

JCRR



FRP 漁船造船技術之研討

THE SYMPOSIUM ON
FRP FISHING BOAT

中國農村復興聯合委員會

漁業專輯第29號



中華民國 台北市

民國六十七年八月

第二屆FRP造船技術討論會

主辦：中華民國
玻璃纖維
強化塑膠
技術協進會

贊助：中國農村復興委員會

協辦：國立成功大學

目 錄

1. 本省FRP漁船型之研討與改良 李銘霖 1
2. 波浪對小型船舶之拍擊
(*Slamming for a Small Boat in Waves*)
..... 吳重雄 9
3. *FRP* 船丈量及建造法規上應注意點 王金全 14
4. *FRP* 船體與船速及馬力之配合 黃正清 19
5. 最佳設計方法在造船初步設計之應用
(*Applications of Optimization Methods in
ship preliminary Design*) ... 劉榮三 35
6. *FRP* 資材使用上應注意之事項 竹內寅榮 75
7. *FRP* 新造船舶之船體檢驗 黃正清 77
8. *FRP* 造船廠主要設備標準 黃正清 88
9. *FRP* 漁船の設計について 土屋孟 93
10. *FRP* 漁船の構造設計 竹鼻三雄 106
11. *FRP* 漁船の關係法規類 竹鼻三雄 115

本省FRP 漁船型之研討與改良

一、前言

李 銘 霖

爲增加漁船的經濟效益及減少海難事故的發生，本省漁船所應改進的地方很多，如漁具漁法的改進、新漁場的開拓等等之外，我們認爲漁船現代化實是最重要的。所謂現代化的漁船，不外乎新型裝置的增設與現代化的船體。其在性能方面應具有：

- (一)較高的航速。
- (二)適切的穩度與適航性。
- (三)船員生活起居的改善。
- (四)作業工作面積大，增加工作之便利。
- (五)新式裝置的採用，增加漁獲量以減低成本。
- (六)作業航行半徑增大。

因FRP漁船較木殼者有實質上的利益，無論在安全、經濟、使用保養方面都表現出它優良的品質，因此漸被本省漁民所愛用。我農復會及政府有關單位目前也正在積極大力推廣中。我造船業早在十年前已開始採用FRP建造漁船，目前FRP漁船的建造正呈現一片蓬勃的景象，且在不久將來大有取代木殼漁船的趨勢。

本文將捨去新式裝置的採用不談，而僅只着重船長 20 公尺以下高速FRP漁船船型之研討，並先對本省現有FRP漁船船型的缺點提出分析。

二、現有FRP 漁船船型之研討與改善措施

本省現有船長 20 公尺以下FRP漁船船型大部份都仍沿用木殼漁船的船型，茲將其性能逐項檢討說明如下：

(一)主要尺寸

- (1)水線長 (L_{WL})：就不同的船速來說，低速船（即 $\frac{V}{L}$ 小者），阻力大部份爲摩擦阻力，於排水量一定時，應使船體浸水面積小，故以短而肥的線型較爲有利。高速船（即 $\frac{V}{L}$ 大者），剩餘阻力漸增其重要性，故水線長需要增加，線型係數需要減小。

由此可知，於高速船，其細長比 ($\frac{L_{WL}}{V^{1/3}}$) 應取較大者。現有FRP漁船船速較低（大約 5～7 節），故其細長比較小，若欲設計較高速船（10 節以上），則須增大水線長或減小排水量，使其細長比達 5.0 或以上。

- (2)船寬 (B)：船寬是穩度的決定因素，小型船的穩定性很容易失去，爲確保足夠之穩度，都取用較大之船寬。但其缺點爲 B 增大則 GM 增大，致使橫搖週期小，容易與波同調，給人不舒服的感覺。另外船寬增大則阻力增加，損失馬力。

因此要設計一具有足夠穩度且不增加阻力的船寬，對小船而言，是不容易的事。現有FRP漁船橫搖非常厲害，其船寬大是原因之一。若欲設計較高速船，水線長與船寬之比例 ($\frac{L_{WL}}{B}$) 應儘可能取大者，最好能達 4.5 以上。

(3)船深 (D)：船深大則排水量可增加，但船之重心會提高，且吃水若隨船深增加，則定傾中心降低，穩定性較差。

因此 $\frac{B}{D}$ 值大可以改善重心提高的問題，但航行於有風浪之海面的船隻， $\frac{B}{D}$ 值不可大於 2.5~

2.7。現有 F R P 漁船之 $\frac{B}{D}$ 值甚至有小於 2.0 者，其船深太大，穩定性必差。對較高速船， $\frac{B}{D}$ 值最好能取用 2.3~2.7 之間者。

(4)吃水 (T) 與乾舷：吃水係隨船深與乾舷的大小而變。於同一型船，吃水大者，GM 值會減小。本省木殼漁船因吃水大，乾舷小，預浮力不夠，故艏艉舷弧取得非常之大，以增加船之預浮力。但 F R P 漁船船殼重量輕，因此其乾舷將較同型木殼船者為大，若有足夠乾舷，F R P 船實不必取如木殼船那麼大的舷弧，如此受風面積減少，可減小阻力及增加適航性。至於乾舷的大小，在漁船方面我國並無法令上的規定，但設計者可參考日本小型漁船安全基準所規定者。總之，乾舷的大小要適切。目前有部份 F R P 漁船其乾舷甚大（船深大，吃水小），此種船在海上航行時，因水線以上受風面積大，傾側力矩也大，致使橫搖加劇甚至有翻覆之危險。

(二)船型係數 (C_b , $C_{\text{中}}$, C_P , C_W)

因漁船的舵桿距水線艏端之距離與水線長之比值較一般商船者為大，故計算漁船船型係數時，

長度取水線長較為合理。即如 $C_b = \frac{V}{L_{WL} \times B \times T}$, $C_P = \frac{V}{L_{WL} \times A_{\text{中}}}$, $C_W = \frac{A_w}{L_{WL} \times B}$

於高速船其船型係數 (C_b , $C_{\text{中}}$, C_P , C_W) 應較低速船者為小。茲分述如下：

(1) C_b ：現有 F R P 漁船之 C_b 值約在 0.65 以上，若欲設計較高速漁船， C_b 該取小至 0.55

左右者。 C_b 小，排水量 (V) 小，則可得較大之細長比 ($\frac{L_{WL}}{V^{1/3}}$)，如此可防劇烈縱搖

(Pitching)，符合高速船設計的要求。

(2) $C_{\text{中}}$ ： $C_{\text{中}}$ 應隨 C_b 之大小而變，即於低速船 C_b 大則 $C_{\text{中}}$ 大，於高速船 C_b 小則 $C_{\text{中}}$ 小。若 $C_{\text{中}}$ 太小，則橫斜高 (Rise of Floor) 甚大，對橫搖的抵抗能力較差。

現有 F R P 漁船的 $C_{\text{中}}$ 值約在 0.9 以上，若欲設計高速船此值應取較小者，如 0.85 左右或以下。

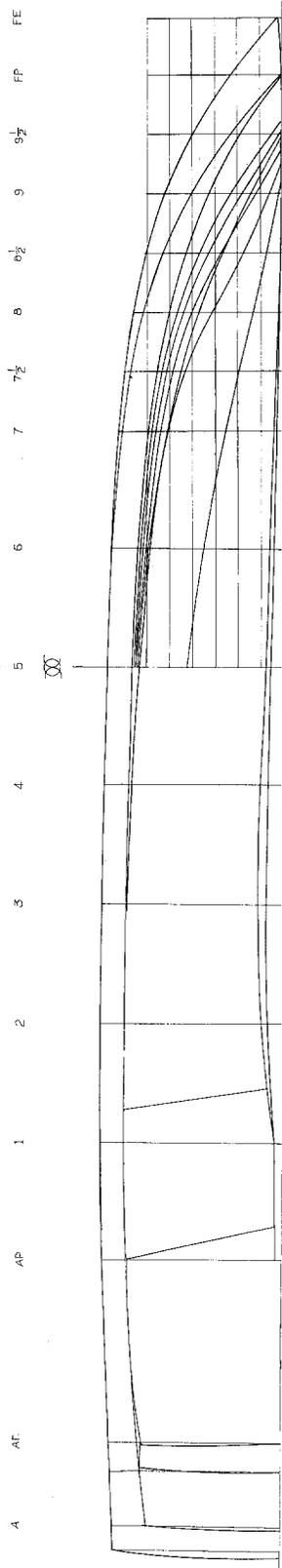
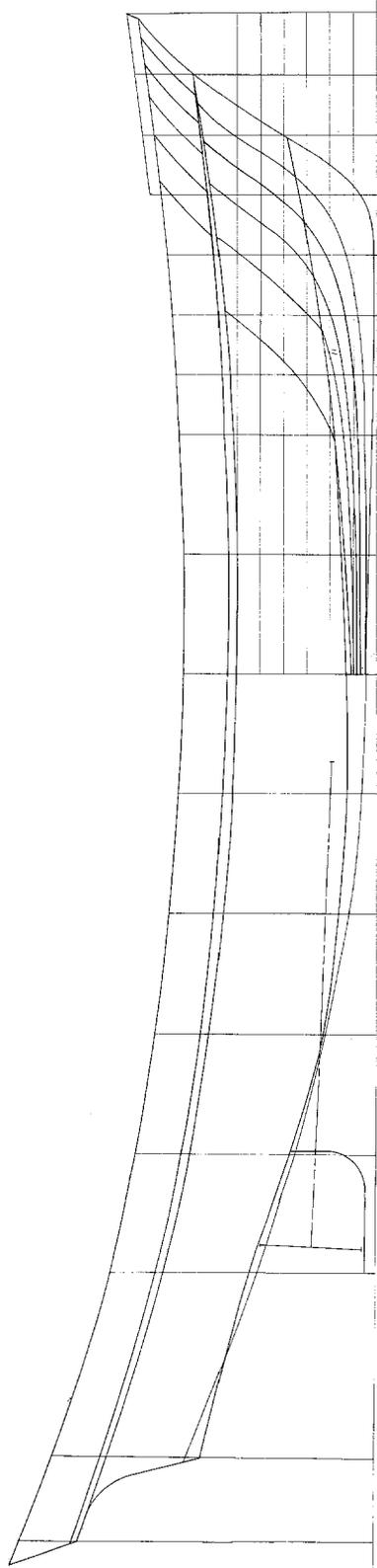
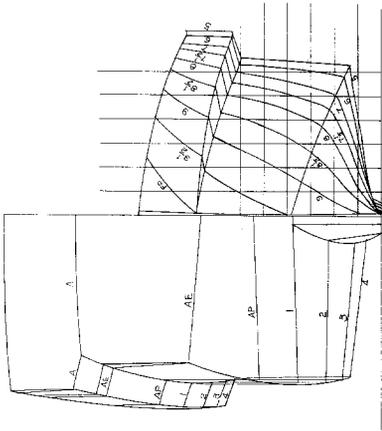
(3) C_P ： C_P 值小，則興波阻力變小。現有 F R P 漁船之 C_P 值約在 0.7 以上，若欲設計高速船 C_P 應取用 0.66 左右或以下者為佳。

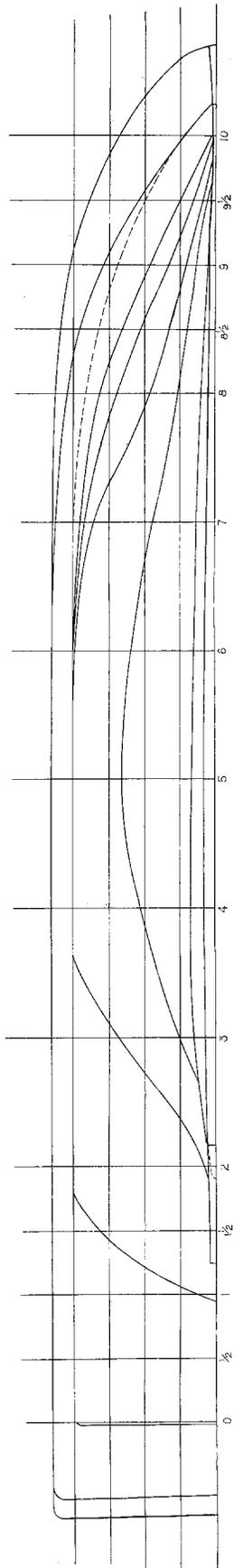
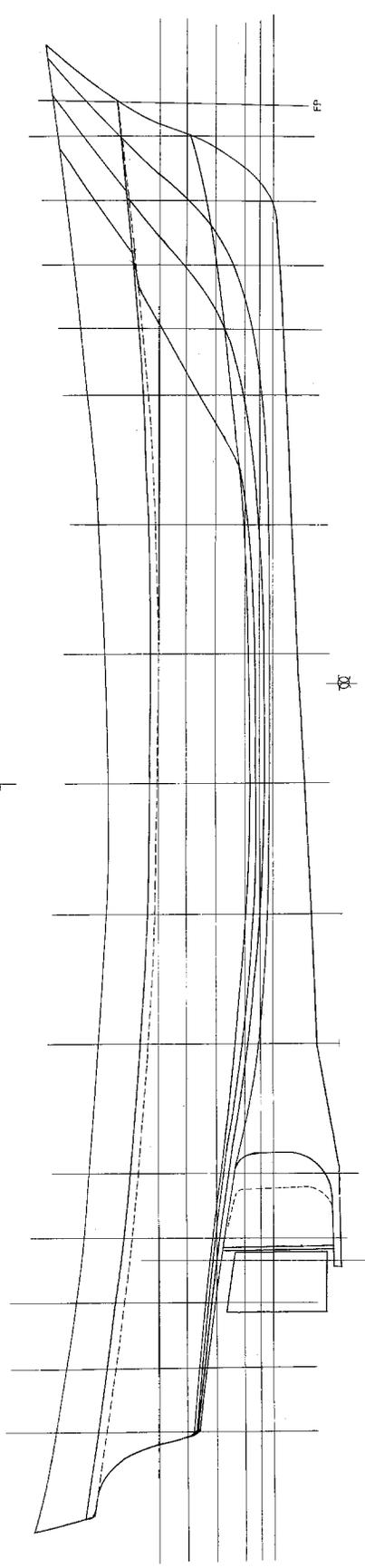
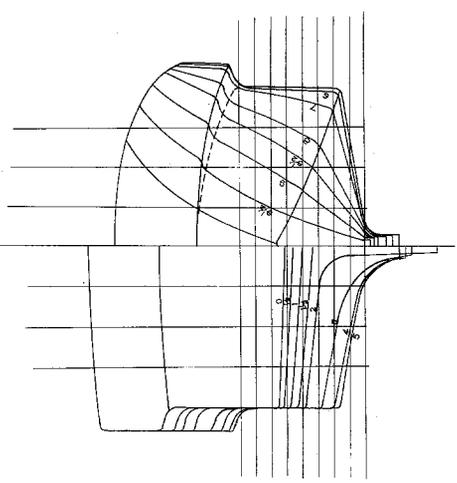
(4) C_W ： C_W 值之大小係隨 C_P 而變。一般小型船為求增加穩度及艏部浮力， C_W 都選用較大值。但現有 F R P 漁船為增加艏部浮力，有不少船其舭後傳葉附近的水線半寬比舭部者大因此 C_W 很大，此為一不合理處，因其影響船之推進及適航性至鉅。於高速漁船之設計，因 C_P 小，故 C_W 亦應取較小值，如小於 0.9 者。

總之在選擇適當船長及船型係數時，亦應對適航性予以適當考慮，過短而肥的線型在惡劣的氣候時較長而瘦的線型易失速，且舭底部於縱搖時易因撞擊而受損。

(三)浮力中心的縱向位置 (L C B)

排水量在長度方向的分配可以 L C B 的位置來表示，所有的資料均顯示當 $\frac{V}{\sqrt{L}}$ 增大，線型係數減小時，L C B 的位置應向船後移，即舭部變瘦，使於較大的 $\frac{V}{\sqrt{L}}$ 時，波浪阻力不致增大過劇





圖三

現有FRP漁船的艙部都較肥胖，因此LCB無法處於較舢後位置。若欲設計高速船，應將艙部改瘦，並將最大橫截面設於舢後，使LCB的位置得以後移，如此才符合高速船的設計要求。至於對多大的 $\sqrt{\frac{V}{L}}$ 該配多少的LCB，則有待船模試驗室以船模系列去進行研究分析。一般高速船的LCB位置大約在舢後0.02 ~ 0.05 L左右。縱向重心(LCG)的位置該與LCB適切配合，以防發生過大的俯仰差。

(四) 艙部線型

為避免艙易於上浪，艙橫截面線型應適當的向舷外伸張(Flare)，艙應向前傾斜使艙自載重水線以上開始逐漸增加寬度，且艙露天甲板距離水面應有足夠高度。

現有FRP漁船因艙橫截面線型向舷外伸張度不夠，故艙部非但極易上浪且工作面積狹窄，作業時甚感不便。良好的艙部線型設計應能避免上述幾項缺點。

(五) 艙部線型

小型船艇艙多採用方形艙(Transom Stern)，其優點為艙甲板寬大，艙水線面積增大使穩度增加。但方型艙船底平坦，受俾葉運轉引起的震動較驟，因而需要較大的俾葉頂部與船底的間隙。通常約需0.15 D以上(D為俾葉之直徑)。

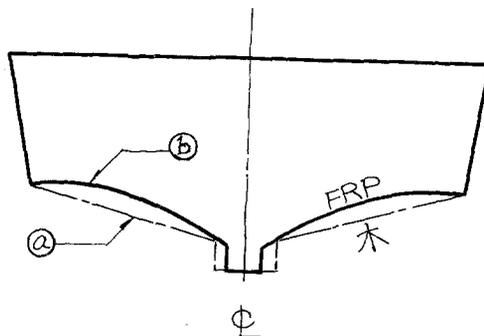
現有FRP漁船因沒有採用初俯仰差(Initial Trim)的設計法，以致螺槳孔太小，俾葉安裝不下。為解決此一嚴重問題，只好將艙往後上方翹，以增大螺槳孔空間。但此時艙部浮力大量減少，一有荷載則艙部下沈。為解決艙部下沈問題，只好將艙舷弧取得非常之大，艙部有如鵝尾高翹半空，結果非但不利漁撈作業且因受風面積大，更影響航速，甚至引起傾覆之危險。

艙部線型問題影響推進，航速、安全甚大，是目前FRP漁船採用木殼船型造成的最嚴重問題，只有採用初俯仰差(Initial trim)的設計法才能解決。

(六) 橫剖面線型

排水量輕的FRP漁船，因B/D值大，故GM大，以致橫搖急劇，船員易感疲勞不適。為解決此問題，剖面線型需採用角型艙緣(Hard Chine)、艙鰭(Skeg)、箱形龍骨(Box Keel)等橫搖減衰性高的船型。角型漁船如果選擇良好船型不僅船型模簡單且不會減低航速，故FRP漁船，尤其是小型漁船最低限度舢部也應採用角型剖面。

但現有FRP漁船的舢剖面成如圖二(a)之形狀，若能改成如圖二(b)者，則對橫搖之抵抗力將大大增加。



圖二 FRP船橫剖面形狀

另現有FRP漁船，為增加艫浮力，將舢後部份（在螺槳附近）剖面設計得比舢部寬大，如此將減少船舶航行時的直線穩定性，此亦為不合理之處。

(七)水線曲線之線型

現有FRP漁船滿載水線入水角還嫌太大，如能改用約20°左右（或以下）者且艫水線略成直線，則更能達高速船設計之要求。其螺槳附近的水線半寬比舢部者大之情況，應改成在舢後不遠處為最大船寬處。

又艫低水線在艫部成為直線之反折，如此形成一極不良的船型，將產生較高阻力，減低螺槳效率。

(八)船員住艙問題

住艙高度不足，空間狹窄，未能使船員有較舒適的起居空間，影響船員情緒，急應改善。在安全條件容許下，住艙應儘量高敞，不可再如木殼船墨守成規。何況IMCO及ILL皆有最低標準之起居設備，更需造船界努力追求改善以符規定。

三、高速FRP漁船船型設計之研究

載重、容積、航速及穩度是決定線型主要尺寸及係數的主要因素，設計的過程是經過對類似船舶分析瞭解其性能後，由初步設計開始，於反復求證後完成的。載重與容積在一般漁船設計並不難達成，但若再加上高的航速及足夠的穩度等要求則小型漁船的設計變得非常困難。尤其本省迄今為少有高速漁船的資料可提供設計人員作為參考，也無法對類似船舶加以分析並瞭解其性能，因此適合本省漁民使用的高速漁船船型問題，早已成為本省漁民所最企盼解決的事。

其實目前高速FRP漁船船型之設計最主要的問題，是如何選定具有足夠穩度之最小阻力船型（即具有快速與安全之優越條件者）。至於其他問題如本文第二節所述者，都可迎刃而解。

(一)最小阻力高速FRP漁船船型之選定

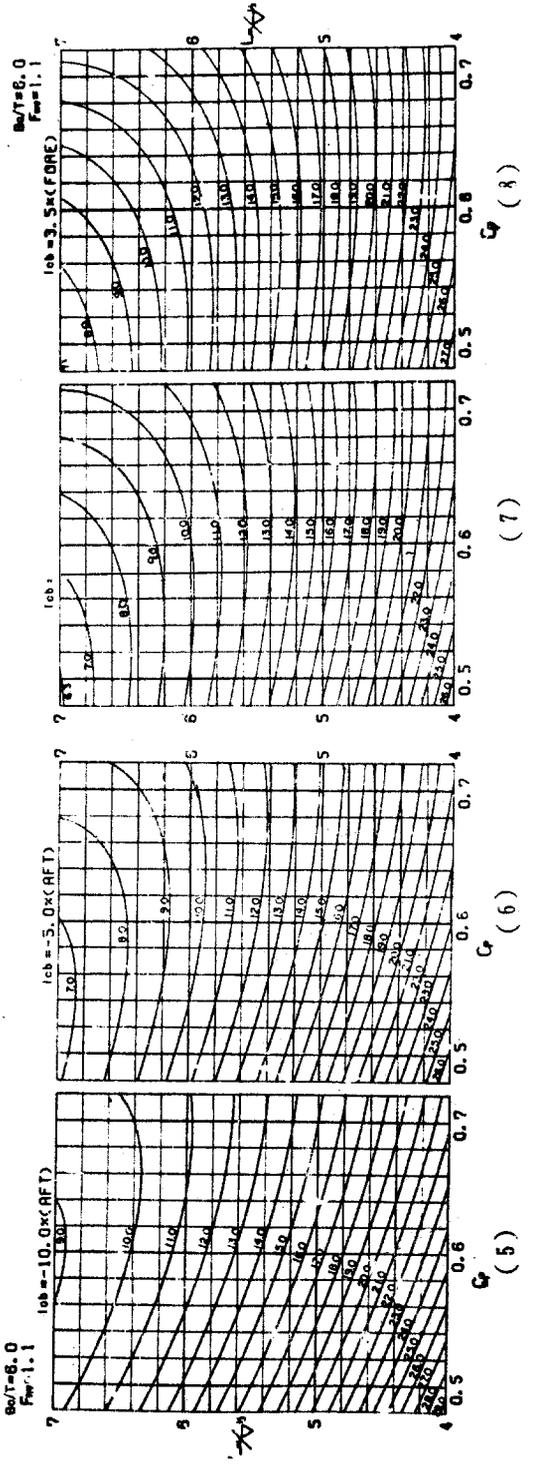
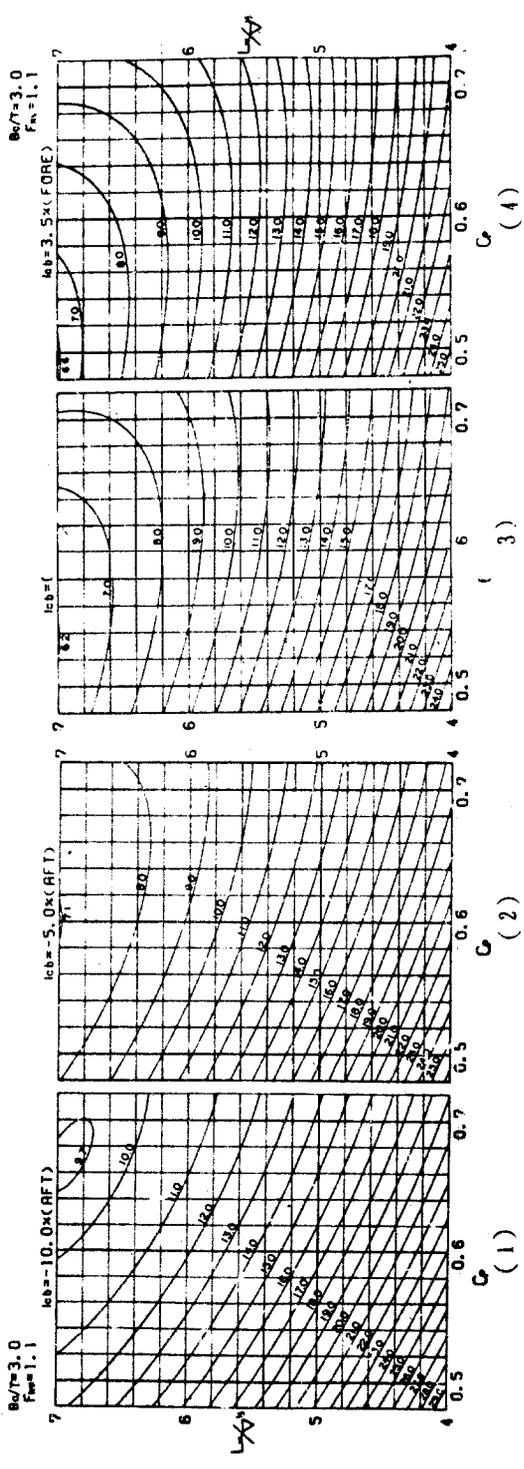
於此須先說明所謂高速的定義，一般速長比 $\frac{V}{\sqrt{L}}$ （其L的單位為公尺，V的單位為節）1.0以下者為低速，1.0~1.5者為中速，1.5~2.5者為高速，2.5~4.0者為超高速。本省船長小於20公尺的FRP漁船，其速度若要求10節以上則速長比至少為2.3以上，若要求13節以上則速長比至少為3.0以上，其速長比安全處於高速及超高速的範圍。

再看一般計算商船馬力用的阻力圖表，如Series 60之 $\frac{V}{\sqrt{L}}$ 適用範圍最高為1.80，其僅只處於中低速的範圍，加上角型剖面之線型與一般商船者不同，商船用的阻力及馬力估算圖表也不能派上用場。由此可知高速小型FRP漁船阻力及馬力估算的困難了。

一般經由模型系列試驗求得的阻力估算圖表，除了可以用以估算船舶的阻力及馬力之外，還可用以幫助選定最小阻力之船型。換句話說，高速FRP漁船若沒有經由模型系列試驗作成小型高速FRP船型專用的估算圖表，也就得不到最小阻力之船型。

迄今我們還沒有這套資料，此模型系列試驗的進行是刻不容緩的事，希望政府有關單位能及早注意積極推動學術研究機構或成立漁船研究單位進行之。

於此擬概略就日本最近發表的部份小型FRP船型用之阻力估算圖表的內容及用法加以闡釋，以說明最小阻力船型之選定方法。其設水線長10m~20m之間的船舶總阻力係數為 F_T ， $\frac{L_{WL}}{\sqrt{V^{1/3}}}$ ， $\frac{B}{T}$ ， C_P 與LCB之函數（如圖四），即：



圖四 阻力估算圖表

$$r_T = f \left(F_{nV}, \frac{L_{WL}}{\nabla^{1/3}}, \frac{B}{T}, C_P, LCB \right)$$

$$\text{式中 } r_T = \frac{R_T}{\frac{1}{2} \rho \nabla^{2/3} V^2}$$

$$F_{nV} = \frac{v}{\sqrt{\nabla^{1/3}} \cdot g} \left(F_{nV} \text{ 即代替通常使用的 } \frac{V}{\sqrt{L}} \right)$$

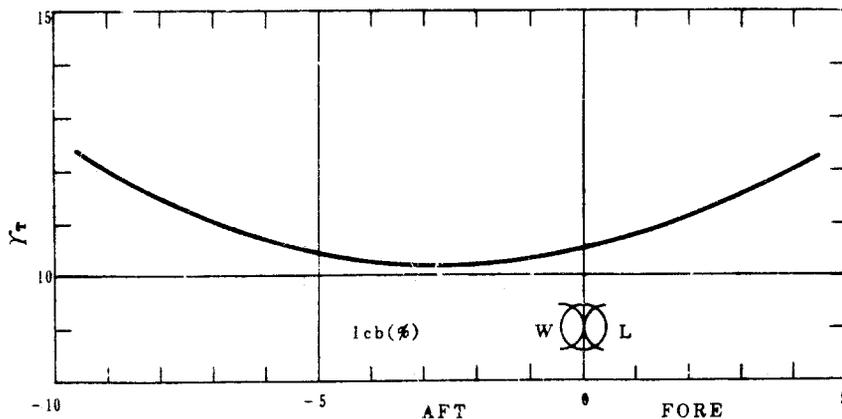
因此若曉得任何一條船這五個變數的值，則可由圖表上，很快速的求出總阻力係數 r_T ，再換算成總阻力 R_T ，後求出有效馬力 EHP。

通常與漁船設計有關之資料，都可在與船東商討，參考類似船後由設計人員擬定初步設計所需之速率、排水量、水線長、船寬及吃水等條件。根據這些條件則能初步定出 F_{nV} ， C_b ， C_M ， C_P

$\frac{L_{WL}}{\nabla^{1/3}}$ 及 $\frac{B}{T}$ 值，然後再參考阻力估算圖表，就這些變數值給予適度的增減，在反復推敲求證下，找出能讓阻力係數 r_T 為最小的 $\frac{L_{WL}}{\nabla^{1/3}}$ ， C_P ， $\frac{B}{T}$ 及 LCB 值。在此四變數值中最難決定者為最佳的 C_P

值及最佳的 LCB 值，假若能找出最佳的 C_P 及 LCB 值，這才能算是一個成功的設計。

茲舉例說明如下；(1)設有一船其 $F_{nV} = 1.1$ ， $\frac{B}{T} = 3.0$ ，今設 LCB 在 $\frac{L_{WL}}{2}$ 附近 (即 LCB = 0)，則可由圖四(3)看出最小阻力的 C_P 值約在 0.65 ~ 0.69 之間。(2)另若 $F_{nV} = 1.1$ ， $\frac{B}{T} =$



圖五 LCB 對總阻力係數之影響 ($F_{nV} = 1.1$ ， $B/T = 3.0$

$L/\nabla^{1/3} = 5.5$ ， $C_P = 0.66$)

3.0, $C_p = 0.66$, 可由圖表先求出 LCB 在舳前 3.5%, 0%, 舳後 5% 及舳後 10% 等之阻力係數, 連接各點即可得如圖五之曲線, 由此設計人員可明顯的看出最小阻力的 LCB 值是在舳後約 2.5% L_{WL} 附近。(此處舳係指 $\frac{L_{WL}}{2}$ 處)。

當然在實際設計過程中, 必須往復估算逐步修正, 得經過繁雜的手續最後才能獲得設計所需的最佳值。

(二) 穩度準則與檢討方法

船型設計完成後, 需對該設計船型的穩度問題加以檢討, 若能符合穩度準則的要求, 則表示該穩定性能可以達到法令的要求了, 是屬於及格的船型。假如穩度不能達到法定準則的規定, 則須重新更改船型, 再重新檢討穩定性能, 直到能符合規則的要求為止。此種能符合穩度準則的最小阻力船型才可說是具有快速與安全等優越性能的現代化漁船船型。

迄今我政府有關單位尚未發佈任何有關漁船穩度的準則, 但 IMCO (政府間海事諮詢組織) 所提出的漁船完整時穩度基準已為我政府所考慮接受, 特再將之列述於下。以利應用。

IMCO 漁船完整時穩定性基準

GZ 曲線下的面積	GZ	θ_{max}	GM
CZ 曲線下的面積於達 30° 時不得小於 0.05 meter-radians 於達 40° 或浸水角度 θ_f , 如 $\theta_f < 40^\circ$, 時不得小於 0.09 meter-radians GZ 曲線在 30° 與 40° 或 30° 與 θ_f , 如 $\theta_f < 40^\circ$ 間不得小於 meter-radians.	GZ 值在傾側角度等於或大於 30° 時至少應為 0.20 M.	GZ _{max} 最好位於傾側角度大於 30° 時, 但不得小於 25°.	GM 值於考慮液體艙自由液面的影響後不得小於 0.35 M.

若欲依此基準分析穩定性能則需先求出 GM 值及 GZ 曲線 (穩定曲線)。求 GM 值的公式為

$$GM = KM - KG = KB + BM - KG$$

式中之 KB 及 BM 可利用經驗式很快求得近似值, 即

$$KB = T \left(0.771 - 0.28 \frac{C_b}{C_w} \right)$$

$$BM = \frac{(0.1326 C_w - 0.05406) B^2}{C_b \cdot T} \quad (\text{式中 } T \text{ 爲吃水})$$

K G 值則需由一般佈置圖概略估算其重量重心，並參考類似船資料而求得。

至於 G Z 曲線則可在穩度交叉曲線求得後，依排水量及預估重心高度 K G 值之關係繪製而成。

四、結 論

高速 F R P 漁船船型問題並非少數一二人所能解決的，它需要政府有關單位、漁業界與學術研究機構的相互配合才能圓滿達成。如政府有關單位能提供必要的研究經費，頒佈漁船乾舷、穩度及構造準則，漁業界人士能提供造船資料與航行作業經驗，學術研究機構能利用學理配合實際資料在政府有關單位的贊助下進行漁船之阻力、穩度及適航性能的研究分析與試驗，如此融合多人精力與智慧的成果，高速 F R P 漁船船型方可於短期間內獲得。更希望漁船標準型可由此產生出來，及早提供本省漁業界，使每位漁民都能享用舒適、安全、快速的 F R P 漁船，更使我漁業現代化能邁入更新更高的里程。

波浪對小型船舶之拍擊

(slamming for a Small Boat in Waves)

吳 重 雄

一、前言

F R P 目前已廣泛地被用為小型船體之建造材料，此種材料的特性與一般的木材或鐵材迥異，有些不會發生在木船或鐵船上的問題，便有可能會發生在 F R P 船上。本文旨在介紹船舶處於波浪中被引起之反應 (Responses)，因 F R P 船一般屬於小型船舶，低頻率之共振 (Resonance) 現象不易發生，故在諸因素中要以拍擊 (Slamming) 與穩度 (Stability) 最值得注意，文中特將有關拍擊力大小之理論估計法予以闡釋，或可供此類船舶之強度設計上之參考。

二、船體對波浪之反應

造船研究者所專心從事的大問題之一便是船體對波浪之反應，因波浪可算是船舶之大敵，任何船舶想圓滿地達成她的主人所賦予之任務，便必須不斷的與波浪搏鬥，而且必須是鬪勝了，她才能安全抵達目的地。

此項反應可概括地分為剛體運動 (Rigid-body or Distortion-free Ship Motions) 與彈性體振動 (Elastic Ship Vibrations)。一般所稱的起伏 (Heave)，顛簸 (Pitch)，側擺 (Sway)，縱搖 (Yaw)，縱擺 (Surge) 及滾轉 (Rolling) 等六個自由度之船體運動即屬於剛體運動；而波振 (Springing) 與拍振 (Whipping) 等二節 (Two Nodes) 以上之船體振動即所謂彈性體振動。

船舶之剛體運動，早為一般造船專家之研究主題，故較為一般人所熟悉，而波振與拍振却係隨着大而長之快速船舶問世以來所產生之一大問題，亦即為一新生之問題，有略加陳述之必要：

一艘大至於船長在 1,000 尺以上之油輪，雖在平均有效波高約 10 尺左右之海上 (Beaufort No. = 6)，仍可由船上實測之資料發現船體有穩定的振動 (Steady State Ship Vibrations) 現象發生，一般認為此種振動係由於波浪之起伏 (Rise and fall of waves) 所引起之激振力 (Exciting forces) 之頻率與船體之二節垂直固有頻率 (Two-node Vertical hull natural frequency) 一致，而發生共振 (Resonance) 之結果，此種共振現象稱之為波振 (Springing)。另有一種暫態現象 (Transient State) 之船體振動係由於船體艙艙遭到波浪之拍擊 (Slamming) 而引起，此即所謂拍振 (Whipping)。拍振通常發生於怒海 (Rough Seas) 中，其大小與船體起伏與顛簸之大小成正比例。

F R P 船大多屬於小型船舶，其二節以上之垂直固有頻率很高，故彈性體振動，無論係波振或拍振均不易發生，縱使發生，其振幅亦不會很大，而且很快便會消失 (Damping Out)。小型船舶較為嚴重的問題要算六個自由度之剛體運動，其中滾轉 (Rolling) 關係到船體之穩度 (Stability)，而起伏與顛簸 (Heave and Pitch) 則與船體之強度有關，因其大小與波浪之拍擊 (Slamming) 成正比之故。下面將就拍擊之發生及其大小之估計法提出討論。

三、拍擊在規則波浪中之發生

拍擊現象在船艙與船艙均可能發生，但根據現存資料，船艙拍擊要比船艙拍擊來得嚴重，故本節將僅就船艙拍擊討論之。

在規則波中，船艙拍擊發出於船艙露出波面，而再浸入波面之際，亦即拍擊力量之大小決定於船體與波面的相對位移 (Relative Displacement)，相對速度與相對加速度。茲設

$z(x, t)$ = 船體相對於靜水表面之位移 (Displacement Relative to Still Water Surface)。

$\zeta(x, t)$ = 瞬時波高 (Instantaneous Wave elevation)。

則在距船艙為 x 之船體剖面，在時間為 t 之剎那之相對位移為

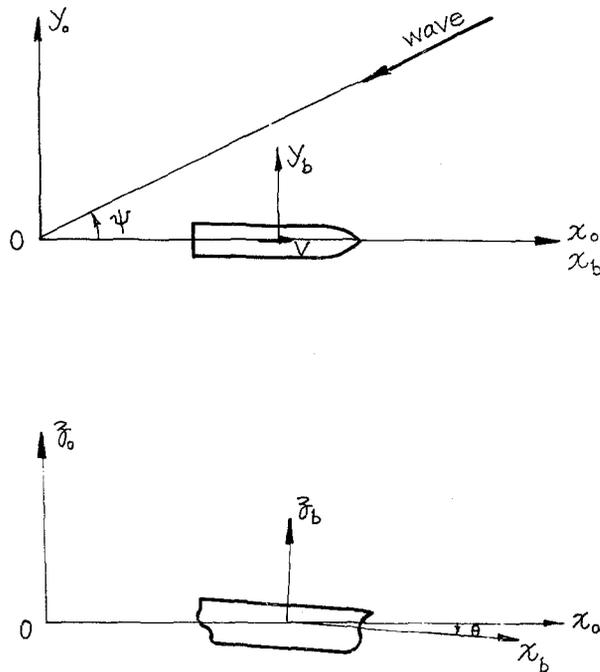
$$z_r(x, t) = z(x, t) - \zeta(x, t) \dots\dots\dots(1)$$

足碼 r 表示 relative，而 z 與 ζ 之正方向為向上 (見圖一)。

對小型船體而言，彈性體振動對 $z(x, t)$ 幾無影響，而嚴重之拍擊現象皆發生於頭浪 (head seas) 中，此時除了起伏與顛簸外，其他四個自由度之剛體運動均小得可以被略而不計，故(1)式中之 $z(x, t)$ 值可以下式計算之，

$$z(x, t) = z_h(t) - x_b \theta(t) \dots\dots\dots(2)$$

式中之



圖一 座標系統

$$z_h(t) = z_a \cos(\omega_e t + \epsilon_z) \dots\dots\dots(3)$$

= 由於起伏所產生之船體位移

$$\theta(t) = \theta_a \cos(\omega_e t + \epsilon_\theta) \dots\dots\dots(4)$$

= 由於顛簸所產生之角位移

z_a, θ_a = 起伏和顛簸之最大位移和角位移

$\epsilon_z, \epsilon_\theta$ = z_a, θ_a 與波峯在船舳時之相位角 (Phase Angles)

$$\omega_e = \omega + kV \cos \Psi \dots\dots\dots(5)$$

= 遭遇波浪之頻率。

ω = 波浪頻率

k = 波浪數

V = 船速

Ψ = 船舶航向與波浪方向間之角度

對於在規則波浪中之起伏與顛簸， $z_a, \theta_a, \epsilon_z$ ，和 ϵ_θ 之值可依狹片原理 (Strip theory) 求之，故由(2)式可得 $z(x, t)$ 之值，而(1)式中之瞬時波高則由下式決定之

$$\zeta(x, t) = \zeta_a \cos(kx_b \cos \Psi + ky_b \sin \Psi + \omega_e t)$$

在頭浪中 $\Psi = 0$ ，故得

$$\zeta(x, t) = \zeta_a \cos(kx_b + \omega_e t) \dots\dots\dots(6)$$

式中之 ζ_a 為波幅 (wave amplitude)。

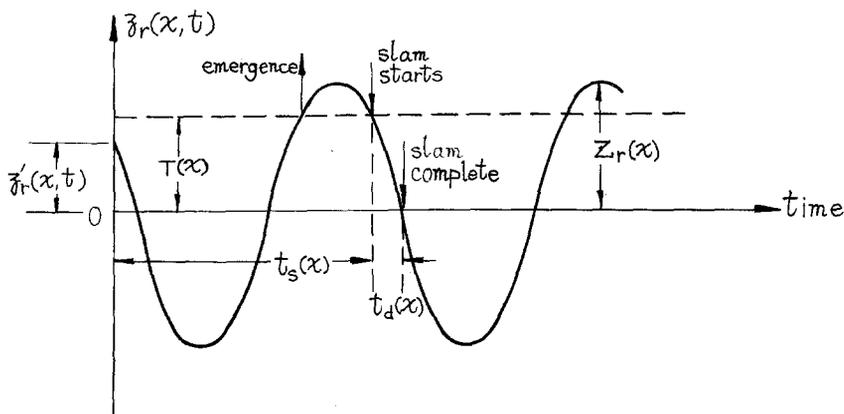
假設在 x 處之剖面的靜水吃水 (still water draft) 為 $T(x)$ ，則當

$$|z_r(x, t)| \geq T(x) \dots\dots\dots(7)$$

時拍擊現象便可能發生。圖二指出兩參數之函意

$t_s(x)$ = 從有一波峯在船艙至拍擊發生時之一段時間

$t_d(x)$ = 從在 x 處之剖面發生拍擊至該剖面浸到靜水吃水時的一段時間



圖二. 在 x 處之剖面的相對位移之時間曲線 (time history).

假設相對位移 z_r 得以下式表之

$$z_r(x, t) = Z_r(x) \cos(\omega_e t - \phi) \dots\dots\dots(8)$$

式中之 $Z_r(x)$ = 在 x 處之剖面的最大相對位移

$$\phi = \cos^{-1} \left\{ \frac{z'_r(x, 0)}{Z_r(x)} \right\} \dots\dots\dots(9)$$

$z'_r(x, 0)$ = 波峯在船尾時， x 處之剖面的相對位移

當 $t = t_s(x)$ 時，由圖二可見

$$z_r(x, t_s) = Z_r(x) \cos(\omega_e t_s - \phi) = T(x)$$

因得

$$\omega_e t_s(x) = \phi + \cos^{-1} \left| \frac{T(x)}{Z_r(x)} \right| \dots\dots\dots(10)$$

又由圖二可見，當 $t = t_s + t_d$ 時

$$z_r(x, t) = Z_r(x) \cos(\omega_e t - \phi) = 0$$

$$\text{故 } \omega_e t - \phi = \frac{\pi}{2}$$

即

$$\omega_e(t_s + t_d) - \phi = \frac{\pi}{2} \dots\dots\dots(11)$$

由(10), (11)兩式，可求得

$$\omega_e t_d(x) = \frac{\pi}{2} - \cos^{-1} \left| \frac{T(x)}{Z_r(x)} \right| \dots\dots\dots(12)$$

對一已知之 ω_e 值，吾人可由(10), (12)式求得 t_s, t_d ，然後由(8)式決定 $z_r(x, t)$ 之值，再依下列兩方式求取拍擊力量之大小。

四、拍擊力大小之估計

A. 碰撞拍擊力 (Impact Slamming Forces)

此項拍擊力係發生於船底落出波面而再度浸入波浪中之剎那，船底殼板撞及波浪之自由表面而產生的，其最大壓力通常以下式估計之。

$$P_o = \frac{1}{2} \rho k_f \dot{z}^2 \dots\dots\dots(13)$$

式中之 ρ = 水之質量密度

$$\dot{z}_r = \frac{Dz_r}{Dt} = \frac{\partial z_r}{\partial t} - V \frac{\partial z_r}{\partial x} \dots\dots\dots(14)$$

k_f = 無因次之形式因數 (Shape factor)

(13)式中之 k_f 值係依剖面形狀之不同而異，通常均以下落試驗 (drop tests) 測定之。因碰撞拍擊發生的時間極短，故在估計 P_o 值時，浪花與水之可壓縮性效應，以及氣墊 (air cushioning) 之影響等均須納入考慮，以減少誤差。

瞬時負荷 (transient loading) 則可以下式表之

$$F(x, t) = P_o \frac{t}{T_o} e^{-(1 - \frac{t}{T_o})} \dots\dots\dots(15)$$

式中之 T_o 為由船底板撞及波面到負荷達其極大值 P_o 所經過之一段時間。

B. 動量拍擊力 (Momentum Slamming Forces)

此種拍擊力係依動量原理 (momentum theory) 求之，亦即以船體浸水部份之周遭流體之動量的時間變化率 (Time rate of change of momentum) 與瞬時浮力 (

Instantaneous Buoyancy) 來決定拍擊力之大小，若以數學式表之，則為

$$F(x, t) = - \left\{ \frac{D}{Dt} [m(x, t) \cdot \dot{z}_r(x, t)] + \rho g S(x, t) \right\} \dots\dots\dots (16)$$

上式中之 $m(x, t)$ 與 $S(x, t)$ 各為在瞬時吃水

$$T_r(x, t) = T(x) - z_r(x, t) \dots\dots\dots (17)$$

時之瞬時附加質量 (Instantaneous added mass) 和瞬時浸水面積 (Instantaneous Submerged area)，而全導式 (Total time derivative) 之定義為：

$$\frac{D}{Dt} = \frac{\partial}{\partial t} + V \frac{\partial}{\partial x} \dots\dots\dots (18)$$

儘管拍擊力有兩種不同觀念之估計法，但一般認為實際之拍擊現象，既非單由碰撞拍擊力亦非單由動量拍擊力所引起，而係由碰撞拍擊與動量拍擊之聯合作用所引起，換言之，實際之拍擊現象乃屬非線性問題 (Non-linear problem)。

五、結論

上面各節所述，有關於船舶處於波浪中之反應，均係針對着規則波 (Regular waves) 而言，而且為了解上之方便，所有的問題亦被簡化為線性問題 (Linear Problems)。為使由理論分析所得之結果，能夠被應用到實際方面，統計分析法 (Statistical Analysis) 被認為係一種最方便之工具，以推論船舶在擾海 (Confused Seas) 中之反應。有關波振，拍振，拍擊等問題，雖已有不少的文章發表，但似乎仍眾說紛云，令人有莫衷一是之感。拍擊對船體之影響有二，其一為引起船體之振動，即所謂拍振，其二為造成被打擊部位之毀損，此即所謂局部毀損 (local damage)。對 FRP 船舶而言，後者較為值得注意。

六、後記

本文係在有限參考資料下，匆促撰寫，疏誤難免，尚祈賢達指正。

七、參考文獻

- 1 R.E.D. Bishop, W.G. Price and P.K.Y. Tam: 'On the Dynamics of Slamming.' Springing Meeting 1978, RINA.
- 2 M. Kawakami, J. Michimoto, and K. Kobayashi: 'Prediction of Long-term Whipping Vibration Stress due to Slamming of Large Full Ships in Rough Seas'. Int. Shipbuilding Progress, 24, 1977, P. 83 ~ 110.
- 3 A.O. Bell and K.V. Taylor: 'Wave-Excited Hull Vibration Measurements on A 47,000-d.w.t. Tanker'. Shipping World and Shipbuilder, Vol. 161, Feb. 1968, P. 412.
- 4 R.A. Goodman: "Wave-Excited Main Hull Vibration in Large Tankers and Bulk Carriers". Trans. RINA, Vol. 113, 1971.
- 5 R.E.D. Bishop, W.G. Price and P.K.Y. Tam: "A Unified Dynamic Analysis of Ship Responses to Waves". Trans. RINA, 119, 1977.
- 6 Ir. J. Gerritsma and W. Beukelman: "Analysis of the Modified Strip Theory for the Calculation of Ship Motions and Wave Bending Moments". Int. Shipbuilding Progress, Vol. 14, No. 156, 1967, P. 319.

FRP 船丈量及建造法規上應注意點

[高雄港務局航政組技術課]

王金全

一、前言

目前中小型船舶由於建造上之方便及保養之容易，將由鋼、木質船逐漸改換為FRP質船以應實際之需要，此種FRP船之丈量與鋼、木質船大同小異，所不同者在於其結構之差異有別。首先我們要知道FRP船之構造是依據鋼、木質船之結構原理綜合而加以組成。目前我國對於FRP質船舶之構造規範尚未頒布，所以均依據英國勞氏驗船協會訂定之FRP暫定規則及美國GIBBS & Cox, INC；之設計原理施行建造及檢驗。其丈量方法乃依照交通部頒布之“船舶丈量規則”及“小船管理規則”辦理之。

船舶丈量之目的乃計算出其總噸位及淨噸位，以便航政機關發給噸位證書或小船執照，其噸位之大小與該船排水量及載重量不同，另外一方面要量計該船之登記長、寬及深度之尺寸。而噸位丈量就是量取船舶內部之空間大小而言，噸位之計算是以其容積（立方公尺）除 2.83（公制）為一噸，英制為容積（立方英尺）除 100。各國對於船舶噸位丈量之規則各有規定，雖不盡相同，但相差有限，（除巴拿馬運河及蘇伊士運河噸位計算外）。一般丈量之總噸位（Gross Tonnage）係指船體內空間之和減去絕對與營運無關容積之空間然後除以 2.83 而言，淨噸位（Net Tonnage）則自總噸位中扣除駕駛、輪機、航行設備及船員居住等場所，即間接與營運有關之部份容積除以 2.38 者。

二、FRP 船之丈量

(一)船舶噸位 ~

1. 總噸位：

A. 未滿三層甲板之總噸位包括下列各款之容量總和；~

(1)量噸甲板下之容量。(2)量噸甲板上圍蔽處所之容量。(3)艙口噸數超過總噸位（不含艙口噸數） $\frac{5}{1000}$ 之部份容量。

B. 三層甲板以上船舶之總噸位包括如下各款容量；~

(1)量噸甲板下之容量。(2)量噸甲板上各甲板間之容量。(3)量噸甲板上圍蔽處所之容量。(4)艙口噸數超過總噸數 $5/1000$ 之部份容量。

前二項之規定均不包括免除丈量部份之噸數。

2. 淨噸位：係指總噸位內減除下列部份之噸數。

- (1) 船員使用地位；～①船長專用之房間。②各級船員使用房間及通道等。③上甲板下船員使用之廁所浴室等。④木匠工作間。⑤醫療室。
- (2) 駕駛使用地位；～①上甲板下之操舵室，舵箱，錨機等。②海圖室及航儀室。③水手長倉庫（以船舶之大小為準）。④壓水艙。（艙艙尖艙及深艙，二重底使用壓艙者）。
- (3) 推進機使用地位；～①機器間。②軸道。③非生梯道。④澄清油櫃（以四日耗量所佔地位為限）。⑤輪機物料庫及工場（不得超過G.T.之0.75%）。

3. 總噸位量計方法；即上甲板以下噸位加上甲板以上之噸位。

A. 甲板下噸位；～

(1) 量噸長度；～係指在量噸甲板下面或其延長線上自船首內板量起，（如無內板即自船首兩舷肋骨內面之線引伸至船艙相交之點量起）依船之中心線量至船尾內板或船艙縱翼材之內面或船艙斜肋骨內面為止之縱距離而言。如船舶二重底頂板或低肋板間之高低超過 15 公分時其量噸長度應接各部份高低之點依船舶中心線分段分別丈量，各段長度之區分視同每船之量噸長度，亦按照量噸長度區分表之規定予以等分而求各段之噸位相加各段噸位之和即得量噸甲板下之噸位，其量得船舶量噸長度後依下表等分之；～

量噸長度	等分數
小於 10 ^m	2
10 ^m 以上未滿 20 ^m	4
20 ^m 以上未滿 37 ^m	6
37 ^m 以上未滿 55 ^m	8

(2) 量噸深度；～即量噸長度中點橫切面上之中央深度，其量計方法係指量噸甲板下樑供高之¹₃

處或樑脊高之¹₂處量至肋骨板之上面止。如裝有艙底板者則量至艙底板之上面止，但艙底板連其下橫墊木之高不得超過 8 公分。

量噸深度如未滿 5 公尺者，分為 4 等分，在 5 公尺以上者分為 6 等分，然後依其分深點間隔之等分點上量計各橫切面寬度之依據，其橫切面量噸深度之終點依下列情形認定；～①底肋板均為一大一小相同組合者以大肋板頂面為終點。②如為一大兩小者以小肋板為準。③如為①，②所組合者以最小肋板計。

(3) 量噸寬度；～係指船舶內面水平寬度在量噸橫切面深度上之起迄點及其間各分深點量其水平寬度，其量計方法如下；①裝有內舷板或間距墊板時量至板之內面止，但以其厚度未超過 8 公分為限。②如為通常肋骨時則量至兩舷之肋骨內面止③裝有隔熱材料者量至隔熱材料之內面止，但以其表面距肋骨內面未超過 8 公分為限。其橫切面量噸寬度之終點與量噸深度之情形相同。

B. 上甲板上艙室噸位之量計如下；～

(1) 量長；～在艙室高度之中點依船舶之中心線自肋骨或防撓材內面。如裝有內舷板則自內舷板內面量其內部長度並依下列區分表等分之；

艙室內部長度	等分數
小於 15 公尺	2
15 公尺以上未滿 68 公尺	4
68 公尺以上時	6

(2) 量寬；～在長度各分長點及長度之兩端量其高度中點相當處之水平寬度如有內蔽板者量至板面為止，否則量至兩蔽肋骨之內面為止。將量得各水平寬度自前段起接其次序以辛氏法則計算（1 - 4 - 2 - 4 - 2 - 4 - 1）。

(3) 量高；～艙室高度為量計內部長度各分長點處之高度求得一平均高度。將量度長度、寬度及高度求出後，依辛氏法則計算艙室容積減去免丈地位所得之容積再以 2.83 除之。即得上甲板上此一艙室之噸位。相加各艙室之噸位即為上甲板以上所有艙室之噸位。但艙艙之量計同甲板下之量計法。

C. 艙口噸數；～

係指在上甲板上或圍蔽之上層建築物上所有各艙口噸數之總和，但下列各艙口不應計入：

- (1) 免丈地位上所放置之艙口。
- (2) 開口建築物上面所設置之艙口。
- (3) 各中層甲板上之艙口。

各艙口噸數之總和如不超過上甲板上下噸位總和之 0.5% 時不予計算，如超過者其超過部份與上甲板上下噸位總和合計即為該船之總噸位。

4. 淨噸位量計方法；～

- A. 船員使用地位及量噸甲板下駕駛使用地位之噸數，其量計方法同量計總噸位之各項情形分別計算。
- B. 機器間及鍋爐間之地位為將量噸甲板上下之噸數相加即得機器間及鍋爐間之噸數（在機器間內供作推進機以外目的之地位應自機器間內減除之。
- C. 輪軸洞及其逃生所需地位等，按其實際情形丈量並計算其噸數。若螺旋槳推進之船舶其輪軸如無圍蔽時其軸道地位之量計方法應以輪軸直徑 3 倍自乘，再乘以由機器間後壁量至艙管前端之長度計算其噸數。

5. 免除丈量地位；～

A. 下列各處所為不計入總噸位：

- (1) 上甲板上梯道，開口以上及梯道開口以下梯階以上之地位與保護該處所之圍壁地位。
- (2) 上甲板上之廚房以及其他裝備食物之處所。
- (3) 上甲板上之天窗，冠頂、機艙棚以及通風筒等僅供受光或通風全艙室內之處所。（但上甲板上機艙棚地位因應船舶所有人之申請部份或全部丈量時得將其噸數併入輪機使用地位。
- (4) 上甲板上之圍蔽處所為推進器以外之機器及輔鍋爐所佔有之地位。
- (5) 上甲板上之錨鍊庫，電池貯藏庫滅火設備間。
- (6) 上甲板上之操舵地位。
- (7) 上甲板上船員所用之廁所，洗浴室，但旅客來用之廁所及客房套間浴室仍應丈量。
- (8) 裝有二重底之船舶其二重底內之地位。
- (9) 上甲板上無客位設備，並無水密裝置之圍蔽處所，僅供短程乘客之用者。

B. 上甲板上之開口建築物依下列規定免除丈量不計入總噸位；～

(1) 上甲板以上任何有遮蓋而無圍蔽之處所得免除丈量，但量噸甲板以上建築物之是否屬於永久圍蔽處所及其應否包括於船舶之噸位內應視建築物之性質及其構造而定。

(2) 艙樓、橋樓、艙樓或上甲板上之其他任何建築物在其前後兩端壁之中央或左右兩邊有一個或兩個以上之噸位開口，並不裝設門戶或因其他永久關閉設施，且此項開口又符合下列各項之規定時，該建築物之地位得免除之；～

① 在該船樓前端或後端艙壁上沒有左右兩個噸位開口，各寬 91cm 高 122cm 以上者。

② 在該船樓前端或後端艙壁之靠中央處有一噸位開口，寬在 122cm 高在 152cm 以上。或具有相當之噸位開口，其面積為 1.86cm^2 以上，且寬度不少於 122cm，高度不少於 91cm。

(3) 符合前款免除規定之開口建築物內為艙壁所分隔而該艙壁上之開口復符合噸位開口之規定者，為該艙壁所圍蔽之地位亦得免除之。

(4) 如噸位開口處設有緣材時，其在任何部份之高度不得超過 61cm。

6. 任何上層建築物之圍蔽處所，如船艙樓船艙樓船橋樓及上甲板上艙室等，可以利用為裝載貨物，儲藏用品或供旅客船員之用者均應丈量計入總噸位。

(二) 船舶尺度

上述均為計算船舶總噸位及淨噸位之大小而言，至於船舶在航政法規上之船舶尺度記載即船舶登記長、寬、深則與船舶設計及建造尺度上有所不同，此為一般船主所易於誤解之處，而本尺寸為船體建造完成後航政機關所丈量之登記尺寸，其丈量法如下：

1. 登記長度；係指在量噸甲板樑上自船艙外板重疊部份之前端起至船艙柱後面止之長度而言，如裝有推進器而無船艙柱之船舶則量至舵柱前面之水平距離。

2. 登記寬度；係指在上甲板或其下船身最寬部份自左舷外板外面至他舷同一位置上之水平距離。

3. 登記深度；係指在龍骨之垂直方向量噸長度之中點自量噸甲板或其邊長線之下面主內龍骨兩側肋根材頂面上之垂直距離，如船舶係二重底時測量至二重底頂板之上面。如其上面裝有艙底板時則應量至艙底板之頂面。但應再加以艙底板墊木之高度。

未滿 20 總噸之小船其丈量方法也與 20 總噸以上之船舶丈量大致相同，唯一不同者乃在於下列幾點區別；～

(1) 量噸長度之等分數未滿 15 公尺為 4 等分，超過 15 公尺為 6 等分。

(2) 量噸深度均應 4 等分。

(3) 輪機使用地位如無艙壁與其他艙室隔間其機器週圍之餘地可計入輪機使用地位內者最多為 61 公分，不足 61 公分者按實際情形量定之。

4. 服務於船上工作人員所用之地位，若其住房無固定地位者每人所減除之地位不得超過 2 立方公尺。

5. 量噸甲板上掩蔽之處所沒有永久開口而其高度超過 122cm，寬度超過 91cm 者得免除丈量，但供乘客之用者，仍須丈量計入總噸位內。

6. 量噸甲板上之走道及上下通道得免除丈量噸位。

7. 量噸甲板上之甲板重如其後部係完全敞開或僅有鐵絲網或帆布臨時關閉者也得免除丈量噸位。

三、FRP 船在建造法規上應注意點：

FRP 船建造方法今後仍在求進步中，唯目前我們尚未訂立有關該船之構造規範，因此只有依照

英國勞氏驗船協會之 F R P 暫定規則盡量求取建造完美、堅固，故吾人對於該種船舶在建造上願提出下列幾點以供大家注意；～

- (一) 船模建造完成時應確實測量船模模面之正確平穩良好。不得因工作或時間影響而變形。
- (二) 目前使用之，蔗均為進口貨，但其樹脂仍有使用本省出品者，故其樹脂之品質黏度均應求嚴格與進口品質相近。
- (三) 上甲板上之各艙室如單獨成型後要與上甲板補合時應行補合積層堅固而有足夠強度。
- (四) 各部積層應符合勞氏暫定規則之補合，而不得因時間及品質影響而導致積層日久發生氣泡之存在。
- (五) 龍骨應力求加重補強以使船舶穩定及航行更趨安全良好。且龍骨使用之螺栓應為砲銅、不銹鋼或鍍鋅銅。
- (六) 船體材料之計算，其長度應依設計水線長為準，並非垂線長度。
- (七) 油水櫃之容量應力求每一櫃越小愈佳，以避免因自由液面之影響而發生危險。
- (八) 若 B/D 超過 1.7 時則側外板予以加厚 $\frac{B/D - 1.7}{34}$ 且底肋板之深度須適當加大。又船舶之積角處及艙突部折角處之外板應 2 倍於舷側外板。利用橫向系統結構之 F R P 船其橫樑須固定於肋骨上，而利用縱向系統時應固定於承樑材上，甲板橫樑須有效地與承樑材肋骨和縱樑等緊密連接。在機艙內之油櫃表面應塗上防火漆（或防火樹脂）或其他防火材料包覆之。而油水櫃須做充水試驗。油櫃承受壓力不得小於 5 lb/m^2 ，且水櫃之積層重量不得小於 2100g ，油櫃不得小於 3000g 。

四、結論

F R P 船依據英國勞氏驗船協會暫定規則僅適用於船長 30 公尺（或 100 英尺）之船舶，但目前已逐漸適用到 36 公尺（或 120 英尺），由於現在國內 F R P 船艇之建造尚屬新興事業，同時在建造方法上乃在求進步中而且很有可能尚須研究高度更材料及結構，也是我國迄今對於 F R P 船構造規範仍未頒布施行之主因，然在航政立場僅以參照英國勞氏驗船協會訂定之 F R P 船暫定構造規範及美國 GIBBSCox, INC. 之設計原理而施行建造及檢查，不久交通部也將研討整個 F R P 船之構造規範以供業者遵行實施建造以策該船船舶之航行更趨安全可靠。吾人僅就最常見之 F R P 船將其丈量及噸位計算要領做成簡單紀錄以供參考想必對於各造船廠及業者對於 F R P 船之設計及建造上有所幫助及增加更深刻之觀念。

FRP 船體與船速及馬力之配合

黃正清

前言

欲使一船舶在水面運動時因受水及空氣等之阻力，必須施之以推進力，才能使船舶前進或倒退。此推進力除少數船由人力、風力等直接賦予外，大部分均藉油料、核子動力等發生之熱能推動各型機器而產生動力，以推動船舶航行。

船舶航行遭遇阻力種類繁多而複雜（計有摩擦、興波、渦流、空氣及洶濤阻力等），如何改善船型減少此類阻力，設計良好之推進器於最佳情況，則為首要者。尤以計算能達至計劃速度應配多大馬力之主機，及螺槳之迴轉數等，甚為複雜耗時之工作，為造船界及航運界需辛勤努力解決者。

I 主機馬力

船舶推進用的主機除有如蒸汽透平機等外燃機外，亦有如柴油機等之內燃機。中小型船大部份採用柴油機作為其主機，巨型船舶則蒸汽透平機及柴油機約各佔半數，然自石油危機後，由於同馬力下比較之，柴油機燃料消耗率較低，故略佔優勢，有漸增採用之趨勢。

船舶在某速率下航行時，必須具備與作用於船體之阻力能平衡之推進力，此推進力係由主機供給。是由主機轉動產生之輸出功率（馬力）經減速機、推力軸、艙軸傳遞至螺旋槳後產生推力使船舶依所需之速率航行。但主機之動力，其傳遞至推進器螺槳間頗有損耗，且螺槳本體迴轉亦有損耗馬力。因此，實際上真正推行船舶之馬力僅為主機馬力之 45~60% 而已。

由上述可知船用馬力亦由主機至螺槳間隨其位置及作用，其名稱及大小皆有異。馬力為輸出動力之單位，公制以 P S (P f e r d e s t a r k e)，英制則以 H P (H o r s e p o w e r) 表示之。

$$1 \text{ P S} = 75 \text{ Kgm/sec}$$

$$1 \text{ H P} = 550 \text{ ft-lbs/sec} = 76.040 \text{ Kgm/sec} = 1.014 \text{ P S.}$$

二者之間顯有微小之差異。並隨引擎之種類，其馬力之測定法亦異，普通由下述三種中選用之。

- (一) ① 指示馬力 (示功馬力 Indicated Horsepower ; I H P) : 由往復式引擎之汽缸 (Cylinder) 內測得之馬力，係由示功圖 (Indicator diagram) 測算者，為往復式蒸汽機之稱呼馬力。
- ② 制動馬力 (Brake Horsepower ; B. H. P.) : 在內燃機因氣缸數多，且做功時之壓力變化複雜，難以用示功器繪出，故在曲軸後端或推力軸之後端裝測功計，測出器動力矩及轉數，計算出馬力者。

$$\text{制動馬力 (BHP)} = \frac{2 \pi Q_d N}{75 \times 60}$$

為一般內燃機之稱呼馬力

Q_d 為動力計之制動力矩 kg-m.

③軸馬力 (Shaft Horsepower ; SHP) : 軸馬力為傳遞在靠近艙部軸前端之馬力, 係用扭力測功計 (Torsion Meter) 計測者。在蒸汽透平機因高壓、低壓等, 各級渦輪與減速齒輪組成一體, 僅在艙部能計測, 故作為蒸汽透平機之稱呼馬力。

$$2 \pi G \left(\frac{\pi}{32} d^4 \right) \theta N$$

$$\text{軸馬力 (SHP)} = \frac{\quad}{75 \times \ell \times 60} \quad (\text{出力; out put})$$

(二): 如日本等公制國家, 安裝於船舶之主機常不用指示馬力、制動馬力、軸馬力, (Power) 詞句, 而依輸出力 (功率 out put) 統一表示之, 並分為下述四類:

- ①正常輸出 (或稱常用出力 Normal output) 使船舶于經濟速率航行之常用輸出功率。從船機效率及保養言之最經濟之功率。在柴油機為最大連續輸出量之 85%, 透平機則為最大連續輸出量之 90%。
- ②最大連續輸出 (Maximum Continuous Output 連續最大出力, 簡稱 MCR) 為引擎連續安全使用之最大正常輸出量。以此作為引擎強度計算之基礎及主機輸出量之稱呼。亦作為表示輸出量比率之依據。
- ③過負荷輸出 (亦稱過負荷出力 Overload output) 係引擎能于短時間超過最大連續輸出量使用之最大出力。其運轉時間及功率比應隨各國之規定及引擎種類而略有差異, 普通為最大連續輸出量之 105~110%, 運轉使用時間為 30 分鐘至一小時。
- ④倒俾輸出 (Astern output 亦稱後進出力) 為船舶倒俾後退航行時之最大出力 (輸出量)。柴油機雖可逆轉, 但透平機則需另配逆轉用減速齒輪或倒退專用透平機。其出力普通僅為 MCR 之 40~60%。亦有每一氣缸之輸出量在 20 PS 以下者以 MCR 之 50% 作為其標準值者。
〔註: 以上為公制之分類法, 但在美國其表示法常隨廠商而不同, 故購買引擎或設計螺槳時須特別留意。〕

(1)卡特彼勒 (Caterpillar) 船用引擎; 其額定輸出量 (Rated output) 之表示法, 係根據 SAE J 816 條規定, 在 29.38 吋 Hg (99.2 KPa) 及 85°F (30°C) 標準情況下訂定測出者, 並分為

- (a)間歇額定 (Intermittent rating) 係在 (或低於) 連續額定運轉一小時後, 所能利用約一小時之引擎速度及動力能量。連續定額以上之出力可視為間歇定額。
- (b)連續額定 (Continuous rating) 間斷或無負載變動情況下引擎動力及速度之能量。
- (c)最大出力, 為極短時間內可發出之出力, 無明確訂出其運轉時間及連續定額之百分比, 作為廠商宣傳用, 故使用時要特別注意。間歇性額定可視為最大出力之一種。

(2)GM 船用引擎; 依其型錄 Catalogue 則分為 Rated BHP 及 Cont BHP 而 Rated shaft HP 又依船舶種類分為 (甲) Crew boat, lobster boat, party fishing boat 用者及 (乙) Towboat, Tug, Fishing trawler 用者, 例如 6-71 型引擎 (甲) 類用時為 203 HP/2100 RPM, 但在 (乙) 類時為 174 HP/1800 RPM。

(3)固敏引擎 (Cummins) 船用引擎; 則分為:

(甲) 輕能率商業額定 (Light Duty Commercial rating) 應用在其平均負荷因數

未超過連續定額，且在總數 24 小時期間全開節流閥，時間未超過 8 小時之額定者。

(乙) 連續能率額定 (Continuous duty Rating : 24 小時能連續發出之額定出力。

例如 K T A - 1150 - M 型引擎其 light duty commercial rating 為 520 BHP / 1950 R P M 但在 Continuous duty 則于 1800 R P M 為 470 BHP .

(4) 日本之漁船依漁船法之規定另有農林馬力數之計法 (法規上計算馬力用)

$$\text{內燃機之農林馬力數} = C D^2 N$$

式中 D 為氣缸直徑，N 為氣缸數，C 為常數。

(三) 輸出馬力 (或稱傳達馬力 Delivered Horsepower : DHP) 實際供與螺槳之馬力亦即傳遞至螺槳之馬力，在水中計測 (用電氣法計測)。並將輸出馬力與制動馬力之比，稱為傳動效率 (Transmission Efficiency η_t)。此值因推進軸系運動部份之摩擦 (如艙軸套管 Stern tube, 推力軸承，中間軸承之摩擦) 及帶動運動部份質量所損失馬力有關。

$$\eta_t = \frac{SHP}{BHP} \cdot \frac{DHP}{SHP}$$

$$\text{舢機艙內燃機船 } \eta_t = \frac{DHP}{BHP} = 95\%$$

$$\text{艙機艙內燃機船 } \eta_t = \frac{DHP}{BHP} = 97\%$$

(四) 推力馬力 (Thrust Horsepower THP) 推進船舶之馬力謂之，由螺槳在船艙產生之推力及螺槳之前進速率，用下式計算之

$$THP = \frac{T v_a}{75}$$

式中 T = 推力 (Kg) v_a 為前進速率

(五) 有效馬力 (Effective Horsepower EHP) 船體勝過其遭遇阻力以某速率前進所需之淨馬力稱為有效馬力，簡寫為 EHP。

$$EHP = \frac{R \cdot v}{75} = \frac{R \cdot V}{145.8}$$

R = 阻力 (Kg) , v = 速率 (m/sec) , V = 速率 (節 Knot)

(六) 推進係數：

綜合上述可知，引擎之馬力，隨下列程序至推動船舶之淨馬力 (稱為有效馬力)。

$$IHP \rightarrow BHP \rightarrow SHP \rightarrow DHP \rightarrow THP \rightarrow EHP.$$

一般情形，從左向右 (IHP \rightarrow EHP) 其馬力越小，但在單軸船時 EHP 則較 THP 大者為多。綜合推進係數 (或稱推進效率 Propulsive efficiency) 普通為 0.47 ~ 0.55 左右。

$$\text{柴油機船} \quad \eta_{pc} = \frac{EHP}{BHP} \quad \text{令 Eff Correction factor} = \eta_r$$

$$\text{往復式蒸汽機} \quad \eta_{pc} = \frac{EHP}{IHP} \quad \text{船殼效率} = \eta_H$$

$$\text{蒸汽透平機} \quad \eta_{pc} = \frac{EHP}{SHP} \quad \text{傳動效率} = \eta_t$$

$$\eta_{pc} = \eta_r \cdot \eta_H \cdot \eta_t \cdot \eta_o \quad \text{螺槳單獨效率 open prop eff} \\ = \eta_o$$

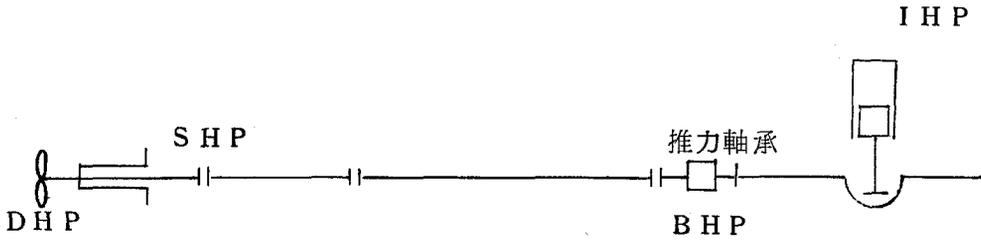


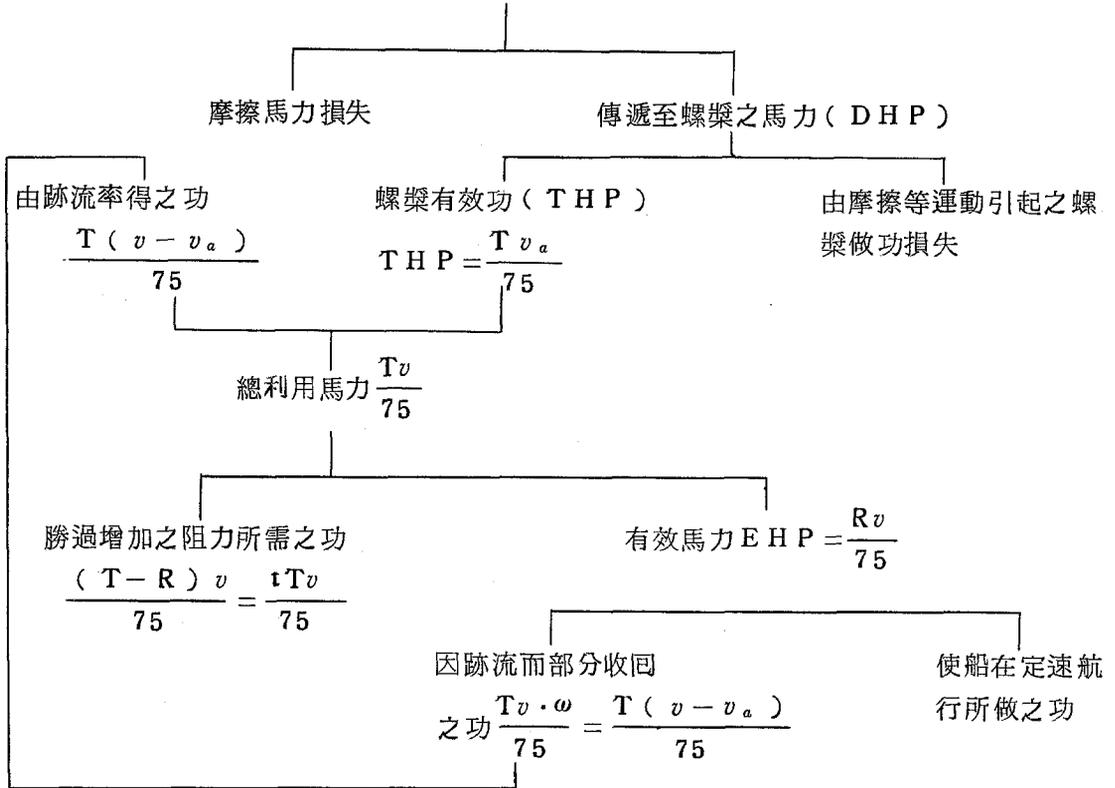
圖 1

【例】：艦機艙柴油機船 $\eta_{PO} \doteq 0.85 \times 1.13 \times 0.97 \times 0.5085 \doteq 0.47$

圖表 2 各種馬力關係之說明圖

一定速率下之引擎出力

(IHP , BHP , SHP)



圖中 t = 推力減少係數 ω = 跡流係數 T = 推力 (Kg)
 R = 阻力 (Kg) v_a = 螺槳前進速度 (m/sec)
 v = 船速 (m/sec)

II 船速與引擎輸出 (功率) 量之關係

船舶阻力與有效馬力之關係可由 $EHP = \frac{Rv}{75}$ 表示，且與 DHP 等之關係則為 $DHP = EHP / \eta$

$$\eta = 0.65 \sim 0.75 \quad BHP \text{ 或 } SHP = \frac{DHP}{\eta_t}, \eta_t = 0.95 \sim 0.99$$

為求 V 與引擎出力之關係，設 (EHP ; IHP , BHP 或 SHP) 與 V^3 成比例，可繪出如圖 3 之曲線。

潛水船時摩擦阻力成爲全阻力，故 x 值由低速至高速間呈 $2.5 \rightarrow 2.85 \rightarrow 3$ 以下 (此即潛水艇在潛水高速航行時，無水面波之阻力，故能較水面航行爲快之原因)。

水面船則摩擦阻力與造波阻力等之和成爲全阻力，且浸水面積 S 與排水量等在滿載與輕載狀況不同，故其 $P \sim V$ 曲線亦不同，而 x 值成如下所述之值。

- | | |
|--------------------------|-------------------------|
| 低速 (約 0 ~ 10 Knots) | 2.5 ~ 3 以下 (摩擦阻力之影響大) |
| 中速 (約 10 ~ 約 30 Knots) | 約 3 (摩擦與造波阻力皆有影響) |
| 高速 (約 30 Knots 以上) | 3 ~ 5 ~ ∞ (造波影響大) |

故一般情形下，船速提高時馬力約與船速之立方成比例，若欲使船舶以較小馬力航行時，必須選擇船舶航海速率在阻力波谷 (Hollow) 部分作經濟性之考慮。並由圖知悉船速隨船舶之大小有限制，過量增多馬力之結果，超過限制時船速幾乎無增加，故盲目安裝大馬力之引擎，徒增經費與浪費燃料毫無意義。

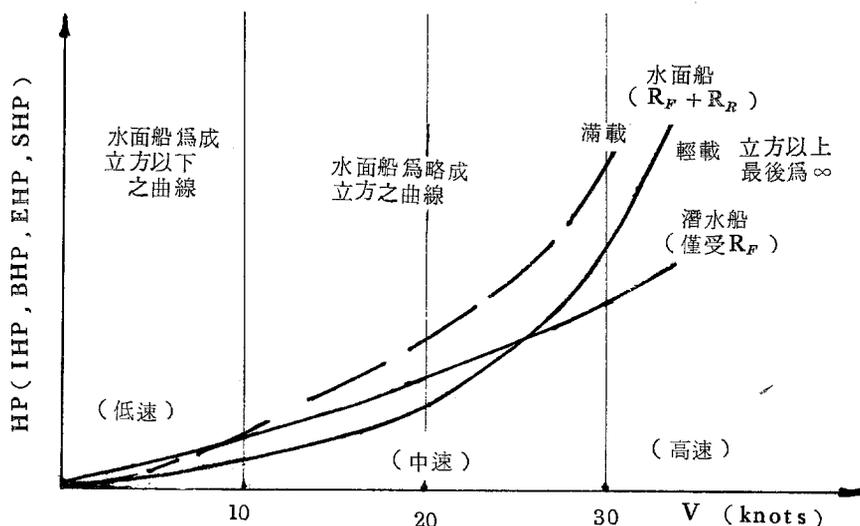


圖 3 船速與引擎出力之關係

III 馬力之推算 (powing)

計算船舶之阻力、船速與所需之主機馬力有下述方法

(1) 經驗公式的方法：例如用海軍常數 Admiralty Coeff 法

$$V = \sqrt[3]{\frac{Ca \times HP}{\Delta^{2.3}}}$$

V = 船速 (Knots)

HP = 引擎出力 (BHP)

Ca = 海軍常數

Δ = 排水量 (噸)

(2) 基準船之方法：由類似船之船模水槽試驗或速率彎遞試驗成績估算之方法，此法簡單而正確，但必需要充足之資料。

(3) 由經驗式，分別求出 R_f 與 R_r 再相加之方法。

(4) 使用 C 值， K 值之法。

(5) 由阻力曲線圖求有效馬力 EHP 之方法。

(6) 船模試驗之方法：對無資料或特種形狀者，需做船模試驗以了解阻力情況。未有線圖前之基本計

表 3

Ca 值

漁船	船長 < 10m 木船	Ca = 50 ~ 55
	船長 15 ~ 25m 木船	Ca = 60 ~ 70
貨船	船長 < 25m 鋼船	Ca = 80 ~ 100
	船長 > 25m 鋼船	Ca = 150 ~ 250
小型鋼製客船 (L < 25m)		Ca = 100 ~ 150
港內船 / 駁船		Ca = 50 ~ 60

劃不用此法。茲將計算阻力與船速馬力比較有名之圖表引述如下：

圖表 4 主要阻力計算圖表

圖表簡稱	文獻名稱及著作者	適用船種
泰勒圖表	A Reanalysis of the Original Test Data for the Taylor Standard series ; M Gertler	軍艦 高速船
系列 60 圖表	Series 60 - The Effect Upon Resistance and Power of Variation in ship Propulsion ; F.H. Todd, GR Stuntg. P.C. Pien	商船
山縣圖表	船型學 (抵抗篇) 山縣昌夫	瘦型貨船、商船
漁船用圖表	① Graphical Methods for power Estimation of Fishing Boats (高木淳、乾崇夫、中村彰一) ② 漁船船型の有效馬力に関する統計解析 (土屋孟)	① 漁船 (主要為排水量型木殼，鋼殼鮪延繩釣船等) 低速漁船 ② 中速，低速，漁船用 (包括 FRP 船)
UT 系列圖表	具有普通型船艙之大型肥沃船之系統模型試驗 (土田陽，橫尾幸一等)	油輪
高速貨船系列圖表	Design Charts for Propulsive Performances of High speed Cargo liner ($C_B = 0.625$) S R 45 日本船舶技術研究所	高速貨船
小型 FRP 漁船圖表	小型 FRP 船型用馬力推定圖表 (財) 日本小型工業會，(財) 日本造船技術センター	小型 FRP 漁船

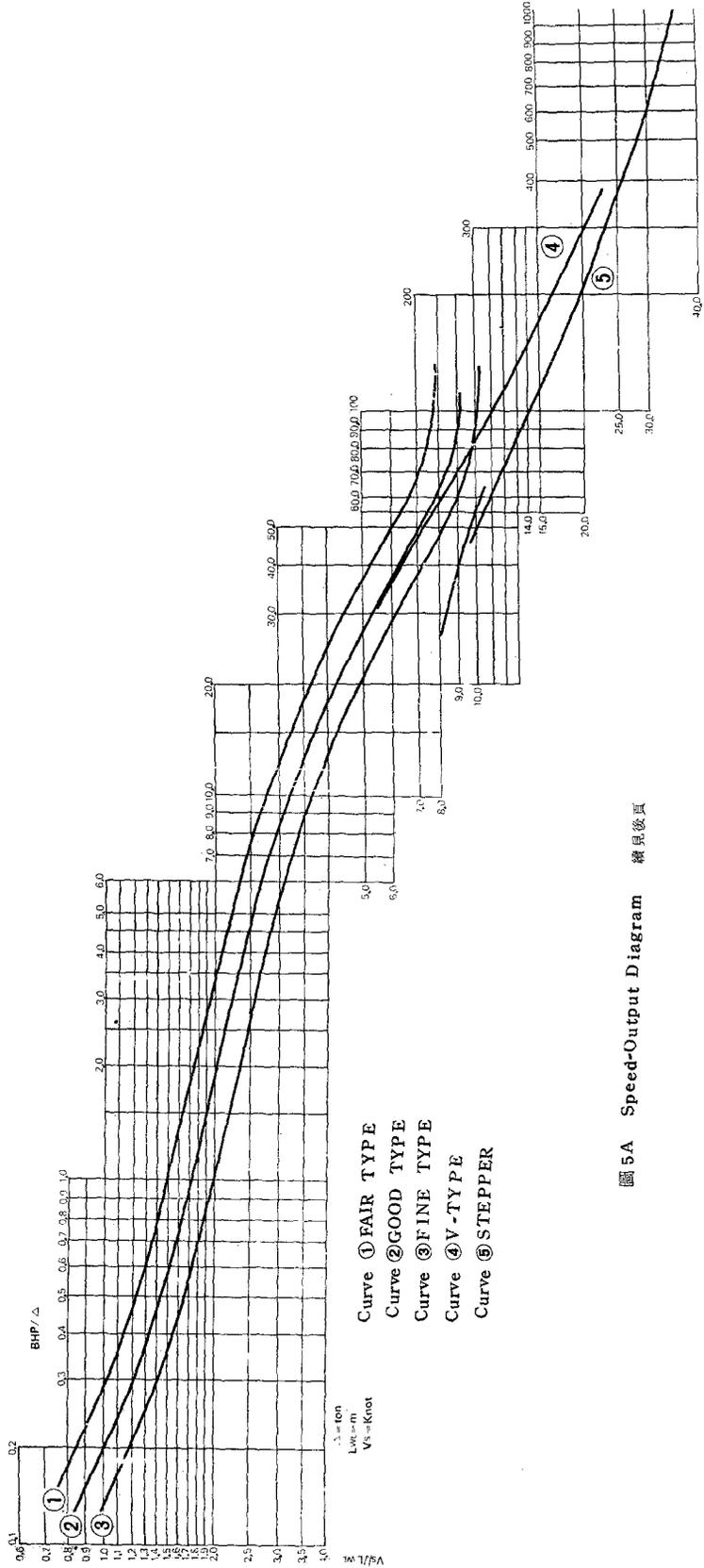
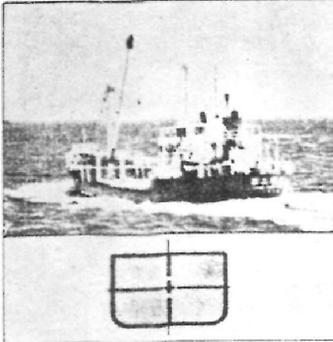


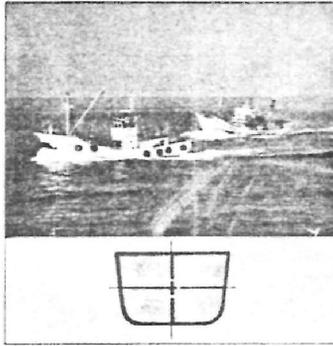
圖 5A Speed-Output Diagram 續 見 後 頁

Curve ① FAIR TYPE



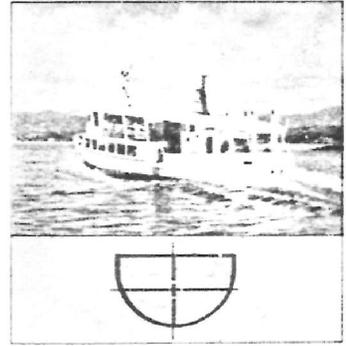
Fishing craft are generally included in these categories. Usually GOOD TYPE are used.

Curve ② GOOD TYPE



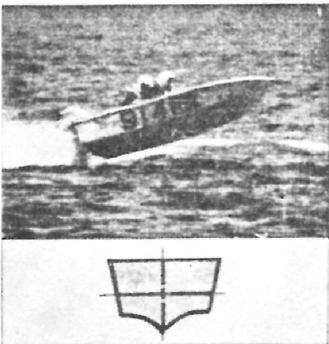
Fishing craft are generally included in these categories. Usually GOOD TYPE are used.

Curve ③ FINE TYPE



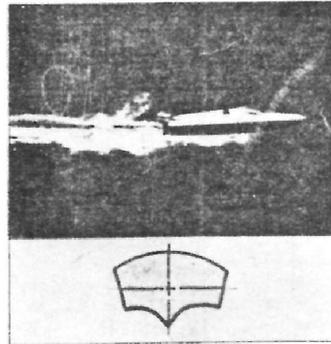
(Cruisers, patrol and observation craft)

Curve ④ V-TYPE



Motor boats with V-shaped bottoms

Curve ⑤ STEPPER



Racing motor boats with terraced bottoms

圖 5 B Speed-Output Diagram

Groot 圖表	Resistance and Propulsion of Motor-boat (by D. De Groot, Intern. Shipbg, Progr. Vol 2 . No.6 1955)	快艇、馬達艇
Clement 圖表	Graphs for Predicting the Resistance of Round-Bottom Boats, (by E.P Clement, Supervisory by David Taylor Model Basin)	圓底船型用

【計算例】：總噸數 19.5 噸之圍網船，水線長度為 19.5 m，船寬 B_{WL} 為 3.5 m，吃水 1.0 m，方塊係數為 0.62 引擎制動馬力為 330 PS，則排水噸

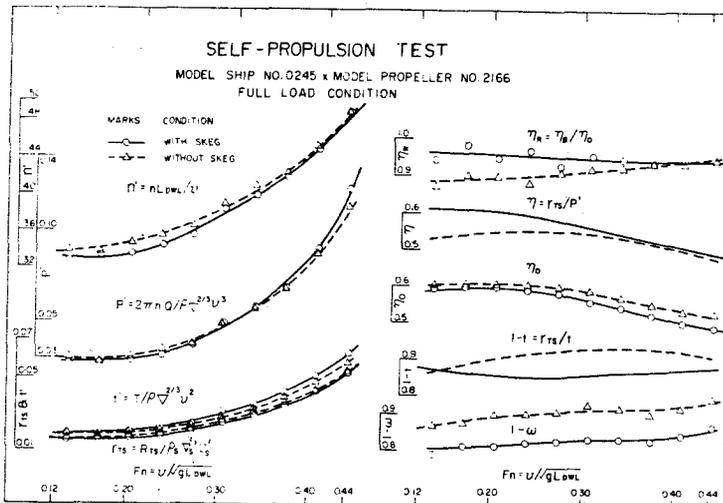
$$\begin{aligned} \Delta &= L_{WL} \times B \times d \times C_B \times \rho \\ &= 19.5 \times 3.5 \times 1.0 \times 0.62 \times 1.025 \\ &= 43.37 \text{ 噸} \end{aligned}$$

因 $\frac{BHP}{\Delta} = \frac{330}{43.37} = 7.60$

由圖表 5 的 $\frac{BHP}{\Delta} \sim \frac{V_s}{\sqrt{L_{WL}}}$ 曲線用第 2 種良好型 (good Type) 之曲線查得

$\frac{BHP}{\Delta} = 7.60$ 之垂線與良好型曲線交點間左右縱座標劃線讀出 $\frac{V_s}{\sqrt{L_{WL}}} = 2.7$

船速 $V_s = 2.7 \sqrt{L_{WL}} = 2.7 \sqrt{19.5} = 11.92 \text{ Knots.}$



自航試驗結果

IV 船體配合引擎馬力與船速時應注意事項

下圖六係由已知引擎馬力以求船速時之流程圖。

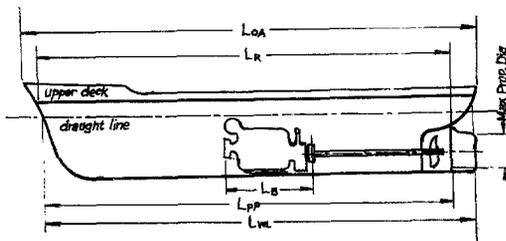
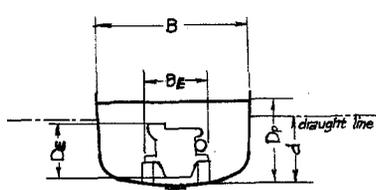
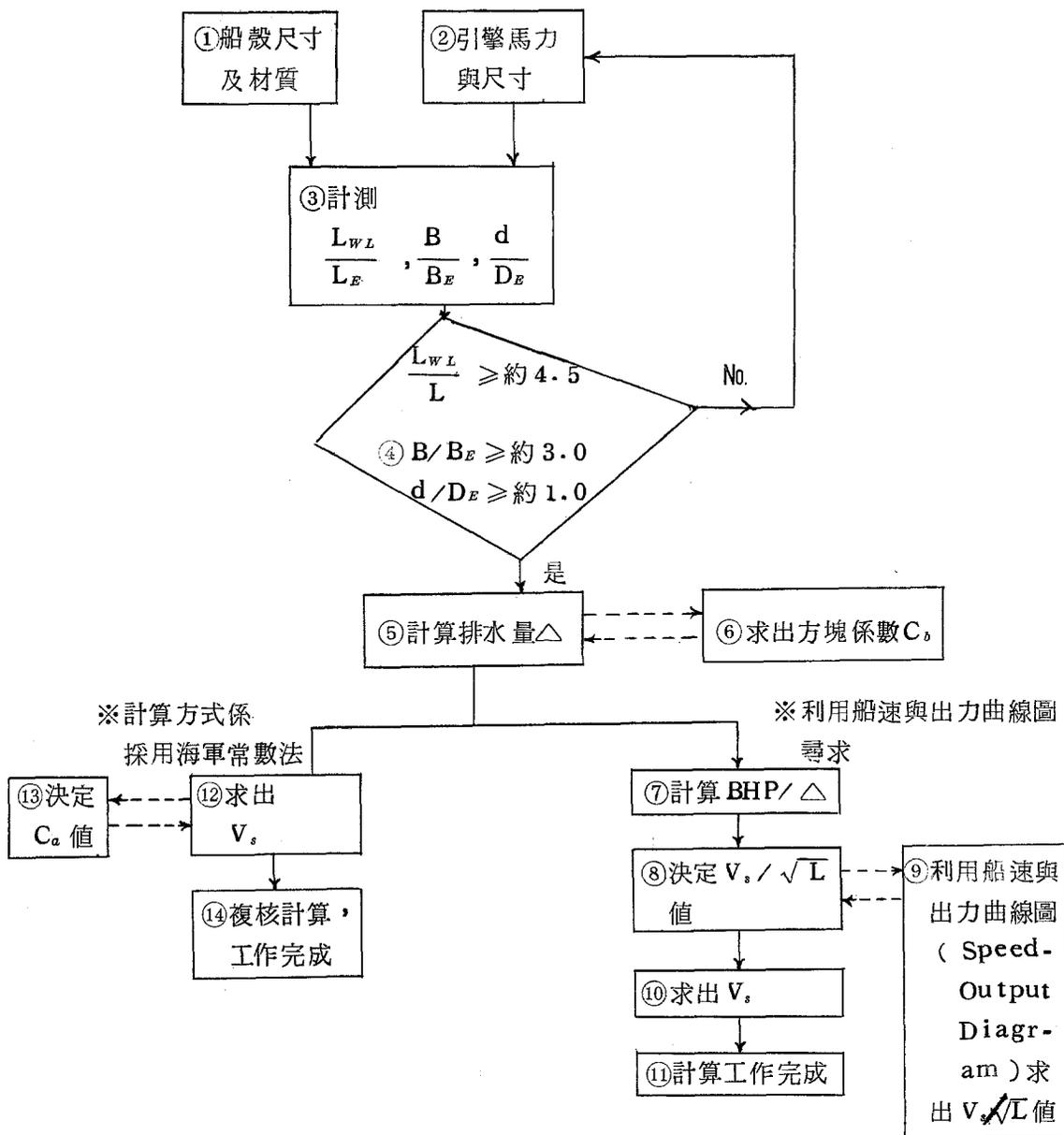
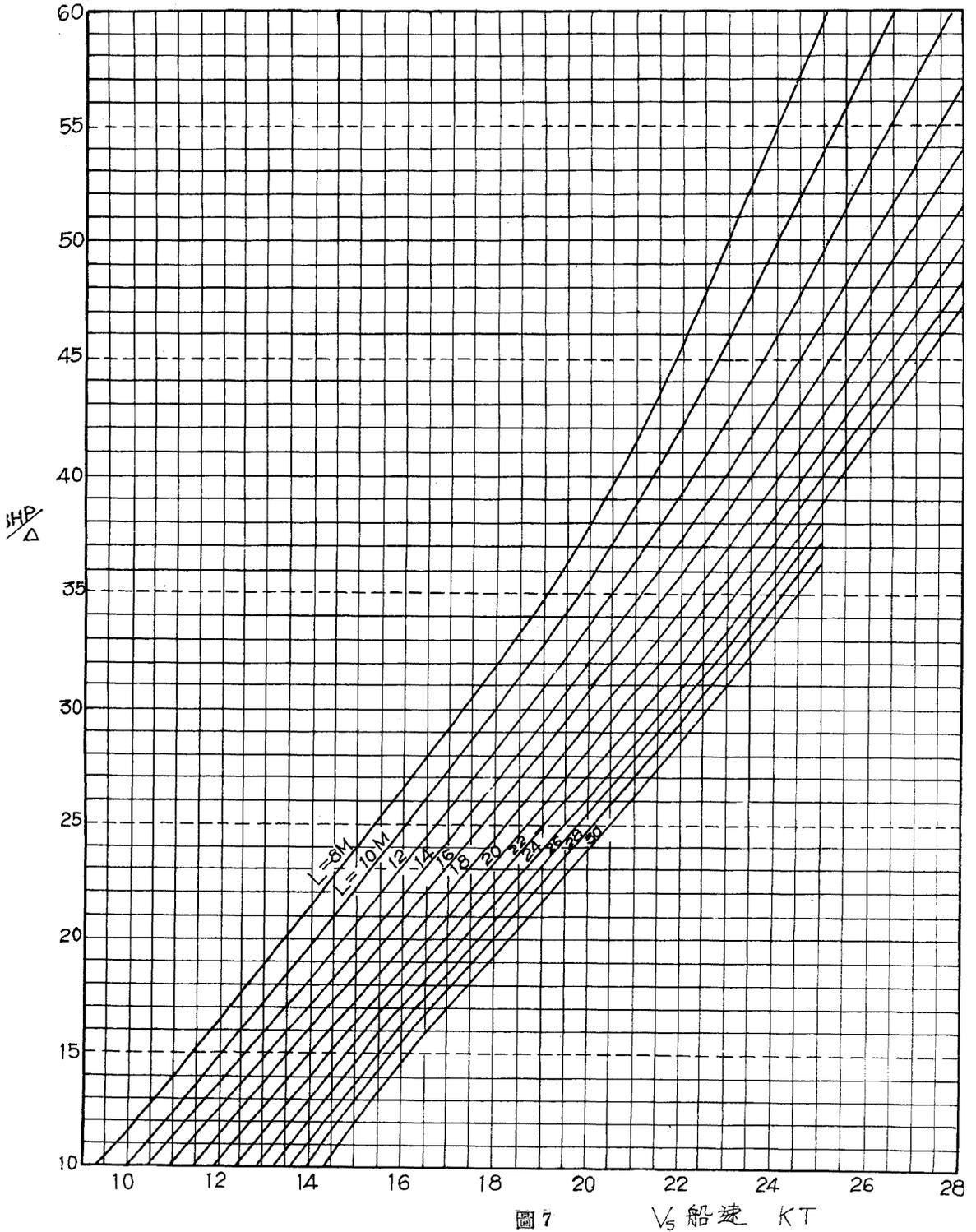


圖 6

$\frac{BHP}{\Delta} \sim V_s$ Motor Boat
高速漁船(ERP)

L; 漁船係指 L_{WL} 或 L_{PP}
Motor Boat 則指全長



在計算過程中需注意下列各項，以免發生誤差。

(1)排水量計算要正確。 其要訣乃船廠必需有正確之船體線圖 (lines)，船線坐標 (offsets) 以便能計算出靜水曲線圖，由吃水及俯仰度知悉其排水量。另一方法為重量分析法，係依船殼材質、從事營運種類之船型、安裝之引擎馬力型式重量等，分項估算重量後再加得排水量者。在此要注意者乃船殼重量常因船廠設計方式之不同而有所差異，尤其FRP船體較輕，雖同尺寸之船遊艇與漁船重量相差很多，又同尺寸漁船亦因巾着網與鮪延繩釣漁船而又不同，故船廠應於每艘船下水時或每完成一段工作時抽時做各種不同船型之船體重量計測，彙積成資料應用。目前台灣地區之小型造船廠仍停留於30年前之情況尚無正確線圖者亦不少。如果船廠技術人員不足時可將船體正確主要尺寸 (如全長或垂線間長，模寬或全寬，模深或登記深度，吃水標誌深度等)、裝載量，引擎前部是否有帶動其他輔機 (包括其馬力) 等與主機製造廠及專家會同計算較妥善。

(2)船速計算。 圖5所列之船速與馬力曲線圖係橋本德壽先生所研究推用者，將船型分為五種的曲線以便選用；①肥型船 (Fair type) ②良好型 (Good type) ③瘦型船 (Fine type) ④V型船 (V type) ⑤階式滑艇 (Stepper)。此圖表使用很方便，惟無考慮減速比，同一出力下螺槳轉數有相異時之差別，及螺槳單獨效率亦應不同等因素全未考慮，僅可作估算用，使用此圖表時應多收集資料修正方可。普通此圖表可用於半排水量及排水量型時較正確。

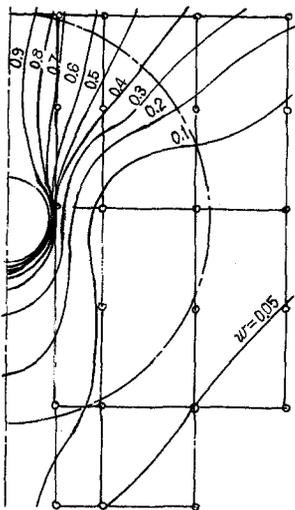
高速船之技術資料可參考圖7。但此圖係性能非常良好之舟艇速率圖表，因高速船之螺槳轉數及船速之條件比較接近故用 $BHP / \Delta \sim V$ 之曲線統計所得者。吾人如採用此圖表時須先尋找同型船之實績資料比較檢討之，否則往往稍有欠考慮則無法達到要求之船速。但其數據可作為朝此要求努力爭取之方向。

圖8係彙集鋼船、木船及FRP船之實際資料整理所得者。

$$\begin{aligned} \text{圖中 } THP &= BHP \times \eta_t \times \eta_o \\ &= DHP \times \eta_o \end{aligned}$$

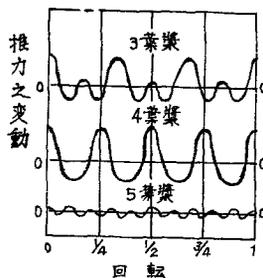
η_t : 傳動效率一稱為 0.95 ~ 0.97

η_o : 螺槳單獨效率



圖A 艇螺槳處之跡流

分佈例 (單軸 $C_B=0.53$)



圖B 葉片數與回轉中推力變動間之關係。

THP / $\Delta \sqrt{L_{WL}} \sim V_s / \sqrt{L_{WL}}$ CURVE (中小型漁船)

- ① FRP
- ② STEEL
- ③ WOODEN

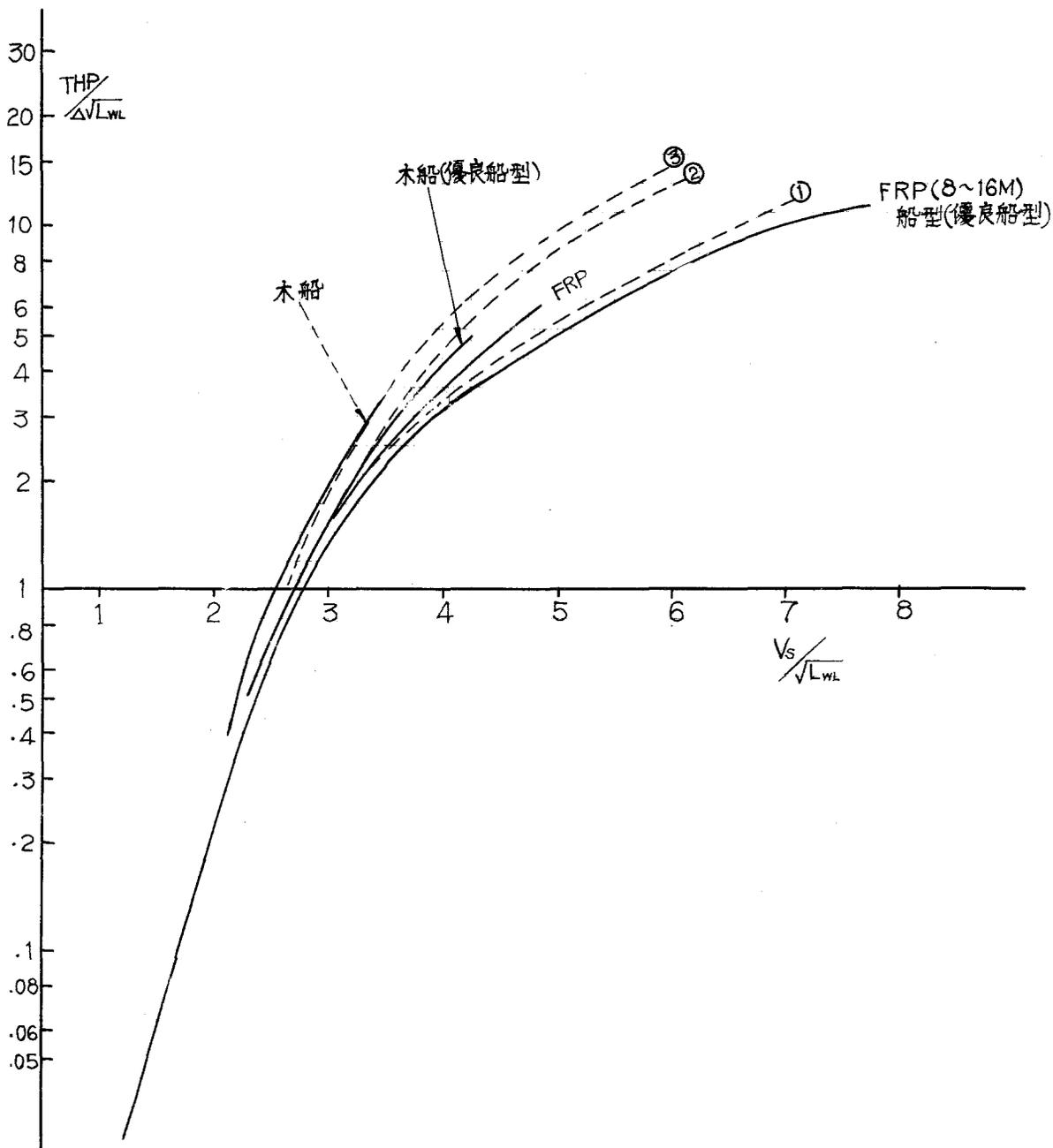


圖 8

式中 η_0 需從 俾葉圖表查出亦可用電子計算機逐步修正計算，首先算出 $THP / \Delta \sqrt{L_{WL}}$ 擬定船型得出 $V_s / \sqrt{L_{WL}}$ 計算 V_s ，最後仍需以實績資料及經驗加以判斷。雖同排水量 (Δ) 與同水線長度 (L_{WL}) 但船速有相當差異之例亦不罕見，須謹慎注意。

(3) 減速比 (Reduction Ratio) 之選擇 選擇減速比時常受船體螺槳拱 (螺槳孔間隙 Screw aperture) 之限制而決定。但半排水量型 (Semi-displacement) 或滑航型 (Planning Type) 船則不能如此單純而論。排水量型則按下述數據檢討之。

(甲) 螺槳拱過小時易引起船體振動，俾葉空蝕，船速減低等嚴重事項。

$a = 0.1 D \sim 0.15 D$ 以上。中小型船雖

$0.06 D$ 以上亦可，但可能成爲 FRP 船之振動原因，盡可能爲 $0.01 D$ 以上。

$b = 0.05 D$ 以上，中小型船 $40mm$ 以上亦可。

$c = 0.1 D$ 以上。 $e = 0.15 D$ 以上

l 在強度容許範圍內越長，流水較好，對螺槳攪動有利，但太長則易振動。

推薦值爲 $a = 0.15 \sim 0.25 D$

$b = 0.05 \sim 0.08 D$

$c = 0.12 \sim 0.20 D$

$e = 0.20 \sim 0.30 D$

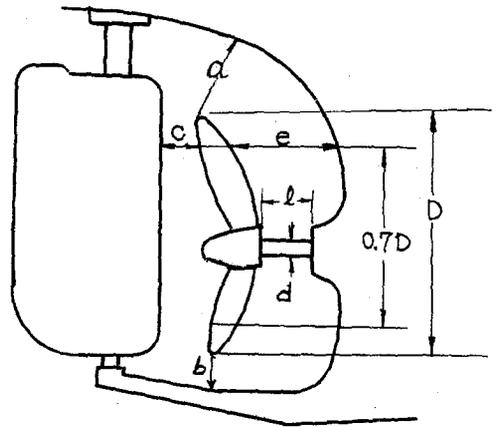


圖 9

(乙) 螺槳軸徑；同一馬力下減速比越大時螺槳

軸 (艙軸) 傳遞扭矩 (Torque) 越大其

軸徑較粗大。應做扭力振動計算以配合軸系設計。

(丙) 螺槳轉數；螺槳軸 (艙軸) 轉數越低螺旋槳效率較佳， $\delta = \frac{ND}{V_s}$ 在 30 以下則效率無甚差

異，僅成爲 $\frac{P}{D}$ 大之螺槳使其運動不穩定。減速比並非可任意選用，普通減速機廠商爲使價

格降低僅做數種以便按用途選用。

(4) 螺旋槳之計算有許多種圖表可資應用，但計算求得結果却相差不多。如果所配之螺旋槳良好時不僅可增加船速，且可降低燃料消耗量提高經濟效益。一般情形葉數增加時螺槳效率稍降低但最佳直徑可減小，故螺旋槳直徑不受限制時可採用葉數較少者，普通二葉片螺槳使用在小型快艇，三葉螺槳主用在漁船及軍艦，四葉螺槳用在商船及油輪，五葉螺槳用在大型貨船、大型油輪等。另一考慮因素乃“螺槳每分鐘轉數 \times 葉數”值若與船體固有振動數之值接近時引起共振產生劇烈之振動，爲避免共振可選用適當之葉數。

計算螺槳直徑時螺槳配合轉數提高 3% 以 1.03 倍計算，輸出功率以 95% (即傳遞損失爲 5%) 計算則試俾運轉時必可達至規定轉數運轉。螺槳直徑在計算值之 $\pm 10\%$ 內時螺槳單獨效率無甚差別，此範圍內可稍取大但亦不可盲目取大，其值應在

$$30 < \frac{ND}{V_s} < 70$$

D ; 螺槳直徑 M

N ; 螺槳回轉數 R P M

V_s ; 船速 K t

以不超出此範圍為原則。如果 $\frac{ND}{V_s}$ 超出 70 時效率顯著地降落，高速艇 $\frac{ND}{V_s}$ 在 25 以下時必

需與專家充分研討。此外螺槳製造加工完成後，除需做尺寸檢驗及靜態平衡試驗外，高速同軸者更需做動平衡試驗以防範產生振動。

至於螺槳之修正法，其概略計算法乃依據

$$\text{螺距 (Pitch) 修正量} = \text{直徑修正量} \times 0.8$$

例如 $600^m m D \times 400^m m P$ 之螺槳如將螺槳直徑擬改為 550 時

$$\text{螺距修正量} = (600 - 550) \times 0.8 = 40\text{mm} \text{ , 螺距為 } 440\text{mm}$$

因此，若在直徑 $\pm 30\text{mm}$ 左右範圍變動時可視 $D + P = \text{定值}$ ，將直徑修正量移作為螺距之修正量。一般情形下如欲增加推（拖）力時可增大直徑。

據作者調查台灣地區中小型漁船發覺約有 70 % 以上之船螺槳未依船體資料計算，不考慮所造船是否肥瘦及 FRP 或木船等各種因素，僅依馬力數尋找已有之傳業翻製，更無法論及螺槳之詳細設計（如空蝕問題·螺槳展開面積比等之問題），如此情況何能得到能配合船體之船速？因無法安裝最佳螺槳而降低之經濟效益（燃料增加及船速低落）頗為可觀。

- (5) FRP 船使用之主機馬力限制； 近年來小船紛紛採用 FRP 船體後較往昔之船排水量減少及選用大馬力引擎提高船速之傾向更明顯化。但如以小船按裝大馬力引擎時不僅危險且效果亦低。排水量與引擎重量之比率如超過 0.25 ~ 0.30 值以上之計劃時需注意謹慎，否則可能發生無法達到要求等意想不到之種種問題。

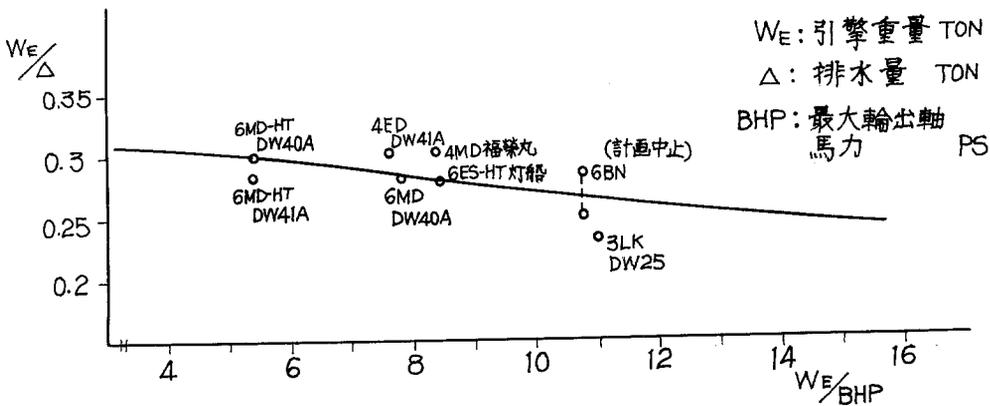


圖 10

- (6) 船型結構與航速之關係； 以 FRP 可建造之船舶有遊艇、快艇、巡邏艇、漁船及無動力船等。並依其用途等因素決定所需航速。此種舟艇可依航行狀態分為①排水量型②半滑航型（或稱半排水量型 (Semi-planning)）③滑航型 (Planning boat) 等三大類。其速長比及每噸排水量所需之大約馬力數如下：

	速長比 $V/\sqrt{L'} (V/\sqrt{Lm})$	每噸排水量所需馬力
排水量型	2 以下 (3.65 以下)	10 以下
半滑航型	2 ~ 5 (3.65 ~ 9.2)	約 40
滑航型	5 以上 (9.2 以上)	100 以上

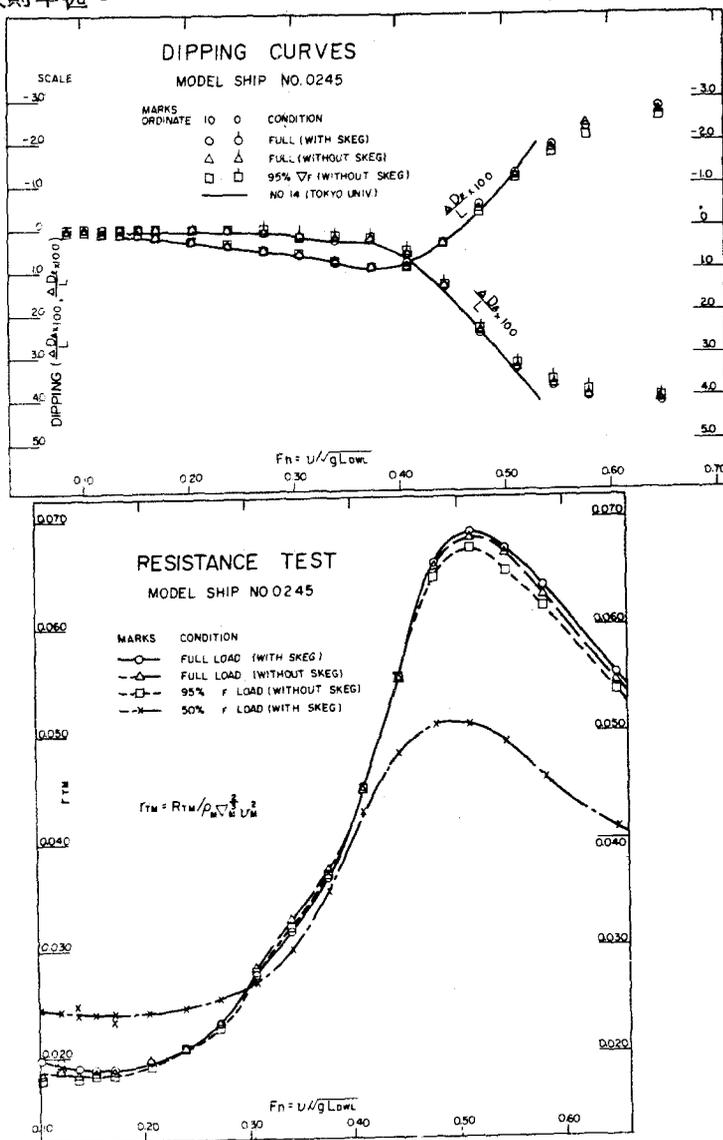
(甲) 排水量型；以同一船體主要尺寸比較之則船體重量較重，航速較慢，結構採用橫向結構系。

(乙)半滑航型；同一船體主要尺寸比較之則船體重量較輕，船速較快，一般巡邏艇，交通艇等實用高速艇屬於此類，採用縱向結構系，最適合以FRP建造。

(丙)滑航型；其主機馬力較大，因此航速非常快捷。如競賽用快艇等屬於此類，其設計應依動壓發生之撓曲為重點考慮，故用FRP製造要注意其局部負荷（如拍底衝擊等加速度問題），船殼重量對船速影響非常大，盡量減輕船舶重量（包括船殼、船機及纜裝品）且重量估計要非常正確否則易失之毫厘，差之千里。因此採用之構造法規對船體重量影響大，如半滑航或滑航艇木質部份採用木質輕構造則重量減輕很多。

V 結論

船舶為高價值之營運器具，其價格從數十萬台幣至數億元台幣，由於石油危機導致油費高漲及各國實施 200 海里經濟水域後如何使船體與主機馬力及船速能配合至最佳情況仍吾造船界及企業界需慎重檢討執行者。希在吾大有為政府領導下，集造船界、漁業及經營航運人士及學識研究機構，群策群力予以解決則幸甚。



全阻力係數

最佳設計方法在造船初步設計之應用

(Applications of Optimization Methods in ship preliminary Design)

劉 榮 三

摘 要

最佳設計方法是數學上求函數極大極小值的問題，極大極小在實際工業問題上是最佳之點，例如船的營運經濟效益要求最大，船的結構重量或阻力要求最小，因此造船設計就是最佳設計問題。本文除介紹最佳設計之數學模式，及其求解方法外，並討論以經濟效益為目標之造船設計應用。

1 .最佳設計之數學模式 (*Mathematical Model of Optimization*)

商船在初步設計階段，船東提出一些功能上的要求，及各項限制，設計者根據這些要求與限制，設計一最能賺錢的船，才是設計的主要目標。例如，船東擬開闢一條航線，載運一定量的貨物，由A港經B港到C港，設計者不但要設計一符合功能的船，同時也要有足夠的穩度，強度，安全性及合乎船級要求。做這種合適設計，將會因人而異，同樣符合條件的設計可能有很多種，到底那一種設計比較好，需要有一個衡量的標準，如以貨運成本 (Required Freight rate) 來做比較，那一種設計貨運成本最低，就是最佳設計 (Optimum Design)。在初步設計階段，最重要的是決定主要尺寸及船形係數，如L, B, T, D, C_B, C_P……等，這些我們稱之為設計變數 (Design Variables)，以向量來表示為：

$$\text{設計變數 } \vec{x} = \begin{bmatrix} L \\ B \\ T \\ D \\ C_B \\ C_P \\ \vdots \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \\ \vdots \\ \vdots \\ \vdots \\ x_n \end{bmatrix} \quad n = \text{變數的個數}$$

這些設計變數通常在限制的條件之下變化。造船設計之限制不外乎船長，船寬，吃水，尺寸比值，穩度，強度，船級規定等。我們寫成數學式如：

$$\begin{aligned} & F_j(\vec{x}) \geq C_j \\ \text{或} & F_j(\vec{x}) - C_j \geq 0 \\ \text{或} & g_j(\vec{x}) = \frac{F_j(\vec{x})}{C_j} - 1 \geq 0 \end{aligned}$$

如

$$F_j(\vec{x}) \leq C_j,$$

則

$$g_j(\vec{x}) = \frac{C_j}{F_j(\vec{x})} - 1 \geq 0$$

所以我們可以把限制式 (Constraints) 標準化成爲

$$g_j(\vec{x}) \geq 0, \quad j = 1, 2, \dots, m$$

m = 限制式的個數

設計的目標，有很多種，商船以經濟效益爲主要目標，這經濟效益是隨船的大小，船速、造價，使用年限等因素而變，換句話說，是設計變數的函數，我們稱之爲目標函數 (Objective function)，或叫衡量標準 (Measure of merit) 以 $F(\vec{x})$ 表示。我們的目的是要求得 $F(\vec{x})$ 之最大值或最小值。

我們決定了設計變數，限制式，目標函數後，最佳設計之數學模式，即已建立如下：

$$\text{設計變數 } \vec{x} = \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ \vdots \\ x_n \end{bmatrix} \quad n = \text{變數的個數}$$

$$\text{求最小 (或最大) 目標函數值 } F = F(\vec{x})$$

$$\text{但合乎下列限制式 } g_j(\vec{x}) \geq 0, \quad j = 1, 2, \dots, m$$

m = 限制式的個數

上式之 $F(\vec{x})$ ， $g_j(\vec{x})$ ，可能爲線型函數 (Linear function)，或非線型函數 (Nonlinear function)，只要有一個函數爲非線型者，整個數學模式叫受限制之非線型規劃 (Constrained Nonlinear Programming)，一般造船設計問題均屬非線型者，甚至這些函數無法以簡單之數學式表示，但可用電腦語言程式表示。解上述之數學模式問題，通常是應用受限制之非線型最佳設計方法，以電腦求出合乎限制條件之下最小 (或最大) F 值的設計變數 \vec{x} 。

2. 最佳設計方法 (Optimization Methods) [1], [3], [4], [10], [11], [12]

2.1 微積分方法 (Calculus method)

目標函數 $F = F(\vec{x}) = F(x_1, x_2, x_3, \dots, x_n)$ 之極大或極小值之存在，要符合下列條件

$$\frac{\partial F}{\partial x_i} = 0, \quad i = 1, 2, \dots, n$$

上式是 n 個聯立方程式，不見得都是線型者，要解這聯立方程式不是一件容易的事情，況且函數 F 有時不是個簡單的數學式，很難以微分，甚至有的不可能微分，由於這些困難，在實際工程設計應用上，這種微積分方法不實用。以下介紹的方法，是配合電腦的應用而發展之搜索法，對處理實際問題較爲實用。

2.2 單變數搜索方法 (Search Methods for one Variable)

目標函數 $F = F(\vec{x}) = F(x_1, x_2, \dots, x_n)$ ，如果只變動 x_i 值，其他變數保持不變，而在 x_i 方向找到函數 F 的最佳值 (極大或極小) 的方法，叫單變數搜索法。底下將介紹幾個常用方法。

2. 2. 1 全面搜索法 (Exhaustive Search)

在合適的範圍內分 (N - 1) 個等分，假如把搜索的範圍標準化 (Normalize) 為 0 至 1，則 N 次搜索之點各為

$$x = 0, \frac{1}{N-1}, \frac{2}{N-1}, \dots, \frac{N-2}{N-1}, 1$$

各依次求其目標函數值後，比較各值，取其最佳點。參考圖(1)。

假如在 0 至 1 之間搜索，設最後之未定間距為 α ，則搜索次數為

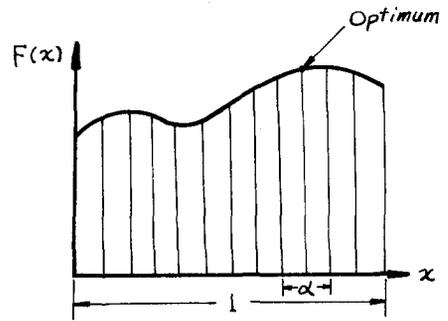
$$N = \frac{1}{\frac{\alpha}{2}} + 1 = \frac{2}{\alpha} + 1$$

本方法之優點：

- (1) 目標函數不必單峯 (Unimodality)，不必可微分 (Differentiable)，不必連續 (Continuous)。可說任何函數均可應用。

- (2) 只需求目標函數值。

缺點：搜索次數需要很多，才能找到真正的最佳值。



圖(1)

2. 2. 2 中點雙切搜索法 (Bisection Search)

在合適範圍的中點各加減一微量 $\frac{\epsilon}{2}$ ，並求其函數，比較兩值，若目標函數要求極大值，則較小值的一邊不再考慮有極大值存在，剩下之另一邊再取中點雙切如法泡製，(參考圖(2))，第一次雙切後未定間距為

$$\alpha = \frac{1}{2} + \left(1 - \frac{1}{2}\right) \epsilon$$

第二次後
$$\alpha = \left(\frac{1}{2} + \left(1 - \frac{1}{2}\right) \epsilon\right) \frac{1}{2} + \frac{\epsilon}{2} = \frac{1}{2^2} + \left(1 - \frac{1}{2^2}\right) \epsilon$$

以此類推第 n 次後
$$\alpha = \frac{1}{2^n} + \left(1 - \frac{1}{2^n}\right) \epsilon$$

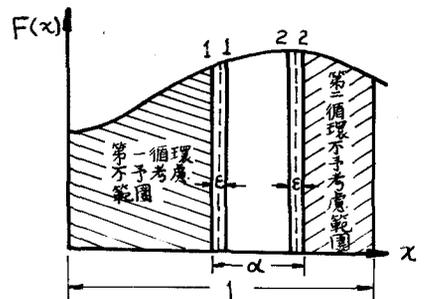
假設最後允許之未定間距為 α_p ，則循環的次數可導出如下：

$$\frac{1}{2^n} + \left(1 - \frac{1}{2^n}\right) \epsilon = \alpha_p$$

$$\frac{1}{2^n} (1 - \epsilon) + \epsilon = \alpha_p$$

$$\frac{1}{2^n} = \frac{\alpha_p - \epsilon}{1 - \epsilon}, \quad 2^n = \frac{1 - \epsilon}{\alpha_p - \epsilon}$$

$$n \ln 2 = \ln (1 - \epsilon) - \ln (\alpha_p - \epsilon)$$



圖(2)

$$\therefore n = \frac{\ln \left(\frac{1 - \varepsilon}{\alpha_p - \varepsilon} \right)}{\ln 2}$$

因為一個循環求兩次目標函數，則到達最後之允許間距，一共求 $N = 2n$ 次目標函數

$$N = 2n = 2 \frac{\ln \left(\frac{1 - \varepsilon}{\alpha_p - \varepsilon} \right)}{\ln 2} \approx 2.89 \ln \left(\frac{1 - \varepsilon}{\alpha_p - \varepsilon} \right)$$

優點：(1) 目標函數不必可微分或連續

(2) 只需求目標函數值

缺點：目標函數必須單峯

2.2.3 兩點等距搜索法 (Two-point Equal Interval Search)

在合適範圍取兩點三等分，如圖(3)，各求其函數值，比較三個值，捨去最小值部份的三分之一範圍（如果目標函數要求極大值），剩下三分之二的範圍再取二點三等分，如此循環，一直到剩下之部份到達允許之未空間距 α_p 為止，即得最佳點。

設合適範圍為 $x = 0$ 至 $x = 1$ ，則 n 次循環後

$$\alpha = \left(\frac{2}{3} \right)^n \Rightarrow n = \frac{\ln(\alpha)}{\ln \left(\frac{2}{3} \right)} = -2.47 \ln(\alpha)$$

一個循環要求二次函數值，則到達允許間距 α_p 所需探測的次數為

$$N = 2n = -4.94 \ln(\alpha_p)$$

優點：(1) 目標函數不必可微分或連續。

(2) 只需求函數值。

缺點：目標函數必須單峯。

2.2.4 三點等距搜索法 (Three-point Equal Interval Search)

與前法相似，在合適範圍取三點四等分，各求其目標函數值，比較各值，捨去鄰近較差的兩個 $1/4$ 範圍，如圖(4)，剩下的 $1/2$ 部份再繼續取三點四等分，直至未定間距小於預定值 α_p ，最後的較佳者即是最佳點。

每一循環後，未定範圍縮小一半，經 n 次循環之未定間距成為

$$\alpha = \left(\frac{1}{2} \right)^n \Rightarrow n = \frac{\ln(\alpha)}{\ln \left(\frac{1}{2} \right)} = -1.44 \ln(\alpha)$$

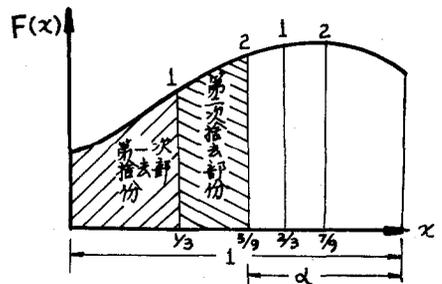
在第一循環中需求三個函數值，第二循環以後有一點在前一次循環中已求過，故第二循環以後實際只求二個函數值，故到達允許間距 α_p 所需探測之次數為

$$N = 2n + 1 = 1 - 2.88 \ln(\alpha_p)$$

優點：(1) 目標函數不必可微分或連續。

(2) 只需求目標函數值。

缺點：目標函數必需單峯。



圖(3)

2.2.5 高登搜索法 (Golden Section Search)

本方法每次循環求出對未定間距中央對稱的兩點，且有下列關係 (參考圖(5))：

$$\frac{L_{j+1}}{L_j} = \frac{L_j}{L_{j-1}} = \dots = \tau,$$

τ = 高登數 (Golden-Section Number) 且

$$L_{j-1} = L_j + L_{j+1}$$

比較兩點的函數值，較差的一邊捨去，剩下的部份再做上述的高登分法，直到未定間距小於 α_p 為止，最後較佳者為最佳點。

高登數 τ 可由定義求得：

$$\begin{aligned} \tau &= \frac{L_{j+1}}{L_j} = \frac{L_j}{L_{j-1}} = \frac{L_j}{L_j + L_{j+1}} \\ &= \frac{1}{1 + \frac{L_{j+1}}{L_j}} = \frac{1}{1 + \tau} \end{aligned}$$

$$\tau^2 + \tau - 1 = 0 \quad \therefore \tau = 0.618$$

故經過 n 次循環後未定間距為

$$\begin{aligned} \alpha &= 0.618^n \Rightarrow n = \frac{\ln(\alpha)}{\ln(0.618)} \\ &= -2.08 \ln(\alpha) \end{aligned}$$

第一循環要求出二個函數，第二循環後有一函數已在前一循環中求過，故第二循環以後每一循環實際只求一個函數值，到達允許間距 α_p 之探測次數為

$$N = n + 1 = 1 - 2.08 \ln(\alpha_p)$$

優點：(1) 目標函數不必可微分或連續。

(2) 只需求目標函數值。

缺點：目標函數必需單峯。

2.2.6 法佈那西搜索法 (Fibonacci Search)

本法是基於法佈那西級數 (Fibonacci Series) 而命名，其定義如下：

$$F_0 = F_1 = 1$$

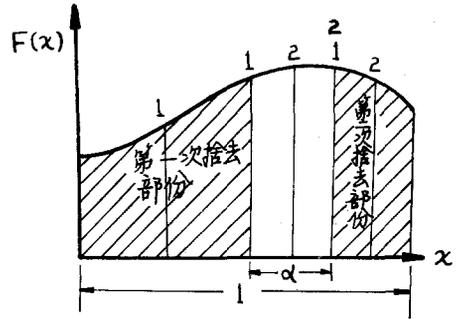
$$F_n = F_{n-1} + F_{n-2}, \quad n > 1$$

由上面定義看來級數中的任一個數目是前二個數目之和，法佈那西級數的前面幾項如表(1)。

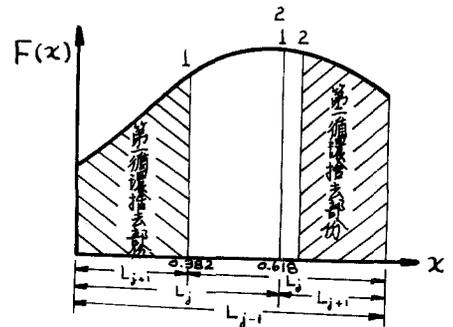
n	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
F_n	1	1	2	3	5	8	13	21	34	55	89	144	233	377	610	987	1,597	2,584	4,181	6,765	10,946

表(1) Fibonacci 級數

本搜索方法與前述的高登法相似，設總探測次數為 N ，求出在合適範圍對中央對稱的兩點，其距兩端各為 l_i (參考圖(6))，則



圖(4)



圖(5)

$$l_1 = \frac{F_{N-2}}{F_N} \alpha_1$$

F_i = Fibonacci 數 (表(1))

α_1 = 第一循環的未定間距

比較兩點的函數值，捨去較差的一邊，剩下的部份再做上述的分割法，如第 k 次循環的未定間距為 α_k ，則

$$l_k = \frac{F_{N-(k+1)}}{F_{N-(k-1)}} \alpha_k$$

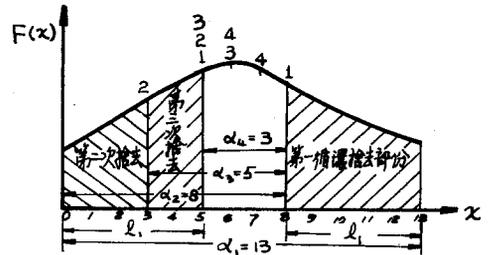
如果最後之允許間距為 α_p ，則

$$\alpha_p \geq \frac{\alpha_N}{\alpha_1} = \frac{1}{F_N}$$

故所需之總探測次數要依 Fibonacci 數而定。如果仔細研究一下 Fibonacci 級數，將會發現 $n = 7$ 以後未定間距中的兩點與高登搜索法不謀而合，因為

$$\frac{F_7}{F_9} = \frac{F_8}{F_{10}} = \frac{F_9}{F_{11}} = \dots = 0.382$$

本方法之優缺點與高登搜索法同。



圖(6)

2. 2. 7 搜索效率比較

表(2)是比較上述的幾種方法之搜索效率，在 $x = 0$ 至 1 之間，最後允許間距 α_p ，各種方法所需探測之次數，在表(2)中可以做個比較。由這個比較看來 Golden-Section 和 Fibonacci 兩種方法相當有效。

α_p	全面搜索法	三點等距法	中點雙切法	高登法	法佈那西法
0.1	21	8	7	6	6
0.01	201	15	14	11	11
0.001	2001	21	20	16	16
0.0001	20001	28	27	21	20

表(2)各種搜索法效率比較 (搜索次數)

2. 2. 8 DSC 搜索法 (DSC Search)

本方法為 Davies, Swann 和 Campey 三人所共同發展者，是找最小值的方法，起先由任一點 $x^{(0)}$ 開始探測，然後增加一步幅 Δx ，如有改善步幅再加倍為 $2 \Delta x$ ，一直到發現超過了最低點，將前一次的步幅減半，再反方向探測一步，就最後四個探測記錄中選三個點，以這三個點為二次拋物線的基點，求出最低點的位置，再進行下一循環的探測，直到前後二個循環所求之最佳函數值之差率到達設定的誤差允許值為止。其詳細步驟如下 (參考圖(7))。

第一步：由 $x^{(0)}$ 開始探測，求得 $f(x^{(0)})$ ，假如 $f(x^{(0)} + \Delta x) \leq f(x^{(0)})$ ，進行第二步，否則令 $\Delta x = -\Delta x$ ，進行第二步。

第二步：計算 $x^{(k+1)} = x^{(k)} + \Delta x$

第三步：計算 $f(x^{(k+1)})$ 值

第四步：假如 $f(x^{(k+1)}) \leq f(x^{(k)})$ ， $\Delta x \leftarrow 2\Delta x$ ，回到第二步，同時 $k \leftarrow k + 1$ 。
 否則 $x^{(m)} \leftarrow x^{(k+1)}$ ， $x^{(m-1)} \leftarrow x^{(k)}$ ， $x^{(m-2)} \leftarrow x^{(k-1)}$ ， $\Delta x \leftarrow \frac{\Delta x}{2}$ ，回到第二步、第三步算出之點命名為 $x^{(m+1)}$ ， $f(x^{(m+1)})$ 。

第五步：在 $\{x^{(m+1)}, x^{(m)}, x^{(m+2)}, x^{(m-2)}\}$ 中，捨去距較佳點最遠之一點 ($x^{(m)}$ 或 $x^{(m-2)}$)。剩下的三點命名為 $x^{(a)}$ ， $x^{(b)}$ ， $x^{(c)}$ 。其中 $x^{(b)}$ 為中間點， $x^{(a)} = x^{(b)} - \Delta x$ ， $x^{(c)} = x^{(b)} + \Delta x$ 。

第六步：以 $x^{(a)}$ ， $x^{(b)}$ ， $x^{(c)}$ 為二次拋物線的基點，估計最低點 x^*

$$x^* \approx \tilde{x}^* = x^{(b)} + \frac{\Delta x [f(x^{(a)}) - f(x^{(c)})]}{2 [f(x^{(a)}) - 2f(x^{(b)}) + f(x^{(c)})]}$$

以上六個步驟構成一個循環，下一個循環以 $x^{(c)} \leftarrow \tilde{x}^*$ ，或 $x^{(c)} \leftarrow x^{(c)}$ (若 $f(x^{(c)}) < f(\tilde{x}^*)$)，回到第一步，同時 Δx 減半。一直到前後兩次循環之最佳函數值之差率小於假定之誤差 ε 。

$$\varepsilon \geq \left| \frac{f(x^{(k+1)}) - f(x^{(k)})}{f(x^{(k)})} \right|$$

即告停止搜索，以最後二個循環結果，函數值比較小者為最佳點。

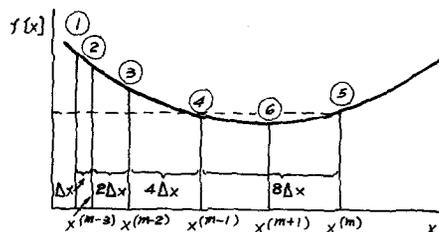
優點：(1)目標函數不必可微分或連續。

(2)目標函數如接近二次拋物線，搜索效率高

(3)只需求目標函數值。

(4)搜索範圍不必限制。

缺點：目標函數必需單峯。



圖(7)

2.2.9 包威搜索法 (Powell Search)

本方法是利用最先探測的三點為二次拋物線的基點

預測最低點，如此循環到設定的精確度為止。其詳細步驟如下 (參考圖(8))：

第一步：由起點 $x^{(1)}$ 開始求出 $f(x^{(1)})$ ，令 $x^{(2)} = x^{(1)} + \Delta x$

第二步：計算 $f(x^{(2)})$

第三步：假如 $f(x^{(1)}) > f(x^{(2)})$ ，則令 $x^{(3)} = x^{(1)} + 2\Delta x$ ，否則令 $x^{(3)} = x^{(1)} - \Delta x$

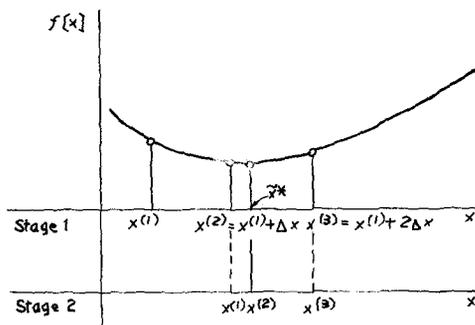
第四步：計算 $f(x^{(3)})$

第五步：估計最低點在 \tilde{x}^*

$$\tilde{x}^* = \frac{1}{2} \frac{[(x^{(2)})^2 - (x^{(3)})^2] f(x^{(1)}) + [(x^{(3)})^2 - (x^{(1)})^2] f(x^{(2)}) + [(x^{(1)})^2 - (x^{(2)})^2] f(x^{(3)})}{(x^{(2)} - x^{(3)}) f(x^{(1)}) + (x^{(3)} - x^{(1)}) f(x^{(2)}) + (x^{(1)} - x^{(2)}) f(x^{(3)})}$$

第六步：假如 \tilde{x}^* 與 $\{x^{(1)}, x^{(2)}, x^{(3)}\}$ 中

函數最小者之距離已到允許精確度，或函數值 $f(x)$ 已到達允許精確度，即可停止搜索。否則，算出 $f(\tilde{x}^*)$ ，捨去 $\{x^{(1)}, x^{(2)}, x^{(3)}\}$ 中函數值最大者，或者捨去函數值較大者，與



圖(8)

\vec{x}^* 點構成第一至三步中 $x^{(1)}$, $x^{(2)}$, $x^{(3)}$ 的形態, 回到第五步進行下一個循環。
本方法之優缺點與前法同。

2.2.10 DSC — 包威搜索法(DSC-Powell Search)

即是 D S C 和 Powell 的合併方法。在第一循環裡採用 D S C 的第一步至第六步, 然後定出 Powell 法的 $x^{(1)}$, $x^{(2)}$, $x^{(3)}$ 。以後的各循環進行 Powell 的第五、六步。

本方法的特色是採用 D S C 的加速搜索找到最佳點的附近後, 採用 Powell 的精確預測。

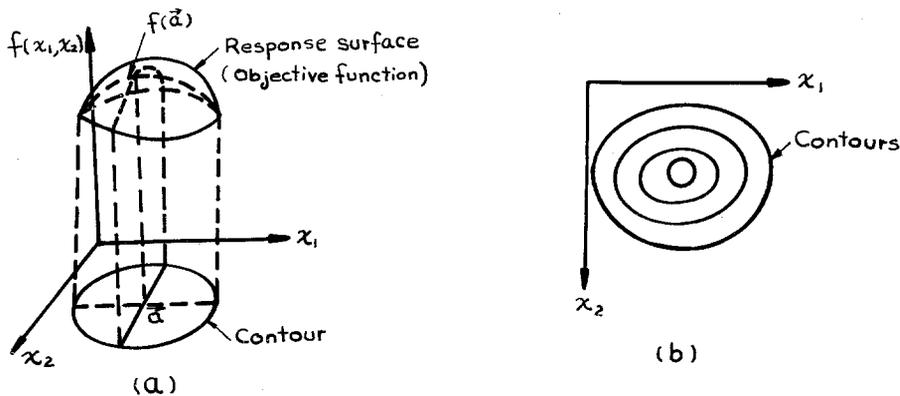
2.3 多維幾何(Geometry of Multidimensional Surface)

二維函數 (Two-dimensional function) $f(x_1, x_2) = f(\vec{x})$ 之幾何特性在圖(9)上說明。在二維空間 (Two-dimensional Space) 裡, (即 $x_1 - x_2$ 平面), 有一點 $\vec{a} = [\frac{a_1}{a_2}]$

, 其目標函數 (Objective function) 在第三維 (Third dimension) 表示, 目標函數在第三維的軌跡叫反應表面 (Response Surface)。平行 $x_1 - x_2$ 平面的各平面 (即函數等值平面) 與反應表面的交線 (Intersection) 投影到 $x_1 - x_2$ 平面, 形成一組等函數值的曲線叫等高線 (Level Contours) 假如函數 $f(\vec{x})$ 各處都連續 (Continuous), 則等高線將形成封密曲線, 假如函數也在各處可微分 (Differentiable), 則等高線是滑順的曲線 (Smooth Curves)。

假如 $f(\vec{x})$ 是連續的且可微分的, 它就可對某一點 \vec{a} 展開成泰勒級數 (Taylor's Series), 如果在展開級數裡僅保留線型項 (Linear Terms), 則在這反應表面對 \vec{a} 點的切面 (Tangent Plane) 就可寫成

$$y(\vec{x}) = f(\vec{a}) + (x_1 - a_1) f_{x_1}(\vec{a}) + (x_2 - a_2) f_{x_2}(\vec{a})$$



圖(9)

假如等高線平面與對 \vec{a} 點的切面 $y(\vec{x})$ 相交線投影在 $x_1 - x_2$ 平面上, 即成等高線在 \vec{a} 點的切線, 如圖(10), 切線方程式為:

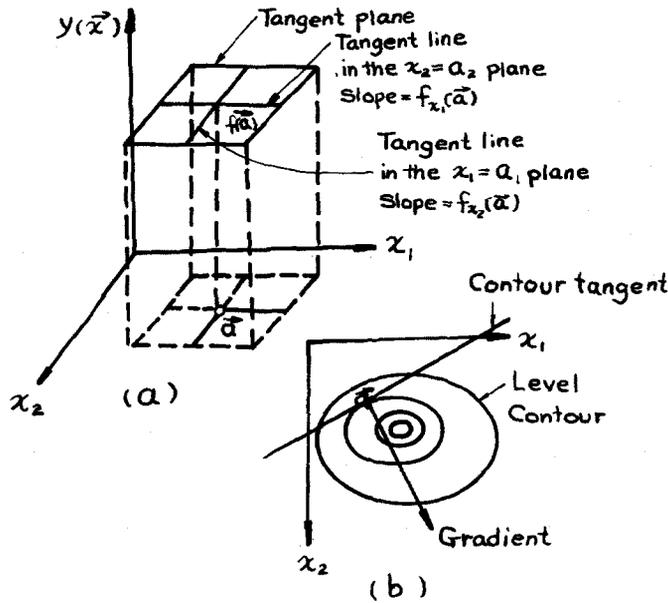
$$(x_1 - a_1) f_{x_1}(\vec{a}) + (x_2 - a_2) f_{x_2}(\vec{a}) = 0$$

在切面的投影面上有一直線, 沿這直線方向, 函數變化率最大, 叫梯度 (Gradient), 在 \vec{a} 的梯度方向必定垂直於等高線的切線。梯度方向的餘弦值 (Cosines) d_1, d_2 各為

$$d_1 = f_{x_1}(\vec{a}) / S, \quad d_2 = f_{x_2}(\vec{a}) / S$$

$$S = \sqrt{(f_{x_1}(\vec{a}))^2 + (f_{x_2}(\vec{a}))^2}$$

在n維空間 (n-dimensional Space) 中，切面及等高線的切面 (Contour Tangent)，因無法圖示，都叫假想平面 (Hyperplanes)，其數學式為：



圖(10)

切面：
$$y(\vec{x}) = f(\vec{a}) + \sum_{i=1}^n (x_i - a_i) f_{x_i}(\vec{a})$$

等高線的切面：
$$\sum_{i=1}^n (x_i - a_i) f_{x_i}(\vec{a}) = 0$$

梯度方向的餘弦：
$$d_i = f_{x_i}(\vec{a}) / S$$

$$S = \sqrt{\sum_{i=1}^n (f_{x_i}(\vec{a}))^2}, \quad i = 1, 2, \dots, n$$

n = 維數 (Number of Dimensions)

如某一點 \vec{a} 其函數的一次偏導數 (First Partial Derivatives) 皆為 0，即 $f_{x_i}(\vec{a}) = \left. \frac{\partial f(\vec{x})}{\partial x_i} \right|_{\vec{x}=\vec{a}} = 0, i = 1, 2, \dots, n$ 。則這點叫靜止點 (Stationary Point)，如果 \vec{a} 點其二次式

$$(\vec{x} - \vec{a}) A (\vec{x} - \vec{a})$$

為定值 (Definite)，A 為二次偏導數的矩陣：

$$A = \begin{bmatrix} f_{x_1 x_1} & f_{x_1 x_2} & \dots & f_{x_1 x_n} \\ f_{x_2 x_1} & f_{x_2 x_2} & \dots & f_{x_2 x_n} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ f_{x_n x_1} & f_{x_n x_2} & \dots & f_{x_n x_n} \end{bmatrix} \vec{a} = \begin{bmatrix} \frac{\partial^2 f}{\partial x_1^2} & \frac{\partial^2 f}{\partial x_1 \partial x_2} & \dots & \frac{\partial^2 f}{\partial x_1 \partial x_n} \\ \frac{\partial^2 f}{\partial x_2 \partial x_1} & \frac{\partial^2 f}{\partial x_2^2} & \dots & \frac{\partial^2 f}{\partial x_2 \partial x_n} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ \frac{\partial^2 f}{\partial x_n \partial x_1} & \frac{\partial^2 f}{\partial x_n \partial x_2} & \dots & \frac{\partial^2 f}{\partial x_n^2} \end{bmatrix} \vec{a}$$

則 \vec{a} 叫極端點 (Extreme Point)。假如 A 為正定值 (Positive definite)，則這極端點 \vec{a} 為極小點 (Minimum Point)。假如 A 為負定值 (Negative definite)，則極端點 \vec{a} 為極大點 (Maximum Point)。這種小點或極大點就是我們所 要尋找的目標。

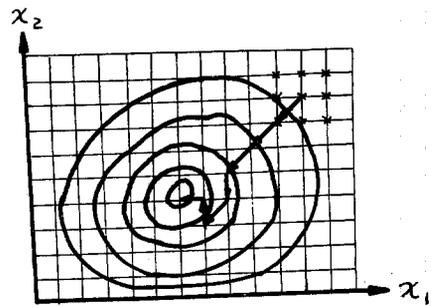
2. 4 多維搜索法 (Multi Dimensional Search Method)

2. 4. 1 無限制最佳設計 (Unconstrained Optimization)

2. 4. 1. 1 只需求 $f(\vec{x})$ 的方法 (Methods Requiring Evaluation of $f(\vec{x})$ Only)

2. 4. 1. 1. 1 跳格法 (Lattice Method)

如圖(11)定出各變數搜索的步幅 (Step length)，各步幅在空間形成格子 (Grid)，格子的交點叫節點 (Node)。由任一節點開始，並求其附近 ($3^n - 1$) 個節點的函數值 (n 為維數 (dimension)，即變數的個數)，在 3^n 個函數中取最佳者 (最大或最小)，如最佳點非原來的起始點 (或最近一次循環的最佳點)，再求這最佳點附近 ($3^n - 1$) 個節點的函數值，取最佳者，如最佳點為原來的最佳點，則各變數的步幅減半，繼續如前法找最佳點，如果步幅減至小於預定值，搜索停止，最後的最佳點即所求的最佳點。

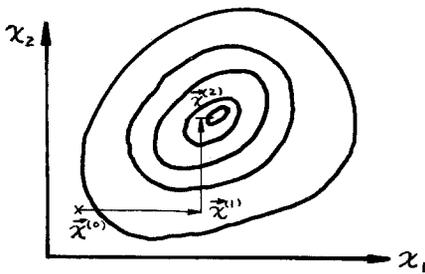


圖(11)

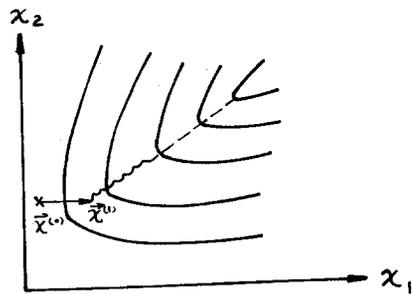
2. 4. 1. 1. 2 單變搜索法 (Univariate Search)

這種方法是每次搜索只依序變動一個變數，應用 2 · 2 節中各種單變數搜索方法求最佳點，直至前後循環之函數差小於預定值為止 (參考圖(12))。

本方法有一缺點，就是如遇到目標函數有明顯的山脊 (或山谷) 的情形，推展緩慢如圖(13)。



圖(12)



圖(13)

2. 4. 1. 1. 3 轉軸搜索法 (Rotating Coordinate Method)

本方法是克服遇到山脊時所遭到的困難，其第一循環如單變搜索法依序變動一個變數。假設

\vec{x}^* 為任意開始點，接着 n 次各變數方向搜索，各單變搜索的最佳點為：

$$\vec{x}_i = \vec{x}_{i-1} + \alpha_i \vec{P}_i, \quad i = 1, 2, \dots, n$$

$$\vec{P}_i = \begin{bmatrix} \delta_{1i} \\ \delta_{2i} \\ \vdots \\ \delta_{ni} \end{bmatrix} \quad \begin{matrix} \delta_{ji} = 1 & \text{若 } i = j \\ \delta_{ji} = 0 & \text{若 } i \neq j \end{matrix}$$

α_i 為 \vec{x}^* 與 \vec{x}_{i-1} 的距離，即通過 \vec{x}_{i-1} 沿 \vec{P}_i 方向延伸 α_i 距離（ α_i 本身含有正負值）時函數值最佳。故 α 為最佳距離，可用 2 · 2 節各法求得。第一循環依序在各變數方向搜索後，第二循環的搜索方向為

$$\vec{P}_{n+1} = \frac{\vec{x}_n - \vec{x}_0}{\|\vec{x}_n - \vec{x}_0\|}$$

即第一循環的起始點 \vec{x}_0 與最後一點 \vec{x}_n 的連線方向。接着 $\vec{P}_{n+2}, \vec{P}_{n+3}, \dots, \vec{P}_{2n}$ 的方向，各滿足正交條件：

$$\vec{P}_i^T \vec{P}_j = 0, \quad i, j = n+1, n+2, \dots, 2n, i \neq j$$

且

$$\vec{P}_i^T \vec{g}_i = 0, \quad \vec{g}_i \text{ 為 } x_i \text{ 點的梯度 (Gradient)}$$

第三循環以後，仿第二循環的程序進行，至前後兩循環的最佳函數值之差少於預定值為止，（參考圖(14)）。

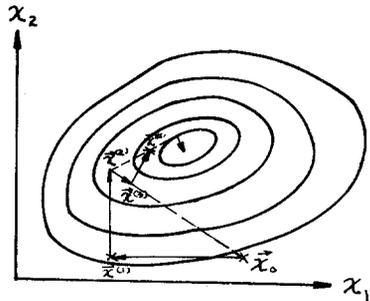
在第二循環中 $\vec{P}_{n+2}, \vec{P}_{n+3}, \dots, \vec{P}_{2n}$ 之求法可應用 Gram Schmitt 方法：

設一組 n 度空間的線型獨立向量 (Linearly independent Vectors) 為 $\vec{U}_1, \vec{U}_2, \dots, \vec{U}_n$ 。有另一組正交向量 (Orthogonal Vectors) $\vec{V}_1, \vec{V}_2, \dots, \vec{V}_n$ 也是線型獨立，其特性為

$$\vec{V}_i^T A \vec{V}_j = 0, \quad i \neq j$$

則 $\vec{V}_1 = \vec{U}_1$

$$\vec{V}_i = \vec{U}_i - \sum_{j=1}^{i-1} \beta_j \vec{V}_j, \quad i = 2, 3, \dots, n \quad \text{圖(14)}$$



圖(14)

在此
$$\beta_j = \frac{\vec{V}_j^T A \vec{U}_i}{\vec{V}_j^T A \vec{V}_j} = \frac{\vec{V}_j^T I \vec{U}_i}{\vec{V}_j^T I \vec{V}_j} = \frac{\vec{V}_j^T \vec{U}_i}{\vec{V}_j^T \vec{V}_j} \quad (\text{設 } A = I)$$

例如 $\vec{U}_1 = \begin{bmatrix} 2 \\ 1 \end{bmatrix}, \vec{U}_2 = \begin{bmatrix} 1 \\ 2 \end{bmatrix}$ ，求互相正交之一組線型獨立向量 \vec{V}_1, \vec{V}_2 。

設 $\vec{V}_1 = \vec{U}_1 = \begin{bmatrix} 2 \\ 1 \end{bmatrix}$

則 $\vec{V}_2 = \vec{U}_2 - \beta_1 \vec{V}_1 = \vec{U}_2 - \frac{\vec{V}_1^T \vec{U}_2}{\vec{V}_1^T \vec{V}_1} \vec{V}_1$

$$= \begin{bmatrix} 1 \\ 2 \end{bmatrix} - \frac{\begin{bmatrix} 2 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 1 \\ 2 \end{bmatrix}}{\begin{bmatrix} 2 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 2 \\ 1 \end{bmatrix}} \begin{bmatrix} 2 \\ 1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 \\ 2 \end{bmatrix} - \frac{4}{5} \begin{bmatrix} 2 \\ 1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{3}{5} \\ \frac{6}{5} \end{bmatrix}$$

核對： $\nabla_1^T I \nabla_2 = \begin{bmatrix} 2 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} -\frac{3}{5} \\ \frac{6}{5} \end{bmatrix} = 0$

2. 4. 1. 1. 4 Hooke & Jeeves 直接搜索法 (Direct Search of Hooke and Jeeves)

本方法分二個階段交替運用，第一個階段叫局部搜索 (Local Pattern Search)，第二個階段叫大步挺進 (Global Pattern move)，其詳細步驟如下：

局部搜索：

1. 選擇任一開始點 \vec{b}_1 ，以及 j 方向之步幅 δ_j ， $j = 1, 2, \dots, n$ 。
2. 求 \vec{b}_1 點及 $(\vec{b}_1 \pm \vec{\delta}_j)$ 點之目標函數值，在此

$$\vec{\delta}_1 = \begin{bmatrix} \delta_1 \\ 0 \\ 0 \\ \vdots \\ 0 \end{bmatrix}$$

保留最佳點 \vec{t}_{11}

3. 求 $(\vec{t}_{11} \pm \vec{\delta}_2)$ 點之目標函數值，在此

$$\vec{\delta}_2 = \begin{bmatrix} 0 \\ \delta_2 \\ 0 \\ \vdots \\ 0 \end{bmatrix}$$

與 \vec{t}_{11} 比較，保留最佳點 \vec{t}_{12}

4. 仿第 3 步之方法在各方向加減設定之步幅求其目標函數值，保留最佳者，直至各變數方向均已探測過。在圖(15)之例子中本階段之最後最佳點為 \vec{t}_{12} ，在進入下一階段前，把 \vec{t}_{12} 當做一個新基點 \vec{b}_2 。

大步挺進：

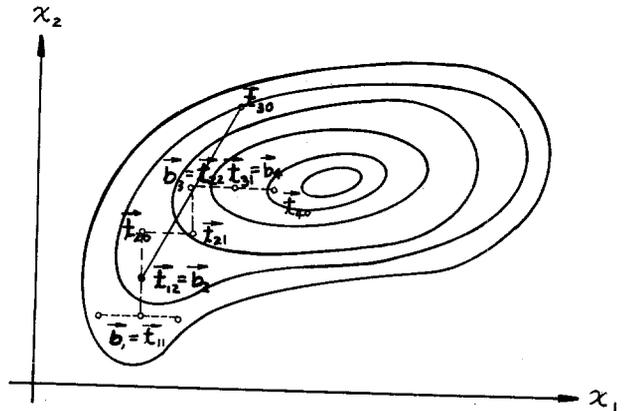
5. 由 \vec{b}_1 (或 \vec{b}_k) 點沿 $\vec{b}_2 - \vec{b}_1$ (或 $\vec{b}_{k+1} - \vec{b}_k$) 方向跳 $\|\vec{b}_2 - \vec{b}_1\|$ 二倍距離至一新臨時點 \vec{t}_{20} (或 $\vec{t}_{k+1,0}$)

$$\vec{t}_{20} = \vec{b}_1 + 2(\vec{b}_2 - \vec{b}_1) = \vec{b}_2 + (\vec{b}_2 - \vec{b}_1)$$

或

$$\vec{t}_{k+1,0} = \vec{b}_k + 2(\vec{b}_{k+1} - \vec{b}_k) = \vec{b}_{k+1} + (\vec{b}_{k+1} - \vec{b}_k)$$

6. 假如 \vec{t}_{20} (或 $\vec{t}_{k+1,0}$) 的目標函數值有改善，則 \vec{t}_{20} 當做局部搜索之開始點回到第 2 步，在局部搜索完成所保留之最佳點為 \vec{b}_3 ，再沿 $(\vec{b}_3 - \vec{b}_2)$ 的方向進行第 5 步的大步挺進。假如 \vec{t}_{20} (或 $\vec{t}_{k+1,0}$) 的目標函數值沒有改善，則捨去該點，以 \vec{b}_2 (或 \vec{b}_{k+1}) 為基點回



圖(15)

到第 2 步做局部搜索。

7. 如果局部搜索階段完成，無所進展，即 $\vec{b}_{k+1} = \vec{b}_k$ ，則將步幅減半，再進行局部搜索。

停止條件：

8. 假如步幅已小於或等於設定之允許誤差，即

$$\begin{aligned} \delta_1 &\leq \epsilon_1 \\ \delta_2 &\leq \epsilon_2 \\ &\vdots \\ \delta_n &\leq \epsilon_n \end{aligned}$$

則搜索停止，以最後的最佳點為所求之最佳設計。

2. 4. 1. 2 需求一級偏導數的方法 (Sequential Methods requiring the evaluation of first Partial derivatives)

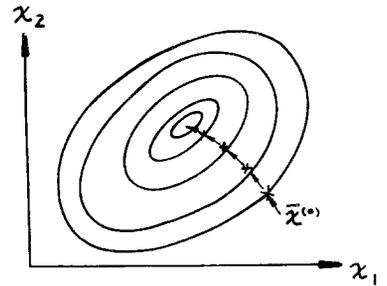
2. 4. 1. 2. 1 最陡方向下降法 (Method of Steepest descent)

本方法為求函數的極小，由任一點開始，在其負梯度 (negative gradient) 方向前進一適當距離 α ，參考圖(16)。

$$\vec{x}_{i+1} = \vec{x}_i + \alpha_i \vec{P}_i \quad i = 0, 1, \dots$$

在此 $\vec{P}_i = \frac{-\vec{g}_i}{\|\vec{g}_i\|}$ ， $\vec{g}_i = \begin{bmatrix} \frac{\partial f}{\partial x_1} \\ \frac{\partial f}{\partial x_2} \\ \vdots \\ \frac{\partial f}{\partial x_n} \end{bmatrix}$ \vec{x}_i

(在 \vec{x}_i 點之梯度)



圖(16)

$f(\vec{x}) =$ 目標函數

$\alpha_i =$ 任一步幅 (Step Width) · 使得 $f(\vec{x}_{i+1}) < f(\vec{x}_i)$

本方法的缺點為選擇步幅 α 無一定的規則，故搜索到最佳點需探測好多步。

2. 4. 1. 2. 2 最佳陡降法 (Optimal Steepest Decent Method)

本方法與前者相似，所不同者為步幅 α_i 是由下列關係得來 (參考圖(17))：

$$\vec{x}_{i+1} = \vec{x}_i + \alpha_i \vec{P}_i, \quad i = 0, 1, 2, 3, \dots$$

在此 $\vec{P}_i = \frac{-\vec{g}_i}{\|\vec{g}_i\|}$ 且 $\vec{P}_i^T \vec{g}_{i+1} = 0$

α_i 的求法可應用單數搜索法。

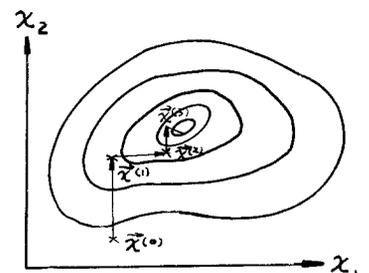
2. 4. 1. 2. 3 共軛梯度法 (Conjugate Gradient Methods)

本方法是用以求二次函數 (Quadratic function)

$f(\vec{x})$ 的極小 (Minimum)。設 $f(\vec{x})$ 在極端點 (

Extreme Point) \vec{a} ，可展開成泰勒級數 (Taylor's

Series)：



圖(17)

$$f(\vec{x}) = f(\vec{a}) + (\vec{x} - \vec{a}) \vec{g}(\vec{a}) + \frac{1}{2} (\vec{x} - \vec{a})^T A (\vec{x} - \vec{a})$$

在此

$$\vec{g}(\vec{a}) = \begin{bmatrix} \frac{\partial f}{\partial x_1} \\ \vdots \\ \frac{\partial f}{\partial x_n} \end{bmatrix} \quad \vec{x} = \vec{a}$$

A 為二級偏導數的矩陣，即 Hessian Matrix

$$A = \begin{bmatrix} \frac{\partial^2 f}{\partial x_1^2} & \frac{\partial^2 f}{\partial x_1 \partial x_2} & \dots & \frac{\partial f}{\partial x_1 \partial x_n} \\ \vdots & \vdots & & \vdots \\ \frac{\partial^2 f}{\partial x_n \partial x_1} & \dots & \dots & \frac{\partial^2 f}{\partial x_n^2} \end{bmatrix} \quad \vec{x} = \vec{a}$$

且 A 為對稱矩陣，即 $A = A^T$ ，在極端點的梯度 $\vec{g}(\vec{a}) = 0$ ，也就是所有一級偏導數 (first partial derivatives) 等於 0，對二次式 (quadratic function) 來講，A 的所有元素 (elements) 皆為常數 (Constants) 即 $A(\vec{a}) = A(\vec{x})$ ，且所有高次導數皆為 0，因此在極端點 (Extreme Point) 的泰勒展開式為

$$f(\vec{x}) = f(\vec{a}) + \frac{1}{2} (\vec{x} - \vec{a})^T A (\vec{x} - \vec{a})$$

其梯度方向為 $\vec{g}(\vec{x}) = A(\vec{x} - \vec{a})$

此共軛梯度法到達 \vec{a} 者為 \vec{x}_n ， \vec{x}_n 為一系列挺進的最終點： $\vec{x}_0, \vec{x}_1, \dots, \vec{x}_n$ 。各點依序產生的方法如下：

\vec{x}_0 為任意開始點 (arbitrary starting point)， \vec{x}_{i+1} 是通過 \vec{x}_i 在 \vec{P}_i 方向求得之最佳點 (最小)

$$\vec{x}_{i+1} = \vec{x}_i + \alpha_i \vec{P}_i \quad i = 0, 1, \dots, n-1$$

$$\vec{P}_0 \text{ 為在 } \vec{x}_0 \text{ 的負梯度方向} \quad \vec{P}_0 = \frac{-\vec{g}_0}{\|\vec{g}_0\|}$$

其他 \vec{P}_i 為 A 共軛方向 (A-Conjugate direction) 也就是

$$\vec{P}_i^T A \vec{P}_j = 0, \quad i, j = 0, 1, 2, \dots, n-1, \quad i \neq j$$

\vec{P}_i 之求法可應用前述的 Gram-Schmitt 方法。

雖然本方法適用於二次式，但應用於非二次式仍然有效，因為大部份非二次式的最小點 (minimum) 附近的特性近似二次式。

共軛梯度法還有二種改良形式，即 \vec{P}_i 的求法不同，茲介紹如下：

Fletcher-Reeves 方法：

1. 選擇任意起始點 \vec{x}_0 。

2. 設 \vec{P}_0 為在 \vec{x}_0 負梯度方向，即 $\vec{P}_0 = \frac{-\vec{g}_0}{\|\vec{g}_0\|}$

3. 依序挺進的方式

$$\vec{x}_{i+1} = \vec{x}_i + \alpha_i \vec{P}_i, \quad i = 0, 1, \dots, n-1$$

$$\alpha_i \text{ 爲最佳距離使 } \vec{P}_i^T \vec{g}_{i+1} = 0$$

$$\vec{P}_{i+1} = -\vec{g}_{i+1} + \beta_i \vec{P}_i$$

$$\beta_i = \frac{\|\vec{g}_{i+1}\|^2}{\|\vec{g}_i\|^2} \quad i = 0, 1, \dots, n-1$$

Fletcher-Powell 方法：

1 選擇任意起始點 \vec{x}_0 。

2 設 H_0 爲任意 $n \times n$ 的正定值矩陣 (Positive definite matrix) 通常設 $H_0 = I$ 。

3 依序求出 $\vec{x}_{i+1} = \vec{x}_i + \alpha_i \vec{P}_i, \quad i = 0, 1, \dots, n-1$

$$\vec{P}_i = -H_i \vec{g}_i$$

$$\alpha_i \text{ 爲最佳距離使 } \vec{P}_i^T \vec{g}_{i+1} = 0$$

$$H_{i+1} = H_i + C_i + D_i$$

$$C_i = \frac{(\alpha_i \vec{P}_i)^T (\alpha_i \vec{P}_i)}{(\alpha_i \vec{P}_i)^T \vec{y}_i}$$

$$D_i = -\frac{(H_i \vec{y}_i) (\vec{y}_i^T H_i)^T}{\vec{y}_i^T H_i \vec{y}_i}$$

$$\vec{y}_i = \vec{g}_{i+1} - \vec{g}_i$$

這種改良方法依序挺進方向爲 $-H_i \vec{g}_i$ ，假如這程序收斂的話， H_i 就趨向於 A^{-1} ，如果 $f(x)$ 爲二次式，經過 n 次挺進之後 $H_n = A^{-1}$ (設 \vec{g}_i 均經精確計算)

2.4.1.3 需求二級偏導數法 (Method Requiring Evaluation of Second Partial Derivatives)

2.4.1.3.1 Newton—Raphson 法：

二次式在極端點 \vec{a} 展開後的梯度爲

$$\vec{g}(\vec{x}) = A(\vec{x} - \vec{a}), \quad A \text{ 爲在 } \vec{a} \text{ 點之 Hessian matrix}$$

對二次函數來講 $A(\vec{a}) = A(\vec{x})$ ，因此一旦我們求出任何點 \vec{x} 的二次偏導數後，再求 A^{-1} ，從任意點 \vec{x}_0 開始就可以一步就找到極小點 \vec{a} 。

$$\therefore A^{-1} \vec{g}(\vec{x}_0) = A^{-1} A(\vec{x}_0 - \vec{a}) = (\vec{x}_0 - \vec{a})$$

$$\therefore \vec{a} = \vec{x}_0 - A^{-1} \vec{g}(\vec{x}_0)$$

假如函數非二次式，但 \vec{x}_0 很接近 \vec{a} ，本方法仍可應用。由於數據法 (Numerical method) 很難求得精確的二次偏導數 (Second partial derivatives)，因此本方法最好用分析法 (Analytical method) 求出精確的二次偏導數。

2.4.2 受限制的最佳設計 (Constrained optimization) [10]，[20]

以上所介紹的方法都是無限制的最佳設計，在實際的造船設計應用方法，尚無法應用，因爲設計的數學模式中，有限制條件存在。可以說大部份的問題都有限制條件，故我們最後所需要的是受限制的最佳設計方法，以前所述的各種方法雖然不能直接應用，但受限制的最佳設計模式是以無限制的方法爲基礎。底下將介紹兩種受限制的最佳設計方法，是將原目標函數加一罰函數 (Penalty function) 後用無限制最佳設計方法求得受限制之最佳設計。

2. 4. 2. 1 內罰函數法 (Interior Penalty function method)

我們在前面已講過最佳設計的數學模式如下：

$$\text{設計變數 } \vec{x} = \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ \vdots \\ x_n \end{bmatrix} \quad n = \text{變數的個數}$$

$$\text{求最小目標函數值 } F = F(\vec{x})$$

$$\text{但合乎下列限制式 } g_j = G_j(\vec{x}) \geq 0, \quad j = 1, 2, \dots, m$$

m = 限制式的個數

現在我們另外設一個輔助目標函數為

$$\phi(\vec{x}, r) = F(\vec{x}) + r \sum_{j=1}^m \frac{1}{g_j(\vec{x})}$$

上式中 $r \sum_{j=1}^m \frac{1}{g_j(\vec{x})}$ 叫罰函數 (Penalty function)，r 為任意正常數 (Positive Constant)，由於加了此罰函數，使得 $\phi(\vec{x}, r)$ 在限制的邊界上豎起一道圍牆，等於在圍牆內找最佳點。仍利用無限制最佳設計方法求 $\phi(\vec{x}, r)$ 的極小，其步驟如下：

1. 選擇開始點 \vec{x}_0 ，滿足限制條件 $g_j(\vec{x}_0) \geq 0, j = 1, 2, \dots, m$ 。
即 \vec{x}_0 在合適空間 (feasible space)，同時定出原始 r₀ 值，找 $\phi(\vec{x}, r_0)$ 的極小點 \vec{x}_m 。
2. 檢查 \vec{x}_m 是否收斂，如 \vec{x}_m 已達收斂程度， \vec{x}_m 即最佳點 \vec{x}_{opt} 。
3. 假如收斂未達預定值，則減少 r，以 $r \leftarrow rc, 0 < c < 1$ 。
4. 以 $\vec{x}_0 \leftarrow \vec{x}_m$ ，回到第 1 步。

2. 4. 2. 2 外罰函數法 (Exterior Penalty function method)

和內罰函數法相似，建立一輔助函數：

$$\phi(\vec{x}, r) = F(\vec{x}) + r \sum_{j=1}^m g_j^{*2}$$

在此

$$g_j^* = G_j(\vec{x}) \text{ 若 } G_j(\vec{x}) \leq 0$$

$$g_j^* = 0 \text{ 若 } G_j(\vec{x}) \geq 0, \quad j = 1, 2, \dots, m$$

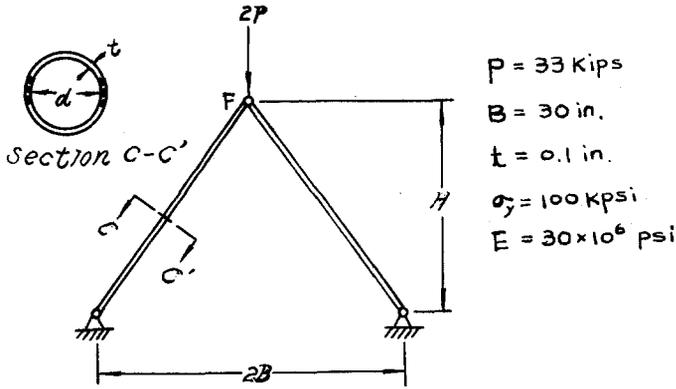
罰函數 $r \sum_{j=1}^m g_j^{*2}$ 亦相當於在限制邊界上豎一道圍牆，使得在不合適的地方目標函數值變大，以便搜索方向往合適空間前進，其步驟如下：

1. 選擇一開始點 \vec{x}_0 。(不一定要在合適空間) 和適當之 r₀ 值，找 $\phi(\vec{x}, r_0)$ 的極小點 \vec{x}_m 。
2. 檢查 \vec{x}_m 是否在合適空間 (feasible space)，如果是，則搜索停止， \vec{x}_m 即最佳點 \vec{x}_{opt} 。否則進行下一步。
3. 增加 r，以 $r \leftarrow rc, c > 1$ 。
4. $\vec{x}_0 \leftarrow \vec{x}_m$ ，回到第一步。

以上兩種罰函數方法，初學者恐怕不易理解，底下將舉一結構設計例子，以幫助瞭解。

2. 4. 3 例題 (10)

圖(18)為兩桿桁構架(2 - Bar truss)之設計，設計變數為構架高度H和構架截面之平均直徑d，設計目標為重量最輕(即體積最小)。



圖(18)

由基本結構分析得各桿的壓應力為

$$\sigma = \frac{P}{\pi t} \frac{\sqrt{B^2 + H^2}}{Hd}$$

該式以H和d為變數計算結果如表(3)，表中有陰影部份係壓應力超過屈服應力 $\sigma_y = 10 \times 10^4$ psi，為不合適之範圍。

Stress, psi $\times 10^4$

H \ d	1.0	1.25	1.50	1.75	2.00	2.25	2.50	2.75	3.00
35	13.8	11.1	9.2	7.9	6.9	6.1	5.5	5.0	4.6
34	14.0	11.2	9.3	8.0	7.0	6.2	5.6	5.1	4.7
33	14.2	11.4	9.5	8.1	7.1	6.3	5.7	5.2	4.7
32	14.4	11.5	9.6	8.2	7.2	6.4	5.8	5.2	4.8
31	14.6	11.7	9.7	8.4	7.3	6.5	5.8	5.3	4.9
30	14.9	11.9	9.9	8.5	7.4	6.6	5.9	5.4	5.0
29	15.1	12.1	10.1	8.6	7.6	6.7	6.0	5.5	5.0
28	15.4	12.3	10.3	8.8	7.7	6.8	6.2	5.6	5.1
27	15.7	12.6	10.5	9.0	7.9	7.0	6.3	5.7	5.2
26	16.0	12.8	10.7	9.2	8.0	7.1	6.4	5.8	5.3
25	16.4	13.1	10.9	9.4	8.2	7.3	6.6	6.0	5.5
24	16.8	13.5	11.2	9.6	8.4	7.5	6.7	6.1	5.6
23	17.3	13.8	11.5	9.9	8.6	7.7	6.9	6.3	5.8
22	17.8	14.2	11.8	10.2	8.9	7.9	7.1	6.5	5.9
21	18.3	14.7	12.2	10.5	9.2	8.1	7.3	6.7	6.1
20	18.9	15.1	12.6	10.8	9.5	8.4	7.6	6.9	6.3
19	19.6	15.7	13.1	11.2	9.8	8.7	7.9	7.1	6.5
18	20.4	16.3	13.6	11.7	10.2	9.1	8.2	7.4	6.8
17	21.3	17.0	14.2	12.2	10.5	9.5	8.5	7.7	7.1

16	22.3	17.9	14.9	12.8	11.2	9.9	8.9	8.1	7.4
15	23.5	18.8	15.7	13.4	11.7	10.4	9.4	8.5	7.8
14	24.8	19.9	16.6	14.2	12.4	11.0	9.9	9.0	8.3
13	26.4	21.1	17.6	15.1	13.2	11.7	10.6	9.6	8.8
12	28.3	22.6	18.9	16.2	14.1	12.6	11.3	10.3	9.4
11	30.5	24.4	20.3	17.4	15.3	13.6	12.2	11.1	10.2
10	33.2	26.6	22.1	19.0	16.6	14.8	13.3	12.1	11.1
H/d	1.00	1.25	1.50	1.75	2.00	2.25	2.50	2.75	3.00

表(3)

再分析各桿的壓曲應力 (Buckling Stress) 爲

$$\sigma_B = \frac{\pi^2 EI}{l^2 A} = \frac{\pi^2 E (d^2 + t^2)}{8 (B^2 + H^2)}$$

經計算結果如表(4)，表中繪斜線部份爲壓曲應力超過壓應力者，爲不合適之範圍。

Critical buckling stress, psi × 10⁴

H/d	1.0	1.25	1.50	1.75	2.00	2.25	2.50	2.75	3.00
35	1.8	2.7	3.9	5.4	7.0	8.8	10.9	13.2	15.7
34	1.8	2.8	4.1	5.5	7.2	9.1	11.3	13.6	16.2
33	1.9	2.9	4.2	5.7	7.5	9.4	11.6	14.1	16.8
32	1.9	3.0	4.3	5.9	7.7	9.8	12.0	14.6	17.3
31	2.0	3.1	4.5	6.1	8.0	10.1	12.4	15.1	17.9
30	2.1	3.2	4.6	6.3	8.2	10.4	12.9	15.6	18.5
29	2.1	3.3	4.8	6.5	8.5	10.8	13.3	16.1	19.2
28	2.2	3.5	5.0	6.8	8.8	11.1	13.8	16.6	19.8
27	2.3	3.6	5.1	7.0	9.1	11.5	14.2	17.2	20.5
26	2.4	3.7	5.3	7.2	9.4	11.9	14.7	17.8	21.2
25	2.5	3.8	5.5	7.5	9.7	12.3	15.2	18.4	21.9
24	2.5	3.9	5.7	7.7	10.1	12.7	15.7	19.0	22.6
23	2.6	4.1	5.9	8.0	10.4	13.1	16.2	19.6	23.3
22	2.7	4.2	6.0	8.3	10.7	13.6	16.7	20.3	24.1
21	2.8	4.3	6.2	8.5	11.1	14.0	17.3	20.9	24.9
20	2.9	4.5	6.4	8.7	11.4	14.4	17.8	21.6	25.7
19	3.0	4.6	6.6	9.0	11.8	14.9	18.4	22.2	26.4
18	3.1	4.8	6.8	9.3	12.1	15.2	18.9	22.9	27.2
17	3.1	4.9	7.0	9.6	12.5	15.8	19.5	23.6	28.0
16	3.2	5.0	7.2	9.8	12.8	16.2	20.0	24.2	28.8
15	3.3	5.2	7.4	10.1	13.2	16.7	20.6	24.9	29.6
14	3.4	5.3	7.6	10.4	13.5	17.1	21.1	25.6	30.4
13	3.5	5.4	7.8	10.6	13.9	17.6	21.7	26.2	31.2
12	3.6	5.6	8.0	10.9	14.2	18.0	22.2	26.8	31.9
11	3.7	5.7	8.2	11.1	14.5	18.4	22.7	27.5	32.7

10	3.7	5.8	8.4	11.4	14.8	18.8	23.2	28.0	33.3
H									
d	1.00	1.25	1.50	1.75	2.00	2.25	2.50	2.75	3.00

表(4)

再分析結構的重量為

$$\omega = \rho 2\pi dt \sqrt{B^2 + H^2}$$

假設材料之密度 $\rho = 0.3 \text{ lb/in}^3$ ，以H和d為變數，其重量如表(5)，表中繪斜線部份為不合適之範圍，在該表中不難看出最佳之設計為

H = 19 in. d = 2 in. $\omega = 13.4 \text{ Lbs.}$

Weight, lb

35	8.7	10.9	13.0	15.2	17.4	19.6	21.7	23.9	26.1	
34	8.5	10.7	12.8	15.0	17.1	19.2	21.4	23.5	25.6	
33	8.4	10.5	12.6	14.7	16.8	18.9	21.0	23.1	25.2	
32	8.3	10.3	12.4	14.5	16.5	18.6	20.7	22.7	24.8	
31	8.1	10.2	12.2	14.2	16.3	18.3	20.3	22.4	24.4	
30	8.0	10.0	12.0	14.0	16.0	18.0	20.0	22.0	24.0	
29	7.9	9.8	11.8	13.8	15.7	17.7	19.7	21.6	23.6	
28	7.7	9.7	11.6	13.5	15.5	17.4	19.3	21.3	23.2	
27	7.6	9.5	11.4	13.3	15.2	17.1	19.0	20.9	22.8	
26	7.5	9.4	11.2	13.1	15.0	16.8	18.7	20.6	22.4	
25	7.4	9.2	11.0	12.9	14.7	16.6	18.4	20.2	22.1	
24	7.2	9.1	10.9	12.7	14.5	16.3	18.1	19.9	21.7	
23	7.1	8.9	10.7	12.5	14.3	16.0	17.8	19.6	21.4	
22	7.0	8.8	10.5	12.3	14.0	15.8	17.5	19.3	21.0	
21	6.9	8.6	10.4	12.1	13.8	15.5	17.3	19.0	20.7	
20	6.8	8.5	10.2	11.9	13.6	15.3	17.0	18.7	20.4	
19	6.7	8.4	10.0	11.7	13.4	15.1	16.7	18.4	20.1	
18	6.6	8.2	9.9	11.5	13.2	14.8	16.5	18.1	19.8	
17	6.5	8.1	9.7	11.4	13.0	14.6	16.2	17.9	19.5	
16	6.4	8.0	9.6	11.2	12.8	14.4	16.0	17.6	19.2	
15	6.3	7.9	9.5	11.1	12.6	14.2	15.8	17.4	19.0	
14	6.2	7.8	9.4	10.9	12.5	14.0	15.6	17.2	18.7	
13	6.2	7.7	9.2	10.8	12.3	13.9	15.4	16.9	18.5	
12	6.1	7.6	9.1	10.7	12.2	13.7	15.2	16.7	18.3	
11	6.0	7.5	9.0	10.5	12.0	13.6	15.1	16.6	18.1	
10	6.0	7.5	8.9	10.4	11.9	13.4	14.9	16.4	17.9	
H	d	1.00	1.25	1.50	1.75	2.00	2.25	2.50	2.75	3.00

表(5)

以上是用分析比較的方法，求出很多資料來判定，假如變數一多，就無法如此分析。現在讓我們又回到最佳設計方法，處理上述二桿桁構架設計問題，我們首先列出最佳設計之數學模式：

1. 設計變數： $\vec{x} = \begin{bmatrix} d \\ H \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{bmatrix}$, ($d = x_1$, $H = x_2$)

2. 目標函數：

重量要最小 $F = \rho 2\pi d t \sqrt{B^2 + H^2} = 0.3 \times 2\pi \times 0.1 x_1 \sqrt{30^2 + x_2^2}$
 $= 0.06\pi x_1 \sqrt{900 + x_2^2}$

3. 限制：

(1) 壓應力要小於或等於屈服應力 $\sigma_y = 100,000 \text{ psi}$

$$g_1 = 100,000 - \frac{P \sqrt{B^2 + H^2}}{\pi t \cdot Hd} \geq 0$$

即 $g_1 = 100,000 - \frac{33000 \sqrt{30^2 + x_2^2}}{0.1 \pi x_1 x_2} \geq 0$

(2) 壓應力要小於或等於壓曲應力

$$g_2 = \frac{\pi^2 E (d^2 + t^2)}{8 (B^2 + H^2)} - \frac{P \sqrt{B^2 + H^2}}{\pi t Hd} \geq 0$$

即 $g_2 = \frac{\pi^2 \times 30 \times 10^6 (x_1^2 + 0.1^2)}{8 \times (30^2 + x_2^2)} - \frac{33,000 \sqrt{30^2 + x_2^2}}{0.1 \pi x_1 x_2} \geq 0$

(3) 管子直徑要大於或等於 0

$$g_3 = d \geq 0$$

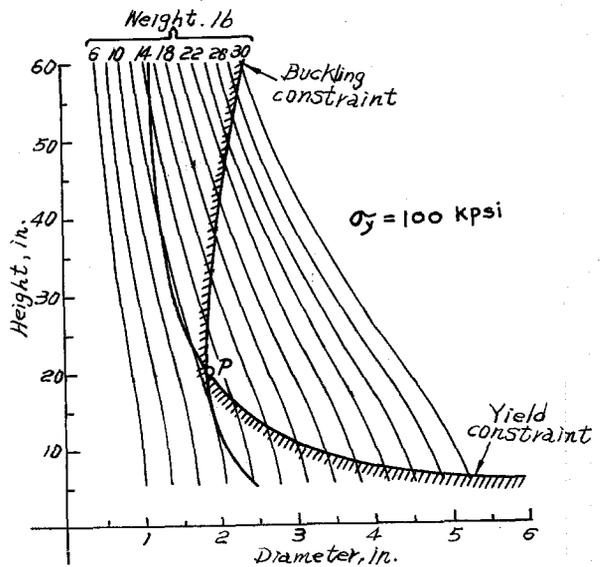
即 $g_3 = x_1 \geq 0$

(4) 結構高度要大於或等於 0

$$g_4 = H \geq 0$$

即 $g_4 = x_2 \geq 0$

如果把以上之最佳設計模式用圖解法如圖(19)不難看出最佳設計在 P 點，約 $d = 2 \text{ in}$, $H = 20 \text{ in}$, 正好在壓曲應力限制與壓應力限制之交點。但讀者不要誤解非線型最佳設計之最佳點一定在限制函數的交點上。假如屈服應力改為 $\sigma_y = 60,000 \text{ psi}$, 則最佳設計之圖解如圖(20)所示，最佳點為 P'，在壓應力限制線上。圖解法只適用於二個變數的最佳設計，超過二個變數則無法圖示，所以實際應用還是要採用最佳設計之搜索方法。

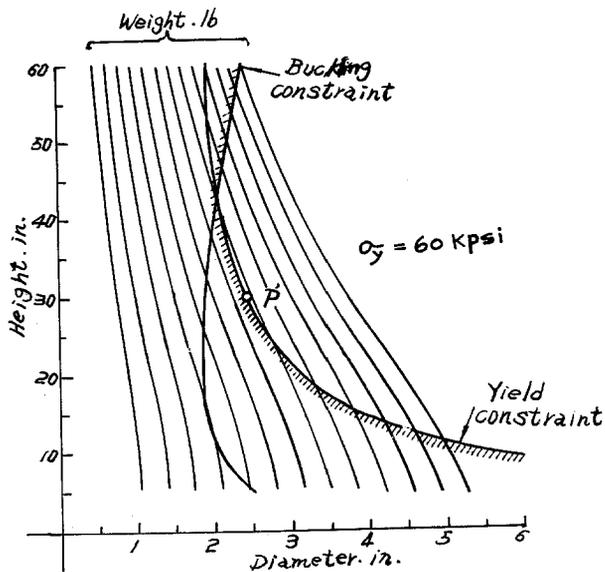


圖(19)

如果我們採用內罰函數法解二桿桁構架之最佳設計，則輔助之目標函數為

$$\phi(\vec{x}, r) = F(\vec{x}) + r \sum_{j=1}^4 \frac{1}{g_j(\vec{x})}$$

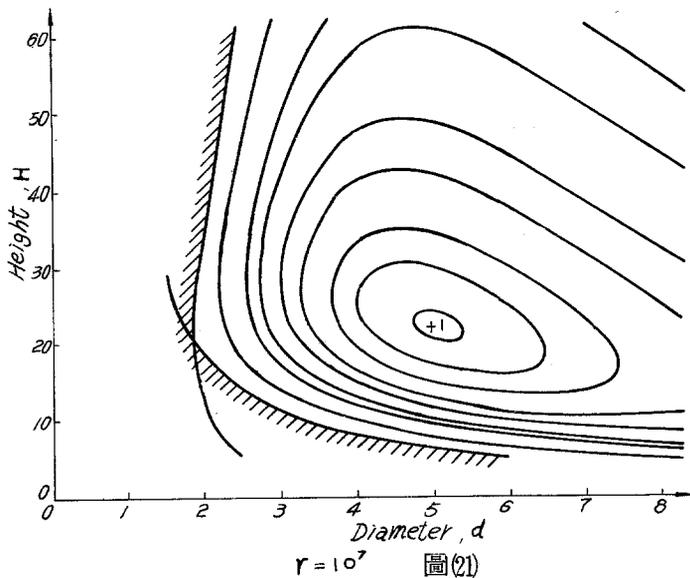
開始點選擇 $\vec{x}_0 = \begin{bmatrix} d \\ H \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 5.01 \\ 22.4 \end{bmatrix}$, $r_0 = 10^7$, 每一次循環之最佳點如表(6)。

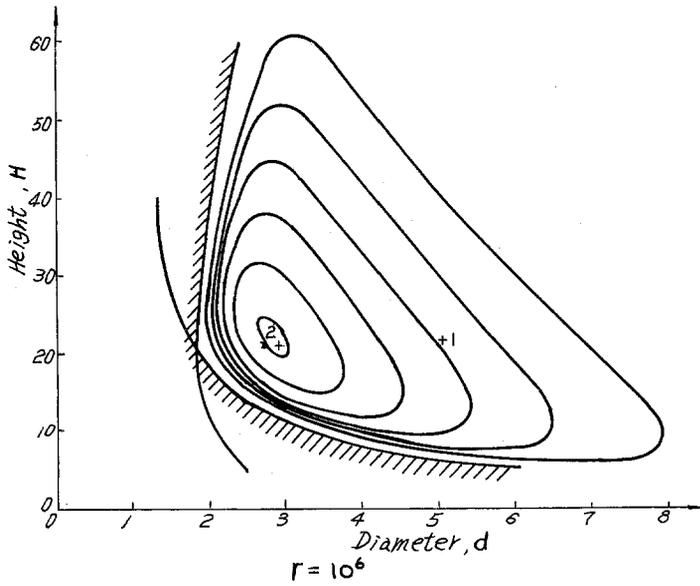


圖(20)

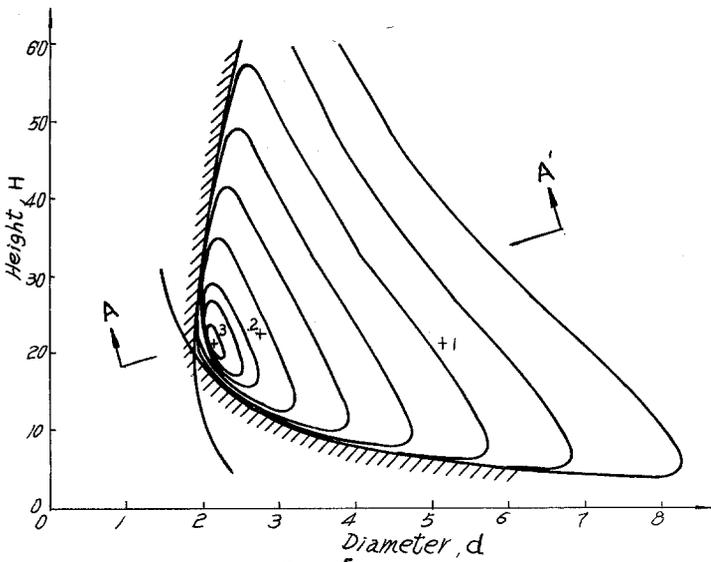
表(6)二桿桁構架內罰函數法各循環之數據

i	r_i	$x_m(r_i)$		$\phi_{min}(r_i)$
		$x_1 = d$	$x_2 = H$	
0	10^7	5.01	22.4	287.8
1	10^6	2.82	22.3	99.6
2	10^5	2.14	21.9	58.4
3	10^4	1.95	21.1	47.4
	Exact	1.88	20.2	—

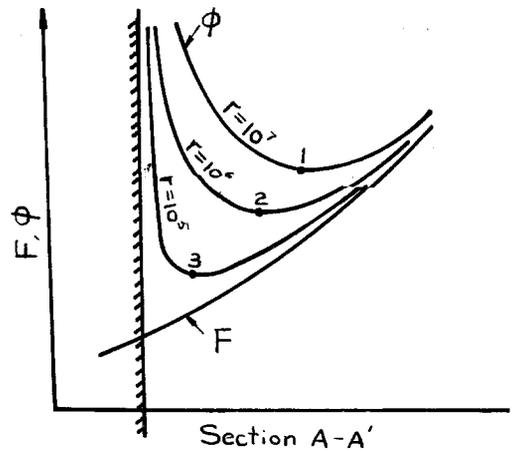




圖(22)



圖(23)



圖(24)

每一循環函數 $\phi(\vec{x}, r)$ 之變化情形如圖(21)–(24)。

如果我們採用外罰函數法，則輔助函數為

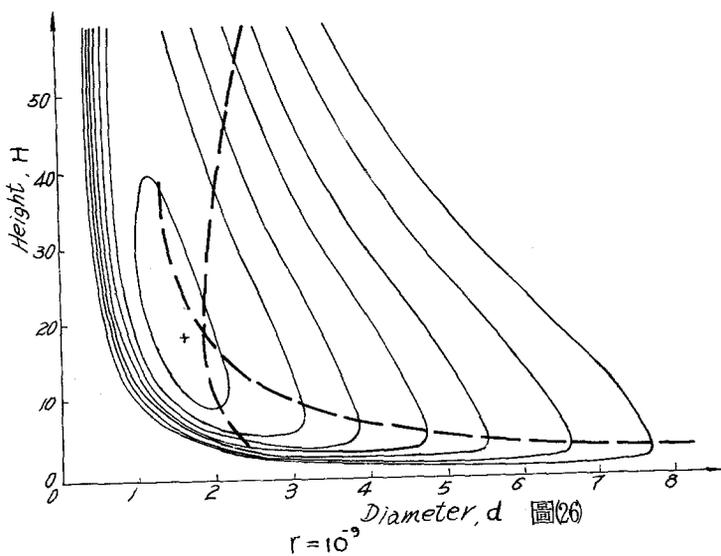
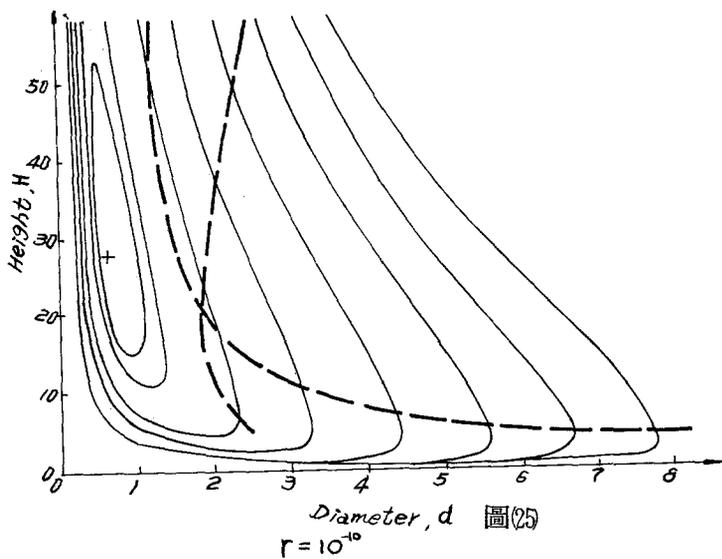
$$\phi(\vec{x}, r) = F(\vec{x}) + r \sum_{j=1}^4 g_j^{*2}$$

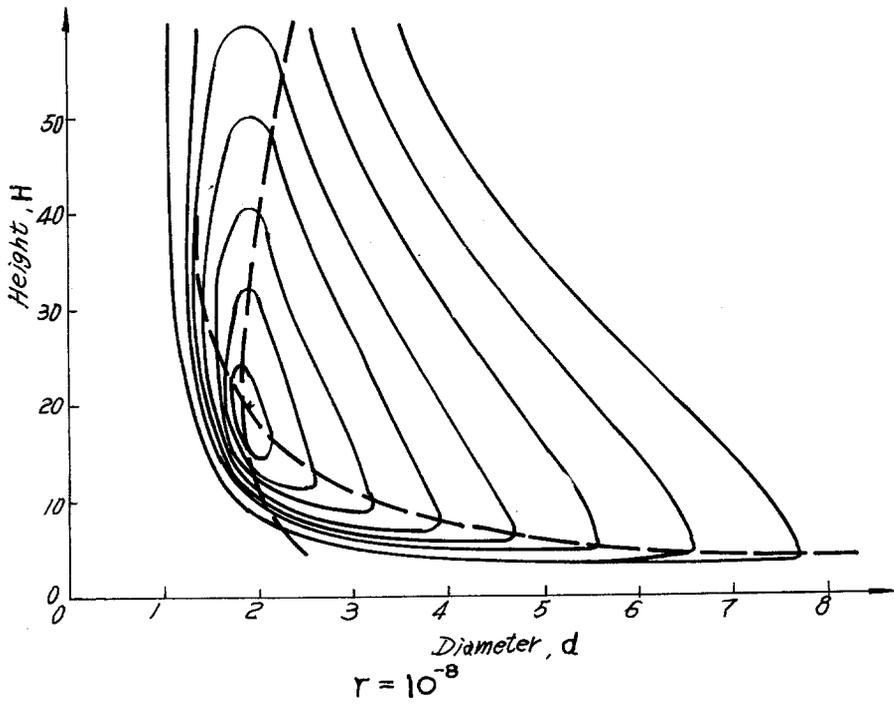
開始點選擇 $\vec{x}_0 = \begin{bmatrix} d \\ H \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 6 \\ 30 \end{bmatrix}$ ， $r_0 = 10^{-11}$ ，每一循環之最佳點如表(7)。

表(7)二桿桁構架外罰函數法各循環之數據

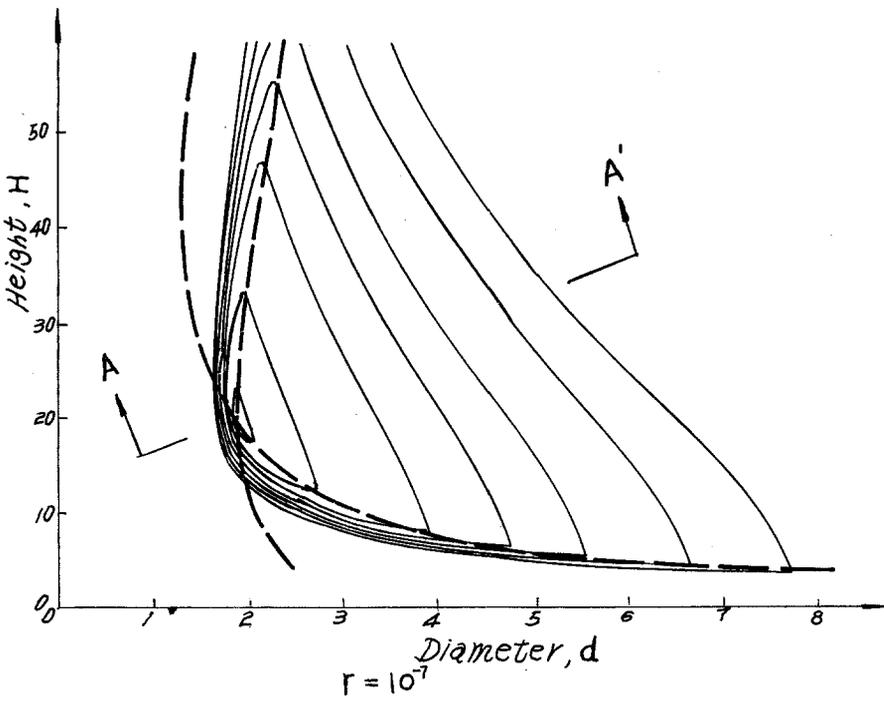
i	r_i	$\vec{x}_m(r_i)$		$\phi_{min}(r_i)$
		$x_1=d$	$x_2=H$	
0	10^{-11}	6.0	30.0	159.9
1	10^{-10}	0.66	28.6	23.8
2	10^{-9}	1.57	18.7	38.4
3	10^{-8}	1.86	18.8	41.9
4	10^{-7}	1.88	20.0	42.6
5	10^{-6}	1.88	20.2	42.7
6	10^{-5}	1.88	20.2	42.7
7	10^{-4}	1.88	20.2	42.7

每一循環函數 $\phi(\vec{x}, r)$ 之變化情形如圖(25)~(29)。

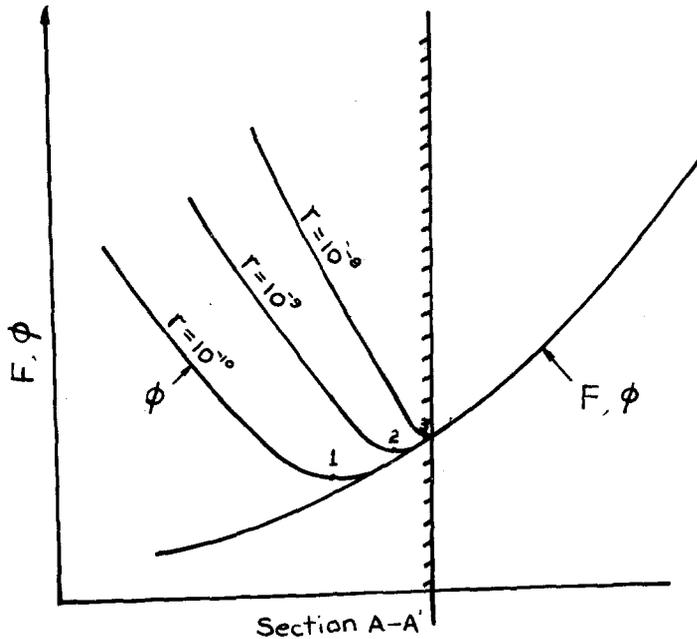




圖(27)



圖(28)



圖(29)

3 造船初步設計之應用 [2], [3], [9]

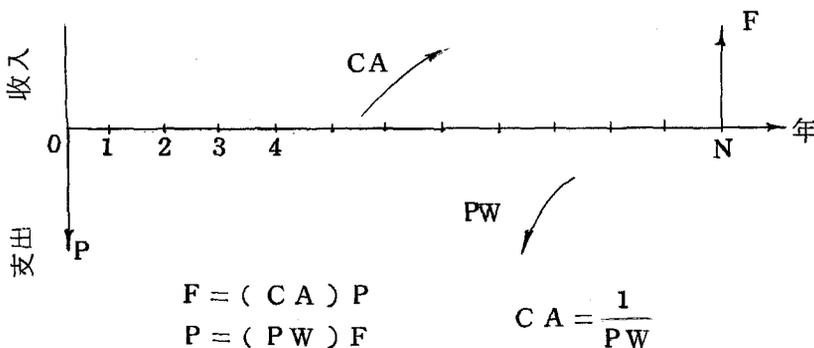
造船就是投資，投資的主要目的就是賺錢，固然投資後能否賺錢與日後之經營管理有很大關係，假設經營管理均正常，營運收益就要決定當初造船設計是否考慮經濟效益問題。在造船初步設計階段，根據船形主要尺寸及主機馬力，就可預估營運之經濟效益。故造船初步設計可說是最佳設計之模式。

3.1 基本造船經濟 [5], [6], [7], [8], [17]

3.1.1 基本利率因子 (Basic interest factors)

(1) 本利和因子, CA (Compound amount factor, Single Payment), 現值因子, PW (Present worth factor, Single Payment)

因為貨幣有時間價值 (Time Value of money) 存在，現在的一塊錢與一年後的一塊錢價值不一樣，現值與未來值之關係乃利率之函數。基本利率因子，通常用貨幣流向圖 (Cash-flow diagram) 來表達比較容易瞭解：



公式：

$$CA = (1 + i)^N$$

$$PW = \frac{1}{(1 + i)^N}$$

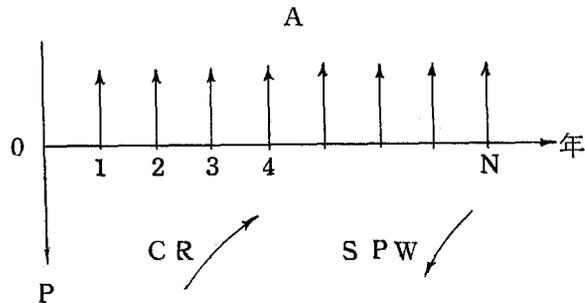
在此 P = 現值，本金，投資額 (Present Sum, Principal, invested Cost, or present worth of future money)

F = 未來值 (Future Sum of money)

i = 年利率 (Interest rate Compounded annually)，在工業活動上，利息的計算，通常以一年為一期採複利計算。

N = 年期數 (Number of years in the loan period)

(2) 資本收回因子，CR (Capital recovery factor)，分期折現因子，SPW (Series present worth factor)



$$A = (CR) P$$

$$P = (SPW) A$$

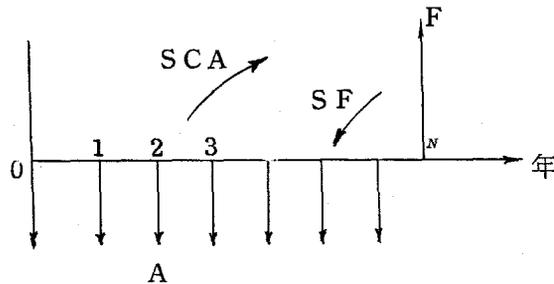
$$SPW = \frac{1}{CR}$$

公式：

$$CR = \frac{i(1+i)^N}{(1+i)^N - 1} = \frac{1}{SPW}$$

在此 A = 等額年金 (Uniform annual amounts of money)，其他定義與前同

(3) 償債基金因子，SF (Sinking fund factor)，等額多次複合因子，SCA (Series Compound amount factor)



$$A = (SF) F$$

$$F = (SCA) A$$

$$SCA = \frac{1}{SF}$$

公式： $SF = \frac{i}{(1+i)^N - 1} = \frac{1}{SCA}$

(4) 利率因子表示法

一般在工程經濟方面利率因子的寫法為

(factor - i % - N)

航程費用 (Voyage Cost) : 包括港埠及貨物裝卸費用, 燃料、佣金、通行費等。

船東費用: 包括間接費, 及一切與業務有關但不在上列各費用者。

N : 使用年限 (船壽齡)

r_1, r_2, r_3 : 為營運, 航程, 船東費用每年之增加率。

i : 為年利率。

$\frac{1}{(1+i)^n}$: 為第 n 年之現值因子。

3.1.3 每年平均成本, AAC (Average annual Cost)

將總成本乘以資本收回因子化成每年平均成本

$$AAC = LCC (CR - i \% - N) = LCC \times \frac{i (1 + i)^N}{(1 + i)^N - 1}$$

3.1.4 例題:

某船造價 \$ 10,000,000 , 全年所有營運費用 \$ 1,500,000 , 每年增加率為 3 % , 計劃第 5 年要改裝, 其費用 \$ 3,000,000 , 估計船壽命 25 年, 報廢後殘值約有 \$ 5,000,000 , 利率採用 18 % , 試計算總成本及每年平均成本。

$$\begin{aligned} \text{總成本 } LCC &= P + Y \sum_{n=1}^{25} \frac{(1+0.03)^n}{(1+i)^n} + \frac{M}{(1+i)^5} - \frac{R}{(1+i)^{25}} \\ &= (\$ 10,000,000) + (\$ 1,500,000) \sum_{n=1}^{25} \frac{(1.03)^n}{(1+0.18)^n} \\ &\quad + \frac{ \$ 3,000,000 }{(1+0.18)^5} - \frac{ \$ 5,000,000 }{(1+0.18)^{25}} = \$ 21,187,387 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{每年平均成本 } AAC &= LCC (CR - 18 \% - 25) 0.1829 \\ &= \$ 21,187,387 \times 0.1829 = \$ 3,875,173 \end{aligned}$$

3.1.5 所得稅問題

一般營業收入分派情形如圖(30)

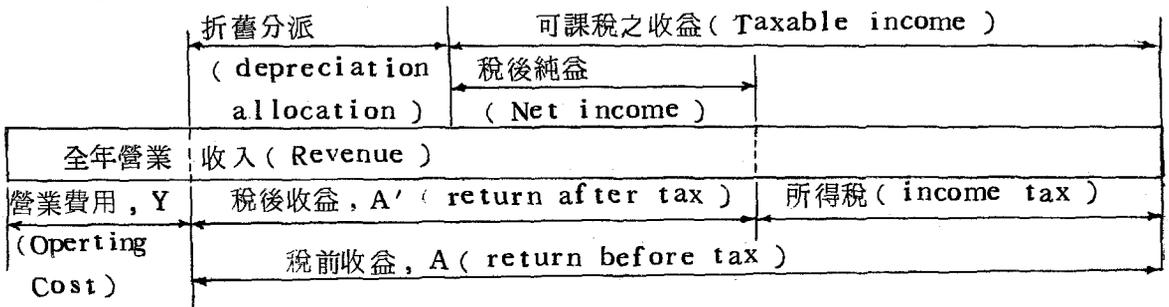


圖30

假設折舊分派採用直線折舊法

$$\begin{aligned} \text{折舊} &= \frac{P}{N} & \text{可課稅之收益} &= A - \frac{P}{N} \\ \text{稅後收益, } A' &= A - t \left(A - \frac{P}{N} \right) & t &: \text{稅率} \\ &= A (1 - t) + \frac{t P}{N} \end{aligned}$$

上式兩邊各除以 P 得

$$\frac{A'}{P} = \frac{A}{P} (1 - t) + \frac{t}{N}$$

$$\frac{A'}{P} = CR' = \frac{i' (1 + i')^N}{(1 + i')^N - 1} = \text{稅後資本收回因子}$$

i' : 利潤 (Yield)

$$\therefore CR' = CR (1 - t) + \frac{t}{N}$$

或
$$CR = \frac{CR' - \frac{t}{N}}{1 - t} \quad (CR \text{ 與 } CR' \text{ 之關係式})$$

例題：某船東要求之利潤為 15%，假設船壽齡為 25 年，稅率為 48%，採用直線折舊分派法，計算現值及未來值時須用利率若干？又設該船造價為 \$ 10,000,000，每年營運費用為 \$ 1,500,000，則每年需有若干營運收入？（即每年平均成本）

這個問題第一步先求出稅後資本收回因子

$$(CR' - 15\% - 25) = \frac{0.15 (1 + 0.15)^{25}}{(1 + 0.15)^{25} - 1} = 0.1547$$

$$CR = \frac{CR' - \frac{t}{N}}{1 - t} = \frac{0.1547 - \frac{0.48}{25}}{1 - 0.48} = 0.261$$

根據

$$CR = (CR - i\% - 25) = \frac{i (1 + i)^{25}}{(1 + i)^{25} - 1}$$

可以查表或計算得

$i = 25.9\%$ 即計算現值及未來值須用之利率。

每年所需之營運收入 = $Y + (CR)P$

$$\begin{aligned} &= \$ 1,500,000 + (CR - 25.9\% - 25) 0.261 \times (\$ 10,000,000) \\ &= \$ 4,110,000 = AAC \end{aligned}$$

如果把上面計算所得之營運收入詳細分派如下：

所需營運收入 (每年平均成本)	\$ 4,110,000
營運費用, Y	\$ 1,500,000
稅前收益, A	\$ 2,610,000
折舊分派, $P/N = \frac{\$ 10,000,000}{25} =$	\$ 400,000
可課稅收益	\$ 2,210,000
所得稅 (稅率 48%)	\$ 1,060,000
稅後純益	\$ 1,150,000
稅後收益, A' (稅後純益加折舊)	\$ 1,550,000

稅後資本收回因子, $CR' = \frac{A'}{P} = 0.155$

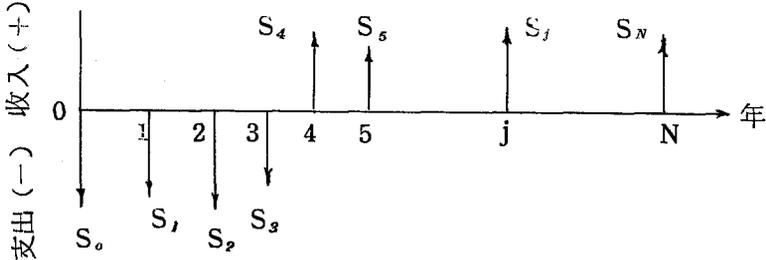
利潤, i' ($CR' = \frac{i' (1+i')^N}{(1+i')^N - 1} = 0.155$) 15%

3.1.6 經濟效益衡量標準 (Measures of merit)

3.1.6.1 收入已知之經濟效益衡量標準

(1) 淨現值, NPV (Net Present Value), 淨現值指數, NPVI (Net Present Value Index)

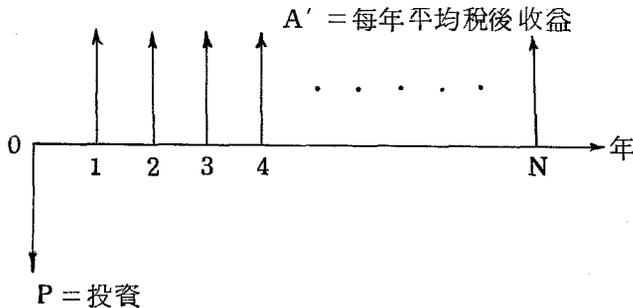
如果每年之投資及收益不穩定, 其貨幣流向圖如下:



$$\text{淨現值 NPV} = \sum_{j=0}^N (PW - i\% - N) S_j$$

S_j = 在 j 年的淨貨幣流向 (Net Cash flow in year j)

如每年稅後收益很平均, 如下面的貨幣流向圖:



則淨現值 $NPV = (SPW - i\% - N) A' - P$

或 $\frac{NPV}{P} = (SPW - i\% - N) \frac{A'}{P} - 1$

$$NPVI = (SPW - i\% - N) CR' - 1$$

$$NPVI = \frac{NPV}{P} = \text{淨現值指數}$$

$$CR' = \frac{A'}{P} = \text{稅後資本收回因子}$$

假設利率及年期不變, 則 $(SPW - i\% - N)$ 不變, NPVI 與 CR' 相關, 故淨現值 (NPVI) 或稅後資本收回因子 (CR') 均可做為經濟效益衡量標準。

(2) 利潤, i' (Yield)

如果每年收益差異相當大, 對投資利潤之計算比較困難, 要用試算法 (try-and-error method) 先假設一個利率, 將每年的收益化成現值, 假如其總現值與投資額相同, 則所假設之利率即為利潤。如果每年收益相等, 投資之利潤可查表得相當之利率 ($P - (SPW$

$(i' \% - N) A' = 0 \Rightarrow i'$)。這種方法叫貼現法 (Discounted Cash flow, DCF)。

例題：某項投資 \$ 1000 ，預計第一年可收回 \$ 200 ，第二年 \$ 500 ，第三年無，第四年 \$ 600 ，第五年 \$ 100 ，試問相當利率 (利潤) 若干？

年	收 益	$i=10\%$ (PW- 10%-N) PV	$i=12\%$ (PW- 12%-N) PV	$i=13\%$ (PW- 13%-N) PV
0	(\$ 1000)			
1	\$ 200	0.9091 180	0.8929 178	0.8850 17
2	\$ 500	0.8264 413	0.7972 398	0.7831 392
3	0	0.7513 —	0.7118 —	0.6931 —
4	\$ 600	0.6830 410	0.6355 381	0.6133 368
5	\$ 100	0.6209 62	0.5674 57	0.5428 54
合 計		1065	1014	991
誤 差		+ 65	+ 14	- 9

由上面的計算可以看出相當的利率在 12 % 與 13 % 之間，我們可用內插法求得利率 (即利潤) 為 12.6 % 。

3.1.6.2 收入未知之經濟效益衡量標準

(1) 每年平均成本, AAC (Average annual Cost)

在每年收益無法估算或無營利行為之情況，經濟效益的衡量標準，則以每年平均成本做為比較準則，成本最小為最佳。AAC 的公式為

$$AAC = LCC (CR) \quad LCC = \text{總成本} \quad CR = \text{資本收回因子}$$

或

$$AAC = ACCR + Y$$

$$= (CR) P + Y$$

ACCR = 每年資本收回額 (Annual Cost of Capital recovery)

P = 資本 (Capital) Y = 每年營運費用

(2) 貨運成本, RFR (Required freight rate)

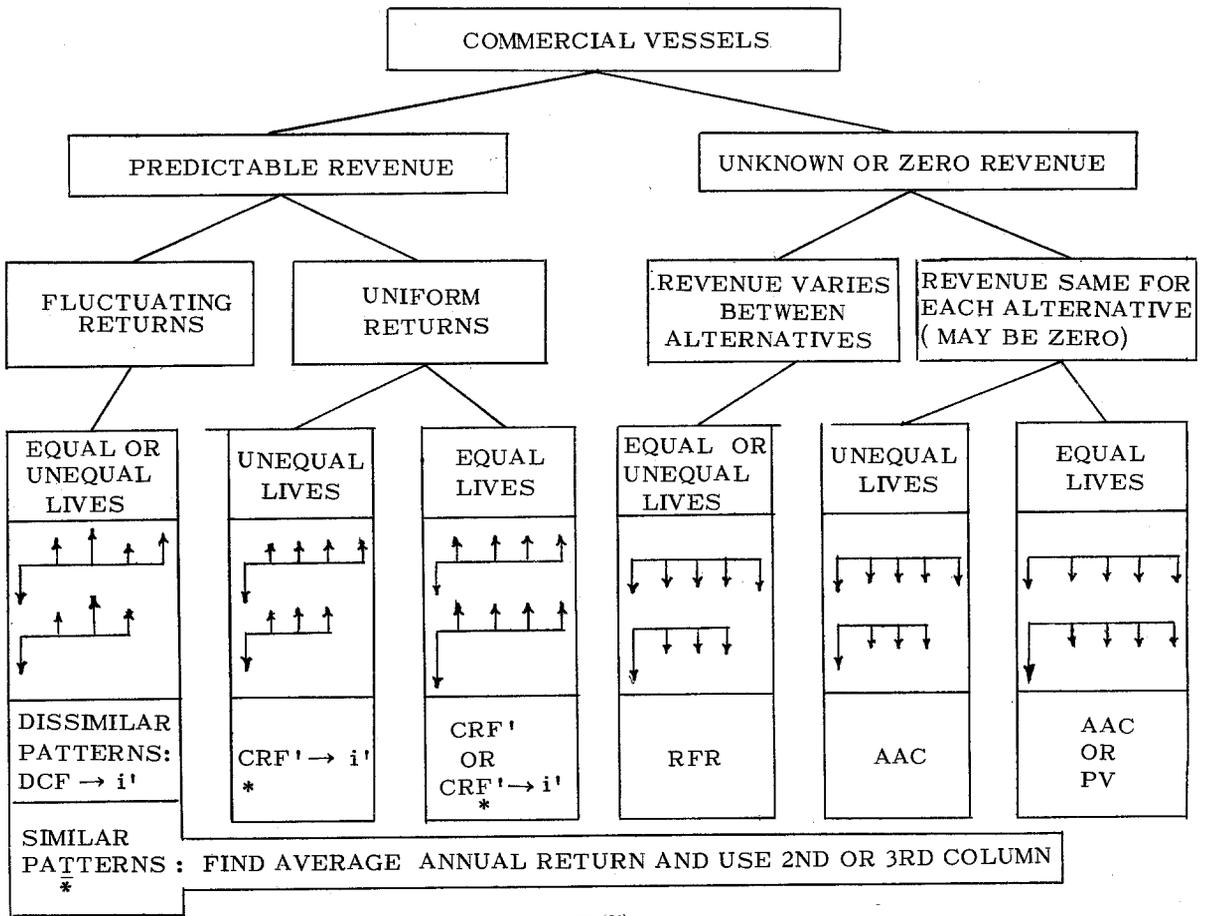
每年平均成本除以每年載貨能量即為貨運成本

$$RFR = \frac{AAC}{ATC} \quad ATC = \text{每年載貨能量 (Annual transport$$

Capacity)

為一般貨船常用之經濟效益標準。

圖(3)[5]為各種經濟環境之下衡量經濟效標準之簡圖，可供讀者應用時參考。



圖(3)

Suitable Criteria Under Various Economic Circumstances.

Abbreviations

- DCF : discounted cash flow method
- CRF : capital recovery factor
- i' : yield (interest rate after tax)
- i : interest rate before tax
- AAC : average annual coat
- RFR : required freight rate
- PV : present value
- : used to find

*NPV, the net present value criterion, is a second choice under conditions of predictable revenue.

3. 2 最佳速率設計範例 [7] , [6]

(1)某船主要尺寸及船形係數大致已定，現要以經濟效益為目標設計最佳主機馬力，即最佳速率。本例題是每年收入已知的情況。故經濟效益衡量標準為 CR' , i' , NPV 等，因為設計變數只有一個，即軸馬力 ($SH P$) ，表(8)的求解方式法相當於最佳設計方法中單變數全面搜索法。

Line Item and Notes (Cost in \$ 1000)

Line Item and Notes	5	10	15	20	25	30
1 Shp/1000 (arbitrary)						
2 Design speed in knots	11.2	14.1	15.6	16.6	17.3	17.8
3 Cargo per year in 1000 tons	138.9	168.3	180.9	187.1	189.9	191.5
4 Investment	\$ 15,474	16,123	16,782	17,410	18,025	18,610
5 Annual Operating costs	\$ 1,070	1,222	1,361	1,493	1,627	1,762
Assumed revenue : \$ 27 per ton						
6 Annual revenue	\$ 3,750	4,544	4,884	5,052	5,127	5,171
7 Annual return (Line 6 - Line 5)	\$ 2,680	3,322	3,523	3,559	3,500	3,409
8 Deprec. alloc- ation (Line 4 ÷ 25)	\$ 619	645	671	696	721	744
9 Taxable (Line 7 - Line 8)	\$ 2,061	2,677	2,852	2,863	2,779	2,665
10 Tax at 50 %	\$ 1,030	1,338	1,426	1,432	1,389	1,332
11 Cash flow (Line 7 - Line 10)	\$ 1,650	1,948	2,097	2,127	2,111	2,077
12 CR' (Line 11 ÷ Line 4)	. 1066	. 1231	<u>. 1250</u>	. 1222	. 1171	. 1116
13 DCF or yield : Entry 1	. 0955	. 1150	<u>. 1170</u>	. 1140	. 1070	. 1015
14 PW of cash flow @ 8 %	\$ 17,609	21,173	22,379	22,699	22,529	22,166
15 NPV @ 8 % : Line 14 - Line 4 : Entry 2	\$ 2,135	5,050	<u>5,597</u>	5,289	4,504	3,556
			(Opt.)			

表(8)

(2)某礦砂船初步設計之主要尺寸及船形係數已定，現要決定最佳之主機馬力，即最佳營運速率。本例題〔6〕每年收入無法預測，故經濟效益衡量標準採用每年平均成本（A A C）及貨運成本（R F R）。採用最佳設計之單變數全面搜索法求解如表(9)。

Required Freight Rate Versus Horsepower and Speed

1 SHP/1000.....	5	10	15	20	25	30
2 CDWT.....	0.764	0.761	0.758	0.755	0.753	0.751
3 Design DWT	45.2	45.0	44.8	44.6	44.5	44.4
4 Oper. DWT.....	39.6	39.4	39.2	39.0	38.9	38.8
5 Investment(Cost in \$ 100)	252	263	274	283	294	305
6 Shipyard bill.....	14900	15540	16190	16720	17390	18030
7 Misc.expense	574	583	592	601	610	624
8 Inv. Cost	15474	16123	16782	17321	18000	18654
Schedule						
9. Design speed.....	11.2	14.1	15.6	16.6	17.3	17.8
10. Oper. speed.....	11.3	14.2	15.7	16.7	17.4	17.9
11 Sea days/RT.....	88.5	70.4	63.7	59.9	57.5	55.8
12. Port days/RT	3.7	3.7	3.6	3.6	3.6	3.5
13 Total days/RT.....	92.2	74.1	67.3	63.3	61.1	59.3
14. RT/year	3.69	4.58	5.06	5.35	5.56	5.74
Weights (tons)						
15. Fuel tons/day.....	33.8	59.8	84.4	109.6	135.0	160.3
16. Fuel DWT.....	1720	2421	3200	3370	4470	5160
17. Misc. DWT	232	242	252	262	272	282
18. Cargo/RT.....	37648	36737	35748	34968	34158	33358
Fuel (tons)						
19 Fuel tons/day.....	33.8	59.8	84.4	109.6	135.0	160.3
20. Sea fuel/RT.....	2990	4210	5380	6560	7760	8960
21. Port fuel/RT	89	89	89	89	89	89
22. Productive fuel/RT	3079	4299	5469	6649	7849	9049
23. Productive fuel tons/year	11340	19670	27650	35520	43600	51900
24. Idle fuel/year	293	293	293	293	293	293
25. Total fuel/year.....	11633	19963	27943	35813	43893	52193
26. Port costs/RT.....	5.7	5.7	5.7	5.7	5.7	5.7
27. Bunker cost/RT.....	2.0	2.0	2.0	2.0	2.0	2.0
28. Total/RT.....	7.7	7.7	7.7	7.7	7.7	7.7
Annual Costs & Summary (costs in \$ 1000)						

29. Port & canal	28	35	39	41	43	44
30. Crew wages	414	425	432	437	441	444
31 OH & misc.....	51	51	51	51	51	51
32. Maint. & Repair	160	170	178	185	191	196
33 Stores and supplies	21	24	25	27	28	29
34. Subsistence	39	40	41	41	41	42
35. Insurance	195	199	207	213	221	229
36. Sub total	908	944	973	995	1016	1035
37. F.O.....	162	278	388	498	611	727
38. Annual oper. costs	1070	1222	1361	1493	1627	1762
39 Annual cost cap. recov.....	3273	3410	3549	3663	3807	3945
40. AAC ^a (\$/1000).....	4343	4632	4910	5156	5434	5707
41. Cargo/yr (1000LT)	138.9	168.3	180.9	187.1	189.9	191.5
42. RFR.....	\$31.27	\$27.53	<u>\$27.14</u>	\$27.56	\$28.60	\$29.80
10. Oper. speed.....	11.3	14.2	<u>15.7</u>	16.7	17.4	17.9

^a Average annual cost (opt.)

表(9)

3. 3 造船初步設計實例

3. 3. 1 散裝乾貨船之設計模式〔2〕

(1)航程要求：

FROM	TO	VIA	CARGO	DISTANCE (N. MILES)
Norfolk, Va	Japan	Panama Canal	Coal	10,000
Japan	West Australia	Cape of Good Hope	ballast	3,500
West Australia	Wilmington, Del.		iron ore	13,800
Wilmington, Del.	Norfolk, Va		ballast	250
				27,550

(2)選擇設計變數及其範圍：

變數	範圍
$x_1 = V / \sqrt{L}$ (Speed-length ratio)	0.45 ~ 0.9
$x_2 = L/B$ (Length-beam ratio)	6.25 ~ 7.75
$x_3 = B/T$ (Beam-draft ratio)	2.5 ~ 3.5
$x_4 = L/D$ (Length-depth ratio)	up to 14.0
$x_5 = C_B$ (Block Coefficient)	0.64 ~ 0.8
$x_6 = T$ (Full load draft)	up to 42 ft.

(3)限制及要求：

- (a)經過巴拿馬運河船長限制為 835 呎，船寬限制為 105 呎。吃水限制為 38 呎。
- (b)乾舷合乎 1966 年國際載重線會議 (B 型船) 要求。
- (c)在任何裝載情況下，定傾高度 (GM) 不得小於 0.05 B 。

(4)其他假設：

- (a)馬力估算：Series 60 及經驗公式。
- (b)重量估算：船殼部份採用 Schneekluth 方法 [2] 。
輪機及艙裝部份採用 Litton [2] 及 Booze-Allen [2] 的經驗公式。
- (c)費用估算：採用美國建造及營運情況，無政府貼補。以 Litton 1969 年之報告 [2] 及 Benford [8] 的資料，以 1.25 之通貨膨脹因素化成 1973 年之標準。
- (d)貨物密度：鐵礦砂採用 $14\text{ft}^3/\text{L.T.}$ ，煤礦採用 $46\text{ft}^3/\text{L.T.}$ ，
- (e)貨物裝卸：利用碼頭裝備，裝卸能量為 $22,000\text{L.T./day}$ 。
- (f)主機：蒸氣渦輪機，單螺旋槳。
- (g)續航力：油柜容積以來回程加一次油為原則，油料重量以來回程在兩處加油計算。
- (h)船員：36 人。
- (i)經濟資料：船壽齡 25 年，利潤 12%，稅率 50%。
- (j)經濟效益衡量標準：貨運成本 (RFR)。

(5)最佳設計數學模式：

目標函數：

$$\text{需極小 RFR} = \frac{A A C}{A T C} = f (x_1, x_2, x_3, x_4, x_5, x_6)$$

限制：

$$\text{變數範圍 } g_1 = \frac{x_1}{0.45} - 1 \geq 0$$

$$g_2 = \frac{0.9}{x_1} - 1 \geq 0$$

$$g_3 = \frac{x_2}{6.25} - 1 \geq 0$$

$$g_4 = \frac{7.75}{x_2} - 1 \geq 0$$

$$g_5 = \frac{x_3}{2.5} - 1 \geq 0$$

$$g_6 = \frac{3.5}{x_3} - 1 \geq 0$$

$$g_7 = \frac{14}{x_4} - 1 \geq 0$$

$$g_8 = \frac{x_5}{0.64} - 1 \geq 0$$

$$g_9 = \frac{0.8}{x_5} - 1 \geq 0$$

$$g_{10} = \frac{42}{x_6} - 1 \geq 0$$

船長限制 $g_{11} = \frac{835}{x_6 x_3 x_2} - 1 \geq 0$

船寬限制 $g_{12} = \frac{105}{x_6 x_3} - 1 \geq 0$

乾舷限制 $g_{13} = \frac{x_6 x_3 x_2}{x_4 Fb_{req}} - 1 \geq 0$, $Fb_{req} = \text{freeboard required}$
 $= \text{function of } \vec{x}$

GM限制 $g_{14} = \frac{GM}{0.05 x_6 x_3} - 1 \geq 0$, $GM = \text{function of } \vec{x}$

重量限制 $g_{15} = \frac{\Delta}{W_{LS} + W_{FO} + W_{LO} + W_{MDW}} - 1 \geq 0$
 $= \frac{x_2 x_3^2 x_5 x_6^3}{35 (W_{LS} + W_{FO} + W_{LO} + W_{MDW})} - 1 \geq 0$

W_{LS} = light ship weight
 W_{FO} = weight of fuel oil
 W_{LO} = weight of lubricating oil
 W_{MDW} = miscellaneous dead weight
 } function of \vec{x}

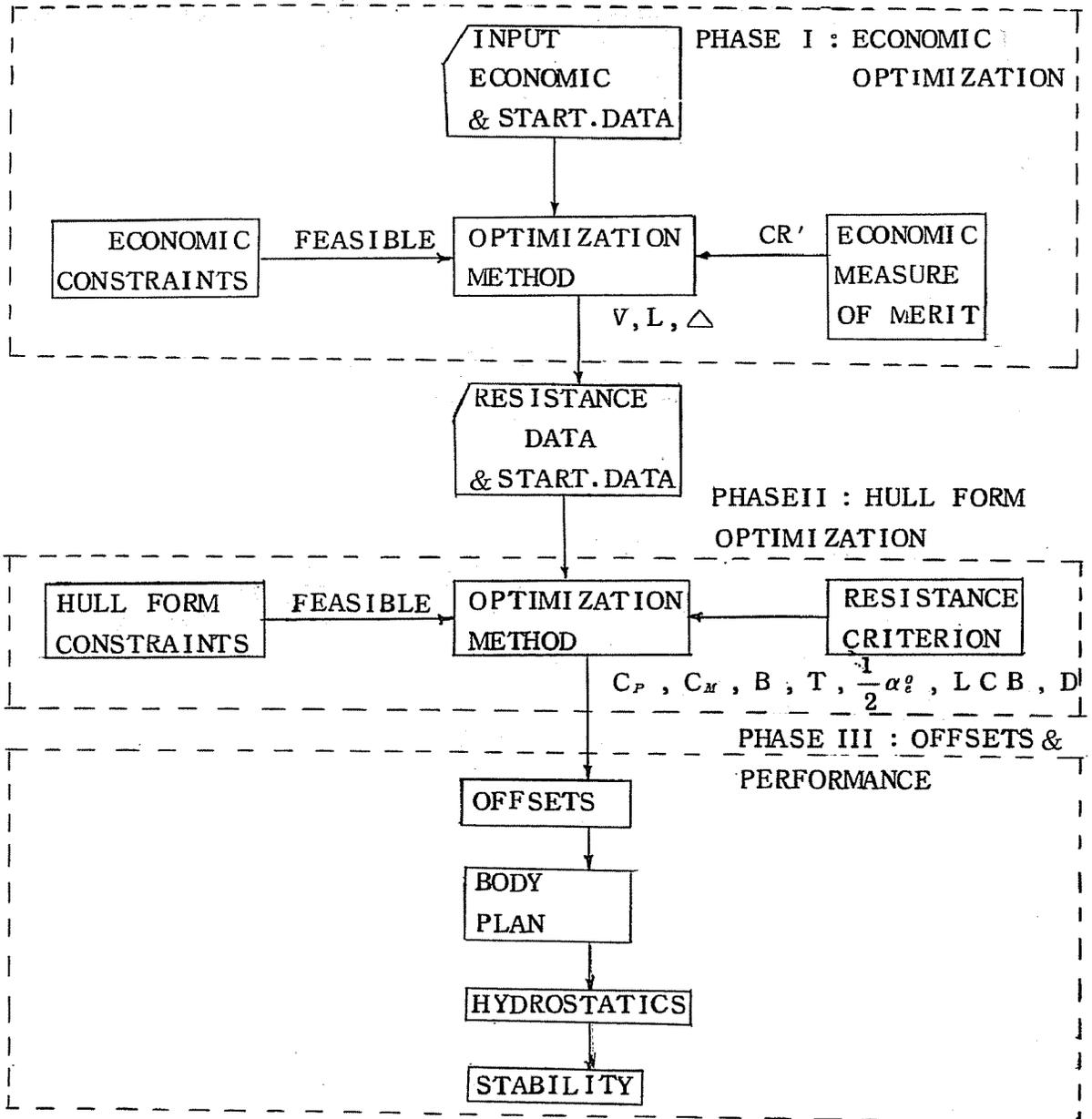
(6)最佳設計結果：

採用內罰函數法及外罰函數法經電腦計算結果

$x_1 = V / \sqrt{L} = 0.59$	$V = 16.4 \text{ Knots}$
$x_2 = L/B = 7.32$	$L = LBP = 768.51 \text{ ft.}$
$x_3 = B/T = 2.5$	$B = 105 \text{ ft.}$
$x_4 = L/D = 13.625$	$T = 42 \text{ ft.}$
$x_5 = C_B = 0.8$	$D = 56.4 \text{ ft.}$
$x_6 = T = 42 \text{ ft.}$	$SHP = 19,980$
$DW = 63640 \text{ L. T.}$	$\Delta = 77,380 \text{ L. T.}$
$RFR = 15.30 \text{ \$/L. T.}$	

3.3.2 拖網漁船之設計模式

密西根大學〔9〕曾對拖網漁船做過最佳設計研究，分三個階段進行，第一個階段做最佳經濟效益分析，以最大稅後資本收回因子（CR'）為目標，決定最佳之船長，排水量及速率後，進行第二階段之船形最佳設計，此階段是以最小阻力為目標，決定 C_p ， C_m ， B ， T ， $1/2 \alpha_e$ ， D ， LCB 等。第三階段根據最佳之主要尺寸及船形係數，產生船橫剖面圖（Body plan）及線圖座標（Offsets），進一步進行靜水性能曲線及穩度曲線之計算。這三個階段採一貫作業方式利用電腦自動計算。其設計模式如圖(2)。



圖(32)

在該個案研究之最佳船形與 Sokoloski [16] 之研究結果比較，兩者相當接近如表(10)所示。

ITEM	OPTIMUM DESIGN [16]	OPTIMUM DESIGN [9]
LWL, feet	116	125.3
B, feet	28.7	22.5
T, feet	12.5	11.3
D, feet	16.0	17.0
C_p	0.608	0.602
C_M	0.834	0.830
Δ , L.T.	593.3	450.0

Cubic No.	53,315	41,764
SHP	1,030	813.0
Vcruis, Kts	12.5	12.3
Vcruis / \sqrt{L}	1.2	1.1
GENERATOR HP	—	82.5
Vtrawl, Kts	—	3.2
CR'	—	0.244

表(10)

在最小阻力船形方面，Doust [13] ~ [15] 曾做一系列的研究，認為漁船阻力是下列變數的函數

$$C_R = \frac{R_T L}{\Delta V^2} = f(L/B, B/T, C_m, C_p, LCB\%, \frac{1}{2} \alpha_s, \frac{1}{2} \alpha_r, \alpha_{B's}, \text{trim})$$

根據船模試驗的資料，可將上述的阻力係數導出一迴歸方程式 (regression equation) [13]，其中之迴歸常數為速長比 (V/\sqrt{L}) 的函數，亦從試驗資料中用迴歸線獲得。這種阻力迴歸方程式就是最佳設計模式中的目標函數，再配合各變數之範圍限制，利用最佳設計方法就可以求得阻力最小的船形。最近日本 [18] [19] 亦做過相似的研究，具有相當成果與價值。

4. 結 論

最佳設計方法由於電腦的發明及日漸普遍，已成為決策設計的法寶，在造船設計方面已變成設計者的看家工具，在設計技術方面已突破過去傳統的合適設計 (Feasible design) 或經驗設計。近幾年來航業界及漁業界由於能源危機所帶來的不景氣，更顯得以最佳經濟效益為目標之造船設計的重要性。在參考資料 [17] 中，對這個問題亦有深入的討論與提醒國人之重視。本文僅做學術上的介紹，使讀者瞭解近代造船設計之趨勢。其中尚有許多待研究發展之問題，希望學術界同仁能共同積極開發，更盼望造船界，航業界，漁業界，及政府有關機構能大力支援學術界，研究發展能合乎國情環境之設計模式，以期國人設計建造之船隊，能在航業和漁業上與外國競爭。

參考資料

1. H. Nowacki, "Computer-Aided Ship Design" No. 098, Department of NA & ME, the University of Michigan, 1970.
2. H. Nowacki, "Optimization in Pre-contract Ship Design", Department of NA & ME, the University of Michigan, 1973.
3. H. Nowacki, "Tanker Preliminary Design - An Optimization Problem with Constraints," SNAME, 1970.
4. H. Nowacki, "Introduction to Optimization Methods, Lectures Given at the B. S. R. A. Members' Conference on Computer Aided Ship Design and Optimization, 1971.
5. H. Benford, "Fundamentals of Ship Design economics," No. 086, Department of NA & ME, the University of Michigan, 1970.
6. H. Benford, "The Practical Application of Economics to Merchant Ship Design", No. 012, Department of NA & ME, the University of Michigan,

1969.

7. H. Benford, "Measures of Merit for Ship Design," No. 007, the Department of NA & ME, the University of Michigan, 1968.
8. H. Benford, "General Cargo Ship Economics & Design," the Department of NA & ME, the University of Michigan, 1968.
9. Lutkus, Piche & Wagner, "Sequential Optimization Technique for Trawler Design," No. 097, the Department of NA & ME, the University of Michigan, 1970.
10. R. L. Fox, "Optimization Methods for Engineering Design", Addison-Wesley Publishing Company, 1971.
11. D. M. Himmelblan, "Applied Nonlinear Programming" the University of Texas, 1970.
12. G. S. G. Beveridge & R. S. Schechter, "Optimization: Theory and Practice," McGraw-Hill, 1970.
13. D. J. Doust, J. G. Hayes, T. Tsuchiya, "A statistical Analysis of FAO Resistance Data for Fishing Craft," Fishing Boats of the World, Vol. 3, FAO, 1967.
14. D. J. Doust, "Ship Design and Power Estimating Using Statistical Methods," Norwegian Ship Model experiment tank, 1962.
15. Doust, Hayes, and Tranng, "New Possibilities for Improvement in the Design of Fishing Vessels," Fishing Boats of the World, Vol. 3, FAO, 1967.
16. A. Sokoloski, "Design Study: An Optimum Fishing Vessel for Georges Bank Groundfish Fishery," Working Paper No. 3, Bureau of Commercial Fisheries, 1969.
17. 張彬煜, "如何設計及建造最符合經濟原則之船舶", 65年近代工程技術討論會, 中國工程師學會。
18. "漁船研究技報", 日本水產庁海洋漁業部, 漁船研究室, 1977。
19. 藤井巖, "高速漁船の船型開發にフこて", 日本舟艇協會, 1977。
20. 劉榮三, "Constrained Optimization by External Penalty Function Method and Applications to Structural Design," 中國造船工程學會第24屆年會專刊, 1976。

FRP 資材使用上應注意之事項

竹內寅榮

隨科技之進步，對最近出品之玻璃纖維，不飽合聚合樹脂常有錯誤之使用法導致玻璃纖維及樹脂之品質降低與造成FRP成品強度降低之現象。

其原因乃近來製造FRP成品之工廠，常以作業性及浸融性為重點向原料廠商提出對玻璃纖維及樹脂品質之要求而忽略對FRP製品強度之問題。使近來為提高玻璃纖維之浸融性雖對黏糊劑（Binder）之品質有所改良但另一反面又將玻璃纖維細絲體（Filament）之直徑改大。另對樹脂則為提高樹脂浸融性將粘度降低使改善浸融性之樹脂量增多。

（甲）玻璃纖維之問題

- (1)纖維經改大後作業時較以前使人體易癢。
- (2)積層施工時順勻親和性差，易翹叢。
- (3)層間粘着強度降低（層間剝離較易產生）。
- (4)製成之FRP成品厚度較薄。
- (5)各纖維間之間隙內積留之樹脂少，易引起毛細管現象。

（乙）不飽和聚酯樹脂之問題

- (1)樹脂粘度低雖可使浸融性較佳但成品厚度較薄，引起撓曲強度變弱之現象。
- (2)在立體面施工積層時樹脂易於流墜。
- (3)因粘度降低，玻璃纖維易於與樹脂間之浸融親和性變壞（即玻璃纖維易纏捲、皺曲）。
- (4)層間粘接強度降低。
- (5)製成之FRP成品不易獲得所需厚度且由毛細管現象使強度加速劣化。

據最近調查得悉，曾發生FRP漁船之船殼板剝離及肋骨折斷等問題。此乃由於採用輕量而高速大馬力之引擎致使船速提高引起者，施工時務必以品質第一，切勿以易於施工之作業性作為首要重點。日本FRP漁船研究單位已注意到此些問題，向有關廠商勸告勿採用玻璃纖維絲徑過大者，以及提高樹脂粘度等。例如十年或十五年前之玻璃纖維絲徑約為9微米（邁克隆Micron）與目前採用之玻璃纖維比較時其浸融作業較難，積層施工數增加二倍以上。而現在採用者，絲徑有增大至15微米，即纖維之剖面積已增至三倍左右。

至於樹脂，以Polylite（樹脂廠之出產商品名）~~≠~~820言之，同理在十至十五年前之粘度為7~8泊（Poise）左右，而近年來亦已有3.5~4泊者，但其他廠商出產之樹脂粘度意亦有達至約2.5泊者。因樹脂粘度較高者其施工時之浸融性較差（增加積層施工之數），建造同尺寸之船舶時樹脂使用量會增多，使部份FRP船廠樂於採用粘度低之樹脂以減輕建造成本，提高利潤。

另外之原因乃FRP產品製造廠（如造船廠等）及原料供應廠商等由於業務競爭，盡量採用或供應價格低而品質為次要之物品，為吾FRP產品名譽着想及不使品質降低希FRP同業廠商注意

品質為盼。十年前以# 450玻璃纖維紗席及# 600玻璃纖維編紗束組配積層七層時厚度約為7 m/m，而八層時約為6 m/m，但近年來採用同編號之玻璃纖維及層數積層施工時七層者其厚度僅為5.5~6 m/m。

(丙) FRP 漁船施工問題

- ①往昔日本船隻發生船殼外板剝離現象後運輸省（相當於吾國交通部）通知公佈計算玻璃纖維編紗束不得以二倍計算之後，五噸級之漁船其船殼外板以M# 450，R# 600積層八層或九層以上才符合英國勞氏驗船協會規定所需之玻璃纖維重量。
- ②漁船之引擎近年來之趨向乃大量採用輕量高速引擎及要求船速增快後，使採用聚氨基甲酸酯發泡體（俗稱烏利担泡沫）為芯材，外覆以M R M積層者屢有芯材斷裂之事故，宜儘量選用乾燥木材做為芯材，外覆以M M R M積層施工之。如果因船型或施工作業性需以聚氨基甲酸酯發泡體作為芯材時視該船之大小，使用目的，海況及船速等因素，必須配敷M M R M或M R M R M等之積層，此理由乃船舶高速後防範艙部附近之肋骨較易折裂之現象。
- ③近年來F R P船之機座台，多採用以F R P做成箱形構造者，其中有不乏廠商過度相信F R P之強度，僅以10層（Ply）積層厚度施工而發生振動劇烈之問題。因F R P之剛勁度約為鋼鐵之 $\frac{1}{10}$ ，簡言之厚度10m/m之F R P約為鋼板之1 m/m之剛性。故如機座板僅有1 m/m厚度之鋼板則不管如何加強桁材或縱材亦會引起振動。普通單板實體結構者應按引擎重量、尺寸大小、缸數、平衡問題等而決定，但最低限度須20 m/m以上厚度才可以。
- ④聚酯樹脂之最大缺點乃空氣中之氧氣妨礙樹脂硬化，使塗佈面層硬化停止或殘留之低分子量聚合物成粘糊狀，為彌補此缺點在樹脂內添加適量之石蠟（Paraffin Wax）則于硬化之際在積層面或塗佈面會產生一薄層之石蠟，隔絕樹脂與含在空氣中氧氣之接觸，使硬化進行呈乾燥狀態，故此類含有石蠟之空氣硬化樹脂一般使用在積層粘接最外層時樹脂需完全硬化處。但一旦採用此類樹脂硬化後如欲再積層繼續粘接施工時須將硬化層充分磨整除去蠟層並使層面粗糙以便再積層時可提高密接性，否則受衝擊力後各層間易引起裂離，普通F R P船船殼板係用無添加石蠟類之樹脂，故最後一次之積層必須使用含石蠟樹脂並加添空氣硬化劑混滲後在表面層塗佈之，否則表面層樹脂受水分解經半年或一年玻璃纖維突露呈發亮態，若係燃料油櫃則內面之表層受油浸蝕引起主機噴油咀（Nozzle Tip）之堵塞或閥易焦毀，而水櫃則水呈臭味無法飲喝。

FRP 新造船舶之船體檢驗

黃 正 清

I、概論

船舶一詞在船舶法、海商法、海上避碰章程等各具有法律上之定義，但其一般解釋為凡是能搭載人或貨物可供於水面或水中航行者謂之船舶。亦即船舶需具有裝載性、浮揚性、移動性之三種特性。

故船舶為策航行之安全，應具備適於航行之結構強度、船舶穩度、推進機器或工具設備，非經合格不得航行，檢查時效屆滿非重經檢查合格亦不得航行。

但船舶之檢驗依其船籍國家之法規、船的用途、目的、種類、船舶材料、船級、船東與造船廠間之合約、船型、航行水域等而其建造標準及檢驗方式亦不僅略有不同，檢查機構亦不同。

例如軍艦 24 公尺以下或 150 總噸以下之船舶、非從事貿易之遊艇、漁船等可不依 1966 年國際載重線公約勘劃載重線，如再依吾國船舶載重線勘劃規則則除上述外對小船從事潛水航行之船舶及其他經交通部核定無勘劃載重線必要之船舶亦可免勘繪載重線，由此可見，雖同一船以及採用載重線勘劃規則，但依採用國際性規則或本國規則其所受之法則限制亦不同，故建造船舶前須謹慎注意，以免開始建造後以未經核准擅自開工，不符規定等而拒予檢丈發證，蒙受損失。

吾國之船舶依船舶法第 24 條之規定分劃施行特別檢查、定期檢查、臨時檢查。船舶檢查之範圍，應包括下列各項；但依有關法令之規定，不適用其中任何一項或多項者，得免檢查之：

- ①船體各部結構強度。
- ②船舶推進所需之主輔機或工具及設備。
- ③船舶穩度。
- ④船舶載重線。
- ⑤船舶艙區劃分。
- ⑥船舶防火構造。
- ⑦船舶標誌。
- ⑧防止水污染之各項設施。
- ⑨救生設備。
- ⑩救火設備。
- ⑪燈光音號及旗號設備。
- ⑫航行儀器設備。
- ⑬無線電設備。
- ⑭居住及康樂設備。
- ⑮衛生及醫藥設備。
- ⑯通風設備。
- ⑰冷藏設備。
- ⑱貨物裝卸設備。
- ⑲排水設備。
- ⑳操舵起錨及繫船設備。
- ㉑帆裝纜索設備。

- ②危險品及大量散裝貨物之再裝載儲存設備。
- ③海上運送之貨櫃及其固定設備。
- ④依法令應配備之其他設備。

上述規定之船舶檢查範圍施行檢查及審核圖標之機關或機構規定如下：

1. 在國內：

- ①航行國內航線暨航行國際航線而不適用國際公約規定之客船與非客船，為船舶所在地之航政主管機關。
- ②航行國際航線適用國際公約規定之客船，除有關國際公約部分為交通部委託之驗船機構外，其餘為船舶所在地之航政主管機關。
- ③航行國際航線適用國際公約規定之非旅客船，如經入級者，其入級部分為經本部認可之驗船機構，其有關國際公約部分及公約與入級未包括部分，為交通部委託之驗船機構。
- ④航行國際航線適用國際公約規定之非客船，如未入級者除有關國際公約部分為交通部委託之驗船機構外，其餘為船舶所在地之航政主管機關。
- ⑤船舶之無線電信設備，為電信主管機關。

2. 在國外：

- ①客船、航行國內航線非客船及航行國際航線不適用國際公約規定之非客船，其圖樣之審核為船籍港航政主管機關。其檢查為船舶所在地經交通部認可之本國驗船機構。
- ②各種船舶之無線電信設備，其圖樣之審核為電信主管。檢查為船舶所在地經交通部認可之本國驗船機構。
- ③航行國際航線，適用國際公約規定之非客船，如經入級者，其入級部分為經本部認可之驗船機構，其有關國際公約與入級未包括部分為交通部委託之驗船機構。如未入級者，其有關國際公約部分為交通部委託之驗船機構，其餘為船舶所在地經交通部認可之本國驗船機構。

前項第二類規定如船舶所在地未設有本國驗船機構時，得由交通部認可之國際驗船機構檢查。

新船建造時應申請檢查，由申請人於船舶建造前，按交通部所認領有關法令之規定，將建造圖說分別送請上述規定之主管機構或驗船機構（20噸以下動力小船及50噸以下非動力小船由縣市政府），未經核可不得施工，前項圖說必須包括船舶線圖、一般佈置圖、船體結構圖、輪機佈置圖、規範說明書及必要計算書，建造中之船舶自施工開始以迄試航為止，其材料、工藝、工作情況與佈置等，均應經由主管機關或驗船機構檢查認為滿意，如經發現未能符合有關法令之規定，或與業經審核之圖說有出入時應予改正。新建船舶應在船舶建造完成階段之適當時期，在主管機關或驗船機構檢查人員之監督下，施行傾側試驗，以決定船舶之穩度。其主輔機（包括舵機、錨機、錨具及無線電信、航行儀器與救生救火等設備均已裝置完成並經廠試滿意後，亦應在主管機關或驗船機構檢查人員之監督下作航行試驗，經檢查人員認為滿意（以上摘自船舶檢查規則）即船舶經上述檢查合格才能發給或換發船舶檢查證書，才得航行。

FRP船雖噸位較小，然需經上述之全部或部分規則檢驗。

此外尚需依船型、航線、船舶種類等設計及建造時應依有關之船舶法規辦理之。其較主要者有(1)船舶法(2)船舶登記法(3)船舶登記法施行細則(4)船舶國籍證書核發規則(5)船舶檢查規則(6)船舶丈量規則(7)船舶載重線勘劃規則(8)船舶設備規則(9)客船管理規則(10)國際航線貨船搭客管理規則(11)小船管理規則(12)船舶標誌設置規則(13)船舶散裝穀類裝載規則(14)動員時期船舶管理制辦法(15)外僑自用遊艇管理辦法(16)船舶廢物管制辦法(17)鋼質漁船船體構造規範(18)木質漁船船體構造規範(19)漁船定型規則（包括定型漁船主要寸法及性能標準，定型漁船主要尺度性能及一般要求事項）(20)其他。

但美中不足者，吾國迄今尙未有FRP船船體構造規範，以致船廠依英國勞氏FRP漁船構造暫定規則或參考類似船資料以建造之，故FRP船構造規範之擬訂實乃刻不容緩之事。

若FRP船係航行國際航線或船廠替外國建造時常依船東指定之船級協會規範而建造及接受檢驗，茲將主要海運國之船級協會名稱與簡稱略介如下以供參考：

- (1) 中國驗船中心 (係由中國驗船協會改組者，China Corporation Register of Shipping 簡稱CR)。
- (2) 美國驗船協會 (American Breauue of Shipping 簡稱ABS)。
- (3) 英國勞氏驗船協會 (Lloyd's Register of Shipping 簡稱LR)。
- (4) 日本海事協會 (Nippon Kaiji Kyokai 簡稱NK)。
- (5) 德國驗船協會 (Germanischer Lloyd 簡稱GL)。
- (6) 韓國驗船協會 (Korean Register of Shipping 簡稱KR)。
- (7) 其他。

II、世界各國有關FRP船之主要構造規範

世界各國有關FRP船之構造規範較主要者有：

- (1) 英國：(甲) 勞氏FRP漁船構造規則 (by Lloyd's Register of Shipping ; Provisional Craft Rules for the Application of Glass Reinforced Plastic to Fishing.)。
- (乙) 勞氏FRP遊艇構造規則 (Provisional Rules for the Construction of Reinforced Plastic Yachts : by Lloyds Rogister of Shipping.)。
- (丙) FRP救生艇規範 (Reinforced Plastic Lifeboats : by Board of Trade)。
- (2) 美國：(甲) Safety Standard for Small Craft, by American Boat & Yacht Council, Inc.
- (乙) 美國驗船協會正在擬定之FRP船構造規範。
- (丙) 設計等可參閱Marine Design Manual for Fiberglass Reinforced Plastics, by Gibbs & Cox Inc.
- (丁) ASTM及USCG之規定。
- (戊) 美國海軍艦艇結構用FRP規範之MIL-P等。
- (3) 日本：(甲) 強化プラスチック船 (FRP) の特殊基準；運輸省船舶局。
- (乙) 小型FRP漁船建造基準 (案) 。
- (丙) 水產廳漁船課通達及船舶局首席船舶檢查官通達等。
- (丁) 日本海事協會；強化プラスチック船規則の成案。
- (戊) JIS-K, B, R 等及NDS-XXK (防衛廳暫定規格案) 等。
- (己) 其他。
- (4) 德國：Germanischer Lloyd Vorschriften für den Bau Uvd die Klassifikation Von Yachten 1972。
- (5) 法國：BV之FRP船規則。
- Guidance Note N. I. 139 BM 2 , Jau 1970。
- (6) 其他：如挪威 (NV) FRP船構造規則 (1972) 一以厚度等表示之。
- 意大利：Registro Italiano Navale ; Provisional Rules for the Construction of Pleasure-boats built with Glass-reinforced Plastics (1966)

III、FRP 船之檢驗

FRP 船之建造實係包括有：如鋼船用鋼板之鍊製作業及船廠之船體建造二項同時進行之工作。且 FRP 為需充分管理之化學製品，故在廠內製造過程中之檢驗非常重要。茲以手續法單板實芯結構之檢驗為主，臚述之。至於三明治夾心結構可比照此法應用之。其檢驗體制乃在現場配置學識經驗豐富之檢驗品管人員實施之。

1. 船體之檢驗

建造 FRP 船之積層工廠設施須符合標準要求，廠內工作環境管理良好。其積層作業則由技藝優秀之人員施工。

(1) 積層前之檢驗：

積層前需對材料、積層板及型模作下列檢驗。

(甲) 材料

- ① 玻璃纖維基材；依製造廠商之產品檢查成績書查核與 J I S . C N S . 或船級協會之要求符合否。並注意在積層前須無污損，及不能沾有水氣或油漬，其單位面積重量是否合於設計要求等事項。
- ② 不飽和聚酯樹脂；依製造廠商之試驗報告表檢討其比重、粘度、酸基價、不揮發份含有量、膠化時間、最小硬化時間、最高發熱溫度量並確認該樹脂適用於船舶建造。且貯存冷暗處其時間不超過半年者。
- ③ 觸媒、填充劑、顏料；視其用途，選材質適當及未變質之良好品。
- ④ 泡沫體芯材；依使用目的，選取材質適用，乾淨而尺寸正確合于要求者。
- ⑤ 包紮用木材：乾燥度在 12 % 以下，無裂疵。無腐朽。無有害節瘤及無其他缺點之良質材料並有適於使用目的性質及尺寸合符設計要求者。

(乙) 積層板

- ① 需做積層板之破壞檢查時予先依與船體積層相同環境條件、相同材料、同一作業人員做照設計之玻璃纖維基材結構之積層板採取試片做抗張、彎曲及壓縮等之破壞試驗。
- ② 在做船體積層前以擬使用之樹脂及觸媒照預定混合比做後取樣與玻璃纖維積層，測出施工膠硬時限 (Pot life) 及玻璃布施工凝固時限 (Mat life) ，確認該配合對積層作業施工無不良效果。

(丙) 型模

可分為型模製作檢驗及積層作業開始前之檢驗。前者列示于後述第 3 項「型模之檢驗」，至於後者則如下所述；

- ① 確實查驗型模組合用螺栓及夾具是否良好。
- ② 型模整體形狀良好且積層時型模固定而不搖擺。
- ③ 型模表面無刮痕、裂疵，高低凹凸不平或有孔穴等不良部分，且乾淨而無沾粘灰塵等。
- ④ 型模放置位置不受陽光直射且能遮蔽風雨灰塵。
- ⑤ 型模表面塗佈之脫模劑需均勻而良好。

(2) 船殼積層中之檢驗

積層中隨時檢驗使用之材料及積層作業。

- (甲) 需檢視玻璃纖維是否依照設計次序積層並注意防止不良品及尺寸不符品之混用。
- (乙) 玻璃纖維基材之接縫及重疊搭接之配置及尺寸是否依照設計方式。

- (丙) 增厚部份是否依照設計方式。
- (丁) 樹脂需無含不純物且用量適當。
- (戊) 樹脂無墜流或滯積。
- (己) 充分脫泡及浸融。

(3) 積層後之檢查

積層完竣後須做脫模前及脫模後之檢驗。

(甲) 脫模前

- ① 用巴氏硬度計 (GYZ J934 - 1) 測出之硬度在 35 以上，或用一元硬幣敲打發出之聲音判斷其硬度是否已達脫模程度。
- ② 必須復核設有脫模時船型不變形之措施。
- ③ 脫模後支撐及保持船殼之方法須適用。
- ④ 脫模作業所用之鍊條滑車、轆轤 (Tackle) 按裝位置適當，對船體無發生變形之虞。

(乙) 脫模後

- ① 脫模後應立即檢視整船有無缺陷，不良部份做記號。
- ② 沿艙板之周圍、涎緣 (Chine) 等角隅處用試錘輕敲檢查有無空洞。
- ③ 經過適當時間後計測主要強度材部份之玻璃纖維積層厚度及膠殼厚度，如需鑽孔測厚時盡量小孔，時間為脫模 24 小時後，俟充分硬化至巴氏硬度 41 以上時方可實施。

(4) 組合中之檢驗

在脫模前或脫模後，將縱通材、肋骨材、機塵、隔艙壁、肋板、甲板及其他補強材粘接船殼內面積層時須做下列檢驗；

(甲) 二次粘接：上述各船材安裝船殼內面時做下述檢驗

- ① 安裝位置需正確。
- ② 船殼內面係塗空氣硬化性樹脂時其表面需經磨飾。
- ③ 玻璃纖維基材照設計尺寸，正確積層。
- ④ 木材時其 F R P 積層面必須乾淨，無沾水分及油氣等。

(乙) 應力集中之場所：外殼板安裝船材，積層材鑽洞或隨製品形狀而加外力負荷時會發生應力集中引起損壞者，須在施工中做下述檢驗；

- ① 船材與安裝踵部之形狀適當，其積層無急劇之變化，厚度之變移需緩和避免硬點 (Hard Spot) 之產生。
- ② 船材靠殼板之間隙需預留適當空隙或插入墊材。

(5) 安裝艤裝品時之檢驗

艤裝品之材質計有 F R P、鋼、鋁、銅、木材、合成樹脂等等，無法統一規定施工法，但一般依下述方式檢驗；

- (甲) 一般性—安裝位置要正確，其安裝方法之強度需足夠。
- (乙) 機械的固着一螺栓孔之週圍有經適當處理。
- (丙) F R P 的固着一安裝面經磨飾並無灰塵等。

(6) 完竣時之檢驗

完竣後選適當之時期做下列檢驗；

- (甲) 外表目視檢驗—外殼、甲板、上部構造物等之外表，用目視檢驗查勘有無缺陷。
- (乙) 硬度測定—選船體主要部份數處，于完竣時測定該處之 F R P 硬度。
- (丙) 主要尺寸之測定。

船體之主要尺寸 L , B , D , 從外面計測之。

(7)強度試驗

(甲)材料試驗

從船體之一部分或船牆之一部分予以延長處採取試片，依照船級協會要求或法規規定做抗拉、壓縮、彎曲、衝擊等試驗及測定玻璃含有率與比重等。

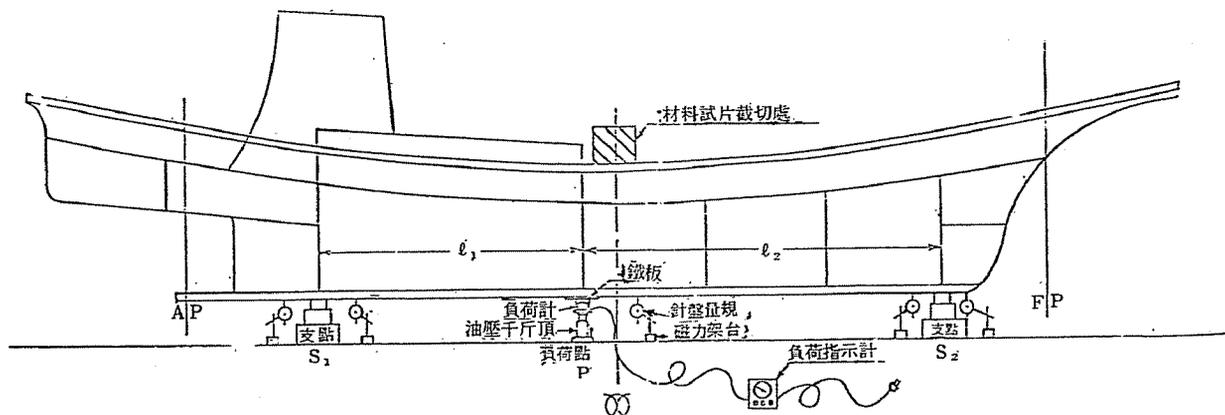
例如美國驗船協會 (A B S) 則依據 A S T M 規定需做下列試驗

項 目	試驗依據 A S T M
1 比重 Specific Gravity	1 + 2 to be determined by Customary displacement / burnout test.
2 玻璃含量 Glass Content	
3 抗張強度 (與纖維方向平行或垂直 90°) Tensile Strength with Modulus at Zero and at 90°	D 372 及 D 2733
4 撓曲強度 (與纖維方向平行或垂直 90°) Flexural Strength with Modulus at Zero and 90°	D 790
5 垂直面剪力 Shear Strength Perpendicular to Warp	D 732 及 D 2733
6 中間層面剪力 Inter-Laminar Shear Strength	D 732 及 D 2733

全部水密構造完竣後需做水密試驗，如果該船係向其他船級協會入級者，需按該船級規定辦理所有試驗並非全部與上述者相同。但大同小異。

(乙)縱向強度試驗

將船體作二點支持後加負荷做彎曲試驗，計測撓曲度及應力分佈加以檢討者。



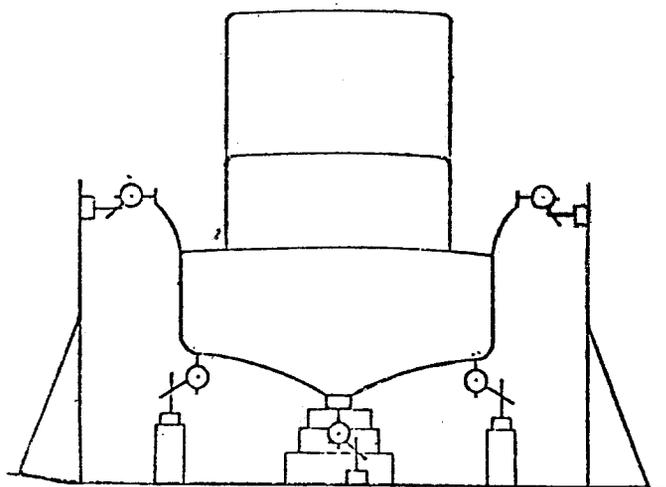


圖 4-10 船體縱向強度試驗之一（撓曲度試驗）

二點支持間（ $S_1 \sim S_2$ ）距離（ l ）

l 須為 $L_{FP} \times 0.6$ 以上

試驗負荷（ P ）（排水量型）

$P = (\text{滿載重量}) - (\text{輕船重量})$

撓曲度容許範（等分佈負荷之時）

龍骨撓曲度 $l/500$ 以下

船深變形量 $l/500$ 以下

船寬變形量 $l/250$ 以下

※試驗負荷（ P ）

$$M = \frac{W \cdot L}{C} \quad P = \frac{M \times l}{l_1 \times l_2} \times 0.8$$

W ：滿載排水量 l_1 ： $S_1 \sim P$ 之距離

L ：水線長 l_2 ： $S_2 \sim P$ 之距離

撓曲度試驗所須儀器及工具

• 針盤量規 Dial Gauge	7 ~ 10 個
• 磁力架台 Magnetic Stand	7 ~ 10 個
• 壓縮型負荷計 Load Cell	1 台
• 負荷指示計 Load Indicator	1 台
• 油壓千斤頂 Oil Jack	1 台
• 鐵板（厚板）	數塊
• 卷尺	1 只
• 筆記用具	1 套

※地板必須為堅固之混凝土

※測定時小心留意防範測驗船傾倒

$C = 20$ （一般情形）特種情形為 25，

(8) 三明治夾芯結構之檢驗

三明治夾芯結構之檢驗可應用單板實心結構之檢驗法其中與單板實心結構不同之處及需注意之點如下：

(甲) 芯材之安裝

籃型模安裝芯材時，須注意芯材與芯材間之間隙不可過大，芯材之外面無過分之凹凸或錯交不齊，積層完竣後可脫模且不損及芯材。

如將芯材貼接於外層（外皮）殼板之內面時其粘接需確實完全。

(乙) 形狀及寸法等

外層殼板硬化後修平外面凹凸不平處，並安裝船材時查核形狀、對稱度、寸法及平滑等需確實無差誤。

2. 型模之檢驗

F R P 船之型模有數種型式，F R P 船之良窳全賴型模而定，茲以目前被認為最理想之 F R P 製雌模與最近被廣泛使用之木製雌模為例列述如下：

(1) F R P 製雌模；為建造數艘 F R P 船使用之型模，應注意形狀之保持及脫模後做尺寸形狀檢查

以查明是否有變形，並注意表面有無裂疵與加工修飾確實良好。

(2)木製雌模；此種型模對僅建造一艘及數艘者其結構相差甚多。僅做一艘者于積層完畢脫模時可破壞型模而脫模，但做數艘船時其型模需採用組立式或分割式而檢驗其尺寸對稱度各細部形狀是否合于要求。表面各板接縫不凹凸及相互結合部無不平處等等。

3 非破壞檢驗

非破壞檢驗 (NDT) 方法隨其對象及目的而異，通常多採用放射線等之電磁波及如利用超音波或固體振動等之彈性波者。

下表係依照 FRP 易產生之缺陷及其適用之非破壞檢驗法。

表1 FRP之缺陷及探測物性之NDT方式

缺陷種類		電磁波					彈性波			β線	放電法	NMR·NQR	浸透法
		γ線	X線	光	紅外線	微波	電波	振動	音				
結構	編紗束之不良 (鬆散、纏捲、皺曲、不齊等)	○	◎	×									
	樹脂過多或過少	○	○			×			×	◎			
	厚度變化	○	○			◎		×	○	◎			
物理性缺陷	表面狀況不佳			◎									○
	異物混入	○	◎		×	○			○				
	氣泡 (Void)	×	×	×	○	◎		○	○	◎			
	小氣孔 (Pinhole)			○						×			○
	多孔性 (Porosity)	×	×	○	○	○		○	○	○	○		○
	裂疵 (Crack)	×	×	×	○	◎		○	○	○			
物性	剝離 (Delamination)	×	×	×	○	◎		○	○	◎			
	(強化材/樹脂)比	○	○			○	○			◎			
	密度	○	○			◎	○		○	○			
	彈性率						◎	○	○				
	硬化度					◎				○	○	○	
	水份含有量					◎	○						
	內部應力											○	

註：◎非常有用。○可使用。×勉強可使用。

為便於檢驗，目前已有 FRP 專用之超音波探傷器 (如日本電波工業株式會社出品)，但作者則利用一般已有之超音波探傷器選用分割型低頻換能探觸子亦得良好之實測效果，至於放射線方式則利用日本理學電機產品之軟式 X 線亦有良好之效果，解決檢驗問題甚為方便。

V 依照法規之檢驗

鋼船、木船等皆可依照鋼質、木質構造規範，船舶檢查規則等之規定施行檢驗。惟FRP船尚未領布有正式法規。茲列舉日本之FRP船之構造檢查法規以供參考。

1 檢查之一般規定

(1) FRP船之第一次特別檢查，應依船長（ L_R 為登記長度）劃分成如下表，施行檢驗。

表 2 FRP船之檢查項目

船長 (L_R) 項 目	30 公尺以下 至 20 公尺以上		20 公尺以下 至 15 公尺以上		15 公尺以下至 12 公尺以上		12 公尺以下	
	新型船	同型船	新型船	同型船	新型船	同型船	新型船	同型船
建造前之材料試驗	○	×	○	×	○	×	×	×
審核設計事項	○	△	○	△	○	△	△	△
建造中之檢驗	○	○	○	○	○	△	×	×
完竣檢驗	○	○	○	○	○	○	○	○
採取試片做材料試驗	○	○	○	×	○	×	×	×
縱向撓曲試驗	△	×	△	×	△	×	△	×

註：①上表所列之同型船係指新型船建造完竣後24個月內建造之同型態船。與新型船相同在同一廠建造，使用同樣材料及相同之結構者。

②○符號者表示必須檢驗。

③△符號者表示可酌情寬免檢查項目之一部分或全部。

④×符號者表示得免施行。

(2) 船長（ L_R ）超過 25 M 以上而未逾 30 M 新型船之初次建造特檢時，應每當建造即須向主管機構提出有關該船設計之檢核事項。

(3) 在建造前必須提出欲建造FRP船之主要項目表，建造工程表，成型作業程序書，已建造過之FRP船舶實績表及船廠設施等圖說。

(4) 滑航或半滑航態之船舶及遊艇等具有特種構造之船或航線受限制之船舶，須檢具其設計及縱向撓曲試驗之參考資料及意見書向主管機構申請檢核。

2 設計之審核

審核有關設計事項時須提出下列圖說，以便證明符合FRP船構造規範之規定。但如係屬於第一條第(1)款註①之同型船時下列④至⑦款得寬免之。又若係船長（ L_R ）未逾十二公尺之新型船擬施行縱向撓曲試驗時除第①②⑦及⑧款外得寬免之。

①使用材料表

②一般佈置圖

③舢剖面圖

④船殼構造圖（包括結構詳細圖及接縫詳細圖）

⑤舢剖面計算書

⑥船材尺寸計算書

⑦縱向撓曲試驗方案

⑧其他必要之圖說

3 建造中之檢查

(1) 船長（ L_R ）超過 12 M 之船舶必須施行建造中之檢查。但船長（ L_R ）未逾 15 M 之同型船如認為適宜者得省略之。

(2)建造中必須確實檢視成型作業係依據成型作業程序表施工，構造船材之尺寸及配置亦依照核定之圖說執行，其船體係參考建造工程表決定檢驗事項，原則上當船殼、甲板及艙櫃之積層，縱道材、機座及肋骨之二次接着，單體預製片之安裝等時需會同監督之。

4 完竣檢驗

船殼建造完成時，除FRP橫層板已充分硬化外，尚須檢視船殼。甲板及艙櫃之積層，縱通材、機座及肋骨之粘接，單體預製片之安裝等悉與圖面相符。

5 採取試片做材料試驗

船長(L_R)十二公尺以上之新型船及船長(L_R) 20 公尺以上之同型船需從船殼之一部份採取試片(將部份舷牆延長切取亦可)做材料試驗(包括成型品厚度、巴氏硬度、玻璃含有率、抗張強度，抗張彈性係數、撓曲強度、撓曲彈性係數等)。對適用第1條(4)款之船則其撓曲張度 σ_B 與抗張強度 σ_T 需為規定值以上。

6 縱向撓曲試驗

(1)船長未逾十二公尺之新型船而寬免設計之審核者，或船長(L_R)十二公尺以上之新型船其計算執行困難者須予以實施本試驗。

(2)船長(L_R)十五公尺以上之船舶，須依下列各款辦理。

(甲)將船殼作二點支持，其支點間之距離須為 $0.6 L_R$ 以上，並對船體施以舢舨、舢舨垂力矩最大推算值 $W L_R / C$ 之撓曲力矩做試驗之。式中 C 值為當 $\sqrt{W / L_R}$ 值大於 0.2 以上時選 25 ，其餘之船則選 20 。

實際試驗時之負荷為上述計算值之 60% 或應變規之最大量能測定在 100μ 以上之負荷亦可。

上述試驗時支點位置必須考慮不損壞船體為原則選用有艙壁等充分有剛性處。

(乙)舢舨剖面上黏貼應變規(Strain Gage)計測應變，從彎曲力矩及應變量求出 σ_m ，查核該值需在 1.0 kg/mm^2 以下。

$$\sigma_m = \frac{W L_R}{C} \cdot \frac{E_m \gamma}{M}$$

σ_m 為航行中作用於船體之最大撓曲應力(kg/mm^2)

W 為滿載排水量(t)

C 為係數，依前述第(2)條(甲)款規定決定之。

E_m 為船體(材料)測得之彈性係數(kg/mm^2)。

γ 為應變。

M 為試驗所加之撓曲力矩($t-M$)。

另備同時測定甲板及船體之撓曲度且其撓曲度須為二支點跨距之 $\frac{1}{500}$ 以下。

(丙)不拘前(甲)及(乙)款之規定，航行於河川及內湖之船舶得依下述第3條(丙)款之規定辦理。

(3)船長(L_R)未逾十五公尺之船舶則依下列各款辦理。

(甲)滑航艇及半滑航艇則於二點支撐之艇上(輕載狀況)施以 $1.25 \times$ (滿載—輕載)負荷以等分佈(二支點間距離最少須 $0.6L$ 以上並在此支點間分佈之)試驗之，其計測所得龍骨之撓曲度須在 $\frac{\ell}{500}$ 以下。式中之 ℓ 為二支點間之距離。

(乙)前(甲)款之規定，得於從高度 $2.5M$ 之處施行墜落試驗(滿載狀態)替代之，並檢視船體不得

有裂疵等重大之缺陷。

試驗時得以拆卸引擎以同等重量之壓載物代替做試驗。

(丁)非滑航艇(排水量型)得比照上述(甲)款及(乙)款施行試驗,但上述(甲)款之負荷得以(滿載—輕載)實施。

7 其他

(1)殼板之壓力試驗,可寬免。

(2)第一次之定期檢查,原則上須對F R P製之燃油櫃內部施行檢驗。

以上所述係指F R P船體結構之檢驗,其餘檢查事項應依船舶法及檢查規則等施行傾側試驗,航行試驗,救生救火等設備之檢查等至經驗檢查人員認為滿意合格為止。

FRP 造船廠主要設備標準

黃 正 清

[I]

吾國FRP船舶之建造，于近數年急劇增加，並朝向大型化及高速化，且種類繁多。從未滿一噸者至百餘噸級，依其使用目的而建造。此類船之建造船廠大小已有百餘家，目前仍猶如雨後春筍繼續增加中。FRP為化學製品，故建造FRP船與鋼船或木船不同，必須考慮其特殊性。FRP船係利用各種玻璃纖維及樹脂混敷積層配合材料與船殼成型同時進行，其進行過程中伴隨化學反應，當然與以鋼廠鍊製成均質之鋼板建造之鋼船及選用多年成長之木材建造之木船差異甚多，故必需在具有某標準以上之設施及管理之船廠建造較合理。但作者與農復會官員到本省各地區FRP船廠後架感本省固然不乏許多設備精良技藝優佳之船廠，相反地亦不少船廠以極簡陋、不完善之設備及無管理之狀態下建造FRP船。仍照建造木船方式在搭棚露天建造，其船型亦沿用木船船型，故為使FRP船之產品符合要求，船廠設施須有最低標準。農復會（JCRR）漁業專輯第23號研究報告第三章刊載FRP船廠之環境佈置內列有專文介紹以供參考。鄰國之日本鑑于FRP船廠之設備影響產品之品質鉅大，特釐訂FRP船廠設備之最低標準，其內容分為A、B、C三級，A級係指建造總噸數為20噸以上或船長逾15M之FRP船船廠，B級為建造總噸數5噸以上至20噸以下或船長逾12M以上至20M以下之FRP船船廠，C級為建造總噸數未滿5噸及長度未逾12M之FRP船船廠。

本省之FRP船廠，多建造20噸級或15M以上之FRP船船廠。本文可供為參考，希望船廠之設施超過此標準。

[II] FRP 船廠設施標準

[A 級] 即甲級FRP船廠：

(1) 須具備放樣間

放樣間之長度，必須具有該工廠欲建造之最大船舶長度之 $\frac{1}{2}$ 總長以上之長度，寬度則為船舶總寬之 $\frac{1}{2}$ 或船總深二者間之較大值以上之寬度。

(2) 須具有作為積層施工作業場之專用廠房或獨自廠區。

(甲) 廠房大小

積層施工作業場之大小須為該工廠欲建造之最大船舶之成型用母模再加工作用架尺寸外尚留充分能工作空間之廠地者，其廠房高度則至少須具備不妨礙脫模之高度。

(乙) 廠房構造

積層施工作業場之構造須為耐火結構，天花板及周圍壁能遮蔽風雨，且有耐火及防熱效果者，底部地板則為混凝土構造。

如在同一棟廠房內同時做其他作業時須以耐火性材料作固定式房區劃分。

(3) 積層施工作業場須具備之各種設備或設施。

(甲) 溫度調節設備

積層施工中，不論外氣溫度變化，其廠內積層作業場之溫度晝夜全天皆需保持 16°C 至 22°

C 及濕度在 60 ~ 70 % 之間為最理想，一般在離地面 1 M 處量測，冬季勿低於 15°C 以下，夏季勿超過 30°C，化學後硬化 (After Cure) 間之溫濕度亦同。

普通在積層作業中，其成型用母模內部可能成高溫，故須留意之。

但如整年間溫度在上述範圍內之區域，可酌情省略此設備。

(乙)採光照明設備

積層作業面常因光線不足而較暗，故須對照明位置與工作姿態充分注意，積層作業面須有 150 勒克斯 (米燭光 Lux) 以上之光度，另窗、天窗等須能為北側光線，防範日光直接照射于積層面，必要時設置遮陽措施。

(丙)換氣設備

須設置排氣、通風裝置，使苯乙烯 (Styrene monomers) 濃度于積層施工中在積層工作人員之位置為 100 ppm 以下，積層工作地面為 50 ppm 以下，丙酮 (Acetone) 濃度在積層施工作業場地面上為 1,000ppm 以下。設置時注意給排氣口之位置，使濃發瓦斯不積留，並給風或排氣之際，不致將灰塵濺散。抽排之廢氣必須經清淨裝置過濾以免造成公害。

(丁)吸塵設備

僅靠固定式設備並不充分有效，應視船舶之大小選用強力有效者，一般以每 100m² 地板面積需 3.5 KW 之動力為原則。

(戊)消防設備

依照消防法規及地方條例規則，應視作業場所之形態適當有效配置消防設備，以便一旦遇及火災，初期即能充分有效的滅火。

(己)吊揚設備

作為成型用模之準備、脫模及其他搬運或移動用者。應依造船廠之各種能力，配合作業設置之。每部之起吊能力為 2 噸以上者較宜。

(庚)電氣設備

爆炸性瓦斯常積留於底層，積層作業場及工具清洗場使用之插頭等電氣器具須用防爆型。但如排氣通風充分良好而瓦斯濃度在危險範圍極限以下，有防爆對策者不在此限。

(辛)玻璃纖維裁剪設備

為避免灰塵等附着在玻璃纖維，須選隔離開積層作業場地之處另設置玻璃纖維裁剪室，置放裁剪台及棚架，該裁剪台須離地面有適當高度以提高工作效率。

(壬)樹脂調配設備

須置有調配台、重量秤量計，硬化劑計量器具及攪拌器具等。但電動攪拌器等則須為防爆型，本房室最好為耐火性構造。

(癸)工具清洗設備

為清洗積層工具與計秤器具離積層作業處另設室房，為使地面之丙酮濃度能在 1000 ppm 以下，需在壁面上下設防爆型之換氣裝置。其餘如洗滌液容器需附蓋。

(4)積層施工作業場須有下列附屬設備

(甲)原料保管設施

玻璃纖維須存儲於另行獨立且能防止進入灰塵及濕氣之保管房。內置可備放玻璃纖維之棚架避免纖維疊積過多。

樹脂，觸媒、溶劑等則須遵照有關法規之規定放置於不受日光直接照射之冷暗處。

(乙)員工衛生設備

適當設置有沖淋浴室、洗臉等盥洗設備與換衣場所。另洗眼器，眼藥水等必要藥品須存備。

(丙)空氣動力設備

供應壓縮空氣給空氣工具或為其他用處之空氣壓縮機應裝於積層作業場外之廠房或獨立建築物中，此乃基於一般之空氣壓縮機非防爆型，避免機內吸進積層場之瓦斯而裝置於作業場外。

(丁)排氣淨清設備

過濾澄清從積層作場等地排出之污穢空氣，為防範公害而設者。

(戊)廢棄物處理設備

有效處理FRP廢料、破布、洗滌溶劑等而設置之裝備，因部份地區規定不可隨便廢棄者，必須以燒毀，埋藏或收回機械處理等適當方式處理以免產生公害。

(己)儀器類

FRP船廠除上述及法規規定外須具備下列各項儀器

- ①巴可爾(Bacol)硬度計(GYZJ934-1)
- ②瓦斯濃度測定器具
- ③溫度及濕度測定器具—視積層作業員工數適當設置數台。

(5)須具備造船台及下水設備

(甲)造船台

陸上耐壓部份之長度及寬度或耐壓力必須能充分支撐該工場欲建造船舶之最大長度寬度或重量，因FRP船從積層工程至艙裝工程係在廠房內之水平混凝土上建造故須有充分適應之耐壓力。

(乙)下水設備

必須設有該工場建造最重船舶能安全下水之設備。此下水設備可用軌道(Marine Railway)，升降式船塢等，必要時亦可用力量強大之陸上起重機或海上起重機，但必須謹慎注意不可損及船體並妥善準備吊放屬具。

[B級] 即乙級FRP船廠

參照A級船廠設施，裝設適於該廠能建造之最大船舶之設備，但上述A級船廠標準設施之第三條(乙)款、第(4)條(丙)款及(丁)款②，所列者可免設。

[C級] 即丙級FRP船廠

上述標準設施內之第(1)條、第(3)條(乙)款及(丁)款，第(4)條(丙)款及(丁)款②，第(5)條可免設之。

[III] 結 論

“工欲善其事，必先利其器”FRP船之結構好壞及強度是否足夠端視員工之工作技藝及船廠設備之優劣而定，目前國內之FRP造船業正方興未艾，紛紛建廠，業務競爭益形紛亂，FRP船廠之經營者應注意到優良之產品才是銷售競爭之最佳後盾，為謀FRP造船工業之正常發展計，籲請改善船廠之設施，提高造船技藝。以上所舉皆有值得借鏡之處，本文如能為FRP船廠有所補益則幸甚！

FRP 造船之管理技術

FRP 造船乃是利用玻璃纖維與樹脂等，聚合成構造材料同時製成產品，即二種工程同時進行完成者。故必須配合技術管理使產品有一定之品質，因此必須由具有對全盤作業之知識及經驗者掌握指揮之，另從事成型作業之積層員工則需有適當之技能，亦即船廠應聘請能對 FRP 船之製造及修理適當監督之人員，此人員必須為曾從事於 FRP 造船廠建造管理技術之有經驗人士而能對工程計劃，工程管理及積層技術等予以指導之技術人員。

對欲建造船長 (L_R) 在 12 M 以上之 FRP 船舶時，原則上必須要具備曾建造過欲建造船舶總噸數之 $2/3$ 以上總噸數之船或船長 (L_R) 船寬 (B_R) 及船深 (D_R) 之立方數 ($C_{No.}$) 之

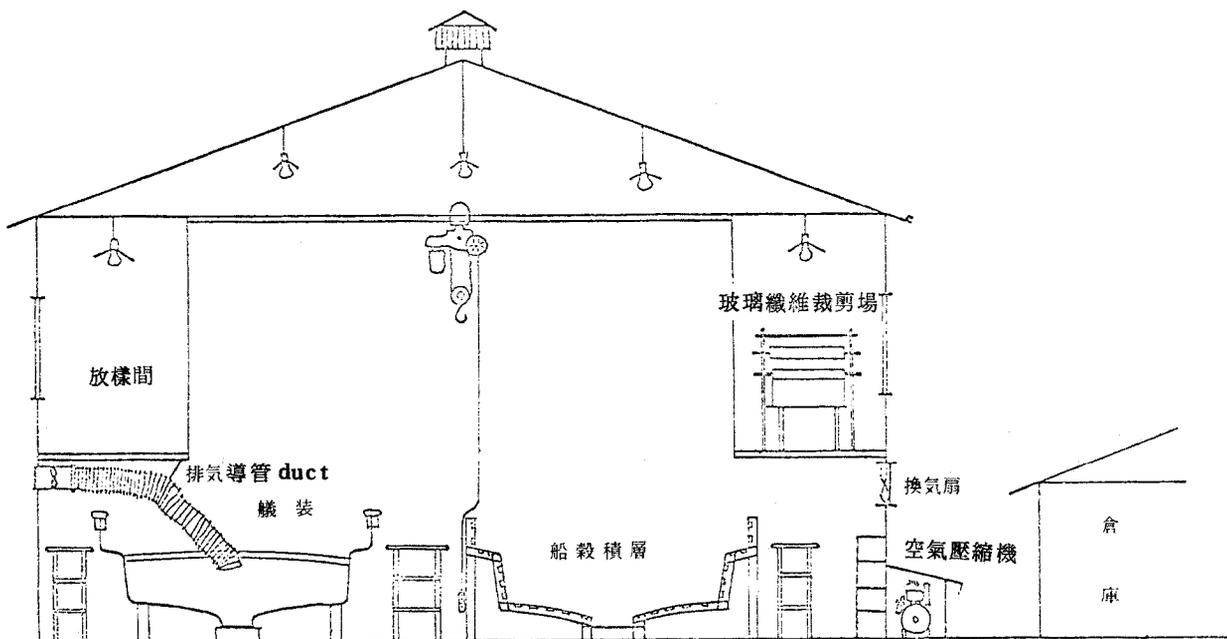
$2/3$ 以上之船舶實績，而這些船已航行十二個月以上，或包括該船外另有建造同級船型三艘以上之 FRP 船航行六個月以上無發生問題者方可，否則應將技術管理者及積層工等之經歷及積層施工程序表提請主管機構專案核准建造。

積層作業人員之技能訓練

非僅 FRP 船之建造，舉凡各種工廠對工作人員施於作業訓練之目的乃希望在短時間內熟悉基本作業事項，徹底能具備標準以上技能，以①確保安全及防範災害於未然②提高生產能力，增加企業收益③提高工作員工之收入④減少整修工作或廢料，使原料更有效運用。

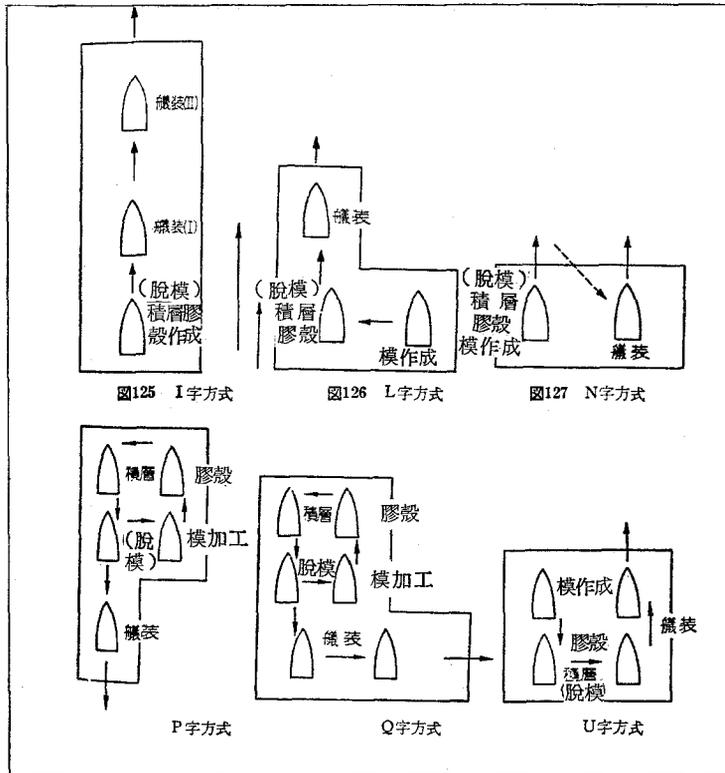
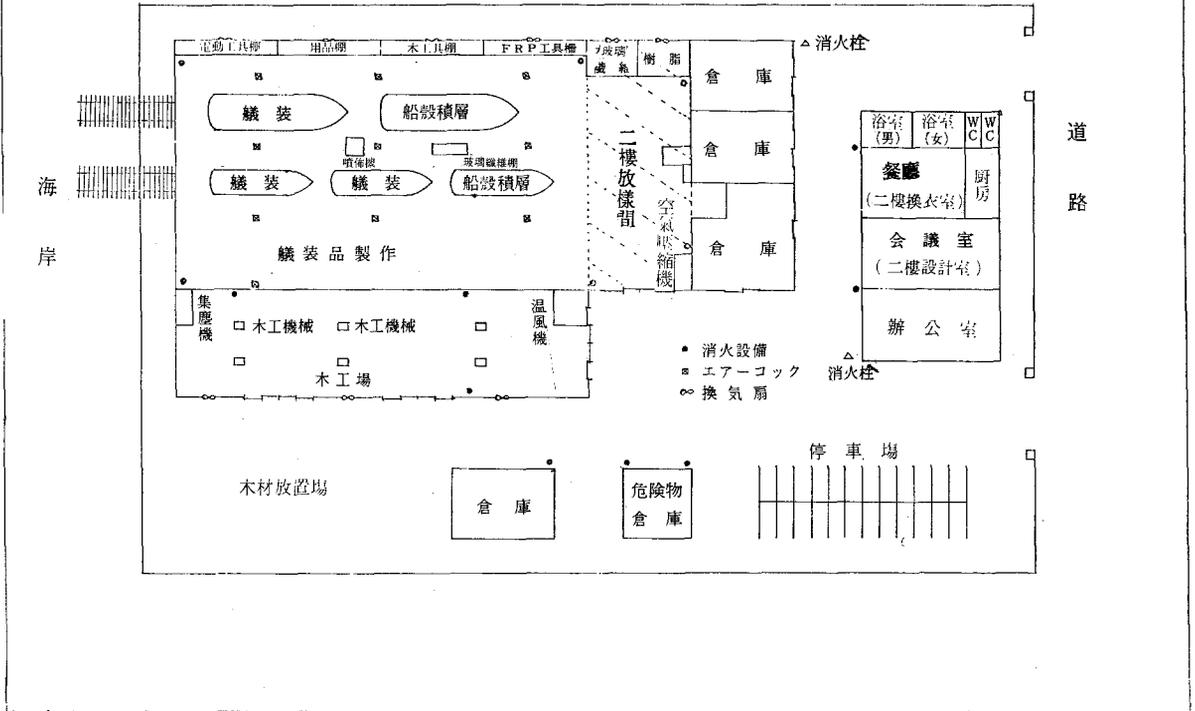
基於上述目的將訓練手續法積層工作人員之資料刊佈於“Recommendation for the training Reinforced Plastics Laminators”英國 1970 年 3 月份 Reinforced Plastic 雜誌，讀者可參考之。

FRP 船廠



工場配置例

造船廠 5~20GT



FRP 漁船の設計について

【註】：本文作者土屋孟博士本擬参加本屆 FRP 造船技術研討會，惟於七月初奉派榮任日本漁船研究室室長，公忙未克前來，特函祝本次研討會成功。於此本會亦祝土屋博士榮任漁船研究室室長職，並對其一生致力於日本漁船船型之研究，改善等之貢獻，深表敬意。

水産庁海洋漁業部 漁船研究室

室長 土 屋 孟
室長補佐 小 林 務

I 総論

漁船の設計とは、単に一般配置図や中央断面図など船の図面を書く作業を言うのではなく、船主から出された船の仕様を検討の上、漁船としての機能を十分に備え、安全でしかも諸性能のすぐれた船とする為の綿密な計画、計算、製図等の手順を総称するものである。このような考え方に立てば、船の規模、船質（鋼、木、FRP等）の如何を問わず、設計手順は根本的には何等相違はない。

しかし、FRP 漁船は材質として、また構造・工法として鋼船や木船と大いに異なることは周知の通りであり、それらに比較して船殻重量が極めて軽く仕上がることが大きな特徴である。

また、軽量化の利点を生かして速力の増大を図り、沿岸小型漁船においては特に高速船型をねらうなど、船型選択の自由度の高いのも FRP 漁船の大きな特徴である。

従って、この講座では I の総論においては、FRP 漁船設計の特徴と思われる点を重点的に説明しながら設計の手順について述べ、II の各論においては更に詳細な説明を要する項目について述べることにした。

船の設計を大別すると、船主から出された仕様について、既存船の資料あるいは概略の製図、計算等を基に設計の基本方針を決定する**基本計画**と、これを基にして始まる主要寸法、構造設計、船体重量算定、線図、一般配置図、復原性能等諸計算ならびに検討などを詳細に行なう**基本設計**、ならびに基本設計を基に建造に必要な諸図面の作成あるいは諸計算を行なう**詳細設計**に分けることができる。

この講座では基本計画から基本設計（ただし、構造設計は次回に掲載されるので除外する。）に至る過程について述べることにする。

1. FRP 漁船設計の基本計画

(1) 建造仕様書

漁船の建造に当っては、船主から造船所に建造計画が示されるが、その内容の主なものは次の通りである。若し、内容に落ちのある場合は確認し、当初から過当要求と思われる点があれば充分協議の上是正することが必要である。

(イ) 総トン数と主要寸法の概略

総トン数は船主の持っている漁業許可トン数によって定まることが多く、主要寸法は従来の船の実績等をみて船主が概略寸法を示す場合が多い。

(ロ) FRP の構造方式

船体外殻が単板構造か、あるいはサンドイッチ構造かが示され、また甲板、上部構造物等の主要構造の方式が示される。

(ハ) 漁業種類と一般配置

漁業種類と、これに関連して漁撈装置を含む船の一般配置が類似船等の資料をもとに示されることが多い。

同時に、漁具の規模、漁撈機械の種類および能力、魚倉の容積及び保蔵方式、活魚倉容積、燃料タンク、清水タンク等の容積、ベッド数などが示される。

(ニ) 主機関、推進方式と速力

主機関の種類あるいは機種、馬力と希望速力が示される。その他、推進軸系の方式として、沿岸小型漁船の場合には港の整備状況と関連して推進軸上下式、スケグ式(通称キール式)、シャフトブラケット式等が示される。

プロペラの種類としては、固定ピッチ、可変ピッチの別、時には固定および可変ピッチの夫々についてノズルの有無、あるいはノズラダー等が示される。また推進方式としては普通のプロペラ方式か、あるいはハイドロジェット方式等が示される。

(ホ) 使用状態

航海日数(往復航海日数と操業日数)、使用海面、遭

遇する最悪の気象海象、操業方法、漁獲の状況及び漁獲物の処理等を含めた操業の計画が示される。

(2) 基本計画の手順と要点

船主から提示された仕様にもとづいて、造船所は先ず基本計画を行なう必要がある。

基本計画は、第1図に示した「基本計画の流れ図」に沿った手順に従って実施し、この段階で全般的な船の構想と設計方針をかためた上で、次の基本設計に移ることが必要である。基本計画が不充分のまま、基本設計に入ると何度も手直ししなければならない結果となるので、当初に十分に計画を練ることがむしろ設計の早道である。

基本計画を順調に進めるには、予め自社製の漁船について計画から設計、建造、完成後の成績に至るまでの一連の資料を蓄積しておき、それらの資料の中から新計画船に近い船をタイプシップに選び、タイプシップを基にして修正を加えながら新計画船の組立てをするのが最も能率が良い。

若し資料のない場合には既存船の資料を参考にしながら最初から綿密な基本計画をしなければならない。ここでは、後者の場合について流れ図に沿って説明することにする。

FRP 漁船設計上特に注意すべきことは、FRP 船の船殻重量が鋼船や木船に比較して一般的に軽くなるこ

とである。船殻重量の軽い FRP 漁船の甲板上に搭載される漁撈機械、艀装、漁具等の重量は従来とあまり変わらないのみか、むしろ増加の傾向にあり、逆に甲板下では主機関の中・高速化に伴って軽量化が進んでいるため、FRP 漁船は船全体の重心位置が大幅に上昇する傾向の船となるので、重心の上昇により復原性能の低下を招く船になりやすい。

従って、このような結果にならぬよう FRP 漁船の基本計画においては、軽荷状態ならびに満載状態の重量と重心の位置をできるだけ正確につかみ、これに基づいて復原性能上に支障のない主要寸法を選定し、推進、耐航、操縦、操業等の諸性能を考慮しながら船型を選定することが基本計画の要点である。

以上のことを念頭におきながら流れ図の説明をする。

①, ②: 主要寸法, 総トン数

定められた総トン数の範囲内で概略の主要寸法を選定する。この際に、動力漁船の性能の基準に定められた $L \times B \times D$, L/B , B/D , L/D の範囲内に納まっているか、FRP 漁船の L , B , D 等の測り方*, 甲板下のトン数に算入すべき部分のトン数の算定等に誤りがないかどうか等を十分に検討する必要がある。

なお、 L が 20 m 未満の場合には、甲板下トン数の算出法は $L \times B \times D \times 0.62 \times 0.353$ によることは周知のとおりである。

(* : この件については、50.4.22 付け 検査第 286 号で運輸省船舶局検査測度課長より「簡易船舶測度規程を適用する強化プラスチック製船舶の取扱いについて」の通達がある。)

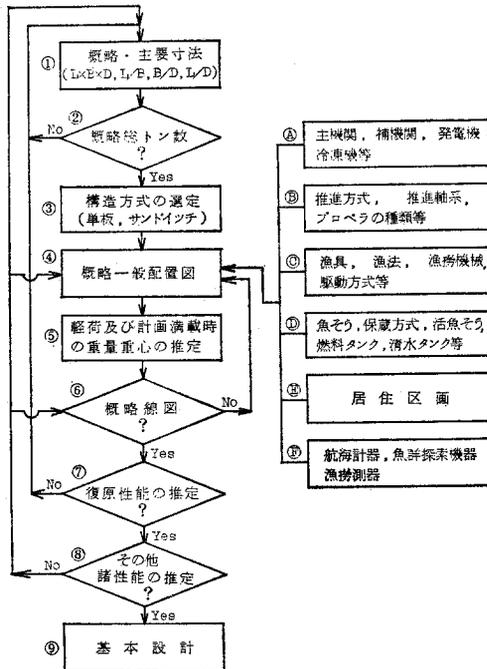
③: 構造方式

船体外殻の構造方式を単板構造とするか、サンド、イッチ構造とするかを決定すると同時に、甲板や上部構造物等主要部分の構造方式も併せて選定する必要がある。

甲板は構造方式の如何によって重量の相違が著しいため、船全体の重心高さに及ぼす影響が大きく、上部構造物等もまた同様であるため、この段階で充分検討の上選定しておかないと、以下に進める計画に食い違いを生ずることになる。

④: 一般配置図

船主からの仕様が納まるような、すなわち、流れ図の右欄の④~⑩までに示されるような項目を考慮しながら、概略の一般配置図を作成する必要がある。この段階で過大な要求と思われるものは船主と



第1図 基本計画の流れ図

協議の上、縮小するかあるいは削除するなど再検討することが大事であり、過大な要求と思いつながら先に進めることは、最終的に復原性能にしわよせされる結果になる場合が多いので注意を要する。

⑤：軽荷及び計画満載時の重量重心の推定

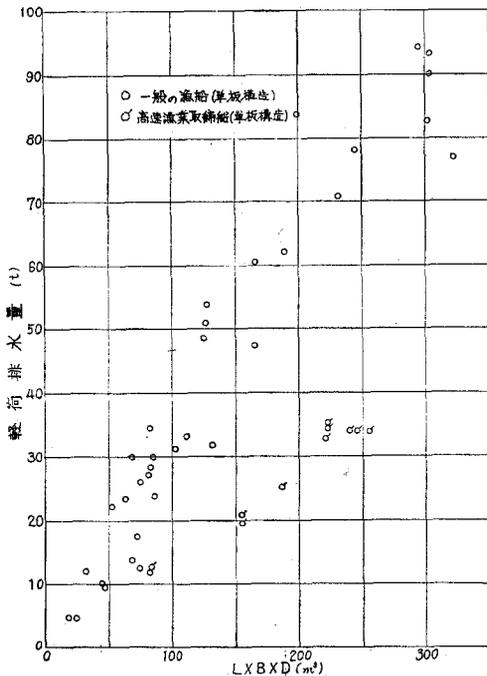
船殻重量および重心位置は全体構造図を書き、構造部材のすべてを拾って積み上げ計算をすることによって推定することができる。この計算法は各論で述べることにする。

軽荷重量および重心位置は船殻重量に機関部、電気部、漁撈部等の一切の機器および機装を含めて算出する。

さらに、満載状態の重量および重心位置は漁具、燃料、清水、漁獲物等一切の搭載重量を軽荷重量に加えて算出する。

なお、FRP 既存船の軽荷排水量と主要寸法の相乗積との関係を第2図に示したが、漁業種類により装備機器類の重量が異なるので、船殻重量を正確に推定する資料とはならないので、参考程度としたい。

計画満載状態の排水量が既存船に比較して過大な場合には乾舷が小さくなり過ぎ、重心高さ KG が過大であれば GM (メタセーター高さ) が小さ過ぎる



第2図 FRP 船の LxBxD と軽荷排水量との関係の実例

事になるので、復原性能上を低下させぬ為、漁撈機器類、漁具類の重量軽減と装備位置の低下、魚倉や燃料タンク等の容積削減等の処置を英断をもって実施し、極力重心を下げるよう心掛ける必要がある。

⑥：概略線図

主要寸法と計画満載状態の排水量および前後方向の重心位置が定まると、これを満足する線図を書くことが出来る。

当初は概略の線図(フリーハンド)でも良いが、この段階で浮心の前後位置を上記の重心前後位置に一致させた場合、船首部または船尾部が極端に肥大しないかを検討し、無理な船型とならないように一般配置図にまで立ち帰って検討を加える必要がある。

⑦：復原性能の推定

線図がほぼ固まった段階で復原性能を検討する。若し、復原力不足の場合は①の主要寸法にまでもどって再検討する必要がある。

復原性能については各論で詳細に説明する。

⑧：その他諸性能の推定

耐航、操縦ならびに推進性能等を推定し、若しこれらの諸性能が不十分の場合は、一般配置図との関連で線図の修正のみで足りることもあれば、主要寸法にまで立ちもどって再検討すべき場合もある。

諸性能については各論で詳細に説明する。

⑨：基本設計

①～⑧までの基本計画を十分に練ることによって、船の概要が決まったならば、初めて次の基本設計に進む。

2. FRP 漁船の基本設計

(1) 基本設計の手順

基本計画が終わると線図、排水量計算、一般配置図、中央横断面図、それに基づいて重量重心トリム等計算、及び諸性能を正確に検討する。これらを基本設計と称する。

基本設計の手順は第3図(次頁)に示す「基本設計の流れ図」に従って行なえば良いので説明は省略する。

(2) 基本設計の要点

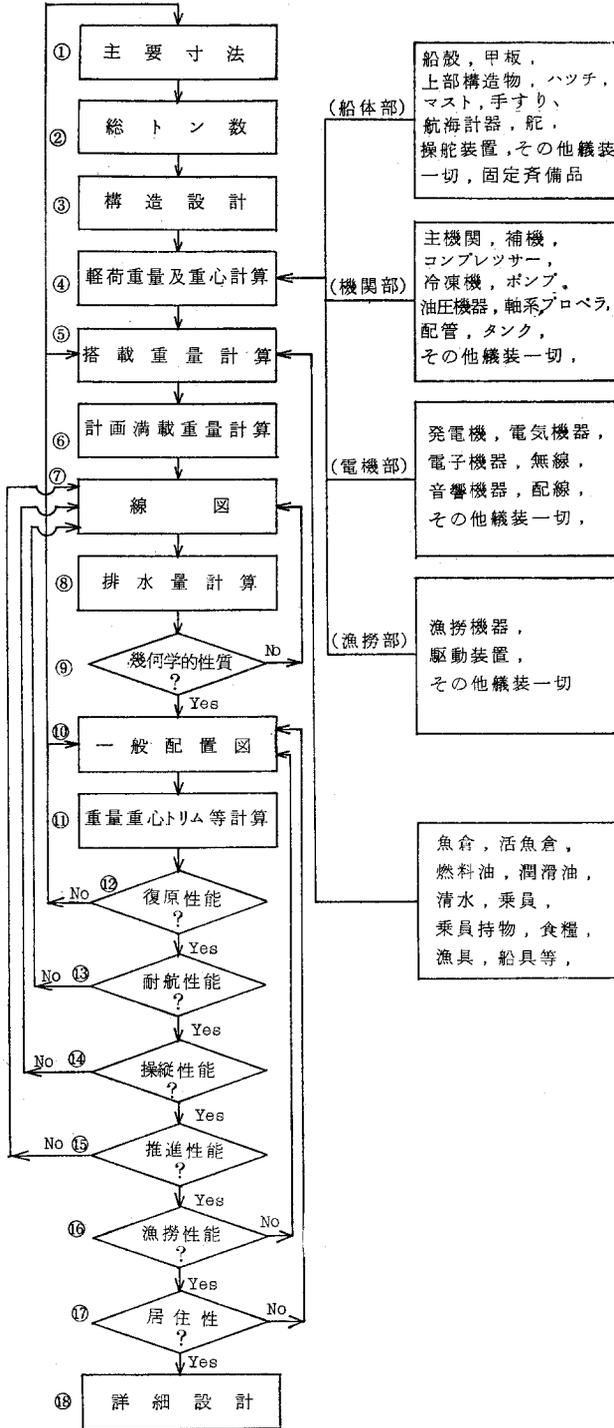
基本設計を進める段階での注意すべき項目については、第3図の流れ図の右側欄に要点として示しているので参照されたい。

II 各論

1. トリムと重量重心等の計算

FRP 漁船の設計では、重量と重心高さの算定が、復原性能に重大な影響を及ぼすことについてはすでに述

〔要 点〕



第3図 基本設計の流れ図

- ① B/Dは適切か?
- ② 総トン数は規定に納まっているか?
- ④ 甲板構造・上部構造と重量・重心は?
漁撈機械の重量・重心は?
船全体の重心の上昇は? KG/Dは?
- ⑤ 魚倉容積は過大では?
漁具規模は過大では?
燃料タンクは充分か? 過大では?
- ⑥ 重心の前後位置・高さは?
KG/Dは?
- ⑦ 肥瘠係数は適切か(推進及び復原・耐航性能)?
浮心位置は? 水線面積は充分か?
操縦性能は? 船首尾のシヤア、フレヤア形状は適切か?
予備浮力は充分か? 横揺は?
- ⑩ 復原及び耐航性能は?
推進及び操縦性能は?
漁撈性能及び居住性は?
- ⑫ GM, 乾舷, トリム, トリム調整, 横揺周期, 横傾斜角, 予備浮力, ビルジキール, タンク配置, 機械重量, バラスト, ボックスキール, スケグ, 一般配置
- ⑬ 肥瘠度, 船首尾形状, 向波および追波対策としてシヤア, フレヤア, 船首尾の予備浮力, ブルワーク高さ, トリム, 水はけ
- ⑭ 船首尾形状と保針性, トリム, 水面上と水面下の側面積比, スケグ, ボックスキールと旋回性能, 舵形式
- ⑮ 排水量型では肥瘠係数と船型, 高速型では特に後半部チャイン形状とトリム, プロペラ前部の船型, プロペラの選択, プロペラ深度
- ⑯ 縦揺周期, 横揺周期と傾斜角, 漁撈作業による横傾斜, 船首尾の波の打込みと水はけ, ブルワーク高さ, 作業の指揮・監督の難易, 作業の安全性, 作業の難易
- ⑰ 縦揺, 横揺, 通風, 換気, 温度, 照明, 振動, 騒音, 容積

(船体部)
船殻, 甲板, 上部構造物, ハッチ, マスト, 手すり, 航海計器, 舵, 操舵装置, その他機装一切, 固定資備品

(機関部)
主機関, 補機, コンプレッサー, 冷凍機, ポンプ, 油圧機器, 軸系プロペラ, 配管, タンク, その他機装一切,

(電機部)
発電機, 電気機器, 電子機器, 無線, 音響機器, 配線, その他機装一切,

(漁撈部)
漁撈機器, 駆動装置, その他機装一切

魚倉, 活魚倉, 燃料油, 潤滑油, 清水, 乗員, 乗員持物, 食糧, 漁具, 船具等,

べたが、漁船のように載荷状態あるいは作業時の漁撈作業状態によってトリムが著しく変化する船については、排水量計算実用をトリム付きの水線で行なうことが大事である。

ここではトリム付き排水量計算の必要な理由と重量重心トリム等計算の基本について述べることにする。

(1) トリム付き排水量計算の必要性

一般には計画の BL に平行な水線で排水量計算を行なうが、船の完成後に行なわれる軽荷状態に近い傾斜試験時の排水量はトリム補正をしても不正確な場合が多く、そのため次式で計算される GM の値に第1の誤差が入る。

$$GM = \frac{w \times l}{\tan \theta \times \Delta} \quad (\text{傾斜試験}) \quad \dots\dots(1.1)$$

- ここに、 w ……移動重量 (t)
- l ……移動距離 (m):
- $\tan \theta$ ……(さげ振りの移動距離) ÷ (下げ振りの長さ)
- Δ ……排水量 (t)

次に、重心の高さ (KG) は次式で計算される。

$$KG = (KB + BM) (\text{計算値}) - GM (\text{上式の値}) \dots\dots(1.2)$$

ところが船尾トリム付の排水量計算の BM は、一般

に BL に平行な水線で行なった排水量計算の BM' よりも大きくなり、普通の丸型船型では特にその差が大きい。この理由はトリム変化によって水線面の形状が大幅に変化するためである。この両者で計算した軽荷状態の重心高さは次式の通りである。

$$\left. \begin{aligned} KG &= (KB + BM) - GM = KM - GM && (\text{トリム付}) \\ KG' &= (KB' + BM') - GM' = KM' - GM' && (\text{トリムなし}) \end{aligned} \right\} \dots\dots(1.3)$$

ここで、 $GM \approx GM'$ 、 $KB \approx KB'$ と仮定しても一般に船尾トリムでは $KM > KM'$ であるために $KG > KG'$ となる。ここに第2の誤差が入る。

従って、 BL に平行な水線で行なった排水量計算結果を使用し、船尾トリムの大きい状態で行なった傾斜試験結果の GM で重心高さ KG を計算すると、実際より KG を低く算定したことになり、その差は往々にして20%にも及んでいるので、復原力計算結果による安全性判定に危険な誤りを招くことになる。

(2) 軽荷重量重心の算定法

第1表に船体部を例に重量重心の計算法を示しているが、機関部、電気部、漁撈機械部等も同じ計算方法

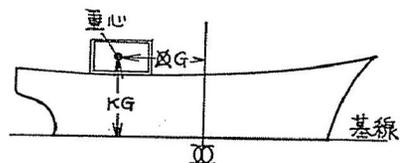
第1表 船体部計画重量重心算出表

部材名 (記号)	材質	寸法 (m)	体積 (m³)	比重 (t/m³)	重量 (t)	船の前後方向		船の上下方向	
						G*1 (m)	モーメント (t-m)	KG*2 (m)	モーメント (t-m)
			a	b	a × b	c	a × b × c	d	a × b × d
キール	FRP	10.5 0.6 0.012	0.075	1.7	0.13	-0.5	-0.065	0.0	0.0
船底外板	FRP	2 × 12.7 0.9 0.010	0.23	1.7	0.39	1.0	0.39	0.6	0.24
船側外板	FRP	2 × 12.7 1.32 0.010	0.33	1.7	0.56	1.0	0.56	1.0	0.56
上甲板	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮
(1) 船体部小計					e		f		g
					15.0		18.6		17.1

(注) 機関部、電気部、漁撈機械部、測器部、一般艀装・備品部、固定パラストについても同様の方法で小計を求める。

*1 船の中央断面から各部材の重心までの水平距離、船尾側を正とする。

*2 船の基線から各部材までの高さ。



第2表 計画軽荷状態重量重心算出表

項 目	重 量 (t)	船の前後方向		船の上下方向	
		$\overline{\overline{G}}$ (m)	モーメント (t-m)	KG (m)	モーメント (t-m)
(記 号)	e		f		g
(1) 船 体 部	小 計	15.5	18.6		17.1
(2) 機 関 部	"	3.7	24.6		2.1
(3) 電 気 部	"	1.2	6.0		0.6
(4) 漁 撈 機 械 部	"	1.8	1.8		3.6
(5) 測 器 部	"	0.3	0.6		0.6
(6) 一般艀装・備品部	"	0.2	-1.0		0.2
(7) 固 定 パ ラ ス ト	"	1.0	-5.0		0.2
合 計 (軽荷状態)		23.7	45.6	1.03	24.4
	(W _L)	$\overline{\overline{G}}_L$	(KG _L)		
		$\frac{45.6}{23.7}$	$\frac{24.4}{23.7}$		

で各部の重量と船の前後方向および上下方向のモーメントを計算し、第2表にこれを合計して計画時の軽荷状態の重量 W_L と船の前後方向の重心位置 $\overline{\overline{G}}_L$ および船の上下方向の重心位置 KG_L を算定する。

これらの値が妥当であるか否かを判断する必要がある場合には、 $W_L/(L \times B \times D)$, $\overline{\overline{G}}_L/L$, KG_L/D 等の値を既存船の値と比較検討することが大事である。

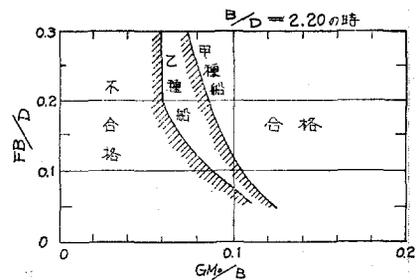
各載荷状態の重量重心等の計算は軽荷状態を基にし、同計算方法で燃料油、清水、漁獲物、漁具等の重量重心を夫々見積った結果を積上げて計算し、この結果を使って排水量等曲線図から吃水、トリム、GM、乾舷等必要な項目を計算して計画重量重心トリム等総括表にまとめるのが通常の手順である。

2. 復原性能の検討

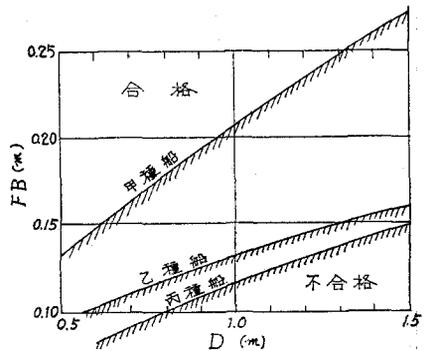
(1) 判定の基準

総トン数20トン未満の漁船の復原性能の良否の判定には、小型漁船安全基準¹⁾第6章に記載されている基準を使うのがよい。同基準は船体の材質の区別はなく、その漁業種類と使用海域の避泊地までの航走時間とによって漁船を甲、乙、丙の3種に分類し、それぞれに対して船の主要寸法等に応じた必要最小乾舷 (FB) とメタセンター高さ (GM) を示している。同基準の要求内容は、第4図および第5図の限界線と、式(2.1), (2.2), (2.3) によって求めることが出来る²⁾ので、設計の際にこれらを利用して同基準を下廻ることのないように確認する必要がある。

$$GM \geq GM_0 + 0.1 \times (B/D - 2.20) \text{ (m)} \dots\dots (2.1)$$



第4図 メタセンター高さ GM の限界線 (乾舷 FB に応じて決められる)



第5図 必要乾舷量 (FB) の限界線 (船の深さ D に応じて決められる)

ただし、 GM_0 : 第4図により、設計船の主要自と乾舷値 (FB) に応じて求められる。

B/D : 設計船の幅・深さ比。ただし、船の長さ50%の以上の長さの隆起甲板を有する

漁船では、 D の代りに次式の H の値を使う。

$$H = D + \frac{h \times l}{L}$$

ただし、 h ：隆起甲板の高さ (m)

l ：隆起甲板の長さ (m)

$$GM \geq \frac{M_F}{\Delta_F \times \tan(12^\circ)} \quad (\text{m}) \dots\dots\dots (2.2)$$

ただし、

M ：漁具等の操作により生ずる横傾斜
モーメント (t-m)

Δ_F ：操業時の船の排水量 (t)

$$GM \geq \frac{M_F \times B}{2 \times \Delta_F \times FB_M} \quad (\text{m}) \dots\dots\dots (2.3)$$

ただし、 FB_M ：操業時の船の最低乾舷 (m)

総トン数 20 トン以上の漁船の復原性能は現在のところ動力漁船の性能の基準の別表第 5，ないしは船舶安全法中の船舶復原性規則第四章の二，および満載吃水線規則第四章に要求される限度以上の性能とする必要があるが，それらの内容はここでは省略する。

なお，漁船の船型，構造および使い方の相違は甚だしく，時には上記の基準や規則にのみ依存することに疑問が生じる場合があると思われる。その際の設計者の判断の助けになるものとして，安全性示数 C_1 ， C_2 および C_3 による判定方法がある¹⁰⁾。この方法は，漁船の転ぶく現象が 3 通りの過程の何れかを迎えるものと仮定し，それぞれの現象に対する理論的解析によって転ぶくの起こり難さの程度を判定示数の値で表わしたもので，それらが 1.0 より大きい場合をもって安全と判定しようとするものである。

(社)漁船協会では面倒な計算を要するこれらの示数を電算機で求めるプログラム¹⁰⁾を持ち，計算依頼の受け入れ態勢ができていたので，それらの解析を希望する場合には是非このシステムを利用することをお勧めする。

FRP 漁船の場合は，計画時に比べて完成時の船の重心位置が一般にやや高目になる傾向があるので，同基準よりも多少ゆとりのある設計をすることが望ましい。また，設計に際しては操業を含めた船の使用状態を船主や乗組員とよく打ち合わせ，完成後の使い方が設計時と大差が生じないようにするのも，設計者の大切な仕事の一つといえる。

(2) 高速急旋回時の外傾の問題

最近では，一昔前に比べて船の速力が大幅に増大してきたためか，急旋回の時に外側に大傾斜を起こす FRP 漁船を時々見受けられることがある。そのような傾向が

予想される漁船では，上記の基準を満足させるだけではなく，使用状態時の GM を (2.4) 式に示す値以上にする必要がある。

$$GM \geq \frac{k}{\Delta \times \tan \theta_T} \times \left\{ \frac{\Delta}{9.8} \times \frac{U^2}{R} \times n - F(f-n) \right\} \dots\dots (2.4)$$

ただし、

k ：船型等による修正係数。特に類似船の資料がなければ 1.0 とする。

Δ ：船の排水量 (t)

θ_T ：定常旋回時に許される船の定常外方傾斜角 (度)

U ：定常旋回時の船の速力 (m/s)

R ：定常旋回時の推定旋回半径 (m)

n ：船の重心と横水圧中心との垂直距離 (m)

$$n \approx KG - \frac{d}{2} \quad (\text{第 6 図参照})$$

d ：船の型きつ水 (基線上) (m)

f ：船の重心と舵圧中心との垂直距離 (m)

(第 6 図参照)

F ：舵に加わる水圧の左右方向の分力 (t) で (2.5) 式で表わされる

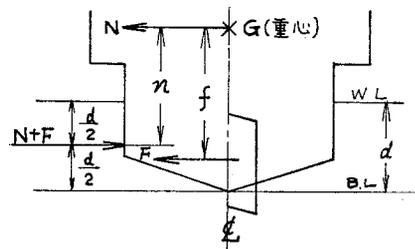
$$F \approx \frac{1}{2} \times \frac{1.025}{9.8} \times A_r \times U^2 \times C_L \dots\dots (2.5)$$

A_r ：舵面積 (m²)

C_L ：舵の揚力係数。特に資料がなければ 1.5 とする。

いま，一例として $\Delta=10$ t， $\theta=10$ 度， $U=7$ m/s (約 14 ノット)， $R=15$ m， $KG=1.2$ m， $d=0.6$ m， $A_r=0.5$ m²， $f=1.5$ m の船を考えると (2.4) 式により $GM \geq 1.05$ m となり，それ以上の GM にしないと定常旋回時に 10 度以上の外側傾斜を生ずることが推定される。 k の値を類似船の試験結果から逆算して予め求めておけば更に正確な推定ができる。

排水量が軽い FRP 漁船では，きつ水が浅く，船の重心が高くなり易い傾向があるので，上記で判る通り設計時には上甲板の構造物や装備品の重量をできるだけ軽減して船の重心を下げることに努め，かつ B/D



$$N = \frac{\Delta}{9.8} \times \frac{U^2}{R} \dots\dots \text{遠心力}$$

第 6 図 (2.4) 式に使用される記号の説明図

の値を木船や鋼船に比べて多少大きめにして GM の増大を図ることが必要となるが、その結果船の横揺れ周期は短くなり、乗り心地が悪くなる欠点が出易くなる。従って、この欠点をどうやって補うかが設計者の腕の見せ処となる。

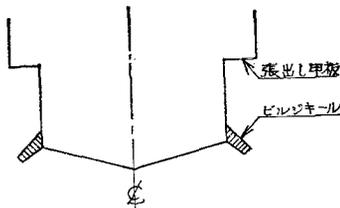
その手段としては後述のように、横揺れの減衰対策を考えると共に、場合によっては船底に若干の固定バラストを入れることを計画的に考慮し、船の幅の増大を適度におさえることも有効な手段といえる。ただし固定バラストの積載量にも自ら限度があるから、それ以上 GM を増加させねばならぬ時は B/D の増大を図るしかないが、 B/D の値を 2.8 以上にすると波浪中での復原性・耐航性が低下してくる傾向があるので、ここにも限界が生ずる。設計を進めてゆく過程でこのような限界に突き当たった場合には、船の器に応じた装備なり使い方なりをするよう、もう一度船の基本計画を練り直す必要がある。この段階で船主や漁撈長等に妥協して復原性能に問題のある船を設計することは厳に慎まねばならない。設計者は断固として大なたを振って欲しいものである。

3. 耐航・操業性能の検討

(1) 横揺れ減衰対策

漁船は復原性能が十分にあって、波の中で船の横揺れや船側からの波の打ち込みが激しくはよい漁船とはいえない。FRP 漁船は一般に前述のように在来の木船や鋼船よりも GM を大きくしなければならぬので、上述の欠点が出易い船といえる。したがって FRP 漁船の出現初期にはこの点が FRP 漁船の大きな欠点として不評を買ったこともあったが、現在では多くの場合、設計時にその横揺れ防止対策が採られ、そのような批判は全く影をひそめた感がある。

その最も有効な対策としては、船の断面形状を第 7 図のように角型とし、張り出し甲板を設け、かつビルジキールを付けるのがよいとされている。この方法で船の横揺れ周期が長くなることはないが、横揺れ角度が大幅に減少して波の打ち込みも減り、乗り心地と操業性能が格段に向上して、木船や鋼船以上の性能を得



第 7 図 船のローリング角度を減少させ易い船型

るに至っている。

(2) 航走時と停船時の船首揺れ

帰航時等に、追い波を受けて船の針路が左右に大きく振られ易い船は、いわゆるブローチング現象による転ぶくの危険があるので、そのような船ならぬよう設計時に注意を要する。

その具体的防止策としては、船尾にスケグをつけ、あるいは和船式の長い落とし舵をつけることが有効であるが、それと共に船首部のきつ水を浅くし、かつ船首の傾斜を大きくしてその船底をカットすれば、より有効となる。

しかし、あまり上記の対策ばかりを考えすぎると、旋回性能が低下したり、停船して風に立てて操業をする際の船首の振れまわりが大きくなり、操業能率を阻害する。従って、この両者を適当に妥協させた船型とし、あるいは操船者の使い方までを考慮に入れた設計をすることが必要となる。

船首のふれまわり対策としては、設計時に風圧を受ける甲板室等をできるだけ船尾に移し、船首に落とし舵を設け、あるいは操業中に船首部の活魚そうやバラストタンクに灌水すること等の方法が挙げられる。

4. 船型と馬力・速力の推定法

(1) 漁船の速力と船型

漁船の船型の選び方は計画速力に応じて行なわなければならないが、船型学では速度は次に示す無次元値を使用している。

フルード数: $F_n = V/\sqrt{Lg}$ (物理的な必要性により使用する。)

フルード数: $F_{n\Delta} = V/\sqrt{\nabla^{1/3}g}$ (実用上同一排水量で比較検討する場合や高速船型に使用する。)

ここに、 V : 速度 (m/s)

L : 水線長さ (m)

∇ : 排水容積 (m³)

g : 重力の加速度 (9.8 m/s²)

次に漁船はどのようなフルード数 F_n の範囲で使用されているかを、他の船舶と概略の比較をすると、

- タンカー、貨物船 0.2 以下
- 高速客船、高速貨物船、コンテナ船 0.3 以下
- 一般漁船 0.45 以下
- 沿岸小型漁船 1.0 以下
- 高速艇 0.8 以上

となり、漁船は一般に高速であることがわかる。特に沿岸小型漁船は高速のものが多く、例えば水線長さ 10 m および 12 m の船で速力 18 ノットでは $F_n=0.94$ お

よび0.85に相当し、高速艇の領域に入っているといえる。

次に、漁船の船型を F_n で大別すると次の通りになる。

- $F_n < 0.4$ 排水量型 (中・低速型漁船)
- $0.4 < F_n < 0.8$ 半滑走型 (高速型漁船)
- $F_n > 0.8$ 滑走型

排水量型船型で推進性能の良好な船型は、一般に丸型で細長く、肥瘠係数の小さな船型であるが、半滑走型船型ではハードチェーン・トランサム型となり、さらに高速を要するものは高速艇型となる。

(2) 排水量型船型

排水量型で速力を出し易い船型 (馬力消費の少ない船型) とするには、一般的に次のようにするとよい。

- (イ) $L/\nabla^{1/3}$ を大きくすること。(Lは水線長さ)
- (ロ) C_p を小さくすること。
- (ハ) 浮心の位置を水線長さの中央から船首尾に数パーセントとすること。
- (ニ) 水線入射角を小さくすること。

ただし、a)~d) は船型によっては必ずしもあてはまらない場合がある。

特に注意すべきことは、低いフルード数において速力性能の優れた船型が必ずしも高いフルード数においても優れているとは限らない。肥った船型は低いフルード数では有利であるが、漁船の実用速度に相当するフルード数0.3~0.35では極めて不利な船型となるから、主機関馬力の増大によって速度を増そうとするのは全く不経済な方法である。

(3) 半滑走型船型

半滑走型で速力を出し易い船型 (馬力消費の少ない船型) とするには、一般的に次のようにするとよい。

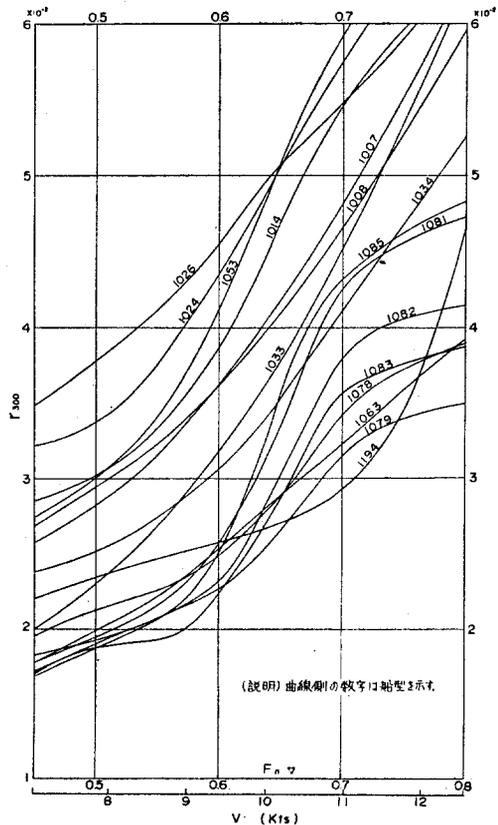
- (イ) ハードチェーンの側面形状を出来るだけ直線に近くし、無理な曲がりや不必要なウェッジ (くさび型) は付けないこと。
- (ロ) 許容される範囲内で、できるだけ $L/\nabla^{1/3}$ を大きくすること。すなわち船体重量を軽くし、復原性能の許す範囲内で水線長さを長くすると有利である。
- (ハ) 船の重心位置は高速になるほど後方にし、トランサムから重心までの距離は水線長さの45%程度とすること。
- (ニ) 初期トリムにより船体抵抗が大幅に変わる。これは特に船尾部の側面および平面のチェーン形

状が影響するものと思われるので一概には言えないが、チェーンと水線が平行となる程度のトリムが良さそうである。

- (ホ) 和船型でプロペラ軸上下式よりも、スケグ式(キール式)の方が推進性能上は有利である。スケグ後端の断面は流線型とすること。

(4) 漁船の馬力推定法

船舶はその使用目的に応じて採算性を十分に考慮した上で速力を決めるのが基本である。特に漁船は漁業種類、船の規模、操業方法、出漁海域、航海日数等の相違により要求される速力が異なる。しかし、速力は主機関馬力と機関室の容積、消費燃料油の容積と重量等に関連するので、限定された船の枠内では魚倉容積、漁撈機械の装備重量や漁具規模等にも影響するところが大きいために漁船の採算面で大きな要素となるであろう。漁船の船型は要求される速力に応じて、選定すべきである事は前述の通りであるが、現実の船では船型の良否は無視され、極めて肥った船型に大馬力



第8図 日本漁船船型の全抵抗係数 τ_{200} (排水量300トンに換算)

の主機関を搭載し、馬力で強引に速力を上げようとする傾向のものが非常に多く、この結果として最近の燃料油の高騰が漁業経営を圧迫し、あるいは種々の海難事故を引き起こす原因ともなっている。

それでは、計画船の船型と馬力と速力の推定はどのようにして行なったら良いか？

漁船用に開発された馬力推定法を以下に紹介する。

(イ) 漁船の有効馬力推定用図表 (通称 高木チャート³⁾)

この図表は木造かつおまぐろ漁船を母型とする系統模型の水槽試験結果を基にしたもので、 $F_n \leq 0.38$ の中・低速型漁船用であり、 $\varphi (=C_p)$ 、 $\nabla / (\frac{L}{10})^3$ 、 B/T ($=B/d$) の三つの船型要素により有効馬力 ($EHP = R \times V/75$) を推定するものである。

(ロ) 漁船船型の有効馬力算定式 (土屋の式⁴⁾)

この推定式は、漁船研究室において10数年にわたって実施した模型船の水槽試験結果に、外国において行なわれた試験結果を加えた多数のデータを基に、統計解析の手法により解析して推定式としたものである。この式は C_p 、 $L/\nabla^{1/3}$ 、 B/T 、 LCB 、 $\frac{1}{2}\alpha_E \dots$ 等10船型要素を使用し、 $F_{nv} \leq 0.8$ の中・低速型漁船用である。この式は実用船型を基にしたものであるから、データの分布範囲内では、船型要素も多いので推定精度は高い。

なお、この解析では水槽試験結果をすべて次次に示

すように排水量300tに換算した全抵抗係数 γ_{300} で行なったので、その中から日本漁船について γ_{300} を比較したのが第8図(前頁)である。同一排水量、同一速力のもとでの γ_{300} の値は船の軸馬力とほぼ比例関係にあるから、同図によりそれらの船型の優劣の差が極めて大きいことがわかる。

$$\gamma_{300} = R / \frac{1}{2} \rho \nabla^{2/3} V^2 \dots \dots \dots (4.1)$$

ここに、

R : 排水量300tの船の全抵抗 (kg)

ρ : 海水の密度 (104.61 kg-S³/m⁴, 15°C)

∇ : 排水容積 (300/1.025 m³)

V : 排水量300tの船の速度 (m/s)

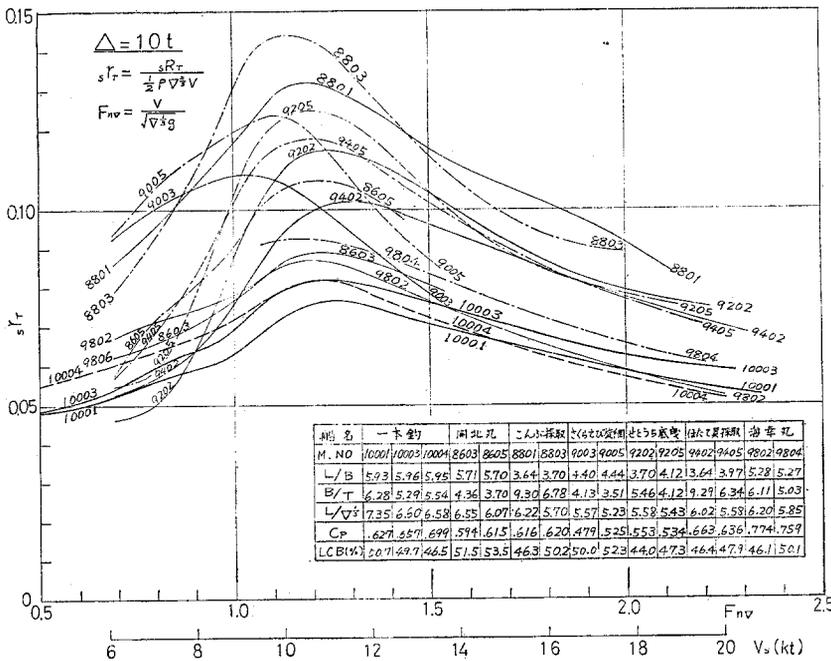
軸馬力 (SHP) \propto 有効馬力 ($EHP = R \times V/75$ PS)

$$\therefore SHP \propto \gamma_{300} \times V^3 \times \nabla^{2/3} \dots \dots \dots (4.2)$$

(ハ) (仮称) 小型FRP船の式⁵⁾

この推定式は20トン未満のFRP船を対象として行なった系統模型の水槽試験結果を、排水量22.5tの全抵抗係数 $\gamma_{22.5}$ に換算し、統計解析の手法により馬力推定式を求めたものである。式は4個の船型要素 $L/\nabla^{1/3}$ 、 C_p 、 B/T 、 LCB を使用した基本計画用の簡易式と、船型要素12個を使用した精密計算用のものと2種類がある。ただし、この式は現在 $F_{nv} = 1.2$ (排水量10, 20, 30, 40tに対して夫々約11, 12, 13, 14ノット相当) までのものであり、今後さらに高速部を追加することになっている。

このような統計解析結果の馬力推定式を使用する際



第9図
FRP 小型漁船
の全抵抗係数
(排水量10トン
に換算)

の注意事項は「土屋の式」でも同様であるが、

- (a) 解析に使用した船型要素の定義に従って船型要素を算出すること。
- (b) 原則として式の使用説明に示されている使用可能範囲内での利用にとどめること。
- (c) 小型 FRP 船の式の場合は母型と著しく異なる船型には使用しないこと。

などであり、これらを見逃して計算した場合には精度は保証されないので注意を要する。

(5) 各種 FRP 漁船の抵抗試験結果

漁船研究室で水槽試験を行なった7隻の半滑走型の抵抗試験結果を排水量 10 t の全抵抗係数に換算して示したのが第9図(前頁)である。これらの船型にはモデル設計4隻を含み、他の3隻も良好と思われる船型であるが、全抵抗係数(軸馬力にほぼ比例する)の差が著しいことに注目すべきである。これらの殆んどものが夫々異なる漁業種類の船であるから、復原性能確保のために船の主要寸法比が異なることは止むを得ないが、抵抗性能上は主要寸法の選定が決定的といえそうである。すなわち同図中の表に船型要素を示しているが、全抵抗係数のピーク附近 ($F_{Rv}=1.2$ 前後) より高速部分においては、 $L/\nabla^{1/3}$ の大小により全抵抗係数の大小がほぼ判別でき、軽量で水線長さの長い船型が有利であることを示し、そのような船型は L/B の大きな細長い船型であることが明白である。

従って、高速船型の設計に当っては、復原性能を充分に確保した上で、軽量化を計ると共に細長くすることが要点であり、加えて前述のように無理のないチェーン形状とする必要がある。

5. プロペラ設計の要点

(1) プロペラ設計に必要な項目

プロペラを設計するに当たって正確に知っておかなければならないのは、船の有効馬力とプロペラの出す推力、プロペラに入る流れの速度(プロペラ前進速度)等であるが、これらの値を求めるために次の資料が必要である。

線図、一般配置図(船尾部詳細図を含む)、排水量等測線図、各載荷状態の吃水・排水量・トリム、主機関出力と回転数(主機関性能曲線)、プロペラ回転数(減速比)、計画速力等。

(2) プロペラ設計手順と要点

主機関馬力の選定は、基本計画および基本設計の段階で類似船の推進係数 ($PC=EHP/SHP$) などから

若干の余裕を見て定められるのが普通である。このようにして、船型が定まり主機関の主要項目が決まった後プロペラの詳細設計に入る。

(イ) 推進係数 PC

プロペラの設計は与えられた船と主機関によって、効率よく計画速力を出し得るプロペラの主要目を算出することが基本である。

推進係数を分解して考えると次式のように種々の効率の積の形に表わされる。

$$PC = \frac{EHP}{SHP} = \eta_T \times \eta_H \times \eta_0 \times \eta_R \dots \dots \dots (5.1)$$

ここに

PC …推進係数 ($\eta_H \times \eta_0 \times \eta_R = \eta_P$ を推進効率という)

η_T …伝達効率

η_H …船殻効率, $\eta_H = (1-t)/(1-w) \dots (5.2)$

t …推力減少係数

w …伴流係数

η_0 …プロペラ単独効率

η_R …プロペラ効率比

または、 $\eta_P = \eta_H \times \eta_0 \times \eta_R \dots \dots \dots (5.3)$

ここに、 η_P …推進効率

(ロ) 伝達効率 η_T

主機関の馬力は、逆転装置、減速装置、スラスト軸受、中間軸受、船尾管軸受等の軸受を経てプロペラに伝達されるが、ギヤー等による機械損失や軸受による摩擦損失があるので、プロペラには主機関馬力から機械損失を差引いた馬力が伝達される。この効率を伝達効率という。

小型漁船用主機関のように、逆転・減速装置後方の出力軸で主機関性能曲線が出されているものについては、軸受の損失のみを考えれば良く、その値は軸受1個当り機関出力の2~3%と考えられる。

(ハ) 船殻効率(或いは船体効率) η_H

船がプロペラによって前進している時に、船の船尾の流れの様子によって定まる効率であり、肥瘠係数、船型、プロペラ前方の形状(和船型、スケグ式、シャフトブラケット式等)、プロペラ軸数などによって異なる。

船殻効率は $(1-t)/(1-w)$ で表わされる。

ここに t は推力減少係数と呼ばれるものであり、速力 V で船が曳航された時の抵抗 R よりも、船がプロペラで前進するために出している推力 T の方が大きくなるので、次式のように定義している。

$$\frac{T-R}{T} = 1 - \frac{R}{T} = t \text{ (推力減少係数)} \dots (5.4)$$

又は $\frac{R}{T} = 1 - t$ (5.5)

プロペラの作動により船尾附近の流れが船速よりも速くなるので、実際には船体抵抗が曳航時に比較して大きくなるため曳航時と同じ速度で走るには抵抗増加分だけ余計に推力を必要とするが、見方を変えて曳航時の速度に相当する抵抗と同じ推力ではその速度が出せないため、見掛上推力が減少したことになり、このように呼称される。

また、 w は伴流係数と呼ばれるものであり、プロペラに入る流速（プロペラ前進速度） V_A は船速 V と異なるので、次式のように定義している。

$\frac{V - V_A}{V} = 1 - \frac{V_A}{V} = w$ (テイラーの伴流係数).....(5.6)

又は、 $\frac{V_A}{V} = 1 - w$ (5.7)

船殻効率 t 、 w によって定まるが、この推定を正確に行なえるか否かがプロペラ設計結果の良否を左右するといえるので慎重に検討する必要がある。

w と t の概略値は、第3表の通りである。

第3表 伴流係数 w と推力減少係数 t の概略値

船型		w	t	備考	
排水量型 (丸型)	C_B	0.60	0.30	0.21	
		0.65	0.35	0.25	
		0.70	0.40	0.28	
		0.75	0.45	0.32	
半滑走型 (ハード チャイ ン)	和船型	0~0.10	0.1~0.2	スケグ過大, 後端処理不良 0.35以上	
	スケグ式	0.2~0.30	0.2~0.3		

(二) 推進器効率比 η_R

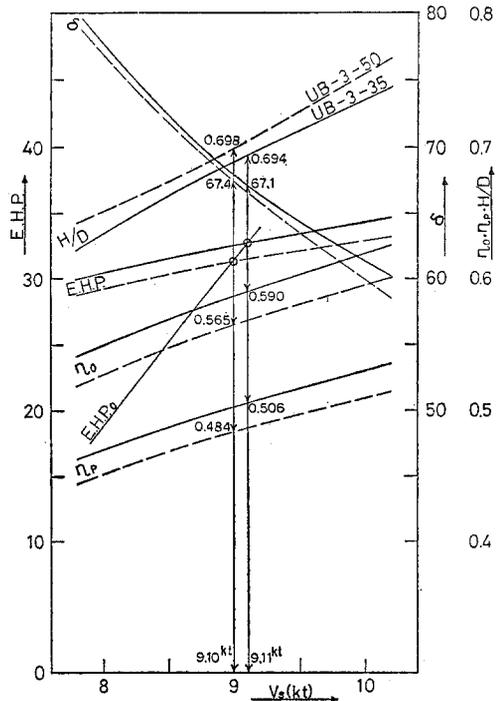
プロペラ単独の効率とプロペラを船の後に付けた場合の効率の比であり、その値はおおむね1.0前後であるが、プロペラ設計時には1.0としても良いであろう。

(ホ) $\sqrt{B_P} - \delta$ 図表によるプロペラ主要目の算定

(イ)~(ニ)までの基本的な部分が済んだので、次は設計図表の適当なものを選んで計算の段階に入る。

設計図表は運研型(元運輸技術研究所、現在の船舶技術研究所で開発した翼型によるもの)、トルスト型などが一般に使用されるが、主要目の選定には $\sqrt{B_P} - \delta$ 型式の図表が便利である。

設計図表は翼数と展開面積比のシリーズになっているので、設計対象船に応じてどれを使用するか選ばなければならないが、例えば底曳網漁船のような推力を大きく要求される船やプロペラ回転数の高くなる高速型漁船は展開面積比の大きいものを選ぶのが基本であ



第10図 プロペラ計算結果

る。

あらかじめ推定される速度の範囲で3種類の速度についてプロペラ主要目とプロペラ効率 η_0 を算出し、先に求めた η_T 、 η_H 、 η_R との積によって PC あるいは η_P を算出し、これから EHP を求める。ここで求めた主要目や EHP はある想定した速度についてのものであるから、計画船の EHP_0 を前述の推定法により算出しておき第10図のような形で EHP 、 EHP_0 の交叉する点が求める設計となる。詳細についてはFRP漁船研究会ニュース第30、31号⁶⁾を参照されたい。

(3) プロペラ設計上の注意事項

(イ) プロペラを起振力とする振動対策

プロペラが定常な流れの中で単独に行動している限りでは振動は起こらないが、いったん船の後に付けたら振動の面で問題を生ずる場合が多い。肥った排水量型船型のプロペラ附近の流れは、伴流が平均して大きいのみならず、船体中心線の上部では流れが極めて遅く、両側は速く、下部では若干遅くなるような不均一な伴流となっている。プロペラは1回転中に不均一な流れの中を進むので、プロペラ1枚の翼にかかる荷重は1回転中に絶えず変動し、これが原因となって船尾振動を発生する。また、プロペラと船体との間隙が少ない場合はプロペラ表面から発生する圧力変動が船底

外板を振動させる原因ともなる。したがって、この対策としては極端な肥った船型は避けるべきであり、プロペラの間隙は「漁船のとも廻り事故の原因と対策に関する調査報告書」(漁船協会⁷⁾)に提案されている標準値程度とするよう奨める。

また、高速沿岸小型漁船の中には高速を要求される船らしからぬプロペラ前方の処理の多いものが多い。スケグ式では後端を流線型にすることで振動が止まり速度も上がった実例が多数あり、和船型ではプロペラ上下装置の垂直パイプや、シキヤスベリの後端の未処理など、振動の原因となる要素が残されているものが多い。

(ロ) 減速比の選定(回転数と直径)

主機関馬力が等しい場合に、船体抵抗が大きくて低速の船と船体抵抗が小さくて高速な船について、同じ最良効率となるプロペラ要目を算出すると、前者では低回転・大直径となるが、後者では高回転・小直径となる。ただし、ピッチ比は等しくなる。

このような性質があるので、主機関回転数が定まっている場合には、船体抵抗(有効馬力)を正確に推定して、プロペラ効率の良くなるプロペラ回転数すなわち減速比を選定することが大事である。

(ハ) シーマージンの推定

船が波浪中を航行する時は、波の影響のため船体抵抗は静水面よりも増大するが、この増加率は航行海域によって大幅に異なるのでつかみにくい。なお、船が小型になるほど小さな波でも抵抗増加が大きいのでは当然である。

また、船底外板に、かき、ふじつば、海藻類が付着することによっても船体抵抗は増加する。

プロペラの設計に当っては、これらの抵抗増加をシマージンとして見込まないと、プロペラが重くなって主機関に無理がかかることになる。シマージンを見込む方法は、計画船のEHPに15~30%のEHPの増加を見込む場合と、設計しようとするプロペラ回転数に2~3%増した回転数を使用する場合があるが、通常後者が用いられることが多い。

6. 完成時の性能の確認と資料の有効利用

船の設計を手順を踏んで実施するのは優秀な船を建造するためではあるが、その効果は単にそれだけに止まらず、それらの設計資料は次船の設計にも有効に利用することが出来る。従って、次々と優秀なFRP漁船を建造しようとする造船所では、折角の設計資料を次船の設計に生かして使えるものにしておくことが設計関係者の大切な仕事の一つといえる。特に復原性能については、それが過大となっても漁船の性能を低下

させる性格のものであるから、船が果たして設計通りに出来上がったかを完成時に正確に調べるため傾斜試験を是非励行して欲しい。

小型船の傾斜試験で不正確になり易い事項として、船のきつ水線と傾斜角の測定の問題がある。前者については、船の進水前にきつ水マークをよく確かめておくことが必要であり、後者については、できるだけ静穏な日を選んで、波の無い水面で試験を実施することが肝要となる。しかし、一般には仲々理想的な平穏な水面での実施は困難であるので、既に長期間の使用実績をもち、多少の波があっても正確な計測値が得られると各地で評価を受けている気泡管式傾斜計⁸⁾の使用を勧めたい。

また、傾斜試験結果をまとめる際に用いられる排水量等測線図は、トリム修正をしたものを用いない時には大きな計算誤差を生ずることがある。特に船の重心の高さKGの値に危険側の誤差(実際より低く出過ぎる)が生ずる可能性が強い。従って、出来るだけ傾斜試験状態のトリムで計算された排水量等測線図を用いることが望ましい。その計算の煩わしさを避けるには電子計算の利用を勧めたい。すなわち、(社)漁船協会では最大5個のトリム変化に応じた排水量等諸計算を容易に実施する電子計算プログラム⁹⁾を持ち安価な計算費で会員からの計算依頼に応じることとなっているのでその利用を勧めたい。

○参考文献

- 1) 水産庁小型漁船安全基準, 1972
- 2) 土屋 孟, 有路 実, 山越康行: 小型漁船の横復原性能と乾舷について, 漁船研究技報第27巻(通巻第61号), 1974
- 3) 高木 淳, 乾 崇夫, 中村彰一: 漁船の有効馬力推定用図表, 水産庁, 1950
- 4) 土屋 孟: 漁船船型の有効馬力に関する統計解析とその実用化について, 漁船研究報告第6号, 1973
- 5) (財)日本小型船舶工業会, (財)日本造船技術センター: FRP製船舶船型開発委員会報告書, 1976
- 6) 小林 務: 小型漁船のプロペラ設計等について, FRP漁船研究会ニュース第30, 31号, 1973
- 7) (社)漁船協会: 漁船機関部近代化研究会 漁船とも廻り事故の原因と対策に関する調査報告書, 漁船」第189号, 1954
- 8) 土屋 孟: 小型船用気泡管式傾斜試験器, 漁船研究技報第22巻第1号(通巻48号), 1968
- 9) 土屋 孟, 小林 務: 電子計算による漁船用排水量等諸計算方式について, 漁船研究技報第23巻第2号(通巻52号), 1969
- 10) 土屋 孟: 漁船の復原性能の理論的解析法について, 漁船研究技報第25巻(通巻57号), 1971

FRP 漁船の構造設計

FRP 漁船講座

東京大学

教授 竹 鼻 三 雄

1. FRP の構造設計とは

FRP の構造設計の中味を分類すると、

(1) 基本積層構成決定

ガラス繊維基材の組合せを定め、ガラス含量を設定して、FRP 板の強度特性を定める。金属材料にはない特別な術語で、積層設計ということもある。基本部材、すなわち中央部の外板、甲板などについて行なう。

(2) 各部積層構成決定

キール、ビルジ部、舷縁部、フレーム、縦通材、甲板-外板の継手、外板-隔壁の継手などのガラス繊維基材の配置を定める。工作図として積層要領図、継手工作図を作る。

(3) 縦強度、横強度、局部強度について、

外力推定、応力計算、許容応力決定、部材寸法決定、撓みの検討、を行なう。

または、

(4) 構造基準により部材寸法を計算し、決定する。

上記のような手順となるが、このうち、(1)、(2)は FRP 特有なものであり、(3)は構造基準のない特殊船、高速船などに採用されている方法である。構造基準は船舶安全上で決められた、普通の構造の普通の使い方をする船の最低寸法基準で、元来は管海官庁または船級協会が図面チェックのために作ったものであるが、造船所ではこれを設計基準のように思って使っている。構造設計の正道は(3)により、チェック段階で(4)を使うべきであろう。FRP 船についてはわが国では NK¹⁾ が試案を作っているが、まだ実用には使われず、LR²⁾(ロイド)が専ら使われてきた。しかし、その他に NV(ノルスケベリタス)、GL(ジャーマンロイド)、SR(ソ連邦ルール)等がある^{3),4)}。

以下に述べるところは、構造設計の全手順ではなく、まず FRP 材料の特異点を十分に説明し、どのような点に注意を払うべきかについて、在来材料船との比較において説明をするものである。

2. FRP と FRP 構造の特長

鋼船、アルミ船は国家規格で品質の保証された素材を購入し、加工、溶接、鉚接して船体に組立てるの

で、構造設計と溶接工作に気を使えば、良い船ができる。木材は天然材料であり、性質のバラツキが多いが長年の勤で良材、不良材を見分けることができ、これを伝統の固着法で木船に作る事ができる。したがってこれらの船の強度は、部材寸法(長さ、幅、厚さ)と材質規格(木材では甲 乙 丙材、鋼、アルミでは JIS や NK の規格)により定めることができる。

これに反してハンドレイアップ(一部スプレーアップを含む)による FRP 船体は、ガラスマット、ローピング布などのガラス繊維基材と、液状の不飽和ポリエステル樹脂とを原材料として、手で成型に積層していき、FRP 積層板と FRP 船体構造とを同時に作ってしまう(もちろん、甲板、上部構造を後から搭載し、2次接着、機械的固着を行なう作業があとに控えている)のが在来船と甚だしく異なった点である。原材料には一応の JIS 規格があるが、作業性や硬化反応のこまかい所までは規格で規定できない。鋼材に相当する FRP 積層板の良否は、ガラス繊維基材の組合せ方、樹脂の硬化条件、成形技術の良否によって左右され、予め規格で決めておくことはできない。

従って、構造寸法を船の大きさ、速力などによって一義的に定めるのは不合理であって、造船所の FRP 積層技術によって(木材の甲材、乙材、丙材等のごとく)構造寸法が変わってしかるべきであろう。もし一般的な構造寸法をどうしても定める必要があるならば、造船所の技術技能の標準をまず定めて、それらのうち、許し得る最低のものを対象とした基準を作る必要がある。しかし、このような構造寸法を、設備、技術とも優秀な造船所にまで強制するとなると、過剰強度の船(船体重量は重くなり、性能は低下する)を作ることになる。基準にはこの点の考慮を払う必要がある。

一時期、FRP は軽くて強い、というキャッチフレーズで成長したが、種々の実績を積むに従って、FRP の強さは、金属とは異なったものであって、力を受けて変形する状況、破壊の状態からみても、構造設計の際に特別の考慮が必要なが判ってきた。例を挙げると、FRP の強さと一般にいわれるものは、面内の

縦糸方向の引張強さをとっており、これに対しガラスの縦糸と45°方向の引張強さは約50~60%、板面に垂直のせん断強さは約50%、層間せん断強さは約8~15%、貫層引張強さは約2~5%となってしまう。

したがって、引張荷重だけを受けるFRP構造物は、文字通り軽くて強く作ることもできようが複雑な荷重を受ける船などは、充分強く作ると決して鋼船より軽くなるとは限らない(継手の多い木船よりは軽くなるが)。

つぎに、FRPは強さの大なる割に、弾性係数が低い(引張強さは鋼の35~45%、引張弾性係数は鋼の5~6%)のが利点とも欠点ともなる。強度が高くて薄いFRP外板に、縦方向だけロンジを通し、横方向は所々の横隔壁だけという、モーターポート、ヨットの船体は、波の衝撃をやんわりと受け、外板の変形でエネルギーを吸収する。これを下手に横フレームを入れて固めたり、外板を必要以上に厚くすると、衝撃をまともに受け、肋骨が折れたりすることがある。柳に風式の構造原則は、柔構造とよばれてFRP船の構造方式として推奨されている。しかし、このことは必ずしもFRP船全体に通用することではなく、推進軸の長い船で船体の縦剛性が低いと、軸系に過大な力がかかることがあり、船内の構造が剛であって外板の防撓材がこれに接している場合には、外板の変形で船内構造に接触して、肋骨頂部が折れるというようなことがある。

FRP漁船が大型化すると、二重底タンクとか、防熱冷蔵魚倉が必要となり、これらが強固に作られていると、柔らかな船体構造と見合わなくなり、その接点で破壊が起こることになる。このようにFRP漁船の船体はなんでも柔構造というわけにはいかなくなるであろう。要は構造設計に当り、構造思想を確立し、柔構造の一部に剛構造が存在するような中途半端を避けることが肝要である。

FRPのもう一つの大きな欠点として、性質にバラツキの多いことが挙げられる。原材料である樹脂(工場出荷時の樹脂液は硬化重合反応を中途でとめたような形になっており、保管中に徐々に変化している)、ガラス繊維(原繊維のバラツキと、集まり方、織り方のバラツキ)、触媒の混入方法のバラツキ、積層技能のバラツキ(厚さ、ガラス含量、ガラス繊維の配向)、積層時温度とあと硬化時温度のバラツキ、など変動要因は非常に多い。

バラツキを見るための材料試験片の切り出し、試験方法(チャックの掴み方、当たり方)、結果の整理方法(厚さ、巾の測定等)にさえも変動要因がある。造船

所の現場で作られるFRP船の積層板に、どの位のバラツキがあるかという広範なデータは得られていない。しかし、今ここに温度の管理された工場内で熟練工が作った試験用FRP板の1枚(1.2m×0.9m)の中から切り出した5箇の試験片についてのバラツキのデータ⁶⁾があるので、表1(次頁)に紹介する。実際の造船現場でのバラツキはこれを上回るものと思われる。米国のデータ⁶⁾であるが、平均値と最大、最小値を図示したものから値を拾って表2(次頁)に参考として示した。

表1からみると、変動率は10%~2.5%、平均4.4%となり、この場合材料の性能のバラツキに対する安全率は、変動率5%のとき1.18、10%のとき1.43をとるべきであるといわれている⁷⁾。この場合、不良品の出る確率は0.1%となる。

バラツキの多いことに関連して、FRPで注意しなければならないのは、構造設計は立派であっても、往々にして実船の積層板が設計時に予想した通りになっていないことである。これは、現場の積層手順が工程表から狂っていたり(遅延積層)、作業足場が不適当のために必要なしごき圧力がかけられなかったり、あと硬化が不充分であるために起こり易い。これらは作業管理の問題であるが、構造設計の具現のために最も必要な条件である。

FRP漁船の構造設計を行なう際の注意点を次に列挙する。

(1) FRPのメリットである軽量を殺さぬようにする。同一仕様の鋼船、木船に比較してFRP船は軽量であるがゆえに、艤装の高度化、積荷の増大、速力の増大が可能となり、高価な初期船価をカバーしている。軽量性がなくなったら恐らくFRP船の立場はなくなるであろう。

(2) 時流に合った高速化ができることもFRP船のメリットである。高速化に伴ない、船首船底の波浪衝撃対策、機関馬力の増大による振動・騒音の対策、船尾振動の対策などを設計時に考えておく必要がある。故障が出てからの対策は殆んど効き目はないものと思わねばならない。

(3) 魚を求めて、より遠くに行けるために、船型の大形化、燃料油タンクの容量増加などの要望に対し、FRPの特性をよく弁えた対策が必要となる。鋼船構造と同じ思想で、板厚を厚くし、防撓材の寸法を増し、心距を狭めれば、比例して強度が増すとは限らない。かえってFRP板の弱点であるせん断で破壊しやすくなったり、工作技能が追いつかず、不完全な構造になることがある。

表1 MR構成の材料強度表

試験の種類	縦糸方向	積層姿勢	水 平		垂 直		試験片 個 数
		ガラス構成	(MR)×3	(MR)×6	(MR)×3	(MR)×6	
		板 厚 mm	7.42	13.27	6.84	13.36	10
		ガラス含量 %	39.4	42.9	42.0	42.3	10
引張	0°	強 さ kg/mm ² 弾 性 係 数 //	/	17.8 1500	/	16.3 1380	5
	45°	強 さ // 弾 性 係 数 //		10.2 1050		9.82 1000	5
	90°	強 さ // 弾 性 係 数 //		14.6 1270		14.8 1420	5
曲げ	0°(表)	強 さ // 弾 性 係 数 //	/	22.3 1320	/	20.2 1200	5
	45°(表)	強 さ // 弾 性 係 数 //		16.7 944		15.3 970	5
	90°(表)	強 さ // 弾 性 係 数 //		22.4 1300		20.8 1320	5
	0°(裏)	強 さ // 弾 性 係 数 //		29.5 1420		27.8 1330	5
	90°(裏)	強 さ // 弾 性 係 数 //		28.1 1320		26.6 1330	5
圧縮	0°	強 さ // 弾 性 係 数 //	16.9 1240	20.5 1470	19.3 1330	19.5 1340	5
	45°	強 さ // 弾 性 係 数 //	17.5 937	17.0 930	18.5 942	18.1 936	5
	90°	強 さ // 弾 性 係 数 //	17.6 1200	19.6 1290	17.1 1210	19.7 1270	5
せん断	0°	強 さ // ねじり剛性率 //	10.9 280	9.06 257	8.94 280	9.41 229	5
	90°	強 さ // ねじり剛性率 //	10.3 285	8.86 257	9.26 281	8.95 258	5

- (注) 1) 曲げの(表)とは、M面が引張側、(裏)とはM面が圧縮側となるをいう。
 2) 試験方法 ガラス含量：NDSX XK 6701, 引張：ASTM-D-638-'70, 曲げ：ASTM-D-790-'70, 圧縮：NDSX XK 6701, せん断強さ：FS-406 b-Method 1041, ねじり剛性率：板材料ねじり試験機(東工試)
 3) M：チョップマット 600 g/m², R：ロービング布 860 g/m²

表2 船舶用FRP板の強度設計値

(平均ガラス含有率：40%，マ
ット・ロービング布混合積層板)
(たて糸方向の値)

項 目	設計値の巾 kg/mm ²	kg/mm ²		
		下 限	平 均	上 限
引張強さ	kg/mm ²	10.6	13.5	16.5
引張弾性係数	//	780	1000	1250
曲げ強さ	//	21	24	28
曲げ弾性係数	//	700	920	1160
圧縮強さ	//	13.5	16.7	19.3
圧縮弾性係数	//	950	1200	1500
せん断強さ	//	9.5	11.5	13
比 重		1.455	1.505	1.58

3. FRP化の対象となる漁船の特質

(1) FRPが漁船界に導入されて一番喜んだのは、各地の木造船所であって、木材資源の枯渇と舟大工の高齢化で仕事が続けられなくなりそうな所であったから、皆がFRPに転換し、現在のところ津々浦々までFRP造船のための建屋が見られるようになり、また地域により差はあるが、新造船の相当部分が小さい方から大きい方に向けてFRP化が進んでいる。

しかし、一方において大手メーカーはFRPのメリットを生かした量産型の小型漁船・作業舟を開発し、その普及程度も相当なもので、各地において、前記小造船所と競合している。FRPのメリットは船型統一、量産にあることは確かであるが、各地域で独特の使われ方をしている小型の漁船にきめこまかく追隨して行くことはなかなか困難で、津々浦々型造船所は家業で

あり、経営コストの安いこともあって、今後も生き残るであろう。

しかし、津々浦々型造船所も FRP の基本から逸脱しないよう、たえず技術レベルの向上に努められるような対策 (FRP 造船組合の結成、指導講習会、資格登録制など) が必要となろう。

(2) 大型化の傾向として、59, 69, 85, 99 トンと漁船界の要求が順次アップしてきたのは、FRP 漁船の性能を漁業者が認めてのことであるが、それだけに苛酷な使い方をされる恐れが大で、構造設計と工作にとっては大問題である。

59 トン型の一部に起こった外板剝離損傷は、見方によっては船の安全弁としての作用を果たし、FRP 船の運航者と造船所の双方に対する警告となった点で意義が深い。今後更に大型化される場合には、過去の反省を十分に生かす必要がある。

FRP 船は従来材料上の安全率を高くして、建造技術の低いところで作ったものも一応は使えるような態勢で進歩してきたため、材料に関する研究とともに、構造設計に対する実務的な真剣な研究はなおざりにされていた。しかし今や根本に立ち返って、構造設計の基本から固めて行かないと、安心した大型化は望めないであろう。

4. 最近の FRP 積層板の特性

59 トン型漁船の外板剝離事故は、今まで順調に伸びていた FRP 漁船界に警鐘を鳴らした結果となり、原材料、積層技術、積層板、構造設計など全体に見直しを迫られた。この見直し作業は一部進行中であって、まだ全体としての結論は得られていない。しかし今まで判ったところを列挙してみるとつぎのようになる。

(1) 二重底内部部材の設計、工作が不適当なものがある。すなわち、肋板、側桁板など鋼船と同じ構造であるが、これが薄いと座屈を起こしたり、マンホールが大きすぎて余肉で切れたりする。マンホール周囲の補強が、ずさんなものがある。また内底板、外板への 2 次接着の工作不良がある。

二重底内部部材の破損は、外板のパネル部を広くした結果となり、外板の損傷を促進する。

(2) 使用樹脂の粘度が作業性重視のため、相当低くなり、特別な熟練を要しないでガラス繊維基材への含浸が良くなるのは結構であるが、ガラス繊維内に止まらずに層間にたまって樹脂層を作ったり、ガラス繊維内に樹脂欠乏部分を作ったりして、欠陥のもととなり兼ねない。適量のローラーしごきが必要であるが、足場が悪かったり、目視で含浸が充分のように見える

と、作業を急がせられているときは、ローラーしごきが不足になることがある。

この欠陥は切出し板の静強度試験では発見できない。長期のくりかえし荷重 (衝撃のくり返しを含む) によって欠陥が拡大し、これが剝離の芽となる。(これについては追試を計画中)

上記 (1)~(2) の対策として、差し当り以下のような手段が取られている。

(3) 肋板、側桁板の増厚、マンホールまわりの補強、2 次接着工事の監督強化。

(4) 樹脂の粘度を少し上げる。充分な含浸、脱泡の作業を行なう。厚板積層の際の打ち継ぎ (遅延積層) の面に樹脂が過剰に残らぬように注意する。積層面の清潔に留意する (隣の船で鐵装をやっていると、そのダストの影響に注意が必要である)。

(5) 上記以外に、樹脂をもう少し高級で接着性の良いものに変更したり、ガラス繊維の表面処理を変えたりする対策をした所もある。しかし、どの程度まで原材料を改良したらよいか、不明であるうちにこれをやると、過剰品質となり、船価のコストアップを免れない。造船所側の対策の効果を見てからにしてもよいかと思われる。

さて、最近の FRP 漁船用積層板としては、ガラスマットとロービング布を交互積層したものが基本として用いられ、それに外面はゲルコート層とそのバックアップとしての薄手のマットがあり、内面には内部部材との接着をよくするためのマット 1 層が付く。一般式で書けば

$$\text{GC} + \text{M} + (\text{M}+\text{R}) \times n + \text{M}$$

(ゲルコート) (裏打ち) (基本積層) (内層)

ここに n は船の大きさ、速力により決まる整数である。普通 n は 2~6 位である。

M はガラスマットで、単位面積 (m^2) 当りの重量 (g)、単重 (g/m^2) で示され、450 と 600 が一般である。R はロービング布で、同じく単重は 570~600 と 850~900 が一般である。

MR 構成材料の強度を表 3⁵⁾ (次頁) に示す。値はいずれも 5~10 個の試験板の平均値を示しており、水平積層とは船底、甲板のようなところ、垂直積層とは船側、隔壁のようなところをいう。ガラス構成は、 $n=3$ と、 $n=6$ をとった。ガラス含量は従来、マット部分で 30%、ロービング布部分で 50%、平均して 40% といわれているが、前述のように粘度の低い樹脂を使うと、2~5% 位上昇するようである。

表3 試験用 FRP 積層板の力学的特性のバラツキ
(ガラス構成, MR×6, 垂直積層, たて糸 0° 方向)

項 目	個数	最小～平均～最大	標準偏差	変 動 率
厚 さ mm	10	11.91～13.36～14.22	0.65	0.049
ガラス含量 %	10	40.3～42.3～45.5	1.497	0.035
引張強さ kg/mm ²	5	15.3～16.3～17.6	0.876	0.054
引張弾性係数 //	5	1290～1380～1440	45.0	0.033
曲げ強さ //	5	19.3～20.2～21.6	0.917	0.045
曲げ弾性係数 //	5	1120～1200～1240	56.86	0.047
圧縮強さ //	5	16.3～19.5～21.2	1.98	0.101
圧縮弾性係数 //	5	1300～1340～1360	33.2	0.025
せん断強さ //	5	9.22～9.41～9.78	0.217	0.023
ねじり剛性率 //	5	272～280～291	7.71	0.28

FRP の初期は粘度の高い樹脂が一般で、含浸が悪く、いかにうまくガラス繊維の中に含浸させ、きれいに脱泡するかが重要な技能であり、ガラス繊維のしごきが強調されてきた。最近のように粘度が低くなると、特にしごかなくとも含浸がよく、しごきが不足ならば、樹脂リッチの部分が残し、しごきすぎると全体が高ガラス含量となり、樹脂不足気味となる。表3にある、引張、曲げ、圧縮、せん断などの静強度試験では差が出ないが、実船において受ける諸種の動的外力によって、靱性に欠けた樹脂（スチレン含量が大になるともろくなる）、樹脂欠乏気味の積層板（圧縮に弱くなる）、層間の樹脂層の欠点が出てくるものと考えられる。

FRP の積層欠陥として、上記以外に空洞、気泡、層間剝離などがあるが、人工的な欠陥を作った積層板の静強度試験を行なったとき、肉眼であきらかに不良品と思われるようなものでも、静強度の低下はあまり認められず、疲労試験によって始めて差が出たことがあった。FRP 船の品質管理検査の一つとして、外板の切り出し材料試験（実際はブルワーク延長部を切り出すことが多い）が行なわれているが、これから欠陥の影響を見出した例がない。実船のFRP板の弱点をあばき出すような試験方法、例えば、層間せん断、衝撃などを考え出す必要がある。繰返し負荷をかけることは、時間を要するので管理試験には望ましくない。

表3に示すFRP積層板の一部に

- (注) 1) 標準偏差とは、各値と平均値との差の自乗の和を個数で除し、平方に開いたもの。バラツキが正規分布であれば、平均値±標準偏差で全体の84.1%をカバーし、2倍の標準偏差で、97.7%、3倍の標準偏差で99.9%をカバーする。
2) 変動率は標準偏差を平均値で除したもの。

ついて、応力-ひずみ線曲を図1に比較して示す。破壊の法則としては、ひずみ1.5～2%に達したときに破壊するとする最大ひずみ説が合うようにも見える。引張応力は圧縮応力より低く、曲げ応力がその間に入る。圧縮の場合はR層の横糸部分の樹脂が引張応力を受けてクラックが入って横糸がまず座屈して荷重が少しづつ何回にも亘って低下し、最後はポアソン比の相異によるR、M両層の層間剝離または端部集中応力により座屈破壊する。曲げでも同様に、R層圧縮の場合には、横糸の座屈による荷重の低下がいくつかみられる。

ロービング布はロービングクロスともいい、船舶用に開発されたもので、繊維が連続しているため、衝撃に強い利点があり、またガラス含量を上げられるためマットに比べて薄くなり、かつ強度が上げられる。しかし(厚さ)×(強度)=(引張荷重)、値は同一ガラス重量値で比較すると殆んど等しいから、従来のような

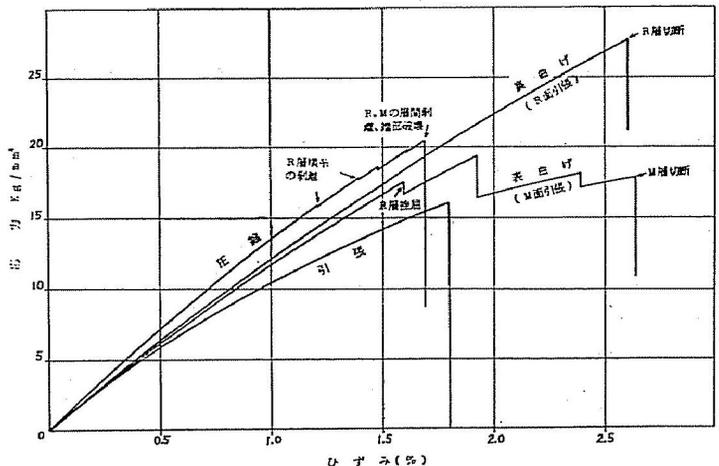


図1 FRPの応力-ひずみ曲線比較

ーピング布のマット換算率2.0は意味のないことがわかった³⁾。これを平易に言えば、FRP板の引張荷重はガラス総重量により定まり、ガラス繊維の種類の影響は少ないということである。ローピング布を使用する利点は、耐衝撃強度向上と、軽量化（樹脂の少ない分だけ）と、柔構造化（薄くなった分だけ）にある。

5. 構造基準の諸形式

冒頭に述べたように各国でも追々とFRP船の構造基準が整備されつつあるが、その考え方にいくつかの流儀があるようなので、これを説明しよう。

(1) LRとRI

ロイドFRP漁船建造規則²⁾(LR)とイタリア船級協会のFRPプレジャボートの建造に関する暫定規則³⁾(RI)とは外板などのFRP積層板の寸法を、ガラス繊維補強材の平方メートル当りの合計重量(単重の和)で示している。LRではマットの重量を示しているが、マット以外は適当に修正するとなっているが、修正の方法は明示されていない。規定のマット積層板と等価の断面積(EA)または断面係数(EZ)を与えるものというのが正しい解釈のようである。(ロイド協会のMr. Mc Innesによる)

ロイド式にガラス重量で部材寸法を与える場合には、ガラス含量を規定しておかねばならない。LRでは、マットの場合30%、ローピング布の場合50%を標準値としている。RIでは平均値と最大値を設けているのが特長で、樹脂欠を特に警戒しているようである。樹脂が多少大目であって、強度が高くでなくても、一様なガラス含量であれば、厚さでカバーされ、部材寸法強度は低下しないとの考えであろう。ここが単位面積当りの強度一辺倒の材料力学と、構造力学的発想の異なる点である。RIのガラス含量は、

マット	平均	25%
	最大	30%
クロス	平均	40%
	最大	45%
ローピング布	平均	50%
	最大	55%

としている。

図2は、RIとLRとを比較したもので、LRのフレーム心距は460mm一定であるが、RIは下段に附記したように350~510

mmと船長に応じて変化している。LRの線はほぼ真直と考えられ、またRIに比べ10~20%厚めのである。RIは10m未満と10m以上とは傾斜が異なり、小型船で非常に薄くなっている。右端にMR構成2種についての、積層数と板厚の関係を示す。平均ガラス含有率を40%とすると、厚さ1mm当り620g/m²となる。図の下段には船長をベースとし、現在のわが国のFRP漁船の総トン数を記入した。

(2) SR

ソ連のFRP船規則⁴⁾(SR)と、ドイツロイドのヨット建造及び入級規則⁴⁾(GL)とはいささか理論的な寸法の決定法を採用している点で同一系統といえる。

SRでは、外板及び甲板の厚さは、船の長さに応じて定められた巾1cm当りの板の曲げモーメントM(kg・cm)(図3(次頁)左側)と、ガラス構成ごとに決めたMの値と板厚の関係図(図3右側)より求める。板のガラス構成は、I マット、II ローピング布、V マット、ローピング布交互積層、等について規定しており、附表には比重、弾性係数、強さの諸値が示されている。ガラス含量の標準は、マットで25%、30%、ローピング布で45%、50%、55%、MR積層ではM₂6%、R50%、平均37.5%と、M30%、R55%、平均42.5%の二つがある。

単位巾当りの曲げモーメントMの求め方は、(b=1cm)

$$M = \frac{bf^3}{6} \times S = \frac{f^3}{6} S \quad \text{と思われるが、} S \text{の値が不明である。}$$

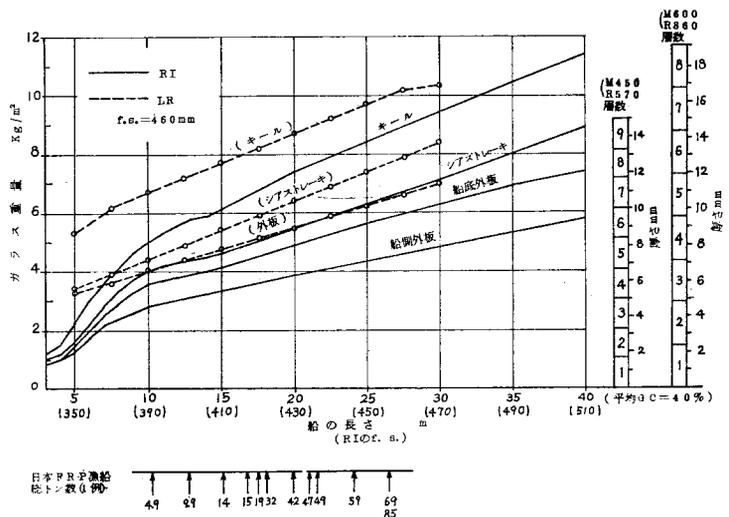


図2 LR, RIの規定

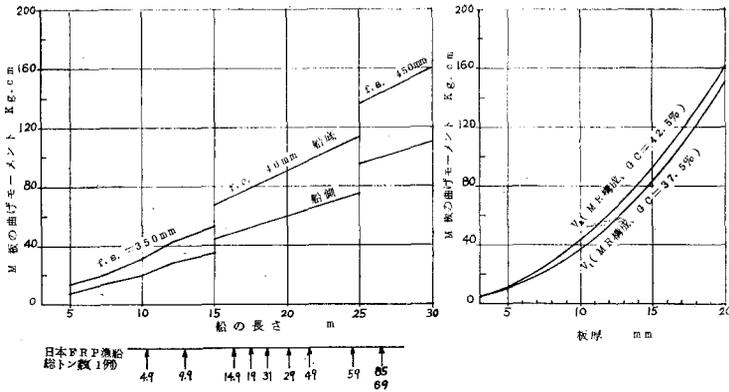


図3 SRの規定

SRではさらに、構造部材の承認算定方法を附録3に示し、船の縦曲げモーメント、局部荷重、種々の荷重に対する許容応力、安全率を明示している。参考になる部分を表4に示す。

表4 船体部材材料寸法の算定方法
(ソ連ルール 附録3)

1. 船体の縦曲げモーメント M ton-m	
L = 5~10m	$M = \frac{\Delta L}{6}$
L = 15~30m	$M = \frac{\Delta L}{10}$
(Δは満載排水量)	
L = 10~15m については挿間法による	
2. 局部荷重	
1) 船底, 船側外板 $h_p = h_1 + \Delta$ ただし, h_1 : 上甲板からその部材までの垂直距離 Δ: 船首隔壁から前方 1.5m その他の部分 1.0m	
2) 上甲板 船首隔壁より前方 0.15 kg/cm ² , 0.10 kg/cm ² (限定水域) その他の部分 0.05 kg/cm ² , 0.04 kg/cm ² (限定水域)	
3. 許容応力 σ_a, γ_a (σ_B, γ_B は強さ)	
1) 全体及び局部曲げ応力	
短期	マット $\sigma_a = 0.25 \sigma_B$ $\gamma_a = 0.25 \gamma_B$
	ローピング布, MR $\sigma_a = 0.30 \sigma_B$ $\gamma_a = 0.30 \gamma_B$
長期	すべてのガラス基材 $\sigma_a = 0.10 \sigma_B$ $\gamma_a = 0.10 \gamma_B$

- 2) 面内せり断 $\gamma_a = 0.30 \gamma_B$
- 3) 層間せり断 $\gamma_a = 0.60 \gamma_B$
- 4) 引裂き
短期荷重 $\sigma_a = 20 \text{ kg/cm}^2$
長期荷重 $\sigma_a = 10 \text{ kg/cm}^2$

4. 安全率	
3.0	垂直キール, 船底ストリンガー, カーリング
1.5	水平キール, 舷側厚板 甲板ストリンガー
5. たわみの許容値	
縦曲げ	スパンの 1/400
外板	スパンの 1/50
フレーム・ビーム	スパンの 1/100

(3) GL

ジャーマンロイド⁴⁾では、引張荷重 R kg/cm は $R = \sigma_t \times 1 \times t$ (σ_t は引張強さ kg/cm², 1は単位巾 1cm, tは厚さcm)

および曲げモーメント M kg-cm

$$M = \sigma_b \times \frac{1 \times t^2}{6} \quad (\sigma_b \text{は曲げ強さ kg/cm}^2)$$

を各ガラス構成ごとに決めておき(マットは 450 g/m²のみ、ローピング布は 580, 670, 900, 1150 g/m²)、一方、外板に対してはR, フレーム, ビームに対してはMの値を船の長さ, または深さに対して表示している。

図4(次頁)は、外板のRと第1数L (B/3+D) に対して示したもので、下端に日本の漁船との対応及び右側にRに相当するMR構成の数と厚さを示している。

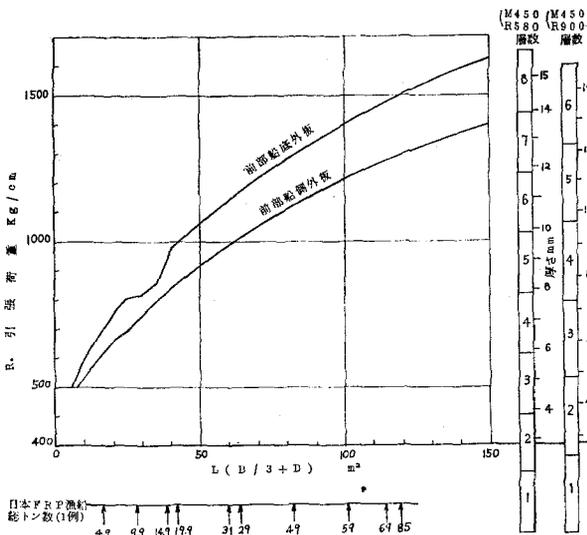


図4 GLの規定

(4) NV と NK

ノルスケベリタス³⁾では $\sigma_t=900 \text{ kg/cm}^2$, $\sigma_b=1200 \text{ kg/cm}^2$, $E=70000 \text{ kg/cm}^2$ を FRP 板の最低強度として、また積層板の厚さ 1mm 当り 425 g/m^2 以上のガラス繊維を含むこととしてある。これは LR で 600 g/m^2 のマットの厚さ 1.4mm としているのに相当しているの、逆にいえば、平均ガラス含量を 30% 弱以上に押さえているともいえよう。しかし別にガラス含量 27% 以上とも書いてあるので、この 2~3% の差が不明である。

部材寸法はマット積層板に対し、船の速力、長さ、その他の寸法に対して式で与えられ、マット以外ときは、厚さは積層板の曲げ強さに応じ、断面係数は引

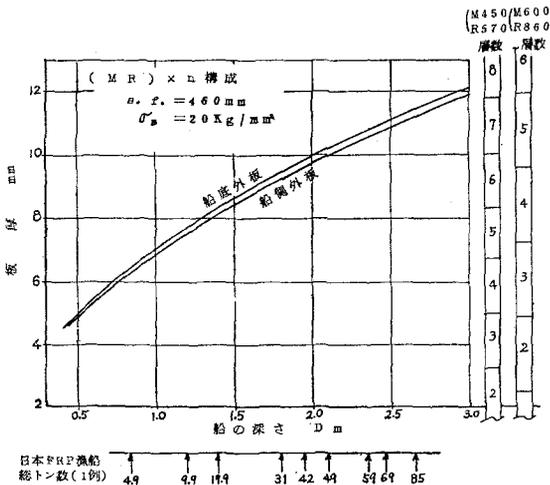


図5 NKの外板厚さ

張強さに応じて修正できるようになっている。

NK はどちらかというと NV の流れを汲むもので、 $\sigma_t=10 \text{ kg/mm}^2$, $\sigma_b=15 \text{ kg/mm}^2$, $E=700 \text{ kg/mm}^2$ の FRP 板 (ガラス含有率、厚さの制限はなし) に対して厚さ、断面係数等を数式で与え、積層板の強度に応じて部材寸法の修正が可能ないようにしてある。ここに例として、(MR) x n 構成の FRP 板の $\sigma_b=20 \text{ kg/mm}^2$ とし、フレーム心距 $S=0.46 \text{ m}$ とした、船底、船側外板の厚さを図 5 に示す。

FRP 板の寸法の要素間には次の関係がある。

板の耐えうる引圧荷重(巾 1cm 当り)

$$\sigma_t \cdot t = f_1(GC) \times f_3(GC \cdot w)$$

板の耐えうる曲げ荷重(巾 1cm 当り)

$$\sigma_b \cdot t^2 / 6 = f_2(GC) \times \frac{1}{6} f_3^2(GC \cdot w)$$

ここに、GC: ガラス含量

w: ガラス総重量 g/m²

f_1, f_2, f_3 は関数 $\sigma_t = f_1(GC)$

$\sigma_b = f_2(GC)$ $t = f_3(GC \cdot w)$

船の大きさと運用状況とから荷重が決まり、これに耐えうる部材寸法として、w を与えるのが LR RI, $\sigma_t \cdot t$ を与えるのが GL, $\sigma_b \cdot t^2 / 6$ を与えるのが SR, t を与えるのが NV NK である。いずれもその他の要素についての補助データを必要とする。

図面に表示されるものが t であれば、強度計算が楽であり、w であれば (またはガラス構成)、積層工作図を書くのに都合がよい。これからは図面に両方を表示すべきであろう。実船検査の段階では厚さを測定する以外に方法はなからう。ガラス構成の非破壊検査は非常に難しく、現在のところ焼いてみる以外に方法はない。

6. ガラス繊維基材構成の決定、その他 FRP 構造の設計の注意

すでに本文中にしばしば現われているが、現在のところ厚み出しと層間接着強度向上のためのチョップドストランドマットと、ガラス含有率を上げて強度を増すロービング布との交互積層を、ハンドレイアップの基本としてよいであろう。ゲルコートの裏打ちマットと、最内層の 2 次接着用マットは強度に入れない方がよいであろう。このようにすると図 2, 図 4, 図 5 の右端にみられるように、外板の厚さに

ついであまり神経質になることもなく、鋼板のマーケットサイズが4.5, 6, 8 mmとあると同じように考えてよいのではなかろうか。

ハット型フレームのガラス構成については、簡易な計算法としては、フランジの断面積と外板からの距離によって断面係数を定めていて、ウェブは座屈せずにフランジを所要の位置に保つ役目をするとしている。従ってMR構成では、フランジ部分の積層数を多くして断面積をかせぎ、ウェブはフランジより薄くてよく、むしろ外板への接着フランジと同厚と考えてよいであろう。フランジ頂部に特別にガラス繊維層を入れることとか、左右からの積層を重ねてウェブの厚さを2倍とすることは、工数のかかる仕事であり現実に行われていないようである。

最近の大型FRP船では、倉内フレーム1本おきに深さの2倍ある減トンフレームを入れることが行われるが、その場合に合板または硬化FRP板を心材としてこれにオーバーレイするプレート型フレームが使われている。これは外板にハードスポットを作り易く、フレームが少しでも曲って取付くと所要の補剛効果は得られないことになるから注意を要する。

船首部に近い所で断面形状がV型となる所の、縦通材の取付け方は縦強度に重点をおけば垂直になるが、局部パネル強度に重点をおけば外板に直角とすべきであろう。あまりにも外板に対して斜めに取付けすぎた縦通材は少々の水圧荷重でも振れやすいから、横方向のねじれ防止材が必要となる。

FRP船は船首尾の波乗りがよいという好評を受けて、そのために時化の中でもエンジンのレバーを絞らないで突っ走るものも出る始末である。この波乗りのよいということは、船首尾の船型にも関連があるが、その他に船首尾の慣性重量の軽いことにも関連がありそうである。すなわち木船の船首は木材の固まりのようで重いのにに対して、FRP船の船首内部はまことにさっぱりとしている。充分にパンチング対策をしないで軽いならば、大型化に際してこの点に注意が必要であるが、上記の利点はなるべく残しておきたい。

7. おわりに

FRP船の構造設計について書くべきことは多いが、いざ筆を執ってみると体系的にまとまらないことばかりで、本文もその点でまとまりの悪いものとなってしまった。そもそも小型船については、船自体のバリエーションが多くて統一的なものが考えられないのが実情であるが、これにFRPという怪物が組み合わさったので、なおさらやりにくい。

本文では、まず、(1)構造設計の手順を述べ、(2)FRPとFRP構造の特長を述べて、FRP漁船の構造設計を行なう際の注意事項を挙げた。次に、(3)FRP化の対象となる漁船の特質を説明し、大型化の傾向に対して、従来のような安易な構造設計には限界があることを述べた。(4)で最近のFRP積層板の特性を一部事故の教訓から学んだことをとり入れて説明し、(5)で各国のFRP船構造基準の形式を列挙し、いろいろの考え方があり、まだどれが最適かも決まらないことを述べた。わが国でも従来の製品試験規則的な暫定基準から脱皮して、構造設計基準的なものを制定しようとする産みの苦しみを味わっている所であり前途はまだ多難である。というのは、FRP船が小型から実績をふり返りつつ大型になったといっても、解析、実験的な研究が現場で行なわれたことはなく、材料力学的な研究は小規模でやり易いために、相当数が多いにも拘わらず構造力学的ないしは現場に適用することができなかったためである。最後に、(6)ガラス構成の決定、その他の注意として考えられる注意事項を述べた。現在われわれの仲間は、FRP船構造設計に真に役立つ資料の収集と、不足しているものの作成、並びに関連する構造力学の確立とに全力を注ぐ積りであるので速からずして成果を得ることができよう。読者諸氏の御指導を期待する。

○参考文献

- (1) 日本海事協会：強化プラスチック船規則(案) (51年4月, NK技術委員会資料)
- (2) FRP漁船構造規則(ロイド暫定規則), FRP漁船研究会, 強化プラスチック技術協会資料)
- (3) 竹鼻三雄：各国のFRP船構造規則の比較検討, FRP漁船研究会ニュース 37号 (49.11)
- (4) 同上(続) 43号 (50.11)
- (5) 藤村 譲, 井出 茂：厚物FRPの材料強度について, 強化プラスチック 19-12 (1973)
- (6) Gibbs & Cox, Inc.: Design Properties of Marine Grade Fiberglass Laminates, OCF技術資料
- (7) 強化プラスチック技術協会：強化プラスチックハンドブック改訂版, p.272 (1975)
- (8) Registro Italiano Navale: Provisional Rules for the Construction of Pleasure-boats Built with Glass-reinforced Plastics (1966)
- (9) FRP船と救命艇の船体構造の強度(ソ連邦のFRP船構造規則), 小型船舶工業会刊, FRP船の建造に関する外国文献翻訳集 (4) (51.3)

FRP 漁船の関係法規類

FRP 漁船講座

東京大学

教授 竹 鼻 三 雄

I はしがき

FRP 漁船を建造する場合に承知しておかねばならない法規類については、昭和47年2月号(第177号)の本誌に一応の解説を行なっているのですが、ここではその後に行なわれた関係法規類の制定および改正に重点をおいて説明を加えることとしたい。

いま、その主なものについて、年月順に並べてみると、

- ① 労働安全衛生法の制定(昭和47. 6. 8. 法律第57号)
- ② 船舶安全法の一部改正(昭和48. 9. 14. 法律第80号)
- ③ 同上に伴う一連の規則類の制定及び改正
 - 船舶安全法第32条の漁船の範囲を定める政令(昭和49. 7. 1. 政令第258号)
 - 船舶安全法施行規則の一部改正(昭和49. 8. 2. 運輸省令第41号)
 - 小型船舶安全規則(昭和49. 8. 27. 運輸省令第36号)
 - 小型漁船安全規則(昭和49. 8. 30. 農林・運輸省令第1号)
- ④ 漁船法施行規則及び漁船検査規則の一部改正(昭和48.10.30. 農林省令第68号及び第69号)
- ⑤ 動力漁船の性能の基準及び基準一部改正に伴う諸通達(昭和48.10.30. 農林省告示第2065号)
- ⑥ 小型漁船安全基準(水産庁, 昭和47. 3. 24. 水生第1776号)
- ⑦ 日本海事協会の強化プラスチック船規則の成案(昭和50.12. 8. NK 技術委承認, 昭和52. 2. 7. NK 技術委一部改正承認, 現在運輸省に認可申請中)
- ⑧ 強化プラスチック船(FRP 船)の特殊基準案(昭和52年2月1日成案, 同年6月施行予定)

なお、⑦、⑧については、まだ(案)の段階であるが、読者の関心が深いと思われるので、差支えない範囲で制定の経過と、内容の趣旨を説明することにし

II 労働安全及び衛生について

労働基準法第5章安全及び衛生の条文が改正されて、内容の全部が労働安全衛生法(昭和47年法律第57条)に委任され、関係規則類として、労働安全衛生法施行令、労働安全衛生規則その他がある。

本法の主な内容は、労働災害防止計画の策定、安全衛生管理体制の設立(総括管理者、管理者、責任者)、労働者の危険又は健康障害を防止するため事業者等が講ずべき措置(内容は労働安全衛生規則に詳述)、機械等及び有害物に関する規制(製造許可、検査、表示など)、労働者の就業に当てる措置(安全衛生教育、就業制限、など)、健康管理(作業環境測定、健康診断、など)、免許、安全衛生改善計画等、監督等(労働基準監督署への届出など)であり、12章122条より成る大部のものである。

本法のFRP造船所への適用については、その規模(常時使用する労働者数による)により段階があり、小企業の多いFRP造船所にこれが一律に適用されることはない。しかしFRP船の建造過程では、危険物や有機溶媒を使用し、サンディングでは粉じんを発生し、また大型の船では高所作業があり、重量物の吊上げ運搬の作業があるから、本法の精神は十分に生かされなくてはならない。

以上に関連して、FRP造船所の労働安全衛生及び公害防止の基準を作成すべく、東海海運局の後援で東海小型船舶工業会が、昭和51年度に委員会を発足させ、実状調査、健康診断、基準作成の事業を行なっており、2~3年間で成案を得れば、全国規模でもう一度検討し直し、「FRP造船所の環境衛生及び安全指導基準」を作成する予定である。

III 船舶安全法一部改正関連

船舶安全法は、昭和8年に制定されて以来、40年間に亘って、船舶の所要施設(第2条)およびそれらの検査(第5条)の適用の下限についての変更がなかった。すなわち総トン数5トン未満の一般船舶(旅客運送船を除く)および20トン未満の漁船および帆船には適用がなかった。しかるに昭和48年に至って法の一大

改正があり、一般船舶は下限なし（但し、ろ・かいのみで運転する小型の舟で、6人を超える人の運送を行わないもの。長さ12m未満の帆船で危険物ばら積船、特殊船及び人の運送の用に供するものを除いたもの。推進機関および帆装を有しないもので、国際航海に従事しないもの、沿海区域外に出ないもの、危険物ばら積船でないもの、被曳航の客船でないものは、適用除外される）となり、漁船は政令で定める20トン未満のもののみ当分の内、施設の強制と検査が不適用となった。

20トン未満の漁船で本法が適用されるものは、本邦の海岸から100海里を超えて次の漁業を営むものである。

- ① 総トン数5トン以上のさけ・ます流し網漁業
- ② 総トン数10トン以上のさけ・ますはえなわ漁業、まぐろはえなわ漁業、ふぐはえなわ漁業
- ③ 総トン数15トン以上のかつおさおづり漁業、たいはえなわ漁業

以上の小型漁船については、小型漁船安全規則により、海運局が検査を行なうこととなった。

つぎに一般の小型船については、検査対象船の隻数が飛躍的に増大するため、検査の能率を上げる目的で、製造事業場の認定(6条の2)、整備事業場の認定(6条の3)、型式承認及び検定等(6条の4)の諸制度が設けられた。また、長さ12m未満の船舶(小型船舶という、国際航海に従事する旅客船は除く)の検査事務を行なうために小型船舶検査機構(7条の2)が新たに設けられ、また小型船舶安全規則が制定された。

小型船舶検査機構は現在、エンジン付の一般船、客船(国の検査を受けるものは除く)、つり舟(遊漁船)、モーターボート、並びに被曳客船、定員7人以上のろ・かい客船の検査を行なっている。また、同機構は国の検査する小型漁船以外の20トン未満の漁船について調査を行なっており、小型漁船構造設備標準、小型漁船運航点検整備マニュアル、及び漁船の安全のために「手引書」を、これらの調査結果に基づいて作成中であり、小型の漁船の安全指導に乗り出している。

小型船舶安全規則は、漁船以外の長さ12m未満の船舶であって国際航海に従事する旅客船以外のもの(小型船舶の定義)に関し、船体、機関、排水設備、操舵、係船及び揚錨の設備、救命設備、消防設備、居住及び脱出の設備、航海用具その他の属具、電気設備、復原性の諸項について規定してある。内容は、小型船舶の安全に必要な最小限のものに絞ってある。

FRP船の船体に関しては、第19条(船体強度試験)

にFRP船体は、縦曲げ試験又は落下試験に合格しなければならない(省略規定付)とあるのと、第20条に水密隔壁の設置が鋼船(第15条)を準用するとあるのみである。

小型漁船安全規則は前述のとおり、20トン未満であっても、100海里を超えて操業する漁船に関し施設しなければならない事項、及びその標準を定めたものである。内容は、船体、機関、排水設備、操舵、係船及び揚錨の設備、救命設備、消防設備、居住、衛生及び脱出の設備、航海用具その他の属具、電気設備、復原性の諸項について規定してある。内容は、小型ながら遠方に出漁する漁船に必要な最小限のものに絞っている。

FRP船の船体に関しては、水密甲板の設置、甲板口のコーミングの高さ、甲板口の閉鎖装置、つり台及び張出し甲板の排水構造、漁獲物の横移動防止装置、上甲板以上の場所にとり載する燃料油タンクの容量の規制甲板上の活魚槽等の取付け、水密隔壁の設置、などがあり、船体の材料及び構造、船体各部の工事、機関室口囲壁、甲板室及び船楼、げん側諸開口、放水口及び排水孔、FRP製船体の強度試験の規定は、小型船舶安全規則を準用することになっている。

IV 漁船法施行規則及び漁船検査規則

FRP漁船は木製及び鋼製のものに比べて新参ものである為、しばらくの間は法律の文面にあらわれないで、あるいは木船に、あるいは鋼船に準じて取扱われていたが、昭和48年ごろよりだんだんと正規に取上げられるようになってきた。漁船法施行規則の一部改正では、FRP製漁船の船体依頼検査の手数料の規定が定められ、また、漁船検査規則の一部改正ではFRP漁船関係について以下の追加がなされた。

① FRP漁船の定義(りゅう骨、外板その他の船体の主要部分にFRPを使用する漁船)を加え、支水隔壁の設置位置を鋼船と同じく定めた。(3条5号)

② FRP漁船の船体の材料及び構造についての基準(4条の2)が定められた。その内容は、1~13項に分かれ、昭和47年3月に水産庁で取りまとめた小型漁船安全基準(そのもととはFRP漁船研究会第3研究分科会が昭和45年3月に答申している)に準拠している。内容は、ガラス繊維、樹脂、FRPの欠陥、強度、積層板に含まれるガラス繊維織物の量の下限界、ガラス繊維の継目の重なりとシフト、木材および合板、ボルト孔、甲板機器及び漁ろう機械の取付部分、磨耗対策、甲板の排水、プロペラと船体との間隙に関する一般的な注意となっている。また、機関室内の燃

焼のおそれある箇所には木船と同じ予防処理が要求されている。

V 動力漁船の性能の基準(告示)

漁船法第3条第1項の規定に基づく農林省告示に、FRP 漁船の項目が新しく加えられると共に、内容の整理がはかられた。FRP 漁船に関するものだけ取出すと、

別表第1 (捕鯨船)

- ① 長さ20m以上の鋼船及びFRP製漁船
- ② 長さ20m未満の鋼船及びFRP製漁船

別表第2 (まき網漁船(附属漁船を除く))

- ① 長さ20m以上の鋼船及びFRP製漁船
- ③ 長さ20m未満の鋼船及びFRP製漁船

別表第3 (その他の漁船)

- ① 長さ20m以上の鋼船及びFRP製漁船
- ③ 長さ20m未満の鋼船及びFRP製漁船

(海岸から100海里以遠の水域で操業するさけ・ます流し網漁船、まぐろはえなわ漁船、かつお竿釣漁船等、いわゆる小型漁船安全基準による小型漁船と、その他の漁船に分けてある)となる。

以上の別表は、計画総トン数に対して、L/B、L/D、B/D、LBD、主機馬力についての上限または下限が規定しており、いわゆる過当比例を禁じ、不当な減トン工事を禁じ、過大馬力を禁じている。

別表第5は、乾げん、GM、GZに関するもので、FRP製漁船の係数は鋼船と同じとしている。

VI 小型漁船安全基準

水産庁は昭和43年度より4カ年計画で、総トン数3トン以上20トン未満の小型漁船の細部にわたる安全基準を作成した。基準の内容は、運航、構造、設備、性能に分かれ、実際の漁船の実態調査を基として、十分長期にわたり安全に稼働している漁船の実績を解析して求めた。

小型漁船の海難のほとんどが、運航のミス(荒天回避の努力不足、衝突・乗り揚げ、復原性確認不十分など)及び点検整備不十分により引き起こされているので、この点に重点をおいて記述してある。

構造については、水密甲板の設置、倉口、機関室開口、出入口などの構造、魚倉の差板、窓、ブルワーク、放水口などについての注意点を述べ、船体の水密保持に重点を置いている。

FRP 漁船の構造については、FRP 漁船研究会が作成した「小型FRP 漁船建造基準(案)」(昭和45. 3. 31)が採用され、ガラス繊維の中に占めるロービング布の

量の下限、肋骨、外板、甲板梁、甲板および隔壁につき、船の長さに応じたガラス重量が示してある。(これはロイドFRP 漁船規則より換算したものである)。

また、本則中には取入れられなかったが、基準使用上の注意の第3項に、FRP 船を建造する造般所の工場設備および専任技術者について、前述の基準(案)中の第2項を引用してある。これは、船の大きさを、長さ6m未満、6m以上10m未満、10m以上(20トン未満)の3段階に分け、専任技術者の資格(建造経験)とFRP 積層工場の設備(建物、設備、器具、室内温度、消火器の個数、原材料保管場所、集じん機の能力)について概略の定めがしてある。

FRP 関係の学識経験者が常に口を酸っぱくして言っていることであるが、FRP は硬化したものの寸法のみでは品質は分からない、必ず積層場の設備のきちんとした工場で、十分に経験のある技術者が取り扱うべきであることは自明の理であるにも拘らず、在来材料の船の概念で構造寸法のみうるさく言い、工場設備や技術は安全法に基づく構造規則の関知しないところであるという思想が未だ払拭できないのは残念である。この小型漁船安全基準のとり上げ方でも、FRP 漁船研究会が最も力を入れた工場設備、技術者は附録にまわり、参考として別表に示した構造寸法表が逆に本則の表にとり上げられているのがその例である。

FRP は化学製品である。見かけが固まったように見えても内部は弱いかも知れぬ。強度とその耐久性を保証するのは、見かけの寸法のみでなく、樹脂の完全硬化と、ガラス繊維との一体化及び内部に欠陥のないことである。これは目視検査では完全には分からないし、現在のところ非破壊検査の良い手段もない。もっぱら積層工場の環境(とくに温度、清潔さ)と積層工の技能、ならびにこれらの管理に依存する。これらの点を正さずしてFRP 船を建造を野放しにすると、手抜き欠陥品が港にあふれ、事故多発のもとになることは、火を見るより明らかであろう。

VII NKのFRP 船規則(案)

日本海事協会は昭和50年にFRP 船規準専門委員会を設けて、FRP 船の入級検査に必要な規準を制定し、昭和50年12月の技術委員会で成案を得た。この規準は「強化プラスチック船規則」という名称であるため、運輸省の認可を申請したところ、運輸省でも「強化プラスチック船特殊基準」を作成中であり、これと摺り合わせの段階でNK 規則が認可されるためには、

いくつかの点に付き改正を必要とするに至った。昭和51年に専門委員会には、かつて所要の改正を行ない、改正案は52年1月の技術委員会で作案となった。この改正案は現在のところ認可申請中であるが、その概要を以下に説明する。

1. 原案制定の趣旨

船の大きさは約20m以上、50m未満(NKの小型鋼船構造規則の上限と合わせる)とし、構造寸法は、現在の59トン、69トン附近の実績を参照しながら、小型鋼船構造規則に与えられた鋼材寸法を応力換算して(例えば、縦曲げ応力は鋼船13kg/mm²、FRP船1kg/mm²)数式で示す。寸法の表示法は、ロイド規則のガラス重量方式と異なり、ノルスケペリタス式の厚さ方式となっている。そのため、ガラス重量と厚さの標準換算式を規定している。また、FRPの最低強度に対して構造寸法が示してあるから、これより強度の高いFRPを使う場合には所定の算式で寸法が軽減しうる。

FRP船を建造する工場および設備については、小型船舶工業会「施設標準」を基にして作成されている。

FRP及びその原材料については、同じく小船工の「原材料標準」を基にして作成されたが、原材料(樹脂液、ガラス基材、サンドイッチ構造用心材)及びFRP積層板の試験方法は別に内規として定めることとし、本則より外した。なお、原材料については銘柄毎とNKの承認対象として取扱われる。

成形工事については、同じく小船工の「工作標準」を基として作成されている。

6章の縦強度から14章の深水タンクに至るまでは改正案があるので、次項に述べる。

15章の機関室から18章の機関に至るまでは、鋼船規則、鋼製漁船構造基準、小型鋼製漁船構造基準などを考慮に入れて規定してある。

16章漁船については、漁船特殊規程を適宜準用して定めてある。

全体として本規則の感じは、部材名称と、その形態とから鋼船構造的なところ(プレート・ガーダー構造)が強く、まだ真のFRP船構造と言えるものになっていないようであるが、これについては手本にしたルールが鋼船式のものであるため、しばらくは止むを得ないものと思われる。今後多くの実績が積み重ねられれば追々に馴染んでくるであろう。本規則は、FRP船の構造設計を一本に絞るものではなく、NKが同等効力と認めれば認可される(計算、実験等の裏付けが必

要であるが)から(1.4.3同等効力の規定)これを大いに活用すべきであろう。

2. 改正案の趣旨

前述のように、運輸省で従来の首席船舶検査官通達とNK規則とをミックスした新しい「FRP船特殊基準」の原案を作成し、これをFRP漁船研究会で摺り合わせをした段階で、NK規則も改正を必要とするに至った。その理由の主なるものは、NKの原案は長さ20m以上を主たる対象としたため、実績船もその附近を取っていたが、今回20m以下の小型船にも適用しうよう求められたため、実績船を追加して解析し、構造寸法式を修正した。またNKの鋼船規則が一部改正されたのと、小型鋼船構造規則が制定されたので、その趣旨を生かして縦強度の規定を修正した。

3. 縦強度

中央部0.4L間の船体横断面の断面係数Zと、断面2次モーメントIの両方を規定し、縦曲げの強さと剛性を定めている。この方式は、国際船級協会連合(IACS)の提案に従うものであり、鋼船規則もこの線に沿って改正されている。

$$Z \geq (0.65L + 52)L^2 B(C_0 + 0.7) \text{ cm}^3$$

は、L=0mでロイドの小型鋼船規則に合致し、L=50mで、NKの小型鋼船規則に合うように修正した係数を、鋼船の縦曲げ許容応力を13kg/mm²、FRP船の縦曲げ許容応力を1kg/mm²として換算したものである。

$$I \geq 4.2ZL \text{ cm}^4$$

は、鋼船規則 $I \geq 3ZL$ から鋼船が許容曲げ応力を生ずる曲げモーメントを受けた場合の、船体中央のたわみと、船の長さの比が1/450程度となることを推定し、FRP船の縦曲げ剛性もこれと同様と仮定して得られた式である。なお単底構造の船で、船の長さLと、強力上の深さD_sとの比L/D_sが12以下であれば、上記の断面2次モーメントが満足されることが確かめられたので、その場合は、Iの式を使用しなくてもよいことになっている。

ZおよびIの計算には、通常は強力甲板以下で中央部0.5L間を連続して縦通する部材を算入すべきであるが、FRP船ではブルワークが外板と連続、かつ同一厚さに作られ、その防撓が充分な場合にはこれを算入してよいことになっている。

NK規則の本筋は、縦曲げ強度と剛性は前述の中央断面計算で規定することであるが、特例として検査員立会のもとで縦曲げ試験を行なって充分な強度を有す

ると認められればよいことにし、ZおよびIの算出をしない場合、または規定値が満足されない場合の斟酌ができることとした。充分な強度の範囲は内規で定められる筈である。

4. 各部の構造寸法

外板、甲板、肋骨、船底構造、梁、甲板下縦桁及び梁柱、水密隔壁、深水タンクの各章は、FRP 部材の厚さ、幅、断面係数などを、L (船の長さ)、B (船の巾)、D (船の深さ)、S (肋骨、肋板、梁、縦通材、防撓材の心距)、その他 h 、 l 、 b (各部の寸法) による簡単な算式で示してある。部材名称等は、小型鋼船構造規則をもととしたので、必ずしも FRP 船に合わないものもあるが、その確立は実績の積み重ねを待つて徐々に達成されるであろう。

ここに示された算式で得られた厚さ、または断面係数は、通則に示された最低強度すなわち、

FRP の引張り強さ 10 kg/mm^2

FRP の曲げ強さ 15 kg/mm^2

に対して規定されるものである。実船に使用される FRP の強度が、建造に先立って実施される FRP 材料試験において、これより高い値が得られ、かつ、建造後に実施する FRP 強度試験によって確認される値であるならば、

FRP の引張り強さ $\sigma_T \text{ kg/mm}^2$

FRP の曲げ強さ $\sigma_B \text{ kg/mm}^2$

を設計値に採用することができる。

この場合には、板厚は、規定値の $\sqrt{15/\sigma_B}$ 倍、断面係数は、 $10/\sigma_T$ 倍としてよい。

いま普通に使用されているマットとロービング布の混合積層 FRP 板 (平均ガラス含有率 40%) の強さを、 $\sigma_B=20 \text{ kg/mm}^2$ 、 $\sigma_T=15 \text{ kg/mm}^2$ 、 $E=1,200 \text{ kg/mm}^2$ とすれば、板厚は算式より得られた値の 0.866 倍、断面係数は 0.667 倍としてよいことになる。ただし、ここで注意しなければならないのは、この σ_B 、 σ_T 値は完成船の FRP で保証される値でなければならないことで、設計の際にどのようにこの値を選定すべきかは、工作ともならみ合わせて慎重にしなければならない。ここが、「FRP 造船所は製鉄所と同じ役目もする」といわれる理由で、強度が規格により保証された鋼材を溶接で組立てるだけの鋼船の造船所と根本的に異なる点であり、むしろコンクリート製品を作る工場と似ていると言えよう。

上記の点から、FRP 船の建造の際の FRP 成形品の工程管理、作業管理、品質管理はとくに重要であり、NK 規則中の 3 章 工場、5 章 成形工事の各項は

厳密に守られるべきである。FRP は一見簡単に作れるように見え、また成形板の強度、耐久性等の品質は普通の材料試験では差がつかないのを幸いに、工場施設も技術もなしに、木船から FRP 船に転換したり、新たに FRP 船をいきなり建造するものが跡を断たず、このままで推移すると正しい発展が危ぶまれる現状である。NK の入級船は FRP の本道に則ったものでなければならぬことは自明の理であろう。

VIII FRP 船の検査に関する通達の経緯

1. 制定と小改正

昭和 43 年 8 月 7 日付船検第 196 号をもって各海運局船舶部長宛に船舶局首席船舶検査官が通達した「強化プラスチック船の検査について」は船舶検査心得を修正するまでの暫定措置であるが、最近に至るまで小改正が行なわれただけでそのまま使われてきた。すなわち、船検第 398 号 (昭和 46. 8. 3 付) をもって、5 条の 2 の船舶の航行区域を条件を付して限定沿海まで拡張しようようになり、さらに船検第 313 号 (昭和 47. 8. 4 付) をもって前記船舶の取扱いを管海官庁限りで処理してよいこととなった。

昭和 50 年の初頭に相ついで起こった 59 トン型 FRP 製かつお一本釣漁船の外板剝離及び二重底損傷事故は人身事故や全損事故とはならなかったものの、FRP 船に関係するものにとっては衝撃的な事件であった。これに対して通達の内容の暫定的な修正が 2 件行なわれた。

一つは、船検第 147 号 (昭和 50. 4. 21 付) で FRP 船の構造承認におけるロービングクロスのマット換算重量が従来の 2.0 から 1.0 となった点である。ロイド規則においては、FRP の厚さを規定する代りに 1 m^2 当りのマットの重量を示しているが、その中にロービングクロスが含まれているとき、これをマットに換算するのにどのようにすべきかはロイドは明示していない。本通達はロイドを参考にすべきことを示しているが、やはり換算率は示していない。しかしなんとはいなしに従来の慣例で 2.0 が採用されていた。

この点について筆者は、FRP 船講演会 (昭和 49. 9. 24) において「各国の FRP 船構造規則の比較検討」なる演題の下に考察を行ない、強度と厚さを考慮した場合、引張り・圧縮の場合には 1.08 附近となることを示した。これが通達に取り上げられて、簡単のため 1.0 となったわけである。従って、基材の種類によらずガラス総重量で考えればよいこととなった。

このように通達の解釈が変更されたために、FRP 船が重くなることが懸念されたが、59 トン型でみる

と、外板はすでにロイドより厚めとなっていたので、殆んど影響なく、ただ、肋骨、二重底肋板などを厚くしなければならなくなった。これは前述の二重底損傷対策から考えても妥当な方向であろう。また、マットのみの船ができないように、ロービングクロスの最低含有率を定める必要が生じてきた。

改正のその2は、船検第247号（昭和50.6.18付）で長さ20m以上のFRP船の検査についての注意事項の指示があったことである。

そのあらましは、

- (1) パンチング対策として、船首船底および船側の強度を補強すべきこと。
- (2) 積層作業中の立会いを励行すること。
- (3) 工場施設の内容等を調査し、随時社内の品質管理体制について点検を実施すること。調査に当っては(財)日本小型船舶工業会のとりまとめた「FRP船造船所の施設標準」を参考とすべきこと。

であった。

2. 暫定基準全面改正の動き

暫定基準のF項強度試験の内容は、縦曲げ試験を行なって、船体の剛性と縦曲げ応力を求めることとなっているが、この試験は船体を首尾部の2点支持とし、波浪により船に生ずる Hog・Sag モーメントの推定最大値 $WL/20$ 程度の曲げモーメントをかけることになっている。合格基準は、最大曲げ応力が 0.5 kg/mm^2 以下、甲板および船底のたわみ量が支持スパン（船の長さの60%以上としなければならない）の $1/1000$ 以下を目途とすることが要求されている。暫定基準発足の当時は、総トン数が30トン位であったのと、このような苛酷な試験を課することによって、大型FRP船が、安易に建造されないようにする抑制の役目も果たそうとする意図から、縦曲げ試験の強制となり、この方法はそれなりの効果を発揮した。

しかるに、2～3年を経ない間にFRP船の建造技術は津々浦々に拡がると共に、建造隻数も飛躍的に増加し、また、FRP船の長所が認められて大型化の傾向も著しくなった。その結果として、造船所から次の要望が出された。

- (1) $WL/20$ は、実船の Hog・Sag モーメントより過大であるから、適正な値としていただきたい。
- (2) たとえ適正な曲げモーメントであっても、それをそのまま船体に与えることは、過大なる集中荷重が船体に加わり、悪影響が生ずるおそれがある

から、試験荷重を軽減していただきたい。

- (3) たわみが、スパンの $1/1000$ というのは、酷すぎるから、これを軽減していただきたい。

FRP 漁船研究会ではこの問題をとり上げて昭和46年に第5研究分科会を組織して検討を行なった。分科会は48年までを第1期として一応の結論を出し、つづいて50年までの第2期に資料を追加して結論を裏付ける作業をし、合計32回の会合を開き、18隻について縦曲げモーメントの詳細計算を行なった。

その結果はつぎの通りである。

- (1) $M_{\max} = W \cdot L / C$ の係数 C は20より大きい。満載出港ホギング状態で $C = 25 \sim 45$ である。 $W \times L$ で分けてみると、 $1000 \text{ t} \cdot \text{m}$ 以上の排水量型で $C = 25 \sim 40$ 、 $1000 \text{ t} \cdot \text{m}$ 以下の半滑走型で $C = 15 \sim 25$ となる。 $\frac{1}{2} W / L$ で分けてみると、 0.2 以上で $C = 25 \sim 40$ 、 0.2 以下で $C = 15 \sim 25$ となる。
- (2) 実際の試験荷重は、ひずみゲージの測定精度の範囲内ならば、 M_{\max} の30%前後でもよい。
- (3) I/y の計算法を統一すべきである。
- (4) 最大曲げモーメントは、停止中より航走中の方が多少大きい、その差は極めて小さい。

船舶検査官室ではこれらの結果をふまえ、また船舶安全法の改正の結果、5条の2項がなくなったこと、造船所の建造実績を重視し、その造船所で過去の経験から著しく飛躍した大型の船を造らせないという行政指導の意味を含めた改正案を成案し（昭和50.9.11）、これらについて各方面の意見を打診した。これについては、FRP 漁船研究会、舟艇工業会からそれぞれ文書で意見が提出された。

たまたま、NKにおいてFRP船規則の審議が行なわれている最中であり、この規則は構造寸法をきちんと与える代りに、縦曲げ試験は廃止するという方針を採った。この規則を認可してもらうために運輸省に提出したところ、丁度51年初頭にFRP船の検査方法が永年暫定のみであることが国会で問題となり、従来の暫定基準の改正程度では済まなくなり、NK規則から構造寸法を技術基準として採り入れて、新しい特殊基準として制定される方針が決まった。

「強化プラスチック船(FRP船)の特殊基準(案)」が関連団体に提示されたのは、昭和51年3月15日であって、これについてはFRP漁船研究会内の会務委員会が4月から12月まで延べ13回の小委員会を開き、NK、舟艇工業会からも参加して貰って審議を重ねて修正意見を52年1月に船舶局長に答申するとともに、写しを水産庁次長に送った。この審議の段階で、NK

規則が 20 m 以下の船にも適用できるよう、部材寸法に修正が加えられたことは既述の通りである。

この特殊基準は首席通達より格が一段高いもので、いわば局長通達といったものようである。公布予定は 52 年 6 月といわれるが、まだ手許に成案がないので、以下には 52 年 2 月 1 日現在の案で説明を行なうことにする。

3. 強化プラスチック船 (FRP 船) の特殊基準の構成

○1 章 総則

1. 定義 船の主要寸法 (登録寸法)、FRP 原材料関係、FRP 工作関係、FRP 構造関係の用語の定義を示す。
2. 適用 長さ 30 m 未満の FRP 船 (油タンカーを除く) の検査等に適用する。30 m で切ったのは安全法第 6 条の製造検査の関係と、ロイド規則も 30 m を一応の上限としていることによる。

○2 章 工場施設及び管理技術者等

1. 工場施設等 旧基準と同じく、必要最小限度を示した。温度等の条件は、成形工事の項に移した。
2. 管理技術者等 監督技術者の必要性を示した。造船所の必要な建造実績を示し、短期間の大型化に制限を設けた。

○3 章 材料及び FRP 積層板の試験

1. 主要構造用原材料 銘柄ごとに試験成績書を首席船舶検査官に提出し、その承認を受ける。
2. 木材。
3. 成形用心材 の要件を示す。
4. 実船建造前に材料表を提出し、FRP 積層板 (船側外板と同一工場、同一積層構成、同一成形法による) の試験成績書の提出。

○4 章 成形工事等

NK 第 5 章成形工事を若干修正、追加している。

1. 成形工事一般 作業手順の詳細は省いた。
2. ゲルコート 厚さの範囲を 0.3~0.5 mm とした。
3. ハンド・レイ・アップ法 ロービングクロスガラス総重量に占める割合を 25~65% に押えた。
4. スプレー・アップ法 作業中の相対湿度を 65~90% に保つことが望ましいとした。主要構造部材に使用するときは首席検査官伺い事項とした。
5. サンドイッチ構造の成形 内層の FRP の

厚みは外層の厚みの 80% とした。心材の最大厚さは 25 mm とし、2 層重ね以上は禁止した。バルサ心材の相互のすき間を 4 mm 以下とした。

6. 脱型
7. 接着
8. 固着継手 機械的なものに限定
9. L型及びT型接着接手、重ね継手、突合せ継手は、主要構造部材には使わないこと。隅肉の曲率に注意のこと。

○5 章 構造寸法等

- A. 特別定義 L, B, D はここだけの定義として、水線長、全巾、全深さをとる。甲板荷重の定義は NK 8 章甲板の 8. 2. 2 (改正案) と同じにとる。
- B. 縦強度 NK 第 6 章縦強度に同じ。
- C. 積層厚さ、断面係数等 NK 1 章総則 1.4 船体構造及び艀装に関する通則中の、1. 4. 8, 1. 4. 7 に同じ。
- D. 構造寸法等 NK 規則と同様であるが、一部に部材名称を FRP 船向きに変更した箇所がある。例えば、中心線内竜骨→中心線桁
側内竜骨→船底側桁 等である。

○6 章 検査の方法

1. 検査の方法一般

船の長さを四つに区分し、表 1 に従って行なう。なお、このうち長さ 25 m 以上 30 m 以上の新船の第 1 回定期検査に当ってはその都度首席船舶検査官に伺い

表 1 検査の項目一覧

船の長さ	30m未満		20m未満		15m未満		12m未満	
	20m以上		15m以上		12m以上		12m未満	
項目	新船	同型船	新船	同型船	新船	同型船	新船	同型船
建造前材料試験	○	×	○	×	○	×	×	×
設計の検査	○	×	○	×	○	×	△	×
建造中の検査	○	○	○	○	○	×	×	×
完成検査	○	○	○	○	○	○	○	○
切り出し材料試験	○	○	○	×	○	×	×	×
縦曲げ試験	△	×	△	×	△	×	△	×

注：(a) 同型船とは、新船が建造された後、24ヶ月以内に建造される船舶であって、当該船と同一工場で建造され、同一工場、同一構造のものをいう。

(b) ○印は、行なうことを示す。

(c) △印は、当該検査項目の一部、又は全部を省略することを示す。

(d) ×印は、行なわないことを示す。

出ることになり、それ以外は管海官庁限りでよいことになる。建造前に提出する書類は、要目表、建造工程表、積層要領書、FRP 船建造実績表、工場施設の説明書である。

2. 設計の検査

表 2 に従って図面を提出する。滑走艇、半滑走艇、(いわゆる軽構造船)、ヨット等で、5 章の構造寸法等の技術基準等(主として漁船を対象とする)によりがたいものは、参考資料(強度計算書等をいう)及び管海官庁の意見を附して、首席船舶検査官に伺い出ることとなっている。

表 2 設計の検査の提出図面

図面等の名称	新船	同型船	長さ 12 m 未満の新船で、船体強度試験を行う場合
使用材料表	○	○	○
一般配置図	○	○	○
中央切断図	○	○	×
船殻構造図 (構造詳細及び継手詳細図を含む)	○	×	×
中央断面の計算書	○	×	×
部材寸法計算書	○	×	×
縦曲げ試験方案	○	×	×
その他必要な図面、および書類	○	○	○

注：(a) ○印は、提出するものを示す。
(b) ×印は、提出を省略してよいものを示す。

3. 建造中の検査

建造工程表を参考とし、指定の成形作業に立会う。また、構造部材寸法と配置について確認検査する。旧首席通達にあった目視検査の詳細は削除した。

4. 完成検査

硬化状態の確認及び積層、接着、取付けの確認を行なう。

5. 切り出し材料試験

船体の一部から FRP 板を切り出して、建造前材料試験と同一項目について材料試験を行ない、部材計算に用いた σ_B , σ_T の強度以上であり、その他は規定の値以上であることを確認する。

6. 縦曲げ試験

この試験は主流ではなくなり、長さ 12 m 未満の新船で設計検査を省略したもの、長さ 12 m 以上の新船で 5 章 B 縦強度の条件によりがたいものについてのみ

行なうこととなった。

その際の試験条件は、前述の第 5 分科会答申が盛り込まれて、以下のようになっている。

(1) 長さ 15 m 以上の船舶

C 値は $\sqrt{W/L} \geq 0.2$ の船で 2.5, $\sqrt{W/L} < 0.2$ の船で 20 とする。実際の試験荷重はその 60% としてよい。但し、ひずみ測定値が 100μ 以上のこと。最大応力は 1.0 kg/mm^2 以下とする。甲板と船底のたわみは、スパンの $1/500$ 以下とする。これを超えたときの判断は首席伺いとなる。

(2) 長さ 15 m 未満の船舶

満載の 25% オーバーロード等、分布荷重による縦曲げ試験、または、満載で高さ 2.5 m からの落下試験を行なう。

4. FRP 船の特殊基準について考慮すべき問題点

FRP 漁船研究会の会務小委員会において当該案を審議中に生じた問題点のうち、重要と思われるものを以下に列挙する。

(1) 早急に考慮すべき問題点

- (イ) 管理技術者およびスプレーアップ機を運用する技能者の資格認定に関する件、同じくスプレーアップ法の首席船舶検査官伺い出に対する承認基準
- (ロ) 大型化への前提条件である建造実績の確認方法
- (ハ) サンドイッチ構造の構造寸法基準
- (ニ) 甲板梁、甲板下縦桁、防撓材の端末を肘板固着とする場合と、ソフトローとする場合に代表される部材端部固着の多様化
- (ホ) 船底構造に肋板を設けることの可否(鋼船式でなく、木船式に肋骨でもよくなるか、など)

(2) 今後研究を必要とする事項

- (イ) $L \geq 30 \text{ m}$ に適用拡大の可否、油タンカーの建造禁止の可否
- (ロ) L 型、T 型継手寸法表の整備(鋼船の隅肉溶接適用表のようなもの)
- (ハ) 構造配置および寸法の決定に当たって、鋼船式か、木船式(FRP 船式)かの問題(船底肋板か、船底肋骨かなどは前出しているが、広く一般に。)
- (ニ) 二重底を $L \leq 30 \text{ m}$ の船に採用することの可否(FRP 船では工作信頼性上望ましくはないが、すでに鋼船では採用されているので、今禁止すれば鋼船に対抗できなくなるおそれもあるが)
- (ホ) 突合せ及び重ね継手の工作基準と寸法基準
- (ヘ) ガラス基材の重ね部の工作基準

(ト) 軽構造船(高速艇)基準との摺り合わせ

IX FRP 船の積量測度

船舶積量測度法(大正 3. 3. 31 法 34 号)は第 1 条に「船舶の積量は船舶の内法容積を測度し、……」とあり、長さ 20 m 以上は区分測度と称し、船舶積量測度規程(大正 3. 7. 17 通信省令 16 号)により、長さ 20 m 未満は簡易測度と称し、簡易船舶積量測度規程(昭和 7. 4. 11 通信省令 12 号)によることになっている。これらの法規は長年に亘って小改正はあったものの、根本の考え方は変わらずに適用されて来た。

しかし総トン数は、漁業関係においては漁船の建造許可とか性能の基準に使用され、船員法においては乗組員の免許の要求に使用されるなど、船の規模を代表する唯一の数として取扱われているため、船主は一定の総トン数内で、実質の大きい船を求めることとなり、いわゆる減トン工事が要求され、法すれすれを競い合う結果となり、造船所を悩ませると共に、正しい造船技術(経済的な船型の採用、経済的な船体構造・重量の設計など)の発達のみまたげとなっている。

ところが、ここに大きな考え方の変革が起ころうとしている。「1969 年の船舶のトン数測度に関する国際条約」が、昭和 44 年 5 月 IMCO(政府間海事協議機関)によって招集された国際会議において採択され、わが国も同年 12 月 10 日に受諾を条件として署名を完了している。本条約の効力発生要件は、受諾国の数が 25 以上となり、その保有船腹の合計が世界の船腹の 65% 以上となった日から数えて 24 ヶ月経過後効力を発生するようになっていて、早晚効力発生となるやに聞いている。

この新条約の最も変わった点は、容積の対象を従来の内法容積から型容積に変えた点と、総トン数算定の対象を全蔽囲場所として、操舵室等従来の除外場所の規定がなくなった点である。適用除外は、長さ 24 m 未満の船舶および軍用艦船となっている。

今この条約のみが発効したとすると、24 m 以上は新条約、24~20 m は従来の区分測度、20 m 未満は従来の簡易測度となり、トン数の値に著しい不連続が生ずると考えられるので、何らかの是正措置が必要との意見もある。(試算によるとトン数の値が 2 倍以上となるものがあるという。)しかし、前述のようにいろいろの規制のもとになっていて、社会的な影響が大であるから、その改正には慎重な上にも慎重な検討が必要である。

さて、FRP 船が出現したとき最初に問題となった点は、簡易測度規程第 7 条の係数で、木船は 0.55、木船以外は 0.62 となっているため、FRP 船は 0.62 を採用せざるを得なくなり、そのため木船の代替として建造される FRP 船が同じトン数で図体が木船より小さくなる矛盾が生じた点である。この点について当時の船舶局積量測度課長に陳情した所、近い将来測度法の改正があるまで待てと言われて引き下がったことがある。このことは現在に至るまで宿題であり、この際に FRP 船に適した係数を採用すべきであろう。

FRP 船の積量測度については、船舶局検査測度課長の通達として、船査 222 号(昭和 46. 11. 13)、同 495 号(昭和 47. 9. 14)、同 331 号(昭和 48. 6. 12)、同 636 号(昭和 48. 12. 11)が出され、船の長さ、幅及び深さの認定の心得が示されていたが、昭和 50 年 4 月 22 日に船査第 286 号により、これらが整理、統・廃合されて「強化プラスチック製船舶の測度及び図解」として、同年 7 月 1 日から実施された。

以下にその項目について説明を加える。

1. 上甲板及び船の長さ

船首材の前面と船尾材の後面とについて、各種形状の取り扱いを示している。

2. 船の幅

肋骨に該当するものがない場合は、船側外板の内面を肋骨の外面とみなす。各種形状の幅の取り扱いを示している。

3. 船の深さ

竜骨の上面が明確でない場合は、キールラベット、又はこれに相当する船底外板と竜骨部との取り付け部の外板内面を深さの下部基点とする。各種形状につき下部基点を示し、竜骨部の大きい場合、大きくて一部が傾斜している場合についての船の深さの修正算式を示している。

4. 上甲板及び外板がサンドイッチ構造である船舶の取り扱い

外板の心材の厚さが、内皮と外皮の合計厚さの 3 倍以下のときは内皮内面を、これを超えるものは外皮内面をそれぞれ肋骨の外表面とみなすこととし、過厚の心材による減トンを防いだ。船の深さの上端(上甲板梁の上面)、及び深さの下端(竜骨の上面)についても同様の取り扱いである。

木甲板、又は木外板に FRP コーティングを施したものはサンドイッチ構造とはみなさず、それぞれ単板として取り扱うこととした。

X む す び

FRP 漁船に係る法規の一部について、比較的新しいものを概説したが、筆者は法規の専門家ではないので、詳しいことは専門家をわずらわさねばならな

いことは勿論である。本稿は、これら法規の存在と制定の趣旨などを筆者の知れる範囲で述べたものであるから、関係の向きはなお深く研究し、FRP 漁船の建造と運用に落ちのならないようにしていただきたい。

行政院農委會圖書室



0001116