船舶結構遭錐狀體撞擊時的撕裂破壞之研究

洪 振 發 节 黄 萬 偉

國立台灣大學 工程科學及海洋工程學系 關鍵詞:船舶結構、撞擊、剪切破壞模式、能量消散、抗撞阻力、簡算式、FEM

摘 要

船舶碰撞與擱淺時造成的結構破壞有多種模式,本文著重在錐狀物體與船體結構撞擊所造成的剪切撕 裂形態的破壞狀況。先檢討近 20 年來文獻上在分析板結構受錐狀體撞擊狀況時,破壞模式的假設與理論的 思考方式,以及建議的預估板結構的破壞消能與抗撞阻力的簡算式。其次歸納錐狀體撞擊平板的破壞模式 與板塊結構撕裂之力學特性,建立撕裂破壞模式,推導合理的簡化半理論估算方法以推算破壞狀況下的能 量消散與切割阻力。並以有限元素模型分析板塊結構受錐狀體撞擊的撕裂破壞狀況,其結果與不同估算方 式比較,檢討本文推導簡化估算式的精確性。

最後選擇NSWC 4種不同船舶擱淺撞擊模型中之兩種[18],以有限元素分析,並採用等效板撞擊撕裂模型以不同估算方式推估,比較其結果與確認本文應用之可行性。

前 言

依據英國勞氏驗船的統計資料從1995年到1998年 之間[1],共有674艘船總噸位高達3.26百萬GT發生船 損事件,有關擱淺事故的船隻估17%,總噸則估24%。 如以100米以上船舶來估算則1990年到1999年中的統 計數字顯示約每年每船發生擱淺的比例為2%,其中約 有半數肇因於船舶碰撞。

船舶碰撞與擱淺的破壞形態大約可分成四大類: 1. 板殼與樑結構的剪切破壞與局部捲曲。

船體遭受錐狀體撞擊,造成剪切形態的破壞,如 船殼板被切開而捲曲,樑與肋骨被剪斷而彎曲與扭曲 的破壞模式,為船舶擱淺或觸礁時常見的破壞模式。

2. 板殼與樑結構的褶皺與破裂。

以船體迎受鈍形剛體的碰撞為主,破壞的現象為 船殼板與樑結構受壓擠而挫曲不穩定,造成凹陷與褶 皺變形,也可能產生破裂。

3. 板殼與樑結構的塑化彎曲與面內塑性變形。

板殼與樑結構受到側向撞擊,造成全塑化彎曲, 面內延展塑性變形。

4. 船體側面撞擊造成板殼穿透與樑剪斷。

船側受碰撞時,船殼板可能被穿透,縱樑與垂向 橫樑受撞擊而斷裂。

† 責任作者(hungef@ntu.edu.tw)

船體碰撞與擱淺過程,產生複雜的結構變形與破壞狀況,為建立有效的評估方法,Minorsky [2]分析26 艘船舶碰撞資料而提出下列估算式:

$$E = 47.2R_T + 32.7 \qquad \text{(MJ)} \tag{1}$$

其中E為破損結構的吸收能量,RT為結構損壞材料 體積(單位m³)。式中以破壞結構的材料體積為基準, 估算碰撞後結構吸收能量的大小,雖可概略估算碰撞 後結構破損狀況,但很容易被誤為抗撞能力與結構的 材料使用量成正比。在撞擊過程,複雜的船體結構間 能量的傳導狀況,與結構形態、受力狀況有關,也決 定了損壞機制與損壞狀況。因此過去40年,有不少研 究持續進行不同的碰撞擱淺的理論探討與推導簡化估 算方法,如Amdahl、Abramowicz、Wierzbicki、Simonsen、 Wang et al、Pedersen & Zhang、Peschman等[3~9]。估 算法共通的方式,以運動能量的轉換來估算結構吸能 而受損的狀態。碰撞過程,結構在高能量轉換之下, 結構的力學行爲與材料特性的考量比靜態受力的狀況 複雜很多。材料除了彈塑性關係,還需考慮摩擦、不 可逆能量轉換等影響;結構變形狀態需考慮結構件的 損壞、接觸、脫離等現象,故無法以單純的解析方法 來處理。不少人以有限元素法來分析船舶碰撞與擱淺 問題,如Kitamura、Sterndof & Pedersen、Kuroiwa、

Kajaste-Rudniski & Kujala、Lehmann et al等研究[10~ 14]。理論上FEM是可以將結構細分到合理的結構單 元,實際上複雜船體結構的FEM模型若分得太細,則 其元素個數非常龐大,需要龐大的計算資源。此外當 結構件破壞、摩擦、接觸、局部碰撞、應變率改變以 及能量轉換,應力流的疏導等問題在FEM分析過程均 需有特定處理方式,非熟練分析師不易處理完善。尤 其在暫態分析過程要在每一個元素中考慮到多個時步 的變化歷程。元素分細,則所需時步也變小,計算量 變龐大。元素分得太粗則隱藏著較多的模型未確定因 素,處理上也相當複雜。因此船舶的碰撞與擱淺問題 的研究也有藉由半理論推導簡算式,並以試驗來確認 簡化估算式與有限元素模型的可靠性。如Kitamura et al [15]、Jones [16]、Pedersen et al [17]、Wierzbicki & Thomas [5]、Rodd [18]與Pescheman [9]等。



圖1 Thomas & Wierzbicki之破壞模型[5]



圖2 平板受鍥型體面內方向衝擊而破裂示意圖

在歐美日等造船界過去15年來持續投下相當多人 力與資源進行船舶碰撞與擱淺的研究,在這個領域的 研究已儼然形成一個跨國研究群,雖無正式國際合作 之名,但各國研究單位在國際組織如ISSC的架構下, 或有志者召集的國際會議上已實質的進行經驗交流與 成果共享,如Ohtsubo et al [19]。相對的,這個領域國 內投入研究的人頗少,只見李雅榮等[20]研究成果。

本文重點放在船體結構在遭受錐狀體碰撞時所造成的剪切形態的破壞,其他損壞模式將後續逐次提出專文。先從檢討剪切破壞模式與理論簡算方法開始,如Vaughan [21]、Minorsky [2]、Lu & Calladine [22]、Ohtsubo & Wang [23]、Paik [24]、Pedersen & Zhang [8]等研究,其次推導半理論估算式,並以有限元素分析確認其可靠性。

船體結構遭鍥型錐體碰撞之理論模型

1. 基本想法

Jones & Jouri [16]將板受楔形體撞擊時的能量分 為四類

$$W = W_c + W_d + W_e + W_f \tag{2}$$

其中W_c為為剪切能(板被切開之部份);W_d為捲曲變形 能(捲曲變形的部份,包含塑性彎曲與剪力影響);We 為彈性能(包含彈性波效應與支架吸能部份);W_f為與 摩擦力消耗能量。

針對不同破壞模式吸收能量作粗略分類,有助於 分析方式依分類的力學特性發展。

Thomas於1992年進行了一連串的鋼板切割實驗,他和Wierzbicki於1993年提出如圖1的鋼板受鍥型 體切割破壞模型[5],將板的切割破壞分成「切開板的 塑性捲曲」與「裂縫前端的薄膜塑性化」兩種破壞機 制,兩者之間的關係由鋼板的捲曲半徑R來維繫。塑 性捲曲能量和捲曲半徑R成反比,但是塑性張力吸能 則和捲曲半徑R成正比。他們假設在錐形尖端處之鋼 板會產生裂縫延伸的現象,而引進了無因次參數的開 口位移(crack opening displacement (COD))。如圖1顯示 板撕裂深度l包含鍥型錐體穿入深度與裂縫延伸深度。

2. 估算方法

平板受鍥形錐壓擠造成撕裂如圖2 ,l為平板撕裂 深度、 θ 為鍥形之半錐角, α 為板對鍥形錐之傾斜角, t為板厚,W為消耗之能量,F為鍥形錐對板之施力。 假設 σ_0 為材料之塑流應力(flow stress)。在施力與切割 變形平衡狀態時,板的切割阻力與F相同。

Akira & Kitamura [25]假設板被切割之範圍所受之應力等於材料之降伏應力 σ_y ,而提出下列估算式

$$W = \sigma_y t l^2 \tan \theta$$

$$F = 2 \sigma_y t l \tan \theta / \cos \alpha$$
(3)

Vaughan [26]結合Akira & Kitamura [25]所提出之 公式和Minorsky [2]所建議之船舶碰撞經驗公式整理 出以下估算式

$$W = 33.9 t l + 0.095 t l^{2} \tan \theta$$

$$E = (22.0 t + 0.10 t l \tan \theta) / \cos \alpha$$
(4)

$$F = (33.9 t + 0.19 t t \tan \theta) / \cos \alpha$$

其中2 θ =60°, t和l之單位為公厘(mm), F之單位為kN, W之單位為N·m。

Vaughan [21]於1980年針對鍥形锥墜落切割鋼板 試驗研究,提出改良式

$$W = 5.5 t^{1.5} l + 0.0044 t^2 l^2 / \tan\theta$$

$$F = \left(5.5 t^{1.5} + 0.0088 t^2 l \cdot \tan\theta\right) / \cos\alpha$$
(5)

其中α=10°,0.75<t<1.9 mm,2θ=10°、30°、60°。Woisin [27]在德國核子動力商船研究中心(GKSS)進行鍥形锥 墜落切割鋼板試驗研究,歸納小角度錐形體撞擊不考 慮錐角度之估算式

$$W = 4.8 t l^{1.7}$$

F = 8.16 t l^{0.7} / cos \alpha (6)

Lu & Calladine [22]把先前的文獻整理後作一總結,提 出鋼板受錐體切割時,會有「切開板的塑性捲曲」與 「裂縫前端的薄膜張力」兩種破壞機制,摩擦力也存 在。在一連串的實驗後,提出下式

$$W = C_{1.3} \sigma_0 t^{1.7} l^{1.3}$$

$$F = 1.3 C_{1.3} \sigma_0 t^{1.7} l^{0.3} / \cos \alpha$$
(7)

其中 $\alpha=0^{\circ}$,0.7<t<2 mm,2 $\theta=10^{\circ}$ 、40°, $C_{1,3}$ 為材料在 實驗狀況之參數,軟鋼之 $C_{1,3}=2.3$ 。他們認為上述兩種 機制會互相影響,不能把它們分開考慮,而只用一個 方程式表示,式(7)無破壞應變項,因其在實驗數據中 修正過而含於係數 $C_{1,3}$ 中。

Thomas & Wierzbicki [5]的研究結論指出鋼板之 受鍥形錐切割時,鍥形錐之6角對切割阻力與開口變位 之影響都很小。他們也提出當鍥形錐之26角度很小 時,鋼板之受力行為便會強烈受到摩擦力影響,他們 利用簡單之模型推導出下式

$$W = 2.34 \sigma_0 t^{1.6} \mu^{0.4} \overline{\delta_t}^{0.2} l^{1.4}$$
(8)

$$F = 3.28 \sigma_0 t^{1.6} \mu^{0.4} \overline{\delta}_t^{0.2} l^{0.4} / \cos \alpha$$

其中: $10^{\circ} \le \theta \le 30^{\circ}$, μ 為庫倫摩擦係數, δ 為裂縫開口 變位, $\overline{\delta}_t = \delta_t / t$, $0.1 \le \mu \le 0.4 \circ$

Paik[24]在加強肋板的切割實驗研究,利用最小平 方法回歸出下列估算式

$$F = 1.5 C_{1.5} \sigma_0 t_{eq}^{1.5} l^{0.5}$$

$$W = C_{1.5} \sigma_0 t_{eq}^{1.5} l^{1.5}$$
(9)

其中 $C_{1.5}$ =3.760 θ^2 -1.156 θ +1.112, t_{eq} 為將加強肋斷 面積納入板截面積考慮的等效厚度。

Ohtsubo和Wang [23]利用切割阻力極限値的想法 求出板受錐體切割時之切割阻力與消耗能量估算式

$$F = 1.51 \sigma_0 t^{1.5} l^{0.5} (\sin \theta)^{0.5} (1 + \frac{\mu}{\tan \theta})$$

$$W = 1.0 \sigma_0 t^{1.5} l^{1.5} (\sin \theta)^{0.5} (1 + \frac{\mu}{\tan \theta})$$
(10)

Zhang [28]改良Thomas & Wierzbicki [5]之破壞模型,提出圖3的破壞模型,並推導出下列估算式

$$F = 1.586 \sigma_0 t^{1.5} l^{0.5} \varepsilon^{0.25} (\cos\theta)^{-0.5} \left(1 + \frac{\mu}{2 \tan\theta}\right)$$

$$W = 1.057 \sigma_0 t^{1.5} l^{1.5} \varepsilon^{0.25} (\cos\theta)^{-0.5} \left(1 + \frac{\mu}{2 \tan\theta}\right)$$
(11)

Zhang [29]將式(11)為修改為

$$F = 1.942 \,\sigma_0 \,t^{1.5} \,l^{0.5} \,\varepsilon^{0.25} (\tan\theta)^{0.5} \,(1 + \frac{\mu}{\tan\theta})$$

$$W = 1.295 \,\sigma_0 \,t^{1.5} \,l^{1.5} \,\varepsilon^{0.25} (\tan\theta)^{0.5} \,(1 + \frac{\mu}{\tan\theta})$$
(12)

板剪切破壞模型與估算式推導

在圖3鋼板受錐形體切割破壞模型中,鋼板受到錐 形尖端前進壓擠時會產生撕裂,但是裂縫不會自動延 伸,同時塑性變形只在ABCDEF區域裡產生,其他的 區域保持彈性變形。塑性變形區域可以分成兩個部 分;以BE為分隔線的BCDE區,由於板受拉伸會產生 塑性變形,另外一部份ABEF區,板被切成兩邊,各自 產生圓柱形狀的捲曲。BCDE區受拉伸塑性變形以致 撕裂而使切割深度繼續增加,需考慮斷裂應變(rupture strain),因此可以確定板之切割阻力與材料的降伏強度 和斷裂應變有關。

本文延續Zhang [28]提出的破壞模式進行修正,將 錐體撞擊板時,錐體動能的消散分成全塑化彎曲能、 薄膜塑性能與摩擦能消耗等三項,據以推導板的抗撞 阻力與消能估算式。





圖4 BE線受錐體壓擠之變形狀況

1. 彎曲能量消散率

如圖3,假設板被錐體撞擊撕裂後,撕開部分的塑 性彎曲能量增加量都集中在兩條彎曲移動線AB及 EF,移動線之長度為 *l_{AB}=l/cosθ*,其中*l*為切割長度。 彎曲能量消散率可由下式表示

$$\dot{E}_{b} = 2M_{0}l_{AB}\dot{\psi} = 2M_{0}\frac{V\sin\theta}{R}l_{AB}$$

$$= 2(\frac{2}{\sqrt{3}}\frac{1}{4}\sigma_{0}t^{2})(\frac{V\sin\theta}{R})(\frac{l}{\cos\theta})$$

$$= \frac{1}{\sqrt{3}}\sigma_{0}t^{2}\frac{l}{R}V\tan\theta \qquad (13)$$

其中: *M*₀為AB及EF線上的單位長度塑性彎曲力 矩, *ψ* 為在AB與EF線上產生捲曲的角速度, *V*為鍥形 錐前進速度, *R* 為板之捲曲圓柱半徑。

2. 薄膜能量消散率

假設鍥形錐體的前端的薄板只在鍥形錐之尖端區 域BCDE面積內發生塑性,當錐體前進時,尖端區域 在平行BE線之方向受拉伸,到CD線時拉伸力為零, 因此薄膜能量消散率可表示為

$$\dot{E}_m = \iint\limits_{S} \; \frac{2}{\sqrt{3}} \sigma_0 \; t \; \dot{\varepsilon}_{11} \; dS \tag{14}$$

其中S為受拉伸塑性變形區域(即BCDE), $\dot{\varepsilon}_{II}$ 為平行BE線之伸張應變率,點B為移動線AB和BE線的交點, BC線和鍥形錐之前進方向平行, CD線由AB之延長線和鍥形錐中線之交點為基準。

利用幾何關係,在圖3,BC線之長度(H)為: $H= R/\sin\theta$ 。BE線之半長度b為: $b=R/\cos\theta$ 。假設BE線的變形為折線狀,如圖4所示,可求出BE線的平均應變為

$$\varepsilon_0 = \frac{BO - b}{b} = \sqrt{1 + (\delta_0 / b)^2} - 1 \approx \frac{1}{2} (\delta_0 / b)^2 \quad (15)$$

其中ゐ為BE線中點之凹陷深度,其平均應變率為

$$\dot{\varepsilon}_0 = \delta_0 \delta_0 / b^2 \tag{16}$$

假設凹陷深度由BE向CD為線性變化,由&逐漸減少至零,即

 $\delta_x = \frac{x}{H} \delta_0 , \quad x = [0, H]$

x為從CD線開始計算之距離,因此在x之平均應變率可表示為

$$\dot{\varepsilon}_{11}(x) = (\frac{x}{H})^2 \frac{\delta_0 \dot{\delta}_0}{b^2} = (\frac{x}{H})^2 \frac{\delta_0}{b^2} V$$
(17)

把上式代入式(14)後並積分,可得到

$$\dot{E}_m = \frac{4}{3\sqrt{3}}\sigma_0 t \delta_0 \frac{H}{b} V \tag{18}$$

由前述BE線上中央處開始拉裂,則其應變的應等於材料之破壞應變,由式(16)可得凹陷的與底之關係為

$$\delta_0 = b \sqrt{2\varepsilon_f} \tag{19}$$

最後式(18)可改寫為

$$\dot{E}_m = \frac{4}{3\sqrt{3}}\sqrt{2\varepsilon_f}\,\sigma_0 t \frac{R}{\sin\theta} V \tag{20}$$

3. 塑性變形阻力

由虛功原理,結構抗撞阻力之功率應與上述之能 量消散率相等,可以下式表示

$$F_p V = \dot{E}_b + \dot{E}_m \tag{21}$$

其中F_p為板結構之塑性變形阻力。將式(13)和(20)代入式(21),可得

$$F_p = \frac{1}{\sqrt{3}}\sigma_0 t^2 \frac{l}{R} \tan \theta + \frac{4}{3\sqrt{3}}\sqrt{2\varepsilon_f}\sigma_0 t \frac{R}{\sin \theta}$$
(22)

令式(21)的功率對板塑性彎曲半徑R分佈為最小,即

$$\frac{\partial (F_p V)}{\partial R} = 0$$

可得

$$R = 0.7282t^{0.5} l^{0.5} \varepsilon_f^{-0.25} (\cos\theta)^{-0.5} \sin\theta$$
 (23)

把式(23)及代式(22)可得板結構之塑性變形阻力
$$F_p = \sigma_0 t^{1.5} l^{0.5} \varepsilon_f^{0.25} (\cos \theta)^{-0.5} (0.7928 + 0.7928)$$

$$= 1.586\sigma_0 t^{1.5} l^{0.5} \varepsilon_f^{0.25} (\cos\theta)^{-0.5}$$
(24)

4. 摩擦切割阻力

在板受切割之實驗中顯示摩擦力的影響是相當重要的,Astrup [33]由實驗發現板厚愈大,摩擦阻力所佔之部分也愈大。板在錐體接觸面法線方向所受之力為

$$F_n = \frac{F_p}{2\sin\theta} \tag{25}$$

利用庫倫摩擦定理可得鋼板與錐體之摩擦力,其在切割方向的分量為摩擦切割阻力,可表為

$$F_f = 2\mu F_n \cos\theta = F_p \frac{\mu}{\tan\theta}$$
(26)

5. 切割阻力與結構破壞消散能量

把塑性變形阻力及摩擦切割阻力相加,可得板之 切割阻力

$$F = F_p + F_f$$

= 1.586 $\sigma_0 t^{1.5} l^{0.5} \varepsilon_f^{-0.25} (\cos\theta)^{-0.5} (1 + \frac{\mu}{2})$ (27)

板的塑性變形及摩擦所消散之能量爲

$$E = \int_0^l F \, dl$$

$$= 1.057 \, \sigma_0 \, t^{1.5} \, l^{1.5} \, \varepsilon_f^{0.25} \, (\cos\theta)^{-0.5} \, (1 + \frac{\mu}{\tan\theta})$$
(28)

6. 切割阻力與結構破壞消散能量之下限值

式(27)與(28)係假設圖3中之薄板塑性區BEDC為 矩形所導出,在圖1中Thomas & Wierzbicki模型則考慮 塑性區為三角形。在下面數值分析例,檢討FEM分析 錐體撞擊板結構所得之應力分佈,如圖5可見,錐體前 端薄板塑性區BEDC並非矩形如圖3,也非三角形如圖 1,應介於兩者之間,從應力分佈概況,可假設其塑性 邊緣曲線為n次曲線

$$b_{x} = \left(1 - \left(x/H\right)^{n}\right) \cdot b \tag{29}$$

當上式次數n為3時,應為塑性區範圍的下限,依前述的推導可得板塑性彎曲半徑 R 為

$$R = 1.03 t^{0.5} l^{0.5} \varepsilon_f^{0.25} (\cos\theta)^{0.5} \sin\theta$$
(30)

對應b_x為三次函數之板切割阻力F與結構破壞消 散能量E分別為

$$F = 1.121 \,\sigma_0 \, t^{1.5} \, l^{0.5} \, \varepsilon_f^{0.25} \left(\cos\theta\right)^{0.5} \left(1 + \frac{\mu}{\tan\theta}\right) \qquad (31)$$

$$E = 0.7475 \,\sigma_0 t^{1.5} \, l^{1.5} \, \varepsilon_f^{0.25} \left(\cos \theta \right)^{-0.5} \left(1 + \frac{\mu}{\tan \theta} \right) \qquad (32)$$





為了和各個估算式相互比較,我們令本文A為式 (27)與(28),應偏向上界值;而本文B則為式(31)與 (32),應偏向下界值。下列比較研究可以看到本文A及 本文B和各個估算式結果之比較。

數値分析

本文利用LS-DYNA分析鍥形錐體壓擠平板的破壞狀況,與前述各種不同估算式計算結果比較。

1. 分析模型

鋼板:

鋼板模型之尺寸:15cm×20cm×2mm

楊氏模數E = 2.10×10¹¹ N/m²

密度= 7800 kg/m³,降伏應力= 1.817*10⁸ N/m²

破壞應變 = 0.4, 塑流應力 σ_0 = 250MPa,

波森比=0.3,摩擦係數=0.2

應變率之影響採用Cowper-Symonds [36]的經驗式

$$\frac{\sigma_d}{\sigma_y} = 1 + \left(\frac{\dot{\varepsilon}}{C}\right)^{\frac{1}{p}}$$
(33)

其中 σ_d 為動態降伏應力, σ_y 為靜態降伏應力, $\dot{\epsilon}$ 為應變率,應變率參數: $C=40.4s^{-1}$,P=5

鍥形錐:

本文分析例之鍥形錐之半角分成30°及20°兩種,其 三邊長分別為:6cm×6cm與5.53cm×5.53cm× 3.78cm。

令鍥形錐爲鋼體

2. 負載

施加於鍥形錐之固定力: $\theta = 30^{0}$ 時, P = 15.5KN; $\theta = 20^{0}$ 時, P=10KN

3. 接觸模式

在LS-DYNA中設定

*Contact_Automatic_Surface_to_Surface

4. 分析結果

圖5為半角30⁰及20⁰之鍥形錐衝擊平板以FEM分 析所得之應力分佈,圖中顯示在鋼板裂口尖端區域並 無Thomas & Wierzbicki[5]所提出模型裂縫尖端的裂縫 延伸之現象。另外,由圖5可以發現裂縫前端的BCDE 塑性區是介於三角形與矩型之間。圖6顯示 θ=30⁰與 θ=20⁰時,被切開部分鋼板的捲曲半徑與切割深度的 分佈圖。假設式(29)中之n-次函數分別為3、5與7次函 數之捲曲半徑R的變化可見於圖中。式(13)與式(20)分 別顯示,全塑化彎曲能量與R成反比,面內塑性化能 量與R成正比;在有效範圍內切割阻力與破壞結構的 消散能量隨R減小而變大。

圖7與圖8分別為FEM分析結果與前述各種估算方法計算不同切割深度下,板的切割阻力與板的吸收能



圖6 鍥形錐之半角0為30⁰及20⁰時平板被撞裂部分之 捲曲半徑隨切割長度之變化



(a) $\theta = 30^{\circ}$







圖8 FEM與不同估算法計算吸收能量比較

量分佈。板的高度為15cm, FEM分析在切割深度超 過14cm時,裂縫前端之塑性區已觸及邊界不具比較意 義,故圖中之比較應到切割深度14cm為止。FEM模擬 撞擊試驗,故以暫態分析進行,在切割過程切割阻力 呈現振動起伏,估算式係依破壞狀態推導,無振動起 伏現象。在結構吸能方面FEM分析結果雖包含彈性位 能,但其比例較塑性消散能量小很多,故FEM分析之 能量起伏也很小。θ=20⁰時,錐體半角較小,初始切 割速度較快其動態反應也較θ=30⁰時的動態反應大。

圖中本文A為式(27)與(28);本文B為式(31)與 (32)。比較結果可見,Paik的估算結果偏高,Thomas & Wierzbicki (1993) [5]的估算式偏低。Lu & Calladine (1990)[22]、Ohtsubo & Wang(1995)[23]與Zhang(1999) & (2002) [31, 32]的結果分佈在本文A與本文B之間。 FEM計算結果,能量分佈與本文A結果較一致。切割 阻力分析結果,在 $\theta=20^{0}$ 時,FEM與Lu & Calladine (1990)[22]結果較為一致與本文B也頗爲接近;在 $\theta=30^{0}$ 時,則FEM計算結果與本文A結果較一致。

船舶擱淺分析應用

Rodd [24]提出美國水面武器研究中心(Naval Surface Warfare Center簡稱NSWC) 4種不同船底結構 模型之船舶擱淺撞擊之實驗結果,模型與實體比例為

 試驗車之重量
 223 噸

 撞擊前之初始速度 V
 12節(=6.2 m/s)

 使用之材料
 ASTM A569

 降服強度 σ_y 283 MPa

 極限強度 σ_u 345 MPa

 塑流應力 $\sigma_0 = (\sigma_y + \sigma_u)/2$ 314 MPa

 破壞應變
 0.22

表1 NSWC船體擱淺試驗參數

表2 模型NSWC1與NSWC3之主要尺寸

	NSWC 1	NSWC 3
長度(m)	7.32	6.09
寛度(m)	2.54	2.55
雙層底高(m)	0.38	0.40
上底板之厚度(mm)	3.0	3.4
下底板之厚度(mm)	3.0	3.0
底板縱向加強材(mm):	上:5x35x3.0	
腹板高x面板寬x板厚	下:69x32x3.0	
縱向腹板厚度(mm)		3.0
中心縱桁之厚度(mm)	2.3	3.0
隔艙壁之厚度(mm)	6.0	3.0
橫向肋板之厚度(mm)	2.3	
結構體積總和(m³)	0.245	0.277

表3 NSWC1與NSWC3模型的FEM模型資料

	NSWC1	NSWC3	
節點數	151700	66000	
元素數	124170	57408	
網格大小	3cm x 3cm	4cm× 4 cm	

1:5, 試驗研究主要目的是模擬30,000至40,000 DWT之 油輪, 受到圓錐狀岩石撞擊之破壞情形, 探討不同船 底結構擱淺時之能量消散與切割阻力,並比較其抗撞 能力。圖9為擱淺試驗佈置圖,船體結構模型架在軌道 車上,從高處滑行而下,船體以初速度12節撞擊人工 的圓錐狀岩石,模型的相關資訊如表1。

1. 問題敘述

本文重點在比較不同估算式與FEM分析結果的異同,只取四個模型試驗中兩個,即模型NSWC 1及 NSWC 3,如圖10。NSWC 1為傳統式雙層底結構,上 下兩底板設有縱向肋板,以橫向大肋板支撐縱向肋 骨,雙層底有中央縱向肋版。而NSWC 3 設縱向肋板 連接兩底板,無橫向大肋版,船底橫向隔艙壁為雙層 結構。上底板厚度大於下底板。船體以初速度V=6.174



圖9 NSWC船舶擱淺試驗佈置圖(Simonsen [31])



(b) 模型NSWC 3圖10 Simonsen [31]船體擱淺比較模型

m/s撞擊錐柱體,為簡化問題將圓錐體視為剛體,船體 以鋼板構成。Simonsen[31]進行NSWC模型船舶擱淺試 驗的主要尺寸如表2所示。

2. FEM模型

FEM模型中的設定如下:

a. 材料:本文採用兩段線性彈塑性材料(bilinear plastic kinematic)模型及相關參數設定如下: 楊氏模數E = 2.05*10¹¹ N/m² 切線模量(Tangent modulus) = 2.07*10⁸ N/m²

密度= 7850 kg/m³ , 降伏應力= 2.83*10⁸ N/m²



(a) Simonsen(1997)[31]計算之結果和實驗比較





破壞應變 = 0.3 , 摩擦係數 = 0.2 波森比(Poisson ratio) = 0.3

Cowper-Symonds [36]應變率參數*C*=40.4 s⁻¹, *P*=5 **b. 接觸模式:**在LS-DYNA中設定為

*Contact Automatic Single Surface

- c. 邊界條件:圓錐固定不動,其頂角為90⁰,高為0.76 m,底半徑為0.76 m
- d. 負載狀況:船體模型以初始速度6.2 m/s前進
- e. 船體與錐體初始位置:船體中心線與錐體中心線在 同一平面,船體上甲板前端比錐體頂端高5.08cm,

上甲板後端比錐頂低38cm(NSWC1模型)與40cm (NSWC3模型),撞擊初始上底板不被切割。

FEM模型全部採用4節點殼元素,網格的大小,元素和節點總數等列於表3。

圖11(a)為Simonsen(1997)[31] 進行NSWC1模型 擱淺試驗,船體撞擊過程的X與Y方向受力總和計算與 試驗結果之比較;圖11(b)為本文採用LS-DYNA分析相 同狀況之結果。Simonsen分階段估算損壞結構件之能 量消散率與切割阻力,故其結果呈現階段線性狀態。 比較圖11(a)與圖11(b),顯示有限元素分析結果之動態 效應較大,曲線跳動較大且形狀較尖銳,應為FEM分 析結果取樣頻率較高之故。整體而言LS-DYNA計算結 果與試驗結果頗爲一致,故以下不同方法計算結果之 比較以LS-DYNA計算結果爲基準。

3. NSWC 1 擱淺模型分析結果比較

NSWC 1試驗當破壞長度為5.46m時,試驗過程算 出船體結構所吸收之能量為3.25 MJ,結構體積總和為 0.245m³,因此每單位體積所吸收之能量為13.3MJ/m³。

在估算過程將船底板與加強肋骨面積合併而換算 成等效板厚。

下底板等效厚度為

$$t = 3.0 + \frac{(69.9 + 31.8) \times 3 \times 18}{2540} = 5.16 \text{ mm}$$

將船底中心縱肋板倂入計算,則其等效厚度為 2.3×380/2540 = 0.344mm

上底板的等效厚度為

$$t = 3.0 + \frac{(35+35) \times 3 \times 18}{2540} = 4.488 \,\mathrm{mm}$$

上底板大約到達模型的一半長度時才開始與圓錐頂接 觸,因此需分兩階段計算:

a. 當切割長度小於3.66m時,只有下底板與縱向肋板 被切割,其等效厚度為

 $t_{eff} = 5.16 + 0.344 = 5.504$ mm

b. 當切割長度大於 3.66m 時,上下底板同時被切割。
 圖12為分成兩階段,分析NSWC 1試驗模型之結果
 疊加示意圖。

船體擱淺破壞的結構件包含橫向隔艙壁與橫肋, 其破壞模式非切割模式,而是板樑受到橫向集中力造 成的大變形拉伸破壞模式,此模式可採用Pedersen & Zhang [8]的能量估算式

$$E = 0.77\varepsilon_c \sigma_0 R_T \tag{34}$$

其中 ε_c 爲破壞應變, σ_0 爲塑流應力, R_T 爲破壞結構件體積。

不同方法對NSWC 1試驗模型切割阻力與破壞結 構能量消散對應於切割長度之分佈如圖13與圖14所 示。







圖13 不同方法分析NSWC 1模型切割阻力結果比較



圖 14 不同方法分析 NSWC 1 試驗模型之結構能量消 散結果比較

表4 NSWC 1模型中各估算式及LS-DYNA所計算能 量之比較

	切割長度	
	3.66m	5.46m
Lu & Calladine (1990)	1.35 MJ	2.28 MJ
Thomas& Wierzbicki (1993)	1.37 MJ	2.34 MJ
Paik (1994)	3.09 MJ	5.95 MJ
Ohtsubo & Wang (1995)	1.70 MJ	3.07 MJ
Zhang (1999)	1.71 MJ	3.10 MJ
Zhang (2002)	1.83 MJ	3.37 MJ
本文A	1.80 MJ	3.28 MJ
本文B	1.50 MJ	2.66 MJ
LS- DYNA	2.22 MJ	4.21 MJ
NSWC試驗		3.25 MJ
隔向肋板與艙壁之消能	0.77 MJ	1.156MJ

表5 NSWC 3模型中各估算式之能量及LS-DYNA所 計算能量之比較

_	切割長度	
	3m	5.46m
Lu & Calladine (1990)	1.62 MJ	3.59 MJ
Thomas& Wierzbicki (1993)	1.54 MJ	3.60 MJ
Paik (1994)	4.72 MJ	12.11 MJ
Ohtsubo & Wang (1995)	2.09 MJ	5.21 MJ
Zhang (1999)	2.11 MJ	5.27 MJ
Zhang (2002)	2.37 MJ	5.85 MJ
本文A	2.33 MJ	5.70 MJ
本文B	1.70 MJ	4.21 MJ
LS- DYNA	2.33 MJ	5.98 MJ
NSWC試驗		5.34 MJ
橫向隔艙壁吸收之能量	0.305MJ	0.61MJ



圖15 不同方法分析NSWC 3模型切割阻力結果比較



圖16 不同方法分析NSWC3試驗模型之結構能量消 散結果比較

切割阻力估算式未包含橫向隔艙壁與橫向肋板大 變形之拉伸阻力,FEM為完整模型。在切割深度3.4~ 3.9m位置因橫向隔艙壁影響,FEM分析之切割阻力曲 線會突起,在切割深度6.5m前,因結構橫向肋板拉伸 阻力的影響,FEM分析切割阻力大於估算式,到切割 深度6.5m以後已無橫向肋板,FEM分析結果與本文A 與Zhang(2002)之結果較為一致。能量方面FEM因橫向 結構之彈性位能在FEM分析時程內尙未釋出,故FEM 分析之破壞結構總位能偏高。

將船底切割破壞與橫向肋板衝擊拉伸破壞同時考 慮,以不同估算式與FEM分析得到切割長度為3.66 m(船舯橫隔艙壁位置)與切割長度為5.46m時之總能量 如表4所示,表中估算之能量包含等效底板之破壞消能 與橫向肋板之破壞能量。整體而言Paik(1994)估算式計 算結果太高。

4. NSWC 3 擱淺模型分析結果比較

NSWC 3模型試驗結果在破壞長度為5.46m時,結 構吸收之能量為5.34MJ,結構體積為0.277m³,因此每 單位體積所吸收之能量為19.3MJ/m³,其結構之消能 比NSWC 1模型出許多,其抗撞能力較佳。

NSCW 3之下底板的厚度為3mm,將船底縱桁 全部併入船底,則縱桁對船底增加之等效厚度為

$$\Delta t_g = \frac{14 \times 400 \times 3 + 14 \times 25.4 \times 2 \times 3}{2550} = 7.425 \,\mathrm{mm}$$

如前述,上底板大約到達模型的一半長度時才開始被 切割,因此需分兩階段計算:

- a. 當切割長度小於3.05m時,只考慮下底板的作用,因此下底板之等效厚度為3.0+7.425=10.425mm。
- b. 當切割長度大於3.05m時,令上下底板之等效厚度 分別為3.4mm與10.425mm。

不同估算式與FEM分析得到切割長度為3m(船舯 橫隔艙壁位置)與切割長度為5.46m時之總能量如表5 所切割阻力估算式未包含橫向隔艙壁與橫向肋板大變 形之拉伸阻力,FEM為完整模型。在切割深度2.4~3.2m 以及5.2~5.5m位置因橫向隔艙壁影響,FEM分析之切 割阻力曲線會突起。無橫向肋板影響位置,FEM分析 之切割阻力與本文B式之結果較為一致。能量方面 FEM分析結果則與本文A式較一致。

5. 分析結果討論

由上述分析結果,討論如下:

- a. 由Simonsen [31]對NSWC1模型的擱淺試驗與分 析,與本文FEM分析結果比較,在撞擊過程船體縱 向(X方向)與側向(Y方向)之切割阻力對切割長度之 分佈,三者結果頗為一致。本文LS-DYNA分析結果 之可靠性應可接受。
- b. FEM分析時,為模擬船體擱淺狀態而採用暫態分析,估算式係先假設破壞模式,以力量與能量平衡條件推導。實際上,切割阻力可直接顯示動態反應,因此FEM分析之切割阻力隨切割深度有動態起伏之現象,如圖11、圖13與圖15。
- c. 切割深度達船舯時,受橫向隔艙壁的阻擋,切割阻 力會提升,如圖13與圖15。切割阻力估算式未包含 橫向隔艙壁與橫向肋板大變形之拉伸阻力,FEM為 完整模型,在橫向隔艙壁影響位置,FEM分析之切 割阻力曲線會升高突起,在橫向肋板影響位置, FEM分析切割阻力大於估算式。能量方面FEM因橫 向結構之彈性位能在FEM分析時程內尚未釋出,故 FEM分析之破壞結構總位能偏高。
- d. 整體而言Paik(1994)[24]估算式考慮鋼板加強肋骨的修正,而致計算結果太高,不適用於等效板撕裂模式。Lu & Calladine (1990) [22]與Thomas & Wierzbicki (1993)[5]估算式則因假設裂縫延伸,使得切割深度略長,以致計算結果則略偏低。

結 論

本文檢討文獻對於船體碰撞與擱淺時,有關平板 遭受錐體撞擊時撕裂破壞(tearing damage)模式與估算 式,推導平板受錐體撞擊而撕裂破壞之能量消散與切 割阻力。應用LS-DYNA系統與不同估算法分析錐體撞 擊平板數值例與美國水面武器研究中心(Naval Surface Warfare Center簡稱NSWC)之擱淺試驗模型,比較其分 析結果,不同簡算法因考慮的因素與適用範圍略有不 同,分析結果的數值也有差別,但整體趨勢頗為一致。 綜合本文研究結論如下:

 本文推導之「平板受錐體撞擊而撕裂破壞之能量消 散與切割阻力」分兩組:本文A為式(27)與(28)、本 文B為式(31)與(32)。前者裂縫前端之塑性消能範圍 較大,撕裂部分的捲曲半徑則較後者小。本文A應 為上界值,本文B應為下界值。

- 2. 鋼板受鍥型錐體撞擊的破壞狀況
 - a. 由不同的方法估算鋼板受鍥型錐體撞擊的破壞 狀況的結果比較可見, Paik(1994) [24]的估算結 果偏高, Thomas & Wierzbicki (1993) [5]的估算式 偏低。
 - b. 與FEM計算結果比較,能量分佈與本文A結果較
 一致。Lu & Calladine (1990) [22]、Ohtsubo &
 Wang (1995) [23]與Zhang(1999 & 2002) [28~29]
 的結果分佈在本文A與本文B之間。
- 3. NSWC之擱淺試驗模型分析
 - a. Simonsen(1997) [31] 在模型NSWC1 擱淺試驗 與,本文採用LS-DYNA分析結果非常一致,本 文LS-DYNA分析結果之可靠性應可接受。
 - b. 本文應用估算式分析對船底擱淺撞擊破壞時,以 等效厚度底板遭受錐體撞擊模型處理,分析結果 與FEM結果比較,顯示估算式可得相當不錯結 果。
 - c. 錐體切割船底達船舯時,受橫向隔艙壁的阻擋, 切割阻力會提升。切割阻力估算式如能包含橫向 肋板大變形之拉伸阻力模式將較為整
- 船體撞擊礁石,縱向結構件斷面積較大,可提高結 構撞擊之消能,較多縱向抵抗構件,可提高抗撞能 力。
- 船體碰撞為低速撞擊,撞擊過程結構受力變形雖為 動態反應,但以合理的破壞模式採用擬靜態方式推 估結構能量消散與切割阻力,仍可得相當精確的結 果。

誌 謝

本文承國科會(計畫編號:NSC 92-2611-E-002-026)支援得以完成,僅此致謝。

參考文獻

- Lloyd's Register of Shipping. World Casualty Statistics, 1990~2000.
- Minorsky, V.U., "An Analysis of Ship Collisions with Reference to Protection of Nuclear Power Plants, *J Ship Res.*, Vol.3, pp.1-4 (1959).
- Amdahl, J., *Energy Absorption in Ship-platform Impact*, Ph.D. thesis, Norwegian Institute of Technology, Trondhjem, Norway (1983).
- Abramowicz, W and T. Wierzbicki, "Axial Crushing of Multi-corner Sheet Mental Column," *J. Appl. Mech.*, Vol. 56, pp.113-120 (1989).

- Wierzbicki, T. and P. Thomas, "Closed-form Solution for Wedge Cutting Force Through thin Metal Sheets," *Int. J. Mech. Sci.*, Vol.35, pp.209-229 (1993).
- Simonsen, BC, "Ship grounding on rock, theory and validation," *Mar. Struct.*, Vol.10, pp.519-584 (1998).
- Wang, G., H. Ohtsubo and D. Liu, "A Simple Method of Predicting the Grounding Strength of Ships," *J. Ship Res.*, Vol.41, pp.241-247 (1997).
- Pedersen, T.P. and S. Zhang , "Absorbed Energy in Ship Collisions and Grounding-Revising Minorsky's Empirical Method," *J. Ship Res.*, Vol.44, pp.140-154 (2000).
- Peschmann, J., K. Alexander, E. Lehmann, "Structural Behaviors of Double-Hull Ships in Collision and Grounding," *Ship Technol. Res.*, Vol.49, pp.105-111 (2002).
- Kitamura O., "FEM Approach to the Simulation of Collision and Grounding Damage," *Mar. Struct.*, Vol.15, pp.403-428 (2002).
- Sterndorf, M.J. and T.P. Pedersen, "Grounding Experiments on Soft Bottoms," *J. Mar Sci . Technol.* Vol.1, pp. 174-181 (1996).
- Kuroiwa, E. and X. Yu, "Numerical Simulation of Actual Collision & Grounding Accidents," *Int. Conf. On Design* and Methodologies for Collision and Grounding Protection of Ships, San Francisco, California, USA (1996).
- Kajaste-Rudnitski J. and P. Kujala, "FE Approach to the Ship Grounding Event," *Int. Offshore and Polar Eng. Conf.*, Stavanger, Norway (2002).
- Lehamann., E., E.D. Egge, M. Scharrer, and L. Zhang, "Calculation of Collisions with the Aid of Linear FE Models," *PRADS 2001*, pp.1293-1300 (2001).
- Kitamura, K., Y. Okumoto, and T. Shibue, "On the Model Tests of Double Bottom Strength for Stranding," *J. Soc. Naval Arch. Japan*, Vol. 143, pp.346-356 (1978).
- Jones, N. and W.S. Jouri, "A Study of Plate Tearing for Ship Collision and Grounding Damage," *J. ShipRre.*, Vol. 31, pp.253-268 (1987).
- Pedersen, P.T., S. Valsgard, D. Olsen, S. Spangenberg, "Ship impacts: Bow Collisions," *Int. J. Impact Eng.*, Vol. 13, pp.163-187 (1993).
- Rodd, J., "Observations on Conventional and Advanced Double Hull Grounding Experiment," Int. Conf. On Design and Methodologies for Collision and Grounding Protection of Ships, San Francisco, USA, pp.13.1-13.13 (1996).
- Ohtsubo, H., O.C. Astrup, E. Lehmann, M.G. Mastro, J.K. Paik, S. Spangenberg, M.C. Ximenes, L. Zhu, "Structural

Design against Collision and Grounding," 13th ISSC, Trondheim, Norway (1997).

- 20. 李雅榮, *高速船艏結構碰撞破壞之研究*,國科會計畫 88-91年計畫(1998-2002)。
- Vaughan, H., "The Tearing Strength of Mild Steel Plate," J. Ship Res., Vol.24, pp.96-100 (1980).
- Lu, G. and C.R. Calladine, "On the Cutting of a Plate by a Wedge," *Int. J. Mech. Sci.* Vol.35, pp.293-313 (1990).
- Ohtsubo, H. and G. Wang, "An Upper- bound Solution to the Problem of Plate Tearing," *J. Mar Sci. Technol.*, Vol. 1, pp.46-51 (1995).
- Paik, J.K., "Cutting of a Longitudinally Stiffened Plate by a Wedge," *J. Ship Res.*, Vol.38, pp.340-348 (1994).
- 25. Akita, Y. and K Kitamura, "A Study on Collision by an Elastic Stem to a Side Structure of Ships," *J. Soc. Naval Arch. Japan*, Vol.131, pp.307-317(1972).
- 26. Vaughan, H., "Bending and Tearing of Plate with Application to Ship-bottom Damage," *The Naval Architect, RINA*, pp.97-99 (1978).
- 27. Woisin, G., "Comments on Vaughan: The Tearing Strength

of Mild Steel Plate," J. Ship Res., Vol.26, pp.50-52 (1982).

- Zhang, S., *The Mechanics of Ship Collision*, Ph.D. thesis, Dept. Naval Architecture and Offshore Engineering, Technical University of Denmark, Lyngby, Denmark (1999).
- 29. Zhang, S., "Plate Tearing and Bottom Damage in Ship Grounding," *Mar. Struct.*, Vol.15, pp.101-117 (2002).
- Astrup O., Cutting of Thick Plates by a Wedge–An Experimental Study. MIT-Industry Joint Program on Tanker Safety, Report No.27, Department of Ocean Engineering, MIT, Cambridge, MA, USA (1994).
- Simonsen, B.C., *Mechanics of Ship Grounding*, Ph.D. thesis, Department of Naval Architecture and Offshore Engineering, Technical University of Denmark, Lyngby, Denmark (1997).
- Cowper, G. and P. Symonds. "Strain Hardening and Strain Rate Effects in the Loading of Cantilever Beams," Technical report, No. 28, Brown University, Division of Applied Mathematics, Providence, RI, USA (1957).

THE TEARING DAMAGE OF SHIP STRUCTURES SUBJECTED TO IMPACT OF WEDGE-SHAPED BODY

C.F. Hung and B.W. Eng

Department of Engineering Science and Ocean Engineering National Taiwan University, Taiwan, ROC Keywords: Impact, Tearing Damage Model, Energy Dissipation, Damage Resistance, Approximated Formulae, FEM

ABSTRACT

There are many failure modes of structures while the grounding and collision of ships occurred. This paper focuses on the tearing damage of ship structures under impact of wedged body which may be a striking ship bow or a grounding rock. The developments of the modeling and methods to solve the tearing modes of plate and structural block subjected to impact of wedge-shaped structure in past two decades were reviewed first. Then the approximate formulae to predicate the energy dissipation and tearing resistance at given damage status of structures have been derived. An example of the tearing damage analysis of plate subjected to impact of wedge shaped body by FEM analysis was performed. The results obtained from FEM analysis and different approximated formulae were compared. The accuracy of the different proposed approximate formulae was reviewed.

Finally, two grounding experiment model performed by NSWC [18] were analyzed by FEM and different approximate formulae, the results were compared.

(Manuscript received Feb. 1, 2005, Accepted for publication May 10, 2005)