

海上风电支撑结构等效疲劳荷载法存在的问题

李鲁^{1,✉}, 林敬华²

(1. 中国大唐集团新能源科学技术研究院, 北京 100040;
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)

摘要: [目的] 海上风电整个使用期内主要受到较大的随机荷载作用, 抗疲劳设计是海上风电基础结构设计中的重要内容。目前计算疲劳损伤普遍采用的等效疲劳荷载法的适用性存疑, 文章将对该方法进行评估。[方法] 简单回顾等效疲劳荷载设计法, 在理论上分析其适用性。基于NREL 5 MW 风机及虚拟的勘察资料, 利用拟动力法和等效疲劳荷载法, 计算导管架的某一节点的疲劳损伤。[结果] 等效疲劳荷载理论上仅在一维应力状态下才严格成立, 数值模拟表明该方法会高估疲劳损伤。[结论] 等效疲劳荷载会高估疲劳损伤, 可采用拟动力法计算疲劳损伤, 但拟动力法的精确性需进一步评估。

关键词: 海上风电; 结构疲劳; 等效疲劳荷载

中图分类号: TK89

文献标志码: A

文章编号: 2095-8676(2020)S1-0088-05

开放科学(资源服务)二维码:



Problem of Equivalent Fatigue Static Load for Offshore Wind Turbine Support Structure

LI Lu^{1,✉}, LIN Jinghua²

(1. Datang Corporation Renewable Energy Science and Technology Research Institute, Beijing 100040, China;
2. China Energy Engineering Group Guangdong Electric Power Design Institute Co., Ltd., Guangzhou 510663, China)

Abstract: [Introduction] Offshore wind turbine support structure is under large stochastic loads within the whole design life, thus fatigue design is an important subject. The Equivalent Fatigue Static Load Method (EFSLM) is widely used in calculating the cumulative fatigue damage, while this method is questionable and is studied in this research. [Method] After a short review of EFSLM, its application scope was analysed theoretically. Based on NREL 5 MW wind turbine model and pseudo survey data, the quasi-dynamic method and EFSLM were used in calculating the cumulative fatigue damage of a joint. [Result] EFSLM is accurate only if the 1st principle stress is linear proportion to loads. Numerical simulation results indicate that EFSLM over estimates the cumulative fatigue damage. [Conclusion] EFSLM over estimates the cumulative fatigue damage and the quasi-dynamic method is an alternative method, while, the accuracy of which needs further studies.

Key words: offshore wind engineering; structural fatigue; the equivalent fatigue static load method

1 海上风机基础结构疲劳设计简介

疲劳是海上风电基础结构设计中必须要考虑的一个重要因素。基础结构在使用期内受随机变化的风、浪、流共同作用, 伴随着风机偏航、启停机等动作, 结构部件一直受循环往复的荷载作用, 因此在复杂节点和变截面等位置由于应力集中效应, 疲

劳问题较为突出。虽然疲劳工况通常不是基础结构工程量的控制工况, 但是对于海上风机来说, 结构构件难以维修或更换, 甚至不可更换。如何在经济的前提下, 设计出能够在使用期内避免疲劳破坏的结构构件则至关重要。

金属疲劳是微裂纹的萌生、扩展和联结并最终断裂的过程, 一般可分为三个阶段: (1) 对于钢材来说, 钢材在建造和施工过程中在微观上存在许多晶格初始缺陷, 即位错、微孔和空位等。在一定幅值

的可变荷载的作用下, 出现位错滑移和积塞、微孔或空位聚合等现象, 最终形成微裂纹。在可变荷载的作用下, 微裂纹不断扩展并相互联结, 在金属表面形成宏观的疲劳裂纹^[1], 这一阶段的现象可用固体物理学相关理论进行描述^[2]; (2) 随着可变荷载的作用宏观裂纹的长度开始增长, 增长的速率符合Paris法则^[3-4]。这一阶段的现象可用断裂力学的理论进行描述^[5-6]; (3) 当疲劳裂纹长度扩展到临界值时, 裂纹长度在交变荷载的作用下迅速增加并最终发生断裂^[7]。

疲劳寿命和疲劳极限可采用基于试验和统计得到的S-N曲线进行估计。目前在工程上都是采用基于S-N曲线进行抗疲劳设计的(Miner-Palmgren法则)^[7]。

海上风机的设计过程与陆上风机存在相当大的不同。在海上风电发展之初, 传统的陆上风机厂家缺乏海洋工程经验, 而海工结构设计单位又缺乏风力发电机的相关知识, 而且风机和海工领域均有各自成熟的设计标准和分析设计软件, 因此, 市面上缺少针对海上风机的设计软件。另外, 出于关键技术保密的考虑, 基础设计单位无法采用完整模型计算应力时程。在这一时期, 为了解决两者合作的问题, 采用的是超单元法。

随着海上风电的发展和经验的积累, 风机和支撑结构一体化设计早已具备可行性。各种针对海上风电的分析软件也陆续被开发出来, 如Bladed, FAST, HAWC2等。基于这些软件, 目前许多海上风机的设计方法已更新为, 风机厂使用基础设计单位提供的基础结构模型做计算, 将设计荷载返回给基础设计单位做结构优化, 至少迭代两次。IEC 61400—3中提供的设计流程图如图1所示^[8]。可以看到, 即使更新了分析软件, 但是风机和基础的设计还是分开的, 仍然以迭代的方式进行。这样的流程给抗疲劳设计造成了困难。

根据目前的设计流程, 如需得到基础结构某点的应力需要所有疲劳工况的荷载时程, 计算量巨大。为了减少疲劳设计的工作量, 目前的抗疲劳设计方法采用等效静力方法(等效疲劳荷载法)——将随机荷载等效为给定次数下单一荷载幅值, 利用静力计算代替动力计算。该方法源于等效疲劳应力法, 即根据Miner-Palmgren法则, 随机应力时程造

成的疲劳损伤可以等效为给定次数下的单一应力幅造成的损伤。利用Miner-Palmgren法则计算疲劳损伤一般采用第一主应力, 对于选定的疲劳计算点, 由于两组荷载叠加后的第一主应力不等于两组荷载分别造成的第一主应力之和, 因此该方法存在问题。

本文首先通过理论公式和模拟讨论等效静力方法的问题。

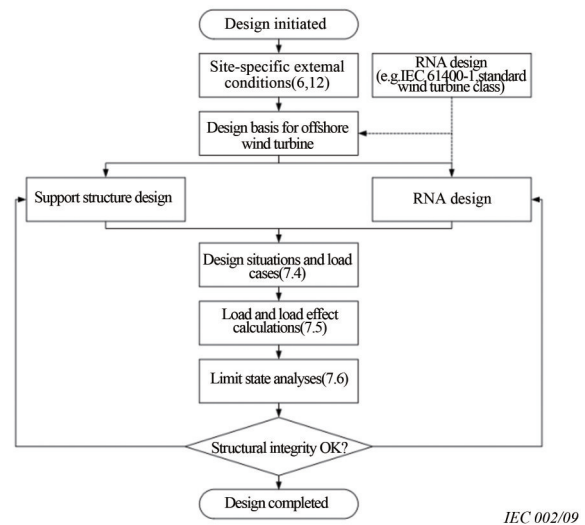


图1 国际标准IEC 61400—3中推荐的设计流程

Fig. 1 Design flowchart recommended by IEC 61400—3

2 静力等效方法存在的问题

目前风机设计中多采用等效疲劳荷载法进行抗疲劳设计, 该方法是从等效疲劳应力中假设荷载和应力成正比而得到的。

疲劳损伤的定义如下^[7]

$$d = \sum_i \frac{n_i}{N_i} = \frac{n_{eq}}{N_{eq}} \quad (1)$$

式中: n_i 为第 i 第一主应力幅值 $\Delta\sigma_i$ 的循环次数(次); N_i 为 $\Delta\sigma_i$ 对应的寿命(年); n_{eq} 为给定的等效循环次数(次); N_{eq} 为等效疲劳应力 $\Delta\sigma_{eq}$ 对应的寿命(年)。根据SN曲线, 有:

$$N_i = a \left[\Delta\sigma_i \left(\frac{t}{t_{ref}} \right)^k \right]^{-m} \quad (2)$$

$$N_{eq} = a \left[\Delta\sigma_{eq} \left(\frac{t}{t_{ref}} \right)^k \right]^{-m} \quad (3)$$

$$\Delta\sigma_{\text{eq}} = \left(\frac{a}{N_{\text{eq}}} \right)^{1/m} \left(\frac{t_{\text{ref}}}{t} \right)^k \quad (4)$$

式中: t 为所校核点处的厚度 (m); t_{ref} 为 SN 曲线对应的参考厚度 (m); k 为厚度修正系数。将式子带入式, 可得等效疲劳应力为:

$$\Delta\sigma_{\text{eq}} = \left(\frac{a}{n_{\text{eq}}} \sum_i \frac{n_i}{N_i} \right)^{1/m} \quad (5)$$

$$\left(\frac{t_{\text{ref}}}{t} \right)^k = \left\{ \frac{a}{n_{\text{eq}}} \sum_i \frac{n_i}{a \left[\Delta\sigma_i \left(\frac{t}{t_{\text{ref}}} \right)^k \right]^{-m}} \right\}^{1/m}$$

$$\left(\frac{t_{\text{ref}}}{t} \right)^k = \left(\frac{1}{n_{\text{eq}}} \sum_i \Delta\sigma_i n_i \right)^{1/m}$$

假设荷载和应力幅成正比, 即 $\Delta F \sim \Delta\sigma$ 。则等效疲劳荷载为:

$$\Delta F_{\text{eq}} = \left(\frac{1}{n_{\text{eq}}} \sum_i \Delta F_i n_i \right)^{1/m} \quad (6)$$

但是, 等效疲劳荷载法是有问题的, 因为第一主应力不能叠加得到, 因此 $\Delta F \sim \Delta\sigma_1$ 并不成立。主应力计算公式如下^[9]

$$\sigma^3 - I_1\sigma^2 + I_2\sigma - I_3 = 0 \quad (7)$$

式中:

$$I_1 = \sigma_x + \sigma_y + \sigma_z$$

$$I_2 = \sigma_x\sigma_y + \sigma_y\sigma_z + \sigma_x\sigma_z - \tau_{xy}^2 - \tau_{yz}^2 - \tau_{xz}^2$$

$$I_3 = \sigma_x\sigma_y\sigma_z + 2\tau_{xy}\tau_{yz}\tau_{xz} - \sigma_x\tau_{yz}^2 - \sigma_y\tau_{xz}^2 - \sigma_z\tau_{xy}^2$$

第一主应力为^[10]:

$$\sigma_1 = \frac{I_1}{3} + 2\sqrt{-\frac{P}{3}} \cos \frac{\theta}{3} = 0, \text{若 } p \neq 0 \quad (8)$$

$$\sigma_1 = \frac{I_1}{3}, \text{若 } p = 0$$

式中:

$$p = \frac{3I_2 - I_1^2}{3}$$

$$q = \frac{9I_1I_2 - 2I_1^3 - 27I_3}{27}$$

$$\theta = \arccos \left[-\frac{q}{2} \left(-\frac{p^3}{27} \right)^{-1/2} \right]$$

可见, 除非 $p = 0$, 否则第一主应力不满足叠加原理。该条件在节点处几乎不可能成立。

以下采用两个算例说明等效疲劳荷载法存在的

问题。

算例1: 假设应力状态

$\sigma^a = [\sigma_x \ \sigma_y \ \sigma_z \ \tau_{xy} \ \tau_{yz} \ \tau_{xz}] = [1 \ 2 \ 3 \ 0 \ 0 \ 0]$, 第一主应力为 $\sigma_1^a = 3$, 应力状态

$\sigma^b = [\sigma_x \ \sigma_y \ \sigma_z \ \tau_{xy} \ \tau_{yz} \ \tau_{xz}] = [0 \ 0 \ 0 \ 1 \ 2 \ 3]$, 第一主应力为 $\sigma_1^b = 4.113 \ 1$ 。叠加的应力状态 $\sigma^c = \sigma^a + \sigma^b$ 的第一主应力为 $\sigma_1^c = 6.299 \ 8$ 。3+4.113 1≠6.299 8。该算例说明第一主应力不可以叠加。

算例2: 随机生成 10 000 个应力状态 σ^a 和 10 000 个应力状态 σ^b , 令 $\sigma^c = \sigma^a + \sigma^b$ 。 σ^a 对应的第一主应力为 σ_1^a , σ^b 对应的第一主应力为 σ_1^b , σ^c 对应的第一主应力为 σ_1^c 。则 σ_1^c 和 $\sigma_1^a + \sigma_1^b - \sigma_1^c$ 如图 2 所示。

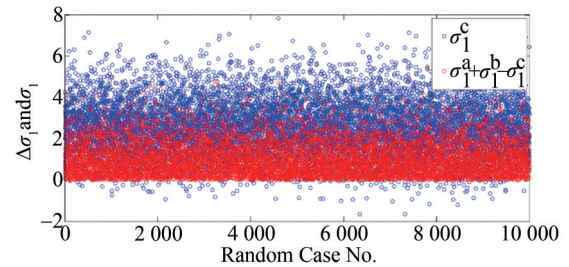


图2 第一主应力的叠加和叠加应力状态的第一主应力
Fig. 2 The summation of two 1st principle stresses vs. the 1st principle stress of summation of 2 stress states

本算例进一步比较了叠加应力状态的第一主应力和两应力状态的第一主应力直接相加之间的差异。上图表明该差值与真实的叠加状态第一主应力相比不可忽视, 并且基本上第一主应力直接相加的结构都大于真实的第一主应力 (没有出现小于零的红点)。因此, 采用等效疲劳荷载法的疲劳损伤会偏大。

3 算例: 等效疲劳荷载法和动力法结果的比较

疲劳损伤在微观上表现为微观裂纹的扩展和联结成宏观裂纹, 进而导致材料的破坏。微观上, 可用断裂力学进行分析, 也可以使用基于试验数据 Paris' Law; 宏观上, 一般采用基于试验数据的 Miner 法则进行评估。无论那种方法都需要知道疲劳验算点的应力状态时程信息, 对于海上风机而言, 由于工况数多, 直接采用动力方法计算就意味

着巨大的计算量。

为了减少疲劳分析的计算量,目前海上风电支撑结构普遍采用等效疲劳荷载法。该方法是对塔筒底法兰的6分量荷载时程做雨流计数法,采用公式(6)的方法计算法兰面各分量的等效疲劳荷载,再根据等效次数计算疲劳损伤,这样就把时程计算简化为一次或多次(不同荷载分量的组合)静力计算。由上文分析可知,该方法存在问题。本节将基于具体例子评估拟动力法和等效疲劳荷载法计算的线性累积疲劳损伤的差异。

3.1 风机模型

海上风机一体化设计研究将采用NREL 5 MW机组^[11],该机组基本信息如表1所示。更详细信息请参考文献[11]。

表1 NREL 5 MW 机组基本数据

Tab. 1 Configurations of NREL 5 MW wind turbine

机组参数	数据
额定功率/MW	5
风轮方向、叶片数	上风向,3叶片
控制	变速,同步变桨
传动链	高速,多级齿轮箱
风轮直径、轮毂直径/m	126,3
轮毂高度/m	90(距离塔底)
切入、额定、切出风速/($m \cdot s^{-1}$)	3,11,4,25
切入、额定风轮转速/rpm	6,9,12,1
额定叶尖速/($m \cdot s^{-1}$)	80
风轮外挑/m、主轴倾斜度/($^{\circ}$)、风轮锥度/($^{\circ}$)	5,5,2.5
风轮质量/kg	110 000
机舱质量/kg	240 000
塔筒质量/kg	347 460
整体质心坐标/m	-0.2,0,0,64.0

3.2 荷载工况

IEC 61400—3将海上风机的基本设计工况分为8类(不包含地震和海冰):(1)发电状态;(2)发电并出现故障状态;(3)启动过程;(4)正常停机过程;(5)紧急停机过程;(6)停机状态(静止或者空转);(7)停机并出现故障状态;(8)运输、装配、维护和修理状态分析。按分析类型则可分为承载力极限状态(Ultimate limit state, ULS)和疲劳极限状态(Fatigue limit state, FLS)两种,不同的分析类型对应不同的分项系数。依据上述分类,在IEC标准中疲劳工况包括DLC 1.2、DLC 1.7、

DLC 2.4、DLC 3.1、DLC 4.1、DLC 6.4、DLC 7.2、DLC 8.3和DLC 8.4。其中DLC 1.2是影响疲劳损伤的最主要工况。

综上所述,本研究选取DLC 1.2进行一体化设计的研究。

3.3 支撑结构模型及计算方法

本研究针对导管架下部的一个节点其中一个撑杆作为研究对象。导管架模型如图3所示,其中下部一节点的子结构模型如图4和图5所示。导管架模型用于法兰面等效疲劳荷载法计算线性累积疲劳损伤,节点模型则用于拟动力法计算线性累积疲劳损伤。

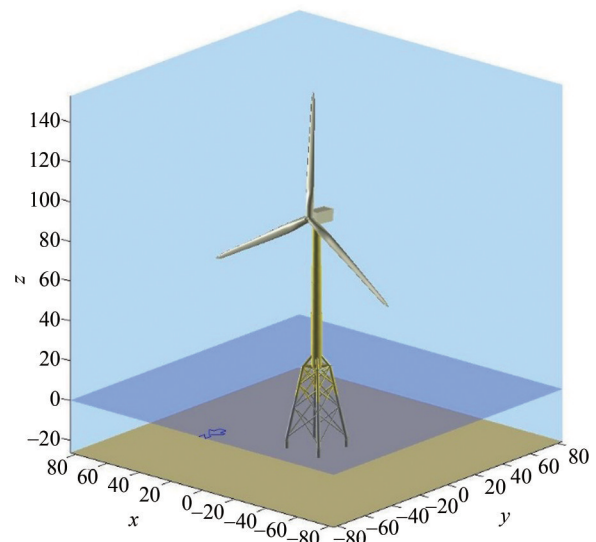
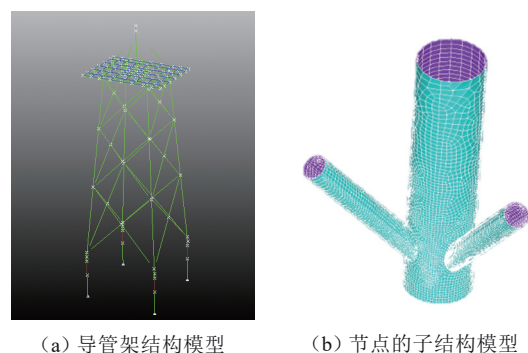


图3 NREL 5 MW 风机及导管架Bladed模型(以导管架模型为例)

Fig. 3 Bladed model of NREL 5 MW Wind Turbine and jacket foundation



(a) 导管架结构模型

(b) 节点的子结构模型

图4 导管架结构模型和节点子结构模型

Fig. 4 Structural model of the jacket and substructure model of the joint

基于DLC 1.2法兰面处的荷载时程,可以计算得到法兰面等效疲劳荷载。将该荷载作用于图3模型的法兰面位置,即可计算得到目标节点的应力,结合等效循环次数便可得到风机荷载作用下的疲劳损伤。

另一方面,由图4的节点模型可以得到各弦杆和撑杆上荷载到目标位置应力的传递矩阵,结合DLC 1.2节点各弦杆和撑杆的内力时程曲线,便得到目标位置的应力时程曲线。该方法即拟动力法,避免了在子结构模型上进行大量时程动力计算。另一种拟动力法是建立子结构模型各弦杆和撑杆位移到目标位置应力的传递矩阵。本文采用前一种拟动力法。

3.4 法兰面等效疲劳荷载法和子结构拟动力法的结果及讨论

不同方法得出的撑杆与主腿连接处最大疲劳损伤如下表所示。

可以看到法兰面等效疲劳荷载计算的线性累计损伤要稍大,但目前计算存在若干因素使该损伤被低估。首先,法兰面等效疲劳法的SCF取1.5,应力时程的结果是直接输出最靠近焊缝的节点的应力结果,不一定能和SCF=1.5匹配。通常,SCF都比1.5要大。其次,法兰面等效疲劳法没有考虑波浪造成的疲劳。

表2 疲劳计算的方法

Tab. 2 Cumulative fatigue damages by different methods

方法	线性累计损伤
法兰面等效疲劳荷载(应力集中系数取1.5)	0.002 6
子结构拟动力法	0.002 1

4 结论

1) 等效疲劳荷载法精确成立的条件是荷载与第一主应力成正比,而节点位置都是复杂的应力状态,该条件几乎不可能成立。

2) 研究了子结构拟动力时程疲劳和法兰面等效疲劳荷载方法计算的节点疲劳损伤。结果表明法兰面等效疲劳荷载计算的线性累计损伤比拟动力法计算的损伤大。

3) 法兰面等效疲劳结果和应力时程疲劳结果的比较还需继续完善,主要是SCF的选取和有限元

应力输出点的选择要互相匹配。另外,等效疲劳法中波浪荷载的影响要进一步考虑。

致谢

作者感谢中国能源建设集团广东省电力设计研究院有限公司对本研究的支持。

参考文献:

- [1] SANGID M D. The physics of fatigue crack initiation [J]. International Journal of Fatigue, 2013(57):58-72.
- [2] 黄昆,韩汝琦改. 固体物理学 [M]. 北京:高等教育出版社, 1988.
- [3] BEDEN S M, ABDULLAH S, ARIFFIN A K. Review of fatigue crack propagation models for metallic components [J]. European Journal of Scientific Research, 2009, 28(3):364-397.
- [4] CARPINTERI A. Handbook of fatigue crack propagation in metallic structures [M]. London:Elsevier, 1994.
- [5] MURA T. A theory of fatigue-crack initiation [M]. Springer Netherlands: Fracture of Engineering Materials and Structures, 1991.
- [6] 黄克智,肖纪美. 材料的损伤断裂机理和宏微观力学理论 [M]. 北京:清华大学出版社, 1999.
- [7] 陈传尧. 疲劳与断裂 [M]. 武汉:华中科技大学出版社, 2002.
- [8] International Electrotechnical Commission. Wind turbines-part 3: design requirements for offshore wind turbines: IEC 61400-3 [S]. [S. n. :s. l.], 2009.
- [9] 吴家龙. 弹性力学 [M]. 北京:高等教育出版社, 2001.
- [10] 王凯. 主应力的计算公式 [J]. 力学与实践, 2014, 36(6): 783-785.
- [11] JONKMAN J, BUTTERFIELD S, MUSIAL W, et al. Definition of a 5 MW reference wind turbine for offshore system development [R]. Golden, Colorado: National Renewable Energy Laboratory (NREL), 2009.

作者简介:



李鲁

李鲁(通信作者)

1981-, 男, 山东烟台人, 中国矿业大学(北京)硕士, 中国大唐集团新能源科学技术研究院有限公司高级工程师, 主要从事新能源工程管理和设计工作 (e-mail) 53181521@qq.com。

(责任编辑 李辉)