

文章编号: 1000-4750(2016)02-0209-07

预应力装配式风机叶片连接段结构模拟分析

许 斌^{1,2}, 韩继龙¹

(1. 湖南大学土木工程学院, 湖南, 长沙 410082; 2. 工程结构损伤诊断湖南省重点实验室(湖南大学), 湖南, 长沙 410082)

摘 要: 随着风力发电机功率提高, 其叶片越来越长, 叶片的运输难度和风险增大, 成本增高, 特别是在山区风场建设中愈发明显。将长叶片分段制造、运输并现场组装是解决此问题的有效途径。该文提出了一种全新的基于高强预应力螺栓连接的装配式风力发电机叶片结构方案。以某兆瓦级玻璃纤维叶片为对象, 确定了在离叶根 16 m 处进行分段时的预应力连接结构方案, 利用大型有限元分析软件 ABAQUS 建立了连接段的精细化有限元模型, 对模型在预应力以及挥舞和摆振方向 4 种设计荷载作用下的应力进行了分析。结果表明: 在 4 种工况下的叶片玻璃纤维材料以及预应力连接螺栓强度均满足要求, 验证了该文所提出的基于高强预应力螺栓连接的装配式风机叶片结构方案可行, 该研究为解决传统风力发电机叶片的运输难题提供具有应用前景的新方法。

关键词: 装配式风机叶片; 有限元; 预应力螺栓连接; 应力分析; 玻璃钢

中图分类号: TK83 文献标志码: A doi: 10.6052/j.issn.1000-4750.2014.06.0548

NUMERICAL SIMULATION ON A JOINT SEGMENT OF A PRESTRESSED PREFABRICATED SECTIONAL WIND TURBINE BLADE MODEL

XU Bin^{1,2}, HAN Ji-long¹

(1. College of Civil Engineering, Hunan University, Changsha, Hunan 410082, China;

2. Hunan Key Lab of Damage Diagnosis for Engineering Structures (Hunan University), Changsha, Hunan 410082, China)

Abstract: As high-power wind turbines develop, the length of the turbine blades tends to increase, and thus the difficulties, risk, and cost involved in transportation increase, especially for those wind farms located in mountainous areas. Dividing a traditional blade into several prefabricated segments and assembling them on-site is an efficient solution to overcome the above problems. In this study, a new prefabricated sectional wind turbine blade assembled by connecting the sectional blades with prestressed high-strength bolts is proposed and a stress analysis on the joint segment of the prefabricated blade model is carried out using a finite element method. The joint segment of a typical wind turbine blade is modeled with ABAQUS. The stress distribution of the joint segment is analyzed under four different design load cases in both flatwise and edgewise directions. Numerical simulation results show that the stress of the wind turbine blade and prestressed bolts under the four design load cases are all within the materials' acceptable stress range. In conclusion, the proposed prefabricated sectional blade using prestressed bolts is proven feasible and can be an alternative approach of traditional wind turbine blades.

Key words: prefabricated sectional wind turbine blade; finite element method; prestressed bolt connection; stress analysis; glass fiber reinforced plastic

随着能源短缺、环境污染等问题日益突出, 风能作为一种清洁的可再生能源受到了越来越多的

关注。近年来我国新增风电装机容量已经位于世界第一。随着风机功率逐步提高, 相应叶片也不断增

收稿日期: 2014-06-24; 修改日期: 2015-01-30

基金项目: 湖南省科学技术厅科技计划重点项目(2013FJ2010)

通讯作者: 许 斌(1972—), 男, 湖北孝感人, 教授, 博士, 博导, 从事组合风电塔结构与装配式风力发电机叶片研究(E-mail: binxu@hnu.edu.cn).

作者简介: 韩继龙(1988—), 男, 辽宁营口人, 硕士生, 从事装配式风力发电机叶片研究(E-mail: hanjilong23@qq.com).

长^[1-2]。我国目前使用最为广泛的兆瓦级风电机叶片长度一般超过 40 m, 国外 Vestas 公司生产的 V112-3.0 MW 风力发电机的叶片达到了 55 m^[3]。叶片长度的增长带来叶片运输上的困难与挑战。以我国能源相对短缺的云贵川及湖南部分区域为例, 风资源处于四类风区, 年平均风速约 6.0 m/s, 必须使用长叶片来增加捕风能力, 而这些区域的风场均处于高原或丘陵地区。为了叶片的运输必须花巨资修建道路, 而且运输困难、风险高、运输成本高。将大型风电机叶片进行分段制造和运输, 到现场后再进行装配, 是解决长叶片运输难题的有效途径。而叶片分段装配的关键在于合理的连接方式, 必须保证连接段的强度和刚度, 而尽量减小叶片装配质量的增加。

国外, Hahn 等^[4]开展了一种分段式风机叶片的设计、疲劳试验和非破坏性检测研究。国内关于风电机叶片的研究主要集中在整体叶片的疲劳寿命分析、结构优化设计、局部损伤分析以及有限元分析等^[5-7], 我国至今没有关于分段装配式风机叶片的详细研究报告。本文提出了一种基于预应力高强螺栓连接的装配式风机叶片方案。即将叶片分段后, 采用高强螺栓连接并施加适当的预拉力, 在连接段采用玻璃钢加强, 以满足设计强度要求。开展叶片模型的足尺试验花费昂贵, 采用数值模拟方法对这种新型结构型式的叶片进行结构强度分析十分必要。本文采用数值模拟方法, 以某 2 MW 长度为 46.5 m 的叶片为对象, 在离叶根 16 m 处进行分段, 建立了连接段的有限元模型, 分析了在挥舞和摆振方向 4 种荷载工况下的应力, 对连接段叶片和高强螺栓的强度进行了分析, 验证了所提出的装配式叶片方案的可行性。图 1 所示为风力机与装配式叶片整体示意图。

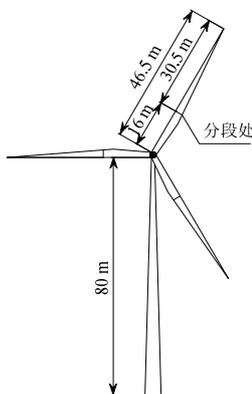


图 1 风力机与装配式叶片整体示意图
Fig.1 Whole prefabricated wind turbine blades

1 方案选型

考虑到该叶片模型的厚弦比、负载大小及制造工艺, 初步选定分段位置离叶根 16 m, 如图 2 所示。图 2(a)表示分段位置示意图, 图 2(b)为分段处横截面示意图。

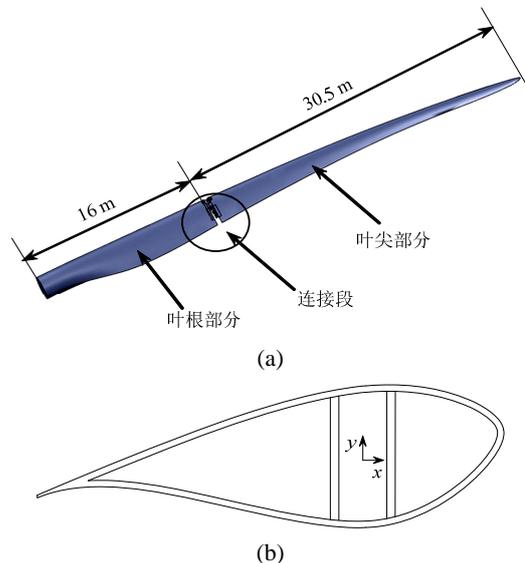


图 2 装配式叶片以及分段处截面示意图

Fig.2 Prefabricated sectional blade and cross section

分段后两段叶片之间采用沿叶片轴向的高强螺栓连接, 图 3 所示为两段叶片合并前的连接示意图。图 4 为分段处截面上螺栓分布示意图以及编号, 其中 1 号~7 号、13 号~20 号以及 26 号~32 号螺栓的直径取为 36 mm, 8 号~12 号、21 号~25 号螺栓的直径取为 39 mm, 33 号螺栓的直径取为 14 mm。高强螺栓的一端通过螺纹与设置在一侧分段叶片的过渡段的钢连接件 1 连接, 该螺栓的另一端与设置在另一分段叶片的过渡段的钢连接件 2 连接, 并通过防松螺母施加预紧力固定。连接件 1 取为圆柱体形, 连接件 2 取为半圆柱体形。连接件 1、螺杆、连接件 2 以及防松螺母组成的连接结构如图 5 所示。

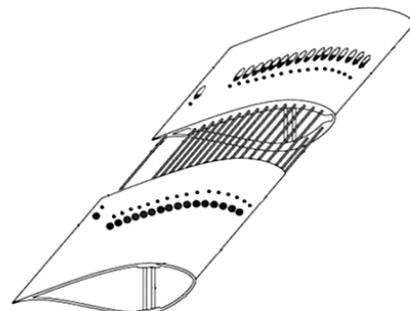


图 3 分段叶片连接方案
Fig.3 Connection scheme of sectional blade

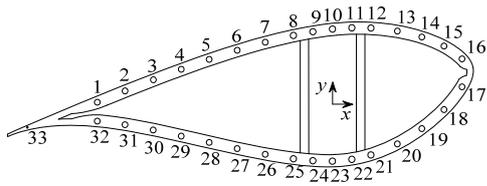


图 4 分段处截面螺栓布置
Fig.4 Distribution of bolts in section



图 5 高强螺栓连接
Fig.5 Connection of high strength bolt

2 装配式叶片连接段模型的建立

本文只考虑装配式风机叶片通过高强螺栓连接组装后的连接段在不同外力工况下，螺栓和叶片蒙皮的应力状态。

2.1 连接段实体模型的建立

叶片结构复杂，本文运用大型有限元软件 ABAQUS 建立连接段的实体结构模型进行有限元分析^[8-9]。实体模型中包括一般截面段、过渡段、连接段以及高强连接螺栓。一般截面段采用原叶片的截面设计。连接段是分段叶片通过高强螺栓连接的区域，该段的蒙皮厚度加厚以满足强度要求。过渡段的蒙皮厚度介于一般截面段与连接段之间，蒙皮厚度由连接段均匀过渡到一般截面段，防止产生应力集中。建模时将原叶片结构的 Auto CAD 模型导入到 ABAQUS 中，得到一般截面段的实体模型，如图 6 所示。

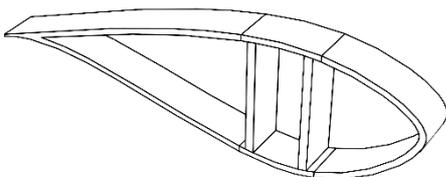


图 6 一般截面段模型
Fig.6 Model of general section

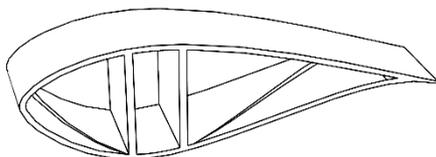
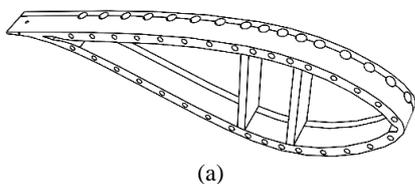
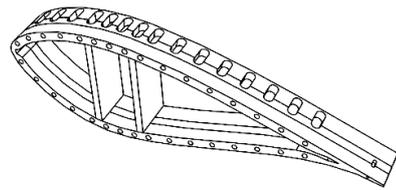


图 7 过渡段模型
Fig.7 Model of transition section



(a)



(b)

图 8 连接段模型

Fig.8 Model of connection section

将连接段加强后的截面导入到 ABAQUS 中，并通过 ABAQUS 的切割、开孔等功能，得到过渡段与连接段的实体模型，如图 7、图 8 所示。一般截面段梁帽的厚度为 40 mm，连接段蒙皮的厚度为 75 mm，过渡段蒙皮的厚度则是从 40 mm 均匀的过渡到 70 mm，两边过渡段的长度都是 500 mm，连接段的长度为 590 mm。螺杆，连接件 1 以及连接件 2 直接通过 ABAQUS 建模，如图 9~图 11 所示。最后对各个部件实行装配，得到整体模型，如图 12 所示。

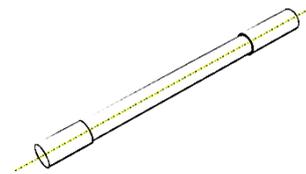


图 9 螺杆模型

Fig.9 Model of screw



图 10 连接件 1 模型

Fig.10 Model of connector 1

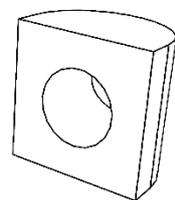


图 11 连接件 2 模型

Fig.11 Model of connector 2

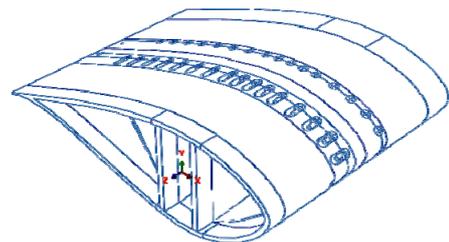


图 12 连接段整体模型

Fig.12 Whole model of joint segment

2.2 材料属性

本文采用的风力发电机叶片以玻璃钢为主要材料，梁帽处采用单轴向玻璃布，腹板采用双向向玻璃布，其余均采用三轴向玻璃布。由于连接段受力较大，在连接段采用高强度的三轴玻璃布，各种材料的性能参数如表 1 所示。螺栓采用 10.9 级高强螺栓，其性能参数如表 2 所示。

表 1 玻璃钢性能参数

Table 1 Performance parameters of glass fiber reinforced plastic

材料规格	性能	测试性能
双轴向玻璃钢	σ_x /MPa	99.2
	E_x /GPa	13
	G_{xy} /GPa	4.64
	σ_{cx} /MPa	137.52
	σ_x /MPa	894.8
单轴向玻璃钢	E_x /GPa	41
	σ_y /MPa	61.33
	E_y /GPa	14.67
	T_{xy} /MPa	51.1
	G_{xy} /GPa	5.3
	σ_{cx} /MPa	624.2
	σ_{cy} /MPa	181.5
	σ_x /MPa	312.56
	E_x /GPa	18.02
	σ_y /MPa	177.29
三轴向玻璃钢	E_y /GPa	14.45
	T_{xy} /MPa	263.34
	G_{xy} /GPa	9.74
	σ_{cx} /MPa	288.52
	σ_x /MPa	603.14
	E_x /GPa	28.35
	σ_y /MPa	145.27
高强度三轴向玻璃钢	E_y /GPa	14.58
	T_{xy} /MPa	183.79
	G_{xy} /GPa	7.6
	σ_{cx} /MPa	533.31

表 2 高强螺栓性能参数

Table 2 Performance parameter of high-strength bolt

屈服强度/MPa	拉伸强度/MPa	弹性模量/GPa	泊松比
900	1040	206	0.3

2.3 网格划分

由于风机叶片形状复杂，不同位置材料性能不相同，所以要分段进行网格划分。网格的划分质量很大程度上影响有限元模拟结果的精确度甚至影响有限元模拟是否收敛，在划分网格过程中，避免出现极小的网格、小角度及硬点，确保计算结果的精确度和收敛^[9]。划分网格时，首先对叶片进行适当分割，将叶片割成几段，然后采用六面体实体对叶片进行网格划分，在形状十分复杂的位置，采用四面体划分网格，各个部件采用的单元类型以及单元个数如表 3 所示，叶片的网格划分如图 13 所示。

2.4 荷载与边界条件

2.4.1 螺栓预拉力的施加

装配式风机叶片通过高强螺栓施加预拉力，使分段叶片组装在一起，并保证在不同方向弯矩作用下叶片蒙皮不出现拉应力，保证叶片不出现裂缝。

表 3 单元类型和单元个数

Table 3 Type and number of the elements

部件	位置	单元类型	单元个数
一般截面段	腹板	C3D8R	418
	蒙皮	C3D8R	1691
过渡段	腹板	C3D10	11487
	蒙皮	C3D10	38300
连接段	腹板	C3D10	6134
	蒙皮	C3D10	332819
连接件 1		C3D8R	18552
连接件 2		C3D8R	11492
螺杆		C3D8R	65614



图 13 叶片连接段的网格划分

Fig.13 The FEM mesh of the joint segment

为此，合理确定高强螺栓预拉力值至关重要。高强螺栓预拉力 P 由下式计算^[10]：

$$P = \frac{0.9 \times 0.9 \times 0.9}{1.2} A_e f_u \quad (1)$$

式中： A_e 为螺栓的有效截面面积； f_u 为螺栓材料经热处理后的最低抗拉强度。对于 10.9 级螺栓， $f_u = 1040 \text{ N/mm}^2$ 。对于选用的螺栓施加预拉力的大小见表 4。

表 4 螺栓预拉力

Table 4 Prestress of the connection bolts

直径/mm	A_e /mm ²	f_u /(N/mm ²)	P /kN
14	115	1040	72.657
36	817	1040	516.181
39	976	1040	616.637

2.4.2 荷载工况

在分段截面处存在挥舞和摆振两个方向的弯矩和剪力组合。考虑在距叶根 16 m 分段截面上最大挥舞、最小挥舞、最大摆振、最小摆振设计荷载，如表 5 所示。表中荷载取值为该叶片根据 IEC 61400-1 进行荷载组合后在相应截面上的荷载设计值，并乘以了一定的安全系数^[11]。

表 5 分段截面处荷载工况

Table 5 Load case at the sectional division

	挥舞弯矩/ (kN·m)	摆振弯矩/ (kN·m)	挥舞 剪力/kN	摆振 剪力/kN
最大挥舞弯矩	3108.6	218.1	227.0	-6.77
最小挥舞弯矩	-1933.7	937.3	-163.9	-53.2
最大摆振弯矩	-1598.6	2068.5	-127.8	-152.7
最小摆振弯矩	430.6	-1160.9	43.4	102.5

2.4.3 边界条件

叶片根部是通过螺栓与轮毂表面接触，可简化叶根截面固定^[12]。在本模型中，靠近叶根方向的叶片端面采用固定边界，靠近叶尖的另一段叶片端面自由，并把外力荷载施加在该截面上，保证在分段截面处弯矩、剪力与设计值等效。

3 应力结果分析

分析4种工况下装配式叶片连接段的应力水平。由于玻璃钢是脆性材料，所以采用最大应力强度准则判断材料是否失效^[13]，螺栓是弹塑性材料，采用Mises准则来判断是否失效。在实际装配施工过程中首先要施加高强螺栓的预拉力，使分段叶片成为一个整体，所以在有限元分析过程中分两步施加荷载：第1步是施加高强螺栓的预拉力，第2步是施加外力荷载。高强螺栓的预拉力主要是使分段截面事先产生挤压状态，保证分段叶片在受到外力荷载下能与传统叶片一样正常工作。图14是连接段在加完第1步高强螺栓预拉力荷载后的应力云图，从图14可以看出，分段截面处于全截面受压状态。

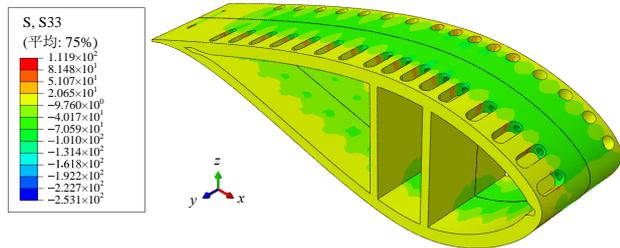


图 14 连接段预应力阶段 z 方向应力云图

Fig.14 z-direction stress of connection section for the prestressed load

图15~图23给出了模型在最大挥舞弯矩工况下的应力云图。在模型中 x 轴为垂直叶片轴向的铺层方向，y 轴为叶片的厚度方向，z 轴为叶片的长度方向。x 轴、y 轴和 z 轴分别对应 1 轴、2 轴、3 轴。计算结果中包括位移、应力、应变等，主要考虑在受到外力作用后的应力情况，由于模型荷载主要是沿着叶片长度方向的轴向荷载，其他两个方向的应力水平很低，远远小于所选材料的强度，从而以叶片长度方向的应力 σ_z 为主。螺栓承担了模型的大部分荷载，尤其是弯矩和预拉力引起的轴向拉力，所以螺栓有较高的应力水平，最大应力出现在螺栓部位。螺栓 Mises 应力云图如图 24 所示。

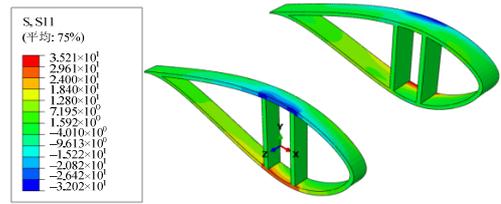


图 15 一般截面段 x 方向应力云图

Fig.15 x-direction stress of general section

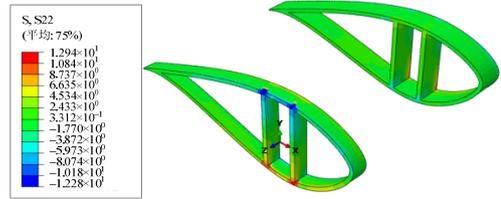


图 16 一般截面段 y 方向应力云图

Fig.16 y-direction stress of general section

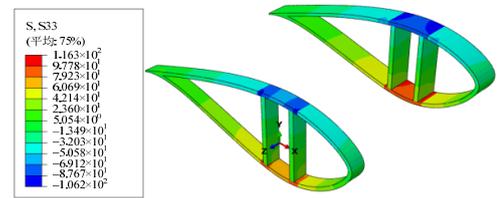


图 17 一般截面段 z 方向应力云图

Fig.17 z-direction stress of general section

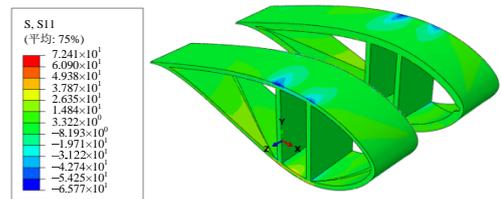


图 18 过渡段 x 方向应力云图

Fig.18 x-direction stress of transition section

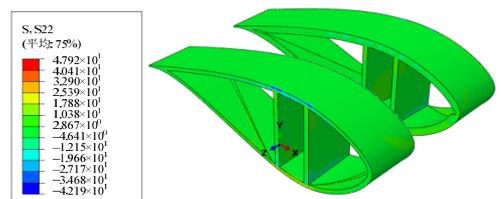


图 19 过渡段 y 方向应力云图

Fig.19 y-direction stress of transition section

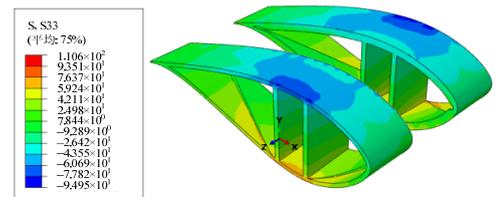


图 20 过渡段 z 方向应力云图

Fig.20 z-direction stress of transition section

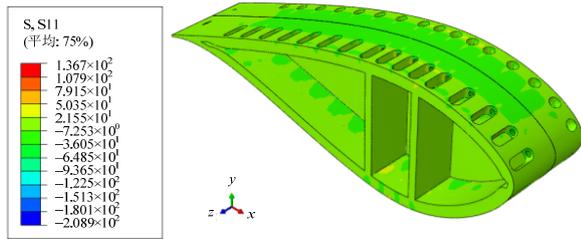


图 21 连接段 x 方向应力云图

Fig.21 x-direction stress of connection section

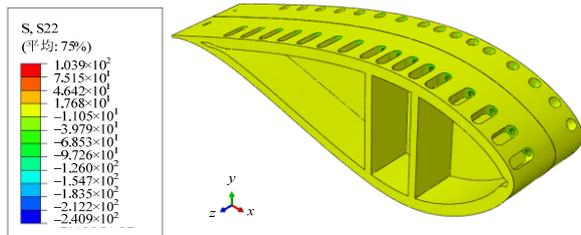


图 22 连接段 y 方向应力云图

Fig.22 y-direction stress of connection section

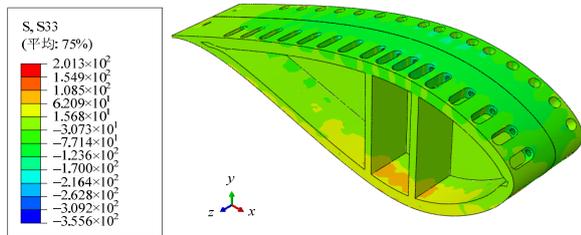


图 23 连接段 z 方向应力云图

Fig.23 z-direction stress of connection section

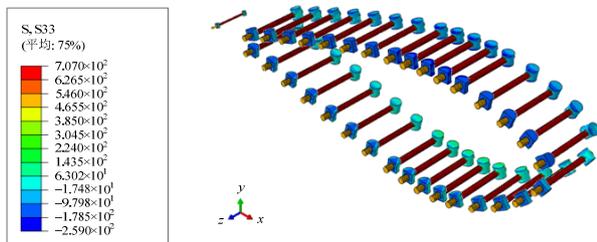


图 24 螺栓 Mises 应力云图

Fig.24 Mises stress distribution of prestressed bolts

其他 3 个工况的计算结果以表格给出。模型在 4 个工况的计算结果如表 6~表 9 所示。在 4 个工况下一般截面段、过渡段的应力水平较低，没有超过材料的拉伸强度和压缩强度。连接段的应力水平较大，主要集中与螺栓连接的区域，尤其是在叶片表面开孔的区域。整个模型的最大应力出现在螺栓的螺杆处，但并没有超过材料的屈服强度，强度有较大的储备空间。

4 结论

(1) 采用预应力螺栓连接的装配式叶片的一般截面段、过渡段的应力水平较低，本文采用的结构

方案中材料强度均可以满足，并且有一定的强度储备空间。

表 6 最大挥舞弯矩工况计算结果 /MPa

Table 6 Results of the max flapwise bending moment

部件	位置	σ_{zmax}	σ_{zmin}
一般截面段	梁帽	116.3	-106.2
	腹板	39.22	-33.6
	蒙皮	59.05	-52.48
过渡段	腹板	67.76	-69.97
	蒙皮	111.2	-94.78
连接段	腹板	40.55	-50.16
	蒙皮	201.3	-355.6
螺栓		Mises 应力	
		678.2	

表 7 最小挥舞弯矩工况计算结果 /MPa

Table 7 Results of the min flapwise bending moment

部件	位置	σ_{zmax}	σ_{zmin}
一般截面段	梁帽	73.57	-76.62
	腹板	23.98	-25.25
	蒙皮	39.07	-38.03
过渡段	腹板	44.56	-46.28
	蒙皮	69.49	-69.55
连接段	腹板	26.59	-42.17
	蒙皮	166.3	-333.4
螺栓		Mises 应力	
		678.4	

表 8 最大摆振弯矩工况计算结果 /MPa

Table 8 Results of the max edgewise bending moment

部件	位置	σ_{zmax}	σ_{zmin}
一般截面段	梁帽	64.15	-75.41
	腹板	20.35	-24.9
	蒙皮	34.6	-38.52
过渡段	腹板	29.28	-52.68
	蒙皮	60.65	-67.51
连接段	腹板	23.34	-40.83
	蒙皮	159.2	-328.1
螺栓		Mises 应力	
		678.1	

表 9 最小摆振弯矩工况计算结果 /MPa

Table 9 Results of the min edgewise bending moment

部件	位置	σ_{zmax}	σ_{zmin}
一般截面段	梁帽	33.81	-12.82
	腹板	11.59	-4.908
	蒙皮	17.73	-28.71
过渡段	腹板	20.03	-12.32
	蒙皮	31.61	-21.61
连接段	腹板	13.59	-29.97
	蒙皮	97.89	-265
螺栓		Mises 应力	
		678.8	

(2) 采用预应力螺栓连接的装配式叶片的连接

段在螺栓预拉力与外荷载的共同作用下, 叶片蒙皮的应力水平较大, 所以应在连接段采用强度高的材料, 以满足强度要求。本文选用材料强度可以满足要求, 并且有一定的储备空间。

(3) 装配式叶片的螺栓承担了模型的大部分荷载, 最大应力出现在螺栓的螺杆处, 但仍没有超过螺栓的屈服强度。

(4) 基于预应力高强螺栓连接的装配式风力发电机叶片的有限元分析验证了风力发电机叶片实现装配功能的可行性。建立的有限元模型为后续模型试验研究以及动力特性分析提供了基础。

参考文献:

- [1] Yu X, Qu H. Wind power in China—opportunity goes with challenge [J]. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2010, 14(8): 2232—2237.
- [2] Fried L, Sawyer S, Shukla S, et al. Global wind report—Annual market update [J]. *Global Wind Energy Council*, 2012, 10(2): 30—33.
- [3] Hopwood D. Generation innovation [J]. *Renewable Energy Focus*, 2011, 12(2): 36—41.
- [4] Hahn F, Kensche C W, Paynter R J H, et al. Design, fatigue test and NDE of a sectional wind turbine rotor blade [J]. *Journal of Thermoplastic Composite Materials*, 2002, 15(3): 267—277.
- [5] 李德源, 叶枝全, 陈严, 包能胜. 风力机叶片载荷谱及疲劳寿命分析[J]. *工程力学*, 2004, 21(6): 118—123.
Li Deyuan, Ye Zhiquan, Chen Yan, Bao Nengsheng. Load spectrum and fatigue life analysis of the blade of horizontal axis wind turbine [J]. *Engineering Mechanics*, 2004, 21(6): 118—123. (in Chinese)
- [6] 蔡新, 朱杰, 潘盼. 水平轴风力机叶片最优体型设计[J]. *工程力学*, 2013, 30(2): 477—480.
Cai Xin, Zhu Jie, Pan Pan. The best shape design of horizontal axis wind turbine blade [J]. *Engineering Mechanics*, 2013, 30(2): 477—480. (in Chinese)
- [7] 张旭, 邢静忠. 叶片局部损伤对大型水平轴风力机静态特性影响的仿真分析[J]. *工程力学*, 2012, 30(2): 406—412.
Zhang Xu, Xing Jingzhong. Simulation on the effect of local damage of blade on static and dynamic characteristics for large horizontal axis wind turbine [J]. *Engineering Mechanics*, 2012, 30(2): 406—412. (in Chinese)
- [8] Bechly M E, Clausen P D. Structural design of a composite wind turbine blade using finite element analysis [J]. *Computers & Structures*, 1997, 63(3): 639—646.
- [9] Hibbitt D, Karlsson B, Sorensen P. ABAQUS analysis user's manual [J]. Pawtucket, USA, 2004, 11(3): 95—99.
- [10] 张耀春. 钢结构设计原理[M]. 北京: 高等教育出版社, 2004: 95—99.
Zhang Yaochun. Steel structure design principles [M]. Beijing: Higher Education Press, 2004: 95—99. (in Chinese)
- [11] EN 61400-1-2010, Wind turbines - Part 1: Design requirements (IEC 61400-1) [S]. International Electrotechnical Commission, 2010.
- [12] 傅程, 王延荣. 风力发电机风轮叶片三维有限元建模研究[J]. *机械设计*, 2009, 26(9): 50—53.
Fu Cheng, Wang Yanrong. Research of 3D finite element modelling on wind wheel blade of wind power generator [J]. *Journal of Machine Design*, 2009, 26(9): 50—53. (in Chinese)
- [13] 王耀先. 复合材料力学与结构设计[M]. 上海: 华东理工大学出版社, 2012: 50—61.
Wang Yaoxian. Mechanics and structural design of composite materials [M]. Shanghai: East China University of Science and Technology Press, 2012: 50—61. (in Chinese)