

文章编号:0254-0096(2019)11-3244-06

缺陷对风电叶片螺栓连接性能影响研究

喻光安¹, 秦志文^{1,2}, 荣晓敏², 王继辉¹, 杨科², 李书欣¹

(1. 武汉理工大学材料科学与工程学院, 武汉 430070; 2. 中国科学院风能利用重点实验室, 北京 100190)

摘 要: 针对分段式风电叶片中的预埋螺栓套螺栓连接构型, 考虑几何非线性和接触非线性, 采用有限元方法分析螺栓连接部位的轴向应力分布, 同时研究法兰结构、法兰缺陷以及螺栓套伸出长度对螺栓连接载荷系数以及螺栓疲劳寿命的影响。结果表明: 法兰表面微小斜度或螺栓套伸出微小长度均会导致载荷系数迅速升高, 进而大大降低螺栓的疲劳寿命; 法兰缺陷对螺栓连接载荷系数的影响分为2个阶段, 当缺口面积不超过法兰两侧边界时, 载荷系数由0.205缓慢增加到0.224, 当超过两侧边界, 载荷系数由0.224迅速增大到0.308。

关键词: 载荷系数; 螺栓连接; 疲劳寿命; 风电叶片; 有限元法

中图分类号: TB332

文献标识码: A

0 引 言

风力发电是风能利用的主要形式, 在全球范围内得到了大规模发展^[1]。风电叶片是捕获风能的关键部件, 是将风能转换成电能的重要组成部分。螺栓连接是风电叶片根部和分段式叶片连接的主要方式, 螺栓连接失效时有发生^[2,3], 2016年2月位于美国纽约州的芬纳风电场发生叶片脱落事故, 一只长度约为34 m的叶片从塔架脱离, 此次事故原因为叶根连接部位螺栓失效。

文献[4~7]提出多种螺栓连接的刚度计算方法。文献[8]认为外载荷引起被连接板的变形, 从而降低被连接板的刚度。文献[9,10]研究了叶片连接件部分区域接触状态的变化和螺栓的疲劳性能。文献[11]通过有限元法和全尺寸实验分析了叶根部位在疲劳测试过程中出现的分层失效。文献[12]验证了一种用于分段式叶片的新型螺栓连接构型。文献[13]采用实验的方法分析了分段式叶片整体结构性能。实验表明叶片连接区域多个螺栓连接的载荷系数超出了GL规范的许可值, 由于分段式叶片在尾缘接触部位未很好对齐, 导致该处的载荷系数最大, 其值在0.33~0.36之间, 而理论值和试验值分别为0.31和0.21。理论值与实

验值存在较大偏差。目前, 大型风力机叶片根部和分段式叶片段连接主要有T型螺栓和预埋螺栓套的连接方式。由于风电叶片连接部位尺寸和受力较大, 制备和实验研究复合材料风电叶片螺栓连接结构需耗费大量的财力物力, 且实验难度较大, 因此, 开展螺栓连接结构的数值分析十分必要。

螺栓连接载荷系数反映了螺栓承受外部载荷比例的大小。为了降低螺栓的载荷幅值往往要求较低的载荷系数。由于生产工艺的影响, 法兰平面往往存在不平整的情况, 连接部位会产生缝隙以及螺栓套伸出微小长度而与光套直接接触。以上学者均未开展上述因素对螺栓连接载荷系数的影响的研究。分段式风电叶片是解决长叶片运输和制造困难的有效方法^[14], 许斌等^[15]用数值方法验证了一种分段式叶片连接结构的可靠性。中国科学院工程热物理研究所在2015~2016年先后完成国内首例分段式风电叶片极限强度测试和挂机运行测试。本文以此分段式风电叶片为背景, 针对其采用的预埋螺栓套螺栓连接构型^[16], 采用有限元方法模拟连接部位法兰结构、法兰缺陷以及螺栓套伸出长度对螺栓轴力的影响, 探究螺栓连接载荷系数的变化情况, 进一

收稿日期: 2017-05-31

基金项目: 国家自然科学基金面上项目(51476171; 51376180); 中国科学院风能利用重点实验室开放课题(KLWEU-2016-0301)

通信作者: 秦志文(1982—), 男, 博士、助理研究员, 主要从事复合材料连接和大型分段式风电叶片方面的研究。caike0208@163.com

步讨论法兰缺陷和螺栓套伸出长度对螺栓疲劳性能的影响。

1 螺栓轴力与工作载荷的关系

单螺栓连接中的力和变形可由弹簧模型来描述^[17]。假设螺栓所受预紧力为 F_i ，当螺栓连接结构未受到工作载荷 F_e 时，螺栓在预紧力作用下的伸长量 δ_1 和被连接件的压缩量 δ_2 分别为：

$$\delta_1 = F_i/k_b \quad (1)$$

$$\delta_2 = F_i/k_m \quad (2)$$

式中， k_b 、 k_m —— 螺栓和被连接件的轴向刚度， $k_b = \int_0^{l_i} \frac{E_b A_b}{dx}$ ， $k_m = \int_0^{l_i} \frac{E_m A_m}{dx}$ ； E_b 、 E_m 分别为螺栓和被连接件的弹性模量， A_b 、 A_m 分别为螺栓和被连接件的有效截面积， l_i 为螺栓夹持长度。

当螺栓连接结构受到轴向工作载荷 F_e 时，会在螺栓中引起附加轴向载荷 F_{SA} 、 F_{SA} 与 F_e 成正比，即：

$$F_{SA} = \varphi F_e \quad (3)$$

其中 φ 为螺栓连接载荷系数。当被连接件未分离时，螺栓轴力 F_b 可通过式(4)计算：

$$F_b = F_i + F_{SA} = F_i + \varphi F_e = F_i + k_b F_e / (k_b + k_m) \quad (4)$$

若 F_e 是随时间变化的交变载荷，并且改变量在上极限值 F_{AO} 和下极限值 F_{AU} 之间变化，则螺栓所受轴力的幅值为：

$$F_{ba} = \varphi (F_{AO} - F_{AU}) / 2 \quad (5)$$

由式(5)可知，当螺栓的强度一定时，螺栓连接载荷系数 φ 的升高会增大螺栓轴力的幅值，从而降低螺栓疲劳寿命。

2 数值分析

2.1 模型

图 1 为分段式风电叶片预埋螺栓套连接结构示意图，在复合材料叶片壳体成型过程中预埋金属螺栓套和光套，2 段壳体结合面安装法兰，然后采用双头螺栓连接 2 段复合材料壳体实现分段式风电叶片的装配。为了降低分段叶片增重和满足螺栓载荷监控的需要，法兰厚度一般较薄。其主要尺寸如表 1 所示。

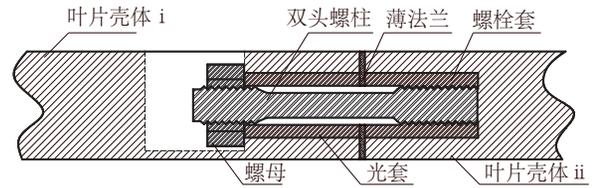


图 1 分段式风电叶片预埋螺栓套连接^[13]

Fig. 1 Stud bolted joint with embedded bushings^[13]

表 1 单螺栓连接结构几何尺寸

Table 1 Dimensions of single bolted joint

参数	尺寸/mm
螺栓规格直径	30
螺栓最小直径	25
光套及螺栓套内径	38
光套及螺栓套外径	48.5
光套及螺栓套长度	280
壳体厚度	84.3
壳体宽度	106

叶片壳体为三轴向玻璃纤维增强复合材料，材料属性为 $E_1 = 25.8 \text{ GPa}$ ， $E_2 = E_3 = 3.4 \text{ GPa}$ ， $\nu_{12} = \nu_{13} = \nu_{23} = 0.2$ ， $G_{12} = G_{13} = G_{23} = 5.6 \text{ GPa}$ 。双头螺栓柱、螺母、光套及螺栓套采用 42CrMo 钢，材料属性为 $E = 205 \text{ GPa}$ ， $\nu = 0.3$ 。

本文采用 ANSYS 参数化设计语言 (APDL) 对单螺栓连接结构进行有限元建模。由于螺纹对连接结构的刚度影响很小，在建模时略去了螺纹特征。模型边界条件为一端固定约束。在有限元分析过程中分 2 步施加载荷：第 1 步施加螺栓预紧力 F_i (PRETS179 单元)，大小设置为 277 kN，第 2 步在模型另一端施加工作载荷 F_e ，大小为 $2F_i$ 。螺母与叶片壳体接触部位以及 2 个叶片壳体对接处采用接触单元模拟 (TARGE170 单元和 CONTA173 单元)。叶片壳体、螺栓、螺栓套和螺母均采用 SOLID185 单元，网格总数为 8897。

2.2 应力分布与模型验证

螺栓连接结构在施加预紧力后的轴向应力分布如图 2 所示。从图 2 可看出，位于螺母以下区域的光套产生压缩变形，最大压应力为 377.67 MPa。双头螺栓柱中部区域在预紧力的作用下产生拉伸变形，最大拉应力为 681.99 MPa。在后处理中通过截

面积分得到螺栓轴力为 276.71 kN,与施加的预紧力 277 kN 相比,误差为 0.10%,表明有限元模型具有较高的数值精度。

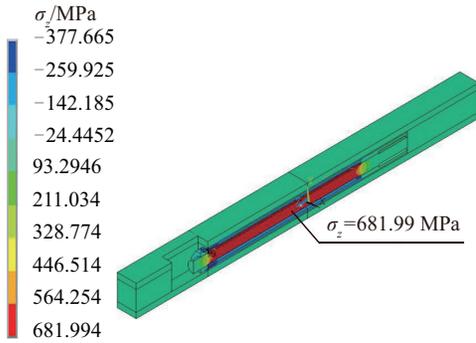
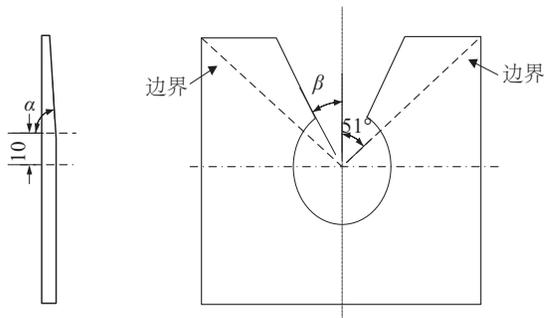


图2 螺栓连接结构轴向应力分布

Fig. 2 Axial stress distribution of bolted joint

3 法兰及螺栓套对螺栓连接载荷系数的影响

平面法兰安装于两叶片壳体对接处,法兰厚度 5 mm,中部圆孔半径 19 mm,材料属性与螺栓套相同。采用参数 α 和 β 表征 2 种不同的法兰缺陷形式:角度 α 表征平整度的大小,如图 3a 所示,角度 β 表征缺口面积的大小,如图 3b 所示。采用参数 L 表示螺栓套在叶片对接部位伸出长度,如图 4 所示。



a. 法兰平整度

b. 法兰缺口大小

图3 法兰缺陷

Fig. 3 Flange flaws

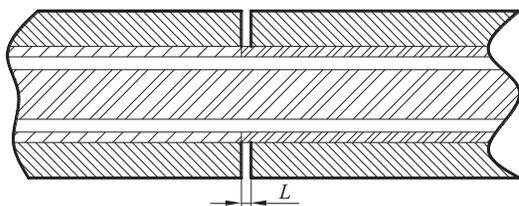


图4 螺栓套伸出长度

Fig. 4 Extension of bushing

3.1 螺栓套伸出长度

螺栓套伸出长度对螺栓载荷系数 φ 的影响曲线如图 5 所示,从图 5 中看出:螺栓连接载荷系数对螺栓套伸出长度较为敏感,当螺栓套伸出 1 mm 时,载荷系数由 0.205 迅速增大到 0.242,当伸长度 L 在 1~5 mm 之间变化时,载荷系数增加缓慢,由 0.242 增加到 0.246。

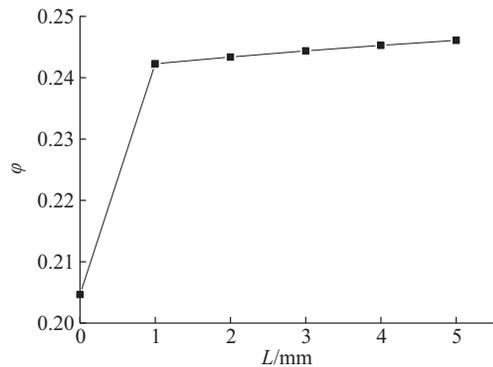


图5 螺栓套伸出长度对载荷系数 φ 的影响曲线

Fig. 5 Effect of extension length of bushing on load coefficient φ

依据文献[18],螺栓对被连接件的应力影响区呈中空圆锥体分布,锥角约为 30° ,如图 6 所示。如图 7 所示,在螺栓仅受预紧力状态下,选取 2 种情况

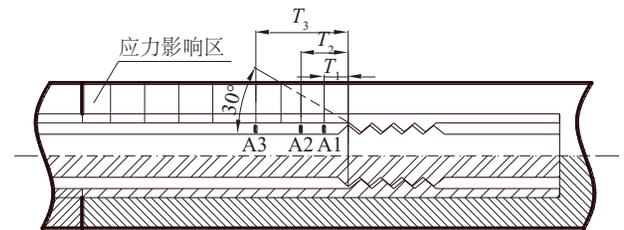


图6 螺栓连接应力影响区

Fig. 6 Stress zone of bolted joint

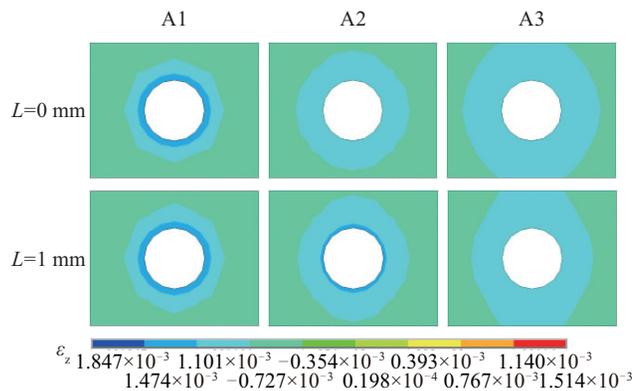


图7 螺栓连接结构轴向应变云图

Fig. 7 Axial strain contour of members of bolted joint

下 ($L=0\text{ mm}$, $L=1\text{ mm}$) 距螺纹咬合部位不同距离处 ($T_1=10\text{ mm}$, $T_2=20\text{ mm}$, $T_3=40\text{ mm}$) 叶片壳体和螺栓套的轴向应变分布情况。

可看出, 螺栓应力区逐渐扩大, 呈中空圆锥体分布。在 $L=0\text{ mm}$ 和 $L=1\text{ mm}$ 时具有不同的轴向应变分布形式, 从而导致螺栓连接结构的连接刚度也不相同。

3.2 法兰缺口面积

角度 β 对螺栓连接载荷系数 φ 的影响曲线如图 8 所示, 从中看出: 当缺口面积不超过法兰边界时 ($\beta < 51^\circ$), 载荷系数由 0.205 缓慢增加到 0.224, 当超过两侧边界时 ($\beta > 51^\circ$), 载荷系数由 0.224 迅速增大到 0.308。

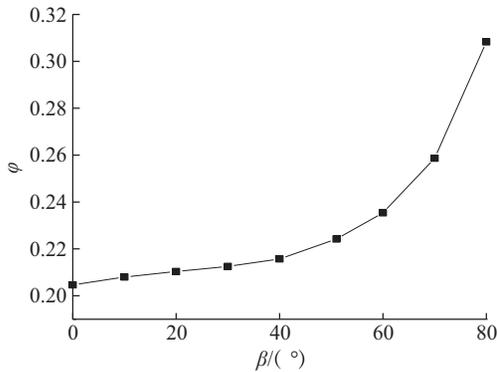


图8 角度 β 对载荷系数 φ 的影响曲线

Fig. 8 Effect of angle β on load coefficient φ

叶片壳体和螺栓套的轴向应变分布情况如图 9 所示。由 A3 位置处的轴向应变云图可看出, 随着缺口面积的扩大, 被连接件的轴向应变值分布的区域面积增加, 表明中空圆锥体的锥角增大。

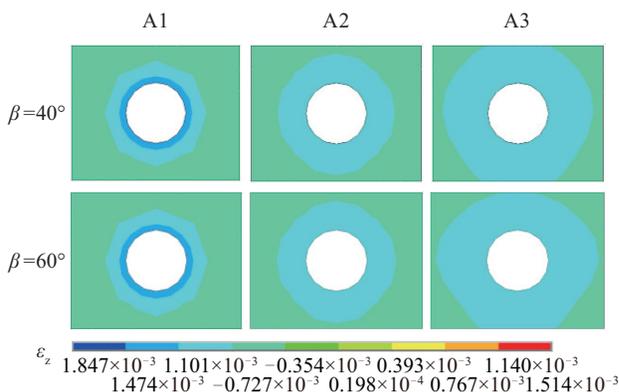


图9 螺栓连接结构轴向应变云图

Fig. 9 Axial strain contour of members of bolted joint

3.3 法兰平整度

在不同的法兰平整度下螺栓轴力与外载荷关系曲线如图 10 所示, 从曲线图看出: 在叶片段对接部位无法兰和增加无缺陷的法兰 ($\alpha=90^\circ$) 2 种情况下二者曲线几乎重合, 表明增加无缺陷薄法兰对螺栓载荷系数影响很小。当法兰含有微小斜度时, 螺栓轴力显著升高。角度 α 对载荷系数 φ 的影响如图 11 所示, 当法兰平面斜度很小时, 载荷系数从 0.207 迅速增大到 0.254, 继续增大角度 α 时, 载荷系数不再增加。

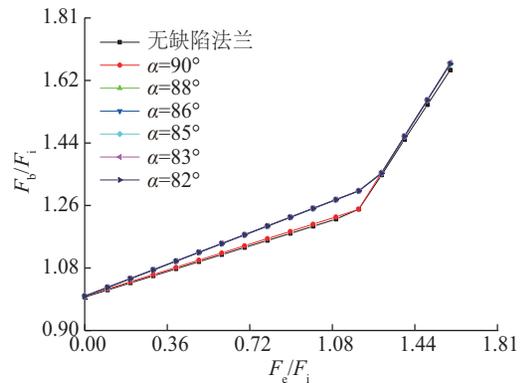


图10 螺栓轴力与外载荷关系

Fig. 10 Relationship between axial bolt force and external load

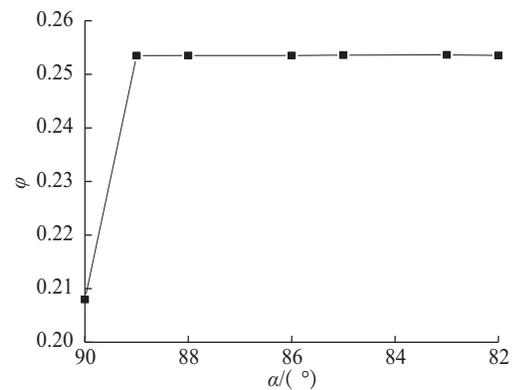


图11 角度 α 对载荷系数 φ 的影响曲线

Fig. 11 Effect of angle α on load coefficient φ

叶片壳体和螺栓套的轴向应变分布情况如图 12 所示。对比 A3 位置处的轴向应变云图可看出, 随着法兰表面斜度的扩大, 被连接件轴向应变值分布在内的区域面积增加, 表明中空圆锥体的锥角增大。

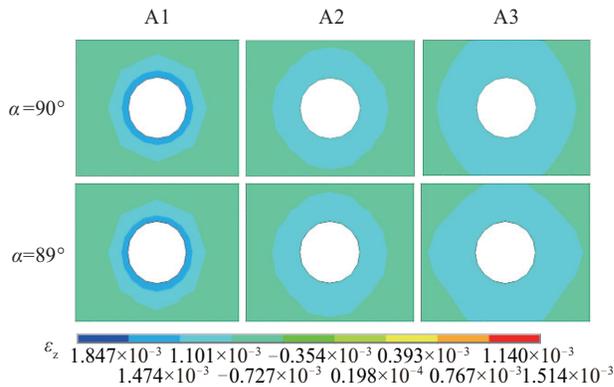


图 12 螺栓连接结构轴向应变云图

Fig. 12 Axial strain contour of members of bolted joint

4 螺栓的疲劳性能

依据 GL 规范^[19], 轧制后热处理的 M30 螺栓分类等级为 71。S-N 曲线依据 EN 1993-1-9: 2005 可分为 3 段区域^[20]:

区域 I : $\Delta\sigma_R^m N_R = \Delta\sigma_C^m 2 \times 10^6, m = 3, N \leq 5 \times 10^6$

区域 II : $\Delta\sigma_R^m N_R = \Delta\sigma_D^m 5 \times 10^6$, 其中 $m = 5, 5 \times 10^6 \leq N \leq 1 \times 10^8, \Delta\sigma_D = (2/5)\Delta\sigma_C = 0.737\Delta\sigma_C$

区域 III : $\Delta\sigma_L = (5/100)^{1/5} \Delta\sigma_D = 0.594\Delta\sigma_D$

假设外载荷在 $0 \sim 0.4F_t$ 之间变化, 由公式 $\Delta\sigma_R = \Delta\sigma_D = \varphi \Delta F_c / A$ 确定螺栓轴向应力范围, 再由 S-N 曲线, 得到在不同的螺栓连接载荷系数下螺栓的疲劳寿命。图 13 所示为法兰平整度、螺栓套伸出长度及法兰缺口面积对螺栓疲劳寿命的影响曲线。从图 13 中看出: 螺栓疲劳寿命对法兰平整度和螺栓套伸出长度最为敏感, 当法兰存在微小斜度或者螺栓套伸出微小长度时, 螺栓疲劳寿命降低 50%~

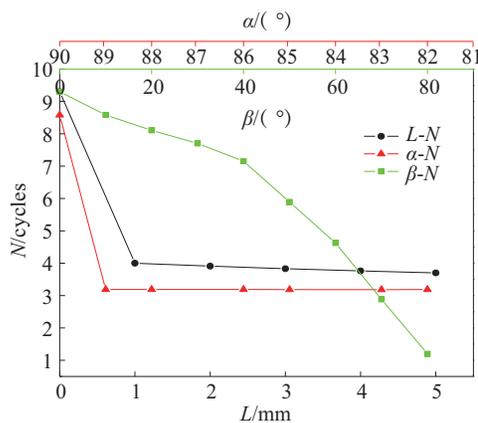


图 13 α 、 β 和 L 对螺栓疲劳寿命的影响曲线

Fig. 13 Effect of α , β and L on fatigue life of bolt

60%。缺口面积对螺栓疲劳寿命的影响分为 2 个阶段, 当缺口面积不超过法兰横截面两侧边界时, 疲劳寿命缓慢降低, 当超过两侧边界时, 疲劳寿命迅速下降。

5 结 论

本文以分段式风电叶片预埋螺栓套螺栓连接构型为背景, 采用有限元数值方法, 研究法兰结构、法兰缺陷及螺栓套伸出长度对螺栓连接载荷系数以及螺栓疲劳寿命的影响, 结论如下:

1) 法兰平面存在微小斜度时, 螺栓连接载荷系数迅速增大, 进而大大降低螺栓疲劳寿命, 继续增大法兰斜度时, 载荷系数不再增大。

2) 法兰缺口对螺栓连接载荷系数的影响分为 2 个阶段, 当缺口面积不超过法兰两侧边界时, 法兰缺口对螺栓连接载荷系数影响较小, 当超过两侧边界时, 载荷系数迅速增大。

3) 螺栓载荷系数对螺栓套伸出长度较为敏感, 当螺栓套伸出 1 mm 时, 载荷系数由 0.205 迅速增大到 0.242, 当伸长量 L 在 1~5 mm 之间变化时, 载荷系数缓慢增加, 由 0.242 增加到 0.246。

[参考文献]

[1] Global Wind Energy Council. Global wind statistics 2016 [R]. 2017.

[2] Wind Action. Enercon investigates turbine blade crash in Germany [EB/OL]. <http://www.windaction.org/posts/39449-enercon-investigates-turbine-blade-crash-in-germany#.wsjcz-ugouk>, 2014-01-08.

[3] Wind Action. 113-foot blade falls off Fennerwindmill; Boltfailure [EB/OL]. <http://www.windaction.org/posts/44335-113-foot-blade-falls-off-fenner-windmill-bolt-failure#.wsjc7ougoun>, 2016-02-12.

[4] Grosse I R, Mitchell L D. Nonlinear axial stiffness characteristics of axisymmetric bolted joints [J]. ASME, 1990, 112(3): 442—449.

[5] Haidar N, Obeed S, Jawad M. Mathematical representation of bolted-joint stiffness: A new suggested model [J]. Journal of Mechanical Science and Technology, 2011, 25(11): 2827—2834.

[6] Sawa T, Omiya Y. New design formula for bolted joints under tensile loads [A]. ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition [C], San Diego, 2013.

- [7] 姚星宇, 王建军. 航空发动机螺栓连接载荷与结构参数对连接刚度影响规律[J]. 推进技术, 2017, 38(2): 424—433.
- [7] Yao Xingyu, Wang Jianjun. Effects of load and structure parameters of aero-engine bolted joint on joint stiffness [J]. Journal of Propulsion Technology, 2017, 38(2): 424—433.
- [8] Zhang O, Poirier J A. New analytical model of bolted joints[J]. ASME, 2004, 126(4): 721—728.
- [9] Briggs A J A, Zhang Z Y, Dhakal H N. Study on T-bolt and pin-loaded bearing strengths and damage accumulation in E-glass epoxy blade applications [J]. Journal of Composite Materials, 2014, 49(9): 1—10.
- [10] Martínez V, Güemes A, Trias D, et al. Numerical and experimental analysis of stresses and failure in T-bolt joints[J]. Composite Structures, 2011, 93(10): 2636—2645.
- [11] Lee H G, Kang M G, Park J. Fatigue failure of a composite wind turbine blade at its root end[J]. Composite Structures, 2015, 133(10): 878—885.
- [12] Saenz E, Nuin I, Montejo R, et al. Development and validation of a new joint system for sectional blades [J]. Wind Energy, 2015, 18(3): 419—428.
- [13] Dutton A G, Kildegaard C, Dobbe T, et al. Design, structural testing, and cost effectiveness of sectional wind turbine blades (Publishable Final Report)[R]. 2001.
- [14] 秦志文, 杨科, 王继辉, 等. 分段式风电叶片研究进展和发展趋势[J]. 玻璃钢复合材料, 2017, 1(1): 101—108.
- [14] Qin Zhiwen, Yang Ke, Wang Jihui, et al. Research progress and development trend of sectional wind turbine blades [J]. FRP Composites, 2017, 1(1): 101—108.
- [15] 许斌, 韩继龙. 预应力装配式风机叶片连接段结构模拟分析[J]. 工程力学, 2016, 33(2): 209—215.
- [15] Xu Bin, Han Jilong. Numerical simulation on a joint segment of a prestressed prefabricated sectional wind turbine blade model [J]. Engineering Mechanics, 2016, 33(2): 209—215.
- [16] 秦志文, 周瑞涛, 杨科, 等. 一种风力涡轮的转子叶片结构及其制备方法[P]. 中国: 105464898A, 2016-04-06.
- [17] VDI 2230 Part1. Systematic calculation of high duty bolted joints, joints with one cylindrical bolt[S], 2015.
- [18] Nassar S A, Abboud A. An improved stiffness model for bolted joints [J]. Journal of Mechanical Design, 2009, 131(12): 1—11.
- [19] GL 2010, Guideline for the certification of wind turbines [S].
- [20] Eurocode 3, Design of steel structures-Part 1-9: Fatigue [S].

EFFECTS OF DEFECTS ON CONNECTION PERFORMANCE FOR WIND TURBINE BLADES

Yu Guang'an¹, Qin Zhiwen^{1,2}, Rong Xiaomin², Wang Jihui¹, Yang Ke², Li Shuxin¹

(1. School of Materials Science and Engineering, Wuhan University of Technology, Wuhan 430070, China;

2. Key Laboratory of Wind Energy Utilization, Chinese Academy of Sciences, Beijing 100190, China)

Abstract: In this study, nonlinear finite element method was carried out to analyze the axial stress on a novel bolted joint configuration, which was feasibly applied and experimentally validated in a sectional wind turbine blade. The effects of flange flaws and extension of bushing on load factors and fatigue life of bolted joint were investigated. In conclusion, even slight inclination of the flange surface or small extension of bushing significantly increased load factors, which further reduced the fatigue life remarkably. When the notch area did not exceed the boundary of the flange, the load factors increased from 0.205 to 0.224 slowly, once the notch area jumped over the boundary, the load factors increased rapidly from 0.224 to 0.308.

Keywords: load factors; bolted joint; fatigue life; wind turbine blade; FEM