

行政院國家科學委員會專題研究計畫 成果報告

船舶碰撞與擱淺區塊結構剪切破壞之研究

計畫類別：個別型計畫

計畫編號：NSC92-2611-E-002-026-

執行期間：92 年 08 月 01 日至 93 年 07 月 31 日

執行單位：國立臺灣大學工程科學及海洋工程學系暨研究所

計畫主持人：洪振發

計畫參與人員：黃萬偉，陳世昌

報告類型：精簡報告

報告附件：出席國際會議研究心得報告及發表論文

處理方式：本計畫可公開查詢

中 華 民 國 93 年 12 月 13 日

船舶碰撞與擱淺區塊結構剪切破壞之研究

計劃編號：NSC 92-2611-E-002-026-

執行期限：九十二年八月一日至九十二年七月三十一日

計劃主持人：洪振發 研究人員：黃萬偉 陳世昌

國立台灣大學工程科學及海洋工程學系

一、摘要

船舶的碰撞與擱淺事故持續發生，不管是在船舶設計作如何的改變，或在管理上做如何的努力，在繁忙的國際海運交通運輸與未知變化狀況的水道上均無法避免。15年來國際船舶結構大會（ISSC）已組專業委員會持續探討這個專題，也促成多個合作計畫，希望能從多個角度來檢討碰撞與擱淺發生的原因，當事故發生後減低船舶的傷害程度與避免災害擴大的方法。

船舶碰撞與擱淺的破壞有多種形式，本計畫著重在錐狀物體與船體結構撞擊所造成的剪切形態的破壞狀況。先檢討近20年來文獻上求解剪切破壞問題的基本理論思考模式。其次歸納剪切破壞模式對板塊結構之力學特性，建立剪切破壞理論模式，推導合理的簡化半理論估算方法。

最後以參數化有限元素模型分析板塊結構剪切破壞狀況，與估算方式比較，檢討簡化估算式的特點。

關鍵詞：船舶結構、碰撞、擱淺、剪切、損壞模式、半理論簡算法、FEM。

ABSTRACT

Grounding and Collision are occurred continuously, no matter how the ships are designed or operated. There are many damage modes of ship structures while grounding and collisions occurred. This project focuses on the tearing damage mode of structures.

The developments of the modeling and methods to solve the tearing modes of plate and structural block subjected to impact of wedge type structure in past two decades were reviewed first. Then the approximate formulae to predicate the tearing damage proposed in last 15 years have been examined.

Finally, the parametric FEM models were established, and the results obtained from FEM analysis and approximated methods are compared.

Keywords: Ship, collision, grounding, block structures, structure damage, failure model, FEM

二、研究計畫動機與目的

依據英國勞氏驗船的統計資料從1995年到1998年之間，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佔17%，總

噸則佔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，而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. 板殼與量結構的摺皺與破裂。
以船體正面迎受鈍形剛體的碰撞為主，破壞的現象為船殼板與量結構受壓擠而扭曲不穩定，造成凹陷與摺皺變形，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，面內延展覽性變形。
4. 船體側面撞擊造成板殼穿透與樑剪斷。
以船側迎受圓鈍形碰撞為主，船殼板可能受撞而穿透，縱樑與垂向橫樑因受撞而斷裂。

船體碰撞與擱淺時，產生複雜的變形與破壞狀況，為建立分析模型與估算方法，Minorsky (1959) 分析26艘碰撞而提出下列估算式：

$$E = 47.2 \cdot R_T + 32.7 \quad (MJ) \quad (1)$$

其中E為破損結構材料的吸收能量， R_T 為材料體積（單位 m^3 ）。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。在複雜的船體結構中結構形態、受力狀況與結構間能量的傳導狀況有關，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 (1983)、Abramowicz (1989)、Wierzbicki (1993)、Simonsen (1998)、Wang et al (1997)、Pederson & Zhang (2000)、Peschman 等 (2002) 等。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，結構的力學行為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，結構狀態則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。有限元素法是一個結構分析的有效工具，因此有不少人以它來分析船舶碰撞與擱淺問題，如Kitamura (1996, 2002)、Sterndorf & Pederson (1996)、Kuroiwa (1996)、Kajaste-Rudniski & Kujala (2001)、

Lehmann et al (2001) 等人。在理論上 FEM 是可以將結構細分到合理的結構單元，每單元以合理的近似解析解來處理，但實際上一複雜船體結構的 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 Arita & Aoki (1985)、Kitamura et al (1978)、Jones (1984 與 1987)、Pederson et al (1993)、Wierzbicki & Thomas (1993)、Rodd (1996) 與 Peschman et al (2002) 等。

碰撞與擱淺國外造船界過去 15 年來持續投下相當多人力與資源進行研究，國際上在這個領域上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 (1997)。相對的，這個領域國內投入研究的人頗少，只見李雅榮等 (1999-2002) 研究成果。

本年度計畫重點放在船體結構在遭受楔形物（或錐狀體）碰撞時所造成的剪切形態的破壞，其他狀況將逐年提出計畫。先從檢討理論模式與簡算方法開始，如 Vaughan (1980)、Minosky (1959)、Lu & Calladine (1990)、Ohtsubo & Wang (1995)、Paik (1994, 1997)、Pederson & Zhang (2000) 等研究，其次以有限元素法確認半理論估算式的可靠性。

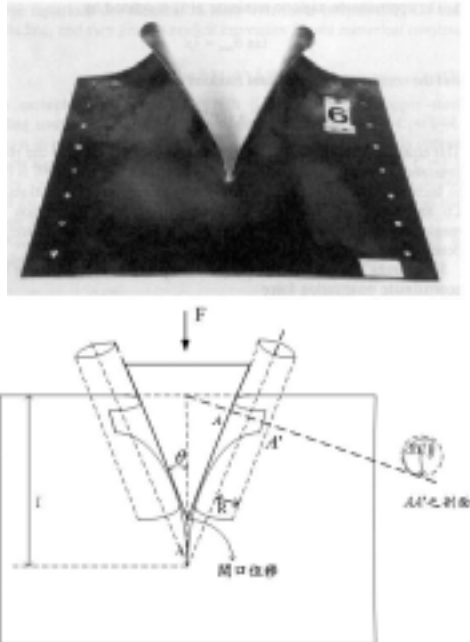


圖 1: Thomas 和 Wierzbicki (1993) 之破壞模型

三、船體結構遭楔型物碰撞之理論模型

3.1 基本想法

圖 1 為一個三邊固定平板，受錐體撞擊而裂開的狀況。Jones & Jouri (1987) 將板受楔形體撞擊時的能量分為四類：

$$W = W_c + W_d + W_e + W_f \quad (2)$$

其中 W_c 為剪切能（板被切開之部份）； W_d 為捲曲變形能（捲曲變形的體積部份，包含塑性彎曲與剪力影響）； W_e 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。

針對不同模式能量作粗略分類，有助於分析方式依分類的力學特性發展。一般肋板的破壞形式則需對肋骨影響作進一步考量。Thomas 於 1992 年進行了一連串的鋼板切割實驗，他和 Wierzbicki 於 1993 年提出鋼板受楔型體切割破壞模型（如圖 1）。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，兩者之間有一關係存在，此一關係就是鋼板的捲曲半徑 R 。塑性捲曲能力和捲曲半徑 R 成反比，但是塑性張力破壞則和捲曲半徑 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，稱為開口位移 (crack opening displacement (COD))。如圖 1 顯示板撕裂深度 l 包含楔型錐體穿入深度與裂縫延伸深度。其結論為鋼板之裂縫延伸的能量頗小。

3.2 估算方法

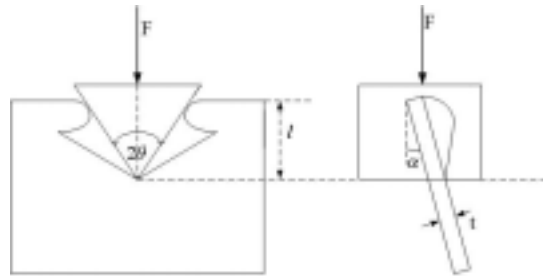


圖 2 平板受楔型體面內方向衝擊而破裂示意圖

平板受楔形錐壓擠撕裂如圖 2， l 為平板張裂深度、 θ 為楔形之半錐角， α 為板之傾斜角 t 為板厚， W 為消耗之能量， F 為切割板之施力。假設 σ_0 為材料之塑流應力 (Flow Stress)。

Akira & Kitamura 假設板被切割之範圍所受之應力等於材料的降伏應力，於 1972 年提出下列建議：

$$W = \sigma_0 t l^2 \cdot \tan \theta \quad (3)$$

$$F = 2\sigma_0 t l \cdot \tan \theta / \cos \alpha$$

Vaughan 於 1978 年結合 Akira 和 Kitamura 所提出之公式和 Minorsky 所建議之船舶碰撞經驗公式整理出以下式：

$$W = 33.9 t l + 0.095 t l^2 \cdot \tan \theta \quad (4)$$

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

其中 $2\theta = 60^\circ$ ， t 和 l 之單位為公厘 (mm)， F 之單

Vaughan 於 1980 年利用掉落之楔形錐所做之鋼板切割實驗提出改良式

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

Woisin 於 1982 年利用德國 GKSS 所做之掉落鏢形錐切割鋼板實驗提出不考慮鏢形錐角度之式子

$$F = 8.16tl^{0.7} / \cos \alpha$$

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

Thomas 和 Wierzbicki 於 1993 的結論是鋼板之受力行爲和鋁形錐之 θ 角的影響非常小，同時開口變位之影響也是很小的。他們也提出當鋁形錐之 2θ 角度很小時，鋼板之受力行爲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

$$F = 3.28\sigma_0 t^{1.6} \mu^{0.4} \delta_t^{0.2} l^{0.4} / \cos \alpha \quad (8)$$

Paik 於 1994 進行加強肋板的切割實驗後，利用最小平方方法求回歸出下式：

其中 $C_{1.5} = 3.760\theta^2 - 1.156\theta + 1.112$ 。

Ohtsubo 和 Wang 於 1995 年利用阻力極限值的想法求出板受切割力之大小，提出了下式

hang 於 1999 年推導出下式：

Zhang 於 2002 改良式(11)為：

四、板剪切破壞模型與估算式推導

圖 3 為 Zhang (1999) 提出之鋼板受錐形體切割破壞的模型。鋼板受到錐形尖端前進壓擠時會產生裂縫，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與撕裂，另外一部份 ABEF 區，板被分成兩邊，各自產生圓柱形狀的捲曲。由於板受到壓擠，導致 BCDE 區生產拉伸塑性變形以致撕裂，需考慮斷裂應變 (rupture strain)，因此可以假設板之切割阻力與鋼板材料的降伏強度和斷裂應變有關。

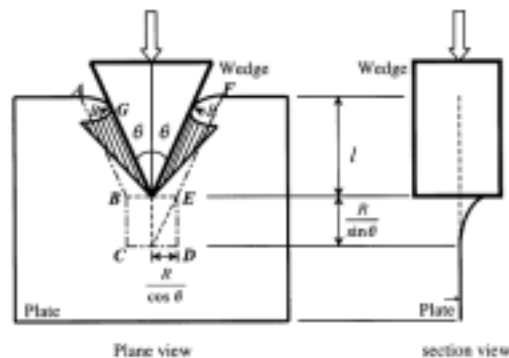


圖 3: Zhang (1999)之板切割破壞模型

(1) 彎曲能量消散率

假設全部的塑性能量都集中在兩條移動線 AB 及 EF，移動線之長度為 $l_{AB} = l / \cos \theta$

其中 l 為切割長度。

而彎曲能量消散率可由下式表示

$$\begin{aligned}
 E_b^* &= 2M_0 l_{AB} \omega = 2M_0 \frac{V \sin \theta}{R} l_{AB} \\
 &= 2 \left(\frac{2}{\sqrt{3}} \frac{1}{4} \sigma_0 t^2 \right) \left(\frac{V \sin \theta}{R} \right) \left(\frac{l}{\cos \theta} \right) \\
 &= \frac{1}{\sqrt{3}} \sigma_0 t^2 \frac{l}{R} V \tan \theta
 \end{aligned} \tag{13}$$

其中： M_0 為 AB 及 EF 的單位長度塑性彎曲力矩， V 為鋸形錐前進速度， R 為板之捲曲圓柱之半徑。

(2) 薄膜能量消散率

假設薄膜只在楔形錐之尖端區域 BCDE 面積內發生塑性，當楔形錐前進時，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

$$E_m = \iint_S \frac{2}{\sqrt{3}} \sigma_0 t \epsilon_1 dS \quad (14)$$

其中 S 為受拉伸力之區域(即 $ABCD$)， ϵ_1 為平行 BE 線之張力應變率，點 B 為移動線 AB 和 DE 的

交點，BC 線和楔形錐之前進方向平行，CD 線由 AB 之延長線和楔形錐中線之交點為基準。

利用幾何關係，BC 線之長度(H)為： $H = R / \sin \theta$

BE 線之半長度(b)為： $b = R / \cos \theta$

假設板在 BE 線的拉伸量為二次曲線分佈，則 BE 線中點之應變為： $\varepsilon_0 = \frac{1}{2}(\frac{\delta_0}{b})^2$

其中 δ 為 BE 線中點之凹陷深度，因此應變率為

$$\dot{\varepsilon}_0 = \frac{\delta_0 \dot{\delta}_0}{b^2}$$

假設凹陷深度由 BE 向 CD 為線性變化，由 δ_0 逐漸減少至零，即：

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

x 為從 CD 線開始之距離，因此應變率可表示為

$$\dot{\varepsilon}_1 = (\frac{x}{H})^2 \frac{\delta_0 \dot{\delta}_0}{b^2} = (\frac{x}{H})^2 \frac{\delta_0}{b^2} V \quad (15)$$

把上式代入式(14)後並積分，可得到

$$\dot{\varepsilon}_m = \frac{4}{3\sqrt{3}} \sigma_0 t \frac{H}{b} V \quad (16)$$

由前述 BE 線上凹陷 δ ，則材料之破壞應變 ε_f 及凹陷之關係為：

$$\delta_0 = b \sqrt{2\varepsilon_f} \quad (17)$$

其中 ε_f 之值可以由材料之拉伸實驗得到，最後再把式(16)改寫，得

$$\dot{\varepsilon}_m = \frac{4}{3\sqrt{3}} \sqrt{2\varepsilon_f} \sigma_0 t \frac{R}{\sin \theta} V \quad (18)$$

(3) 塑性抵抗力

利用虛功原理，上述之系統以下式表示

$$F_p V = \dot{\varepsilon}_b + \dot{\varepsilon}_m \quad (19)$$

其中 F_p 為板結構塑性抵抗力。

將式(11)和(16)代入式(17)，可得：

$$F_p = \frac{1}{\sqrt{3}} \sigma_0 t^2 \frac{l}{R} \tan \theta + \frac{4}{3\sqrt{3}} \sqrt{2\varepsilon_f} \sigma_0 t \frac{R}{\sin \theta} \quad (20)$$

令板的切割阻力對 R 為最小，即：

$$\frac{\partial F_p}{\partial R} = 0 \quad \text{可得}$$

$$R = 0.7282 t^{0.5} l^{0.5} \varepsilon_f^{-0.25} (\cos \theta)^{-0.5} \sin \theta \quad (21)$$

把方程式(19)及代入方程式(18)可得

$$F_p = \sigma_0 t^{1.5} l^{0.5} \varepsilon_f^{0.25} (\cos \theta)^{-0.5} (0.7928 + 0.7928)$$

$$= 1.586 \sigma_0 t^{1.5} l^{0.5} \varepsilon_f^{0.25} (\cos \theta)^{-0.5} \quad (22)$$

(4) 摩擦力

在板受切割之實驗中顯示摩擦力的影響是相當重要的，Astrup(1994) 由實驗發現板厚愈大，摩擦力所佔之部分也愈大。板之法線方向所受之力為：

$$F_n = F_p / (2 \sin \theta)$$

利用庫倫摩擦定理可得鋼板所受之摩擦力為

$$F_f = 2\mu F_n \cos \theta = F_p \frac{\mu}{\tan \theta} \quad (23)$$

(5) 切割阻力與破壞結構消耗能量

把塑性抵抗力及摩擦力相加，可得板之切割阻力

$$F = F_p + F_f$$

$$= 1.586 \sigma_0 t^{1.5} l^{0.5} \varepsilon_f^{0.25} (\cos \theta)^{-0.5} (1 + \frac{\mu}{\tan \theta}) \quad (24)$$

塑性變形及摩擦所消耗之能量為

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

$$= 1.057 \sigma_0 t^{1.5} l^{1.5} \varepsilon_f^{0.25} (\cos \theta)^{-0.5} (1 + \frac{\mu}{\tan \theta}) \quad (25)$$

式(24)與(25)係假設圖3中之薄膜塑性區 BEDC 為四邊形內所導出，如圖1模型考慮塑性區為三角形，令其圖3中 B E 線與 C D 中點構成的三角形，則 E 與 F 分別為：

$$F = 1.121 \sigma_0 t^{1.5} l^{0.5} \varepsilon_f^{0.25} (\cos \theta)^{-0.5} \left(1 + \frac{\mu}{\tan \theta}\right) \quad (26)$$

$$E = 0.7475 \sigma_0 t^{1.5} l^{1.5} \varepsilon_f^{0.25} (\cos \theta)^{-0.5} \left(1 + \frac{\mu}{\tan \theta}\right) \quad (27)$$

五、數值分析

本文利用 LS-DYNA 分析楔形錐體壓擠平板的破壞狀況，與上述估算式計算結果比較。

a. 分析模型

鋼板：

鋼板模型之尺寸：15cm x 20 cm x 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

Cowper & Symonds 應變率參數：C=40.4s⁻¹，P=5

在 LS/DYNA 設定材料種類為

*MAT_PIECEWISE_LINEAR_PLASTICITY

楔形錐：令楔形錐為鋼體

楔形錐之半角分成 30° 及 20° 兩種情況

在 LS/DYNA 中楔形錐選用 *MAT_RIGID

b. 負載

以固定力施加於楔形錐：

$\theta=30^\circ$ 時，P=15.5KN； $\theta=20^\circ$ 時，P=10KN

c. 接觸模式：

在 LS/DYNA 中設定

Contact Automatic_Surface_to_Surface

d. 分析結果

圖4為半角 30° 及 20° 之楔形錐衝擊平板以 FEM 分析所得之相當應力分佈，圖中顯示在鋼板裂口尖端區域並無裂縫尖端的裂縫延伸之現象，此一結果和 Thomas 和 Wierzbicki 所提出之結論並不符合。圖3裂縫前端的 BCDE 塑性區介於三角形與矩型之間。

圖5與圖6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，板對錐體的切割阻力

與板的吸收能量分佈。圖中本文 A 為式(23)與(24)；本文 B 為式(25)與(26)。比較結果可見，Paik 的估算結果偏高，Tomas & Wierzbicki 的估算式偏低。FEM 計算結果，在 $\theta=30^\circ$ 時與本文 A 結果較一致，Lu & Calladine (1990)、Ohtsubo & Wang(1995)與 Zang(1999) & (2002) 的結果分佈在本文 A 與本文 B 之間。

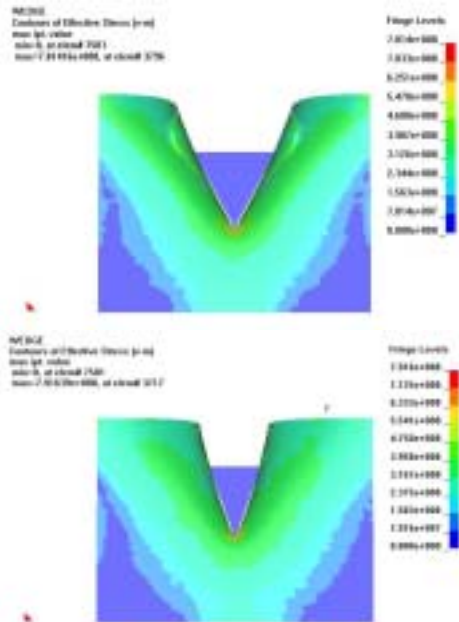
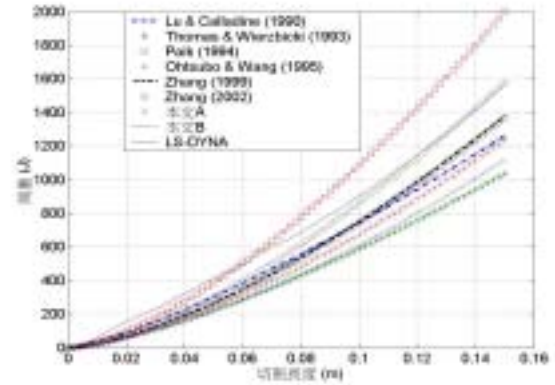
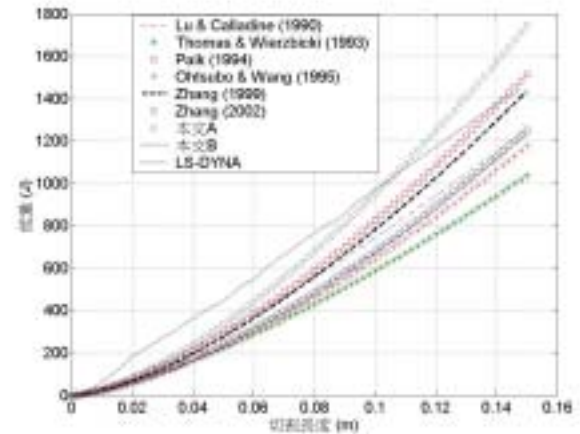


圖 4: 錐形錐之 θ 為 30° 及 20° 時平板的應力分佈

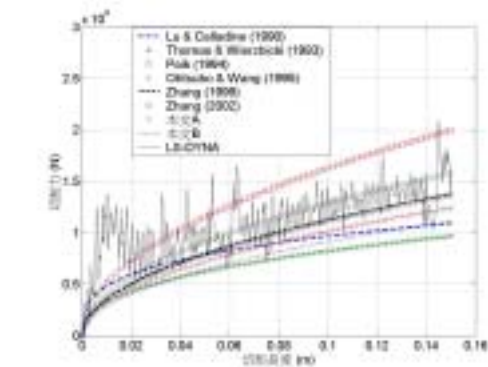


(a) $\theta=30^\circ$

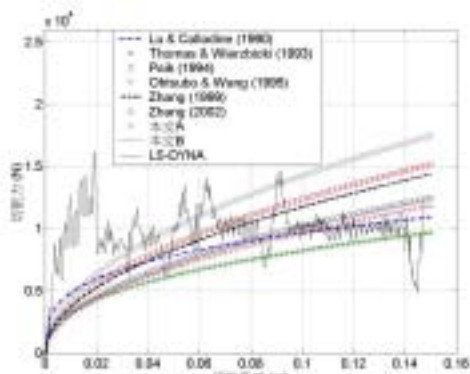


(b) $\theta=20^\circ$

圖 6: FEM 與不同估算法計算吸收能量比較



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



(b) $\theta=20^\circ$

圖 5: FEM 與不同估算法計算切割阻力比較

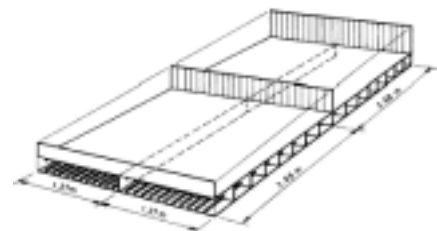


Fig. 1. Main characteristics of the NWCC 1 structure (COMF/PIDOF in Ref.).

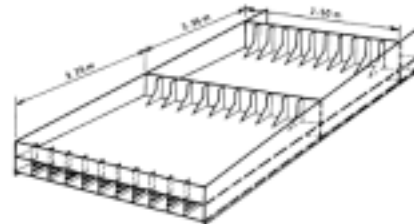


Fig. 3. Main characteristics of the NWCC 2 structure (ADRIPE in Ref.).

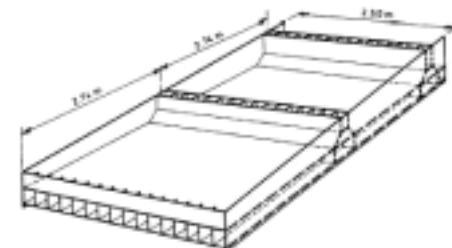


Fig. 6. Main characteristics of the NWCC 3 and NWCC 4 structures (ADRIPE/PIDOF and ADRIPE/PIDOF in Ref.).

圖 7: Rodd (1996)船體擱淺比較模型

六、試驗比較船型分析

6.1 問題敘述

圖 7 為 Rodd(1996)提出的四種試驗比較模型中的三種。船體以初速度 $V=6.174\text{m/s}$ 撞擊錐柱體，為簡化問題將錐柱體視為剛體。

6.2 FEM 模型

船舶結構 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 1。

表 1 比較模型的 FEM 模型節點數和元素數

參數名	模型一	模型二	模型三
節點數	26657	22075	29718
元素數	28462	23373	32342
網格大小	0.005×0.005m	0.005×0.005m	0.005×0.005m

6.3 材料模型

本文採用兩段線性彈塑性材料（bilinear plastic kinematic）模型。模型的材料參數示於表 2。

表 2 結構材料參數

參數	模型一	模型二	模型三
彈性模量(GPa)	210	210	210
Poisson 比	0.3	0.3	0.3
密度(Kg/m ³)	7850	7850	7850
降伏應力(Mpa)	283	283	283
切線模量(Mpa)	314	314	314
破壞應變	0.22	0.22	0.22
總質量(t)	226.76	224.97	225.15
摩擦係數	0.2	0.2	0.2

為便於研究比較，將各模型分為前後兩段，再依底板、縱肋與外板等總共分成 9 個結構區塊，如表 3。

表 3 三種比較船舶模型的結構區塊劃分

編號	模型一	模型二	模型三
Part0	剛性錐柱體	剛性錐柱體	剛性錐柱體
Part1	前端外板殼	前端外板殼	前端外板殼
Part2	(左)外側殼	(左)外側板殼	(左)外側板殼
Part3	(右)外側殼	(右)外側板殼	(右)外側板殼
Part4	(舳)橫向腹板	(舳)橫向腹板	(舳)橫向腹板
Part5	(艙)橫向腹板	(艙)橫向腹板	(艙)橫向腹板
Part6	(前)內、外底板	(前)內、外底板	(前)內、外底板
Part7	(後)內、外底板	(後)內、外底板	(後)內、外底板
Part8	(前)縱向肋骨	(前)縱向肋骨	(前)縱向肋骨
Part9	(後)縱向肋骨	(後)縱向肋骨	(後)縱向肋骨

6.4 分析結果

FEM 分析所得三種模型的破壞狀況如圖 8、9 與 10，三種模型各部分結構吸收能量如表 4，從分析結果，結構吸收總能量與 Rodd(1996)試驗總能量比較結果頗為一致。

應用本文簡化模型時，將肋骨的面積加到內、外底板上，除以板寬得到等效厚度。圖 8、圖 9 與圖 10 的破壞狀況，主要為板被切開，上下底板之間有底肋板(web floor)相連，捲曲能量消耗在鋼板切開線旁的結構件的塑性變形，因此可以等效板厚的板切割模式，應用本文 A（式(24)）與本文 B(式(26))估算法，來估算船體結構撞擊後吸收的能量。

表 4 各部件能量吸收計算結果

方法	吸收能量	模型一	模型二	模型三
FEM	兩側外板(MJ)	0.026115	0.021546	0.022149
	前外板(MJ)	0.162323	0.144720	0.149593
	腹板、肋板(MJ)	1.190988	0.622590	2.798614
	內、外底板(MJ)	1.664173	1.301346	2.169643
	能量總計(MJ)	3.043600	2.090203	5.140002
本文 A	腹板+肋板+	3.15	2.3	5.16
本文 B	內、外底板(MJ)	2.56	1.77	4.30
實驗(Rodd 1996)	總能量(MJ)	3.25	2.65	5.34



圖 8：模型一腹板和加強筋材結構被壓潰的情況



圖 9：模型二結構前段被壓潰的情況

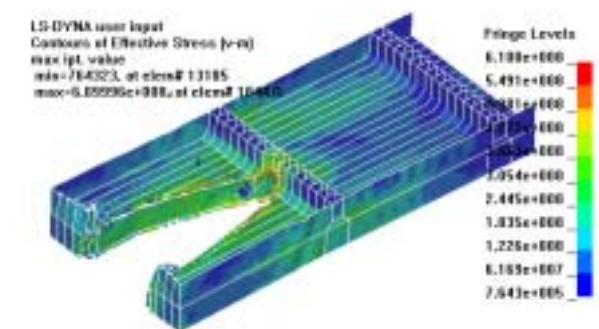


圖 10：模型三整船碰撞結束時的應力分布圖

七、結論

本計畫為計畫主持人在船舶碰撞與擱淺系列之

第二年，重點在探討文獻對於船體碰撞與擱淺時，有關間剪切破壞的模型與分析方法。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。

比較不同的方法估算鋼板受楔型錐體撞擊的破壞狀況，Paik 的估算法偏高，Tomas & Wierzbicki 的估算式偏低。FEM 計算結果，在 $\theta=30^\circ$ 時與本文 A 結果一致性最高，Lu & Calladine (1990)、Ohtsubo & Wang (1995) 與 Zang (1999) & (2002) 的結果分佈在本文 A 與本文 B 估算式之間。

本文對於 Rodd (1996) 進行試驗的比較船體模型進行分析，計算結果與試驗結果頗為一致。

船體碰撞與擱淺問題進行有限元素分析時，元素的劃分、材料設定、初始狀況與接觸條件等均影響分析結果，未來將進一步歸納簡單原則提供分析之參考。

八、參考文獻

- Abramowicz, W. & Wierzbicki T., (1989), Axial crushing of Multi-corner sheet metal column, J. Appl. Mechanic, 56(1), p.113-120
- Amdahl, J. (1983). Energy absorption in ship-platform impact, Ph. D. thesis, Norwegian Institute of Technology.
- Arita Kikuo, Aoki Genya (1985), Strength of Ship Bottom in Grounding (1st Report)—An Investigation into the Case of a ship Stranded on a Rock, J Soc Nav Archit Jan. 158:359-67 [in Japanese]
- Astrup O. (1994) 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, USA, 1994.
- Jones, N., Jouri, W.S., and Brich, R.S., (1984), On the Scaling of Ship Collision Damage, in Proceedings, 3rd International Congress on Marine Technology, Athens, International Maritime Association of East Mediterranean, Phivos Publishing Co., Greece, 1984, pp. 287-294.
- Jones Norman and Jouri W.S. (1987), A Study of Plate Tearing for ship Collision and Grounding Damage, Journal of Ship research Vol.31, No.4, Dec. 1987, pp.253-268
- Kajaste-Rudnitski J. and Kujala P., (2001). FE Approach to the Ship Grounding Event, Int. Offshore and Polar Eng. Conf., Stavanger, Norway, June 17-22, 2002.
- Kitamura, O. (1996). Comparative Study on Collision Resistance of Side Structure, Marine Technology 34:4, 293-308.
- Kitamura O. (2002), FEM approach to the simulation of collision and grounding damage, Marine Structures 15(2002)403-428
- Kuroiwa, E. and Yu, X., (1996). Numerical simulation of actual collision & grounding accidents, Int. Conf. On design and Methodologies for Collision and Grounding Protection of Ships, San Francisco, California, Aug. 22-23.
- Lehamann E., Egge, E.D., Scharrer, M. and Zhang, L. (2001). Calculation of Collisions with the Aid of Linear FE models, PRADS 2001, 1293-1300.
- Lloyd's Register of Shipping. World Casualty Statistics, 1990~2000.
- Lu G. and Calladine C. R. (1990), On the Cutting of a Plate by a Wedge, Int. J. Mech. Sci. Vol.35, No.4, pp. 293-313, 1990
- Minorsky V. U., (1959), An Analysis of Ship Collisions with Reference to Protection of Nuclear Power Plants, Journal of ship research, 3(2), p.1-4.
- Ohtsubo H., Astrup O.C., Lehmann E., Mastro M.G., Paik J.K., Spangenberg S., Ximenes M. C., Zhu L., (1997), Structural Design against Collision and Grounding, 13th ISSC, Trondheim, Norway.
- Ohtsubo Hideomi and Wang Ge (1995), An upper-bound solution to the problem of plate tearing, J. Mar Sci. Technology (1995), 1:46-51.
- Paik, Joem Kee (1994), Cutting of a Longitudinally Stiffened Plate by a Wedge, Journal of Ship Research Vol. 38, Dec., pp 340-348.
- Pedersen, T. P. and Zhang, S. (2000), Absorbed Energy in Ship Collisions and Grounding-Revising Minorsky's Empirical Method, Journal of ship Research, 44(2), p. 140-154.
- Peschmann Jorg, Kulzep Alexander, Lehmann Eike, (2002), Structural Behaviors of Double-Hull Ships in Collision and Grounding, Ship Technology Research Vol.49 pp.105-111
- Rodd, J.K. (1996), 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.
- Simonsen, BC, (1998), Ship grounding on rock, theory and validation, Marine Structures, 10(7), p.519-584.
- Sterndorf, M. J. and Pedersen, Terndrup P. (1996), Grounding experiments on Soft bottoms, J. Mar Sci. Techno. 1, 1:174-181.
- Vaughan H. (1980), The Tearing Strength of Mild Steel Plate, Journal of Ship research Vol.24, No.2, June. 1980, pp.96-100
- Wang Ge, Ohtsubo Hideomi & Liu Donald (1997), A Simple Method for Predicting the Grounding Strength of Ships, Journal of Ship research Vol.41, No.3, Sept., pp.241-247
- Wierzbicki T. and Thomas P. (1993), Closed-form Solution for Wedge Cutting Force Through thin Metal Sheets, Int. J. Mech. Sci. Vol.35, No.3/4, pp.209-229.
- Zhang, S. (1999), The Mechanics of Ship Collision, Ph. D. thesis, Dept. Naval Architecture and Offshore Engineering, Technical University of Denmark.
- Zhang, S. (2002). Plate tearing and bottom damage in ship grounding, Marine Structures, 15, 101-117.
- 李雅榮, (1998-2002). 高速船艏結構碰撞破壞之研究，國科會計畫 88-91 年計畫