

# 海上风力机设孔防护装置性能研究

赵鑫磊<sup>1</sup>, 韩志伟<sup>2</sup>, 李春<sup>1\*</sup>, 岳新智<sup>1</sup>, 王博<sup>1</sup>, 张万福<sup>1</sup>

(1. 上海理工大学能源与动力工程学院, 上海市 杨浦区 200093;  
2. 上海电气风电集团股份有限公司, 上海市 闵行区 200233)

## Research on Protection Performance of Via Hole Fender for Offshore Wind Turbine

ZHAO Xinlei<sup>1</sup>, HAN Zhiwei<sup>2</sup>, LI Chun<sup>1\*</sup>, YUE Xinzhi<sup>1</sup>, WANG Bo<sup>1</sup>, ZHANG Wanfu<sup>1</sup>

(1. School of Energy and Power Engineering, University of Shanghai for Science and Technology, Yangpu District, Shanghai 200093, China; 2. Shanghai Electric Wind Power Group Co., Ltd., Minhang District, Shanghai 200233, China)

**ABSTRACT:** In order to avoid huge economic losses caused by ship collisions, three types of regular polygonal, elliptical and circular offshore wind turbines were provided with hole protection devices. Based on the nonlinear dynamics theory, the transient dynamic finite element software LS-DYNA was used to simulate the forward collision process of tripod foundation with a 5000t ships at a speed of 2m/s when the hole protection device was installed to analyze the anti-collision performance of the hole protection device. The results show that: The elastic potential energy released by the rubber material could make the ship's kinetic energy drop to zero and then rebound to 50% of the initial kinetic energy; the regular polygonal hole protection device adopted the edge vertical impact direction layout to protect the effect better than the angle vertical impact direction; the maximum contact force could be effectively reduced by using the strategy of placing holes in parallel with the tangential direction of the inner wall (or along the radial direction of the short axis). Among the 4 types of regular polygons studied, the protection performance was enhanced with the increase of the inner Angle. The research on 14 kinds of round hole protection devices with different diameters shows that the energy absorption effect and impact depth are more significant with the increase of the aperture. The durability and economy of the device with diameter-thickness ratio have important influence.

**KEY WORDS:** offshore wind turbine; anti-collision design; via hole structure; crashworthiness

**摘要:** 为避免因船舶碰撞造成巨大经济损失, 提出正多边形、椭圆及圆形 3 种海上风力机设孔防护装置。基于非线性动力学理论, 采用瞬态动力学有限元软件 LS-DYNA, 模拟加装

设孔防护装置时单立柱三桩基础受 5000t 船舶以 2m/s 速度正向碰撞过程, 以分析设孔防护装置抗撞性能优劣。结果表明: 橡胶材料所释放的弹性势能可使船舶动能降为零后回弹至初始动能 50%; 正多边形设孔防护装置采取边垂直撞击方向布局防护效果优于角垂直撞击方向; 采用边与内壁切向平行(或短轴沿径向)策略布置孔可有效降低最大接触力; 所研究的 4 种正多边形中, 随内角增大防护性能增强; 对 14 种不同直径圆孔防护装置研究发现: 随孔径增大吸能效果及撞深越显著; 径厚比对装置耐久度及经济性有重要影响。

**关键词:** 海上风力机; 防撞设计; 通孔结构; 抗撞性

## 0 引言

海洋可再生能源开发利用对促进沿海经济发展有积极作用, 其中以海上风力发电前景较为广阔。据统计, 我国近海(5~50m 水深范围)风电发展潜力巨大, 可开发风能资源达  $5 \times 10^9 \text{kW}^{[1]}$ , 大型近海风电场不断投入建设。随海洋强国战略建设进一步加快, 海上贸易繁荣发展, 海运航线日益密集, 船舶与风力机碰撞机率随之增加<sup>[2]</sup>。因此, 开展船舶—风力机碰撞研究, 可为改善风力机抗撞性能提供理论依据, 对风力机安全运行及稳定发电均有重要意义。

国内外诸多学者已针对船舶—风力机碰撞问题展开了大量研究。Travanca 等<sup>[3]</sup>采用有限元数值模拟方法分析球鼻型船舶撞击三桩、四桩及八桩式导管架基础结构特性, 并对导管架结构塑性变形机理与应变能散进行研究, 发现碰撞面积及相邻构件变形对能量吸收有较大影响。Pire 等<sup>[4]</sup>通过简化分析与有限元方法研究, 发现导管架基础受撞管桩及撑杆连接处, 因塑性变形而耗散的能量可通过塑性极限变形定理推导得出, 且经有限元模拟 6000t

基金项目: 国家自然科学基金项目(51976131, 51676131)。

Project Supported by National Natural Science Foundation of China (51976131, 51676131).

船舶撞击导管架基础得到, 船舶初始能量为 27MJ 时将引起管桩底部变形。Moulas 等<sup>[5]</sup>采用有限元软件模拟船舶撞击单桩与导管架基础, 结果表明单桩基础受损原因与撞击能量、船舶高度及撞击面积密切相关; 导管架基础受损原因在于船舶速度与基础结构受撞区域。Mo 等<sup>[6]</sup>使用非线性有限元理论分析船舶撞击单桩基础塔架与桩柱连接处, 风力机在加载、卸载及自由振动过程中桩柱连接处均受到不同程度损伤, 且当船速达到 4m/s 时, 风力机将出现重大损伤甚至倒塌。Hao 等<sup>[7]</sup>通过有限元软件模拟单桩、单立柱三桩及导管架基础在不同初始能量下的碰撞过程, 表明单桩与导管架基础所受最大弯矩相近, 单立柱三桩基础受损区域及碰撞力最大。

以上研究仅对风力机基础结构进行分析, 尚未考虑对风力机加设防护装置。Han 等<sup>[8]</sup>为单立柱三桩基础设计了 4 种防护装置(橡胶、泡沫铝、泡沫铝+橡胶及橡胶+泡沫铝), 通过数值模拟发现泡沫铝材料防护装置抗撞性能更优, 组合材料防护装置可有效抑制碰撞发生后的风力机动态响应。Lee<sup>[9]</sup>将天然橡胶、复合橡胶及氯丁橡胶用于单立柱三桩基础, 并研究不同船速撞击下三者的防护性能, 氯丁橡胶吸收撞击能量的能力较强, 具有较好抗撞能力及弹性变形恢复性能。文献[10]提出一种用于单立柱三桩基础的橡胶+泡沫铝+钢组合结构防护装置, 其可有效抑制风力机塔顶动力响应, 显著降低塔架结构变形。上述研究表明, 加装防护装置可减弱塔顶响应、有效吸收冲击能量及显著降低风力机所受碰撞力。因此, 为提高风力机安全性, 必须对其采取加装安全装置措施。

目前, 对海上风力机防护装置设计多集中于对不同材料性能及不同材料空间顺序排列方式的研究, 少见改善防护装置结构的资料<sup>[9-12]</sup>。文献[13]虽设计球壳型及锥壳型两种新结构用于单桩基础安全防护, 但不易于工程实践, 缺乏实际应用价值。因此, 本文设计了易于工程实践的通孔防护装置, 采用正多边形、椭圆形及圆形孔, 研究通孔形状对防护装置抗撞性能的影响, 以期工程实际应用提供参考。

## 1 基础理论

### 1.1 控制方程

船与海上风力机碰撞将导致结构发生压皱、卷曲与撕裂等破坏性变形, 具有瞬时非线性特点, 其

运动方程可表示为:

$$M\dot{a}(t) + C\dot{v}(t) + Kx(t) = F(t) + H(t) \quad (1)$$

$$m\dot{u}(t) + f(t) = 0 \quad (2)$$

式中:  $M$  为质量矩阵;  $C$  为阻尼矩阵;  $K$  为刚度矩阵;  $F(t)$  为结构受到的撞击力;  $H(t)$  为沙漏粘性阻尼力;  $a(t)$ 、 $v(t)$ 、 $x(t)$  分别为  $t$  时刻的加速度、速度和位移;  $m$  为船舶质量;  $\dot{u}(t)$  为  $t$  时刻船舶加速度;  $f(t)$  为  $t$  时刻船舶撞击力。

### 1.2 材料本构模型

#### 1.2.1 钢本构模型

本文选取 Q235 钢作为风力机塔架和船舶材料, 选取 Q345 钢作为单立柱三桩基础和防护装置外层钢壳材料。钢材作为一种应变率敏感型材料, 其名义屈服强度及抗拉强度均与应变率呈正相关, 为准确反映钢强度对应变率的敏感性而采用 Cowper-Symonds 模型<sup>[14-15]</sup>。LS-DYNA 中依据 Cowper-Symonds 关系式建立的非线性弹塑性材料模型(MAT\_PLASTIC\_KINEMATIC)可描述钢材在冲击载荷作用下的响应情况, 表达式<sup>[16]</sup>为

$$\sigma_y = [1 + (\dot{\varepsilon} / C)^{1/P}] (\sigma_0 + \beta E_P \varepsilon_{eff}^P) \quad (3)$$

式中:  $\sigma_y$  为极限屈服应力;  $\sigma_0$  为初始屈服应力;  $E_P$  为塑性强化模量;  $\dot{\varepsilon}$  为塑性应变;  $\varepsilon_{eff}^P$  为塑性应变率;  $\beta$  为可调参数( $\beta=0$  时为塑性随动强化模型,  $\beta=1$  时为等向强化模型);  $P$ 、 $C$  为 Cowper-Symonds 中表征材料应变率的可调参数( $P$  取 5,  $C$  取 40.4)。

表 1 为 Q235 和 Q345 的材料参数, 表中:  $\rho$  为钢材密度;  $E$  为弹性模量;  $\nu$  为泊松比;  $E_t$  为切线模量;  $\varepsilon$  为失效应变。

表 1 材料 Q235 和 Q345 参数

Table 1 Material parameters of Q235 and Q345

参数	Q345	Q235
$\rho / (\text{kg} \cdot \text{m}^{-3})$	7870	7850
$E/\text{GPa}$	212	210
$\nu$	0.31	0.27
$\sigma_0 / \text{GPa}$	0.345	0.235
$E_t / \text{GPa}$	1.291	1.180
$\beta$	0	0
$C / \text{s}^{-1}$	40.4	40.4
$P$	5	5
$\varepsilon$	0.34	0.34

#### 1.2.2 橡胶本构模型

本构模型基于唯象理论对橡胶材料进行研究, 将其作为超弹性材料, 变形视为各向同性的均匀变

形。多项式模型具有较高精度，可较好描述橡胶材料应力、应变非线性特性，故采用由此理论推导的 Mooney-Rivlin 本构模型，其适用于变形程度在 150% 以内的橡胶材料<sup>[17]</sup>。该模型应变能函数表达式可分别由变形张量不变量 ( $I_i, i=1,2,3$ ) 与主伸长比 ( $\lambda_i, i=1,2,3$ ) 表示，二者间关系式及应变能函数表达式如下：

$$\begin{cases} I_1 = \lambda_1^2 + \lambda_2^2 + \lambda_3^2 \\ I_2 = \lambda_1^2 \lambda_2^2 + \lambda_2^2 \lambda_3^2 + \lambda_1^2 \lambda_3^2 \\ I_3 = \lambda_1^2 \lambda_2^2 \lambda_3^2 \\ \lambda_i = 1 + \varepsilon_i \end{cases} \quad (4)$$

式中： $I_i$  为变形张量不变量； $\lambda_i$  为伸长比； $\varepsilon_i$  为沿主轴方向应变； $i=1,2,3$ 。

对于橡胶材料，其应变能函数常以多项式表示，即应变和体积偏量能两部分构成多项式：

$$W = f(I_1 - 3, I_2 - 3) + g(J - 1) \quad (5)$$

式中： $W$  为应变能函数； $f(I_1 - 3, I_2 - 3)$  为应变偏量能； $g(J - 1)$  为体积偏量能； $J$  为弹性变形体积比。

令  $g = \sum_{i+j=1}^N 1/D_i (J - 1)^{2i}$ ，并对式(5)进行 Taylor 展开，表达式改写如下：

$$W = \sum_{i+j=1}^N C_{ij} (I_1 - 3)^i (I_2 - 3)^j + \sum_{i=1}^N (J - 1)^{2i} / D_i \quad (6)$$

式中： $N$  为多项式阶数； $C_{ij}$  表示材料参数； $D_i$  表征材料压缩性。

在完全多项式中，橡胶材料初始体积模量  $\gamma_0$  及初始剪切模量  $\mu_0$  不受多项式阶数  $N$  取值变化影响，仅由一阶形式 ( $N=1$ ) 系数决定，表达式如下：

$$\mu_0 = 2(C_{10} + C_{01}) \quad (7)$$

$$\gamma_0 = 2/D_1 \quad (8)$$

式中： $C_{10}$ 、 $C_{01}$ 、 $D_1$  均为材料参数。

多项式取一阶形式 ( $N=1$ ) 时，应变能函数仅表示线性部分的应变能，即 Mooney-Rivlin 形式：

$$W = C_{10}(I_1 - 3) + C_{01}(I_2 - 3) + (J - 1)^2 / D_1 \quad (9)$$

### 1.3 接触设置

船舶—风力机碰撞过程中，船艏、防护装置及塔架两两间存在相互作用行为。为防止仿真过程中存在初始穿透现象，预设船艏与防护装置间距为 0.6m。考虑到碰撞过程的非线性特性，对产生接触的壁面采取自动面面接触控制，以避免模拟过程中船舶与风力机间存在相互穿越行为。

不同结构间产生接触时摩擦力计算式如下：

$$F_y = \mu |f_s| \quad (10)$$

$$\mu = \mu_d + (\mu_s - \mu_d) e^{-\alpha v} \quad (11)$$

式中： $F_y$  为接触摩擦力； $f_s$  为节点的法向接触力； $\mu$  为接触摩擦因数； $\mu_d$  为动摩擦因数； $\mu_s$  为静摩擦因数； $\alpha$  为衰减系数； $v$  为接触面相对速度。

## 2 模型构建

### 2.1 单立柱三桩基础海上风力机

单立柱三桩基础海上风力机由上部和基础结构 2 部分组成。上部结构包括叶片、轮毂、机舱、塔架及电气系统，基础结构包括筒体、撑杆、套管桩及钢管桩，主要参数见表 2。此外，风力机顶部采用集中质量法，桩土耦合作用采取  $p$ - $y$  曲线法<sup>[18]</sup>，并将受撞位置作为主要研究区域进行局部加密，有限元模型如图 1。

表 2 单立柱三桩基础尺寸参数  
Table 2 Geometry of tripod support structure

	塔架	斜撑	横撑	钢管桩
外径/m	4.0~5.8	2.2~3.0	1.4~1.9	2.7
壁厚/ $10^{-3}$ m	50~80	35~55	28~35	35~40

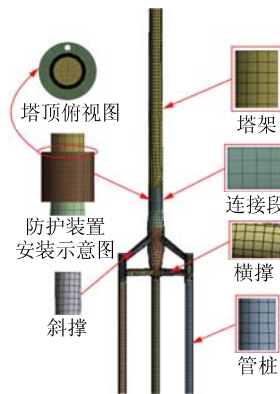


图 1 有限元模型

Fig. 1 FE model of tripod

### 2.2 船舶模型

选用飞剪型散货船，航行速度为 2m/s，主要参数见表 3，实体模型如图 2。通过船舶正撞风力机形式对碰撞过程进行研究，据文献[19]所述船舶与风力机发生碰撞时，船侧受损程度较之风力机而言可忽略不计，故将船身与船尾视为刚体处理，采用 LS-DYNA 中的 MAT\_RIGID<sup>[16]</sup>材料模拟。

表 3 船舶主要参数

Table 3 Principal dimensions of ship

总长/m	型宽/m	型深/m	吃水/m	排水/t
108	17	8	4.2	6273

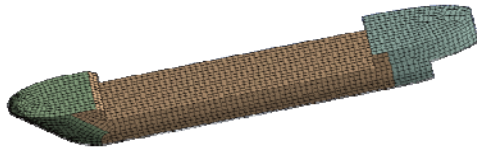


图 2 船舶有限元模型  
Fig. 2 FE model of ship

### 2.3 防护装置模型

为避免因船舶撞击导致防护装置出现脱落行为，模拟过程中防护装置自重不得超过风力机总重的 15%<sup>[11]</sup>。防护装置由橡胶和钢制外壳共同组成，内层为 1.4m 厚的橡胶(内径  $D_{01}=5\text{m}$ ，外径  $D_{02}=7.8\text{m}$ )，外层为 0.05m 厚的钢壳(内径  $D_{11}=7.8\text{m}$ ，外径  $D_{12}=7.9\text{m}$ )。以船舶正撞方向与橡胶层中心位置交点为打孔点，保证各通孔形状中心与打孔点重合，从孔的形状和圆孔孔径大小 2 方面对抗撞特性进行研究。设孔防护装置相较于原始装置，有利于减少耗材，提高经济性。基于控制变量法思想，对不同形状的通孔采取面积约束法，即各形状孔面积相等，以避免不必要的误差。孔面积以半径为 0.3m 的圆为参照，共设计如下 7 类正多边形通孔形状，如表 4 所示；13 种打孔方案，如图 3 所示(下文所出现不同形状通孔的图、表标注与图 3 标注一致)。

表 4 通孔形状

Table 4 The via hole shape

名称	边长/半径/m	形状
正三角形	0.80806	
正四边形	0.53174	
正五边形	0.40539	
正六边形	0.32989	
长圆形	$l=0.39795$ $r=0.39795$	
椭圆形	$a=0.4$ $b=0.225$	
圆形	0.3	

注：l 为长圆形边长，r 为圆弧半径；a 为椭圆长轴，b 为椭圆短轴。

### 2.4 附加质量模型

船舶受水体作用产生运动，使流场发生改变，导致流体载荷的大小及分布出现变化，而载荷变化将影响船舶运动，这就形成船体结构与水体间的耦合作用。因此，船舶与海水的相互作用不可忽略，常通过建立流固耦合模型或附加质量模型解决。流固耦合模型计算域较大，网格细化受到限制，且占用计算资源较多<sup>[20]</sup>，故在保证计算精度的条件下采用附加质量法<sup>[21-22]</sup>，系数取值为 0.05<sup>[23]</sup>。

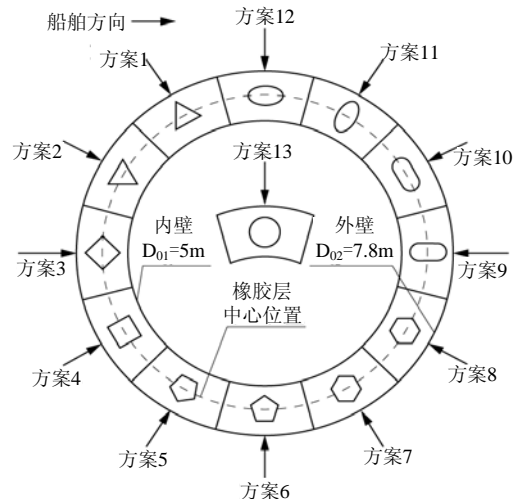


图 3 打孔方案

Fig. 3 Methods of punch

## 3 模拟结果及分析

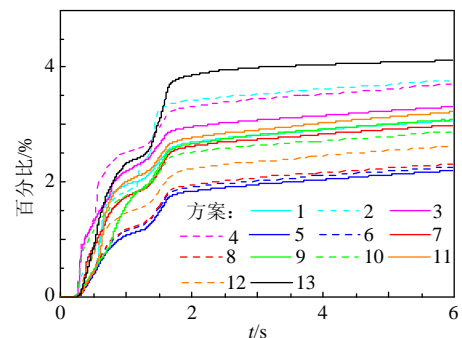
### 3.1 模拟验证

采用 LS-DYNA 对碰撞问题进行研究，须避免产生零能模式，防止滑移能出现负值。零能模式数学表达具有稳定性，但实际物理过程无法实现，也称为沙漏模式；滑移能出现负值是由于接触势能转化为不必要冗余功造成，实际情况下不可能发生。为确保仿真结果可靠，沙漏能及滑移能均不能超过总能 5%<sup>[24-26]</sup>。

图 4 为以上 2 种能量，在不同形状通孔条件下占总能百分比，沙漏能最大占比为 4.13%，滑移能为 4.88%；图 5 为以上 2 种能量，在不同孔径(圆孔)条件下占总能百分比，沙漏能最大值为 4.53%，滑移能为 4.86%。2 者均低于 5%，模拟结果符合标准，仿真过程真实可靠。

### 3.2 船舶能量分析

因预留 0.6m 间距防止初始接触且预设船速为 2m/s，故船与风力机于 0.3s 产生接触。船舶初始动能主要转化为防护结构变形能，部分能量则转化为风力机动能、阻尼能及滑移能等。



(a) 沙漏能占比

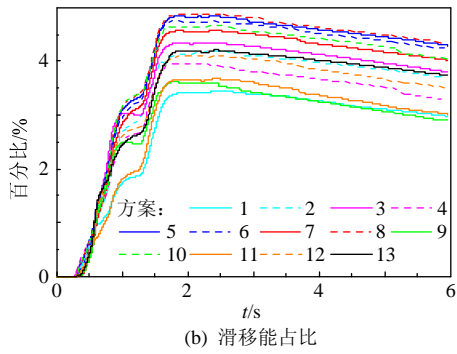


图4 不同形状通孔沙漏能及滑移能占比  
Fig. 4 Proportion of hourglass energy and sliding energy of different shapes

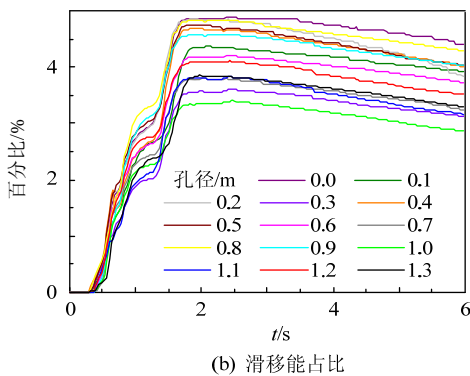
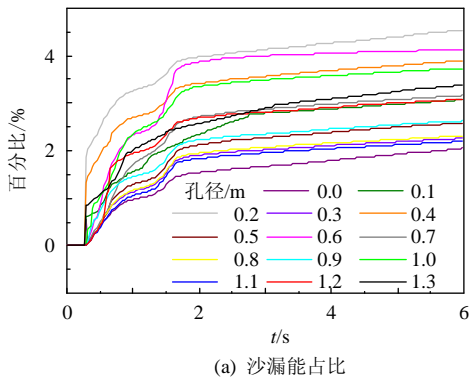
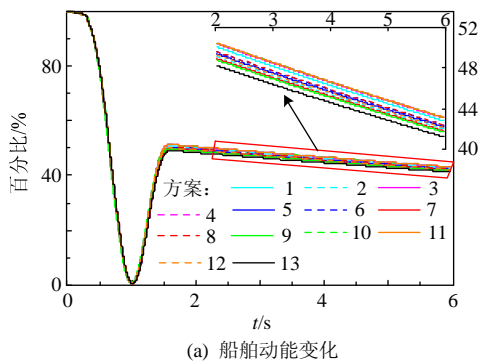


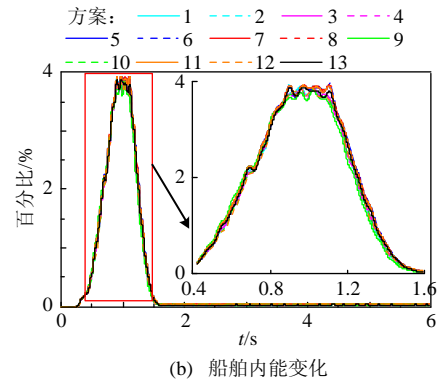
图5 不同孔径通孔沙漏能及滑移能占比  
Fig. 5 Proportion of hourglass energy and sliding energy of different diameters

3.2.1 孔形状对船舶能量影响

如图6(a)所示, 1s左右能量转化达到极限, 船舶动能趋于零, 防护装置吸收能量达到峰值。此后,



(a) 船舶动能变化



(b) 船舶内能变化

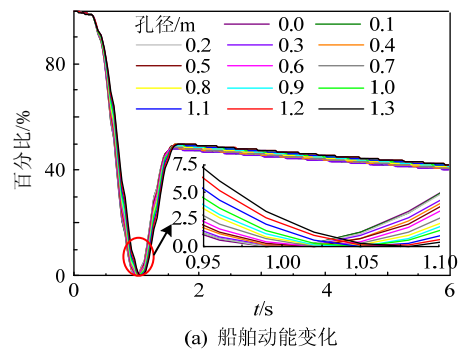
图6 不同形状通孔船舶能量变化

Fig. 6 Energy changes of ships with different shapes

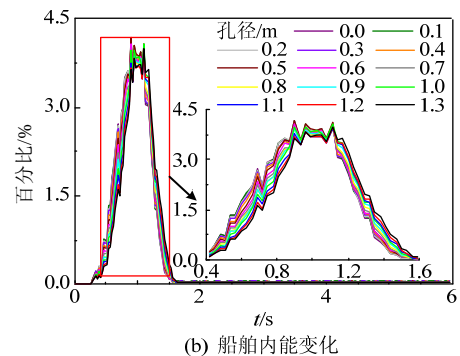
船舶受到由防护装置释放的结构变形能作用, 动能开始回弹, 于1.6~1.7s内达到回弹峰值。船舶与风力机分离后, 能量不再增加, 船舶受海水作用能量不断耗散, 呈现下降趋势。如图6(b)所示, 船舶内能于0.3s开始增长, 于0.81~1.17s内达到峰值, 并稳定在3.1%~4.0%之间, 随后开始下降并于1.6s时降至零。

3.2.2 孔径对船舶能量影响

船舶能量变化如图7所示。0~0.3s船舶向风力机, 此阶段仅受海水作用, 动能降低、内能不变。0.3~1s发生碰撞, 这一过程动能急剧降低, 内能迅速上升, 船舶产生微小变形。1~1.7s为反弹阶段, 该阶段防护装置释放存储势能, 撞击船作与初始方向相反运动。此后, 船舶能量在海水作用下耗散, 逐渐降低。



(a) 船舶动能变化



(b) 船舶内能变化

图7 不同孔径通孔船舶能量变化

Fig. 7 Energy changes of ships with different diameters

如图 7(a)所示, 船舶动能于 1s 左右降至最小值, 随孔径增大, 呈现出最小值时间后移趋势。受到冲击作用时, 通孔为防护装置提供一定的缓冲空间, 故最小值点后移。由图 7(b)可知, 船舶碰撞能量交换集中于 0.4~1.6s。此阶段能量转化主要发生在船-防护装置间, 以动能和弹性势能转化为主; 部分能量传递至风力机, 使风力机产生振动。0.9~1.1s 内, 船舶内能达到峰值。防护装置释放弹性势能, 船舶动能由零开始回升, 为二者分离提供动力, 船-防护装置间接触减弱, 内能呈现降低趋势。

### 3.3 不同形状通孔防护性能比较

通孔形状为正多边形及轴对称图形, 各形状孔中心位置为同一坐标点, 均在橡胶材料上打孔。不同形状通孔防护装置, 具有相同的质心, 风力机受到相同的偏心力。

对设置通孔防护装置的抗撞性能、吸能比及塔顶响应三者进行比较, 发现: 圆形孔防护装置具有最好的防护性能; 其次为接近圆形的正多边形及椭圆有较好的防护性能。

#### 3.3.1 防护装置抗撞性能

所设计防护装置(整体)能量吸收峰值范围为 43%~47%, 最终稳定区间为 20.5%~23.5%。防护装置能量变化幅度较大, 峰值与趋于稳定时相比高出 20% 以上。其中以方案 5、6、7、8、13 吸能效果最为显著, 即形状为正五边形、正六边形及圆形通孔可承受更多冲击能量, 抗撞性能较好。

由图 8 可知, 设置正多边形通孔的防护装置, 其吸能峰值及稳定吸能比均与内角呈正相关; 正多边形通孔内角越大, 吸能趋势越接近圆形孔。将正多边形分别按照角垂直撞击方向(角-垂直: 方案 1、3、5、7)、边垂直撞击方向(边-垂直: 方案 2、4、6、8)策略布置通孔, 发现边-垂直方案吸能吸能比呈现出优于角-垂直趋势。这可能是因为按角-垂直布置通孔, 产生应力集中现象强于边-垂直布置, 使防护装置碰撞损伤风险提升, 橡胶超弹性作用减弱。对于存在曲边的通孔, 长圆形效果最差(方案 9、10), 椭圆次之(方案 11、12), 圆形(方案 13)表现最佳。这一现象与应力分布有关。通孔形状由曲边与非曲边构成, 其交接点处存在较大应力应变, 易成为损伤点; 若形状为椭圆, 孔变形或因受到长短轴之比影响, 导致应力应变分布不均, 存在损伤风险; 当通孔为圆形时, 可确保应力分布均匀, 避免出现大载荷现象。

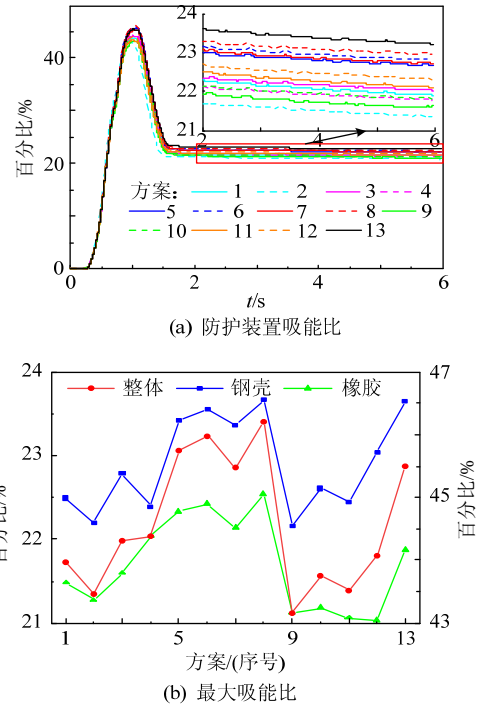


图 8 防护装置吸能情况

Fig. 8 Energy absorption of fender

防护装置各部件吸能效果如图 9 所示。橡胶与钢制外壳能量吸收峰值相近, 能量趋于稳定时, 钢壳吸收能量在 18.8%~20.8% 范围内, 橡胶则低于 3% 且呈现出不断下降趋势。因二者材料不同, 故对能量转化吸收具有明显差异。钢制外壳将船舶初始动

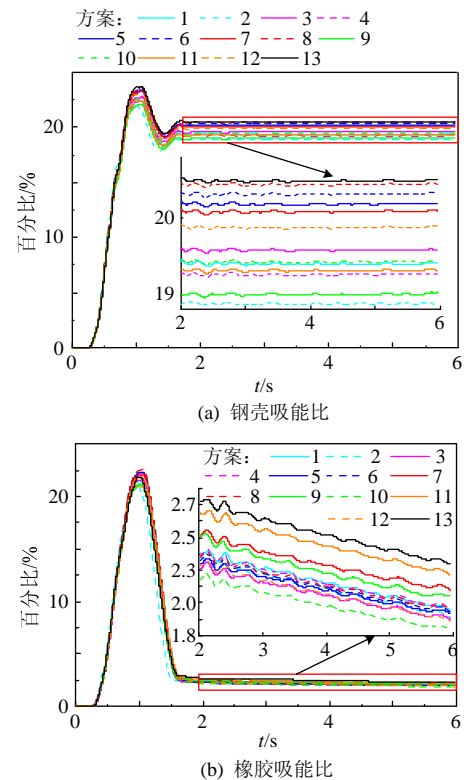


图 9 防护装置部件吸能情况

Fig. 9 Energy absorption of fender components

能转化为内能及结构变形能，能量转化至峰值后，释放出结构变形能达到谷值。此时，由于吸收部分橡胶释放的变形能，钢壳能量开始回升，最终趋于稳定。橡胶材料达到吸能峰值时，其储存弹性势能达到极限，将储存能量释放转化为船舶动能与钢壳内能及变形能，并在振荡过程中将能量耗散。

### 3.3.2 碰撞接触力

船-风力机发生碰撞时的最大接触力如图 10 所示。文中所设计方案最大接触力处于 19~20MN 之间，且具有正三角形(方案 1、2)、椭圆(方案 11、12)及圆形(方案 13)通孔的防护装置表现出较好抗撞性能。其中，椭圆通孔防护效果与三角形相近。对采用相同正多边形不同布置策略的通孔进行分析，发现同一类型通孔，若采取角垂直防护装置内壁或长轴沿径向分布的打孔方案，产生的最大接触力高于采取边与内壁切向平行或短轴沿径向布置方案。采用角垂直内壁(长轴沿径向)方案设置通孔，实质上降低了通孔与内、外壁间的橡胶层厚度，一定程度上削弱橡胶层缓冲吸能作用。因此，采用边与内壁切向平行(短轴沿径向)策略布置通孔，可提高防护装置抗撞性能。

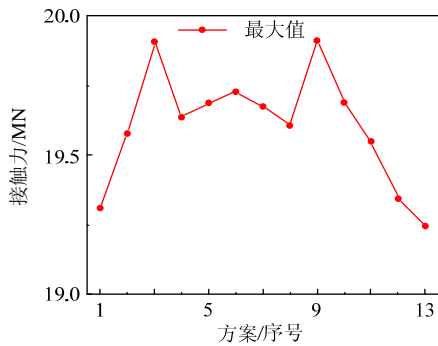
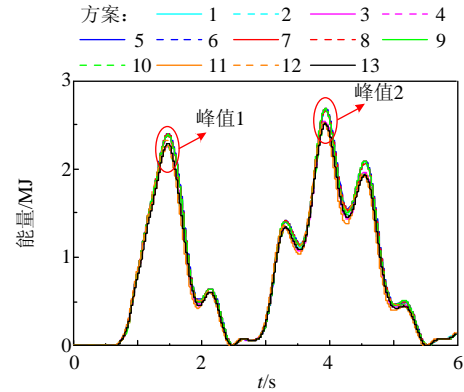


图 10 最大接触力

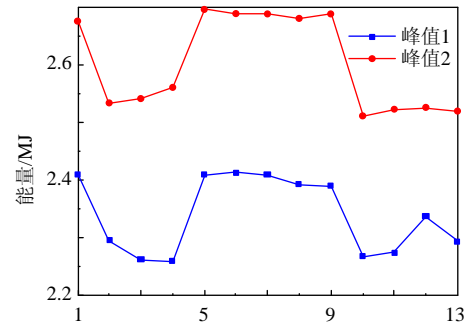
Fig. 10 Maximum contact force

### 3.3.3 塔顶能量分析

由图 11 可知，风力机受船舶撞击后塔顶能量产生 2 个峰值。其中，峰值 1 于 1.4~1.5s 内出现且数值较小，峰值 2 于 3.9~4.0s 内出现且数值较大。当船舶与风力机相撞时(0.3s)，塔顶能量几乎不发生变化；0.75s 后塔顶能量显著增加，并于 1.45s 左右首次达到峰值。表明塔顶响应具有滞后性，即风力机受到船舶撞击时，能量经塔架传至塔顶，导致塔顶能量变化滞后。不同打孔方案下，塔顶能量均呈现出峰值 2 略高于峰值 1、且波动较峰值 1 更频繁。碰撞发生后，防护装置将船舶初始动能转化为自身弹性势能储存，其余能量传递至风力机，使风力机



(a) 塔顶能量



(b) 塔顶能量峰值

图 11 塔顶能量变化

Fig. 11 Energy changes of tower

产生振动行为。防护装置与船舶分离后释放储存势能，产生往复运动，对塔架造成冲击。防护装置与船引起的冲击作用相互叠加，使得峰值 2 出现小幅增长，并在此峰值前后各出现两个小波峰。

### 3.4 不同孔径通孔防护性能比较

研究表明不同形状通孔以圆形孔防护效果最佳，并未分析圆孔孔径对防护性能的影响，本文提出以径厚比这一无量纲参数评估防护装置吸能特性。径厚比( $\gamma$ )为通孔直径( $d$ )防护装置层厚( $l$ )之比，表达式如下：

$$\gamma = d / l \tag{12}$$

#### 3.4.1 圆孔防护装置防护性能

据图 12(a)可知，不同孔径防护装置吸能比峰值范围为 39.4%~57.2%，稳定值范围为 19.2%~29.6%，2 者随孔径变化呈现出较大幅度波动。由图 12(b)可知，防护装置各部件吸能比峰值及差值(峰值与稳定值之差)，均与径厚比呈正相关。此变化趋势，可分为 3 个阶段。第一阶段径厚比为 0~0.21 (最大孔径 0.3m)，设有通孔的防护装置吸能特性与无孔相比无明显效果。第二阶段径厚比为 0.21~0.64 (最大孔径 0.9m)，防护装置吸能效果提升显著，增速在三个阶段中最高。第三阶段径厚比为 0.64~0.93 (最

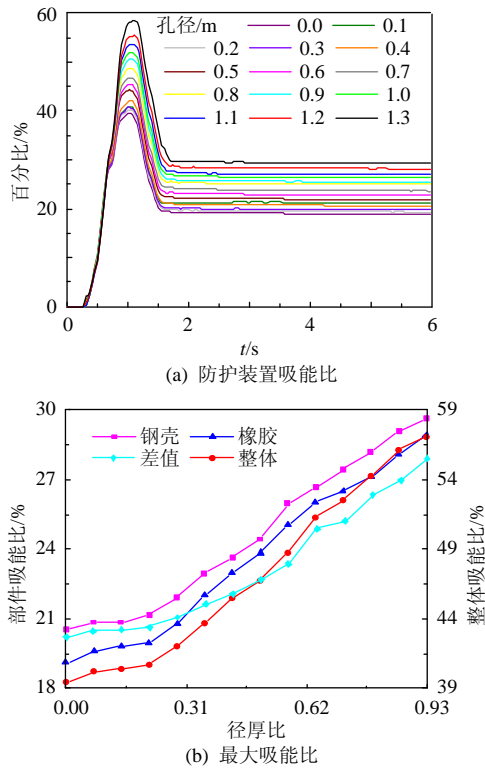


图 12 防护装置吸能情况

Fig. 12 Energy absorption of fender

大孔径 1.3m), 吸能比在 3 个阶段中最高, 仍呈现出增长趋势, 增速较第二阶段放缓。在小径厚比 (0.21 以下) 情况下, 不能显著突出通孔优势; 中径厚比 (0.21~0.64) 时, 随径厚比增加孔径增大, 橡胶变形空间不断增大, 装置防护能力迅速提升; 若径厚比较大 (0.64 以上), 受撞区域弹性变形已达极限, 橡胶材料结构损伤进一步加剧, 冲击能量以结构破坏形式被吸收, 故装置吸能比仍表现增长趋势。

### 3.4.2 撞深分析

防护装置受船舶撞击的撞深变化趋势如图 13 所示, 最大撞深为 0.67~0.75m, 最终撞深稳定在 0.30~0.39m 范围内, 二者均与径厚比呈正相关。由图 13(a) 可知, 撞深峰值与稳定值之间波动幅度极大, 达到谷值后仍出现出一定幅度波动, 而后趋于稳定, 表明橡胶材料具有较强抗撞性能。图 13(b) 数据取自碰撞结束后稳定阶段, 防护装置撞深呈现与吸能特性相似的 3 个阶段。第一阶段内, 橡胶材料吸能较少, 撞深较浅。第二阶段时, 撞深随吸能比增大迅速攀升, 在此阶段后期增幅明显减缓。即该阶段中, 橡胶逐步接近压缩极限, 结构破坏逐渐增强。第三阶段则因径厚比较大, 正撞方向橡胶材料壁厚较薄, 弹性作用被削弱, 结构损伤较为明显, 此阶段撞深最深。

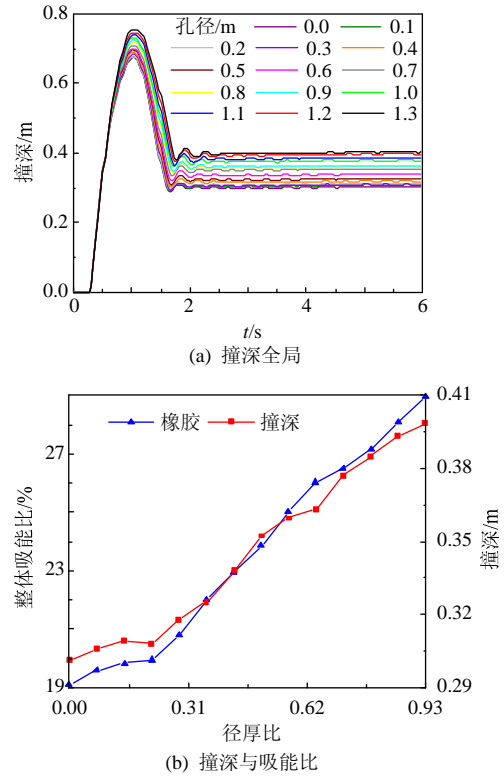


图 13 防护装置撞深

Fig. 13 Impact depth of fender

### 3.4.3 塔顶响应

塔顶响应应以加速度为参照, 若塔顶加速度大于  $6\text{m/s}^2$  将增加机舱失效风险<sup>[27]</sup>。图 14(a) 为全局加速度变化趋势, 图 14(b) 选取 0~2s 内加速度变化趋势进行局部放大。由图可知, 塔顶加速度波动区间为  $-2.76\sim 2.56\text{m/s}^2$ , 表明塔顶部件动态响应处于安全范围内。其变化在碰撞初始阶段较为剧烈, 之后则表现出明显规律性。塔顶响应峰值左侧产生 2 个较小峰值, 右侧则产生一个较大峰值, 这 3 个峰值均随孔径增大而愈加突显。当船与防护装置发生碰撞时, 由于惯性作用塔顶加速度沿受撞相反方向。随后, 呈现增长趋势, 至 0.57s 再度下降, 左侧出现第一个峰值。此时, 因孔径逐步增大, 钢制外壳及通孔与钢壳间橡胶层变形空间增大, 钢壳进入弹塑性阶段, 强化防护装置能量吸收效果, 塔顶响应出现小幅下降。之后约 0.75s 处, 加速度响应再次下降, 左侧出现第二个峰值。表明因通孔产生的缓冲吸能作用已达极限, 钢壳过渡到塑性阶段; 通孔内侧的橡胶材料防护作用得以体现。由于能量转化能力得到加强, 塔顶响应再度下降。加速度于 1~1.05s 内达到峰值, 与船舶动能降至零时间一致。此后, 防护装置释放大量弹性势能, 势能以动能形式经塔架传至塔顶, 故右侧出现较大峰值。



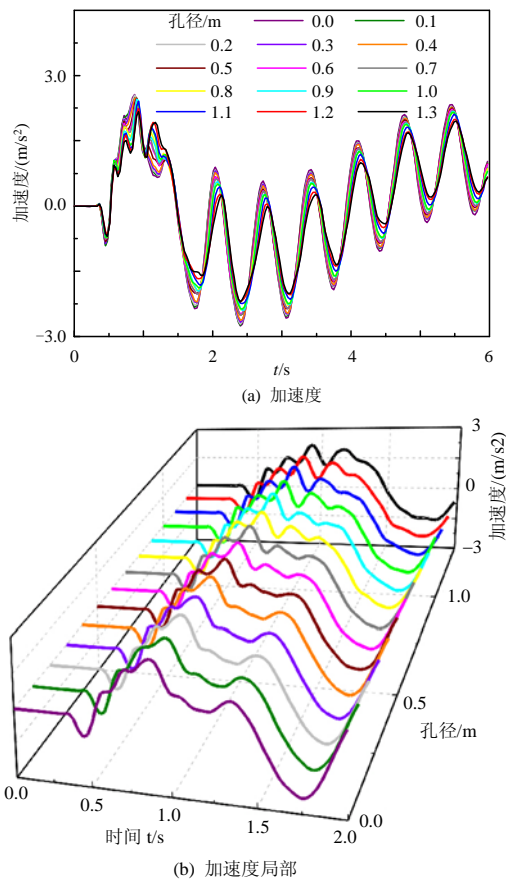


图14 塔顶响应

Fig. 14 Response of tower

## 4 结论

本文基于非线性动力学理论,采用 LS-DYNA 对设置穿孔防护装置的海上风力机受撞过程进行模拟,分析了不同穿孔形状及孔径大小对防护装置性能的影响,结论如下:

1) 采用橡胶作为主要防护材料的装置,因橡胶固有的超弹特性使得能量转化以弹性势能存储及释放为主,使船舶动能降至零后显著回弹。

2) 设孔防护装置会舍弃部分材料,将导致重心偏移,同时改变通孔与内、外壁间的橡胶厚度,对最大接触力、塔顶响应及能量变化造成影响。

3) 以圆形孔防护装置性能最佳。对于非圆形孔:内角较大正多边形,或长短轴接近的椭圆,均可削减应力集中现象产生的额外损伤。

4) 采用圆形孔防护装置时,塔顶响应抑制效果、最大吸能比及撞深均与孔径成正相关。但随孔径增大,防护装置结构损伤渐趋严重。从耐久度及经济性角度考虑,宜取径厚比为 0.5~0.72(孔径为 0.7~1.0m)的设计方案。

## 参考文献

- [1] 宋丽莉,周荣卫,杨振斌,等.风能资源开发利用的气象技术应用和发展[J].中国工程科学,2012,14(9):96-101,112.  
SONG Lili, ZHOU Rongwei, YANG Zhenbin, et al. Meteorological technology application and development in wind energy resources utilization[J]. Strategic Study of CAE, 2012, 14(9): 96-101, 112 (in Chinese).
- [2] 周红杰,李春,郝文星,等.船舶碰撞位置对单桩柱式海上风力机结构抗撞性能的影响研究[J].机械强度,2019,41(4):915-920.  
ZHOU Hongjie, LI Chun, HAO Wenxing, et al. Research on the anti-impact characteristic at different location between the moving ship and monopile offshore wind turbines[J]. Journal of Mechanical Strength, 2019, 41(4): 915-920 (in Chinese).
- [3] TRAVANCA J, HAO Hong. Energy dissipation in high-energy ship-offshore jacket platform collisions[J]. Marine Structures, 2015(40): 1-37.
- [4] PIRE T, LE SOURNE H, ECHEVERRY S, et al. Analytical formulations to assess the energy dissipated at the base of an offshore wind turbine jacket impacted by a ship[J]. Marine Structures, 2018(59): 192-218.
- [5] MOULAS D, SHAFIEE M, MEHMANPARAST A. Damage analysis of ship collisions with offshore wind turbine foundations[J]. Ocean Engineering, 2017(143): 149-162.
- [6] MO Renjie, LI Miao, KANG Haigui. Transient behaviour of grouted connections of offshore wind turbines subject to ship impact[J]. Applied Ocean Research, 2018(76): 159-173.
- [7] HAO Ertong, LIU Chunguang. Evaluation and comparison of anti-impact performance to offshore wind turbine foundations: Monopile, tripod, and jacket[J]. Ocean Engineering, 2017(130): 218-227.
- [8] HAN Zhiwei, LI Chun, DENG Yunhe, et al. The analysis of anti-collision performance of the fender with offshore wind turbine tripod impacted by ship and the coefficient of restitution[J]. Ocean Engineering, 2019(194): 106-114.
- [9] LEE K. Effects on the various rubber fenders of a tripod offshore wind turbine substructure collision strength due to boat[J]. Ocean Engineering, 2013(72): 188-194.
- [10] 韩志伟,李春,周红杰,等.海上风力机基础防护装置在船舶碰撞下的动态响应研究[J].机械强度,2020,42(1):21-28.  
HAN Zhiwei, LI Chun, ZHOU Hongjie, et al. Research on dynamic response with crashworthy devices of offshore wind turbine foundation to ship impact[J]. Journal of Mechanical Strength, 2020, 42(1): 21-28 (in Chinese).

- [11] LIU Chunguang, HAO Ertong, ZHANG Shibo. Optimization and application of a crashworthy device for the monopile offshore wind turbine against ship impact[J]. Applied Ocean Research, 2015(51): 129-137.
- [12] HAN Zhiwei, ZHAO Xinlei, LI Chun, et al. Effects on the various aluminum foam fenders of a tripod offshore wind turbine collision due to a ship[J]. Marine Technology Society Journal, 2020, 54(1): 79-96.
- [13] REN Nianxin, OU Jinping. A crashworthy device against ship-OWT collision and its protection effects on the tower of offshore wind farms[J]. China Ocean Engineering, 2009, 23(4): 593-602.
- [14] 陈俊岭, 舒文雅, 李金威. Q235 钢材在不同应变率下力学性能的试验研究[J]. 同济大学学报: 自然科学版, 2016, 44(7): 1071-1075.  
CHEN Junling, SHU Wenya, LI Jinwei. Experimental study on dynamic mechanical property of Q235 steel at different strain rates[J]. Journal of Tongji University: Natural Science, 2016, 44(7): 1071-1075 (in Chinese).
- [15] 孟利平, 程远征, 张伦平, 等. 应变率和应力三轴度对 Q345B 钢动态力学性能的影响研究[J]. 船舶力学, 2019, 23(10): 1210-1220.  
MENG Liping, CHENG Yuanzheng, ZHANG Lunping, et al. Influence of strain rate and stress triaxiality on the dynamic mechanical behavior of Q345B steel[J]. Journal of Ship Mechanics, 2019, 23(10): 1210-1220 (in Chinese).
- [16] 白金泽. Ls-Dyna3D 理论基础与实例分析[M]. 北京: 科学出版社, 2005: 30-50.  
BAI Jinze. Basic theory and example analysis of LS-DYNA3D[M]. Beijing: Science Press, 2005: 30-50 (in Chinese).
- [17] GUO Z, SLUYS L J. Constitutive modelling of hyperelastic rubber-like materials[J]. Heron, 2008, 53(3): 109-132.
- [18] API RP. API RP 2A-WSD-2000 Recommended practice for planning, designing and constructing fixed offshore platforms-working stress design[S]. Washington: American Petroleum Institute, 2000: 56-66.
- [19] BIEHL F, LEHMANN E. Offshore wind energy, collisions of ships with offshore wind turbines: Calculation and risk evaluation[M]. Berlin, Springer, 2006: 281-304.
- [20] 王自力, 蒋志勇, 顾永宁. 船舶碰撞数值仿真的附加质量模型[J]. 爆炸与冲击, 2002, 22(4): 321-326.  
WANG Zili, JIANG Zhiyong, GU Yongning. An added water mass model for numerical simulation of ship/ship collisions[J]. Explosion and Shock Waves, 2002, 22(4): 321-326 (in Chinese).
- [21] PETERSEN M J. Dynamics of ship collisions[J]. Ocean Engineering, 1982, 9(4): 295-329.
- [22] 田力, 黄飞. 考虑流体效应的船-桥碰撞数值模拟法研究[J]. 工程力学, 2015, 32(8): 120-128.  
TIAN Li, HUANG Fei. Numerical simulation method for ship-bridge collision considering fluid effect[J]. Engineering Mechanics, 2015, 32(8): 120-128 (in Chinese).
- [23] 同济大学土木工程防灾国家重点实验室. 南京长江第四大桥船舶撞击动力分析研究[R]. 上海: 同济大学, 2007. State key laboratory of disaster risk reduction in engineering of Tongji university. Dynamic research of the fourth Nanjing Yangtze river bridge subjected to ship impact[R]. Shanghai: Tongji University, 2007 (in Chinese).
- [24] 熊安平. 基于 LS-DYNA 仿真模拟对船桥撞击的研究[D]. 南昌: 华东交通大学, 2012.  
XIONG Anping. The ship hit bridge research based on LS-DYNA simulation[D]. Nanchang: East China Jiaotong University, 2012 (in Chinese).
- [25] 石少卿, 康建功, 汪敏, 等. ANSYS/LS-DYNA 在爆炸与冲击领域内的工程应用[M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2011.  
SHI Shaoqing, KANG Jianguo, WANG Min, et al. ANSYS/LS-DYNA in explosion and impact in the field of engineering application[M]. Beijing: China Architecture & Building Press, 2011 (in Chinese).
- [26] 陈诚. 桥梁设计船撞力及损伤状态仿真研究[D]. 上海: 同济大学, 2006.  
CHEN Cheng. Study on design collision force and simulation of damage for bridge subjected to ship impact [D]. Shanghai: Tongji University, 2006 (in Chinese).
- [27] 郝二通. 海上风电机组结构抗船撞及抗震性能研究[D]. 大连: 大连理工大学, 2016.  
HAO Ertong. Structural performance studies on offshore wind turbine subjected to ship impacts and earthquakes [D]. Dalian: Dalian University of Technology, 2016 (in Chinese).



赵鑫磊

在线出版日期: 2021-01-11。

收稿日期: 2020-08-04。

作者简介:

赵鑫磊(1996), 男, 硕士研究生。研究方向为海上风力机平台碰撞防护, xinlei@163.com;

\*通信作者: 李春(1963), 男, 教授, 博导, 研究方向为流体机械及工程、风能高效转换与应用及叶轮机械气动力学, lichun\_usst@163.com。

(编辑 邵泽亮)

## Research on Protection Performance of Via Hole Fender for Offshore Wind Turbine

ZHAO Xinlei<sup>1</sup>, HAN Zhiwei<sup>2</sup>, LI Chun<sup>1\*</sup>, YUE Xinzhi<sup>1</sup>, WANG Bo<sup>1</sup>, ZHANG Wanfu<sup>1</sup>

(1. School of Energy and Power Engineering, University of Shanghai for Science and Technology;

2. Shanghai Electric Wind Power Group Co., Ltd.)

**KEY WORDS:** offshore wind turbine; anti-collision design; via hole structure; crashworthiness

The operating environment of offshore wind turbine is harsh, which is not only affected by complex loads, but also has the risk of ship collision. Ship collision is a nonlinear dynamic behavior under the action of huge impact load, which will lead to the rapid transition of the collision area from the elastic stage to the plastic stage, causing the structure to tear, buckling and other forms of damage and failure. Once the offshore wind turbine collapses due to ship impact, it will cause huge economic losses. Therefore, it is necessary to study the protection device of offshore wind turbine.

The design of the protective device for offshore wind turbines is mainly focused on the protective performance of different materials, and there is little research on the structure. Therefore, the protection device with different hole shapes were designed, and the circular hole with better protection performance was further analyzed. The shape of via hole and drilling scheme are shown in Fig. 1 and Table 1.

The research on the shape of via hole and the diameter of round hole shows that the sharp corners of rectangular hole will lead to stress concentration, which makes the protection device more prone to damage, and the sharp corners should be avoided from hitting the ship. If the circular hole is too large, the durability of the protective device will be poor, and if it is too small, the protective effect will not be good.

The protective energy absorption is shown in Fig. 2.

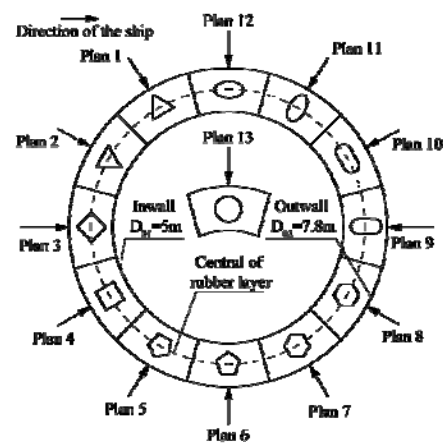


Fig. 1 Methods of punch

Tab. 1 Via hole shape

Name	Side/Radius/m	Shape
Regular Triangle	0.80806	
Square	0.53174	
Regular Pentagon	0.40539	
Regular Hexagon	0.32989	
Ovale	l=0.39795 r=0.39795	
Ellipse	a=0.4 b=0.225	
Circle	0.3	

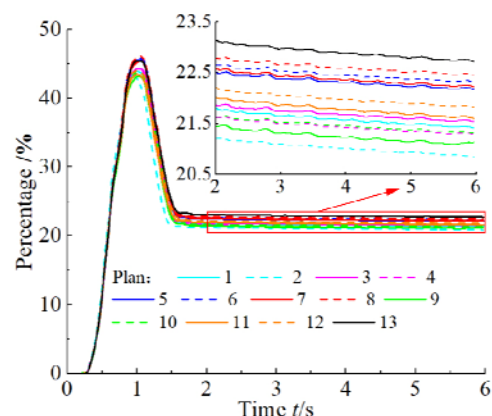


Fig. 2 Energy absorption of fender