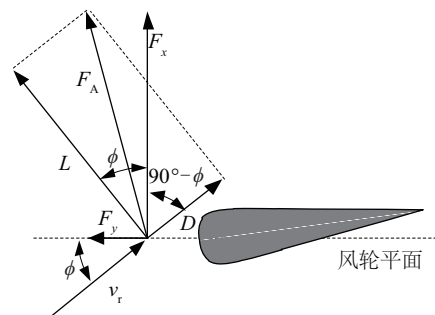


图 4 叶片上的气动力

Fig. 4 Aerodynamic force on the blade

$$F_x = L \cos \phi + D \sin \phi = \frac{1}{2} \rho v_r^2 c (C_L \cos \phi + C_D \sin \phi) \quad (16)$$

$$F_y = L \sin \phi - D \cos \phi = \frac{1}{2} \rho v_r^2 c (C_L \sin \phi - C_D \cos \phi) \quad (17)$$

式中, ϕ ——相对速度 v_r 与风轮平面的夹角, ($^\circ$)。

取叶片的 N 个截面, 计算出半径 r_i 处的叶片单位长度上的切向力 $F_{y,i}$, 并且假设切向力在半径 r_i 与半径 r_{i+1} 之间线性变化, 这样半径 r_i 与半径 r_{i+1} 之间的载荷 F_y 为:

$$F_y = A_i r + B_i \quad (18)$$

半径 r_i 与半径 r_{i+1} 之间线性变化的切向载荷对整个轴扭矩的贡献 $M_{i,i+1}$:

$$M_{i,i+1} = \int_{r_i}^{r_{i+1}} r F_y dr = \frac{1}{3} A_i (r_{i+1}^3 - r_i^3) + \frac{1}{2} B_i (r_{i+1}^2 - r_i^2) \quad (19)$$

单个叶片上的轴扭矩:

$$M_{\text{tot}} = \sum_{i=1}^{N-1} M_{i,i+1} \quad (20)$$

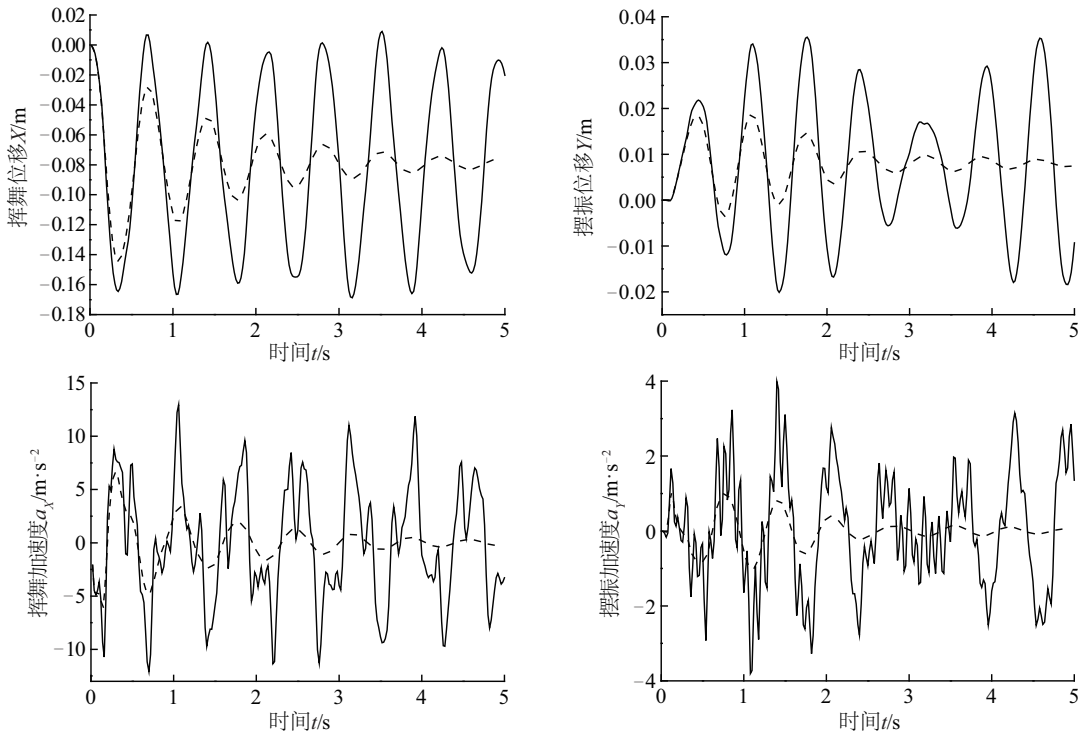
取 $N=5$, 将载荷仿真软件 Bladed 计算出的该风力机叶片研究风速叶根坐标系下各截面处的剪力和弯矩, 按照力等效的原则转化为叶片各截面多点约束的集中力载荷 ΔF_{xi} 、 ΔF_{yj} [15], $i, j=1 \sim 5$, 并根据式 (18) ~ 式 (20) 计算得到轴扭矩 ΔM_z , 将

ΔF_{xi} 、 ΔF_{yj} 、 ΔM_z 以及离心力 ΔF_z 加载到有限元模型上。

3.2 抑颤效果分析

结构的动力响应一般有频域和时域两种分析方法, 鉴于阻尼材料的非线性特性选择时域分析法。采用 Newmark 直接积分法对普通叶片和阻尼叶片在额定风速与极限风速下的动力响应进行数值仿真分析。图 5 为叶尖质心挥舞及摆振方向的位移和加速度响应曲线, 可看出普通叶片颤振平稳, 附加约束阻尼层后, 叶片抑颤效果明显。

由表 3 知, 阻尼叶片与普通叶片相比, 额定风速下叶尖挥舞和摆振方向位移绝对值的最大值分别减小了 14.46%、47.04%, 位移标准差分别减小了 59%、71.1%, 加速度标准差分别减小了 64.8%、75.5%; 极限风速下叶尖挥舞和摆振方向位移绝对值的最大值分别减小了 12.11%、48.1%, 位移标准差分别减小了 57.9%、69.6%, 加速度标准差分别减小了 61.0%、72.0%。经数据对比, 可看出叶片摆振方向的阻尼抑颤效果比挥舞方向更佳, 分析发现附加约束阻尼层后前者模态损耗因子大于后者, 因此摆振方向的振动能耗散率较高。



a. 额定风速

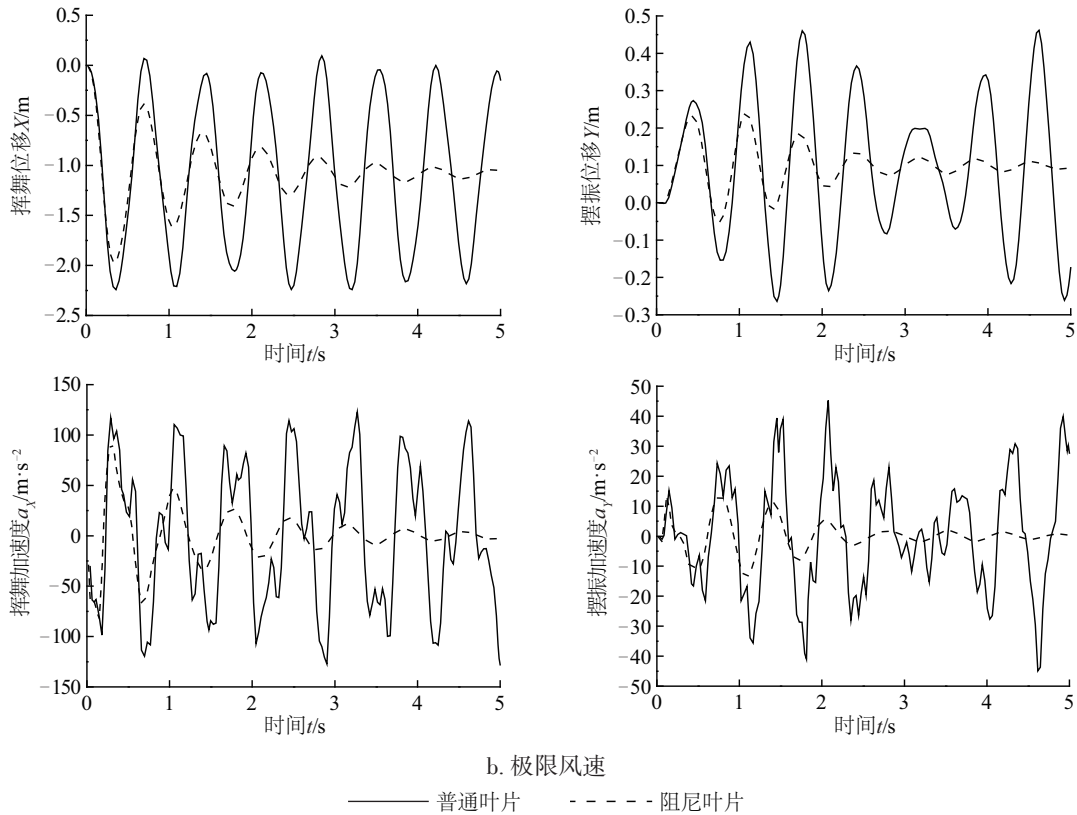


图5 普通叶片和阻尼叶片叶尖位移、加速度响应曲线

Fig. 5 Responsive curves of displacement and acceleration at blade tips

表3 仿真结果

Table 3 Simulation results

工况	评价指标	挥舞				摆振			
		普通叶片		阻尼叶片		普通叶片		阻尼叶片	
		X/m	$a_x/m \cdot s^{-2}$	X/m	$a_x/m \cdot s^{-2}$	Y/m	$a_y/m \cdot s^{-2}$	Y/m	$a_y/m \cdot s^{-2}$
额定风速	最大值	0.0090	12.9477	-0.0004	6.6781	0.0355	3.9841	0.0188	1.0209
	最小值	-0.1687	-12.0899	-0.1443	-6.0509	-0.0201	-3.8015	-0.0036	-0.9971
	标准差	0.0576	5.5582	0.0236	1.9580	0.0152	1.5292	0.0044	0.3753
极限风速	最大值	0.0942	122.8200	-0.0059	91.4522	0.4616	45.2715	0.2397	13.4149
	最小值	-2.2428	-128.0250	-1.9713	-83.0631	-0.2642	-44.9059	-0.052	-13.6453
	标准差	0.7809	71.0131	0.3291	27.6696	0.1973	19.0155	0.06	5.3277

4 结 论

1) 将局部约束阻尼结构应用于大型风力机叶片, 建立约束阻尼叶片的动力学模型和三维有限元模型, 并对某型 1.5 MW 风力机普通叶片和阻尼叶片在两种风速下的动力响应进行仿真对比。结果表明, 与普通叶片相比, 阻尼叶片挥舞与摆振方向

的抑颤能力显著提高, 且摆振方向的抑颤效果优于挥舞方向。

2) 为更准确地研究阻尼叶片的抑颤效果, 复合材料本身的阻尼以及阻尼材料的温频效应也应予以考虑; 在此基础上可尝试主动约束阻尼结构在大型风力机柔性叶片颤振控制中的应用, 以充分发挥主、被动振动控制方法各自的优势。

[参考文献]

- [1] 任勇生, 杜向红, 杨树莲. 风力机复合材料柔性叶片的颤振分析[J]. 振动与冲击, 2011, 30(9): 64—69.
- [1] Ren Yongsheng, Du Xianghong, Yang Shulian. Flutter analysis of composite flexible wind turbine blades [J]. Journal of Vibration and Shock, 2011, 30(9): 64—69.
- [2] 杨树莲, 侯志强, 任勇生, 等. 风力机叶片气动弹性和颤振主动控制研究进展[J]. 机械设计, 2009, 26(9): 1—3, 7.
- [2] Yang Shulian, Hou Zhiqiang, Ren Yongsheng, et al. Wind turbine blade aeroelastic and flutter active control study progress [J]. Mechanical Design, 2009, 26(9): 1—3, 7.
- [3] Larwood S, Zuteck M. Swept wind turbine blade aeroelastic modeling for loads and dynamic behavior[J]. AWEA Windpower, 2006: 1—17.
- [4] Eisele O, Pechlivanoglou G, Nayer N C. Experimental investigation of dynamic load control strategies using active microflaps on wind turbine blades [A]. Proceedings of EWEA Scientific Conference [C], Brussels Belgium, 2011.
- [5] 乔印虎, 韩江, 刘春晖, 等. 智能夹层风力机叶片振动主动控制研究[J]. 太阳能学报, 2012, 33(2): 185—189.
- [5] Qiao Yinhu, Han Jiang, Liu Chunhui, et al. Active vibration control of wind turbine blade with intelligent sandwich structure [J]. Acta Energiae Solaris Sinica, 2012, 33(2): 185—189.
- [6] 金琰, 袁新. 风力机翼型颤振及射流减振技术的气动弹性研究[J]. 太阳能学报, 2002, 23(4): 403—407.
- [6] Jin Yan, Yuan Xin. Aeroelastic analysis on an airfoil's flutter and flutter control technique of blowing [J]. Acta Energiae Solaris Sinica, 2002, 23(4): 403—407.
- [7] 武海鹏, 侯涤洋, 孙立娜. 玻璃纤维、碳纤维复合材料的阻尼性能分析[J]. 应用力学学报, 2012, 29(1): 65—69.
- [7] Wu Haipeng, Hou Diyang, Sun Lina. Glass fiber, carbon fiber composite damping performance analysis [J]. Chinese Journal of Applied Mechanics, 2012, 29(1): 65—69.
- [8] 任勇生, 林学海. 风力机叶片挥舞/摆振的动力失速非线性气弹性研究[J]. 振动与冲击, 2010, 29(1): 121—124, 24.
- [8] Ren Yongsheng, Lin Xuehai. Flap/lead-lag non-linear aeroelastic stability of a wind turbine blade system during dynamic stall [J]. Journal of Vibration and Shock, 2010, 29(1): 121—124, 24.
- [9] 韩斌慧, 孙大刚, 李占龙, 等. 风力机叶片阻尼抑颤特性分析[J]. 太阳能学报, 2014, 35(7): 1196—1201.
- [9] Han Binhui, Sun Dagang, Li Zhanglong, et al. The wind turbine blade damping suppressing flutter characteristics analysis [J]. Acta Energiae Solaris Sinica, 2014, 35(7): 1196—1201.
- [10] Jin Guoyong, Yang Chuanmeng, Liu Zhigang, et al. A unified method for the vibration and damping analysis of constrained layer damping cylindrical shells with arbitrary boundary conditions [J]. Composite Structures, 2015, 130: 124—142.
- [11] 石慧荣, 高溥, 李宗刚, 等. 局部约束阻尼柱壳振动分析及优化设计[J]. 振动与冲击, 2013, 32(22): 146—151.
- [11] Shi Huirong, Gao Pu, Li Zonggang, et al. Vibration analysis and optimization design of a cylindrical shell treated with constrained layer damping [J]. Journal of Vibration and Shock, 2013, 32(22): 146—151.
- [12] 张少辉, 陈花玲, 梁天锡. 纤维增强树脂基复合材料阻尼特性的数值模拟[J]. 航空材料学报, 2004, 24(3): 10—14.
- [12] Zhang Shaohui, Chen Hualing, Liang Tianxi. Numerical simulation on the damping characteristic of fiber reinforced composite [J]. Journal of Aeronautical Materials, 2004, 24(3): 10—14.
- [13] 叶枝全, 马昊民, 丁康. 水平轴风力机桨叶的实验模态分析[J]. 太阳能学报, 2001, 22(4): 473—476.
- [13] Ye Zhiquan, Ma Haomin, Ding Kang. Experimental model analysis of the rotor blade of the horizontal axis wind turbine [J]. Acta Energiae Solaris Sinica, 2001, 22(4): 473—476.
- [14] 徐赵东. (铅)粘弹性阻尼结构的试验与研究[D]. 西安: 西安建筑科技大学, 2001.
- [14] Xu Zhaodong. Experiment and study about the (lead) viscoelastic structure [D]. Xi'an, Xi'an University of Architecture and Technology, 2001.
- [15] 李惠, 王同光. 风力机叶片分布力函数加载方式有限元分析[J]. 太阳能学报, 2013, 34(3): 485—489.
- [15] Li Hui, Wang Tongguang. FEM simulation of distributed force function loading applied on wind turbine blade [J]. Acta Energiae Solaris Sinica, 2013, 34(3): 485—489.

RESEARCH OF CONSTRAINT DAMPING STRUCTURE MODELING AND FLUTTER SUPPRESSION FOR WIND TURBINE BLADE

Sun Dagang, Zhao Shuping, Meng Jie, Song Yong, Li Zhanlong

(School of Mechanical Engineering, Taiyuan University of Science and Technology, Taiyuan 030024, China)

Abstract: In order to overcome the flutter problem of large scale wind turbine blade, the constraint damping structure is applied to the blade for increasing structural damping. The dynamical model of local constraint damping blade is established based on energy method to derive the expression of structural loss factor. The laying position of constraint damping layer is determined based on the distribution of modal strain energy. Parametric analysis of the effects of damping layer and constrained layer thickness on modal loss factor is carried out. Then three-dimensional finite element model of certain type 1.5 MW wind turbine damping blade is established by using the minge unit method. The dynamic responses of ordinary blade and damping blade under rated wind speed and limit wind speed are simulated numerically by the Newmark direct integration method. The results show that compared with ordinary blade, the standard deviations of displacement and acceleration of blades with constrained damping structure at both wind speeds in flapping and swinging direction of blade tip are reduced by more than 50%, which can significantly increase the flutter suppression ability of blade. The research results can provide reference for the flutter control of large scale wind turbine blade.

Keywords: wind turbines; blades; damping; constraint structure; flutter suppression