所謂「小型船のパフォーマンス」の 悪さに関する研究

正員 工學士 谷 口 中

Abstract

Investigations on "the Inferior Propulsive-Performance of Small Ships"

By Kaname Taniguchi, *Kogakushi, Member*

It has been said that the propulsive-performance of small ships is inferior to that of large ships. But the author suggests from the analysis of the trial results and the tank results of many ships that the inferior propulsive-performance of small ships is the apparent one mainly due to the incorrectness of the Froude's skin-friction formula for actual ships used in the calculation of E.H.P. And he shows that using the new friction formula, the inferiority of the propulsive-performance of small ships vanishes approximately.

緒 論

大型乃至は中型船の試運転成績は水槽試験によつて推定した成績と大体に一致するけれども、小型船の試運転成績は一般には一致せず、而も恒に水槽試験による推定よりも悪くなると云うことは之迄多年に亘つて認められて来た経験的事実である。そして我々はこの状態を「小型船は大型船に比べてパフォーマンスが悪い」と云い表わして来た。

終戦後小型船が我々の対象となると共に本問題もより重要なものとなり、その原因の解明は一層緊要の度を加えた。一般に水槽試験に於ては模型の大きさは実船の大小に拘らずほぼ一定の大きさに選ばれているから、小型船程模型との距たりが小さく、従つて縮率誤差も少ない筈で、この点からは試運転成績も小型船の方が水槽試験結果により良く合う筈である。所が事実は之と正反対なのである。

この原因は恐らく単一のものではないであらう。例えば在来の小型船は大型船に比して仕事が丁寧でなく、塗装、外板、鉸鉸等による総合的表面程度が大型船より大きくなる傾向があつた事、或いは又小型船程風波の影響を蒙り易い事等もその原因の一つに数える事が出来る。然し乍ら著者は過去に建造された多数の実船の試運転成績とその水槽試験成績とを調査の結果、この原因が主として、実船の抵抗を推算する際に従来一般に使用されて来た Froude の摩擦抵抗算式の不正確さにあるらしい事を知つた。それで実船摩擦抵抗を正しく推算しうる摩擦公式を研究し、その結果得られた新摩擦公式を使用して、水槽試験結果と試運転成績とを比較して見た。その結果は実用的には大型船も小型船も同様に両者はよく一致し、小型船の試運転成績が特に悪くなると云う如き現象は殆んど消失した。即ち之迄云われて来た小型船のパフォーマンスの悪さは実は見掛上のものであつたのである。又新摩擦公式の適用により実船の実際の抵抗は従来推算されていたよりも可成大きくなり、従つて推進効率及び実船有効伴流係数も従来考えられていたよりも實際は可成大きい値である筈である事が分る。

小型船のパフォーマンスの悪さの広義的完全な研究は上述の如く尙多くの点を残しているけれども、実用上の見地からはほぼ本問題は解明し得たと考えるので、研究の結果を発表し、諸賢の御批判を仰ぐ次第である。

1. パフォーマンスの悪さの定義

三菱長崎水槽に於ては、実船試運転成績と水槽試験成績とを比較し且つ後の設計資料たらしめる為に実船試運転成績を第1表の如き型式で解析している。即ち計測値に、抵抗試験の結果から推定した有効馬力、ビハインドテスト又は自航試験より求められる推力減少率及びプロペラオープンテストより求められる又はシーリスプロペラチャートに所要の修正を施して求められるプロペラ単独特性を使用して効率修正係数 e_0 を求めるのである。従つてこの様にして求められる e_0 はその誘導上次の如き構成を持つている。

第1表 試運転成績解析表(一例)

主機負荷率		3/4	4/4	註
速度	V_s	13.22	14.05	計測値 (風及び潮流の修正済)
プロペラ回転速度	N	106.4	116.3	
主機出力	BHP	1.732	2.312	
有効馬力	EHP_a	1.241	1.585	水槽試験より推定 (app.allow.を含む)
推進効率	η_a	0.717	0.686	EHP_a/BHP 又は EHP_a/SHP
推力減少率	t	0.190	0.190	水槽試験値
推力係数	c_T	0.2087	0.2098	$c_T = \text{const.} \frac{1}{(1-t)D^4} \frac{EHP_a}{N^2 V_s}$
スリップ比	s	0.379	0.382	c_T に対しプロペラ特性曲線 (水槽試験より推定) より読む
プロペラ単独効率	e_P	0.600	0.5985	
有効伴流係数	w	0.334	0.318	$w = 1 - \text{const.} \frac{PN(1-s)}{V_s}$
船殻効率	e_H	1.216	1.188	$1-t/1-w$
伝達効率	e_T	0.98	0.984	DHP/BHP 又は DHP/SHP 推定
効率修正係数	e_c	1.002	0.984	$\eta_a/e_P \cdot e_H \cdot e_T$

$e_c = (\text{Relative rotative eff.}) \times (\text{Scale effect の修正係数}) \times (\text{計測値及び推定値の誤差の修正係数})$

然し所定のレイノルツ数以上で模型試験が施行される限り、プロペラ単独特性は実用上 Scale effect を蒙らないと認められており⁽¹⁾ 一方推力減少率はプロペラ推力の発生に伴い船体に生ずる水平浮力に depend し、その本質上粘性の影響を直接には受けないもの故、之も又 Scale effect は無視出来ると考えられるから、若し計測値が正しく有効馬力の推定値も又正しければ此の場合、 e_c は所謂推力ベースの Relative rotative efficiency に等しくなる筈である。而して Relative rotative efficiency はプロペラ附近の流れの速度分布に depend するものであるから、速度分布が相似であれば Relative rot. eff. は同じになる筈である。Relative rot. eff. は現在尙余り良く研究されてはいないけれども、双螺旋船では大体 0.985、単螺旋船では大体 1.02 程度の値となる事が知られている²⁾。従つて必要な注意のもとに施行された試運転並びに水槽試験の資料から解析された e_c は船の絶対的大きさには無関係に大体 0.985 乃至 1.02 程度の値となるべき筈である。而して若し e_c がこの程度の値とならないならば、水槽試験が十分な注意を以て施行されている限り、 EHP_a , t , 及びプロペラ特性の誤差は少くとも第一近似では無視出来ると考えられるから e_c が過少の場合には SHP が過大なのであり、 e_c が過大の場合には SHP が過少と云う事になる。即ち後者の場合にはそのパフォーマンスは普通より良好であり、前者の場合には普通より悪いと云う事になる。所が過去に於て建造された多勢の船について e_c を調査して見るに、大型船の e_c は大体 1.0 の前後の値を示しているが、船が小型となるに従つて e_c は小となり、長さ 20~50 m 程度の船に於ては e_c の値は 0.80 程度に低下し 0.70 代のものも相当にあると云う状態になつている。こうした状態を我々は今迄「小型船は大型船に比してパフォーマンスが悪いと」云い表わして来たのである。勿論広義の Propulsive performance は必ずしもこうした e_c のみを以て論ぜらるべきものでなく、 EHP_a , t 或いはプロペラ特性それ自身の良否も又重要な要素ではあるけれど之等は大型船と小型船とのパフォーマンスの比較には相対的な要素とはならないから、本論文に於ては、パフォーマンスの e_c を以て表わされる面のみに考察を限定する事とし、 e_c の大小を以てパフォーマンスの良非を定義する事とする。

2. 従来の資料による効率修正係数の調査

小型船のパフォーマンスの悪さ、従つて e_c の低さの原因を推察する為に、過去に於て建造されその試運転

(1) 末尾文献参照

成績の分明している実船 145 隻について、推進性能に大きい影響を持つと想像される要素と e_E との関係を調査した。試運転成績解析結果から Top Speed, に対する効率修正係数を求め、之を船の長さ L_{pp} , フルード数 $v/\sqrt{gL_{pp}}$, 排水容積長さ比 ∇/L^3_{pp} 及びブロック係数 C_b 等に対し置点すると第 1 図～第 5 図の如くなる。試運転状態としては 1/5 載貨状態も 1/2 載貨状態もあるが一緒にして取扱った。又便宜上効率修正係数 e_e の代りに、之に伝達工率 e_T の掛つた $e_E = e_e \cdot e_T = \eta_a / e_P \cdot e_H$ を以て代用した。尚第 1 図及び第 2 図に於ては SHP, BHP ,

第 1 図 e_E と長さとの関係 (単螺旋船)

第 2 図 e_E と長さとの関係 (双螺旋船)

及び IHP に対する e_E を区別し、又海象の状態をも区別して置点した。 IHP で馬力が計測されたものについては機械工率 SHP/IHP を推定して SHP を求め之に対して e_E を算出してあるが、 BHP で馬力が計測されたものは SHP の代りに BHP をそのまま用いて e_E を算出してある。従つて厳密には BHP に対する e_E の方が SHP に対する e_E よりも伝達効率だけ悪くなる筈であり、又海象の悪いときは試運転時の真の EHP は水槽試験から推定した EHP よりも大となるべき故 e_E は悪くなる筈である。之等の理由によつて e_E に区別をつけて置点したのであるが、第 1 図及び第 2 図に於て平均的には e_E に SHP に対するものと BHP に対するものとを区別する必要がなく、又海象状態に対する区別も必ずしも系統立つた差を示していないから、第 3 図以下に於ては之等の区別は止めて単に単螺旋船と双螺旋船とを区別して示す事とした。

第 3 図 フルード数との関係

之等の図を観察して大体次の事が云い得る。

- (イ) e_E は L_{pp} に最も関係し、 ∇/L^3_{pp} や $v/\sqrt{gL_{pp}}$ 或いは C_b 等には余り関係しない。
- (ロ) 双螺旋船は単螺旋船より e_E が平均して小さい。

(ハ) e_E は単螺旋船に於ては長さと共に大となるが、双螺旋船に於ては長さに対する変化が単螺旋船程甚だしくはない。

第 3 図に於て e_E と $v/\sqrt{gL_{pp}}$ とがやや関係ありそうに見えるが之は $v/\sqrt{gL_{pp}}$ と L_{pp} との間に第 7 図の如き関係が内在する為と考えられる。尙念の為 Top Speed に対する e_E の代りに主機 $3/4$ 出力に対する e_E を取つて長さに対し置点すると第 6 図の如くなり、大体第 1, 2 図と一致した傾向を示している。

扱 ∇/L^3_{pp} は造渦現象を支配すると考えてよい故に e_E が ∇/L^3_{pp} に余り関係せぬと云う事は e_E と造渦現象とは余り関係がないと云う事と考えるとよく、 e_E が $v/\sqrt{gL}$ に余り関係せぬと云う事は e_E と造波現象とは余り関係がないと

第 4 図 e_E と排水容積長さ比との関係

第 5 図 e_E と Block Coeff との関係

第 6 図 e_E と長さとの関係 (主機 $3/4$ 出力)

云う事と考えてよいであろう。 e_E が長さに関係すると云う事は e_E と Reynolds np と関係がありそうだと云う事と考えてよいであろう。

次に之等 e_E の値には第1章で述べた如く、Scale effect は無視出来たとしても、計測値や推定値の誤差の影響が含まれているから之等の誤差が e_E に及ぼす影響について考察する。

e_E の定義の式

$$e_E = \frac{EHP_a}{SHP} \times \frac{1}{e_p} \times \frac{1}{1-t} \times \frac{PN(1-s)}{\text{const} \times V_s}$$

に $EHP_a \propto V_s^n$, ($n=3$) 及び $e_p = \text{const} \times (1-s)$

を代入すれば

$$e_E = \text{const} \times \frac{k V_s^{n-1}}{SHP} \times \frac{PN}{1-t} \quad \text{但し } k = EHP_a / V_s^n$$

故に各要素の e_E に及ぼす影響は次の如くなる。

(イ) 抵抗, 軸馬力, プロペラピッチ, プロペラ回転速度及び $(1-t)$ 等における誤差は e_E に同じ割合の誤差を生ずる。

(ロ) 速度の誤差はその $(n-1)$ 倍 (通常約2倍の) 誤差を e_E に与える。

(ハ) プロペラ特性を表わす項は含まれていないからプロペラ特性は多少変化しても e_E には影響を及ぼさない。然るに通常の試運転成績に於ける速度及びプロペラ回転速度の誤差は $\pm 1\%$ を越える事はまずないと考えてよく、プロペラのピッチ誤差もせいぜい $\pm 1\%$ の程度であり、 t の誤差も 0.20 に対し ± 0.02 即ち $(1-t)$ の誤差としては 2.5% がせいぜいである。従つて船体抵抗及び軸馬力以外の要素の e_E に与える誤差は夫々 1~2% 程度のものと考えて差支えないから小型船の e_E が 20% 程度も低い事の原因は船体抵抗か軸馬力の誤差にあると考えざるを得ない。このうち軸馬力の誤差は多数の資料を統計的に調査すれば平均的には消失すると考え得るから、第1図及び第2図の如く小型船の e_E が平均して甚だしく低い事は船体抵抗の過少推定に原因があるらしく推察される。

依つて第1図及び第2図で取扱つた実船を大小2群に分ち之等各々の平均をとつて次の2つをそれ等の代表に選ぶ。

大型船 $L_{pp}=140$ m, $V_s=18$ kn

小型船 $L_{pp}=40$ m, $V_s=12$ kn

そして表面の Sandraulichkeit, k を大型船に対しては 0.2 mm, 小型船に対しては 0.25 mm と選んで Prandtl-Schlichting の式で之等の摩擦抵抗係数を計算し、Froude の式によるものと比較して見ると下表の如くなる。

摩擦抵抗係数の比較

	Prandtl-Schlichting の式によるもの (1)	Froude の式に よるもの (2)	(1) (2)
大 型 船	0.00226	0.00187	1.21
小 型 船	0.00289	0.00207	1.40

R を上述の如く取つて Prandtl-Schlichting の式によつて計算した摩擦抵抗係数は大体正しいものと認められている³⁾。故にこの結果より、Froude の式を使用すると小型船程摩擦抵抗を過少評価する事になるのを知る事が出来る。

以上の考察によつて小型船のパフォーマンスの悪さは主として Froude の摩擦抵抗算式の不正確さに基くものである事がほぼ確実となつた。依つて次には之に代る正しい摩擦抵抗算式について考察する事とする。

3. 新 摩 擦 抵 抗 算 式

摩擦抵抗算式に関しては Froude⁴⁾ 以来 Tidemann⁵⁾, Gebcrs⁶⁾, 平賀⁷⁾, 上野⁸⁾, 等多くの研究者によつて種々

第 7 図 フルード数と長さとの関係

の計算式が発表されている。又流体力学の理論的方面よりも Prandtl 以来多くの研究が行われ、少くとも滑面の摩擦抵抗に関しては実船に対応する高い Reynolds no. 迄理論と実験とは良好な一致を示している⁹⁾。然し乍ら実船そのものの摩擦抵抗に関しては砂状粗面と波状粗面の問題、三次元流れと剝離との問題等理論的にも実験的にも尙十分の域に達してはいない。そこで茲では理論の煩瑣に立入るを止め、手つとり早く実船の摩擦抵抗を推定する為に現在迄に施行された実験のうちから次の3つを選定した。

- (1) 平賀博士のタ立及び 300 T 曳船の実験成績¹⁰⁾。
- (2) G. Kempf のハンブルグ号及びブレーメン号の実験成績¹¹⁾。
- (3) W. Froude のグレイハウンド号の実験成績¹¹⁾(参考)。

模型船の摩擦抵抗については Froude の式でも Prandtl の式(全乱流)でも 4 m 程度の模型船では殆んど差がなく且つ之等の式ではほぼ正しい摩擦抵抗が求め得る事が認められているから、模型船の摩擦抵抗算式は水槽委員会の決議による次の Froude の算式を使用して模型船剰余抵抗を求め之を実船に適用して実船の摩擦抵抗係数を算出する。

$$R_f = \gamma f \{1 + 0.0043(15 - t)\} S v^{1.825}, f = 1.392 + \frac{0.258}{2.68 + L_{WL}} \quad [\text{kg} \cdot \text{m} \cdot \text{sec} \text{ 単位}]$$

平賀博士のタ立及び 300 T 曳船についてこの様にして算出した摩擦抵抗係数を Reynolds no. に対し置点すると第 8 図に示す如くなる。Kempf のハンブルグ号及びブレーメン号の実験はこうした方法とは全く別に、実船の表面の一場所で局部的摩擦抵抗を計算し、之から適当な仮定のもとに全摩擦抵抗係数を算出したものであるから之は Kempf による値をそのまま第 8 図に置点した。グレイハウンド号の実験成績は Kempf の計算値¹¹⁾に模型船の摩擦抵抗算式の相違に対する修正を施したものを参考迄に置点した。平賀博士の Plank Ship に対する実験成績はその表面が通常の実船と異なり butt や seam が無く、完全に flat に仕上げられている為、タ立や 300 T 曳船より約 15% 少い値 (Kempf¹²⁾, Baker¹³⁾ の実験からもこの数字は支持されている) になっているから置点から除外した。若しこの Plank Ship の如き滑らかな表面を持つ実船が作られる場合にはこの成績を参考とすべきであろう。

第 8 図 摩擦抵抗係数の対数表示

第 8 図によればタ立, 300 T 曳船, グレイハウンド号, ハンブルグ号及びブレーメン号等の実験点を通して、一つの平均線を引く事が出来る。船体表面程度を波状粗面に近いと考えて Prandtl の滑面摩擦抵抗算式と同型¹⁴⁾の実験式を仮定してこの平均線を求めると次式を得る。

$$C_f = 0.670 / \log_{10} \left(\frac{v L_{WL}}{\nu} \right)^{2.58}$$

此の式は 300 T 曳船, グレイハウンド号の低速の部分を除けばすべての実測点に割合によく一致している。Froude の模型試験法と全く独立な方法で求めたハンブルグ号, ブレーメン号に対する実測点も大体この式に乗っているのも注目すべき事である。そしてこの式は実船表面の曲率の影響や粗度の影響, さては又模型船遷移流の影響等のすべての尙不可解の誤差の修正も又同時に包含されている。従つてタ立及び 300 T 曳船の模型船(14呎)と同程度の大きさの模型船を使用し、模型船には前掲の Froude の摩擦算式を使用し、実船には上の新摩擦算式を使用するならば、曳航実験によると同程度に正確な実船抵抗が求められる筈である。

4. 新摩擦抵抗算式に対する効率修正係数

前述した所により、小型船のパフォーマンスの悪いのは Froude の摩擦抵抗算式が不正確である為である事がほぼ確実となり、而も之に代る正確な摩擦抵抗算式が求められたのでこの摩擦抵抗算式を使用して改めて試運転成績の解析をやり直し、之によつて小型船のパフォーマンスの悪さが消失するかどうかを検証した。即ち第 1 図及び第 2 図で取扱つた資料のうちから、信頼度の高いもの(尙プロペラ深度の不足するものも除外した)を大型中型及び小型を夫々代表する様に選び之等の解析による e_F を長さに対し置点すると第 9 図の如くなる。第

1章で述べた如く Relative rotative efficiency は大体 0.985~1.02 であるから Transmission efficiency を 0.98 とすると e_E の値は 0.97~1.00 程度となるべき筈である。

第9図に於ける e_E は大体之と一致している。唯大型船に於て僅かに之より高くなっている。実船の表面はその摩擦抵抗が恒に第8図に示す一本の平均線上に乗る程どの船に対しても一様なものとは考えられないから e_E の値に多少の凹凸のある事は当然と考えられる。第9図に於て小型船の e_E は大体予期の値に一致しているが、大型船のそれが稍高くなっているのは恐らくプロペラ特性に対する縮率影響が無視出来なくなる為と考えられる。又大型単螺旋船に於て Propeller suction による剣離点後退の為、実際に抵抗が曳航抵抗より減少するかも知れぬ事も想さされる。

第9図

新摩擦公式に対する e_E と長さとの関係

5. 結 論

実船試運転解析が得られる効率修正係数を以て大型船と小型船とのパフォーマンス比較の尺度とし、過去の多数の資料を検討して、小型船のパフォーマンスが大型船に比して悪いのは、実船抵抗の推算に使用されて来た Froude の摩擦抵抗算式の不正確さにある事を推定した。依つて之に代る正しい摩擦抵抗算式を、実船による実験成績をもととして誘導し、次の算式を得た。

$$c_f = 0.670 \left(\log_{10} \frac{v L_{WL}}{\nu} \right)^{-2.58}$$

但し模型船摩擦抵抗算式には次の Froude の式を使用するものとする。

$$c_f = \frac{f \{1 + 0.0043(15 - t)\}}{\frac{\rho}{2} v^{0.175}}, \quad f = 0.1392 + \frac{0.258}{2.68 + L_{WL}} \quad [\text{kg. m. csc. } ^\circ\text{C 単位}]$$

之等の式を使用して実験試運転成績を解析し直した結果は第9図に示す如く、実用的には大体上記推定を検証する事が出来た。即ち小型船に対する e_E は理論上の推定値に大体一致し、之迄見られた小型船のパフォーマンスの悪さは殆んど消失した。従つて実用上の見地からは、所謂小型船のパフォーマンスの悪さは Froude の実船摩擦抵抗算式の不正確さに基く見掛上のものであつたと云う事が出来る。尙新摩擦算式を用うれば実船抵抗が Froude の式を用いて推算されたものより大きくなる為、推進効率及び実船有効伴流係数は之迄考えられていたよりも可成大きい値となり特に後者は模型船自航試験の解析より得られる模型船有効伴流係数に相当接近する。更に又実船摩擦抵抗の増加の為、自航試験に対する摩擦修正は之迄の Froude の式に対するものより相当小さくする必要がある。中型船以下に対しては第9図の示す通りほぼ予期通りの結果が得られたが大型船に就てはそのパフォーマンスは小型船に比べると尙僅かながら良好で且つその e_E は理論上の推定値より僅かに大きい。この原因は大型船に対しては縮率が高くなるためにプロペラの単独特性に対する縮率影響が無視出来なくなる為と考えられる。更に又特に大型単螺旋船に於ては Propeller suction に基く剣離点後退の為実際抵抗が曳航抵抗より少くなるかも知れぬ事も予想される。之等の点に関しては今後研究を続けて行き度いと思う。

終りに臨み多数の資料を残して頂いた青山船舶型試験場長並びに発表を許可された三菱長崎造船所の幹部の方々に厚く御礼申上げる次第である。

文 献

- (1) 山県昌夫：船型試験法（共立社 1933）第II章。

G. Kempf: Ergebnisse naturgrosser Schraubenversuche auf Dampfer "Tannenberg"

W.R.H.15. Juni, 1939 s. 167~174.

F. Gutsche: Der Einfluss des Kennwertes auf des Arbeiten von Schiffsschrauben im Freifahrtzustand, Hydromech. Prob, des Schiffsantriebs, 1932 s. 185~204.

- (2) Principles of Naval Architecture, Vol. II. Chap. III. Sect. 7.

- (3) 1937 年ベルリン試験水槽會議（決議7）造雑, 191号, 昭13.2. p.15~17.

- (4) R.E. Froude: On the Constant System of Notation of Results of Experiments on Models used at the Admiralty Experiment Works. T.I.N.A. 1888, p.304~313.

- (5) D.W. Taylor: The Speed & Power of Ships. (1933) p. 32.
- (6) F.Gebers: Das Ähnlichkeitsgesetz bei im Wasser geradlinig fortbewegter Platten, Schiffbau, Vol. 22. 1919.
- (7) 平賀 譲: Experimental Investigations on the Frictional Resistance of Planks and Ship-models. 造会 55 号, 昭 9. 12. p.101~152.
- (8) 上野敬三: 船舶摩擦抵抗に就ての一考察, 造会 58 号, 昭 11. 6., p.35~45.
 小型抵抗試験水槽の試験結果に就て, 九州造船会会報, 17 号, 昭 16.4, p.5~26.
- (9) H.Lackenby: Re-Analysis of William Froude's Experiments on Surface Friction and their Extension in the Light of Recent Developments. T.I.N.A. 1937, p.120~136.
- (10) 平賀 譲: Experimental Investigations on the Resistance of Long Planks and Ships 造会 55 号, 昭 9. 12, p.159~199.
- (11) G.Kempf: On the Effect of Roughness on the Resistance of Ships. T.I.N.A., 1937, p.109~119.
- (12) G.Kempf: New Results obtained in Measuring Frictional Resistance. T.I.N.A., 1929, p.104~121.
- (13) G.S.Baker: Model Experiments on the Resistance of Merchantile Ship Forms. T.I.N.A., 1914, p.53~64.
- (14) プラントル・ティーチエンス: 航空流体力学, 下巻 P, 41.