船の摩擦抵抗に対する形状影響と大型油槽船の 馬力推定に就て

正員 笹島 秀雄* 正員 吉田 栄一**

正員 田中 一朗* 正員 仲渡 道夫*

Form Effects on Frictional Resistance of Ships and
Power Prediction of Large Tankers

By Hideo Sasajima, *Member*; Eiichi Yoshida, *Member*

Ichiro Tanaka, *Member*; Michio Nakato, *Member*

Abstract

There are many reports saying that the trial results of supertankers, which have been built in recent years, show much smaller power than the tank test prediction. Main reason of the trend may be due to deficiency of the method of residual resistance.

The authors try to develop a new method of correlation between models and ships. The method is based on the assumption that the flow fields around models and ships are similar to each other including their boundary layers, and only their thicknesses are different according to their respective Reynolds numbers. Thus the form effects on frictional resistance become linearly proportional to the corresponding plane friction, viz. they follow the law of Reynolds instead of Froude. This is a result similar to the Hughes proposal, except that in the case of actual ships the value of plane friction should be corrected by the roughness allowance. The formula of prediction of the effects between ships and models is

$$C_{Fs} = C_{Fm} \times \frac{C_{Fps} + \Delta C_F}{C_{Fpm}}$$

Applying the method to some results of supertankers, reasonable explanation for property of resistance is gained as seen in Figs. It is hoped that queer phenomena as negative ΔC_F may be removed by the use of this method.

A method of estimation of the form effects for fuller ships like tankers is also proposed. Comparison of the calculated figures with the tank tests shows a close agreement. The method assisted by the use of Taylor chart may be convenient to initial designers.

1. 緒 言

W. Froude によつて模型実験結果から実船の抵抗及び馬力を推定する方法が確立されて以来今日迄約四分の三世紀が過ぎたが、その間この方法に対して疑念を発表されたものは殆んど聞かれなかつた。然るに実験精度の向上、抵抗理論の進歩等に伴つて最近にはこの方法を再検討する空気が拡まりつつある様に思われる。

即ち Lucy Ashton 号の相似模型並に実船の精密な抵抗計測結果¹⁾は、Shoenherr 値の 8% 増しを摩擦抵抗と同じに取扱う方がよい一致を得ることを示して、Froude の方法に疑問を表明し、又時を同じくして発表された Hughes の形状係数の提案²⁾ 田宮助教授の水槽試験法に関する疑念³⁾、或は Lap による船の摩擦抵抗に対する新説⁴⁾ 等、何れもその根拠は別であるが何等かの実験的背景をもつて言出されたものである。殊に昨今建造される大型油槽船で殆んど例外なしに馬力の推定値が実測値を大きく上廻り、粗度影響の形でこれを処理すると負

原稿受付. 1 月 11 日

* 大阪大学造船学教室

** 尼崎工業高校

の ΔC の場合さえ生じていることは、従来の方法に何か欠陥があることを示すものである。

このような空気を反映してか、昨年の Madrid の国際会議では、低 Re 数では従来のどの公式よりも高い抵抗値をもち、高 Re 数で Schoenherr 値に極めて近い

$$C_F = 0.075 / (\log Re - 2)^2 \quad (1)$$

なる式を推挙されたと聞いている。これは必ずしも Froude の方法の変更を意味するものではないが、目的はやはり実船の推定馬力を下げようとするにある。

永年親しまれた推定法がはじめて改められようとしているこの情勢は、吾々造船技術者としては大問題で充分慎重に対処せねばならない。上記の諸提案にしてもその傾向は皆似ているが、得られる結果は同一ではない。何れがよいかは単に模型実験の間で論じた位ではその差が僅かで誤差範囲に留まり、とても判断出来るものとは思われない。どうしても理論的根拠と実船の結果——それも可成り特殊な場合でないかと粗度影響との区別がつけ難い——に依つて確かめる必要がある。

この見地から見ると、Hughes の提案は有限幅の板と円管の実験から急に船体に迄飛躍した感があり、その間の説明がないので俄かに信用し難いように思うのは筆者等のみではあるまい。これに対し、Lap の方法は理論的とは言うものの、平板の式だけでも境界層厚さを先端からの距離に比例すると仮定するなど議論の余地があり、殊に同様の方法で単に比例定数を変えただけで果して船の摩擦抵抗を表わすと考え得るであろうか。また圧力抵抗を無視するのも一般則としては如何なものであろうか。

(1) 式に対してはその提案の経緯を知らないので批判の資格をもたないが、式だけから見ると近時の油槽船に対しては説明しきれないものが残り、反対に従前問題の起らなかった船の解釈は困難になりそうである。

この問題は重大であるだけに早急な解決は無理で、もつと時間を掛けなければなるまいが、幸にして最近我国では多数の油槽船が建造されたので、これを手掛りとして一つの方法を提案したのが本報である。勿論事柄は複雑であり、厳密を欠く点も多々あるが一応諸氏の御批判を得たいと考える次第である。

提案の方法は模型と実船との周囲の流れは境界層をも含めて相似であり、只その厚さは Re 数により変るとの仮定から出発し、形状影響の大きさは相当平板の摩擦抵抗に比例すると言う結果——これは Hughes の提案と同類で、粗度影響を含める点が異つている——を根拠とする。油槽船の実例に応用して得られた粗度影響の大きさは常識の範囲に入っている。

なおこの問題に関係して、油槽船のように肥厚した船型に対しその形状影響を計算によつて求める方法を示した。これも試験水槽の結果とよく一致していて、Taylor の図表と併用すれば初期設計である程度参考になると思われる。

2. 船の摩擦抵抗に対する形状影響

ここで形状影響と称するのは船の全抵抗から相当平板の摩擦抵抗と純粋に造波抵抗と考えられるものを除いた残りを指すものと定義する。(第2図参照)これを係数の形で書いて C_F とすると、これは従来造波抵抗の C_w と併せて余剰抵抗係数 C_r とし、Froude 則に従つて模型実験からそのまま実船に移されていたものである。これは恐らく C_F の内容として所謂造渦抵抗の性質のものを考えていた⁵⁾からであろう。事実以前の船にはこの種の抵抗を生ずる個所もあつたから、必ずしもこれを否定出来ない。然し現在の船にこの様な個所は先ず見当らないから、別の内容を考える必要がある。内容の如何によつては Re 数に無関係に Froude 則に従うとは限らない。

C_F を大きく分けると面に平行な摩擦抵抗と垂直な圧力抵抗とになるが、以下これ等について節を分けて考える。

3. 船体周囲の流速及び圧力変化による摩擦抵抗の変化

この影響は更めて説明する迄もなく教科書にも載っている事柄であるが、一応箇条書きにすると次の様になる。

(i) 船体周囲の流速は船速と一致せず、船首船尾で小さく中央部で大きい。相当平板でもこの影響を考慮すべきである。

(ii) 船速が高くなれば造波のために圧力及び相対速度は影響を受け、又浸水面積の大きさ及び形状が変る。

(iii) 周囲の流速は同一でも、圧力勾配によつて局部摩擦抵抗は平板とは異なる。船首部で高く船尾部で低い。

このうち (i) (ii) は完全流体として計算し得る筈であるが、任意の船型に対して求めることは事実上不可能に近い。従来行われたこの種の研究は殆んど回転体とか二次元嚮体に限られ、実際の船型の近似としてこれ等を見る場合の精度は実験によらなければ判断し難い。しかも仮りに (i), (ii) が正しく知れても、(iii) を正確に求める計算法は未だ知られていない現状である。

田宮助教授⁶⁾は Buri の方法によつて種々の嚮体及び船型に就いての計算を発表したが、そのうち注目すべき一つの性質として、嚮体の場合船速が変つても相対速度の増加と浸水面積の減少とが互に消し合つて、結局摩擦抵抗の増加率は殆んど変わらないと言うのがある。これは (ii) に対する一つの解答と見ることが出来る。勿論嚮体と船型とで同じである筈はないが、この現象は水面附近で顕著であることから船型でもこれに近いことが言えそうである。

実験でこれ等の影響を調べるには、全抵抗から圧力抵抗（造波抵抗を含めて）を差引くのであるが、これが容易ではない。従つて船型に関して行われたものとしては、僅かに横田教授⁷⁾、Laute⁸⁾ 及び Eggert⁹⁾ のを見る位である。このうち Eggert の結果は前二者とは大きな差があり、且つ不規則でもあるので除外すれば他の二者の傾向は大体合っている。殊に Laute のものは比較的肥えた貨物船型なので其の結果を借りると、摩擦抵抗の増加も圧力抵抗も共に平板抵抗の割内外で、速力によつてこの率は殆んど変らない。これ等のことから (ii) は一応これを無視し、残りの (i) (iii) に就て次の様な略算で大体の性質を察知して見る。

$$\begin{aligned} V &= \text{船速} & U &= \text{船体周囲の流速} \\ C_{fs} &= \text{船の摩擦抵抗係数} & C'_{fs} &= \text{船の局部摩擦係数} \\ C_{fp} &= \text{板} \quad \quad \quad & C'_{fp} &= \text{板} \quad \quad \quad \\ A &= \text{浸水面積 } S \text{ の進行方向への投影} \\ \text{として} & & U^2 &= V^2(1+\alpha) \\ & & C'_{fs} &= C'_{fp}(1+\beta) \end{aligned}$$

と置くと C'_{fp} , α 及び β は第 1 図の様な分布である。

$$\begin{aligned} C_{fs} &= \frac{1}{SV^2} \int C'_{fs} U^2 dA = \frac{1}{S} \int C'_{fp}(1+\alpha)(1+\beta) dA \\ &= \frac{1}{S} \left[\int C'_{fp} dA + \int C'_{fp} \alpha dA + \int C'_{fp} \beta dA + \int C'_{fp} \alpha \beta dA \right] \end{aligned}$$

C'_{fp} は船長の大部分に涉つて其の変化は緩いから上式右辺の第二、第三積分で定数と見做してその平均値 C_{fp} を用い、又第四積分は α, β の性質上値が小さいから無視出来る。

故に

$$C_{fs} \approx C_{fp} \left(1 + \frac{1}{S} \int \alpha dA + \frac{1}{S} \int \beta dA \right).$$

右辺の第一項は従来の様に相当平板で置き換えることを示し、第二及び第三項は夫々 (i) 及び (iii) の影響を示す。

さてこの二個の積分に於て、 β は一般に物体の形状により大きく変り、翼型等で浮力中心が著るしく前方に片寄つていると、負の部分が多いため $\int \beta dA$

も負になる可能性が考えられる。しかし船型では前後が対称に近いから船首船尾で互に消し合つて全体としては僅かな量しか残らない。従つて第三項をも無視すれば残るのは第二項だけである。即ち本節の影響で考慮すべきものは (i) だけで、完全流体としての流速変化の平均値 $\frac{1}{S} \int \alpha dA$ を知ればよい。この平均値は模型と実船とで同一であるが、実船に対しては C_{fp} として粗度影響を考慮した値を使わねばならない。

斯様に R_e 数に対し無関係な計算のみでよいことは、簡単化したから言えたのではない。初めに無視した (ii) にしても或は (iii) でも R_e 数によつて大差があるとは考えられないからである。

さて、上の $\frac{1}{S} \int \alpha dA$ を実際の船型に対して求めるには、Horn¹⁰⁾ の提案による模型船の沈下量から求める近似法でも使えば比較的容易であろうが、計算によるとなれば大変である。本報では肥えた船型に対し二次元計算から推定する方法を採つた。

Fig. 1

4. 船体表面の横曲率等圧力変化に無関係な形状影響

船体彎曲部や船首船尾竜骨部等では圧力勾配とは別の理由で境界層の構造が他の部分とは違う。横曲率とか有限幅の影響として Hughes の提案の基礎となつたものである。これらの場所では境界層が薄くなるので速度勾配従つて又摩擦抵抗が増し、その増加率は R_e 数が低い程大きいという性質がある。しかし量的に見ると極めて細長い物体の場合にはじめて問題となり得るもので、普通の船型では無視して差支えない¹¹⁾。

5. 境界層厚さによる圧力抵抗

境界層厚さを仮りにその排除厚さで代表して考えると、外側の完全流体と見做される部分は外方に拡張られ、圧力も流速も船体だけを考えたものとは違つて来る。殊に船尾部では排除厚さが急増するからこの影響は大きく、流れは閉ぢないで後方に流れ去る。このため圧力は船尾で岐点圧迄上昇出来ず、それだけ船には圧力抵抗の形で残る。流速変化の影響も無論あるが、この方は船全体としての小部分に過ぎないので無視してもよい。

この現象は境界層の剝離の有無に拘らず存在し、剝離があればその程度が激しいだけである。船の造波抵抗が完全流体としての計算と一致せず、hump 及び hollow が目立たないのは、この現象に負う処が大きい。

圧力抵抗を実験的に求めたものには前記横田、Laute 及び Eggert の他にも紡錘体や二重模型に関するものは珍らしくない¹²⁾。これ等で気のつくことは、前後進で形状抵抗の大きさが L_{ob} の位置に関係して変ることである。摩擦抵抗は進行方向には無関係と見られるから、これは圧力抵抗の大小を示している。若し二重模型の実験が容易に行い得るなら、任意の船型の圧力抵抗を系統的に知り得るようになるであろう。

航空関係では形状抵抗は普通に計測される量であるが、摩擦と圧力を分離したものは少い。Fage¹³⁾ は対称翼の厚さを変え、且つ両者の分離を行つてゐる。これによると翼厚の増加とともに圧力抵抗が急増する傾向がわかる。理論研究では境界層計算が困難なので、船型に対して行われたものはないが、翼型では二三の計算例がある。Squire¹⁴⁾ 等の計算及び実験によると、大体の傾向は Fage と同様であるが R_e 数に対して平板抵抗と略同一の割合で変ること及び摩擦と圧力の比が厚さに比例すること等が目立つた結果である。

之等の諸研究から推察すると、船型でも圧力抵抗はその肥厚度とともに比重を増し、大型油槽船の様に $C_b \geq 0.8$ ともなれば、その取扱いは慎重でなければならないことがわかる。単に余剰抵抗の一部として Froude 則を適用することは危険である。

以下圧力抵抗の性質を今少し考えて見る。Squire 等の研究を船に対してもそのまま応用することも考えられぬではないが、彼のは翼厚に無関係に翼後端の速度分布の形を仮定し、更に後流中の分布に就いても遙か後方迄不変としている。これは実際の数値を出す目的に対しては止むを得ないものであろう。しかし数値そのものは実験から求めるものとし、定性的な関係だけを知るためには、今少し自由な立場から論ずる方がよさそうである。

二次元の境界層理論で近似し得るものとし、

x = 船の先端から船体面に沿つて測つた距離

y = 船体面から直角に測つた距離

u = 境界層内の x 方向の速度

U = 境界層外の x 方向の速度

δ, δ_*, θ = 夫々境界層、排除、運動量の各厚さ

τ_0 = 船体面の摩擦応力

と置き、模型と実船とで相対応する点の u の分布は y/δ に対し相似であり、 δ は R_e 数できまる定数倍だけ違ふと仮定する。即ち ϕ_n 及び f を任意の函数として

$$\frac{u(x, y)}{U(x)} = \phi_1\left(\frac{x}{L}, \frac{y}{\delta}\right) / \phi_1\left(\frac{x}{L}, 1\right) \quad (2)$$

$$\delta/L = f(R_e) \cdot \phi_2(x/L), \text{ 但し } R_e = VL/\nu \quad (3)$$

この仮定は R_e 数の影響を全部 δ に背負わせたのであるが、本当は壁面の極く近傍にも影響して u が幾分変わるから決して厳密ではない。しかし相似物体に就いてのこの種の仮定は寧ろ普通に用いられている。例えば Buri の解法は殆どこれと同じく、只 (3) に対し $f(R_e)$ を $R_e^{1/2}$ の形に置いたに過ぎない。また Squire に比べると速度分布の形は限定していないから船型により変つてよい。但し剝離以後の流れには相似の仮定は一応無理とせねばならないから、剝離はないものとする。また実船では粗度影響があるが、量的に大きなものではなく、

u の受ける影響は壁面近傍に限られるから全体として相似を大きく乱すとは思われない。(2), (3) を使うと容易に次式が成立つ。

$$\left. \begin{aligned} \delta_* &\equiv \int_0^{\delta} \left(1 - \frac{u}{U}\right) dy = \delta \cdot \phi_3\left(\frac{x}{L}\right) = L \cdot f(R_e) \cdot \phi_4\left(\frac{x}{L}\right) \\ \theta &\equiv \int_0^{\delta} \frac{u}{U} \left(1 - \frac{u}{U}\right) dy = \delta \cdot \phi_5\left(\frac{x}{L}\right) = L \cdot f(R_e) \cdot \phi_6\left(\frac{x}{L}\right) \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

$$\therefore \delta_* = \theta \cdot \phi_4 / \phi_6 \equiv \theta \cdot \phi_7\left(\frac{x}{L}\right)$$

これを境界層の運動量方程式に入れると

$$\frac{\tau_0}{\rho U^2} = \frac{\theta}{U} \cdot \frac{\partial U}{\partial x} \left\{ 2 + \phi_7\left(\frac{x}{L}\right) \right\} + \frac{\partial \theta}{\partial x}$$

船体面の傾斜 γ を考慮して抵抗係数の形に書くと

$$\begin{aligned} C_{fs}\left(\frac{x}{L}\right) &\equiv \int_0^{x/L} \frac{2\tau_0}{\rho V^2} \cos \gamma \cdot d\left(\frac{x}{L}\right) \\ &= 2 \int_0^{x/L} \left[\frac{U}{V} \cdot \frac{\partial (U/V)}{\partial (x/L)} \cdot \frac{\theta}{L} \left\{ 2 + \phi_7\left(\frac{x}{L}\right) \right\} + \left(\frac{U}{V}\right)^2 \frac{\partial (\theta/L)}{\partial (x/L)} \right] \cos \gamma \cdot d\left(\frac{x}{L}\right). \end{aligned}$$

右辺の U/V 及び $\cos \gamma$ は船型が興えられると x/L の函数として知れる筈であり、又 θ/L は (4) で与えられるから積分可能である。

$$\therefore C_{fs}\left(\frac{x}{L}\right) = 2 \cdot f(R_e) \cdot \phi_8\left(\frac{x}{L}\right) = \frac{\delta_*}{L} \cdot \phi_9\left(\frac{x}{L}\right) \quad (5)$$

即ち船体上ある場所迄の摩擦抵抗係数はその場所の排除厚さの相対値に比例することが知れた。

次に更めて U 及び p を以て排除厚さを加えた仮想船体面上の、完全流体としての流速及び圧力、又脚附 0 を附して排除厚さを無しとした時のものを示すことにすれば

$$\frac{2(p_0 - p)}{\rho V^2} = \left(\frac{U_0}{V}\right)^2 \left\{ \left(\frac{U}{U_0}\right)^2 - 1 \right\}$$

然るに ψ_n を任意の函数として

$$\left(\frac{U}{U_0}\right)^2 = 1 + \frac{\delta_*}{L} \psi_1\left(\frac{x}{L}\right) + \left(\frac{\delta_*}{L}\right)^2 \psi_2\left(\frac{x}{L}\right) + \dots$$

と書ける。ここで δ_*/L を小としてその二次以上を捨てて上式に入れ、圧力抵抗係数 C_D を求めると

$$C_D \equiv \int_0^1 \frac{2(p_0 - p)}{\rho V^2} \sin \gamma \cdot d\left(\frac{x}{L}\right) = \int_0^1 \left(\frac{U_0}{V}\right)^2 \left(\frac{\delta_*}{L}\right) \psi_1\left(\frac{x}{L}\right) \sin \gamma \cdot d\left(\frac{x}{L}\right)$$

となる。この積分で U_0/V , $\sin \gamma$ は船型により x/L の函数、又 δ_*/L は (5) 式によつて C_{fs} と x/L によつて与えられるから計算可能な筈である。しかもこの積分は船の全長に涉つて行ふ必要がない。船の前部では δ_*/L が極めて小さく、中央部では $\sin \gamma$ が殆んど 0 であるから船尾部に対してのみでよい。実験に徴しても $(p_0 - p)$ がはつきり認められるのは後端の近傍に限られている。この附近だけでなら $C_{fs}(x/L)$ は略一定値と見てよいから

$$C_{fs}\left(\frac{x}{L}\right) \equiv C_{fs}$$

と置ける。ここで C_{fs} は船尾端の値、即ち船全体の値である。この関係を使えば上の積分で δ_*/L の代りに入つた C_{fs} は積分の外に出る。又第 3 節の説明で

$$C_{fs} \equiv C_{fp} \left(1 + \frac{1}{S} \int \alpha dA \right)$$

なることがわかつているから

$$C_D \equiv C_{fs} \psi_2(1) \equiv C_{fp} \left(1 + \frac{1}{S} \int \alpha dA \right) \cdot \psi_2(1) \quad (7)$$

この様に δ_*/L により圧力や流速が変れば——模型と実船とで δ_*/L の値は 2 : 1 の程度——第 3 節の速度場の相似も本節の境界層の仮定も修正されるべきであるが、そのための二次的影響は問題にしない。

さて (7) によると圧力抵抗も亦摩擦抵抗と同じ法則で R_e 数の支配を受け、結局形状抵抗全体として C_F が C_{fp} と同じ割合で変ることになる。これは Hughes の推論と同一で、只実船の C_{fp} には粗度修正を施した値を

Fig. 2

船型が肥厚しているから C_{Fm} が大きく、又溶接構造のため ΔC_F が小さくて両者が何れも上の差を大きくしたためであると解釈される。普通の貨物船ではこの差が余り顕著でないから ΔC_F の蔭に隠れていたものであろう。殊に鋳構造船では ΔC_F が大きいから、推定方法の欠点として写らなかつたのは不思議ではない。

6. 剥離に就いて

前節の推論は剥離が起らぬものとしてあるが、肥えた船では当然剥離を予想しなければならない。本節で簡単に触れて置こう。

剥離位置が Re 数に対して如何に移動するかは定説がないから不変とする。問題は船型との関係である。先ず剥離以後の所謂死水領域の性質を知るために簡単な実験を行つた。使用した模型は $C_p=0.814$, $L_{cb}=1.15\%F$. (前半部 $C_p=0.839$, 後半部 $C_p=0.788$) で長さ 2.8 m の油槽船型である。水槽にアルミ粉を撒いて低速度で模型を前後進させてみると、前進の場合には A. P. より後部の辺に僅かにアルミ粉の滞留を認め、船尾端を離れた所で小さな渦らしいものがある程度で余りはつきりしない。これに反し後進ではつきりと死水領域が見られる。剥離点是不確実であるが $9/4$ 附近で、それより後流では死水領域は収斂しながら流れ去る。域内の粉は剥離点近くで大体停止し、それより後方では明瞭な 2~3 個の渦になつてゆつくり流れ去る。丁度教科書に示された写真と似た様子である。同一の模型に細い糸を貼り付けて水面下の様子をも観察したが、前進の場合、後端のものを除いては剥離らしい様子は見られず、後進の場合は剥離点以後では壁面に沿わないで動揺するのがわかる。

米国の E. T. T. で $C_p=0.832$, $L_{cb}=1.9\%F$. の油槽船模型に糸を貼つて流線を調べた写真では、剥離は全く起つて居らぬ様に見える。

船尾附近の流速を実際に測定したもので、伴流分布の研究が参考になる。矢崎技官等¹⁵⁾の研究によると、 $C_p=0.802$, $L_{cb}=1.5\%F$ の油槽船模型でも、流れは何処でも相当の速度勾配があつて死水領域らしい分布は見られない。僅かに boss 直下の小部分に局部的な剥離があるかも知れぬと想像される位である。そして全体としての分布の形は $C_p=0.760$ の貨物船と大差なく、只境界層厚さが違うことが認められる。

これ等の事実から、相当肥えた船でも L_{cb} を適当に択べば、問題になる程の剥離は先ず起らぬとしてよさそうに思われる。その上実際には推進器が動作するから尚更であろう。

しかし許し得る肥厚の度合は現在ではわからない。Baker は彼の著書で $L_r=4.08/\sqrt{A_{\text{max}}}$ なる限度を設けて、これより短い run の船は抵抗が急増して不経済になると述べているが、近頃の油槽船でこの限度を超えたものは珍らしくなく、しかも余り不経済とも聞いていない。二次元翼の実験で調べると、前記 Fage のものでは t/c (翼厚/弦長) が 0.4 の時、後縁附近の圧力分布が略一定値に近づいているのが剥離寸前の姿¹⁶⁾ ではないかと思われる。船体を二次元と考えこの実験に相当するものを求めると、Baker の制限より可成り緩くなる。(第7節参照)

次に剥離がある場合の圧力抵抗は、死水領域の形が Re 数に対し変らなければ、排除厚さがそれだけ厚くなるから普通に言われるように、剥離抵抗は Re 数に無関係となり、前節の平板抵抗に比例することにはならない。

然し死水領域とは言つても域外の境界層と連続のものであり、且つその形が船の場合収斂することから、両者を合したものを一つの境界層としてその厚さが相似関係をもつと考えるのも、あながち無理とは言えまい。若しこうであるなら剥離はあつても依然平板抵抗に比例する性質は失われない。この点極端に肥厚した船型では大切

使うべきことが明らかである点を異にする。

第2図は著者の方法で模型から実船抵抗を推定する要領を示す。両者に夫々脚附“m”及び“s”を附すと

$$C_{Fs} = C_{Fm} \cdot \frac{C_{Fps} + \Delta C_F}{C_{Fpm}} \quad (8)$$

で実船の形状抵抗が出る。従来の方法では $C_{Fs} = C_{Fm}$ であるから其の差は

$$C_{Fm} \left(1 - \frac{C_{Fps} + \Delta C_F}{C_{Fpm}} \right)$$

となる。近頃の大型油槽船で推定馬力が過大に出るのは

な問題であるから今後も研究を続けてみたい。

7. 肥厚船型の形状影響の推定

上述の様に形状影響の内容は大別すると船体周囲の流速増加と圧力抵抗とからなり、船の肥厚度と共に両者共に増加するが、特に後者の方は急激である。それ故油槽船のように低速な船では C_F は C_w と似た程度の大きさとなつて重要な項目である。

C_F を知るには普通の水槽試験で極めて低速部の実験を行えば、 $C_w \rightarrow 0$ と見做されて簡単に得られる筈である。しかし実際は高精度の測定が要求されるので必ずしも容易ではなく、点が散布して平均線の引き方にも任意性が含まれる怖れがある。殊に小型模型では殆んど不可能であろう。従つて多数の実験から或る程度系統的に C_F を見出して置くことが望ましいが、差当り簡単な計算でこれを推定出来れば、系統的に調べるにも又造船所の初期設計の段階でも便利であろう。

A. 船体周囲の流速増加の推定

第3節で述べた $\frac{1}{S} \int \alpha \cdot dA$ を知るのであるが、厳密に算出することは非常に困難なので、二次元的に計算する。即ち船の横断面積曲線（以下 C_p 曲線と呼ぶ）に相似な二次元船型の流速増加の平均値を出して、これを実際の船の船側部（近似的に $2Ld$ ）にだけ適用し、船底部（ $S-2Ld$ ）は船速と同じ流速として何等修正しない。

この略算が許されるのは恐らく船が肥えていて船側部が垂直に近い場合だけであろう。普通の船に迄拡張するには更に修正係数でも見出さねばなるまい。

二次元船型の速度分布を求めるには、乾助教授の方法¹⁷⁾に倣い、吹出し分布は頂点を中央に置かぬ三角形とした。従つて船型は実際の C_p 曲線よりも肩部が丸く平行部の少ないものになっているが、梯形分布として実際に近づけても $\frac{1}{S} \int \alpha \cdot dA$ (以後 $\Delta U^2/V^2$ と記す) は殆んど変らなかつた。又前後の分布を非対称として L_{ch} を動かしても同様である。効くのは L/B と肥厚度である。

Fig. 3

Fig. 4

Fig. 5

Fig. 6

利用する翼実験としては Fage 等のものは t/C の範囲が広く、圧力分布迄出している点はある都合なのであるが、 R_e 数が低いので撒布が多く、定性的な意味でのみ考慮することとし、実際の数値は Jacobs 等¹⁸⁾の結果を利用した。これは NACA の対称翼に就いて変圧風洞で行われたもので $R_e = 8.2 \times 10^6$ の全形状抵抗係数が示されている。 R_e 数は大型水槽よりも大きいから不足は言えぬが、 $t/C = 0.30$ 迄に止っているのが肥厚船型に対しては不十分である。これを補足するために最厚の翼の迎角をつけた時の値を利用し、この角度だけ翼後端の両側の run の角度に夫々増減したものと想像して、より厚い翼の抵抗を推定した。この値を対数方眼紙上で延長してみると滑らかに通るし、また Fage 等の結果と対比しても順当の様である。しかし何分にも肝心の個処が曖昧である憾は免れない。

第4図はこの結果を示す。図中○印は実験値である。次にこれから摩擦抵抗を差引く。このために第3節の趣旨で翼型周囲の流速増加を考慮したいのであるが、圧力分布が示されていない。それで僅かな翼型の相違を無視して Fage 等のものを代用した。Fage のでは $\Delta U^2/V^2$ は t/c に対して完全な直線変化で

$$\Delta U^2/V^2 = 1.5 \times t/C$$

なる式で表わされる。前項の船型の結果と似た性質である。

NACA 翼の実験値を $t/C \rightarrow 0$ まで延して其処の抵抗係数に上式の修正を応用したものを第4図に記入した。注目すべきことは $t/C \rightarrow 0$ の値が乱流としての既存の諸公式は勿論、乱れの少い時の遷移値よりも更に相当低いことである。このことは Fage の翼の測定摩擦値にも見られた現象であつて理由はよくわからないが、ことによると第3節 (iii) の圧力勾配の影響かも知れない。ここでは延長をそのまま信用する。

これで翼の圧力抵抗が得られたが、これは翼の後半部の圧力が理論値と違うために起つたものである。それ故これを二次元船型に應用するには翼の最大厚さ以後を船の run と見て、最大厚さ t を船の幅 B と取ればよい。

この考えによつて第4図の圧力抵抗を船の目盛に換算したのが第5図である。図で L_r は run の長さであるが、これは普通の意味の長さをとるよりも、A.P. から測つて翼の後半部と肥厚度、重心位置等が等しくなる所迄の長さをとる方がよいであろう。NACA 翼の後半部の肥厚度は 0.632 t であるが、Taylor の標準系列の $C_p = 0.80$ について試してみると実用上殆んど一致する。只平行部に移る部分に多少の差があり、油槽船の C_p 曲線で調べても同様である。一般に少し短かく出るらしいが、 L_r がはつきりする意味ではむしろ都合がよい。

船の Entrance 長さ L_e についても上と同じ定義を用い得るものとすれば、 C_p 及び L_{cb} の与えられた船の L_r 或は L_e は計算によつて算出される。第6図はその結果で、上の線は $L_{cb} = 0$ の時の L_r/L を与え、下線は L_{cb} の値により修正すべき ΔL_r を示す。本図から L_r を出し第5図の B/L_r に入れると単位深さの圧力抵抗が見出せる。前節の剝離に対する限度 $t/C = 0.4$ は $B/L_r = 0.57$ に相当する。但しこの図は $R_e = 8.2 \times 10^6$ に対するものであるから、勝手な R_e 数に対しては第5節に従つて平板の摩擦抵抗比だけの修正を要する。前述の様に翼の摩擦値は低い比率だけをとるから摩擦式の如何には殆ど無関係である。

前者に対しては $\Delta U^2/V^2$ が逆比例すると見て殆ど誤りがなく、後者に対しては $C_p = 0.70 \sim 0.85$ の範囲で直線の変化と見てよい。第3図は $L/B = 7.0$ に対するものである。

B. 圧力抵抗の推定

前項同様、船の後部を C_p 曲線に相似な二次元船型から切出したものと考えて、これに対称翼の実験から求めた C_D を適用する。この近似も肥えた船型にのみ許される事柄であらう。

8. 形状影響の計算例と実験値との比較

比較的新しい油槽船型について第 3, 5 及び 6 図によつて形状影響を計算した。摩擦式は Schoenherr を使用

第 1 表

計 算 例

Model		L/b	6.00 m	B	.842 m	d	.323 m
	Δ		1.3118 KT	C_b	.801	C_p	.809
	S		7.528 m ²	$S/\sqrt{\tau}^{2/3}$	6.28	Lcb	1.0% F in L/b
	L/B		7.13	B/d	2.61		
項	目	備 考	項	目	備 考		
$(Lr/L)'$	.261	} Fig. 6, $Lcb=0$	$2Ld/S$ (4)	.515	} Fig. 3 $L/B=7$		
$\Delta Lr/Lcb$	3.056		$\Delta U^2/V^2$	.264			
ΔLr	.031		$7 \times B/L \times \Delta U^2/V^2$ (5)	.259			
Lr/L	.292		C_f' (6)	.00339			
B/Lr	.481		C_U	.000452	$= (4) \cdot (5) \cdot (6)$		
C_D' (1)	.0114	$= \text{Fig. 5 の } C_D$		C_F	.000912	$= C_D + C_U$	
C_f'/C_f (2)	339/303		C_F (Tank Test)	.000860			
Bd/S (3)	.0361	*					
C_D	.000460	$= (1) \cdot (2) \cdot (3)$					

* C_f は Fig. 4 の風洞実験の $Re (=8.2 \times 10^6)$ における C_{fp} , C_f' は $F=0.11$ における模型の $Re (=4.21 \times 10^6)$ に応ずる C_{fp} , 何れも Schoenherr.

第 2 表

諸 元

No.	C_p	L/B	B/d	Lcb	$S/\sqrt{\tau}^2$	Re at $F=0.11$
				% F		$\times 10^6$
1	.835	7.10	2.65	1.47	6.29	6.10
2	.832	6.66	2.81	1.90	6.10	5.69
3	.825	7.13	2.66	1.17	6.31	3.97
4	.822	7.05	2.75	1.20	6.31	5.03
5	.819	7.15	2.65	1.00	6.31	3.66
6	.814	7.41	2.48	1.80	6.43	4.60
7	.814	7.10	2.63	1.76	6.20	6.78
	.809	7.13	2.61	1.00	6.28	4.21
9	.807	7.12	2.68	1.45	6.38	4.49
10	.799	7.01	2.70	1.13	6.20	2.93
11	.797	7.24	2.54	2.23	6.31	4.67
12	.795	7.23	2.48	1.20	6.31	5.15
13	.792	7.41	2.44	1.15	6.38	5.03
14	.787	7.43	2.51	1.55	6.37	4.09
15	.775	7.55	2.21	1.29	6.17	4.54
16	.768	7.49	2.34	1.56	6.16	5.15

した。第 1 表は計算順序の一例を示し、第 7, 8 図には計算した C_F に Taylor 図表から求めた純粋の C_w と思われるものを加えた曲線と、水槽試験結果とが記入されている。形状影響は更に流速増加によるもの C_U と、圧力抵抗 C_D とで区別し、また Taylor からの C_F を T で示してある。第 2 表は同図の諸要目を示す。図を見ると実験と計算の C_F はよくあっている。勿論原因を 2 つに割切つて、しかも 2 次元的に扱つたのであるから個々の誤差が消し合うことも考えられないではないが、実用的にはこの程度で我慢出来そうである。

第 8 図は Todd¹⁹⁾ の 60 系統で Lcb を変えた実験との比較である。この様に肥えた船では Lcb は大きく響くが、 C_F に関する限りよい値を示している。

形状影響が、かように信頼出来るとすれば、造波抵抗の推定に Taylor 図表を利用することが考えられる。余り肥えた油槽船には同図表では低く出過ぎて使用されないと聞いているが、その大きな原因の一つは実験に乱流促進が講じられていないこと、今一つは Lcb が中央に固定されていることであろう。第 8 図に見る様に C_F に対する Lcb の影響は無視出来ないものがある。これらが修正されれば利用価値が上る筈である。両図でも実験に割合近いものが多い。

Fig. 7

い。近來の大型油槽船はこの典型的な例である。

国際水会會議の推奨する(1)式の方法でも推定馬力は低くなるが、その低下量は船型にも R_e 数にも無関係である。それ故もしこの方法が正しいなら、負の粗度影響などという矛盾は一般の船にも現われてしかるべきなのに余り聞かないように思う。

第9図は溶接構造の油槽船について、 ΔC_F を変えて計算した推定馬力と試運転成績との比較である。計算方法は従來の方法で既に求められた軸馬力に推定抵抗の比を乗じただけであつて、自航点の相違によ

る推進性能の変化は考慮していない。又運転実績も単に往復航走の平均を取つただけで何の修正も施さず、出力は軸馬力計を用いたものばかりではない。

図を見ると同型船でも運転成績にかなりの撒布があつてこの原因だけでも大きな問題であるが、ここでは触れない。又一般に実績は推定曲線と交差する傾向がある。これに対して一応考えられる原因は、第3節(ii)の影

この両曲線の差を C_w だとしてその原因を考えると、油槽船は肥えていて、しかも肩が張っている為、低速にも拘らず hump, hollow が現われること、 L_{cb} が余り前方にあるものは船首部の造波が急激に増すことなどであろう。これらに対し適当な注意を払えば Taylor 図表も相当利用し得るものと思われる。

なお上の例の水槽結果は凡て trip wire 等の乱流促進を行つたもののみで、これを行わぬものと比較すると C_F は目立って大きいものが多かつた。Lucy Ashton の模型実験の様に trip wire の有無に関係しない例もあるから一般的にいえるかどうかは問題であろうが、古い試験を利用する場合注意を要する。

9. 油槽船の粗度影響

船の形状影響を本報の方法で取扱う時、実船の馬力は如何になるかを事例について調べてみる。この方法によれば Froude 則に従うのは純粋の C_w だけであるから、一般には推定馬力は小さくなり、特に C_F の大きい程、大型船程、又粗度の小さい程傾向が強

Fig. 8

響、低速域の試験精度が低いとしてもつと C_F が大きいかも知れぬこと、排除厚さによる船尾造波への影響が模型と実船とで異なること等であろう。これ又今後研究を要する問題である。

Fig.9

この様にかなり大雑把な比較ではあるが、大体両者の差は粗度影響を現わしていると見られる。今高速域を基準として読むと、 $\Delta C_F = 0.0002 \sim 0.0005$ の範囲に収まる。一隻だけ例外的に -0.00015 があるが、本船は水槽試験の C_F がかなり低目にあり、又相当肥えているにも拘らず実績の C_{adm} が頭抜けて高いから運転時に特別な原因があつたと考えられることなどがこの理由であろう。

この例外を除くと割合に纏つた値で、平均をとつて $\Delta C_F = 0.00035$ とすれば常識的な大きさである。溶接構造の貨物船の成績を調べるに至っていないから、はつきりはいえないが、普通考えられている $\Delta C_F = 0.0002$ 程度にこの方法による C_F の減少を加えたと上の数字に近くなりそうである。

10. 総 括

(i) 船の形状影響の原因を分けて船体周囲の流速増加と境界層排除厚さによる圧力抵抗とにすることが出来る。後者は船が肥えたと急増する。

(ii) 両者は何れも R_e 数に対し無関係ではなく、相当平板の摩擦抵抗と同じ割合で変化する。但し実船に対しては粗度影響を考慮した平板とせねばならない。

(iii) 従つて従来の余剰抵抗の考え方と比較すると、実船の抵抗を推定した場合相当の差を生じる。船が大きい程、肥えている程、粗度が少い程この差は大きい。

(iv) 現在程度肥厚した油槽船でも剝離は起つても僅かで上の性質を崩す程ではないらしい。

(v) 肥えた船型に対する形状影響を略算する図表を与えた。水槽試験の結果とよく合う。これと Taylor 図表とを併用すると初期設計の段階なら利用出来るであろう。

(vi) この方法により推定した馬力と試運転成績とを比較して粗度影響を求めるとかなりよくまとまり、平均として $\Delta C_f = 0.00035$ 程度になる。

終りに臨み、貴重な資料を快く提供された NBC 呉、三井、播磨、川崎、日立及び飯野舞鶴の各造船所の設計関係各位に対し厚く感謝の意を表する。尚、本研究は文部省科学試験研究の一部として行つたものであることを付記する。

文 献

1) Conn, Lackenby, Walker : INA, 1953	12) Graff : JSTG, 1934
2) Hughes : INA, 1954	Amtsberg : JSTG, 1937
3) 田 宮 : 造協論文集, 94 号, 昭 29	乾 : 造協論文集, 99 号, 昭 31
4) Lap : INA, 1955, 1956	13) Fage, Falkner, Walker : R&M, 1241, 1929
5) Principles of Naval Architecture, Vol. II, p.76	14) Squire, Young : R&M, 1838, 1938
6) 田 宮 : 造協論文集, 88 号, 89 号, 昭 30, 31	15) 矢崎, 高橋, 斎藤, 藤井 : 運輸技研発表会,
7) 横田, 山本, 重光, 研野 : 造協雑纂, 92 号, 昭 4	第 14 回, 昭 32
8) Laute : JSTG, 1933	16) 田 宮 : 造協論文集, 99 号, 昭 31
9) Eggert : SNAME, 1935, 1939	17) 乾 : 造協論文集, 85 号, 昭 27
10) Horn : JSTG, 1927, Kempf の講演に対する討論	18) Jacobs, Abbott : NACA, Report, 669, 1939
11) 田中, 笹島 : 造協論文集, 102 号, 昭 33	19) Todd, Pien : SNAME, 1956
笹島, 高木 : 造協論文集, 101 号, 昭 32	
-