文章编号: 0254-0096(2012) 03-0457-05

# 风电叶片阻尼测定及其在频率计算中的应用

## 石可重<sup>1</sup>,赵晓路<sup>1</sup>,梁乃刚<sup>2</sup>,徐建中<sup>1</sup>

(1. 中国科学院工程热物理研究所,北京 100190; 2. 中国科学院力学研究所,北京 100190)

摘 要: 以某现有 1.5MW 风电机组叶片为例,开展结构模态试验,探索采用环境激励手段,测定叶片结构阻尼参数的方法,并将所测量数据结果应用于新设计叶片的频率计算分析中。计算采用复特征值有限元数值方法,分析 了在结构阻尼影响下叶片的频率特性以及结构阻尼在一定范围内改变时,叶片频率特性的受影响情况。所采用的 试验与计算方法可满足风电机组叶片检测及新型叶片研发的需要。

关键词: 风电叶片; 阻尼; 试验; 频率; 数值计算 中图分类号: TK83 文献标识码: A

### 0 引 言

风电机组工作运行中,叶片的振动不可避免。 当叶片振动频率接近其固有频率时将会发生共振现 象 影响机组的安全运行。此外由于风电机组叶轮、 机舱、塔架、基础等的动力特性相互耦合,要求在设 计阶段就必须保证相互之间有合理的匹配。目前国 内也出现了一些由于叶片与整机动力学参数匹配不 合理而无法应用的事例。

风电机组叶片结构与气动弹性分析中的一项重 要内容是确定叶片结构的模态参数。一般来说,风 电机组叶片模态频率分析,主要是确定叶片第一阶、 第二阶挥舞频率和第一阶摆振频率以及第一阶扭振 频率<sup>[1]</sup>,分析方法主要分为计算模态分析和试验模 态分析<sup>[2~4]</sup>。

风电机组实际运行中,叶片受其结构及外界气 动环境等因素导致的阻尼影响,频率等动力学特性 参数相对于无阻尼状态下会有所改变。而目前在风 电叶片设计研究中,由于阻尼值难以确定,频率计算 大都采用忽略阻尼的计算方法<sup>[5-8]</sup>。其能否如实准 确反映叶片真实情况还有待探讨。准确获取叶片相 关的阻尼数据,并将其引入到计算分析中,对于正确 评价风电叶片动力特性,乃至整个机组的动力特性, 都具有重要意义。 本文通过将叶片的模态试验与数值计算相结 合,对现有叶片开展相关模态试验分析,通过参数识 别,获取结构阻尼信息。进而利用试验的结果,应用 于相似新型叶片模态数值计算中,用以分析研究风 电叶片在阻尼影响下的结构频率等参数情况。由于 大型风电叶片特殊的结构特点,如何开展阻尼参数 测定以及测定的数据如何应用于数值计算,是本研 究所需解决的。研究中所采用的试验与计算方法, 可帮助掌握新型叶片在阻尼情况下的动力特性,并 有助于在此基础上开展相关气动弹性等问题的分析 与研究工作。

#### 1 阻尼影响下固有频率计算基本公式

结构模态分析指用计算或试验的方法分析结构 的动力特性,包括结构的固有频率、模态振型、模态 阻尼及其他模态参数。

结构动力学中,针对线性离散系统的运动方程 为:

[*M*]{*x*} + [*C*]{*x*} + [*K*]{*x*} = 0 (1) 式中, [*M*] — 质量矩阵; [*C*] — 阻尼矩阵; [*K*] — 刚度矩阵; {*x*} — 位移向量。

式(1)可用模态坐标解耦,建立模态坐标系下 的运动方程:

 $[m_i]{\ddot{q}} + [c_i]{\dot{q}} + [k_i]{q} = \{F_r\}$ (2)

收稿日期: 2010-03-31

基金项目: 国家自然科学基金(50836006); 国家能源应用技术研究及工程示范项目(NY20110601-1)

通讯作者:石可重(1969—),男,硕士、副研究员,主要从事风能利用方面的研究。shikezhong@ mail.etp.ac.cn

当阻尼矩阵不是比例阻尼或可解耦阻尼时,须 用复模态解耦,其复特征方程为:

 $\lambda^2 + 2\zeta\omega_0\lambda + \omega_0^2 = 0 \tag{3}$ 

复特征值为:

458

$$\lambda_{1,2} = -(\zeta \mp \sqrt{\zeta^2 - 1}) \omega_0 \tag{4}$$

对于大多数叶片情况,临界阻尼比小于1,则此 时结构的频率值为:

$$\omega_{\rm d} = \omega_0 \sqrt{1 - \zeta^2} \tag{5}$$

式中  $\omega_0$ ——无阻尼情况下的结构频率 ,其值可通过 实特征值计算获得; $\zeta$ ——临界阻尼比。当已知阻尼 特性数据时 ,可依据式(6) ,计算出阻尼影响下的叶 片固有频率  $\omega_d$ 。

从式(6)可看出,受阻尼影响,叶片结构的固有 频率值低于无阻尼情况下的数值,减小程度取决于 阻尼的大小,阻尼越大,减小程度也越大。当阻尼很 小时,叶片固有频率值近似等于无阻尼状态下的数 值。

由于阻尼特性难以用计算方法得到,对于新设 计的叶片,如何获取与设定阻尼参数,是一个难点。 一般情况下相似结构(包括类似的材料性能)在相 似工况下有相近的结构阻尼。因此,本文研究将通 过对现有叶片开展试验模态分析,获取阻尼信息,将 其应用于相似的新型叶片数值计算中。

#### 2 叶片环境激励试验

试验模态分析方法依据试验载荷类型,可分为 频响函数法和环境激励法两种。频响函数法是利用 频域的频响函数(FRF)或时域的脉冲响应函数 (IRF)对模态参数进行估计。因此,该方法必须利 用带测力计的激振器或力锤施加可测量的激励载 荷。频响函数法可估计所有模态参数,包括固有频 率、模态振型、模态阻尼、模态质量和模态刚度,且精 度较高。

环境激励法是在试验过程中不需要测量激励载 荷的方法。工程中的大量结构和机器(如大型房屋 建筑,大型桥梁,汽轮发电机组等)都是很难人工施 加激励的,其结构的响应主要由环境激励引起,而这 些环境激励是既不可控制又难以测量的。目前典型 的风电机组叶片结构尺寸及质量都较大,运行中的 结构响应主要由环境激励引起,而其薄壳结构又不 适合采用激振器或力锤等施加激励力,因此本研究 采用环境激励法进行模态试验。

本文以某 1.5MW 风电叶片为例进行试验。试 验叶片材料为玻璃纤维增强环氧树脂,夹心材料为 PVC 轮廓板,采用真空吸注工艺成形。试验数采设 备为 DH3817 动静态测试分析系统,试验中传感器 采用磁电式速度传感器,该传感器具有适宜超低频、 大幅值测量,动态范围大,密封性能好,无需调零位 等优点。传感器通过紧固皮带固定在叶片表面上, 通过垫片调整传感器的方位。

为了获得更多的测点响应,提高分析精度,避免 有模态漏检,模态试验每组测量均分两批进行。沿 叶片展向等间距分布设定多个测量截面,以靠近叶 尖处测点为参考点。

设备调试检查无误后开始试验采样,每次试验 采样时间为600s,采样频率为200Hz。



图 1 某测点处采集的时域信号

Fig. 1 Time signal of one test point

将获得的结构响应时域信号数据,进行快速傅 里叶变换(FFT),获得频域信号。在FFT 变换中利 用平均、重叠、加窗等方法提高数据质量。



Fig. 2 Frequence signal of one test point

33 卷

分析。自互谱综合函数的幅值为各测点响应的自功 率谱幅值 相位为各测点响应与参考点响应的相位 差。共振频率由频谱图上峰值频率得到。在共振频 率处 将自互谱综合函数对参考点进行归一化,可得 到模态振型。阻尼由半功率带宽确定,如公式(7):

3期

$$\zeta_n = \Delta f/2f_n \tag{6}$$

式中 ζ——临界阻尼比; Δ*f*——半功率带宽; *f*—— 模态频率; *n*——模态阶次。

表1为试验所获得的叶片挥舞方向前3阶模态 参数。

表1 挥舞方向模态特性参数

Table 1 Mode parameter of flapwise orientation

阶次	频率/Hz	阻尼比/%
1	0.88	4.41
2	2.49	1.34
3	4.74	0.89

3 考虑阻尼影响下叶片频率的数值 计算

文献 [8]针对同一风电叶片,分别采用试验与 有限元数值分析方法进行模态分析,通过对比两种 方法分析结果的一致性,证明了所采用的数值计算 方法的合理性与准确性。但该文献未考虑阻尼的影 响,数值计算采用实特征值提取方法。本文在阻尼 测定试验基础上,利用试验获取的阻尼数据,开展阻 尼影响下叶片模态分析计算的研究,数值计算采用 复特征值提取方法的有限元技术。

本文以某新设计的 1.5MW 风电叶片为例,进行 阻尼影响下模态计算分析。该叶片结构、材料等参数 与前文试验叶片相类似。主要材料为玻璃纤维增强 塑料复合材料铺层构成,夹心材料为 PVC 轮廓板。

叶片结构有限元建模考虑到水平轴风力发电机 组风轮叶片结构特点,即叶片结构主要由梁、壳体和 连接结构组成,壳体主要起保持几何翼型的作用,梁 为叶片的主要承载部件。大型风电叶片的表面厚度 和截面的弦长相比较小,所以对叶片结构进行有限 元建模时采用壳单元。叶片材料性能采用各项异性 本构模型。

本文采用通用前后处理软件 MSC. Patran 进行 有限元网格划分工作,叶片采用四边形网格,均匀划 分方式进行网格划分,这种网格能够很好地符合叶 片的几何形状。模型包括 4659 个单元,4400 个节 点。图3为有限元网格三维示图。



图 3 叶片有限元模型 Fig. 3 FEM modal of blade

计算采用大型通用有限元软件 MSC. Nastran 进 行分析。如前所述,阻尼情况下结构固有频率的计 算在数学上是求解复特征值问题。MSC. Nastran 求 解复特征值问题中主要有 Complex lanczox 方法、 Hexx 方法、INV 逆幂法、DET 法。本文采用 Complex lanczox 方法,该方法是变换法和跟踪法的结合,具有 较好的性能。为进行对比研究,同时采用实特征值 算法计算无阻尼情况下的固有频率。

利用前文试验所获阻尼数据,采用模态粘性阻 尼模型,分别将各阶阻尼系数指定给相应模态,进行 分析计算。

以叶片挥舞方向为例,表2列出阻尼影响下计 算出的叶片前三阶固有频率值,同时列出采用实特 征值算法计算的无阻尼情况下固有频率。

表 2 频率数值计算结果

	Table 2 Results of frequency calculation			
阶数	无阻尼计算	考虑阻尼后	计算对比	
	结果/Hz	计算结果/Hz	1%	
1	0.7276	0.7276	0.000	
2	2.4981	2.4975	0.024	
3	5.4229	5.4221	0.015	

从计算结果可看出,采用复特征值方法计算的 频率结果整体上较实特征值计算结果偏小,但数值 上这种差别非常微小,即在本文计算中,阻尼所产生 的影响非常微小。

为评估阻尼测量误差对计算结果的影响及研究 该叶片结构频率值受阻尼变化而改变的灵敏程度。 将实测所获得的各阶阻尼按一定倍数放大到一定范 围,计算在不同阻尼值时的结构频率。本文分别对 叶片挥舞第一、二、三阶模态情况进行计算,图4~ 图6为3种模态计算结果。

从图 4~图 6 中看出,随着阻尼不断加大,各阶 频率计算结果整体上有不断下降的趋势。此外,对





本文所分析的叶片,阻尼数值即便在一个相对较大 的范围内改变时,叶片频率在数值上的改变量也相 对较小,如一阶挥舞模态,临界阻尼比由0.1上升到 0.5 增加了5倍,频率由0.728Hz降低到0.725Hz, 即只降低了0.4%。说明本文研究的叶片,在所选 定的阻尼范围内,其频率数值相对阻尼变化影响的 灵敏程度较低。这种情况下,即便存在一定的测量 误差 其对分析结果的影响也较小。

考虑到叶片结构、材料的多样性以及叶片大型 化的发展,新型叶片结构、材料将不断出现,结构阻 尼对叶片频率的影响情况也会各不相同。本文算例 结果不具有普遍性,但所采用的试验与计算方法可 满足多种结构与材料类型的风电叶片分析需要。

#### 4 结 论

本文将试验与数值计算相结合,开展风电叶片 结构阻尼测定及频率计算应用的研究工作。研究中 所采用的试验模型与计算模型近似,试验与计算结 果接近。

将自然激励方法用于风电叶片这种大型薄壳结 构的模态实验,可有效获得设计所需的各阶模态参数,实现对叶片结构阻尼参数的测定。该方法可满 足叶片型式试验与认证的要求。

将复特征值数值计算方法与有限元技术相结 合,并利用模态试验所获得的阻尼参数,可开展阻尼 影响下叶片结构频率特性分析与研究,满足新型叶 片设计、研发的需要。

#### [参考文献]

- [1] 黄小华,李德源.风力机叶片动力特性测试分析方法 研究[J].长江大学学报,2007,4(2):92-94.
- [1] Huang Xiaohua , Li Deyuan. Research on testing analysis methods of dynamic characteristics for wind turbine blade
   [J]. Journal of Yangtze University , 2007 , 4(2): 92—94.
- [2] 叶枝全,马昊旻,丁 康,等.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.
- [2] Ye Zhiquan , Ma Haomin , Ding Kang , et al. Experimental model analysis of the rotor blade of the horizontal axis wind turbine [J]. Acta Energiae Solaris Sinica , 2001 , 22 (4): 473-476.
- [3] 吴春梅,田 瑞,刘 博,等.小型水平轴风力机叶 片的振动性能的研究[J].能源技术,2006,27(5): 205—207.
- [3] Wu Chunmei, Tian Rui, Liu Bo, et al. Study on the small size blade vibration characteristic of the horizontal axis wind turbine [J]. Energy Technology, 2006, 27(5): 205-207.
- [4] Jensen F M , Falzon B G , Ankersen J , et al. Structural testing and numerical simulation of a 34m composite wind

turbine blade [J]. Composite Structures , 2006 , 76 (1-2): 52-61.

- [5] 李声艳,徐玉秀,周晓梅.风力发电机组风轮的动态 特性分析[J].天津工业大学学报,2006,25(6): 65—67.
- [5] Li Shengyan , Xu Yuxiu , Zhou Xiaomei. Analysis of dynamic characteristics for wind turbine rotor [J]. Journal of Tianjin Polytechnic University , 2006 , 25(6): 65—67.
- [6] 陈 雨,袁国青.水平轴风力机叶片自振频率计算方 法研究[J].玻璃钢/复合材料,2008,(3):35-38.
- [6] Chen Yu, Yuan Guoqing. Research on methods of calculation natural frequencies of horizontal axis wind turbine blade [J]. Fiber Reinforced Plastics/Composites, 2008, (3): 35-38.

- [7] 李德源,叶枝全,包能胜,等.风力机旋转风轮振动 模态分析[J].太阳能学报,2004,25(1):72-77.
- [7] Li Deyuan , Ye Zhiquan , Bao Nengsheng , et al. Vibration modal analysis of the rotating rotor of horizontal axis wind turbine [J]. Acta Energiae Solaris Sinica , 2004 , 25(1): 72-77.
- [8] 毛火军,石可重,李宏利,等.大型风电叶片的模态 测试与数值模拟[J].工程热物理学报,2009,30(4): 601—604.
- [8] Mao Huojun, Shi Kezhong, Li Hongli, et al. Modal testing and numerical simulation of large wind turbine blade [J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2009, 30 (4): 601-604.

### DAMPING DETERMINATION OF WIND TURBINE BLADE AND APPLICATION IN FREQUENCE CALCULATION

Shi Kezhong<sup>1</sup> , Zhao Xiaolu<sup>1</sup> , Liang Naigang<sup>2</sup> , Xu Jianzhong<sup>1</sup>

Institute of Engineering Thermophysics, Chinese Academy of Sciences, Beijing 100190, China;
 Institute of Mechanics, Chinese Academy of Sciences, Beijing 100190, China)

**Abstract**: A mode test of 1.5MW horizontal-axis wind turbine blade was carried out, using environment prompting method, the structure damping of the blade was determined. And the frequency of a new blade was calculated by u-sing the damping test result. Complex eigenvalue FEM method was adopted in the numerical calculation. The result of the calculation was analyzed. The method of test and calculation in this article can be used in the research, design and blade test of new blade.

Keywords: wind blade; damping; test; frequency; numerical calculation