论文

近距水爆冲击波对船体梁总体毁伤的“刀锋效应”

张振华^{①*}, 汪玉^②

① 海军工程大学舰船工程系, 武汉 430033;

② 海军装备研究院, 北京 100161

*联系人, E-mail: 2zsz@163.com

收稿日期: 2014-12-01; 接受日期: 2015-02-06; 网络出版日期: 2015-03-20

国家安全重大基础研究基金资助项目和国防专项基金资助

摘要 针对船体梁在船舯底部受到近距水下爆炸冲击波作用下的中拱毁伤现象进行了研究. 首先分析了水中装药在船舯底部近距爆炸时对船体梁的冲击载荷时空场. 在船体梁运动模式分析的基础上, 建立了不同冲击载荷时空场区域下的运动微分方程并进行求解. 将计算结果与船体梁模型水下爆炸试验结果对比验证了理论方法的有效性. 在分析船体梁运动规律的基础上, 揭示了其毁伤机理, 并提出了近距水爆冲击波作用下导致船体梁总体毁伤的“刀锋效应”概念.

关键词 水下爆炸, 冲击波, 近场, 船体梁, 总体毁伤, 刀锋效应

PACS: 62.50.+p, 47.40.-x, 43.40.Jc

doi: 10.1360/SSPMA2014-00462

由于在全球范围内针对海洋资源争夺的日益白热化, 随时可能爆发局部区域海战. 因此世界各海军强国都十分注重舰艇结构的抗爆抗冲击研究. 水面舰艇作为海战的主战力量, 其抵抗鱼雷等水中兵器近距离爆炸冲击的能力则显得尤为重要. 诸多海上战例显示, 单枚重型鱼雷的攻击就可以使得大型水面舰艇完全丧失总纵强度而沉没, 这不得不引起舰艇设计部门的密切关注^[1]. 关于水面舰艇总体结构在水下爆炸冲击作用下的动态响应问题, 诸多学者开展了大量的理论和试验研究工作, 他们在研究该问题时通常将水面舰艇视为船体梁结构. 以往的研究焦点主要集中于中远场爆炸时船体梁的鞭状运动^[2-5], 而以鱼雷近距离攻击水面舰艇致其沉没为背景的总

体毁伤研究则鲜见报道. Zhang 等人^[6]采用 ABAQUS 建立了水面舰艇整船有限元模型, 并采用边界元方法计算了装药在船舯底部 0.04 倍船长爆距时船体梁的总体毁伤响应. Zong^[7,8]分别对漂浮和浸没船体梁在水下爆炸气泡作用下的动态响应开展了理论研究, 结果发现对于漂浮梁来说, 用于塑性变形的能量要大于刚体运动的能量, 并且不可能产生三个塑性铰的情况. Zhang 等人^[1,9]采用数值和模型试验的方法研究了水面舰艇整船结构在远场和近场水下爆炸冲击下的动力响应, 并给出了用赵亚溥先生提出的 Rn 数表示的相似预报方法. 其他学者则侧重于采用数值方法来模拟船体结构在水下爆炸冲击作用下的动态响应^[10-16]. 本文从近距水爆冲击波对船体梁的冲击

引用格式: 张振华, 汪玉. 近距水爆冲击波对船体梁总体毁伤的“刀锋效应”. 中国科学: 物理学 力学 天文学, 2015, 45: 054701

Zhang Z H, Wang Y. “Blade effect” on the overall damage of hull girder caused by near field undex shock wave (in Chinese). Sci Sin-Phys Mech Astron, 2015, 45: 054701, doi: 10.1360/SSPMA2014-00462

载荷特性出发, 建立其运动微分方程并分阶段进行求解, 在分析其毁伤机理的基础上提出了导致船体梁总体毁伤的“刀锋效应”概念, 可为舰艇设计部门的抗爆防护设计提供参考.

1 近距水下爆炸冲击波对船体梁的载荷时空场

Zamyslyayev 对水下爆炸自由场压力进行了详细的分析^[17], 指出自由场冲击载荷分为五个阶段, 分别是: 指数衰减段、倒数衰减段、倒数衰减后段、滞后流负压段和气泡脉动段. 这里仅船体梁在冲击波载荷作用下的毁伤响应进行研究, 因此暂不考虑后两项. (1)式给出了冲击波指数衰减段、倒数衰减段和倒数衰减后段的计算公式(以下将后两者统称为倒数衰减段). 其中 Q 为 TNT 装药当量, R 为爆距, P_m 为冲击波压力峰值, d_0 为装药深度, r_0 为装药半径, ρ_w 为水的密度, c 为水中声速, P_{atm} 为大气压, g 为重力加速度, 物理量均采用国际单位制.

$$P_1(t) = \begin{cases} P_m \cdot e^{-\frac{t}{\theta}}, & t < \theta, \\ P_m \cdot 0.368 \frac{\theta}{t} \left[1 - \left(\frac{t}{t_p} \right)^{1.5} \right], & \theta \leq t \leq t_1, \\ P^* \left[1 - \left(\frac{t}{t_p} \right)^{1.5} \right] - \Delta P, & t_1 < t \leq t_p, \end{cases} \quad (1)$$

其中峰值压力 P_m 和指数衰减常数 θ 为

$$\begin{aligned} P_m &= 4.41 \times 10^7 (Q^{1/3} / R)^{1.5}, & 6 \leq \bar{r} < 12, \\ P_m &= 5.24 \times 10^7 (Q^{1/3} / R)^{1.13}, & 12 \leq \bar{r} < 240, \\ \theta &= 3.5 \frac{r_0}{c} (\lg \bar{r} - 0.9)^{0.5}, & 30 \leq \bar{r}. \end{aligned}$$

其他参数为

$$\bar{r} = \frac{R}{r_0}, \quad \bar{t} = \frac{c}{r_0} t, \quad P_0 = P_{\text{atm}} + \rho_w g d_0,$$

$$\bar{P}_0 = \frac{P_0}{P_{\text{atm}}}, \quad m = 11.4 - \frac{10.6}{\bar{r}^{0.13}} + \frac{1.51}{\bar{r}^{1.26}},$$

$$\Delta P = \frac{10}{\bar{r}^4} (5635 \bar{t}^{0.54} - 0.113 \bar{P}_0 \bar{t}^2),$$

$$P^* = \frac{7.173 \times 10^8}{\bar{r} (\bar{t} + 5.2 - m)^{0.87}},$$

$$t_p = \left(\frac{850}{\bar{P}_0^{0.81}} - \frac{20}{\bar{P}_0^{1/3}} + m \right) \frac{r_0}{c},$$

$$\frac{\bar{t}_1}{(\bar{t}_1 + 5.2 - m)^{0.87}} = 4.9 \times 10^{-10} P_m \bar{r} \theta \frac{c}{r_0}.$$

已知当 d_0 大于 7 倍的 r_0 时, 在不受水面非线性反射稀疏波影响的测点上, 压力峰值和深水爆炸时相同, 波形也没有畸变^[18]. 由于在船体底部的水域中, 船体阻碍了水面反射稀疏波, 因此本文近似认为入射冲击波没有产生畸变.

为深入分析水下近距离爆炸对船体梁的冲击载荷特性, 首先必须弄清楚几个典型时刻. 以文献[19]的船体梁近距水爆模型试验为参考, 表 1 计算了 55 g 的 TNT 装药在水线长 2.5 m, 吃水 0.06 m 的船体梁模型船舯底部 0.2 m 处爆炸时各典型时刻的数值, 时间轴以装药起爆时刻开始.

进一步计算可以得到冲击载荷沿船长方向的时空场分布如图 1 所示, 为了便于描述, 图中时间轴采用了对数坐标. 可以看到, 整个载荷时空场由冲击波指数衰减段、倒数衰减段和倒数衰减后段构成. 船体梁所受到的冲击载荷就好像是其从左至右依次扫过各载荷区域.

如图 1 所示, 可以将船体梁受到的冲击载荷依次分为以下三个序列: (1) 指数衰减段: 该序列以 t_{s1} 开始, 至 t_{e1} 结束. 在该序列中, 船体梁只受到冲击波指

表 1 水爆冲击波到达船体梁试验模型的典型时刻值

Table 1 Typical time when undex shock wave arrive experimental model of hull girder

序号	时刻	符号	时刻值 (s)
1	冲击波波头到达船体表面的时刻	t_{s1}	0.000137
2	船舯冲击波指数衰减段结束时刻	t_{e1}	0.000170
3	冲击波波头到达船舯的时刻	t_{s2}	0.000867
4	船舯冲击波指数衰减段结束时刻	t_{e2}	0.000919
5	船舯冲击波正压作用结束的时刻	t_{p1}	0.011311
6	船舯冲击波正压作用结束的时刻	t_{p2}	0.012062

图 1 (网络版彩图)水下近距爆炸冲击波载荷沿船长方向的时空场分布

Figure 1 (Color online) Time and space field of close undex shock wave putting on the hull girder model.

数衰减段载荷作用. 该区域的载荷特点是作用时间极短, 但峰值极高; (2) 指数和倒数衰减混合段: 该序列以 t_{e1} 开始, 至 t_{e2} 结束. 在该序列中, 船体梁同时受到冲击波指数衰减段和倒数衰减段载荷的作用; (3) 倒数衰减段: 该序列以 t_{e2} 开始, 至 t_{p1} 为止. 在该序列中, 船体梁仅受倒数衰减段载荷作用. 以下就船体梁的不同运动阶段建立相应的微分方程进行求解.

2 船体梁总体响应计算方法

实船和模型水下爆炸试验结果表明, 在近距水爆强击波作用下船体梁动态响应满足刚塑性梁假设^[1,19]. 因此船体梁在初始阶段作垂向的刚体位移运动, 之后进入塑性铰运动阶段, 首先分析刚体运动阶段.

2.1 刚体运动阶段

如图 2 所示, 定义船长方向为 X 轴, 垂向为 Z 轴, O 点为船舯, A 点和 B 点分别为船艏和船尾. 船长为 $2L$, m 为船体梁单位长度的质量, $m\ddot{w}$ 为船体梁单位长度的惯性力, mg 为船体梁单位长度的重力, $P_{1x}(x, t)$ 为船体梁底部单位长度的壁压, f 为单位长度船体梁的初始浮力, Δf 为由于船体梁垂向位移引起的单位

图 2 (网络版彩图)刚体运动阶段船体梁受力示意图

Figure 2 (Color online) Forces applied on hull girder of rigid motion.

长度的浮力变化.

水下近场爆炸球面冲击波的波阵面在时刻 t_{s1} 接触到船体梁, 波阵面与船体梁的接触点由船舯 O 点向端部 A 点扩展, 在时刻 t 到达 $x_{p1}(t)$ 处:

$$x_{p1}(t) = \begin{cases} [(ct)^2 - R^2]^{1/2}, & t_{s1} \leq t < t_{s2}, \\ L, & t_{s2} \leq t < t_{p1}. \end{cases} \quad (2)$$

近似认为船体梁在 x 方向关于中点 O 对称, 取船体梁 OA 段进行分析, 由于对称性, O 点断面的剪力为零, 受弯矩 $M_0(t)$ 作用. 忽略船体梁静水弯矩, 对 O 点列垂向的力平衡方程和 XOZ 平面的弯矩平衡方程有

$$\left\{ \begin{aligned} & \int_0^{x_{p1}(t)} P_{1x}(x, t) B(x) dx + \int_0^L \Delta f(x, t) dx \\ &= \int_0^L m(x) \ddot{w}(x, t) dx, \\ & \int_0^{x_{p1}(t)} P_{1x}(x, t) B(x) x dx + \int_0^L \Delta f(x, t) x dx \\ &= M_0(t) + \int_0^L m(x) \ddot{w}(x, t) x dx. \end{aligned} \right. \quad (3)$$

船体梁底部的壁压 $P_{1x}(x, t)$ 应当由冲击波与船体梁的耦合效应求出. 设船体梁某点处冲击波的入射角为 α , 入射压力为 $P_1(x, t)$, 则有

$$P_{1x}(x, t) = k(\alpha) P_1(x, t) - P_{\text{rad}}(x, t), \quad (4)$$

其中 $k(\alpha)$ 为冲击波斜入射时的壁压修正系数. 如图 2 所示, 将反射波的质点速度 $v(t)$ 分解为船体表面的法向和切向方向, 显然只有法向的质点速度才能产生反射波, 因此有

$$k(\alpha) = 1 + \cos(\alpha). \quad (5)$$

由于本阶段为刚体运动, 因此船体梁加速度并不随 x 变化, 将(4)式带入(3)式有

$$\begin{aligned} & \ddot{w}(x, t) \int_0^L m(x) dx \\ &= \int_0^{x_{p1}(t)} (k(\alpha) P_1(x, t) - P_{\text{rad}}(x, t)) B(x) dx \\ &+ \int_0^L \Delta f(x, t) dx. \end{aligned} \quad (6)$$

设浮力变化以向上为正, 注意到 Δf 的方向与垂直位移方向相反, 有

$$\begin{aligned} & \ddot{w}(t) \int_0^L m(x) dx + \int_0^{x_{p1}(t)} P_{\text{rad}}(x, t) B(x) dx \\ &+ w(t) \int_0^L \rho_0 g B(x) dx = \int_0^{x_{p1}(t)} k(\alpha) P_1(x, t) B(x) dx. \end{aligned} \quad (7)$$

Geers 认为水下爆炸早期冲击波和水中结构的耦合作用符合平面波假设, 后期则以虚质量假设为主, 提出了双重渐进耦合关系^[20]:

$$m_f(x) \dot{P}_{\text{rad}}(x, t) + \rho_w c P_{\text{rad}}(x, t) = \rho_w c m_f(x) \ddot{w}(x, t), \quad (8)$$

其中 P_{rad} 为散射波压力, $\dot{w}(t)$ 为结构湿表面法线上的质点速度, $m_f(t)$ 为单位长度的附连水质量. 根据船体振动学理论, 船体梁垂向振动时沿船长方向单位长度的附连水质量为^[21]

$$m_f(x) = \frac{1}{8} C_v \rho \pi B(x)^2, \quad (9)$$

其中系数 C_v 由船体剖面系数和吃水比确定. 式(8)的解为

$$P_{\text{rad}}(x, t) = e^{-\eta t} \int_0^t e^{\eta t} \rho_w c \cdot \ddot{w}(x, t) dt, \quad (10)$$

其中

$$\eta = \frac{\rho_w c}{m_f}. \quad (11)$$

将 P_{rad} 的解带入方程(7)有

$$\begin{aligned} & \ddot{w}(t) \int_0^L m(x) dx + \int_0^{x_{p1}(t)} \left[e^{-\eta t} \int_0^t e^{\eta t} \rho_w c \cdot \ddot{w}(t) dt \right] dx \\ &+ w(t) \int_0^L \rho_0 g B(x) dx = \int_0^{x_{p1}(t)} k(\alpha) P_1(x, t) B(x) dx. \end{aligned} \quad (12)$$

变换(12)式的积分顺序有

$$\begin{aligned} & \left[e^{\eta t} \ddot{w}(t) \right] \int_0^L m(x) dx + \rho_w c \int_0^t x_{p1}(t) \left[e^{\eta t} \ddot{w}(t) \right] dt, \\ &+ e^{\eta t} w(t) \int_0^L \rho_0 g B(x) dx \\ &= e^{\eta t} \int_0^{x_{p1}(t)} k(\alpha) P_1(x, t) B(x) dx. \end{aligned} \quad (13)$$

因为在冲击波正压作用时期, 浮力变化的量级远远小于冲击波和惯性力, 因此忽略浮力项, 在(13)式两边对时间 t 进行微分:

$$\begin{aligned} & \frac{d}{dt} \left[e^{\eta t} \ddot{w}(t) \right] \int_0^L m(x) dx + \rho_w c \left[e^{\eta t} \ddot{w}(t) \right] x_{p1}(t) \\ &= \frac{d}{dt} \left[e^{\eta t} \int_0^{x_{p1}(t)} k(\alpha) P_1(x, t) B(x) dx \right]. \end{aligned} \quad (14)$$

将(14)式简写为

$$\frac{dW_{at}(t)}{dt} + \phi_1(t) W_{at}(t) = \phi_2(t), \quad (15)$$

其中

$$\begin{aligned} W_{at}(t) &= e^{\eta t} \ddot{w}(t), \\ \phi_1(t) &= \frac{\rho_w c}{\int_0^L m(x) dx} x_{p1}(t), \end{aligned} \quad (16)$$

$$\phi_2(t) = \frac{1}{\int_0^L m(x) dx} \frac{d}{dt} \left[e^{\eta t} \int_0^{x_{p1}(t)} k(\alpha) P_1(x, t) B(x) dx \right].$$

利用数值方法对(15)进行求解, 可以得到船体梁刚体运动阶段的运动场:

$$\left\{ \begin{aligned} & \ddot{w}(t) = e^{-\eta t} W_{at}(t), \\ & \dot{w}(t) = \int_{t_{s1}}^t \ddot{w}(t) dt + \dot{w}(t_{s1}), \\ & w(t) = \int_{t_{s1}}^t \dot{w}(t) dt + w(t_{s1}). \end{aligned} \right. \quad (17)$$

将 $w(t)$ 代入到(3)中可求得船舯横剖面弯矩随时

间变化的函数:

$$M_0(t) = -\ddot{w}(t) \int_0^L m(x) x dx + \int_0^{x_{p1}(t)} k(\alpha) P_1(x, t) B(x) x dx - \rho_w c e^{-\eta t} \int_0^t e^{\eta t'} \left[\int_0^{x_{p1}(t')} \ddot{w}(x, t') B(x) x dx \right] dt. \quad (18)$$

当装药在船舯底部近距离爆炸时, 船舯弯矩的变化情况十分复杂, 船舯底部结构在水下爆炸冲击下会产生塑性变形甚至破口, 这样会减小船舯剖面的惯性矩, 从而降低船舯极限塑性弯矩. 为简化起见, 这里引入局部毁伤系数 λ_d :

$$\lambda_d = \frac{M_{\text{damage}}}{M_s}, \quad (19)$$

其中 M_s 为完好船体船舯横剖面极限塑性弯矩, M_{damage} 为受损船体船舯横剖面极限塑性弯矩. λ_d 表征了近距离水爆冲击波对船舯底部的局部毁伤程度, 其值越小, 破坏程度越为严重. λ_d 主要由 M_{damage} 确定, M_{damage} 的计算主要分两步完成. 第一步计算船舯底部结构的局部变形. 如图 3 所示, 船体梁在受到船舯正下方近距爆炸冲击时, 其船舯横剖面的变形主要集中在底部.

关于固支矩形板结构在水下爆炸作用下的最终塑性变形 Δ , Nurick 给出了以下计算公式^[22]:

$$\left(\frac{\Delta}{t} \right) = 0.471 \frac{I_t}{2t^2 (ab\rho\sigma_y)^{1/2}} + 0.001, \quad (20)$$

其中 t 为板厚; a 和 b 为矩形板的长和宽; σ_y 为板材塑性屈服应力; ρ 为钢密度; I_t 为作用在矩形板上的总冲量. 对于板架结构目前也有诸多文献进行局部变形的计算方法. 第二步, 根据 Δ 即可计算出受损船体船舯横剖面极限塑性弯矩 M_{damage} . 当船舯弯矩 $M_0(t)$ 达到 M_{damage} 时, 刚体运动阶段结束. 由此可计算出进入塑性铰阶段的时刻 t_{ms} .

2.2 塑性铰阶段

当船舯弯矩 $M_0(t)$ 增加到 M_{damage} 时, 船体梁进入

图 3 船舯横剖面变形示意图. (a) 变形前, (b) 变形后
Figure 3 Distortion of amidships cross section. (a) Before deform, (b) after deform.

中拱变形模式. 该阶段运动的特点是船体梁被中间塑性铰分为两个刚性区段, 它们各自绕中点 O 作刚体转动.

如图 4 所示, 取船体梁 OA 段进行分析, 同样由于对称性, O 点断面的剪力为零, 受弯矩 M_{damage} 作用. 设 O 点的垂向位移为 $w(0, t)$, 两个刚性区段以角速度 $\dot{\theta}_0(t)$ 围绕 O 点转动, 并以顺时针为正. 则 OA 段的运动场为

$$\begin{cases} w(x, t) = w(0, t) - x\theta_0(t), \\ \dot{w}(x, t) = \dot{w}(0, t) - x\dot{\theta}_0(t), \\ \ddot{w}(x, t) = \ddot{w}(0, t) - x\ddot{\theta}_0(t). \end{cases} \quad (21)$$

对 OA 段列垂向力平衡方程有

$$\begin{aligned} & \int_0^{x_{p1}(t)} P_{1x}(x, t) B(x) dx + \int_0^L \Delta f(x, t) dx \\ & = \int_0^L m(x) [\ddot{w}(0, t) - \ddot{\theta}_0(t)x] dx. \end{aligned} \quad (22)$$

对 OA 段船体梁的 O 端列力矩平衡方程, 有

$$\begin{aligned} & M_{\text{damage}} - M_{F_{\text{inertia}}}(t) \\ & = \int_0^{x_{p1}(t)} P_{1x}(x, t) B(x) x dx + \int_0^L \Delta f(x, t) x dx. \end{aligned} \quad (23)$$

其中 $M_{F_{\text{inertia}}}$ 为由于垂向加速度引起的惯性力矩:

$$M_{F_{\text{inertia}}}(t) = - \int_0^L m(x) \ddot{w}(x, t) x dx. \quad (24)$$

代入力矩平衡方程(23)有

$$\begin{aligned} & M_{\text{damage}} - \int_0^{x_{p1}(t)} P_{1x}(x, t) B(x) x dx - \int_0^L \Delta f(x, t) x dx \\ & = - \int_0^L m(x) [\ddot{w}(0, t) - \ddot{\theta}_0(t)x] x dx. \end{aligned} \quad (25)$$

从受力分析可以看到, 使船体梁 OA 段产生顺时针旋转变形的驱动力为向上的冲击波载荷与向下的

图 4 (网络版彩图) 船体梁塑性铰运动阶段受力示意图
Figure 4 (Color online) Forces applied on hull girder of hinge motion.

惯性力形成的顺时针力偶. 同时, 船舯剖面产生逆时针的断面弯矩, 以抵抗这种变形趋势. 同样忽略浮力项, 将(4)式和(10)式带入(22)式和(25)式, 并将方程组对时间微分有

$$\begin{cases} a_{11} \frac{dW_{at}(t)}{dt} + b_{11} \frac{d\theta_{at}(t)}{dt} + c_{11}(t)W_{at}(t) \\ + d_{11}(t)\theta_{at}(t) = f_{11}(t), \\ a_{12} \frac{dW_{at}(t)}{dt} + b_{12} \frac{d\theta_{at}(t)}{dt} + c_{12}(t)W_{at}(t) \\ + d_{12}(t)\theta_{at}(t) = f_{12}(t), \end{cases} \quad (26)$$

其中方程自变量为

$$W_{at}(t) = e^{\eta t} \dot{w}(t), \quad \theta_{at}(t) = e^{\eta t} \ddot{\theta}(t). \quad (27)$$

方程(26)式的系数为

$$\begin{cases} a_{11} = \int_0^L m(x)dx, \\ b_{11} = -\int_0^L m(x)x dx, \\ c_{11}(t) = \rho_w c \eta \int_0^{x_{pl}(t)} B(x)dx, \\ d_{11}(t) = -\rho_w c \eta \int_0^{x_{pl}(t)} x B(x)dx, \\ f_{11}(t) = \frac{d}{dt} \left[e^{\eta t} \int_0^{x_{pl}(t)} k(\alpha) P_1(x, t) B(x) dx \right], \\ a_{12} = \int_0^L m(x)x dx, \\ b_{12} = -\int_0^L m(x)x^2 dx, \\ c_{12}(t) = \rho_w c \eta \int_0^{x_{pl}(t)} x B(x)dx, \\ d_{12}(t) = -\rho_w c \eta \int_0^{x_{pl}(t)} x^2 B(x)dx, \\ f_{12}(t) = \frac{d}{dt} \left[e^{\eta t} \int_0^{x_{pl}(t)} k(\alpha) P_1(x, t) B(x) x dx + e^{\eta t} M_{\text{damage}} \right]. \end{cases} \quad (28)$$

求解方程组(26)可以得到船体梁在本阶段的运动场:

$$\begin{cases} \ddot{w}(t) = e^{-\eta t} W_{at}(t), \quad \dot{w}(t) = \int_{t_{ms}}^t \ddot{w}(t) dt + \dot{w}(t_{ms}), \\ w(t) = \int_{t_{ms}}^t \dot{w}(t) dt + w(t_{ms}), \\ \ddot{\theta}(t) = e^{-\eta t} \theta_{at}(t), \\ \dot{\theta}(t) = \int_{t_{ms}}^t \ddot{\theta}(t) dt + \dot{\theta}(t_{ms}), \\ \theta(t) = \int_{t_{ms}}^t \dot{\theta}(t) dt + \theta(t_{ms}). \end{cases} \quad (29)$$

3 方法验证和结果分析

3.1 模型试验结果

文献[19]开展了船体梁模型水下近距离爆炸试验. 如图 5 所示, 船体梁试验模型全长 2.5 m, 宽 0.3 m, 型深 0.12 m. 模型等分为 9 个舱段, 每个舱段的甲板上有矩形开孔. 甲板边板宽度为 70 mm; 舷侧板宽度为 120 mm; 底板宽度为 300 mm. 船体梁横剖面面积为 0.001872 m²; 型心高度为 0.05025 m. 所有板厚均为 3 mm. 模型材料为普通钢, 屈服强度为 250. 船体梁其他参数和爆炸工况见表 2.

根据 Nurick 关于水爆冲击下矩形板塑性变形的公式可得船舯底板的最大变形为 63 mm^[22], 进而可计算得局部受损后船舯极限塑性弯矩为 1.4131×10⁴ N m, 局部毁伤系数 λ_d 为 0.61. 船体梁试验模型的总体最终变形如图 6 所示. 以船体梁变形后首尾舱壁底部之间的连线为基线, 测量得到, 船体梁首尾舱壁底部之间的距离为 2353.5 mm; 船体梁船舯底板边线中点距基线的距离为 330 mm; 甲板边线中点距基线的距离为 443 mm; 船舯塑性铰的旋转角度约为 16°.

3.2 结果分析

图 7 给出了船体梁模型船舯和船艏的垂向位移时程曲线, 以及船体梁总体中拱变形时程曲线, 并标出了典型时刻 t_{e1} , t_{s2} 和 t_{p1} 的分界线. 由图 7 可见, 在 t_{p1} 时刻船舯垂向位移为 0.08038 m. 已知船体梁静水时吃水为 0.06 m, 因此这时船体梁已经全部离开水面^[19], 水下爆炸的后续载荷已经无法作用到船体梁上, t_{p1} 时刻之后船体梁主要是在惯性力的作用下继续

图 5 船体梁试验模型尺寸. (a) 侧视图, (b) 船舯横剖面图
Figure 5 size of experiment model of hull girder. (a) Side view, (b) section of midship.

表 2 船体梁结构与爆炸工况参数表

Table 2 Paramter of structure of hull girder and undex loads

物理量	单位	数值	物理量	单位	数值
船长	m	2.5	剖面惯性矩	m ⁴	4.959×10 ⁻⁶
船宽	m	0.3	船艏极限塑性弯矩	N m	2.316×10 ⁴
型深	m	0.12	船体梁塑性屈服应力	MPa	250
船体吃水	m	0.06	船体钢密度	kg m ⁻³	7800
水密度	kg m ⁻³	1000	水中声速	m s ⁻¹	1460
船体吨位	kg	48.32	附连水形状系数	—	1.42
TNT 当量	kg	0.055	爆距(船艏正下方)	m	0.2

图 6 船体梁试验模型最终变形的测量结果(mm)

Figure 6 Measure result of final hog distortion of experiment model (mm).

图 7 (网络版彩图)船体梁垂向位移全时程

Figure 7 (Color online) Time history of vertical displacement of hull girder.

运动. 由图 7 可以看到, 在 t_{s2} 时船体梁船艏垂向位移为 0.01432 m, 船艉垂向位移为 -0.001318 m. 这说明在运动的早期, 船体梁船艏向上运动, 而两端向下运动, 但很快船体梁整体均向上运动并产生明显的中拱变形.

表 3 给出了计算结果与文献[19]试验结果的对比, 证明了理论预报方法的有效性.

图 8 给出了船体梁模型船艏和船艉的垂向速度

表 3 理论计算结果与试验观测结果的对比

Table 3 Compare theoretical result and experimental result

时刻(ms)	5	13	最终变形
试验测量值(mm)	98.2	278.8	330.0
理论计算值(mm)	116.7	290.1	300.5
相对误差	15.9%	3.9%	-9.8%

以及垂向相对速度的时程曲线. 可以看到, 船艏速度在极短的时间内就上升到了 20 m s⁻¹ 以上. 在进入 t_{s2}

图 8 (网络版彩图)船体梁垂向速度全时程

Figure 8 (Color online) Time history of vertical velocity of hull girder.

时船舯垂向速度有个小的波动, 之后继续向上爬行, 在 0.0062 s 左右达到最大值 32.79 m s^{-1} , 之后逐渐下行, 在 t_{p1} 时刻下降到 31.21 m s^{-1} . 冲击波正压过后, 船舯垂向速度呈线性下降, 在 0.015 s 降低到 20.59 m s^{-1} , 并与船艏垂向速度汇合.

船艏的垂向速度在 t_{e2} 之后达到负向峰值 -5.953 m s^{-1} . 随后幅值呈下降趋势, 在还未到达 t_{s2} 时刻就降低到零. 之后呈正向增加趋势, 在 t_{p1} 时刻上升到 10.5 m s^{-1} . 在 0.015 s 时船艏速度与船舯速度汇合, 同时达到 20.59 m s^{-1} , 这也是船艏速度的正向峰值.

图 8 还给出了船艏和船舯相对速度的时程曲线, 可以看到, 相对速度在 0.000464 s 时达到 27.64 m s^{-1} . 在 t_{s2} 时刻存在一个拐点, 并在 0.004297 s 左右达到二次峰值 25.61 m s^{-1} . 相对速度在 t_{p1} 时刻存在第二个拐点, 之后呈线性下降, 并在 0.015 s 时刻降低到零.

图 9 采用时间对数坐标给出了船舯和船艏各自的垂向加速度以及相对垂向加速度的时程曲线. 可以看到, 船舯垂向加速度在 0.0002432 s 左右达到正向峰值 $1.492 \times 10^5 \text{ m s}^{-2}$, 之后呈下降趋势. 船艏垂向加速度约在同一时刻达到负向峰值 $-5.165 \times 10^4 \text{ m s}^{-2}$, 之后幅值急剧降低, 约在 0.00035 s 降低到零, 随后正向增加, 在 t_{s2} 左右又降低到零. 相对垂向加速度在 0.0002432 s 左右达到正向峰值 $2.009 \times 10^5 \text{ m s}^{-2}$.

图 10 给出了船舯塑性铰角位移和角速度的时程曲线. 可以看到在 t_{p1} 时刻之前, 角位移近似呈线性增加. 之后增速放缓, 约在 0.015 s 时刻降低到 13.92° . 与船体梁模型的实测的 16° 比较, 预报误差为 13%. 船舯塑性铰角速度在 0.0004562 s 时达到峰值 $1267^\circ \text{ s}^{-1}$. 在 t_{s2} 时刻存在一个拐点, 达到 $963.1^\circ \text{ s}^{-1}$. 随后向上爬行并在 0.004051 s 时再次达到峰值 $1174^\circ \text{ s}^{-1}$. 角速度在 t_{p1} 时刻之后加速下行, 在 0.015 s 左右降低为零.

图 11 给出了船体梁塑性铰角加速度的时程曲线. 可以看到, 角加速度约在 0.0002432 s 达到正向峰值 $9.212 \times 10^6 \text{ s}^{-2}$, 之后急剧下降, 在 0.0004562 s 左右降低到 $1.687 \times 10^4 \text{ s}^{-2}$, 随后有一定的波动.

图 12 显示了船体梁的垂向力平衡随时间的变化情况. 其中蓝色实线为水爆入射和反射压力的合力随时间的变化情况, 表达式为

$$\Sigma[P_{\text{int}}(t)] = \int_0^{x_{p1}(t)} k(\alpha) P_l(x, t) B(x) dx. \quad (30)$$

绿色点划线为惯性力产生的合力随时间的变化情况, 表达式为

$$\Sigma[F_{\text{inertial}}(t)] = - \int_0^L m(x) \ddot{w}(x, t) dx. \quad (31)$$

红色虚线为稀疏波产生的合力随时间的变化情况, 表达式为

图 9 (网络版彩图)船体梁垂向加速度全时程

Figure 9 (Color online) Time history of vertical acceleration of hull girder.

图 10 (网络版彩图)船体梁塑性铰角位移和角速度时程

Figure 10 (Color online) Time history of angel displacement and velocity of midship hinge.

$$\begin{aligned} & \Sigma[P_{\text{rad}}(t)] \\ &= \int_0^{x_{p1}(t)} \left[e^{-\eta t} \int_0^t e^{\eta t} \rho_w c \cdot \ddot{w}(x, t) dt \right] B(x) dx. \end{aligned} \quad (32)$$

淡蓝色虚线为浮力变化产生的合力随时间的变化情况, 表达式为

$$\Sigma[\Delta f(t)] = \int_0^L \rho_0 g B(x) w(x, t) dx. \quad (33)$$

可以看到, 船体梁在整个动态响应过程中, 在垂直方向上主要是由壁压和惯性力来维持动态力平衡的, 其中壁压又分为 $P_{\text{int}}(t)$ 和 $P_{\text{rad}}(t)$ 两部分. $P_{\text{int}}(t)$ 和

图 11 船体梁塑性铰角加速度时程

Figure 11 Time history of angel acceleration of midship hinge.

图 12 船体梁力平衡状态随时间的变化时程

Figure 12 Time history of force balance of hull girder.

$P_{rad}(t)$ 几乎同时达到峰值, 而 $F_{inertial}(t)$ 的峰值要滞后于它们。

4 “刀锋效应”的提出

船体梁之所以会在近距水爆冲击波作用下发生

总体毁伤性破坏, 实际上是外力和内力博弈的结果。为了揭示船体梁的总体破坏机理, 需要剖析各作用力在船体梁运动过程中所扮演的角色。令 $M_{blade}(t)$ 为水爆冲击波入射波和反射波的合力对船舳弯矩的贡献, 其表达式为

$$M_{\text{blade}}(t) = \int_0^{x_{p1}(t)} k(\alpha) P_1(x, t) B(x) x dx. \quad (34)$$

惯性力在船舯产生的弯矩 $M_{F_{\text{interia}}}(t)$ 表达式如(24)式所示. 令 $M_{P_{\text{rad}}}(t)$ 为稀疏波在船舯产生的弯矩, 其表达式为

$$M_{P_{\text{rad}}}(t) = \int_0^{x_{p1}(t)} \left[e^{-\eta t} \int_0^t e^{\eta t'} \rho_w c \cdot \ddot{w}(x, t') dt' \right] B(x) x dx. \quad (35)$$

令浮力变化在船舯产生的弯矩为 $M_{\text{buoy}}(t)$, 表达式为

$$M_{\text{buoy}}(t) = \int_0^l \rho_0 g B(x) w(x, t) x dx. \quad (36)$$

图 13 中蓝色实线为船舯横剖面的极限塑性弯矩 M_{damage} , 各外力对船舯弯矩的贡献情况也一并给出. 绿色实线为 $M_{\text{blade}}(t)$, 淡蓝色虚线为 $M_{P_{\text{rad}}}(t)$, 红色点

图 13 船舯弯矩以及各外力对船舯弯矩的贡献. (a) 线性时间轴坐标, (b) 对数时间轴坐标

Figure 13 Time history of moment on midship caused by each force. (a) Axis of time using linear ordinate, (b) axis of time using logarithmic ordinate.

划线为 $M_{F_{inertia}}(t)$, 紫色虚线为 $M_{buoy}(t)$. 由于指数衰减段的时间极短, 且各物理量在该区段变化十分明显, 图 13 中分别给出了线性时间轴(a)和对数时间轴(b)两种表示结果. 由图 13 计算结果可得, 船舯弯矩在 1.89×10^{-7} ms 时刻达到局部受损后的极限塑性弯矩 1.4131×10^4 N m, 此时船体梁模型的位移为 8.23×10^{-18} m, 速度为 1.13×10^{-7} m s⁻¹, 加速度为 939 m s⁻².

图 13 中 M_{blade} 随时间的变化曲线呈“刀锋”形状, 可以形象的称之为近距水爆冲击波对船体梁总体毁伤的“刀锋效应”, 刀锋效应是船体梁产生严重中拱破坏的主要原因, 这是因为:

(1) 由 M_{blade} 的定义(33)式可知, M_{blade} 仅由水爆冲击波载荷 $P_1(x,t)$ 和船体梁的几何尺度决定;

(2) M_{blade} 表征了近距水爆冲击波载荷在船舯横剖面上产生的弯矩, 它与 M_{damage} 的相对关系决定了船体梁的破坏程度.

根据 M_{blade} 的曲线形状可以将其分为三段: (1) 刀刃阶段, 起于 t_{s1} 止于 t_{e1} , 该阶段的特点是幅值在极短的时间内上升到大约一半峰值, 增速很快; (2) 刀尖阶段, 起于 t_{e1} 止于 t_{s2} , 该阶段幅值增速放缓, 并在 t_{s2} 时刻达到刀锋的峰值; (3) 刀背阶段, 起于 t_{s2} 止于 t_{p1} , 该阶段幅值呈迅速衰减状态.

需要引起注意的是, 针对具体的船体梁结构, 其破坏程度并非完全由 M_{blade} 所决定, 还要受到 $M_{P_{rad}}$ 的影响. $M_{P_{rad}}$ 由水中稀疏波产生, 其本质是结构在冲击

波作用方向上的顺势运动, 从而向水中产生稀疏波以降低壁压, 实际上是一种自我保护. $M_{P_{rad}}$ 的波形比较复杂, 这主要是由于船体梁各点垂向速度相差较大的原因. M_{buoy} 在整个冲击波作用阶段属于小量, 可以忽略. 表 4 给出了刀锋 M_{blade} 的构成及各阶段船体梁的响应特点.

虽然在刀刃阶段 M_{blade} 和 $M_{P_{rad}}$ 的幅值都迅速增加, 但其差值并不大, 因此惯性力在船舯产生的弯矩 $M_{inertial}$ 在刀刃阶段增长缓慢. $M_{inertial}$ 的峰值是在 M_{blade} 的刀尖阶段达到的, 之后在刀背阶段逐渐衰减. 船体梁之所以在近距水爆冲击波作用下会产生严重的中拱毁伤, 其主要原因是装药爆距远小于船长, 使得冲击波在船长方向具有较大的峰值梯度和相位差, 而正是这种峰值梯度和相位差产生了 M_{blade} 的“刀锋效应”. 当爆距与船长相当或者远大于船长时, 冲击波几乎同时达到船舯和船艏, 且两处的冲击波峰值压力相当, 此时即使装药当量很大也只能使得船体梁产生垂向的刚体运动, 不会产生中拱毁伤. 如果用本文的“刀锋效应”描述, 就是 M_{blade} 的刀尖部分越宽, 船体梁的中拱毁伤越严重, 越容易产生折断.

5 结论

针对船体梁在船舯底部遭受近距水爆冲击波作用下的总体毁伤机理进行了研究, 主要结论如下所述.

表 4 刀锋 M_{blade} 的构成及船体梁响应特点
Table 4 Composition of M_{blade} and character of dynamic response of hull girder

冲击序列		指数衰减区	指数衰减区+倒数衰减区	倒数衰减区
时间界限		$[t_{s1}, t_{e1}]$	$[t_{e1}, t_{s2}]$	$[t_{s2}, t_{p1}]$
刀锋 M_{blade} 构成		刀刃	刀尖	刀背
$M_{Prad}(t)$		正向迅速增加	反复波动→正向峰值	倒数衰减
$M_{inertial}(t)$		负向增加	反复波动→负向峰值	衰减
船体梁响应特点	垂向位移	船舯	正向增加	正向增加
		船艏	正向增加	正向增加
		相对	正向增加	正向增加
	垂向速度	船舯	正向迅速增加	正向迅速增加→增速放缓
		船艏	负向增加	负向峰值→零→正向增加
		相对	正向迅速增加	正向峰值
	垂向加速度	船舯	正向增加	正向峰值
		船艏	负向增加	负向峰值→正向峰值
		相对	正向增加	正向峰值→负向峰值
	角位移		正向增加	正向增加
	角速度		正向迅速增加	正向峰值
	角加速度		正向增加	正向峰值→负向峰值

(1) 近距水爆冲击波入射波和反射波的合力在船舫产生的弯矩 M_{blade} 随时间的变化曲线酷似“刀锋”, 可以形象的称之为 M_{blade} 对船体梁总体毁伤的“刀锋效应”. M_{blade} 是船体梁总体中拱毁伤的主因, 仅由冲击波载荷和船体梁几何尺度决定.

(2) “刀锋效应”之所以会使船体梁产生中拱毁伤, 其主要原因是爆距远小于船长, 从而造成了水下爆炸冲击波在船长方向具有较大的峰值梯度和相位差.

一般来说, M_{blade} 的刀尖跨度越宽且峰值越大, 船体梁的总体毁伤则越严重.

(3) M_{blade} 的定义具有明显的军事价值: 作为攻击方可以方便的根据敌方水面目标级别确定采取何种水中兵器和工况展开攻击; 而作为防护方则可以根据己方船体的设计参数评估其所能承受的水中兵器攻击级别. 针对具体的舰船型号, 其破坏程度还要受到 $M_{P_{\text{rad}}}$ 的影响.

参考文献

- 1 Zhang Z H. Similarity research of anomalous dynamic response of hull girder subjected to near field underwater explosion. *Appl Math Mech*, 2011, 32: 1491–1504
- 2 Vernon T A. Whipping Response of Ship Hulls from Underwater Explosion Bubble Loading. Report, AD-A178096, 1986
- 3 Holloway D S, Thomas G A, Davis M R. Boundary element methods in the prediction of the acoustic damping of ship whipping vibrations. *Austd New Zealand Ind Appl Math*, 2003, 45: 845–856
- 4 Stettler J W. Damping Mechanisms and Their Effects on the Whipping Response of a Submerged Submarine Subjected to an Underwater Explosion. Dissertation for Master Degree. Bethlehem: Lehigh University, 1983
- 5 Chen Y, Tong Z P, Hua H X, et al. Experimental investigation on the dynamic response of scaled ship model with rubber sandwich coatings subjected to underwater explosion. *Int J Impact Eng*, 2009, 36: 318–328
- 6 Zhang A M, Yao X L, Li J. The interaction of an underwater explosion bubble and an elastic-plastic structure. *Appl Ocean Res*, 2008, 30: 159–171
- 7 Zong Z. A hydroplastic analysis of a free-free beam floating on water subjected to an underwater bubble. *J Fluids Struct*, 2005, 20: 359–372
- 8 Zong Z. Dynamic plastic response of a submerged free-free beam to an underwater gas bubble. *Acta Mech*, 2003, 161: 179–194
- 9 Zhang Z H, Zhu X, Feng G, et al. Numerical analysis of ship dynamic response due to shock waves induced by long-distance underwater explosion. *Ship Building China*, 2003, 44: 36–42
- 10 Jen C Y, Lai W H. Transient response of multiple intersecting spheres of deep-submerged pressure hull subjected to underwater explosion. *Theor Appl Fracture Mech*, 2007, 48: 112–126
- 11 Ucar H. Dynamic Response of a Catamaran-Hull Ship Subjected to Underwater Explosions. Dissertation for Master Degree. Monterey: Naval Postgraduate School, 2006
- 12 Liang C C, Tai Y S. Shock responses of a surface ship subjected to noncontact underwater explosions. *Ocean Eng*, 2006, 33: 748–772
- 13 Gong S W, Lam K Y. On attenuation of floating structure response to underwater shock. *Int J Impact Eng*, 2006, 32: 1857–1877
- 14 Sprague M A, Geers T L. A spectral-element/finite-element analysis of a ship-like structure subjected to an underwater explosion. *Comput Meth Appl Mech Eng*, 2005, 195: 2149–2167
- 15 Shin Y S. Ship shock modeling and simulation for far-field underwater explosion. *Comput Struct*, 2004, 82: 2211–2219
- 16 Schneider N A. Prediction of Surface Ship Response to Severe Underwater Explosions Using a Virtual Underwater Shock Environment. Dissertation for Master. Monterey: Naval Postgraduate School, 2003
- 17 Zamyshlyayev B V. Dynamic Loads in Underwater Explosion. Report. AD-757183. 1973
- 18 Cole R H. Underwater Explosions. New York: Dover Publications Inc, 1948
- 19 赵海峰. 水面舰艇在水下近距离爆炸作用下的总体结构损伤特性. 硕士学位论文. 武汉: 海军工程大学研究生院, 2012
- 20 Geers T L, Lewis B A. Doubly asymptotic approximations for transient elastodynamics. *Int J Solids Struct*, 1997, 34: 1293–1305
- 21 金咸定, 赵德友. 船体振动学. 上海: 上海交通大学出版社, 2000
- 22 Nurick G N, Martin J B. Deformation of thin plates subjected to impulsive loading-a review, Part II: Experimental studies. *Int J Impact Eng*, 1989, 8: 171–186

“Blade effect” on the overall damage of hull girder caused by near field undex shock wave

ZHANG ZhenHua^{1*} & WANG Yu²

¹ *Department of Ship & Ocean Engineering, Naval University of Engineering, Wuhan 430033, China;*

² *Naval Academy of Armament, Beijing 100161, China*

The hog damage phenomenon of hull girder subjected to near field undex shock wave on midship is implemented. Firstly, the space-time field of impact load on hull girder subjected to near field undex below the midship is analyzed. Based on the motion pattern of hull girder, motion differential equations in different phases are established and solved respectively. By comparing the theory result with the experiment, the theoretical method is proved to be correct. The damage mechanism of hull girder is revealed by analyzing the motion law of hull girder, and the concept of “blade effect” which causes the overall damage of hull girder subjected to near field undex shock wave is presented.

undex, shock wave, near field, hull girder, overall damage, hogging

PACS: 62.50.+p, 47.40.-x, 43.40.Jc

doi: 10.1360/SSPMA2014-00462