

船舶縱向結構之系統可靠度分析

楊澤民[†] 謝智陵 許義居

國立成功大學 系統暨船舶機電工程研究所

關鍵詞：系統可靠度、極限強度、散裝貨輪

摘要

在具有高度不確定性與複雜性的海洋環境中，以極限強度與系統可靠度為基準的分析方法是評估結構安全性的方法之一。一般船體結構通常使用板架做為船殼主體，故本研究以典型的板架結構系統為主要的分析模型來進行船體系統可靠度分析。文中將採用有限元素法與一階二次矩可靠度方法進行箱型板架結構的系統可靠度分析。本研究將首先考慮一箱型板架結構中板加強材以及加強板架之並聯組合系統分析，最後以一散裝貨輪之縱向結構進行系統可靠度分析，以期求得船體結構的整體失效機率。

前言

近年來，隨著電腦硬體設備的快速發展和有限元素分析(FEA)軟體逐漸的成熟，使得有限元在計算速度與準確度方面皆提升不少，因此，以有限元軟體來分析結構已廣泛的被工業界與學術界所應用。由於愈來愈多的工程設計，因實際的需求而必須跳脫出以往設計的方法，來設計功能特殊的新穎結構物，為了因應這些需求，以FEA或其他實際分析結果為主的設計觀念已經成為主流。

船舶為海洋工程上大型且複雜的結構物，其所面臨的海洋環境具有高度的不確定性與複雜性，然而基於經濟上與安全上的考量，若只針對單一構件或局部的結構來進行結構可靠度分析時並不能代表結構整體上的安全性，也不能滿足設計上的要求，正因為如此，針對船舶與海洋結構來進行結構系統可靠度分析是一項迫切需要的重點研究。然而，在以往結構系統可靠度的研究上，大部份是著重於骨架結構為主的分析，而這類分析所考慮的破壞模式較為單純，並不能掌握許多其他形式的破壞模式，故不適用於以加強板結構為主體結構的船體，因此，本研究將以板架結構的構件來進行結構系統可靠度分析。

本文是以結構可靠度理論為基礎，配合極限強度來分析船舶主要結構的破壞模式，以及運用有限元素分析來確定其破壞路徑，然後針對一箱型模型結構物 and 一艘175700載重噸單殼散裝貨輪做探討。將上述結構定義並聯系統組合後，再以多重積分法或Dunnett &

Sobel積分方法來計算結構破壞機率之近似值，其最終目的乃用以評估船舶結構之系統可靠度。

在船舶結構可靠度分析方面，Mansour[1]在1980年代初期，利用統計的方法，求得波浪彎矩之極值來進行一階可靠度分析。Hasofer與Lind[2]在1974年採用進階二次矩(ASM)的方法，並配合可靠度指標來進行可靠度分析，改進一階可靠度不能處理的非線性狀況，加大可靠度分析的範圍。Mansour與Hovem[3]以極限強度觀念並結合特定海況下波浪荷重極值的分析進行可靠度探討，之後也漸有許多學者投入了結構可靠度分析這一方面的研究。但若考慮結構系統可靠度的架構上所作的研究並不是很多，且大部分研究的對象是以桁架型態的離岸結構為主，其中Thoft-Christensen與Murotsu[4]說明了兩種失效的系統組合方法分別是 β -unzipping法與Branch and Bound法，而Faukner[5]、Ditlevsen[6]與Dey[7]說明了桁架結構的失效模式與失效路徑。Sundararajan[8]將各個工程結構領域上的結構可靠度與系統可靠度研究情況做一整理並匯編成書。然而以骨架為主的結構系統可靠度分析，因其考慮的破壞模式較為單純，雖已有許多研究成果，但並不適用於以板架為主的船舶結構上。為了改進此點，也有一些研究者以板架結構來進行船舶結構系統可靠度，但目前僅有少數的研究成果，其中Murotsu[9]是以數值方法的有限元素計算來進行結構失效路徑的預測與可靠度分析。Estes[10]則將系統可靠度方法中的串聯與並聯的公式加以整合後以數值

[†] 責任作者(z7908036@email.ncku.edu.tw)

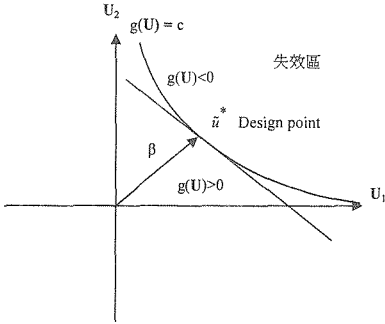


圖1 Hasofer-Lind可靠度指標[2]

計算程式進行系統可靠度分析。Chao與Ayyub[11]則對於一些存在的不確定因子提出了探討及其可靠度的估算方法。

在進行船舶結構有限元分析方面，張少雄[12]從多種計算油輪(tanker)結構強度的方法進行回顧、比較，提出有限元分析為最能反應油輪結構受力的情況。關寶新[13]對15萬載重噸散裝貨輪依四家不同船級社規定的邊界條件，選取8種計算工況來進行有限元分析，核對船體結構強度是否滿足四家船級社的要求。江建協[14]對30萬載重噸FPSO分別以規範校核總縱強度和有限元結構強度分析兩種方法進行比較，分析出此兩種方法有何差別和原因。陳慶強[15]對貨櫃船(container)進行全船有限元分析，並發展出兩種分析時調整節點力和慣性平衡的處理方法。

在船舶結構上主要是以板架結構為主亦即是由平板與加強材所組合而成，因此在考慮結構失效模式時便更顯得複雜，故本文研究方法乃是建立起板架結構模型並配合有限元分析軟體，考慮以極限強度的觀念來進行系統可靠度分析。

結構可靠度方法

在工程結構的應用上，失效率或可靠度的計算若以積分方式計算較困難，故通常採取近似的計算方法，乃是利用一階二次矩方法(first-order second-moment method)得到一個近似的結果。

可靠度指標 β 定義成：在正規化之後的極限狀態曲面上，可找到正規空間中原點(0,0)到極限狀態的破壞曲面(failure surface)的最小距離 β ，即為可靠度指標，如圖1所示。因此，

$$\beta = \min \left(\sum_{i=1}^n u_i^2 \right)^{\frac{1}{2}} \quad (1)$$

式中，設計點 $U^* = [u_1^*, u_2^*, \dots, u_n^*]^T$ 滿足

$$g(U^*) = g(u_1^*, u_2^*, \dots, u_n^*) = 0 \quad (2)$$

其中 $g(U^*)$ 表示為正規化空間的極限狀態函數。

這樣的定義方法稱為“Hasofer-Lind可靠度指標”[2]。這個做法的觀念上就是，於正規化空間中的極限狀態曲面上離原點最近的一點可能是破壞點，於此點作極限狀態函數的泰勒展開式並取至一階項來代替原曲面來進行可靠度的近似計算。

以下所述乃1974年Hasofer與Lind所提出的方法，即將常態分佈的隨機變數 x_i 正規化成 u_i 後，產生一具零平均與單位標準差的常態分佈變數。

$$u_i = \frac{x_i - \mu_{x_i}}{\sigma_{x_i}} \quad (3)$$

如此可將失效面的原始空間，轉換對應於一正規空間，將統計分佈中心點移至座標原點。

由針對非線性 $g(U)$ 且 $U = [u_1, u_2, \dots, u_n]^T$ 具統計獨立時，則由(1)(2)兩條件下，以泰勒展開後取線性部份，即：

$$g(U) \approx g(U^*) + \sum_{i=1}^n \frac{\partial g(U^*)}{\partial u_i} (u_i - u_i^*)$$

$$\mu_{g(U)} \approx g(U^*) + \sum_{i=1}^n \frac{\partial g(U^*)}{\partial u_i} (\mu U_i - u_i^*)$$

$$\sigma_{g(U)}^2 = \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^n \frac{\partial g}{\partial u_i} \frac{\partial g}{\partial u_j} \text{Cov}[u_i, u_j]$$

其中， $\mu_u = 0$ ， $\sigma_{u_i} = 1$ 且 $\rho_{u_i, u_j} = \text{Cov}(u_i, u_j) / (\sigma_{u_i} \sigma_{u_j})$ ， $\mu_{g(U)}$ 為隨機變數 g 之平均值，得到Hasofer-Lind可靠度指標如下：

$$\beta = - \frac{\sum_{i=1}^n u_i^* \left(\frac{\partial g(U^*)}{\partial u_i} \right)}{\sqrt{\sum_{i=1}^n \left(\frac{\partial g(U^*)}{\partial u_i} \right)^2}} = - \sum_{i=1}^n \alpha_i u_i^* \quad (4)$$

其中

$$g(U^*) = g(u_1^*, u_2^*, \dots, u_n^*)$$

$$\alpha_i = - \frac{\left(\frac{\partial g(U^*)}{\partial u_i} \right)}{\sqrt{\sum_{i=1}^n \left(\frac{\partial g(U^*)}{\partial u_i} \right)^2}} \quad (5)$$

$\alpha_i = (\alpha_1, \alpha_2, \dots, \alpha_n)$ 乃是由切平面的方向餘弦 α_i 構成的向量，即正規化空間中在最可能破壞點處的單位法向量。因此在正規化空間中之最可能破壞點 u_i^* 之座標分量如下所示：

$$u_i^* = -\alpha_i \beta \quad i=1, 2, \dots, n \quad (6)$$

轉換回原始座標系統，則最可能破壞點 x_i^* 的值为：

$$x_i^* = \mu_{x_i} - \alpha_i \sigma_{x_i} \beta \quad (7)$$

由上面式子經由迭代方式對極限狀態函數來運算，可使可靠度指標收斂至最小值 $\beta_{\min}$ ，其破壞機率表示為：

$$P_f = \Phi(-\beta) \quad (8)$$

可靠度為： $P_r = 1 - P_f = \Phi(\beta_{\text{norm}})$

可靠度與有限元分析的結合

本文主要對結構體作線性靜態的有限元素分析，並將有限元素分析之應力輸出結果進行系統可靠度分析，對於平板元素依失效模式定義其極限狀態函數如下：

在平面應力條件下，進行有限元素分析可得到每個板元素上的應力並可分解成其元素座標 x, y 上的應力 σ_x 、 σ_y 、 τ_{xy} ，本文對於平板元素是考慮 von Mises 降伏失效準則[16]，並在主應力皆為負值時考慮挫曲 (buckling) 破壞的型式，因此可建立平板元素的降伏極限狀態函數 G_{PF} 與挫曲極限狀態函數 G_{PC} ：

$$G_{PF} = S_{PF} - S_P \quad (\text{降伏}) \quad (9)$$

$$G_{PC} = S_{PC} - S_P \quad (\text{挫曲}) \quad (10)$$

其中，

$$S_P = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 - \sigma_x \sigma_y + 3\tau_{xy}^2} \quad (11)$$

S_P 為 von Mises 應力，

S_{PF} 為平板元素之降伏強度應力值，

S_{PC} 為平板元素之挫曲強度應力值，

由式(3)將上式正規化後得到：

$$\sigma_x = \mu_{\sigma_x} + \sigma_{\sigma_x} \alpha_x$$

$$\sigma_y = \mu_{\sigma_y} + \sigma_{\sigma_y} \alpha_y$$

$$\tau_{xy} = \mu_{\tau_{xy}} + \sigma_{\tau_{xy}} \alpha_{\tau_{xy}}$$

其中 α_x 、 α_y 、 $\alpha_{\tau_{xy}}$ 為隨機變數 σ_x 、 σ_y 、 τ_{xy} 轉入正規化空間的隨機變數，並求出降伏極限狀態函數的 $\partial G_{PF} / \partial \sigma_x$ 、 $\partial G_{PF} / \partial \sigma_y$ 、 $\partial G_{PF} / \partial \tau_{xy}$ 與挫曲極限狀態函數的 $\partial G_{PC} / \partial \sigma_x$ 、 $\partial G_{PC} / \partial \sigma_y$ 、 $\partial G_{PC} / \partial \tau_{xy}$ 以進行 ASM 可靠度方法計算，其計算流程如圖2所示。針對平板元素而言，若元素到降伏時應以降伏時之主應力 σ_1 、 σ_2 大小施加於結構上，但若平板元素發生挫曲時，這時板以達到終極極限狀態(已進入後挫曲狀態)破壞已發生，故此時之板結構所能承受之應力變的很小。

結構可靠度之系統觀念與應用

一般實際的大型工程結構是由許多構件所組成，比較複雜，因此在評估結構的可靠性時，若在結構整體中只考慮唯一極限狀態時，其可靠度分析所得之失效機率可能無法代表整個結構的系統失效機率。因此考慮系統的可靠度觀念，也就是說系統可靠度觀念是考慮由許多構件所組成的結構，先由單構件分別考慮其失效模式，再使用機率之交集與聯集觀念來將整體結構模擬成一個串聯與並聯的組合，再求其系統可靠度。以下分別先將串聯組合系統與並聯組合的觀念與計算方法做一個討論，最後並說明當串聯與並聯組成為一系統時，其元件如何組合成更簡單的系統組合以方便於評估整個系統的可靠度。

1. 串聯系統

串聯系統定義成元件組合中若其中任一一個以上的元件失效即造成整個系統失效，而整個系統的失效機率為各個串聯的元件機率的聯集。其中要說明的是元件之間是具有相關性的，亦即任兩元件所建立的極限狀態函數一般擁有相同的隨機變數，因此有相關係數的存在。

計算相關係數：

$$\rho_{ij} = \rho_{g_i, g_j} = \frac{\text{COV}(g_i, g_j)}{\sigma_{g_i} \sigma_{g_j}} = \frac{\sum_{k=1}^n \alpha_{ik} \alpha_{jk}}{n} \quad (12)$$

式中 $\text{COV}(g_i, g_j)$ 為系統中任二元件之極限狀態函數 g_i 、 g_j 的協方差(covariance)。 σ_{g_i} 、 σ_{g_j} 為 g_i 、 g_j 的標準差。 α_{ik} 代表第 i 元件中第 k 個標準常態分佈的方向餘弦。

1.1 Dunnett & Sobel 積分方法計算串聯系統

$$\Phi_n(\bar{\beta}, \bar{\rho}) = \int_{-\infty}^{\infty} \phi(y) \prod_{i=1}^n \Phi\left(\frac{\beta_i - \sqrt{\rho} y}{\sqrt{1-\rho}}\right) dy \quad (13)$$

公式(12)是表示在各相關係數皆為 ρ 下， n 個串聯元件皆在標準高斯常態分佈中安全區域的交集，故欲求取此串聯系統的失效機率為：

$$P_f = 1 - \Phi_n(\bar{\beta}, \bar{\rho}) = 1 - \int_{-\infty}^{\infty} \phi(y) \prod_{i=1}^n \Phi\left(\frac{\beta_i - \sqrt{\rho} y}{\sqrt{1-\rho}}\right) dy \quad (14)$$

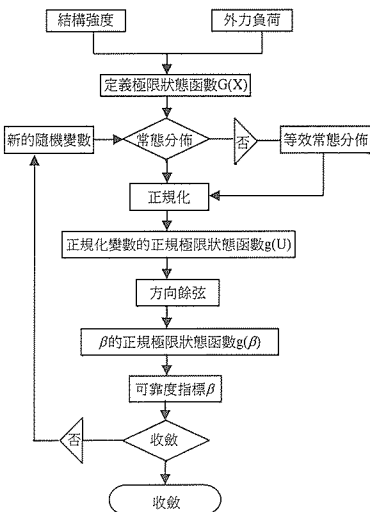


圖2 可靠度計算流程圖

其中 $\bar{\beta} = (\beta_1, \dots, \beta_n)$ 為各破壞元件的可靠度指標, ρ 為任兩組安全餘裕 $M_i, M_j, i \neq j$ 的相關係數。

一般來說, 任兩元件之間的相關係數 ρ_{ij} 不相等時, 可由文獻[4]的近似方法求得:

$$\bar{\rho} = \frac{1}{n(n-1)} \sum_{i,j=1}^n \rho_{ij} \quad (15)$$

1.2 Ditlevsen's 邊界方法

若針對串聯系統做一破壞機率之上下界估算, 可引用Ditlevsen's bounds法, 即:

$$P_{lower} = P(F_1) + \sum_{n=2}^{\infty} \max\{P(F_n) - \sum_{b=1}^{n-1} P(F_b \cap F_n), 0\} \quad (16)$$

$$P_{upper} = \sum_{a=1}^n P(F_a) - \sum_{a=2, b < a}^n \max\{P(F_a \cap F_b)\} \quad (17)$$

得到破壞機率之上下界:

$$P_{lower} \leq P_R \leq P_{upper} \quad (18)$$

其中 $P(F_a \cap F_b) = \Phi_2(-\beta_a, -\beta_b; \rho_{ab})$ 乃二個構件 F_a 與 F_b 串聯組合之破壞機率, 其計算方法乃採用重積分方法做數值的積分[10]如下:

$$P(F_i \cap F_j) = \int_{-\infty}^{\infty} \int_{-\infty}^{\infty} \frac{1}{2\pi\sqrt{1-\rho_{ij}}} e^{-\frac{1}{2(1-\rho_{ij})}(\beta_i^2 + \beta_j^2 - 2\beta_i\beta_j\rho_{ij})} d\beta_i d\beta_j \quad (19)$$

式(19)為計算串聯系統可靠度之第二方法, 但特別注意的是, Ditlevsen's bounds方法只考慮到雙破壞模式的交集機率(joint probabilities), 而忽略三個 $P(F_a \cap F_b \cap F_c)$ 以上的交集機率, 而且從第 i 到第 n 個元件必須調整元件順序以符合 $P(F_i) \geq P(F_2) \geq \dots \geq P(F_n)$, 因此若串聯數目越多, 其上下邊界越寬而越會失去其精密度。而由式(16)與(17)中, 若一串聯系統由三個元件所組合而成則由Ditlevsen's bounds可以展開成:

$$P_{lower} = P(F_1) + \max\{[P(F_2) - P(F_2 \cap F_1)], 0\} + \max\{[P(F_3) - P(F_3 \cap F_1) - P(F_3 \cap F_2)], 0\} \quad (20)$$

$$P_{upper} = P(F_1) + P(F_2) + P(F_3) - P(F_1 \cap F_2) - \max\{P(F_3 \cap F_1), P(F_3 \cap F_2)\} \quad (21)$$

其中, $P(F_i) \geq P(F_2) \geq P(F_3)$ 。

2. 並聯系統

並聯系統乃定義元件並聯組合中, 當所有元件皆發生失效時才造成整個系統的失效, 而整個系統的失效機率為各個並聯的元件機率的交集, 其任兩元件之間若具有相關係數的存在, 則在以下作進一步說明。

2.1 直接積分法計算並聯系統破壞機率

用直接積分法來計算三個元件數以下所組成的並聯系統之失效機率較為簡單, 元件越多則困難度越高, 其中 $\Phi_n(-\bar{\beta}; \bar{\rho})$ 代表 n 個破壞模式常態分佈下的積分值, 其通式為[10]:

$$\Phi_n(-\bar{\beta}; \bar{\rho}) = P\left(\bigcap_{i=1}^n \{\bar{\alpha}_i^T \bar{Y} \leq -\beta_i\}\right) = \int_{-\infty}^{\infty} \dots \int_{-\infty}^{\infty} \frac{1}{(2\pi)^{n/2} \sqrt{\det[\bar{\rho}]}} \exp\left(-\frac{1}{2} \{\beta\} [\bar{\rho}]^{-1} \{\beta\}^T\right) d\beta_1 \dots d\beta_n \quad (22)$$

上式若為二個破壞模式時的表示式即為公式(19)。

2.2 Dunnett & Sobel 積分方法計算並聯系統

公式(22)即為 n 個並聯系統構件失效機率之交集, 正是本文中所要取的並聯系統的破壞機率, 而其計算方法與公式(13)相似, 但是 $\bar{\beta}$ 需要換成 $-\bar{\beta}$, 即:

$$\Phi_n(-\bar{\beta}; \bar{\rho}) = \int_{-\infty}^{\infty} \phi(y) \prod_{i=1}^n \Phi\left(\frac{-\beta_i - \sqrt{\rho_{ij}} y}{\sqrt{1-\rho_{ij}}}\right) dy \quad (23)$$

若各元件具有相同的相關係數, 或作近似計算時, 可由下式求得:

$$\bar{\rho} = \frac{1}{n(n-1)} \sum_{i,j=1}^n \rho_{ij}$$

最後代入(23)得到並聯系統失效機率為:

$$P_R = \Phi_n(-\bar{\beta}; \bar{\rho}) = \int_{-\infty}^{\infty} \phi(y) \prod_{i=1}^n \Phi\left(\frac{-\beta_i - \sqrt{\rho_{ij}} y}{\sqrt{1-\rho_{ij}}}\right) dy \quad (24)$$

實例分析結果與計算

本文首先對一箱型結構進行系統可靠度分析, 其剖面如圖3所示, 表1模型的材料特性, 其中模型甲板上的加強材間距為152.4mm, 底板上的加強材間距為203mm, 側板上的加強材間距為127mm, 而系統可靠度包含並聯組合系統分析, 由於此模型已有實驗結果[17], 故可以將系統可靠度分析與實驗相互檢驗, 其實驗之舢舨彎矩即為本系統可靠度分析之外力, 為1510.768 KN-m, 是當時實驗模型破壞之極限強度。對箱型結構進行有限元分析時, 先建立其有限元模型, 結構是由592個節點與675個元素所組成, 元素包含540個平板元素(SHELL63)與135個樑元素(BEAM188), 網格劃分如圖4所示。

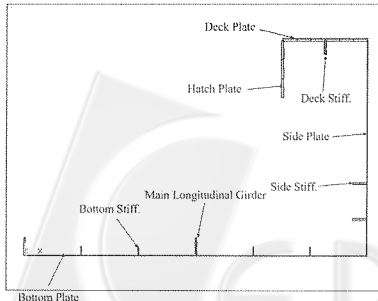


圖3 箱型結構的舢舨剖面圖

表1 箱型結構的材料特性

	長(mm)	寬(mm)	厚(mm)
Deck Plate	5486.428	304.8	9.53
Side Plate	5486.428	762.002	2.77
		5	
Bottom Plate	5486.428	1219.24	2.77
Hatch Plate	5486.428	203.201	9.53
Deck Stiff.	5486.428	50.8	9.53
Side Stiff.	5486.428	50.8	2.77
Bottom Stiff.	5486.428	31.8	3.18
Main Longitudinal Girder	5486.428	63.5	6.35

降伏強度: 287MPa · 外力的變異係數: 0.07 · 壓縮強度因子: 0.65

表2 邊界條件施加表

位置	線位移約束			角位移約束		
	δ_x	δ_y	δ_z	θ_x	θ_y	θ_z
中縱剖面	0	-	-	-	0	0
前端面	0	0	0	-	0	0
後端面	0	0	-	-	0	0

表3 箱型結構可能失效的元素

元素	609(Deck)	157(Bottom)	
方向	σ_x	-0.03697	-0.03813
餘	σ_y	-0.99865	-0.99776
弦	τ_{xy}	-0.03884	-0.054878
可靠度指標	2.86622	-2.51472	

依參考文獻[18]的分析對模型施加邊界條件與外力，邊界條件為在中縱剖面($x=0$)內的節點 x 方向線位移 δ_x 為0，繞中縱剖面內的兩個座標軸 y 和 z 方向的角位移 θ_y 、 θ_z 為0，此為結構左右對稱的邊界條件。模型前端面 x 、 y 、 z 方向的線位移 δ_x 、 δ_y 、 δ_z 為0，端面內 y 和 z 方向的角位移 θ_y 、 θ_z 為0；後端面 x 和 y 方向的線位移 δ_x 、 δ_y 為0，端面內的 y 和 z 方向的角位移 θ_y 、 θ_z 為0，圖5為施加邊界條件後的結果，施加的外力為實驗的彎矩。如表2所示。圖6為分析後應力分佈圖，選取可能失效的元素如表3所示，元素中可靠度指標最低的優先考慮為最可能失效的元素，故選取元素157，其所承受的應力為壓應力，重新定義元素157的結構特性繼續分析後可知，元素160為最可能發生扭曲的元素，重複上述的步驟，接著可能失效的結構為元素163。因此，結構自元素157開始至元素163的失效預測路徑已達到失效階段的元素組合圖，如圖7所示，將分析後的應力值代入公式(10)可求得表4的結果。由表4的方向餘弦可求得三個元素並聯後的相關

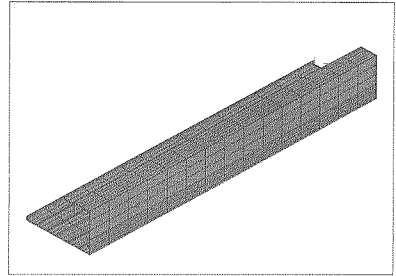


圖4 箱型結構之有限元網格圖形

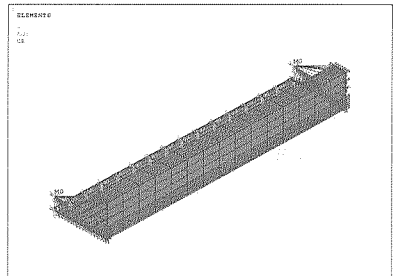


圖5 箱型結構的邊界條件

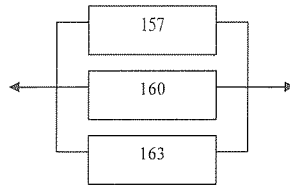


圖6 箱型結構之應力分佈圖

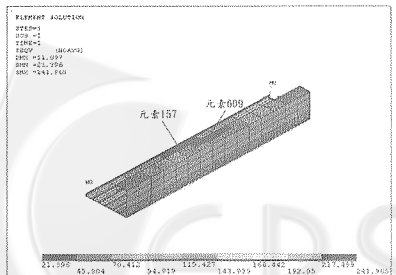


圖7 箱型結構之起始失效路徑組合

表4 箱型結構可靠度分析的結果

元素	157	160	163	
方向	σ_x	-0.03813	-0.04766	-0.03895
餘弦	σ_y	-0.99776	-0.99885	-0.99924
弦	τ_{xy}	-0.05487	-0.00429	-0.00691
可靠度指標	-2.51472	-2.73893	-2.85828	

表5 箱型結構之失效元素的相關係數

相關係數	157	160	163
157	1	0.99866	0.99886
160	0.99866	1	0.99997
163	0.99886	0.99997	1

表6 175700載重噸單殼散裝貨輪主要尺寸

載重噸(DWT)	175700
全長(m)	286
垂線間長(m)	281.5
船寬(m)	45
船深(m)	24.1
船吃水(m)	16.5
C_B	0.876

表7 175700載重噸單殼散裝貨輪可能失效的元素

元素	4842(Deck)	20593(Bottom)	
方向	σ_x	0.00849	-0.11954
餘弦	σ_y	-0.99996	-0.87423
弦	τ_{xy}	-0.00207	-0.47057
可靠度指標	9.00295	0.74716	

係數，如表5所示，由公式(14)得到相關係數 $\bar{\rho} = 0.99916$ ，再由公式(22)可求得三個元素並聯後的破壞機率為0.99404，可靠度指標為-2.51472，由破壞機率可以發現結構都已經發生破壞，與實驗結果相符。

其次選取一艘175700載重噸之單殼散裝貨輪來進行系統可靠度分析，船體主要尺寸如表6所示，為了減小邊界條件對有限元分析的影響，模型範圍取船艏三個貨艙段長來進行分析，網格劃分如圖8所示。一般而言，船艏處所受的彎矩最大，所以以其來取代全船的有限元分析，可以減少有限元的計算。此模型是由13143個節點與25361個元素所組成，所受外力則採用美國驗船協會(ABS)SAFEHULL[19][20]系統中之十種標準負荷條件(loading conditions)，再用有限元軟體MSC/NASTRAN進行結構分析。圖9為有限元模型受靜水彎矩 3.89781×10^6 KN-m和波浪彎矩6.59630×

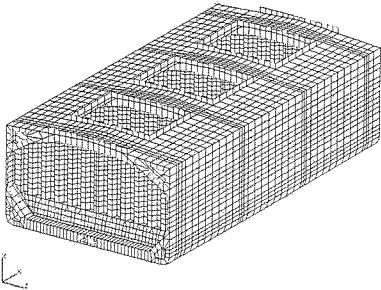


圖8 175700載重噸單殼散裝貨輪艏三貨艙長有限元模型

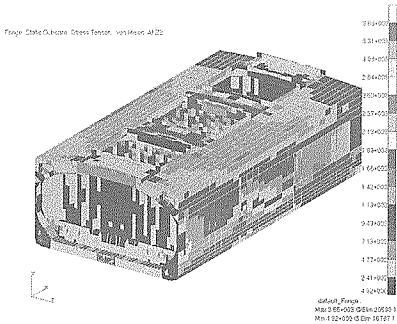


圖9 175700載重噸單殼散裝貨輪應力分佈圖

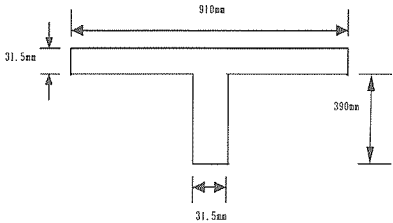


圖10 散裝貨輪甲板加強材尺寸圖

10^6 KN-m和經分析後之應力分佈圖。圖10為散裝貨輪甲板加強材尺寸圖。選取可能失效的元素如表7所示，以元素中可靠度指標最低的為優先考慮為最可能發生破壞的元素，故選取元素20593，元素20593詳細的位置如圖11所示。

重新定義元素20593的結構特性繼續分析後可知，元素11793接下來為最可能發生失效的元素，由式(9)可求得可靠度指標為0.26777。重複上面的重新

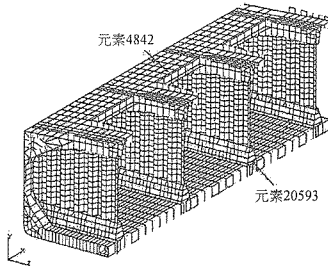


圖11 失效元件示意圖

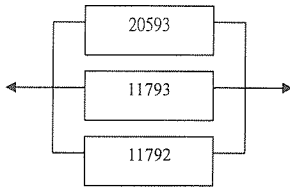


圖12 結構之元素20593起始路徑組合

定義結構特性繼續分析的步驟，接著可能失效的結構為元素11792，結構自元素20593開始至元素11792的失效預測路徑以達到失效的階段之元素組合如圖11所示，將表8的方向餘弦可求得元素20593、11793和元素11792並聯組合後的相關係數如表9所示由式(15)得到相關係數 $\rho = 0.75185$ ，代入式(23)可求得並聯後的破壞機率為0.18032，可靠度指標為0.91416。而文獻[21]是以

$$G(\vec{X}) = x_u \cdot SM \cdot \sigma_{cr} - x_{sw} \cdot M_{sw} - x_w \cdot x_s \cdot M_w \quad (25)$$

的極限狀態函數來計算可靠度，其中，

$$\vec{X} = [x_u, SM, \sigma_{cr}, x_{sw}, M_{sw}, x_w, x_s, M_w]^T,$$

x_u 為模型強度之不確定因子，

x_{sw} 為預測靜水彎矩之不確定因子，

x_w 為預測波浪彎矩之不確定因子，

x_s 為在舢舨狀態時分析之不確定因子，

SM 為有效剖面模數，

σ_{cr} 為臨界應力，

M_{sw} 為靜水彎矩，

M_w 為波浪彎矩，

不確定因子的分佈型態、平均值及變異係數如表10所示，隨機變數的分佈狀況、平均值及變異係數等如表11所示。本文有限元模型所受的靜水彎矩和波浪彎矩分別為 3.89781×10^6 KN-m 和 6.59630×10^6 KN-m。

表8 等效元件元素可靠度值

元素	20593	11793	11792	
方向	σ_x	-0.11954	0.01110	-0.05490
餘弦	σ_y	-0.87423	-0.15580	0.22433
弦	τ_{xy}	-0.47507	-0.98773	-0.97297
可靠度指標	0.74716	0.26777	-0.02808	

表9 175700載重噸單殼散裝貨輪之失效元素的相關係數

相關係數	20593	11793	11792
20593	1	0.59967	0.66053
11793	0.59967	1	0.99536
11792	0.66053	0.99536	1

表10 不確定因子的分佈情況及其大小

隨機變數	分佈情況	平均值	變異係數
x_u	Normal	1.0	0.15
x_{sw}	Normal	1.0	0.05
x_w	Normal	0.9	0.15
x_s	Normal	1.15	0.03

表11 175700載重噸單殼散裝貨輪之隨機變數的分佈與大小

隨機變數	分佈情況	平均值	變異係數
初始降伏的剖面模數	Log Normal	423570(m-cm ²)	0.04
初始降伏的極限強度	Log Normal	347.9(N/mm ²)	0.07
彎曲挫曲的極限強度	Log Normal	319.26(N/mm ²)	0.07
彎扭挫曲的極限強度	Log Normal	254.57(N/mm ²)	0.07
靜水彎矩	Normal	3.89781×10^6 (KN-m)	0.08
波浪彎矩	Extreme	6.59630×10^6 (KN-m)	0.08

表12 175700載重噸單殼散裝貨輪之可靠度分析

破壞模式	一階可靠度指標	破壞機率
初始降伏破壞	1.502	0.066
彎曲挫曲破壞	1.120	0.131
彎扭挫曲破壞	0.569	0.477

將外力代入上式後可以求得各種破壞模式可靠度指標與破壞機率，其結果列於表12，比較上述兩種方法計算的結果，可得一階彎曲挫曲可靠度結果($\beta=1.12$)與利用FEM之系統可靠度結果($\beta=0.914$)相近。兩者結

果相差約18.4%，且破壞模式亦相似，此乃因為系統可靠度方法屬於比較精確的算法，它有包含船體的內部壓力、外部壓力和貨物壓力等較精確的受力，而第二種方法(文獻[21])則屬於簡略的算法，並未考慮上述幾種壓力。

結 論

本文主要是配合有限元素分析來進行結構系統可靠度分析，綜合上一章所述的結果，可以歸納出以下幾點結論：

1. 近年來工程結構分析上以有限元素分析所發展的軟體已成熟，且在電腦處理速度越來越快之條件下，配合有限元素分析來進行結構系統可靠度分析來評估結構的安全性可說是一項重要的研究方向。
2. 對於大型且複雜的結構而言，在進行整體有限元素分析與系統可靠度分析是相當困難，因此在分析過程中靠工程上的判斷來選擇最可能發生的失效模式與失效路徑是一項重要的起點，然後將系統簡化以評估結構的安全性是一個合理且有效率的方法。
3. 在計算並聯系統時，雖然多重積分的方法或Dunnett & Sobel積分方法皆可使用，但若並聯數目多時，Dunnett & Sobel積分方法比起多重積分方法來得快且有效，但多重積分的結果較為精準。
4. 依公式(25)所得之一階彎曲曲曲可靠度指標1.12，破壞機率為0.13，此結果較為保守而本文結合有限元素分析來分析的系統可靠度，所算出的可靠度為0.91416，破壞機率為0.18032，此方法屬於較精確的方法，然而此方法在有限元分析時之建模、施加外力和邊界條件上較為複雜。本文中所考慮較簡易的模型的實驗結果與系統可靠度分析之結果卻是一致的。
5. 由於次要之失效路徑影響結構系統可靠度效應較小，所以在複雜的大型結構中能以最可能之失效路徑來評估其結構之系統可靠度不失為一個好方法。
6. 本文在定義隨機變數時採用 σ_x 、 σ_y 和 τ_{xy} 為隨機變數，至於尺寸與材料特性皆視為定數。若能更進一步定義更多變數以達到較佳的結果是未來努力的方向。
7. 在實際工程結構問題中結構發生失效的型式眾多且相互關連，如疲勞與船體破損後的強度分析等問題，因此在評估結構安全性上考慮整體性的失效模式是未來努力的方向。

誌 謝

本論文研究承國科會經費補助(專題研究計畫編號NSC 95-2221-E-006-490)，得以順利完成，謹致謝意。

參 考 文 獻

1. Mansour, A.E., H.Y. Jan, C.I. Zigelman, Y.N. Chen and S. J. Harding, "Implementation of Reliability Methods to Marine Structures," *SNAME Transactions*, Vol.92, pp.353-392 (1984).
2. Hasofer, A.M. and N.C. Lind, "Exact and Invariant Second-Moment Code Format," *Journal of Engineering Mechanics*, ASCE, Vol.100, No.EMI, pp.111-121, Feb. (1974).
3. Mansour, A.E. and L. Hovem, "Probability Based Ship Structural Safety Analysis," *Journal of Ship Research*, Vol.38, No.4, pp.329-339 (1994).
4. Thoft-Christensen, P. and Y. Murotsu, *Application of Structural Systems Reliability Theory*, Springer-Verlag, Tokyo (1986).
5. Pu, Y., P.K. Das and D. Faulkner, "Structural System Reliability Analysis of SWATH Ships," *Engineering Structures*, Vol.18, No.12, pp.901-905 (1996).
6. Ditlevsen, D. and P. Bjerager, "Method of Structural Systems Reliability," *Structural Safety*, 4(3) (1986) 195.
7. Dey, A. and S. Mahadevan, "Ductile Structural System Reliability Analysis Using Adaptive Importance Sampling," *Structural Safety*, 20, pp.137-154 (1998).
8. Sundararajan, C.R., *Probabilistic Structural Mechanics Handbook*, Theory and Industrial Applications, Chapman & Hall, New York (1995).
9. Murotsu, Y., H. Okada and S. Hibi, "A System for Collapse and Reliability Analysis of Ship Structures Using a Spatial Element Model," *Marine Structures*, 8, pp.133-149 (1995).
10. Estes, A.C. and D.M. Frangopol, "RELSYS: A Computer Program for Structural System Reliability," *Structural Engineering and Mechanics*, Vol.6, No.8, pp.901-919 (1998).
11. Chao, R.J. and B.M. Ayyub, "Reliability and Uncertainty Evaluation for Longitudinal Bending of Hull Girders of Surface Ships," *Journal of Ship Research*, Vol.41, No.1, pp.57-68, March (1997).
12. 張少雄、楊永謙，「關於油船結構強度計算的幾種方法」，*武漢造船*，Vol.1, No.1, pp.5-12 (1999)。
13. 關寶新，*散貨船結構強度直接計算及強度標準研究*，武漢理工大學，碩士論文 (2003)。

14. 江建協、何炎平、譚家華等, “30萬噸FPSO結構強度分析研究”, *船舶工程*, Vol.27, No.5, pp.51-54 (2005)。
15. 陳慶強、朱勝昌, “大型集裝箱船整船有線元分析計算技術研究”, *船舶力學*, Vol.10, No.1, pp.80-91 (2006)。
16. 洪振發、李劍芳, *散裝貨輪船結構可靠度分析*, 國立台灣大學造船及海洋工程研究所, NTU-NAOE-Tech. Report 494 (1995)。
17. Mansour, A.E., J.M. Yang and A. Thayamballi, “A Experimental Investigation of Ship Hull Ultimate Strength,” *Transactions SNAME*, pp.411-439 (1990)。
18. “雙舷側散貨船結構強度直接計算指南”, 中國船級社 (2004)。
19. “Common Structural Rules for Bulk Carriers,” IACS (2006)。
20. “Safehull Finite Element Analysis of Hull Structures”, American Bureau of Shipping (2004)
21. 劉駿霖, *含腐蝕效應之雙船殼散裝貨輪的可靠度分析*, 國立成功大學系統及船舶機械工程研究所, 碩士論文 (2004)。

SYSTEM RELIABILITY ANALYSIS OF A SHIP LONGITUDINAL STRUCTURE

J.M. Yang C.L. Hsieh and Y.J. Suy

Department of Systems and Naval Mechatronic Engineering
National Cheng Kung University, Tainan, Taiwan

Keywords: System Reliability, Ultimate Strength, Bulk Carrier

ABSTRACT

One of the best ways to evaluate the safety of structures in highly uncertain and complicated ocean environment is to use the ultimate strength analysis and the system reliability analysis. Generally, the ship hulls are made of stiffened plates. In this study, a typical box girder with various stiffeners is employed as ship-type model for system reliability analysis. In this research finite element method and the first order second-moment reliability method are applied to evaluate the system reliability of ship structures. First, a ship-type box girder is selected as an example to evaluate the system reliability. Parallel system of plates and stiffeners with associated plates are considered. Finally, the failure probability on the midship section of a bulk carrier is evaluated by using the system reliability method. It is believed that the global probability of failure of a ship can be obtained by utilizing the above system reliability analysis method.

(Manuscript received Sep. 28, 2007,
Accepted for publication Mar. 18, 2008)

