

引文格式:孔凡,穆拉提江·麦麦提,孙香红,等.装备碰撞调谐质量阻尼器的近海单桩风机疲劳损伤分析[J].建筑科学与工程学报,2025,42(3):48-57.

KONG Fan, MULATIJIANG Maimaiti, SUN Xianghong, et al. Fatigue damage analysis of monopile offshore wind turbine equipped with pounding tuned mass damper[J]. Journal of Architecture and Civil Engineering, 2025, 42(3): 48-57.

DOI:10.19815/j.jace.2023.04047

# 装备碰撞调谐质量阻尼器的近海单桩风机 疲劳损伤分析

孔凡<sup>1,2</sup>,穆拉提江·麦麦提<sup>1</sup>,孙香红<sup>3</sup>,夏红兵<sup>4</sup>,王恒<sup>5</sup>

(1. 武汉理工大学 土木工程与建筑学院,湖北 武汉 430070; 2. 合肥工业大学 土木与水利工程学院,安徽 合肥 230009; 3. 长安大学 建筑工程学院,陕西 西安 710061; 4. 中信建筑设计研究总院有限公司,湖北 武汉 430014; 5. 华中科技大学 土木与水利工程学院,湖北 武汉 430074)

**摘要:**为研究碰撞调谐质量阻尼器(PTMD)在风浪联合作用下对海上单桩风机疲劳损伤的控制效果,以美国国家可再生能源实验室(NREL)的5 MW基准单桩海上风机为研究对象,利用拉格朗日方程建立风浪联合作用下单桩风机-PTMD系统的运动方程。考虑Kaimal湍流谱模型和Jonswap波高谱,分别得到随机风速时程和波浪荷载时程,基于Palmgren-Miner线性疲劳累积损伤理论及雨流计数法,分析了单桩风机-PTMD系统的疲劳损伤。结果表明:最优碰撞参数以及调谐频率下的PTMD能够显著减轻风浪联合荷载作用下风机的疲劳损伤,PTMD质量块无需过大行程即可满足风机实际使用要求;即使在失谐情况下,PTMD仍具有较好的减轻风机疲劳损伤的作用;提出的PTMD技术具有很好的应用前景,可在海上风电场中广泛应用,提升海上单桩风机塔身的安全性和疲劳特性。

**关键词:**近海单桩风机;碰撞调谐质量阻尼器;风浪联合作用;疲劳损伤

中图分类号:TU352

文献标志码:A

文章编号:1673-2049(2025)03-0048-10

## Fatigue damage analysis of monopile offshore wind turbine equipped with pounding tuned mass damper

KONG Fan<sup>1,2</sup>, MULATIJIANG Maimaiti<sup>1</sup>, SUN Xianghong<sup>3</sup>, XIA Hongbing<sup>4</sup>, WANG Heng<sup>5</sup>

(1. School of Civil Engineering and Architecture, Wuhan University of Technology, Wuhan 430070, Hubei, China; 2. College of Civil Engineering, Hefei University of Technology, Hefei 230009, Anhui, China; 3. School of Civil Engineering, Chang'an University, Xi'an 710061, Shaanxi, China; 4. General Institute of Architectural Design and Research Co. Ltd, Wuhan 430014, Hubei, China; 5. School of Civil and Hydraulic Engineering, Huazhong University of Science and Technology, Wuhan 430074, Hubei, China)

**Abstract:** In order to investigate the control effect of pounding tuned mass damper (PTMD) on the fatigue damage of offshore monopile wind turbines under the combined action of wind and wave, the 5 MW benchmark monopile offshore wind turbine provided by the national renewable

收稿日期:2023-04-11

投稿网址: <http://jace.chd.edu.cn>

基金项目:国家自然科学基金项目(52078399)

作者简介:孔凡(1984-),男,工学博士,教授,博士生导师,E-mail:kongfan@hfut.edu.cn。

通信作者:王恒(1991-),男,工学博士研究生,E-mail:wangh1993@hust.edu.cn。

energy laboratory (NREL) in the United States was taken as the research object, and the Lagrange equation was used to establish the motion equation of the monopile wind turbine-PTMD system under the combined action of wind and wave. Considering the Kaimal turbulence spectrum model and the Jonswap wave height spectrum, the stochastic wind speed time history and the wave load time history were obtained respectively. Based on Palmgren-Miner linear fatigue cumulative damage theory and rain flow counting method, the fatigue damage of monopile wind turbines-PTMD system was analyzed. The results show that the PTMD, with optimal collision parameters and tuning frequency, can significantly reduce the fatigue damage induced by wind and wave loads, and the PTMD mass block can meet the practical use requirements of the wind turbines without excessive stroke. Even in the case of detuning, PTMD still has a good effect on reducing the fatigue damage of the wind turbine. The proposed PTMD technology has a good application prospect and can be widely used in offshore wind farms to improve the safety and fatigue characteristics of offshore monopile wind turbine tower.

**Key words:** monopile offshore wind turbine; PTMD; combined wind and wave action; fatigue damage

**Author resumes:** KONG Fan(1984-), male, PhD, professor, E-mail: kongfan@hfut.edu.cn; WANG Heng(1991-), male, doctoral student, E-mail: wangh1993@hust.edu.cn.

## 0 引言

风力发电技术已成为最具开发条件和发展前景的可再生能源技术之一。与陆上风力发电机相比,海上风力发电机具有节约土地资源、风速稳定、噪声污染小等优势。但是,海上风力发电机在服役期间面临着恶劣的自然条件,如强风、波浪等随机动力荷载以及高盐、高湿等腐蚀性环境。在随机风场及循环波浪作用下,风机叶片和塔身很容易发生疲劳损伤,导致在使用期间发生严重的结构疲劳破坏甚至整体倒塌。

疲劳损伤的计算方法包括谱分析法、数值方法以及时域分析法<sup>[1]</sup>。基于功率谱密度的频域分析法主要适用于计算耗时较长或结构应力不易直接取得的情况。ABS 115 规范<sup>[2]</sup>给出窄带响应下计算疲劳损伤的频域分析手段,但 Mohammadi 等<sup>[3]</sup>研究发现,实际中应力幅概率分布并不严格符合 ABS 115 规范假定的 Rayleigh 分布。因此一些学者进一步提出了用于宽带过程的疲劳损伤分析方法<sup>[4-7]</sup>。时域分析法方面,Jia<sup>[8]</sup>利用时域疲劳损伤分析研究导管架结构在波浪荷载下的疲劳损伤;Kvittem 等<sup>[9]</sup>提出模拟时间段内的随机性,研究发现模拟时长大于 1 h 对计算的疲劳损伤值影响显著降低。一般而言,时域方法需要的计算时间较长,但能方便地考虑疲劳分析中的非线性行为,如系泊产生的非线性影

响。海洋平台疲劳损伤分析方法可直接移置于分析风机疲劳损伤,但风机具有的强非线性效应和风浪荷载联合作用会使风机的动力响应和疲劳损伤机制更加复杂<sup>[10]</sup>。

将土木结构中的减振装置用于海上风机,有望达到减小风机动力响应并延长其使用寿命的目的。本文研究近海单桩风力发电机在风浪联合作用下的疲劳损伤以及安装碰撞调谐质量阻尼器(PTMD)对风机疲劳损伤性能的改善。首先,以美国国家可再生能源实验室(NREL)的 5 MW 基准单桩海上风机为研究对象,利用欧拉-拉格朗日方程,建立在风、浪作用下无控和设置 PTMD 的单桩海上风机运动方程。随后,基于 Kaimal 风谱模型生成三维风速场;考虑真实海洋条件下美国数据浮标中心的原始数据,经统计分析得到风浪相关参数的离散统计分布;计算各风浪组合下风机耦合系统的动力响应。最后,基于 Palmgren-Miner 线性疲劳累积损伤理论及雨流计数法估算结构系统疲劳损伤。

## 1 风浪作用下风机-PTMD 系统控制方程

### 1.1 TMD 与 PTMD 模型

被动减振控制<sup>[11]</sup>主要包括耗能和吸振技术。为实现结构耗能减振,可将结构的某些构件设计成耗能部件或在结构上安装外部耗能装置,主要包括

摩擦型阻尼器、黏滞性液体阻尼器、黏弹性阻尼器等。通过将自身振动频率调谐至结构振动频率附近,吸能减振装置可吸收主结构振动能量,并通过各类阻尼器耗散从主结构吸收的能量。

调谐质量阻尼器(TMD)是一种吸能减振装置,由质量块、弹簧和黏滞阻尼器组成,如图 1(a)所示,其中  $k_1$ 、 $k_2$  为弹簧刚度,  $c_1$ 、 $c_2$  为阻尼系数,  $m$  为质量块质量。PTMD 可视为引入了限位装置和碰撞机制的 TMD,如图 1(b)所示。利用附着有黏弹性阻尼材料的限位挡板约束质量块的过大行程:当质量块行程较小且与挡板间未碰撞时,PTMD 的工作原理与传统 TMD 相同;行程较大且二者间发生碰撞时,碰撞机制可使机械能转化为热能消散。

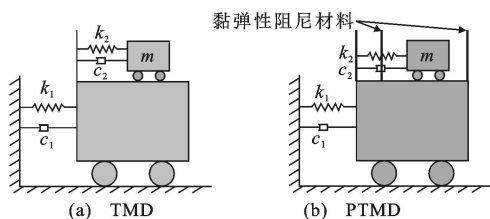


图 1 调谐质量阻尼器与碰撞调谐质量阻尼器

Fig. 1 Tuned mass damper and pounding tuned mass damper

采用线性黏弹性模型(Kelvin-Voigt 模型)<sup>[12-14]</sup>模拟碰撞力,即

$$F = k\delta(t) + c\dot{\delta}(t) \quad (1)$$

式中:  $F$  为碰撞力;  $k$  为碰撞元件的刚度;  $\delta(t)$  为碰撞位移;  $\dot{\delta}(t)$  为碰撞位移的时间导数;  $c$  为碰撞元件的阻尼系数。

由于在碰撞过程中该模型黏滞耗能元件的阻尼系数保持不变,这不符合现实情况,因此可使用非线性弹性模型<sup>[15-17]</sup>描述碰撞力,即

$$F = \beta\delta^{\frac{3}{2}}(t) \quad (2)$$

该模型的缺点是恢复力完全弹性,不能考虑由碰撞点塑性变形和局部开裂以及碰撞体之间的摩擦等因素引起的接触过程中的能量耗散。本文采用非线性黏弹性模型<sup>[18]</sup>考虑碰撞过程,其表达式为

$$F(t) = \begin{cases} \beta\delta^{\frac{3}{2}}(t) + c(t)\dot{\delta}(t) & \dot{\delta}(t) > 0 \\ \beta\delta^{\frac{3}{2}}(t) & \dot{\delta}(t) \leq 0 \end{cases} \quad (3)$$

$$c(t) = 2\xi\sqrt{\beta\delta^{\frac{1}{2}}(t)\frac{m_1m_2}{m_1+m_2}} \quad (4)$$

$$\xi = \frac{9\sqrt{5}}{2} \frac{1-e^2}{e[e(9\pi-16)+16]} \quad (5)$$

式中:  $\beta$  为比例系数,取决于碰撞体材料和几何特性

的碰撞刚度;  $c(t)$  为碰撞阻尼,与撞击变形及材料相关;  $e$  为恢复系数,即碰撞体撞击后相对速度(绝对值)与撞击前相对速度之间的比值,可通过试验确定;  $m_1$  和  $m_2$  为碰撞体质量;  $\xi$  为阻尼比,用来描述碰撞过程中的能量耗散特性。

式(3)克服了线性黏弹性模型和非线性弹性模型的部分缺点,能更精确地模拟碰撞过程。

## 1.2 风机控制系统运动方程

以美国可再生能源实验室的 5 MW 基准风力发电机模型为研究对象,使用单桩基础作为下部支撑结构。该机型为三叶片水平轴风力发电机,叶轮直径 126 m,塔高 57.6 m,塔身从下到上直径与壁厚均匀变化,塔底直径为 6.0 m,壁厚 27 mm,塔顶直径 3.87 m,壁厚 19 mm。

利用欧拉-拉格朗日方程,建立在风浪作用下无控和设置 PTMD 时单桩海上风力机模型的运动方程。受控风机模型如图 2 所示。将无控时的单桩风力发电机简化为 12 个自由度( $q_1, q_2, \dots, q_{12}$ )的动力学模型,其中  $q_1 \sim q_3$  为三叶片挥舞向(Edgewise)自由度,  $q_4 \sim q_6$  为三叶片摆振向(Flapwise)自由度,  $q_7$ 、 $q_8$  分别为机舱相对基础前后向与侧向自由度,  $q_9$ 、 $q_{10}$  分别为基础前后向的平动与转动自由度,  $q_{11}$ 、 $q_{12}$  分别为基础侧向平动与转动自由度。PTMD 控制装置的水平位移  $q_{13}$  为第 13 个自由度。利用欧拉-拉格朗日方程[式(6)]推导得到无控或受控单桩风机的运动方程。

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial T(t, q(t), \dot{q}(t))}{\partial \dot{q}_i(t)} - \frac{\partial T(t, q(t), \dot{q}(t))}{\partial q_i(t)} + \frac{\partial V(t, q(t))}{\partial q_i(t)} = Q_i(t) \quad (6)$$

式中:  $T$  和  $V$  分别为系统的动能和势能;  $q(t)$  为广义坐标向量,  $q(t) = (q_1, q_2, \dots, q_{13})$ ;  $Q_i(t)$  为对应于  $q_i(t)$  的广义力。

由此可得无控和受控风机的运动方程,以矩阵形式给出,如式(7)所示。

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{q}} + \mathbf{C}\dot{\mathbf{q}} + \mathbf{K}\mathbf{q} + \mathbf{G}(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}) = \mathbf{Q}_{wi} + \mathbf{Q}_{wa} \quad (7)$$

式中:  $\mathbf{M}$ 、 $\mathbf{C}$ 、 $\mathbf{K}$  分别为系统质量矩阵、阻尼矩阵、刚度矩阵;  $\mathbf{G}(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}})$  为碰撞机制引入的非线性项;  $\mathbf{Q}_{wi}$ 、 $\mathbf{Q}_{wa}$  分别为对应于风和波浪荷载的广义力矢量。

无控制下风机 12 自由度系统中  $\mathbf{M}$ 、 $\mathbf{C}$ 、 $\mathbf{K}$  矩阵可写为式(8)的矩阵形式,其中的变量计算式见式(9)~(18)。

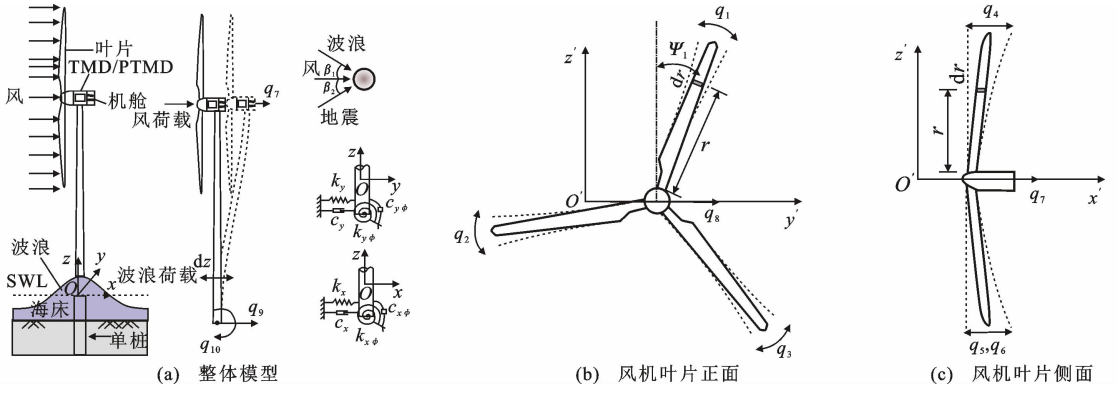


图2 在风浪荷载作用下受 TMD/PTMD 控制的近海单桩风机模型

Fig. 2 Monopile offshore wind turbine model controlled by an TMD/PTMD under combined wind and wave loadings

$$M = \begin{bmatrix} m_1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & m_{18} & 0 & 0 & m_{18} & hm_{18} & 0 \\ 0 & m_1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & m_{28} & 0 & 0 & m_{28} & hm_{28} & 0 \\ 0 & 0 & m_1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & m_{38} & 0 & 0 & m_{38} & hm_{38} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & m_2 & 0 & 0 & m_{47} & 0 & m_{47} & hm_{47} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & m_2 & 0 & m_{47} & 0 & m_{47} & hm_{47} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & m_2 & m_{47} & 0 & m_{47} & hm_{47} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & m_{47} & m_{47} & m_{47} & m_7 & 0 & m_7 & hm_7 & 0 & 0 & 0 & m_t \\ m_{18} & m_{28} & m_{38} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & m_8 & 0 & 0 & m_8 & hm_8 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & m_{47} & m_{47} & m_{47} & m_7 & 0 & m_9 & hm_7 & 0 & 0 & 0 & m_t \\ 0 & 0 & 0 & hm_{47} & hm_{47} & hm_{47} & hm_7 & 0 & hm_7 & m_{10} & 0 & 0 & 0 & hm_t \\ m_{18} & m_{28} & m_{38} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & m_8 & 0 & 0 & m_{11} & hm_8 & 0 \\ hm_{18} & hm_{28} & hm_{38} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & hm_8 & 0 & 0 & hm_8 & m_{12} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & m_t & 0 & m_t & hm_t & 0 & 0 & m_t \end{bmatrix} \quad (8)$$

$$m_1 = \int_0^R \bar{m}(r) \phi_{1e}^2 dr \quad (9)$$

$$m_2 = \int_0^R \bar{m}(r) \phi_{1f}^2 dr \quad (10)$$

$$m_{j8} = \int_0^R \bar{m}(r) \phi_{1e} dr \cos(\Psi_j) \quad j = 1, 2, 3 \quad (11)$$

$$m_{47} = \int_0^R \bar{m}(r) \phi_{1t} dr \quad (12)$$

$$m_7 = m_8 = 3m_0 + M_{nac} + M_{hub} + M_{1t} \quad (13)$$

$$m_9 = m_{11} = 3m_0 + M_{nac} + M_{hub} + M_t + M_f \quad (14)$$

$$m_{10} = m_{12} = I_f + h^2 m_7 \quad (15)$$

$$M_{1t} = \int_0^h \bar{M}(z) \phi_{1t}^2 dz \quad (16)$$

$$M_f = \int_0^R \bar{M}(z) dz \quad (17)$$

$$\Psi_j = \Omega t + \frac{2\pi}{3}(j-1) \quad j = 1, 2, 3 \quad (18)$$

式中:  $m_0$  为单个风机叶片的质量;  $M_{nac}$ 、 $M_{hub}$  分别为机舱质量和轮毂质量;  $\bar{M}$  为风机塔身的分布质量密度;  $M_t$  为风机塔身的总质量;  $M_f$ 、 $I_f$  分别为基础的质量和惯性矩;  $\Psi_j$  为 3 个叶片的方位角;  $\Omega$  为风机

叶片的旋转角速度;  $\phi_{1e}$  为叶片在挥舞方向的模态形状函数;  $\phi_{1t}$  为叶片在摆振方向的模态形状函数;  $\phi_{1f}$  为叶片在摆振方向的模态形状函数。

刚度矩阵  $K$  为下三角矩阵, 其对角线元素为  $[k_{b1, eg}, k_{b2, eg}, k_{b3, eg}, k_{b1, fp}, k_{b2, fp}, k_{b3, fp}, k_7, k_8, k_x, k_\phi]$ , 各元素表达式见式(19)~(21)。另外  $k_{8j} = -\Omega^2 m_{j8}$ ,  $j$  表示自由度,  $j = 1, 2, 3$ , 其余元素为 0。

$$k_{bj, eg} = \int_0^R EI_{eg}(r) (\phi_{1e}'')^2 dr + \Omega^2 \int_0^R \int_r^R \bar{m}(\xi) \xi d\xi (\phi_{1e}')^2 dr - g \int_0^R \int_r^R \bar{m}(\xi) \xi d\xi (\phi_{1e}')^2 dr \cos(\Psi_j) - \Omega^2 m_{1t} \quad (19)$$

$$k_{bj, fp} = \int_0^R EI_{fp}(r) (\phi_{1f}'')^2 dr + \Omega^2 \int_0^R \int_r^R \bar{m}(\xi) \xi d\xi (\phi_{1f}')^2 dr - g \int_0^R \int_r^R \bar{m}(\xi) \xi d\xi (\phi_{1f}')^2 dr \cos(\Psi_j) \quad (20)$$

$$k_7 = k_8 = \int_0^h EI_t (\phi_{1t}'')^2 dz \quad (21)$$

阻尼矩阵  $\mathbf{C}$  为下三角矩阵, 其对角线元素为  $[c_{b, eg}, c_{b, eg}, c_{b, eg}, c_{b, fp}, c_{b, fp}, c_{b, fp}, c_7, c_8, c_x, c_\phi]$  且 PTMD 黏滞阻尼系数  $c_{8j} = -2\Omega \bar{m}_{8j}$ ,  $j=1, 2, 3$ ,  $\bar{m}_{8j}$  为 PTMD 质量块质量; 根据 NREL 的 5 MW 风机说明, 取阻尼比  $\xi = 0.01$ ;  $\bar{m}_{8j} = \int_0^R \bar{m}(r) \phi_{1e} dr \sin(\Psi_j)$ ,  $j=1, 2, 3$ ;  $c_{b, eg}$ 、 $c_{b, fp}$  分别为叶片沿旋转方向和沿旋

转轴方向的结构与气动阻尼;  $c_7$ 、 $c_8$  分别为机舱和塔身沿前后方向和左右方向的结构与气动阻尼;  $c_x$ 、 $c_\phi$  分别为基础平面内平移和旋转的阻尼系数。

PTMD 控制下风机 13 自由度系统中质量矩阵

$\mathbf{M}_p$ 、阻尼矩阵  $\mathbf{C}_p$ 、刚度矩阵  $\mathbf{K}_p$  分别为

$$\mathbf{M}_p = \begin{bmatrix} m_1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & m_{18} & 0 & 0 & m_{18} & hm_{18} & 0 \\ 0 & m_1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & m_{28} & 0 & 0 & m_{28} & hm_{28} & 0 \\ 0 & 0 & m_1 & 0 & 0 & 0 & 0 & m_{38} & 0 & 0 & m_{38} & hm_{38} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & m_2 & 0 & 0 & m_{47} & 0 & m_{47} & hm_{47} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & m_2 & 0 & m_{47} & 0 & m_{47} & hm_{47} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & m_2 & m_{47} & 0 & m_{47} & hm_{47} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & m_{47} & m_{47} & m_{47} & M_7 & 0 & m_{47} & hm_{47} & 0 & 0 & m_t \\ m_{18} & m_{28} & m_{38} & 0 & 0 & 0 & 0 & m_8 & 0 & 0 & m_8 & hm_8 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & m_{47} & m_{47} & m_{47} & m_{47} & 0 & M_9 & m_7 & 0 & 0 & m_t \\ 0 & 0 & 0 & hm_{47} & hm_{47} & hm_{47} & hm_{47} & 0 & m_7 & M_{10} & 0 & 0 & hm_t \\ m_{18} & m_{28} & m_{38} & 0 & 0 & 0 & 0 & m_8 & 0 & 0 & m_{11} & hm_8 & 0 \\ hm_{18} & hm_{28} & hm_{38} & 0 & 0 & 0 & 0 & hm_8 & 0 & 0 & hm_8 & m_{12} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & m_t & 0 & m_t & hm_t & 0 & 0 & m_t \end{bmatrix} \quad (22)$$

$$\mathbf{K}_p = \begin{bmatrix} \mathbf{K} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & k_t \end{bmatrix} \quad (23)$$

$$\mathbf{C}_p = \begin{bmatrix} \mathbf{C} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & c_t \end{bmatrix} \quad (24)$$

式中:  $m_t$  为振子质量;  $k_t$ 、 $c_t$  分别为 PTMD 的恢复刚度与阻尼系数。

非线性项  $\mathbf{G}(q, \dot{q}) = [0, 0, \dots, P(d)F]$ , 其中,  $F = \text{sgn}(q_{13})\beta(|q_{13}| - g_p)^{3/2} + c(t)q_{13}$ , 且

$$P(d) = \begin{cases} 1 & d = |q_{13}| - g_p \geq 0, \text{碰撞} \\ 0 & d = |q_{13}| - g_p < 0, \text{不碰撞} \end{cases} \quad (25)$$

## 2 风浪荷载

### 2.1 风机控制系统运动方程

风速可表示为平均风速和脉动风速之和, 即  $v(t) = \bar{v} + \bar{v}(t)$ 。采用对数风廓线确定平均速度  $\bar{v}$ , 采用 Kaimal 风谱模型模拟脉动分量  $\bar{v}(t)$ 。风力发电机组标准 IEC 61400-1 第 2 版推荐使用 Von Karman 湍流谱模型, 第 3 版<sup>[19]</sup>推荐使用 Kaimal 湍流谱模型, 本文选择 Kaimal 湍流谱模型模拟脉动分量。Jonswap 波高谱是 IEC 61400-3 第 1 版<sup>[20]</sup>给出的一种最常用的近海波高谱模型。将与叶片旋转区外接的方形区域划分为  $31 \times 31$  的风速网格, 并使用 TurbSim 程序<sup>[21]</sup>生成三维风速场。图 3 为风速场样本平均风速为  $20 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ 、湍流强度为 18% 且叶

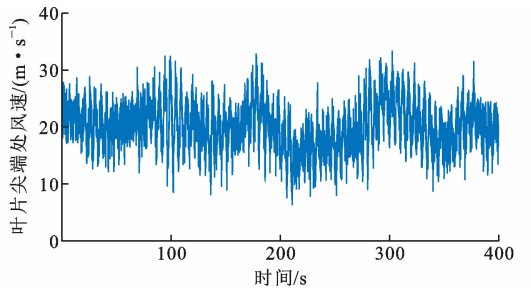


图 3 1 号叶片尖端风速时程

Fig. 3 Wind speed time history at tip of blade 1  
片转速  $\Omega = 12.1 \text{ r} \cdot \text{min}^{-1}$  时一号叶片尖端处的风速时程。

叶素单元动量(BEM)理论<sup>[22]</sup>是动量理论和叶片单元理论的结合, 用于估计作用在旋转叶片上的空气动力荷载。根据叶片特性、风速和运行条件便可计算得出空气动力载荷的时间序列。本文据此计算出风速场中每一叶片单元上的法向力  $P_N$  和切向力  $P_T$  的时程后, 进而得到了各坐标相应的广义气动载荷。

### 2.2 波浪荷载

谱表现法<sup>[23]</sup>常用于模拟随机过程的时程样本, 即将平稳随机过程样本表示为三角函数的随机组合。通过快速傅里叶变换算法(FFT 法)可提高时程样本的模拟效率。选用 Jonswap 波高谱进行计算, 即

$$S_{JS}(f)=0.312\ 5H_S^2T_P(\frac{f}{f_p})^{-5}$$
$$\exp[-1.25(\frac{f}{f_p})^{-4}][1-0.287\ln(\gamma)]\gamma^{\exp[-\frac{(f-f_p)^2}{2\sigma^2f_p^2}]}$$

(26)

$$\gamma=\begin{cases}5&T_P/\sqrt{H_S}<3.6\\e^{(5.75-1.15T_P/\sqrt{H_S})}&3.6\leq T_P/\sqrt{H_S}\leq 5.0\\1&T_P/\sqrt{H_S}>5.0\end{cases}$$

(27)

式中: $S_{JS}(f)$ 为频谱密度函数; $T_P$ 为波周期; $f_p=1/T_P$ ; $H_S$ 为有效波高; $f\leq f_p$ 时 $\sigma=0.07$ , $f>f_p$ 时 $\sigma=0.09$ ;变量 $\gamma$ 为 Jonswap 峰值参数。

模拟得到波高时程后,使用 Morison 方程估算固定于海上的圆柱形结构构件上的波浪载荷。对于单桩海上风机塔身,作用在长度为  $dz$  的条带上的水平力  $dF$  可写为

$$dF=\frac{\pi D^2}{4}C_M\rho\ddot{u}dz+\frac{\rho}{2}C_D Du|u|dz$$

(28)

式中: $C_M$ 为质量系数,取值为 1.0; $C_D$ 为阻尼系数,取值为 1.2; $\rho$ 为海水密度,取值为  $1\ 025\text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$ ; $D$ 为塔身或单桩直径; $\ddot{u}$ 和  $u$ 分别为根据线性波理论计算得到的浪致流体粒子水平加速度和速度。

2.3 风、浪联合作用

为提高疲劳损伤预测的准确性,风荷载和波浪荷载引起的应力范围应根据场地特定的风、浪统计数据确定。本文从美国数据浮标中心(National Data Buoy Center)获取了 44 009 站的原始数据。根据海洋条件,使用不同的概率模型对风速、风速方向、波浪方向、波浪有效波高、主波周期的样本进行了统计分析。

首先,风作用主要是平行和垂直于海岸线的两个方向,波浪作用方向主要是正东与正南的夹角方向。图 4 给出了风浪偏角概率密度图和分布函数图。经计算发现,正态分布最符合偏角的概率分布,有效波高-主波周期没有明显变化规律。表 1 给出了有效波高-风速联合作用概率分布,本文将有效波高范围内与频数统计峰值对应的波周期定为主波周期,并将有效波高与对应的主波周期值列于表 2 中。

本文基于真实海洋环境数据进行疲劳损伤分析。原始数据包括各时段测得的风速、风向、波浪方向、有效波高、主波周期等数据,但不包括风及波浪全方向时程。考虑到本文研究的重点是风浪作用下风机的疲劳效应,为更加符合实际情况,基于浮标数据分析各种风浪工况的发生概率,并将其应用于风浪联合作用下近海风机上的疲劳损伤分析。风向从

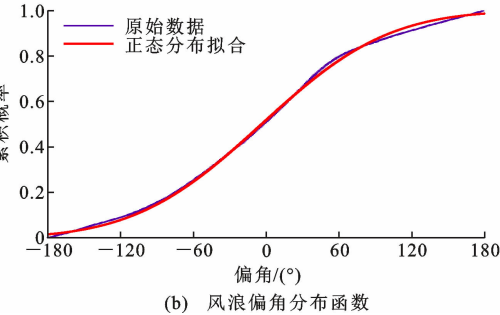
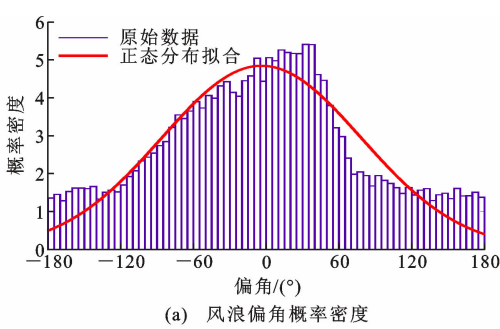


图 4 风浪偏角概率密度及分布函数

Fig. 4 Probability density and distribution function of wind and wave declination angle

表 1 有效波高与风速联合作用概率分布

Table 1 Probability distribution of combined action of effective wave height and wind speed

$V/(\text{m}\cdot\text{s}^{-1})$	不同 $H_s(\text{m})$ 时的概率/%				总概率/%
	(0,1]	(1,2]	(2,3]	(3,4]	
(3,5]	9.54	3.83	0.32	0.02	13.72
(5,7]	11.28	4.82	0.40	0.03	16.53
(7,9]	10.24	5.95	0.53	0.03	16.74
(9,11]	8.01	7.56	0.72	0.07	16.37
(11,13]	3.40	7.58	1.03	0.11	12.13
(13,15]	0.92	6.76	1.42	0.20	9.30
(15,17]	0.18	4.73	1.71	0.35	6.97
(17,19]	0.03	2.18	1.47	0.46	4.14
(19,21]	0.01	0.85	1.13	0.41	2.41
(21,23]	0.00	0.19	0.72	0.32	1.23
(23,25]	0.00	0.03	0.30	0.15	0.47
总概率/%	43.62	44.49	9.75	2.14	100.00

表 2 有效波高与对应的主波周期值

Table 2 Effective wave height and corresponding main wave period

波高 $H_s/\text{m}$	$0<H_s\leq 1$	$1<H_s\leq 2$	$2<H_s\leq 3$	$3<H_s\leq 4$
周期 $T/\text{s}$	7.198	7.384	8.291	9.490

$0^\circ$ 到  $360^\circ$ ,间隔  $30^\circ$ 选取,共 12 种。波浪方向根据风浪偏角换算得到,偏角由  $180^\circ$ 至  $180^\circ$ ,间隔  $30^\circ$ 选取,共 12 种。每一种风浪方向下的轮毂平均风速  $V_{\text{hub}}$ 分别取 4、6、8、10、12、14、16、18、20、22  $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ ;

有效波高  $H_s$  分别取 1、2、3、4 m;二者联合概率可根据表 1 选取。每个有效波高下对应的波周期  $T$  按正态分布的中间值选取,见表 2。

### 3 风机-PTMD 系统疲劳损伤分析

疲劳累积损伤概念最开始由 Palmgren 提出,而 Miner 在此基础上提出的线性疲劳累积假说<sup>[24]</sup>则在工程中得到了广泛应用。为了估算真实海洋情况下近海单桩风力发电机的疲劳寿命,采用 Palmgren-Miner 线性疲劳累积损伤理论。该理论假定不同应力范围内载荷的先后顺序对最终累积损伤没有影响,并且对结构造成的疲劳损伤累积规律是线性的。Matsuiski 和 Endo 提出的雨流计数法<sup>[25]</sup>在疲劳研究中更为广泛,备受工程界青睐。使用不同计数方法的疲劳分析结果差别可能很大,雨流计数法相比变程计数法更为保守。本研究将采用雨流计数法对经受随机风、浪联合作用的近海单桩风力发电机应力历程进行统计分析。

#### 3.1 计算参数选用

本节分别计算无控、TMD/PTMD 控制下的风机动力响应,TMD、PTMD 采用最优参数<sup>[26]</sup>,取 TMD 的振子质量  $m_t = 16\ 000\text{ kg}$ ,质量比  $\mu = 4\%$ ,此时钢制 TMD 振子仅占机舱总体积的 0.3%,频率比  $f_r = 0.95$ ,阻尼比  $\xi = 11\%$ 。PTMD 的基本参数与 TMD 相同,频率比  $f_r = 0.7$ ,间隔比  $G_r = 0.5$ (即振子行程相较 TMD 减半),其余参数见文献<sup>[27]</sup>。

研究对象(NREL 的 5 MW 基准风机)的圆形塔筒底部截面直径为 6 m,厚度为 27 mm。估算疲劳寿命的目标点选择为单桩风机塔身与基础连接处。由于风浪作用方向随时间变化,塔身截面应力分布十分复杂。因此,考虑到塔身圆形截面的对称性,沿塔身截面最外侧选取均匀分布的 12 个代表性点(P1~P12)估算疲劳损伤,如图 8 所示。连接处正应力公式为

$$\sigma_i = \frac{N}{A} - \frac{M_x}{I_x} r \sin(\varphi_i) + \frac{M_y}{I_y} r \cos(\varphi_i) \quad (29)$$

式中: $N$  为竖向轴力; $A$  为公称截面面积; $r$  为截面外半径; $M_x$  和  $M_y$  分别为塔顶位移引起的  $x$  向和  $y$  向弯矩; $I_x$  和  $I_y$  分别为截面的  $x$  向和  $y$  向惯性矩。

#### 3.2 计算结果分析

重点评估 PTMD 在减轻疲劳损伤方面的性能。为降低计算成本,每种工况只使用 600 s 内的瞬态分析结果确定各点的累积疲劳损伤,而不使用更长的时间窗口(如 1h 或 3 h)。由于工况众多,这里只

给出  $V_{\text{hub}} = 12\text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ 、 $H_s = 4\text{ m}$ 、 $T = 9.49\text{ s}$  且偏角为  $0^\circ$  时 P1 点和 P7 点的应力时程,如图 5(a)、(b)所示。可见,无控制时应力时程在 150 s 才逐渐稳定,而加入 PTMD 和 TMD 后在 100 s 左右就达到稳定。时间初始时的应力幅值虽然较稳定时的应力幅值大许多倍,但是风机并不会在时间初始范围内频繁启动和关闭。因此,进行疲劳寿命估计时只使用稳定状态下的应力数据。图 5(c)展示了不同风速下 P1 点和 P7 应力均值变化。可见,应力均值随风速增大而逐渐增大。图 5(d)展示了不同风速下 PTMD 与 TMD 的控制效果。可见,P1 应力均方差得到明显改善,P1 应力变化范围得到显著缩小,这对降低疲劳损伤有重大意义。

应用雨流计数法对每种载荷条件下的应力时程数据进行统计。图 6、7 给出了  $V_{\text{hub}} = 12\text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ 、 $H_s = 4\text{ m}$ 、 $T = 9.49\text{ s}$  且偏角为  $0^\circ$  时 P1 和 P7 的应力平均值及应力幅值与循环次数的雨流矩阵直方图。

若非特别说明,近海单桩风力机设计寿命一般为 20 年。使用雨流计数法确定各工况下所选热点应力范围的平均应力和应力循环次数后,使用 Goodman 公式对平均应力非零项进行修正。然后,利用 S-N 曲线和 Miner 规则计算  $N$  种工况下各个热点的累积疲劳损伤值。最后,根据各工况出现的概率求出各热点累积疲劳损伤值,计算公式为

$$D_T = \sum_{i=1}^N P_i D_i \quad (30)$$

式中: $D_T$  为一次循环作用时间  $T$  内某热点的疲劳损伤值; $P_i$  为各加载工况的概率; $D_i$  为第  $i$  工况下某热点相应的疲劳损伤值。

计算得到作用时间为  $T$  的循环载荷下某热点的疲劳损伤  $D_T$  后,根据式(31)计算得到结构的疲劳寿命  $T_{\text{life}}$ 。

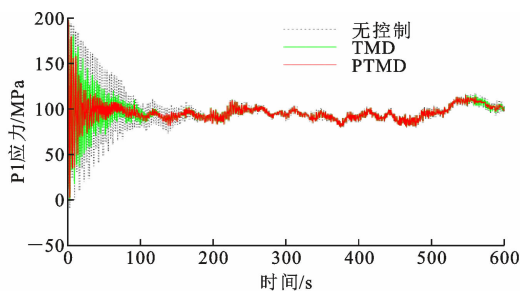
$$T_{\text{life}} = \frac{T}{3D_T} \frac{1}{24 \times 60 \times 60 \times 365} \quad (31)$$

仿真模拟所用时长  $T = 600\text{ s}$ ,按其设计寿命 20 年计算得总疲劳损伤值  $D_D$  为

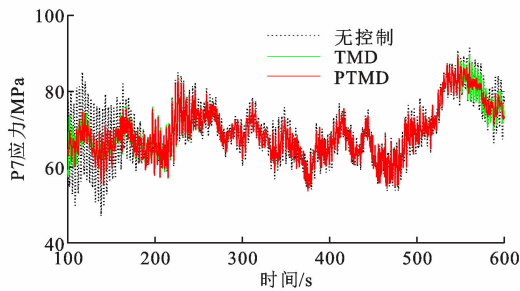
$$D_D = \frac{3D_T}{T} \times 365 \times 24 \times 60 \times 60 \times 20 \quad (32)$$

考虑风向分布后,根据实际方位计算得到无控风机塔架截面上的 12 个热点  $T$  时间的疲劳损伤值。根据式(31)、(32)计算得到各热点疲劳寿命  $T_{\text{life}}$  和 20 年总疲劳损伤值  $D_D$ ,结果如图 8、9 所示。可以看出,各点疲劳寿命均满足 20 年设计使用寿

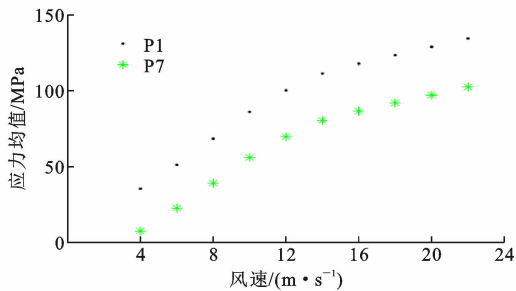




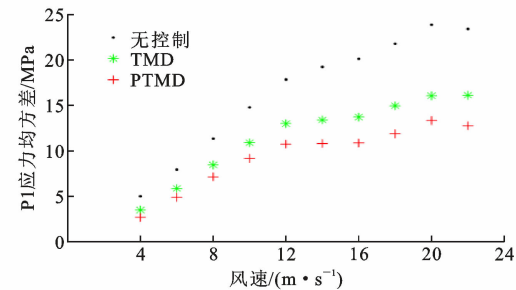
(a) 0~600 s内P1应力历程



(b) 100~600 s内P7应力历程



(c) 不同风速下P1、P7应力均值



(d) 不同风速下P1应力均方差

图 5 P1 和 P7 应力状态

Fig. 5 Stress states at P1 and P7

命,且由于风向分布的原因,各点疲劳损伤值和疲劳寿命并不相同。

加入 TMD 或 PTMD 两种被动控制手段后,风机塔架截面各热点总疲劳损伤值  $D_T$  和预计疲劳寿命  $T_{life}$  分别如图 10、11 所示。结果表明,最优 TMD 或 PTMD 均能大大降低各热点的累积疲劳损伤值并提升疲劳寿命。由于环境及安装设计等因素,使得 TMD 不可能达到最优效果而呈现不同程度的失调。计算结果表明:频率比  $f_r$  取 0.7 时的失调 TMD 对疲劳损伤值的降低效果大大降低,而同等

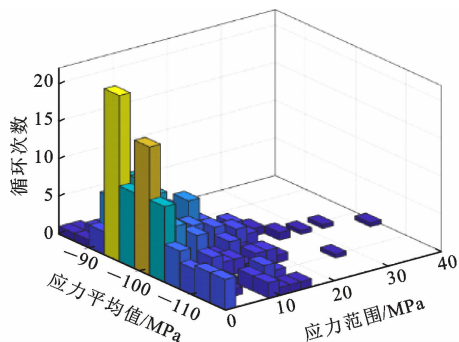


图 6 风速为  $12 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$  时 P1 应力的雨流矩阵

Fig. 6 Rainflow matrix of P1 stress when wind speed is  $12 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$

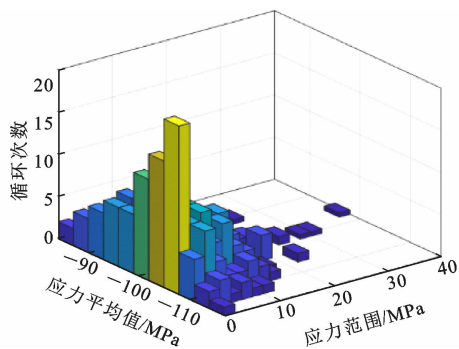


图 7 风速为  $12 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$  时 P7 应力的雨流矩阵

Fig. 7 Rainflow matrix of P7 stress when wind speed is  $12 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$

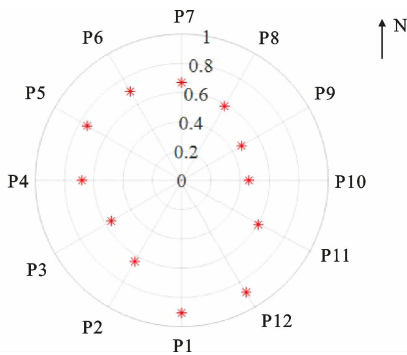


图 8 总疲劳损伤值  $D_0$

Fig. 8 Total fatigue damage value  $D_0$

条件下 PTMD 则比失调 TMD 效果更好,接近最优 TMD 的控制效果。

最后得到的 12 个位置的累积疲劳损伤结果和预计疲劳寿命结果如表 3 所示。

## 4 结 语

(1)对 44 009 站的风浪数据进行统计分析,获得了风速、波周期、有效波高、风浪方向的统计特征。所得统计结果不仅对疲劳损伤估计具有重要意义,



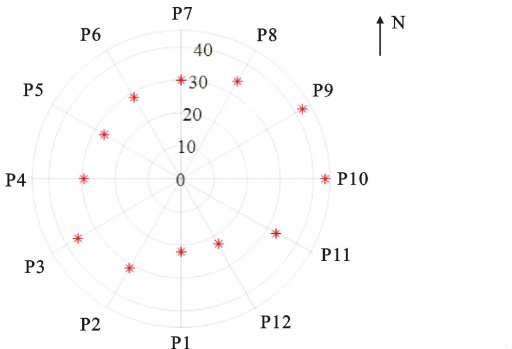


图 9 预计疲劳寿命  $T_{life}$

Fig. 9 Expected fatigue life  $T_{life}$

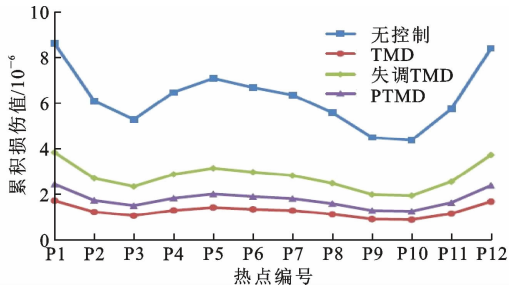


图 10 被动控制下疲劳损伤值  $D_T$

Fig. 10 Fatigue damage value  $D_T$  under passive control

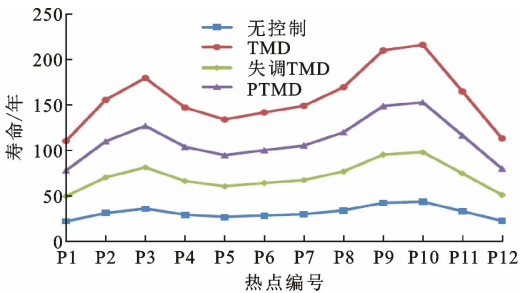


图 11 被动控制下疲劳寿命  $T_{life}$

Fig. 11 Fatigue life  $T_{life}$  under passive control

而且对海上风机随机动力分析具有重要参考价值。

(2)计算了各种风浪荷载工况产生的概率及其设计寿命内的总疲劳损伤。结果表明,无控制下风机各热点处的疲劳损伤值均满足风机设计寿命 20 年要求,疲劳损伤最大值出现在 P1、P12 点。

(3)TMD 与 PTMD 显著减轻了风浪荷载下风机疲劳损伤,最优 TMD 的控制效果比 PTMD 略好。TMD 行程过大降低了其适用性;根据使用空间要求进行碰撞参数及调谐频率优化的 PTMD,使用空间更小并能取得优于失调 TMD 的控制效果。

表 3 疲劳寿命分析结果

Table 3 Fatigue life analysis results

热点编号	无控制		TMD		失调 TMD		PTMD	
	$D_T/10^{-7}$	$T_{life}/\text{年}$	$D_T/10^{-7}$	$T_{life}/\text{年}$	$D_T/10^{-7}$	$T_{life}/\text{年}$	$D_T/10^{-7}$	$T_{life}/\text{年}$
P1	8.62	22.06	1.72	110.32	3.83	49.72	2.44	77.88
P2	6.09	31.25	1.22	155.51	2.70	70.41	1.73	109.88
P3	5.28	36.05	1.06	179.54	2.34	81.32	1.50	126.87
P4	6.47	29.42	1.29	147.06	2.87	66.38	1.83	103.86
P5	7.08	26.86	1.42	133.96	3.14	60.55	2.01	94.66
P6	6.68	28.50	1.34	141.74	2.97	64.16	1.90	100.15
P7	6.35	29.94	1.28	148.93	2.82	67.38	1.81	105.24
P8	5.58	34.12	1.12	169.37	2.48	76.83	1.59	119.89
P9	4.49	42.35	9.07	209.74	1.99	95.37	1.28	148.56
P10	4.37	43.56	8.81	215.98	1.94	98.08	1.25	152.79
P11	5.74	33.14	1.15	164.73	2.55	74.69	1.63	116.43
P12	8.40	22.65	1.68	113.23	3.72	51.08	2.38	79.95

参考文献:

References:

[1] 彭丽华. 考虑雨流计数的频域疲劳计算方法[D]. 武汉: 武汉理工大学, 2018.  
PENG Lihua. Frequency domain fatigue calculation method considering rain flow counting[D]. Wuhan: Wuhan University of Technology, 2018.

[2] Guide for the fatigue assessment of offshore structures; ABS 115[S]. New York: American Bureau of Ship, 2003.

[3] MOHAMMADI S F, GALGOUL N S, STAROSSEK U, et al. An efficient time domain fatigue analysis and its comparison to spectral fatigue assessment for an offshore jacket structure[J]. Marine Structures, 2016, 49: 97-115.

[4] TUNNA J M. Fatigue life prediction for Gaussian random loads at the design stage[J]. Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures, 1986, 9(3): 169-184.

[5] BENASCIUTTI D, TOVO R. Spectral methods for

- lifetime prediction under wide-band stationary random processes[J]. *International Journal of Fatigue*, 2005, 27(8): 867-877.
- [6] DIRLIK T. Application of computers in fatigue analysis[D]. Coventry: University of Warwick, 1985.
- [7] PARK J B, CHOUNG J, KIM K S. A new fatigue prediction model for marine structures subject to wide band stress process[J]. *Ocean Engineering*, 2014, 76: 144-151.
- [8] JIA J B. An efficient nonlinear dynamic approach for calculating wave induced fatigue damage of offshore structures and its industrial applications for lifetime extension[J]. *Applied Ocean Research*, 2008, 30(3): 189-198.
- [9] KVITTEM M I, MOAN T. Time domain analysis procedures for fatigue assessment of a semi-submersible wind turbine[J]. *Marine Structures*, 2015, 40: 38-59.
- [10] 赵俭斌,席义博,王振宇.海上风机单桩基础疲劳损伤计算方法[J]. *浙江大学学报(工学版)*, 2019, 53(9): 1711-1719.
- ZHAO Jianbin, XI Yibo, WANG Zhenyu. Fatigue damage calculation method of monopile supported offshore wind turbine[J]. *Journal of Zhejiang University (Engineering Science)*, 2019, 53(9): 1711-1719.
- [11] 李宏男,阎石.中国结构控制的研究与应用[J]. *地震工程与工程振动*, 1999(1): 107-112.
- LI Hongnan, YAN Shi. State-of-the-art review: researches and applications of structural control in China[J]. *Earthquake Engineering and Engineering Vibration*, 1999(1): 107-112.
- [12] JANKOWSKI R, WILDE K, FUJINO Y. Pounding of superstructure segments in isolated elevated bridge during earthquakes[J]. *Earthquake Engineering & Structural Dynamics*, 1998, 27(5): 487-502.
- [13] ANAGNOSTOPOULOS S A, SPILIOPOULOS K V. An investigation of earthquake induced pounding between adjacent buildings[J]. *Earthquake Engineering & Structural Dynamics*, 1992, 21(4): 289-302.
- [14] WOLF J P, SKRIKERUD P E. Mutual pounding of adjacent structures during earthquakes[J]. *Nuclear Engineering and Design*, 1980, 57(2): 253-275.
- [15] CHAU K T, WEI X X. Pounding of structures modeled as non-linear impacts of two oscillators[J]. *Earthquake Engineering & Structural Dynamics*, 2001, 30(5): 633-651.
- [16] PANTELIDES C P, MA X. Linear and nonlinear pounding of structural systems[J]. *Computers & Structures*, 1998, 66(1): 79-92.
- [17] JING H S, YOUNG M. Impact interactions between two vibration systems under random excitation[J]. *Earthquake Engineering & Structural Dynamics*, 1991, 20(7): 667-681.
- [18] JANKOWSKI R. Non-linear viscoelastic modelling of earthquake-induced structural pounding[J]. *Earthquake Engineering & Structural Dynamics*, 2005, 34(6): 595-611.
- [19] Wind turbines — part 1: design requirements for offshore wind turbines: IEC 61400-1(third edition)[S]. Geneva: IEC, 2005.
- [20] Wind turbines — part 3: design requirements for offshore wind turbines: IEC 61400-3 (first edition)[S]. Geneva: IEC, 2009.
- [21] JONKMAN B J, KILCHER L. TurbSim user's guide; version 1. 06. 00[R]. Golden: National Renewable Energy Laboratory, 2001.
- [22] HANSEN M. Aerodynamics of wind turbines[M]. 3rd ed. London: Taylor & Francis Group, 2015.
- [23] SHINOZUKA M, DEODATIS G. Simulation of stochastic processes by spectral representation[J]. *Applied Mechanics Reviews*, 1991, 44(4): 191-204.
- [24] MINER M A. Cumulative damage in fatigue[J]. *Journal of Applied Mechanics*, 1945, 12(3): A159-A164.
- [25] MURAKAMI Y. The rainflow method in fatigue[M]. Oxford: Butterworth-Heinemann, 1992.
- [26] 孔凡,夏红兵,孙超,等.风浪联合作用下海上风力涡轮机的碰撞阻尼减振控制[J]. *振动与冲击*, 2021, 40(3): 19-27.
- KONG Fan, XIA Hongbing, SUN Chao, et al. Pounding tuned mass damper for vibration control of offshore wind turbine subjected to combined wind and wave excitations[J]. *Journal of Vibration and Shock*, 2021, 40(3): 19-27.