

海上风机支撑结构疲劳性能试验研究

李恒军¹, 杨敏冬^{2,✉}, 刘沙³, 周德棕³, 王大龙³

(1. 中国大唐集团海洋能源产业有限公司南海事业部, 汕头 515000;
2. 中国能源建设集团广东省电力设计研究院有限公司, 广州 510663; 3. 南方海上风电联合开发有限公司, 珠海 519000)

摘要: [目的] 针对海上风机支撑结构的疲劳问题, 进行了外加强环过渡段结构疲劳性能的试验研究。[方法] 采用简化的支撑结构1/5缩尺模型进行了静力与疲劳试验, 获得了模型的热点应力和疲劳寿命; 并根据DNV的海上风机规范, 采用不同类型单元对试验模型进行了有限元分析和疲劳寿命估算, 将规范方法的计算结果与试验进行了比较。[结果] 结果表明: 试验结果和规范方法之间的差异主要源于S-N曲线的选取。[结论] 最后根据试验数据, 在DNV规范的基础上给出两种改进的疲劳校核方案, 可为实际应用提供指导。

关键词: 海上风电; 疲劳试验; 外加强环管节点; 支撑结构

中图分类号: TK89; TU476

文献标志码: A

文章编号: 2095-8676(2020)03-0089-06

开放科学(资源服务)二维码:



Fatigue Testing of Support Structure for Offshore Wind Turbine

LI Hengjun¹, YANG Mindong^{2,✉}, LIU Sha³, ZHOU Dezong³, WANG Dalong³

(1. China Datang Marine Energy Industry Co., Ltd., South China Sea Business Department, Shantou 515000, China;

2. China Energy Engineering Group Guangdong Electric Power Design Institute Co., Ltd., Guangzhou 510663, China;

3. South Offshore Wind Power Joint Development Co., Ltd., Zhuhai 519000, China)

Abstract: [Introduction] In view of the fatigue problem of support structure for offshore wind turbine, fatigue performance of transition piece with external stiffening ring was studied. [Method] Static and fatigue tests of A1/5 scale simplified support structure model were carried out to obtain their hot spot stress and fatigue life. Finite element analysis for the test model was conducted with different element type according to DNV rules. Fatigue damage obtained from experimental tests was compared with that calculated by numerical simulations. [Result] The results show that the main discrepancy between test results and specification methods is the selection of S-N curves. [Conclusion] Finally, on the basis of experimental data and DNV rules, two different methods for evaluating the fatigue damage of transition piece are given. This work provides some guidance for further application.

Key words: offshore wind turbine; fatigue testing; externally ring-stiffened tubular joint; support structure

海上风机发电功率日益增加, 使得支撑结构的疲劳问题日趋凸显。过渡段部分属于支撑结构的疲劳热点部位, 通常采用加强后的管节点结构来改善其疲劳性能。德国的 Alpha Venus^[1]、英国的 Beatrice^[2] 与 Ormonde^[3] 以及中国珠海桂山海上风电场^[4] 均采用外环加强的结构形式。

现行的海上风机支撑结构疲劳校核规范, 如 DNV-OS-J101^[5]、GL 规范^[6]、IEC 61400—3^[7] 等

对标准的 K、T、Y 型管节点有详细的疲劳校核方法, 而对加强后的管节点并没有给出具体的规定。国内外学者对加强管节点的疲劳性能做了很多研究。石理国^[8] 通过试验对单内环加强的管节点进行了有限元与试验分析, 提出了热点应力集中系数修正公式。Gandhi^[9-10] 通过试验对内环加强的管节点在空气和海水中的疲劳性能进行了研究, 并与 API 规范^[11] 中的方法进行了比较。Munaswamy^[12] 通过试验方法对内环加强管节点的疲劳性能进行了研究。El-Hifnawy^[13] 通过有限元分析研究了外板加强管节点, 计算了加强板各参数对热点应力集中系

收稿日期: 2020-05-08 修回日期: 2020-05-09

基金项目: 广东省自然科学基金项目“风浪耦合作用下海上风机支撑结构疲劳评估技术研究”(2014A030310194)

数的影响。

对于加强管节点的疲劳性能研究主要集中在内环和外板加强上^[9-10, 12-13]，而外环加强的研究较少，尤其缺乏试验研究。对于外环加强管节点，在工程上主要使用规范方法（适用于一般焊接结构）来校核疲劳强度^[14]，其中热点应力的计算方法以及S-N曲线的选取有待试验验证。

本文以导管架式海上风机支撑结构缩尺模型为试验对象，对外环加强过渡段部分的疲劳性能开展了数值与试验研究，研究了热点应力和疲劳寿命计算方法。本文的研究结果可为海上风机支撑结构的抗疲劳设计以及结构优化提供参考。

1 模型试验

1.1 模型设计

海上风机支撑结构过渡段部分管节点如图1所示，其中斜撑、主筒和加强环连接处为疲劳热点部位。

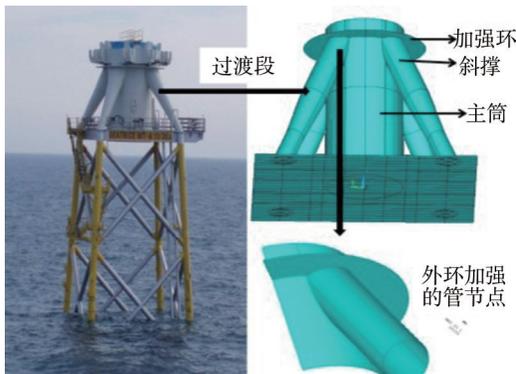


图1 支撑结构过渡段

Fig. 1 Transition of support structure

海上风机常年受到风、波浪以及流载荷的影响。对于风机支撑结构过渡段部分而言，波浪与流载荷的影响较小，因此仅研究风载荷对其疲劳性能的影响。为了便于试验仅选择甲板以上部分，简化模型如图2所示。

以某工况的等效疲劳风载荷为例，对简化前后的模型进行有限元分析。等效载荷六个分量单独作用时，过渡段部分疲劳热点部位的第一主应力结果如表1所示。

从表1可以看出：(1) 简化前后第一主应力的变化较小，因此采用简化模型进行疲劳试验是合理的；(2) 载荷分量 F_y 、 M_x 对疲劳损伤的贡献较大。

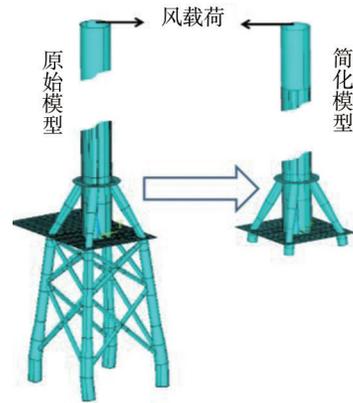


图2 简化模型

Fig. 2 Simplified model

表1 第一主应力的比较

Tab. 1 Comparison of the first principal stress

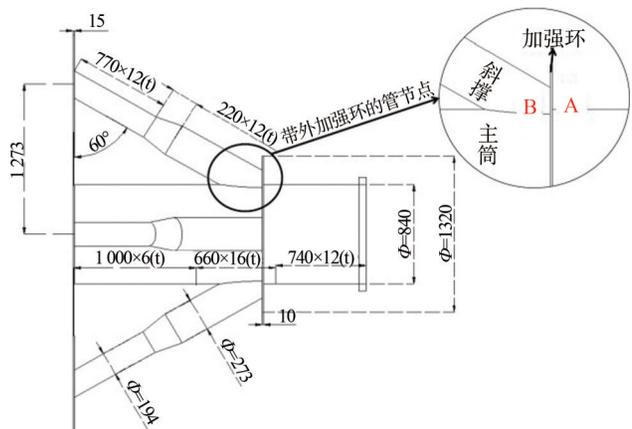
载荷分量	F_x	F_y	F_z	M_x	M_y	M_z
原始模型应力/MPa	1.70	9.18	0.33	33.9	6.50	1.97
简化模型应力/MPa	1.71	9.26	0.34	34.2	6.57	2.0

由于载荷分量 F_y 、 M_x 在疲劳热点部位产生的第一主应力的方向是相同的，根据DNV规范^[15]基于疲劳损伤等效原则，可以使用 F_y 或 M_x 单独加载的方式来代替 F_y 和 M_x 同时加载。

本文采用某风机塔架过渡段1/5缩尺模型进行试验，模型尺寸如图3所示，整个结构采用Q345钢焊接而成。在加强环上侧A处，通过一条环焊缝将加强环固定在主筒上；在加强环下侧B处，斜撑、主筒与加强环焊接在一起，三条焊缝相交。

1.2 疲劳试验装置及加载方案

为了便于研究，采用力臂筒施加单一载荷 F_y 的



注：图中尺寸单位为mm。

图3 试验模型结构尺寸

Fig. 3 Scale of test model

方式进行试验。试验采用 100T 的疲劳试验机加载, 力臂筒长度为 4.5 m, 与试验件通过法兰连接。由于模型纵向长度近 8 m, 将模型横置加载, 试验装置如图 4 所示。



(a) 正面 (b) 背面图

图 4 试验现场

Fig. 4 Experiment site

对每一个模型首先进行静力试验, 然后进行疲劳试验。对于静力试验, 由 0 开始逐级加载到 70 kN, 再逐级降低到 0。加载间隔 10 kN, 每级加载保持 3 min。对于疲劳试验, 施加均值为 0 幅值为 70 kN 的正弦载荷。

1.3 热点应力插值方法

根据 DNV-OS-J101^[5]、DNV-RP-C203^[15] 规范, 热点应力插值参考位置取垂直焊缝方向并距离焊趾 0.5 *t* 与 1.5 *t* 处 (*t* 为管壁厚度), 然后通过参考点的应力线性插值得到焊缝处的热点应力。

通过计算, 试验件应力较大的区域为加强环、斜撑及主筒的交叉部位, 因此重点监测该区域的应力。由于主应力的方向未知, 所以采用三向应变片来监测应力数据。

2 数值模拟

采用 DNV 规范方法对风机支撑结构过渡段部分进行疲劳分析, 主要包括热点应力的计算和 S-N 曲线的选择^[5, 15]。

2.1 热点应力的计算

DNV-OS-J101^[5] 规定海上风机结构热点应力的计算可以选用壳单元和体单元模型。本文采用这两种单元对试验模型进行了有限元分析。不同单元模型的热点应力位置不同。对于壳单元模型, 热点应力位置为壳中面交点; 对于体单元模型, 热点应力位置为外表面的交点, 如图 5 所示。

对于图 3 中的 A 处, 参考点位置如图 6 (a) 所示。对于图 3 中的 B 处, 参考点如图 6 (b) 所示。

不同单元模型的有限元计算结果如图 7 所示。

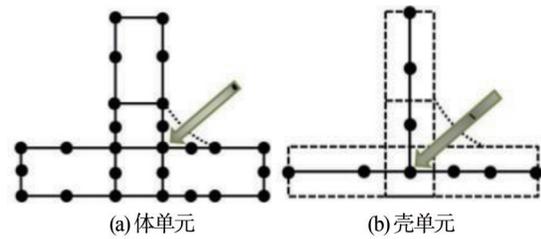


图 5 不同单元类型的热点插值位置

Fig. 5 Location of weld singularity for hot spot stress extrapolation dependent on element types

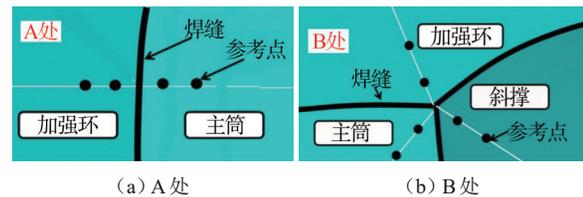
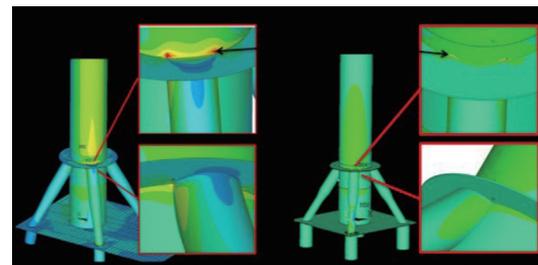


图 6 参考点位置

Fig. 6 Reference point in weld

从图中可以看出, 无论是壳模型还是体模型第一主应力最大点都位于 A 处 (斜撑与主筒相交的两个点)。提取 0.5 *t* 与 1.5 *t* 处 (如图 6 所示) 两个参考点的应力, 通过插值可以得到疲劳热点应力, 结果如表 2 所示。



(a) 壳单元模型 (b) 体单元模型图

图 7 有限元计算结果

Fig. 7 Results of FE analysis

表 2 热点应力及疲劳寿命数值模拟结果

Tab. 2 Hot spot stress and fatigue life of numerical simulation

部位	热点应力幅值/MPa		疲劳寿命/ $\times 10^5$	
	壳单元	体单元	壳单元	体单元
A	主筒	124.1	0.953	1.93
	加强环	94.8	2.14	5.62
B	主筒	71.6	4.96	10.4
	斜撑	104.7	1.59	3.61
	加强环	89.9	11	1361

从表 2 可以看出, 通过壳单元得到的热点应力比体单元的要大。并且在 A 处沿着主筒插值, 在 B

处沿着斜撑插值得到的热点应力较大。

2.2 S-N曲线的选取及疲劳寿命的计算

疲劳寿命由S-N曲线确定的。S-N曲线的一般形式为：

$$\log N = \log \bar{a} - m \log \Delta \sigma \quad (1)$$

式中： m 为S-N曲线的斜率； $\log \bar{a}$ 为双对数坐标中S-N曲线与纵坐标的交点； $\Delta \sigma$ 为热点应力范围。

根据管节点的疲劳评估经验，一般认为疲劳裂纹萌生于焊趾部位。基于热点应力的分析结果以及焊接方式，参考DNV-OS-J101规范^[5]选取管状环焊缝（tubular girth weld）焊趾（weld toe）S-N曲线，式（1）中的参数取为： $N < 10^7$ ， $m=3$ ， $\log \bar{a}=12.164$ ； $N \geq 10^7$ ， $m=5$ ， $\log \bar{a}=15.606$ 。该曲线对应DNV-RP-C203规范^[15]中的D曲线。

DNV-GL公司在外环加强过渡段结构的疲劳评估中选用了DNV-RP-C203规范^[15]中D曲线^[14]。

在疲劳热点应力已知的情况下，根据S-N曲线和线性损伤累积准则可求得过渡段结构的疲劳寿命。对于试验模型，采用DNV规范中焊趾部位的S-N计算疲劳寿命，其结果如表2所示。

3 试验结果

在静力试验过程中，结构处于线弹性阶段，在疲劳载荷幅值（70 kN）作用下，A处和B处的疲劳热点应力如表3所示。

表3 热点应力试验结果

Tab. 3 Test results of hot spot stress

参考点位置	试验模型	热点应力/MPa
A-主筒	模型一	119.5
	模型二	114.4
	模型三	111.5
B-斜撑	模型一	111.6
	模型二	121.3
	模型三	116.7

在疲劳试验过程中，加强环B处的三条焊缝的交点开始出现裂纹，裂纹位于焊缝的中间，然后沿着焊缝扩张。裂纹沿斜撑与主筒间焊缝扩展的速度大于沿斜撑与加强环间焊缝扩展的速度。当B处的裂纹贯穿时^[15]，A处的焊缝并没有发生疲劳破坏。三个模型的疲劳试验、裂纹发生的部位以及裂纹扩展的情况如图8所示。三次疲劳试验的寿命值分别

为100 986、81 278、88 220。

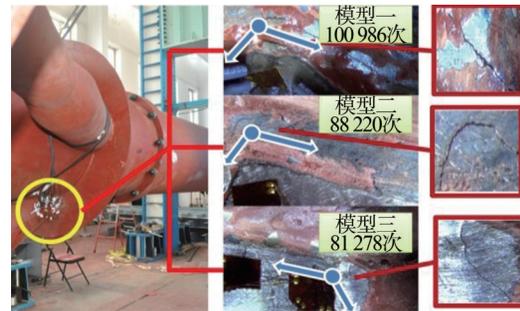


图8 疲劳裂纹出现位置及扩展方向

Fig. 8 The position and direction of fatigue crack

有限元的计算结果（如图7所示）表明A处的应力要大于B处。根据有限元结果，可以确定A处更易于发生疲劳破坏。但在试验中仅B处焊缝发生了疲劳破坏。这主要是由于B处存在三条相交的焊缝，使实际的应力集中更加明显。同时，三条焊缝相交处的焊接质量下降，也是疲劳寿命降低的一个原因。

4 试验结果与计算结果的比较

4.1 热点应力大小比较

疲劳热点应力的有限元计算结果与试验测试结果的比较如图9所示（图中试验结果为3个模型的平均值），误差分析如表4所示。

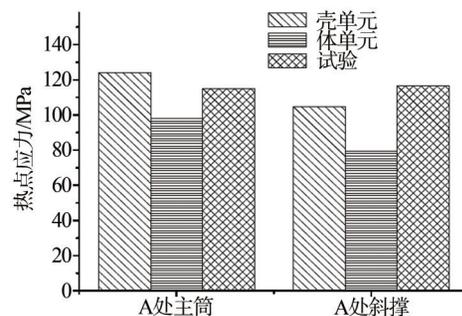


图9 热点应力的结果比较

Fig. 9 Comparison of hot spot stress

从图9可以看出，在A处壳单元结果大于试验结果大于体单元结果；在B处试验结果大于壳单元结果大于体单元结果。

从表4可以看出，壳单元与试验值的误差在10%以内，而体单元的结果则与试验值相差较大。

4.2 第一主应力方向比较

主应力方向的比较如图10所示（比较密集的

表4 热点应力误差分析

Tab. 4 Error analysis of hot spot stress

参考点位置	壳单元/%	体单元/%
A处主筒	7.8	-14.8
B处斜撑	-10	-31.6

小箭头为有限元计算结果, 带有黑点的较粗箭头为试验结果)。可以看出, 在A处试验测试得到的主应力方向与有限元计算结果基本一致。在B处试验测试结果与有限元计算结果稍有偏差, 两者之间的差别在5°之内。

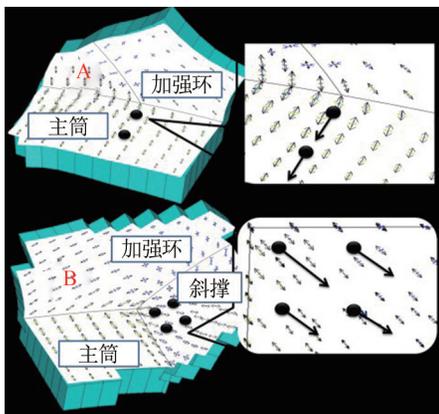


图10 第一主应力方向比较

Fig. 10 Comparison about direction of first principal stress

根据DNV-RP-C203规范^[15], 在第一主应力方向有较小改变时, 对疲劳寿命的影响可以忽略。因此, 在B处有限元计算的主应力方向虽然与实际的主应力方向有所不同, 但并不影响疲劳寿命计算结果。

4.3 疲劳寿命比较

规范方法得到的疲劳寿命与试验的比较如图11所示。

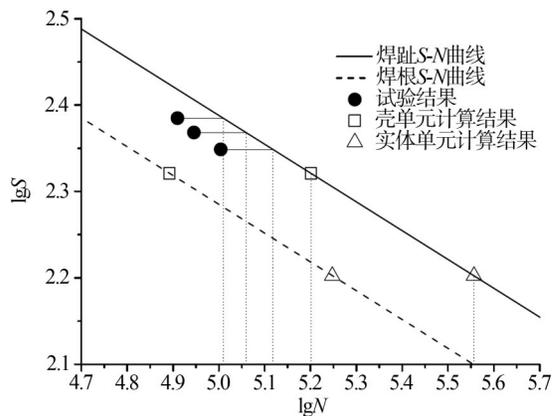


图11 计算理论寿命与试验寿命比较

Fig. 11 Comparison of theoretical and experimental fatigue life

从图11中可以看出: (1) 试验结果处于焊趾S-N曲线的下方; (2) 无论是壳单元还是体单元, 采用焊趾S-N曲线的规范方法都高估了疲劳寿命; (3) 采用焊趾S-N曲线, 即使使用实测的热点应力数据也会高估疲劳寿命。

试验结果和规范方法之间的差异主要源于选取的S-N曲线。DNV规范采用的S-N曲线具有97.7%的存活率^[15], 即97.7%的试验数据应在S-N曲线的上方。ABS的试验数据可以证明这一点^[16]。同时, 试验模型的裂纹萌生部位(如图8所示)并没有出现在焊趾处。综合以上两个原因, 可以说明: 对于外环加强的风机过渡段结构, 选用焊趾S-N曲线是不合理的。

在DNV-OS-J101规范^[5]中, 还给出了管状环焊缝焊根(weld root S-N曲线, 其参数为: $N < 10^7$, $m=3$, $\log \bar{a}=11.855$; $N \geq 10^7$, $m=5$, $\log \bar{a}=15.091$, 对应DNV-RP-C203规范^[15]中的F曲线。

使用焊根S-N曲线的计算结果如图11所示。从图中可以看出: (1) 试验结果位于焊根S-N曲线的上方; (2) 使用壳单元计算的热点应力, 规范方法可以给出稍显保守的寿命预测结果; (3) 使用体单元计算的热点应力, 规范方法依然高估了疲劳寿命。

风机支撑结构大模型试验所需费用较高, 难以进行大量的试验验证, 本文所给出的试验数据不足以给出一条S-N曲线, 同时也不足以证明焊根S-N曲线满足97.7%的存活率的要求, 但从疲劳寿命的计算结果来看, 使用壳单元模型和焊根S-N曲线是合理的。

4.4 热点应力修正系数

对于外环加强的管节点, 在实际工程应用中更倾向于使用焊趾S-N曲线。对于外环加强的风机过渡段结构, 在使用焊趾S-N曲线时, 需要对有限元方法计算的热点应力进行修正, 修正方法如式(2)所示:

$$\sigma_{true} = \rho \times \sigma_{simulation} \quad (2)$$

式中: $\sigma_{simulation}$ 为有限元方法计算得到的焊趾热点应力(MPa); σ_{true} 为由试验反推出的等效热点应力(MPa)。

使用式(2)计算的 σ_{true} 和焊趾S-N曲线给出的计算结果和实验相同。

修正系数 ρ 的取值随单元类型的不同有所差异。通过本文试验数据得到的修正系数如表5所示。

表5 热点应力修正系数

Tab. 5 Correction factor of hot spot stress

修正系数	壳单元模型	体单元模型
ρ	1.30	1.70

5 结论

通过试验与DNV规范方法,对外环加强的风机支撑结构过渡段部分的疲劳性能进行了研究,可以得出如下结论:

1) 主筒、斜撑与加强环的相交处属于疲劳热点部位,这与有限元的分析结果有所不同,因此需要对该处的焊缝进行抗疲劳处理。

2) 对于热点应力的计算,壳单元模拟结果与试验数据吻合较好,而体单元结果偏小。

3) 有限元计算得到的主应力方向与试验结果基本一致。

4) 对于外环加强的风机支撑结构过渡段部分,选用DNV-OS-J101规范中管状环焊缝焊趾 $S-N$ 曲线是不合理的,选用焊根 $S-N$ 曲线可以得到较好的结果。

5) 如选用焊趾 $S-N$ 曲线进行疲劳校核时,需要对有限元计算的热点应力进行修正,壳单元的修正系数取1.3,体单元的修正系数取1.7。

致谢

作者感谢中国能建广东院对本研究的支持,本文中模型试验在哈尔滨工程大学工程结构实验室完成,在此一并感谢。

参考文献:

- [1] HAAKE G, ROLFES R, SCHAUMANN P, et al. Research on support structures in the german offshore wind farm alpha ventus [C]//EWEC. European Wind Energy Conference & Exhibition, Marseille, France, Mar. 16-19 2009. Red Hook, NY: Curran, 2009.
- [2] MACASKILL A. Downwind: Marrying oil and gas expertise with offshore wind [C]//EWEA. Copenhagen Offshore Wind Conference & Exhibition, Copenhagen, Denmark, Oct. 26-28, 2005. Copenhagen: Andersen, T. L., 2005.
- [3] HIGGINS P, FOLEY A. The evolution of offshore wind power in the united kingdom [J]. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2014(37):599-612.
- [4] 马兆荣,刘晋超,元国凯. 珠海桂山海上风电场风电机组基础设计 [J]. 南方能源建设, 2015, 2(3):72-75.

- [5] Det Norske Veritas. Design of offshore wind turbine structures: DNV-OS-J101 [S]. HØvik: Det Norske Veritas, 2004.
- [6] Lloyd Germanischer. Guideline for the certification of offshore wind turbines [S]. Hamburg: Germanischer Lloyd, 2012.
- [7] International Electrotechnical Commission. Design requirements for offshore wind turbines: IEC 61400—3 [S]. Wind Turbines-Part, 2009.
- [8] 石理国,姚木林. T型管节点单内环加强强度研究 [J]. 海洋工程, 1987, (1):21-31.
- [9] GANDHI P, RAGHAVA G, MURTHY S R D. Fatigue behavior of internally ring-stiffened welded steel tubular joints [J]. Journal of Structural Engineering, 2000, 126(7):809-815.
- [10] GANDHI P, MURTHY S R D, RAGHAVA G, et al. Fatigue crack growth in stiffened steel tubular joints in seawater environment [J]. Engineering Structures, 2000, 22 (10) : 1390-1401.
- [11] American Petroleum Institute. Recommended practice for planning, designing and constructing fixed offshore platforms, working stress design: API-RP-2A-WSD [S]. Washington: American Petroleum Institute, 2002.
- [12] MUNASWAMY K, SWAMIDAS A S J, MOHAUPT U. The effect of stress distribution on fatigue behavior of stiffened tubular T-joints: experimental investigation [J]. International Journal of Offshore and Polar Engineering, 1999, 9(3):195-200.
- [13] EL-HIFNAWY L M, MASHALY E A, EL-HEWEITY M M, et al. Evaluation of the performance of circular hollow section joints reinforced by stiffened plates under fatigue loadings [J]. Alexandria Engineering Journal, 2004, 43(6):831-846.
- [14] DNV-GL. GEDI transition piece FE analysis and strength assessment [R]. HØvik: DNV GL, 2014.
- [15] Det Norske Veritas. Fatigue design of offshore steel structures: DNV-RP-C203 [S]. HØvik: Det Norske Veritas, 2012.
- [16] American Bureau of Shipping. Commentary on the guide for the fatigue assessment of offshore structures: ABS 115—2003 [S]. Houston: American Bureau of Shipping, 2004.

作者简介:



李恒军

李恒军

1967-, 男, 河北张家口人, 高级工程师, 华北电力大学学士, 主要从事火电、核电、风电等电力能源工作 (e-mail) Lhj3202@163.com。

(责任编辑 李辉)