

文章编号: 1001- 2486(2010) 02- 0046- 05

基于 ANSYS 的大型复合材料风力机叶片结构分析*

周鹏展^{1,2,3}, 肖加余¹, 曾竟成¹, 王进², 杨军²

(1. 国防科技大学 航天与材料工程学院, 湖南 长沙 410073;

2. 株洲时代新材料科技股份有限公司, 湖南 株洲 412007;

3. 长沙理工大学 能源与动力工程学院, 湖南 长沙 410076)

摘要: 基于 ANSYS 软件, 对某款应用于 GL3A 风场的 1500kW 大型复合材料风力机叶片进行了结构分析。分析结果表明: 该叶片的振型以一阶挥舞和一阶摆振为主, 其频率分别为 0.86Hz 和 1.59Hz; 在极限挥舞载荷作用下, 该叶片有限元模型计算得到的叶尖挠度为 8.445m, 而该叶片全尺寸静力试验得到的极限挥舞载荷作用下的叶尖挠度为 8.12m, 计算值与试验值的误差只有 3.8%; 另外, 该叶片的最大计算拉应力和压应力分别为 228MPa 和 201MPa, 而该叶片玻纤/环氧复合材料实测拉伸强度和实测压缩失稳强度分别为 720MPa 和 380MPa, 其计算最大应力只有对应实测极限强度的 31.7% 和 52.9%。

关键词: 复合材料; 风力机叶片; 结构分析; 极限挥舞载荷

中图分类号: TK8 文献标识码: A

Structural Analysis of Large scale Composite Wind Turbine Blade Based on ANSYS

ZHOU Peng-zhan^{1,2,3}, XIAO Jia-yu¹, ZENG Jing-cheng¹, WANG Jin², YANG Jun²

(1. College of Aerospace and Material Engineering, National Univ. of Defense Technology, Changsha 410073, China;

2. Zhuzhou Times New Material Technology Co. Ltd., Zhuzhou 412007, China;

3. College of Energy and Power Engineering, Changsha Univ. of Science & Technology, Changsha 410076, China)

Abstract: Based on the ANSYS software, the structural analysis of a kind of 1500kW large scale composite wind turbine blade which applied in GL3A wind farm was carried out. The analysis results show that the vibration modes of this blade are mainly presented as first flapwise mode and first edgewise mode, the frequencies of the vibration are respectively 0.86Hz and 1.59Hz. At the action of ultimate flapwise loads, the FEM analysis results show that the blade tip deformation is 8.445m, while the blade tip deformation of the full scale blade under static test is 8.12m, so the deviation between the calculated and tested value of the blade tip deformation is only 3.8%. Moreover, the calculated maximum tensile stress and the compressive stress are 228MPa and 201MPa, while the tested tensile strength and compressive buckling strength of the glass-fiber/epoxy composite are 720MPa and 380MPa, respectively. Consequently, the percentages of the calculated maximum stress and the tested ultimate strength are respectively 31.7% and 52.9%.

Key words: composite; wind turbine blade; structural analysis; ultimate flapwise load

风力机叶片是风力发电机组的关键部件之一, 随着世界风力发电机组向大功率方向发展, 风力机叶片的长度越来越长, 目前世界最长的复合材料风力机叶片是丹麦 LM 公司生产的, 其长度已达 61.5m, 单片重约 18t, 从而对叶片结构的强度、刚度、重量等的设计提出了更高的要求^[1-3]。复合材料具有比强度高、比刚度、重量轻、可设计性强、承力性能好等特点^[4-5], 因而在大型风力机叶片中获得了广泛应用。风力机叶片的结构分析作为风力机叶片结构设计的技术基础之一, 开始在大功率风力机叶片结构的校核与优化设计中发挥着日益重要的作用。

由于大型复合材料风力机叶片的外形结构和铺层结构都非常复杂, 其外形由不同翼型构建而成, 属

* 收稿日期: 2009-09-22

基金项目: 国家 863 计划资助项目 (2007AA03Z563); 中国博士后科学基金资助项目 (20070420832); 湖南省科技资助项目 (2008RS4033)

作者简介: 周鹏展 (1973-), 男, 博士后。

于超长三维曲面壳体结构,且存在大量过渡层和夹芯结构,所以其铺层结构也很复杂,此外,风力机叶片的载荷分布也不规则,求取复合材料风力机叶片结构的解析解非常困难,所以有限元法开始在风力机叶片结构分析中广泛应用。目前国内外学者在风力机叶片的模态分析、应力和变形分析、结构优化、疲劳分析等方面开展了许多研究^[6-9],给大型复合材料风力机叶片结构分析提供了可以借鉴的分析方法。

1 风力机叶片结构有限元模型

1.1 叶片结构有限元分析理论基础^[10]

叶片结构有限元分析的理论基础是有限单元法,它通过将结构比较复杂的大型几何体离散成有限数目单元体,对每个单元体应用弹性力学基本方程和最小位能原理进行联立求解,得出满足工程精度的近似结果来替代对实际结构的分析,可解决很多实际工程需要解决而理论分析又无法解决的复杂问题。

对于一个连续的弹性体,在用有限元法进行离散化后,这些单元都通过节点传递载荷,则任意单元体的位移向量 U 可表示为

$$U = Nu^e \quad (1)$$

式中, U 为任意单元体的位移向量; N 为形函数矩阵; u^e 为任意单元体节点的位移向量。

根据连续弹性体的几何方程和式(1),并令 $B = LN$, 则任意单元体的应变向量 ε 可表示为

$$\varepsilon = LU = LNu^e = Bu^e \quad (2)$$

式中, ε 为任意单元体的应变向量; L 为微分算子; B 为单元应变矩阵。

根据连续弹性体的物理方程和式(2),则任意单元体的应力向量 σ 可表示为

$$\sigma = D\varepsilon = DBu^e \quad (3)$$

式中, σ 为任意单元体的应力向量; D 为弹性矩阵。

根据最小位能原理,在体积域 V 内,系统总的载荷向量 P 可表示为

$$P = KU = \sum_e K^e Nu^e \quad (4)$$

式中, K 为系统总的刚度矩阵, $K = \sum_e K^e = \sum_e \int_{V_e} B^T DB dV$; K^e 为单元刚度矩阵; V_e 为单元体积域; P

为系统总的载荷向量。

再利用结构的力和位移边界条件,可求得整个有限元系统的应力、应变、位移及载荷。

另外,根据瞬时最小势能原理,可导出结构的运动微分方程:

$$M\ddot{U} + C\dot{U} + KU = P \quad (5)$$

式中, M 、 C 为系统总的质量矩阵、阻尼矩阵。

对于自由振动状态,外力为零,故式(5)可表示为

$$M\ddot{U} + C\dot{U} + KU = 0 \quad (6)$$

由式(6)可求取系统的固有频率与振型。

1.2 叶片基本参数及极限挥舞载荷

计算中所采用的叶片是某款应用于 GL3A 风场的 1500kW 大型复合材料风力机叶片,其长度为 40.25m,基本参数如表 1 所示,根据该大型复合材料风力机叶片的几何外形参数及翼型数据在三维大型绘图软件中绘制的叶片外形线框图如图 1 所示。

根据表 1 和图 1 所示的叶片基本参数和外形结构,以及德国 GL2003 风力机认证国际标准,并考虑安全系数取 1.35,用 BLADED 软件计算得到的该大型复合材料风力机叶片的叶根极限挥舞载荷为 5463.9kN·m。

1.3 叶片结构有限元分析模型

在大型有限元分析软件 ANSYS 中,根据图 1 建立的叶片外形线框图,并根据叶片的实际铺层设计和夹芯结构设计,选择 shell91 单元,采用四边形映射网格,在 ANSYS 中建立的叶片有限元分析模型与截面网格划分情况分别如图 2、图 3 所示,单元数量共有 41 800 个。

表1 1500kW/GL3A 风力机叶片基本参数

Tab.1 Basic parameters of 1500kW/GL3A wind turbine blade

项目	参数
额定功率	1500kW
风场等级	GL3A
叶片长度	40.25m
额定风速	10.5m/s
切入风速	3m/s
切出风速	25m/s
极限风速	52.5m/s

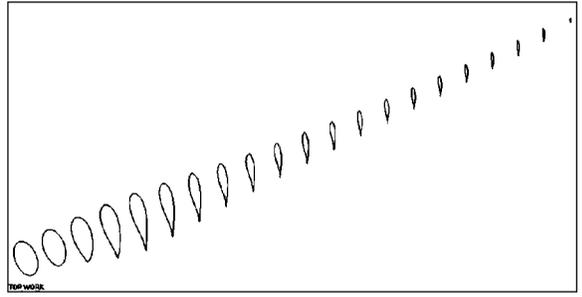


图1 风力机叶片外形线框图
Fig.1 Frame shape of wind turbine blade



图2 风力机叶片有限元模型
Fig.2 FEM model of wind turbine blade

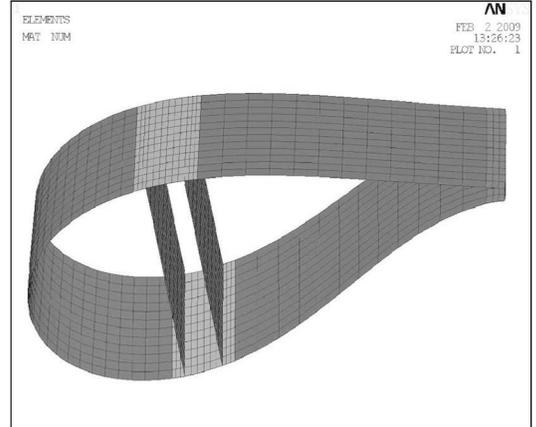


图3 有限元模型截面网格划分
Fig.3 Meshed section of the FEM model

按照 IEC 61400-23-2001 关于叶片全尺寸测试的国际标准,对叶根极限挥舞载荷作等效处理后,将等效载荷分别施加到叶片有限元模型的四个截面上,并对叶根边界施加全约束,建立的叶片极限挥舞载荷有限元分析模型如图4所示。

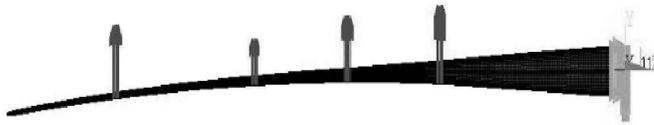


图4 极限挥舞载荷有限元模型
Fig.4 Ultimate flap loads of the FEM model

2 叶片结构有限元分析结果

2.1 叶片模态分析结果

在 ANSYS 中,通过振动模态分析得到的该叶片的第1~5阶振型分别如图5(a)~(e)所示。从图可见,该叶片的第1阶振动模态和第3阶振动模态的振型出现在挥舞方向,故又可分别称为第1阶挥舞模态和第2阶挥舞模态;第2阶振动模态和第4阶振动模态的振型出现在摆振方向,故又可分别称为第1阶摆振模态和第2阶摆振模态;第5阶振动模态的振型以弯扭复合的振型为主,故又称弯扭复合模态。该叶片的振动模态以叶片挥舞方向和摆振方向的第一阶模态为主,其第一阶挥舞模态和第一阶摆振模态的

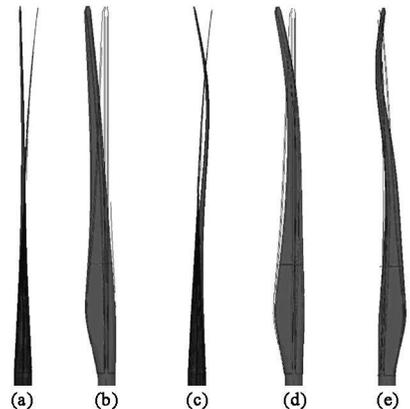


图5 叶片5阶模态的振型
Fig.5 Vibration shape of the blade's five steps mode

频率分别为 0.86Hz 和 1.59Hz。

2.2 叶片变形分析结果

在极限挥舞载荷作用下,应用图 4 所示有限元分析模型得到的风力机叶片极限挥舞变形图如图 6 所示。从图 6 可见,该叶片通过有限元计算得到的最大叶尖挠度为 8.445m。



图 6 叶片模型极限挥舞变形图

Fig. 6 Ultimate flap deformation of the blade model

2.3 叶片应力分析结果

在极限挥舞载荷作用下,应用前述有限元分析模型得到的风力机叶片应力云图如图 7 所示。叶片最大计算拉应力和压应力分别为 228MPa 和 201MPa, 分别出现在叶片压力边和吸力边的叶根圆柱段与剪切腹板端部相接部位; 而叶片大梁的整体应力水平比较高, 其上的应力要高于其它位置(如前后缘、夹芯泡沫部位等)的应力, 说明叶片大梁是叶片的主承力件; 而且叶片大梁平均应力比较高的区域出现在叶片中部大约 1/3 段的位置, 其平均应力为 200MPa 左右。

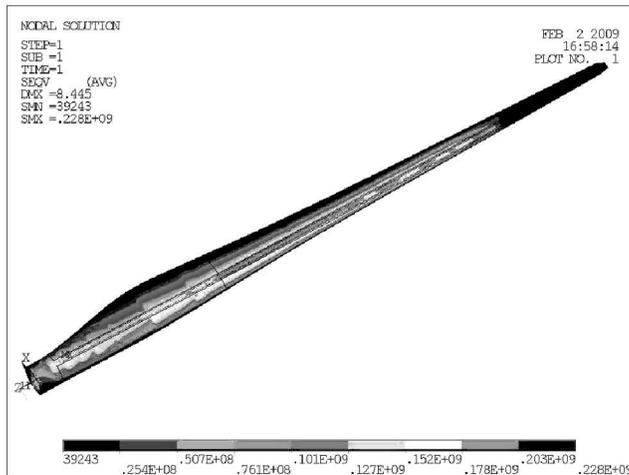


图 7 风力机叶片应力云图

Fig. 7 Stress distribution of the wind turbine blade

2.4 全尺寸静力试验验证

为了验证上述叶片有限元模型分析的可行性,进行了该叶片的全尺寸静力试验,该叶片在极限挥舞工况下的现场测试情况如图 8 所示。该叶片静力试验采用的标准是按照 IEC 61400-23-2001 关于叶片全尺寸测试的国际标准执行的,测试中采用的极限挥舞载荷大小与施加位置与图 4 所示一致,由此测得的叶尖最大位移为 8.12m,并且该叶片在极限挥舞载荷作用下的全尺寸静力试验中没有发生破坏现象。将该叶片叶尖挠度的计算值与试验值进行对比,发现其计算值与试验值的误差只有 3.8%,因此,本文建立的大型复合材料风力机叶片的有限元分析模型是可行的。

通过对该风力机叶片所用玻纤/环氧复合材料进行拉伸与压缩试验,由试验测试得到的该风力机叶片复合材料的实测拉伸强度和实测压缩失稳强度分别为 720MPa 和 380MPa,而由该叶片有限元分析模型得到的最大计算拉应力和压应力分别为 228MPa 和 201MPa,其计算最大应力只有对应实测极限强度的 31.7% 和 52.9%,并且该叶片在全尺寸静力试验中没有发生破坏现象,说明该风力机叶片还可以承受更大的极限挥舞载荷。



图8 叶片全尺寸静力试验图

Fig. 8 The full scale static test of the blade

3 结论

(1) 该叶片有限元模型按实际铺层结构建模时,其振动模态的分析结果表明,该叶片的振型以一阶挥舞和一阶摆振为主,其频率分别为0.86Hz和1.59Hz;

(2) 该叶片有限元模型在极限挥舞载荷的作用下,计算得到的叶尖最大变形为8.445m,而该叶片全尺寸静力试验得到的叶尖挠度为8.12m,两者的误差只有3.8%,说明该叶片有限元分析模型是可行的;

(3) 该叶片在全尺寸静力试验中没有发生破坏现象,说明该风力机叶片可以承受更大的极限挥舞载荷。

参考文献:

- [1] Herbert G M J, Iniyar S, Srevalsan E, et al. A Review of wind Energy Technologies[J]. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2007(11): 1117- 1145.
- [2] Paul S V, Thomas D A, Herbert J S, et al. Trends in the Design, Manufacture and Evaluation of Wind Turbine Blades[J]. Wind Energy, 2003, 6(3): 245- 259.
- [3] George M. Composites Help Improve wind Turbine Breed [J]. Reinforced Plastics, 2005, 49(4): 18- 22.
- [4] 肖加余, 曾竟成, 江大志. 航天主结构复合材料及其软模辅助RTM成型工艺[J]. 航天返回与遥感, 2007, 28(2): 49- 52, 64.
- [5] 彭超义, 曾竟成, 肖加余, 等. 铺层方式对碳/环氧管层间剪应力影响的有限元分析[J]. 国防科技大学学报, 2005, 27(1): 12- 15.
- [6] Gunjit S B. Computerized Method for Preliminary Structural Design of Composite Wind Turbine Blades [J]. Journal of Solar Energy Engineering, 2001, 123(4): 372- 382.
- [7] Us S, Tolun S. Structural Design and Analysis of Wind Turbine Rotor Blades Using Laminated Sandwich Composites [C]// Engineering, Construction, and Operations in Challenging Environments: Earth & Space, 2004: 492- 298.
- [8] Kong C, Banga J, Sugiyama Y. Structural Investigation of Composite wind Turbine Blade Considering Various Load Cases and Fatigue Life[J]. Energy, 2005, 30: 2101- 2114.
- [9] Jureczko M, Pawlak M, Mezyk A. Optimisation of wind Turbine Blades[J]. Journal of Materials Processing Technology, 2005, 167(2- 3): 463- 471.
- [10] 王勳成. 有限单元法[M]. 北京: 清华大学出版社, 2005.