

エアクッション船の基礎的研究

佐藤 義*・井亀 優*・木原 洸*・青木修一*・勝原光治郎*・北村文俊*・村尾麟一**

Fundamental Study on Marine Air Cushion Vehicle

By

Tadashi SATO, Masaru IKAME, Takeshi KIHARA, Shuichi AOKI,
Mitsujiro KATSUHARA, Fumitoshi KITAMURA and Rinichi MURAO

Abstract

This report deals with the studies of Marine ACV which have been carried out in Ship Research Institute since 1964. The research fields cover aerodynamic studies of peripheral jet type ACV by using wind tunnel, tank tests of sidewall ACV, computer simulation to estimate the performance of sidewall ACV propelled by waterjets, and comments for noise problems. These studies are summarized as follows; 1) From the experiments using both freely towed model and self-propelling model with waterjets, the measured drag was broken down into its components—profile aerodynamic drag, air momentum drag, sidewall frictional drag, skirts frictional drag and wave-making drag. Wave-making drag was calculated by using the theory of Newman & Poole, Barratt and Plisso theory. Theoretical values of wave-making drag were compared with the values measured along a longitudinal cut (Newman—Sharma method). The experiments agree well with the theory except the low Froude number region.

The wetting area of sidewalls and skirt drag were estimated by the experimental results.

The effects of the waterjet inlet geometry and inlet velocity ratio on the inlet loss and inlet interaction drag were examined by both wind tunnel tests and self-propelling waterjet model tests. It was found that negative inlet interaction drag could occur according to inlet velocity ratio. The minimum inlet loss causes at some inlet velocity ratio.

The propulsive performance of a sidewall ACV was discussed based on the model tests.

2) The parametric design studies were examined using Computer simulation. According to the all-up weight and speed, there is a optimum cushion aspect ratio and cushion pressure which makes effective drag lift ratio minimum. The sidewall ACV which design Froude number is high tends to have higher cushion aspect ratio and cushion pressure. The design studies of thousands ton class sidewall ACV are discussed from the view point of effective drag lift ratio which depends on the design

* : 機関開発部 ** : 青山学院大学理工学部
原稿受付：昭和60年9月2日

speed.

3) Aerodynamic drag was analyzed based on the experimental data obtained by wind tunnel tests using both a fan equipped model and a model fed air through pipe. The effects of air jet flow on the aerodynamic drag were considered.

Noise caused by a commercial ACV was measured in Toba port. Noise level around the ACV was analysed and the noise contour line was obtained.

目 次

1 序 論	(3) 実験方法
1-1 まえがき	(4) 実験結果の整理法
1-2 ACVの開発経過と特徴	3-2-2 実験結果及び考察
1-3 船研におけるACV研究の目的と経過	(1) 推進装置単独性能
2 側壁型ACVの静水中の抵抗特性	(2) 自航特性
2-1 抵抗分離について	3-3 吸込口の風洞実験
2-2 造波抵抗の理論解析	3-3-1 実験装置及び実験方法
2-2-1 理論解析法のレビュー	(1) 供試模型
2-2-2 エアクッションの造波抵抗	(2) 計測装置
(1) 計算モデル及び基礎式	(3) 実験方法
(2) 計算結果及び考察	(4) 実験結果の整理法
2-2-3 エアクッションと側壁の干渉効果	3-3-2 実験結果及び考察
(1) 計算モデル及び基礎式	(1) 静圧, 流速分布に及ぼす吸込速度比の影響
(2) 計算結果及び考察	(2) 損失, 吸込運動量に及ぼす外部境界層の影響
2-3 静水中の曳航実験	3-4 結 論
2-3-1 実験装置及び実験方法	4 水ジェット推進側壁型ACVの動力特性
(1) 供試模型	4-1 計算要領
(2) 計測装置	4-2 側壁型ACVの動力特性
(3) 実験方法	4-2-1 計算モデル及び基礎式
(4) 実験結果の整理法	(1) 計算モデル
2-3-2 実験結果及び考察	(2) 基礎式
(1) 模型Aの抵抗特性と抵抗分離	4-2-2 計算結果及び考察
(2) 模型Bの抵抗特性と抵抗分離	4-3 水ジェットの推進効率
(3) 波形造波抵抗	4-3-1 基礎式
(4) 波 形	4-3-2 計算結果及び考察
(5) 側壁接水面積	(1) 管路損失の影響
(6) スカート抵抗係数	(2) 吸込速度比の影響
(7) スカート接水面積	(3) 外部境界層厚さの影響
2-4 結 論	4-4 水ジェット推進システムの重量
3 水ジェットの推進特性	4-4-1 計算モデル及び基礎式
3-1 研究のねらい	(1) 計算モデル
3-2 水ジェットの水槽実験	(2) 基礎式
3-2-1 実験装置及び実験方法	4-4-2 計算結果及び考察
(1) 供試模型	4-5 結 論
(2) 計測装置	5 結 言
	6 謝 辞

参考文献

- 付録-1 ホバークラフトの造波抵抗に関する波の傾斜による制限
 付録-2 二次元エアクッションによる波形
 付録-3 周辺噴流型ACVの風洞実験
 付録-4 ACVの騒音計測
 付録-5 水槽実験データ表
 付録-6 発表一覧

使用記号

	単位
B : 機体全幅又は水槽幅	m
b_c : クッション幅	m
b_i : 水ジェット吸込口幅	m
C_c : 縮流係数	
C_{D0} : 空気形状抵抗係数	
C_f : 平板摩擦抵抗係数	
C_l : 吸込干渉抵抗係数	
C_p : 圧力係数	
C_{Sk} : スカート抵抗係数	
C_w : 造波抵抗係数	
C_{wc} : クッション造波抵抗係数	
C_{wt} : 干渉造波抵抗係数	
C_{wp} : 波形造波抵抗係数	
C_{ww} : 側壁造波抵抗係数	
D_o : 空気形状抵抗	kgf
D_{fw} : 側壁摩擦抵抗	kgf
D_l : 吸込干渉抵抗	kgf
D_m : 運動量抵抗	kgf
D_n : 正味抵抗	kgf
D_r : 剰余抵抗	kgf
D_{Sk} : スカート抵抗	kgf
D_t : 曳引抵抗又は全抵抗	kgf
D_w : 造波抵抗	kgf
D_{wp} : 波形造波抵抗	kgf
d_F : ファン動翼径	m
d_N : ノズル出口径	m
d_p : ポンプ動翼径	m
d_* : 相当円管径	m
E : 損失	$kgf \cdot m/s$
F_n : フルード数	
g : 重力加速度	m/s^2
H : 水槽深さ	m
h_c : クッション水頭 $=p_c/(\rho_w \cdot g)$	m_{Aq}

h_{eq} : 流量相当ホバール間隙	m
h_m : ヒープ	m
h_w : 側壁深さ	m
L : 機体全長	m
l_c : クッション長	m
l_{ceq} : 相当クッション長	m
l_i : 吸込口位置	m
l_k : キール長	m
M_o : 初期モーメント	$kgf \cdot m$
n_F : ファン回転数	rpm
n_p : ポンプ回転数	rpm
P_l : 浮揚動力	$kgf \cdot m/s$
P_l' : ファン空気動力	$kgf \cdot m/s$
P_p : 推進動力	$kgf \cdot m/s$
P_p' : ポンプ水動力	$kgf \cdot m/s$
P_t : 全動力	$kgf \cdot m/s$
P_t' : $=P_l' + P_p'$	$kgf \cdot m/s$
p : 静圧	kgf/m^2
p_c : クッション圧	kgf/m^2
p_t : 総圧	kgf/m^2
Δp_{tF} : ファン総圧上昇	kgf/m^2
Δp_{tp} : 水ジェットポンプ総圧上昇	kgf/m^2
Q_F : ファン流量	m^3/s
Q_j : クッション空気流出量	m^3/s
Q_p : 水ジェットポンプ流量	m^3/s
q_∞ : 動圧(空気)	kgf/m^2
R : 航続距離	km
R_n : レイノルズ数	
S : 吸込比速度	$rpm(m^3/min.)^{1/2} m^{-3/4}$
S_c : クッション面積	m^2
S_f : 前面面積	m^2
S_w : 接水面積	m^2
T_g : 総推力	kgf
T_n : 正味推力	kgf
u_F : ファン周速	m/s
u_p : ポンプ周速	m/s
V_∞ : 曳引又は主流速度	m/s
v : 流速	m/s
W : 重量, 機体総重量	kgf
w_i : 吸込口横幅	m
(X, Y, Z) : 座標系	m
(\bar{X}, \bar{Y}) : 無次元座標系 ($X/b_i, Y/b_i$)	

ギリシャ文字

α	: 流入角	deg.
γ	: トリム角	deg.
δ	: 境界層厚さ	m
ζ	: 水面変位	m
η_{pc}	: 推進効率	
λ	: 波長 m	又は管摩擦係数
ν	: 動粘性係数	
ξ	: 損失係数	
π	: =3.1416	
ρ	: 密度	kgf/m ³
Φ	: ファン流量係数	
Ψ	: ファン圧力係数	

添 字

a	: 空 気
∞	: 無限遠
w	: 水又は波
Δ	: 増 分
J	: 水ジェット噴射口
Sk	: フレキシブルスカート
w	: 側 壁
j	: 周辺ジェット又はギャップ位置

1 序 論

1.1 ま え が き

近年、経済の発展に伴い、交通需要も多様化する傾向にある。海上輸送の分野でも、将来のさまざまな輸送需要に対応するため、在来型の船舶の性能向上だけでなく、新しい海上輸送機関の研究開発が各国で進められている。

これら的一种に、エアクッション船 (Air Cushion Vehicle, 以下ACVと略す) がある。ACVは排水型船舶の速度域を大幅に超える高速化が可能であり、新しい輸送サービスを提供するものとして各国で研究開発が進められている。現在までに商用運航実績も相当蓄積されるとともに、高速船、カーフェリーだけでなく、海洋開発基地支援船、消防艇、巡視艇、極地での輸送等への利用も行われるようになった。このようにACVは海上輸送機関としての将来の可能性が注目されるが、そのためには経済性、信頼性、乗り心地、環境保全性等を事前に総合的に評価する必要がある。し

かしACVの場合には、商用運航が行なわれている反面、排水型船舶に比べて特性が複雑で、性能推定法が確立した状態とは言えず、実用性を評価するとき問題になる事柄は多い。

本報告は、新形式の海上交通機関の可能性に対する技術的見通しを得るために、1960年以来、船舶技術研究所 (当時運輸技術研究所) において行なわれてきたACVの研究の総括をはかったものである。

1.2 ACVの開発経過と特徴

ACVの構想の起源については諸説あるが、海上用としては1883年にスウェーデンのG.Lavalが空気潤滑による抵抗減少を提案したときに始まるとみられる。そのほかにもさまざまな構想があったが、それらは1959年以後のACVの本格的な開発に対しては、単に先駆的な役割を果たしたに過ぎない¹⁾。

1959年に英国でホバークラフトSR.N1が公開された。これは1953年に始まるCockerellの研究に端を発し、英国政府の支援の下に製作された本格的なACV実験艇であった。SR.N1により周辺噴流によって効率良くエアクッションを保持できるという構想が実証された。しかし初期の周辺噴流型ACVでは、地面の不整や波に対して浮揚高さが不十分で、耐波性の問題は未解決であった。1962年頃、英国のウエストランド社は、膜材 (材質は通常、ナイロン等の合成繊維の基布にネオプレン等の合成ゴムを圧着塗布したもの) でノズル構造を延長したフレキシブルスカートと呼ばれるクッションシル方式を開発した。これにより僅かのホバークラフトの間隙でもスカート高さに匹敵する波を越えられるようになり、実質浮揚高さは大幅に改善された。スカートの開発によりACVの応用が海上用を含む広範囲に拡張されうる見通しが得られた。このような技術開発を受けて、英国を中心にフランス、米国、ソ連、日本等で実用化を目指して開発が進められた。実用機の開発過程でクッションシルの改良が進められる一方、浮揚動力の大幅な減少をはかるため側壁型ACVの開発も各国で進められた。

1984年現在、海上用ACV(10トン以上)を建造している国は英国、フランス、米国、ソ連、日本、カナダ、中国、フィンランド等である。代表的な海上用ACVの主要目²⁾を表1-1に示す。

イギリスのホバークラフトに代表される全周スカート型ACVは、英仏海峡に就航中のSR.N4に象徴されるように、かなり高い完成度に達したように思われる。英仏海峡では世界最大級のSR.N4 6隻 (Mk

表1-1 代表的なACVの主要目

国名	機種	製造者	全長×全幅 (m)	総重量 (t)	パイロード	最高速 (Kt)	航続性能	エンジン	備考	
英	SR. N4 Mk2	BHC	39.68×23.77	200.	37台+282席	70.	2.5hr	R. R. Marine Proteus 3400hp×4 (GT)		
	SR. N4 Mk3	"	56.38×23.16	300.	54~60台+418席	65.		R. R. Marine Proteus 3800hp×4 (GT)		
	SR. N6 Mk6	"	18.30×8.50	17.01	5~6t or 55席	60.		R. R. Marine Gnome 1125hp×1 (GT)		
	BH7 Mk4	"	23.85×13.80	45.		65.		R. R. Marine Proteus 4250hp×1 (GT)		
	AP1-88	"	23.55×10.10	38.5	101席	58.		(p) Deutz BF12L413FC 428hp×2 (D) (l) Deutz BF12L413FC 428hp×2 (D)		
	VT1	Vosper Thornycroft	29.0 ×13.3	76.	10台+146席	48.	>60.	Lycoming TF20 1970hp×2 (GT)		
	VT2	"	30.17×13.30	110.	32t or 157席	48.		R. R. Marine Proteus 4250hp×2 (GT)		
	HM216	Vosper Hovermarine	15.24×5.80	19.3	5.6t or 60席	35.	250n. m.	(p) Allison 8V92TI 445hp×2 (D)		側壁型
	HM218	"	18.29×6.10	25.4	6.58t or 82席	35.	135n. m.	(l) Cummins V555M 206hp×1 (D) (p) Allison 8V92TI 445hp×2 (D)		側壁型
HM527	"	27.20×10.20	87.	20.7t or 211席	37.8	200n. m.	(l) Cummins V555M 206hp×1 (D) (p) MTU 12V936TB82 1400hp×2 (D) (l) Allison 8V92TI 445hp×2 (D)	側壁型		
米	SES100A	Aerojet	24.40×12.80	100.	6.5t or 11席	73.5	200n. m.	Lycoming TF35 3100hp×4 (GT)	側壁型, 実験艇 試作艇	
	JEFF(A)	"	29.30×14.6	157.	54.4t	50.		(p) Lycoming TF40 3750hp×4 (GT)		
	SES100B	Bell Aerospace	23.68×10.67	105.	10t or 10席	91.6	200n. m.	(l) Lycoming TF40 3750hp×2 (GT)	側壁型, 実験艇	
	JEFF(B)	"	26.43×14.32	149.67	54.43t	50.		(p) P&W FT12A 4500hp×3 (GT)		
	LACV-30	"	23.30×11.20	52.16	26.5t	48.6		(l) UACL ST6J-70 620hp×3 (GT)		
	BH110 Mk1	Bell Halter	33.52×11.88	150.	20t	35.		1000n. m.		Lycoming TF40 3750hp×6 (GT) P&W ST6T 1800hp×2 (GT)
SES200	"	48.70×11.88	200.		32.	3850n. m.	(p) Allison 16V149TI 1600hp×2 (D) (l) Allison 8V92TI 445hp×2 (D)	側壁型		
仏	N300	SEDAM	24.00×10.50	27.	13t or 120席	62.		Turbomeca Turmo III N3 1500hp×2 (GT)		
	N500	"	50. ×23.	265.	65台+418席	75.		(p) Lycoming TF40 3200hp×3 (GT) (l) Lycoming TF40 3200hp×2 (GT)		
日	MV-PP5	Mitsui	16. ×8.6	16.3	4.3t or 52席	55.	160n. m., 4hr	IHI IM100 1050hp×1 (GT)		
	MV-PP5 Mk2	"	18.18×8.6	19.3	7.2t or 76席	52.	160n. m., 4hr	IHI IM100 1050hp×1 (GT)		
	MV-PP15	"	26.4 ×13.9	50.	155席	65.	4hr	Lycoming TF25 2200hp×2 (GT)		
ソ	Sormovich	Krasnoye Sormovo	29.2 ×10.	36.5	42席	64.8	100~400n. m.	Ivchenko AI-20K 2300hp×1 (GT)	側壁型 側壁型 側壁型	
	Aist	"	46. ×17.5	270.	90t	65.		NK-12MV 24000hp×2 (GT)		
	Lebed	"	25. ×11.	90.	35t	60.		AI-20 3600hp×2 (GT)		
	Gorkovchanin	"	22.3 ×4.05	14.3	48席	18.9		3D6H 250hp×1 (D)		
	Orion-1	"	25.8 ×6.5	34.7	80席	32.4		216n. m.		3D12N-520 520hp×2 (D)
	Rassvet	"	26.7 ×7.1	47.5t	80席	29.		190n. m.		3D12N-520 520hp×2 (D)

[注] (p) は推進用, (l) は浮揚用エンジンを示す。記録の無いものはインテグラル方式。
(GT) はガスタービン, (D) はディーゼルエンジンを示す。

2型4隻, Mk 3型2隻)によりカーフェリーサービスが行われている。Mk 3は総重量300トンで、1984年現在、世界最大のACVである。側壁型の分野ではVosper Hovermarine社がHM 2シリーズを多数建造し、この機種は世界各地で運航されている。さらに大型の後継機HM 527も最近完成した。これらはFRP製の船体に高速ディーゼル機関を搭載して価格と運航費の低減がはかられている。British Hovercraft Corporation(BHC)によって最近開発されたAP 1-88は、改良されたスカートシステムと空冷ディーゼルエンジンの採用によって経済性の向上を目指しており、全周スカート型ACVの新しい方向として注目される。

フランスは独自の多筒スカート型ACVの開発を進め、1967年頃から数年間、地中海で90人乗りN 300を実用運航した。1977年には総重量265トンのN 500を完成し、SR.N 4と共に英仏海峡のカーフェリーサービスに就航させた。

米国でのSurface Effect Ship(SES)開発計画は1960年、US Naval Air Development CenterのCaptured Air Bubble(CAB)構想から発展したもので、双胴側壁と前後の波に追従する滑走板でエアクションを保持する方式である。米海軍では水中翼船、半没水船、水陸両用型ACV、側壁型ACVをHigh Performance Surface Ship開発の四本柱として、その比較評価を目的として研究が進められてきた。1969年にはこの結果をもとに2000トンSESへの中間評価の手段として、2隻の100トン実験艇の設計建造をAerojet General社(SES100A)、Bell Aerospace社(SES100B)に発注し、1974年まで実験が行われた。この2隻は同一仕様で、異なる設計思想のもとに計画された。SES100Aはヒンジシール、水ジェット推進、インテグラル方式(後述)、推力偏向及び引き込み式水中翼による操縦方式、SES100Bはフィンガスカート、半没プロペラ、浮揚・推進独立駆動方式、水中舵とプロペラピッチ差動による操縦方式を取っている。これらの研究結果にもとづいて、計画当初の2000トンから3000トンにスケールアップして大型SESの可能性が検討されたが、現在まで1000トン級のSESの建造は発注されていない。しかし100トン級ではBell Halter社が、1978年に総重量150トンの側壁型ACVBH110 Mk 1を完成させている。これは米国沿岸警備隊での数年間にわたる評価試験の後、巡視艇として採用された。またその後BH110の船体を延長した総重量200トンのSES 200が開発された。

ソ連は広大な湖沼と河川用として側壁型、空気潤滑型、全周スカート型など50~100人乗りの多くの機種を開発しており、相当数が就航している模様である。

カナダでは極地でACVを利用するための研究が進められている。石油開発支援用の重量物の輸送や、港湾施設の無いところでの荷役への利用が考えられている。また、砕氷用に通常の船舶の船首に取り付けるエアクションアタッチメントの開発も進められている。カナダ沿岸警備隊は救難、捜索用に全周スカート型ACV SR.N 5, SR.N 6を運用している。

日本においては三井造船が全周スカート型のMVPP-5, MVPP-15を開発しMVPP-5は宇高、別府航路等に高速連絡船、空港アクセス用として就航している。また南極でのACV利用の可能性を検討するため、三井造船製MVPP-05Aを使って評価試験が行なわれている。

ACVの特徴は、船体と水面の間に大気圧より高い圧力を保持することによって自重を支えるため、排水型船舶に比較して水面との接触が非常に少なく、このため摩擦抵抗が減少し、滑走による造波抵抗の減少とあいまって高速化が可能になることにある。

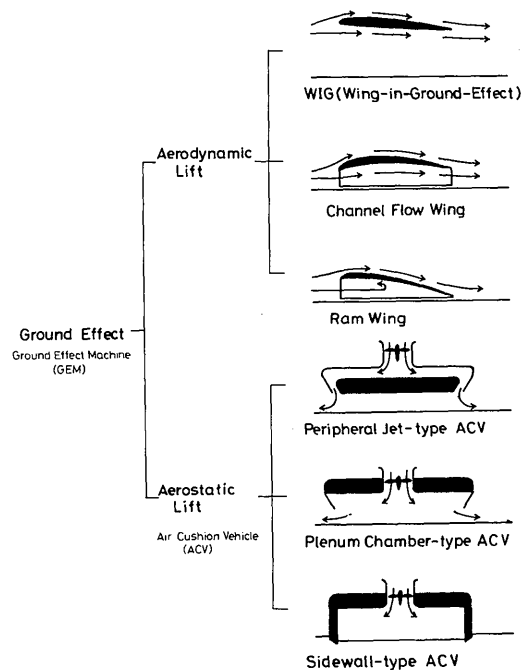


図1-1 ACVの支持方式

エアクッションにより静的に揚力を得るものは、総称してACVと呼ばれ、周辺噴流型、圧力室型、側壁型に分けられる(図1-1)。周辺噴流型は船底の周囲を環状のノズルとして空気を吹出し、膜状の噴流によりクッション空気を閉込める方式である。圧力室型はホバー間隙での絞り効果によってクッション圧力を保持する方式である。側壁型は双胴船状の比較的薄い船体を接水させて側方へのクッション空気の流出を構造的に防ぐ方式で、船首、船尾は周辺噴流型または圧力室型となるが、浮揚に要する空気流量を大幅に節減できる長所を有する。

クッションシールの構造は、これまでさまざまな構想のものが開発され、ACVの浮揚性能、耐航性等の向上に大きな役割を果たした。その主な例を図1-2に示す。a)は初期のスカートで周辺噴流型、b), c)は現在広く実用化されているいわゆるフィンガーバッグスカートで、初期のものに比べて周辺噴流の効果は減っている。前進中のACVの船尾スカートの働きは船首、舷側とは異なり、水をスクープしないよう密閉型にすることが多い。d), e), f)は圧力室型に近い機能

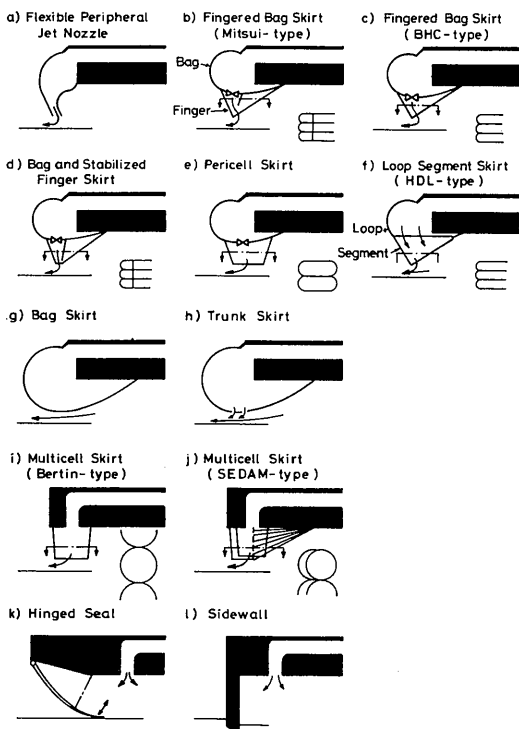


図1-2 クッションシール構造の分類

を持ち、静安定、耐航性の向上をねらっている。g), h), i), j)は圧力室型である。k)はヒンジシールで波に追従する滑走板でクッション空気を保持する。l)は側壁型で船体で構造的にクッション空気を保持する。また全周スカート型ではクッション室内を安定バッグで分割し、ピッチ、ロールの安定をはかるものが多い。

純粹な周辺噴流型はスカートの実用化の後には利用されていない。そしてスカートの改良過程で周辺噴流効果は少なくなり、機能的には圧力室型に近いものになっている。従ってACVの性能比較のうえでは、全周フレキシブルスカートで囲む全周スカート型と側壁型に大別できると考えられる。全周スカート型は硬い構造が接水しないので水陸両用性がある反面、横滑りしやすく操縦性に問題がある。また全周のホバー間隙からクッション空気が漏洩し、浮揚動力が大きい欠点がある。これに対して側壁型は同一クッション圧力、クッション面積、ホバー間隙に対して、全周スカート型と比較して側壁の分だけ漏洩が少なく浮揚動力が節減できる。クッション圧力、クッション幅、ホバー間

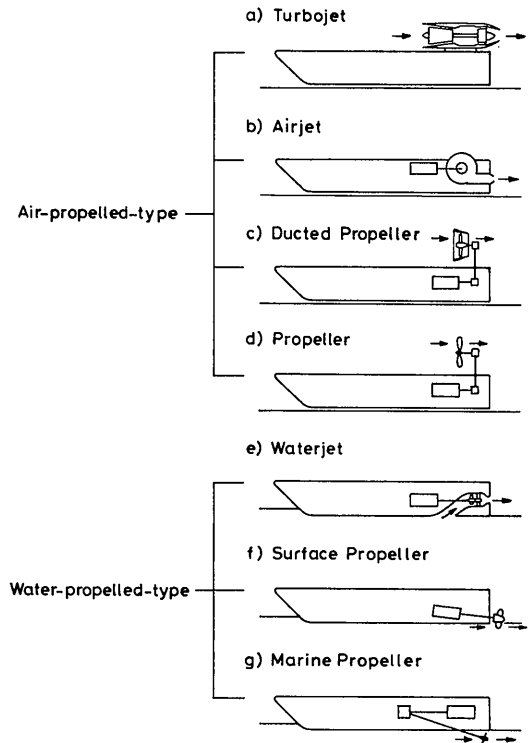


図1-3 ACVの推進方式

表1-2 代表的な水ジェットの主要目

製造会社	名称	形式、段数	水頭 (m)	流量 (m ³ /min)	入力馬力 (hp)	回転数 (rpm)	効率	NPSH (m)	吸込 比速度	比速度	重量 (kg)	動翼径 (m)	備考
Rocketdyne	Powerjet 16	A×1+M×1		68.9	1025.	2000.		9.2	3140.		1140.	0.406	
	Powerjet 20	A×1+M×1	165.	87.6	3550.	2080.	0.90	7.9	4130.	424.	982.	0.511	
	Powerjet 24	A×1+M×1	93.	171.	4000.	1640.	0.88	13.1	3110.	715.	2177.	0.610	
Aerojet	AJW-800	M×1	27.4	120.	800.	965.	0.89	7.6	2310.	883.	1220.	0.62	
Liquid	AJW-6500	M×1		437.	6590.	790.		7.6	3610.		5897.		
Rocket	AJW-18000	A×1	49.4	377.	5000.	712.	0.84	7.9	2930.	712.	8000.	1.133	
		M×1	138.1	377.	13000.	1555.	0.90	59.7	1410.	749.		0.775	
	SES100 A用	A×1	79.2	68.1	1460.	2070.	0.84	14.3	2320.	643.		0.472	
		M×1	381.	68.1	6450.	4660.	0.90	93.3	1280.	446.		0.447	
P&W	Seajet 12-1	A×1	146.	85.5	3770.	2240.	0.89	37.7	1360.	493.	1130.	0.549	設計値
Aircraft	Seajet 6-1	A×1	51.8	29.3	400.	2100.	0.86	23.1	1080.	589.	222.	0.340	設計値

[注] 吸込比速度, 比速度の次元は rpm, m, m³/min による。

ポンプ重量は内部の水の重量も含んだ値である。

Aは軸流, Mは混流を表す。

隙を一定にしてクッション長さを増しても基本的には浮揚動力は一定のため、細長化によって重量当たりの浮揚動力を大幅に減少できる。また側壁のため横滑りが少なく、操縦性は全周スカート型に比較して良いと言われている³⁾。

ACVの推進に使われる代表的な方式を分類すると図1-3のようになる。空中プロペラは水陸両用型のACVに広く用いられているが、大型ACVでは推力の増大に伴ってプロペラ径が大きくなるため動力吸取が困難になってくる。また騒音も問題になっている。エアジェットはファンによって加圧された空気を噴出して推力を得るが、推進効率はそれほどよくない。クッション空気をバイパスする形で姿勢制御用に補助的に用いられる例は多い。ジェットエンジンはACVの速度には適さないが、単純で軽量のため実験艇に用いられた例がある。

一方水中推進方式では、エアロfoil型翼断面を用いるスクリュプロペラが低速では効率が良く騒音も少ないが、ACVの速度域ではキャビテーションによる性能低下、プロペラの壊蝕による限界がある。また軸、ストラット等の付加物による抵抗増加も大きな問題である。これらの問題に対して、翼型をキャビテーションの影響の少ない円弧翼型にしたり、積極的にスーパーキャビテーション翼型を用いるなどの翼型の改良が進んでいる。さらにプロペラ軸を水面に出し、スーパーキャビテーションプロペラを半分以上水面上に出して作動させる半没プロペラ(Surface Propeller)が開発され、キャビテーションによる性能低下の防止と付加物抵抗の減少の両面で効果があり、実験艇(SES 100B)段階では成果も上がっている⁴⁾。しかし大型ACV用に実用化するまでにはハンプ越えで問題となる低速時の推力不足、薄い側壁では多軸配置が幾何学的に困難、大きなトルク変動を伴う大動力の減速、伝達装置など技術的な問題を解決する必要がある。

水ジェットは近年液体ロケット用ターボポンプ技術を応用して開発が急速に進展した。代表的な水ジェットポンプの主要目を表1-2に示す^{2), 5)}。インデューサーの導入による耐キャビテーション性の向上によって小形、軽量の水ジェットが開発され、水中翼船の一部で実用化されているほか、ACVでも実験艇(SES 100A)で利用されている。水ジェットは動力吸取能力が大きく、ハンプ越えに必要な低速推力が大きい。また付加物抵抗、キャビテーションによる性能低下が少ない。更に原動機の出力特性と良く適合し、伝達系も

単純であるなど大型ACVの推進装置として有利な面を持っている。反面、吸込口、管路、噴流等損失要因が多いため推進装置の最適化が難しい。

エンジンとしては小型、軽量で操縦室で制御できる有利さが買われて、ガスタービンが中型以上のACVの大部分に搭載されている。しかし価格と運航費の低減のためディーゼルエンジンを搭載する例もある。ACVの特徴的な動力伝達方式は、インテグラル方式と呼ばれる浮揚ファンと推進装置を一軸にまとめてエンジンと結合する方式で、これはウエストランド社により1962年SR.N2で確立された⁶⁾。エンジン作動条件一定で、推進用可変ピッチプロペラのピッチ変更によって浮揚と推進の動力配分を行う方式で、波高の増加に伴ってホバ高さを増すと同時に速度を減じるという、機体とエンジンの特性を適合させた方式であった。その後もBHCの標準方式となり、他にもこの方式を踏襲するところも多い。一方近年耐波性能が格段に向上し、波高の増加に伴う速度減少も少なくなってきた。そのほか大型化に伴う所要動力の増加もあって、エンジンを複数搭載するものでは浮揚系と推進系を独立させるものも多くなってきた。

1.3 船研におけるACV研究の目的と経過

ACVが英国で発明され、1959年に試作一号機が発表された当時は、実用性に関する見通しはほとんど未知数であったが、実用化されれば海上輸送が画期的に高速化される可能性があると考えられた。このような革新技術分野では、実用化以前に基礎研究によって長期的見通しを得ることが重要である。

このため当所(当時運輸技術研究所)では、1960年に民間に先だって高速船としての技術評価を目的とするACVの基礎研究に着手した。その当時、ACVの課題にはホーバークラフトの原理特許であるエアクッションの原理の解明や、空力性能向上の可能性に関する検討があり、またACV実用化の決め手となったフレキシブルスカート技術が重要テーマとなった。そのため当所においては無線操縦模型による水上滑走試験、エアクッション原理の実験及び理論的研究、風洞実験による推進特性の解明、フレキシブルスカート付き一人乗り実験機の試作、新形式エアクッション(循環ジェット型エアクッション)による浮揚動力節減の研究、設計各要素の運航採算性に及ぼす影響に関する調査などを実施した。

1970年頃からは、ACVの横滑りしやすい運動性、フレキシブルスカートの耐波、耐久性、ガスタービン

の整備, 経済性, 空中プロペラの騒音と大型化の制約などこれら制約要因の調査を行うと同時に, 特に全周スカート型ACVの欠点を回避し, 更に大型化発展の可能性が予想される新構想“側壁型ACV”の基礎研究と動力評価を行った。

基礎研究の目的は, 1) エアクッション船の水槽実験によって複雑な抵抗要因の分離を行い, 2) 水ジェット推進の特性を解明し, 3) 最終的にそれらの結果を総合してシミュレーションによる水ジェット推進側壁型ACVの動力推定を行うことにおかれた。

フレキシブルスカートの構造設計, スカートに働く力の分離計測, 側壁部の波形計測, エアクッションの後続波形計測, 推進中の水ジェットポンプの特性計測など実験計測の技術的問題を解決し, 側壁形状, スカート構造, クッション圧力, 空気流量, トリムなどの要因の抵抗成分に及ぼす影響について解明した。

側壁に組込まれた水ジェット推進装置は, 水中プロペラに比べて付加抵抗が少なく, 耐キャビテーション性が優れ, その推力特性が, ACVに特有なハンパ抵抗を乗り越えるのに適している。

風洞及び水槽実験によって吸込口の圧力回復, 水吸込みによる側壁抵抗の変化などの特性を解明した。それらのデータを一般化して, 総合化することにより, シミュレーションによる水ジェット推進側壁型ACVの動力推定がほぼ得られるようになった。

これらの研究のうち, 既に学会誌, 国際会議等で発表されたものも多いため, 本報ではなるべく重複を避け, まとめられていない部分や追加補足された未発表研究の取りまとめに重点をおいた。内容的には水ジェット推進側壁型ACVの動力推定を主題としている。ACV総合研究の一環として行われた空力性能解明のための風洞試験, 実機の騒音計測に関しては付録に収めた。既発表研究の内容及び時期に関しては巻末の発表論文, 講演リストを参照いただきたい。

2 側壁型ACVの静水中の抵抗特性

2.1 抵抗分離について

ACVが航行する際には様々な力を受けるが, これらを支配する物理法則はそれぞれ異っている。そのため, 実機の抵抗特性を推定するためには, 現象を支配する物理法則に従って抵抗成分に分け, それぞれの相似則に従って実機成分を推定した後, それらを加算するのが合理的であると考えられる。排水型船舶では基本的にはW.Froudeの船型試験法を踏襲し, 水力抵抗

成分を摩擦抵抗と剰余抵抗に大別し, 剰余抵抗を造波抵抗と造渦抵抗に分けて, 高精度の動力推定が可能になっている。

ACVの場合には, 排水型船舶に比較して抵抗成分も多く, 相互干渉も複雑である。ACV特有のスカートの接水, 側壁とクッションによる波の干渉, スプレーによる抵抗, あるいはクッション空気の吸入, 流出による抵抗等の問題がある。そのため抵抗成分の定義に関しては, 研究者の考え方によって, やや任意性が入る余地がある。ここでは以下に述べる方法によりACVの抵抗分離を提案した。造波抵抗については理論的扱いが可能なので, Barratt⁶⁾, Newman⁷⁾, Plissov⁸⁾らの提案にもとづいて, クッション平面形, クッション圧力の影響, 側壁との干渉効果等について計算を行った。曳航実験では, 後続波形の計測からNewman-Sharma法によって求められた造波抵抗と, クッション造波抵抗の理論計算結果を比較した。ACVに最も特徴的な側壁, スカートの接水抵抗については, 接水状態の観測を行い, 種々のパラメーターの影響を実験公式にまとめた。これらの結果にもとづいて, 全機模型について抵抗成分の分離を試みると共に, 提案した抵抗分離法の妥当性を検証した。

2.2 造波抵抗の理論解析

2.2.1 理論解析法のレビュー

ACVが静水面上を進行する場合には, クッション圧力によって排除された水面のくぼみが移動することになり, この結果排水型船舶と類似の波を生ずる。船体が波を起こす時に生ずる抵抗成分が造波抵抗である。

通常の船舶とACVの造る波の理論的取扱いの違いは, 排水型船舶では排除された水面の形状が境界条件として与えられるが, 圧力分布は未知であるのに対して, ACVでは排除された水面上の圧力分布(クッション圧力 p_c は周辺のジェット近傍を除きほぼ一定と考えられる)が与えられ, 船体下の水面形状が未知となることである。

任意の平面形圧力分布が, 無限水深の自由静水面を移動する場合の造波抵抗については, 古く1930年代の初めにHavelock⁹⁾によって理論的に解かれている。その後ほぼ30年を経て, ACVを水上輸送機関に適用した場合に, 造波抵抗が重要な抵抗要因になることから, その理論的, 実験的研究が活発になった。

Barratt⁶⁾は任意形, 矩形および楕円平面形圧力分布について, 浅水及び無限水深の場合, NewmanとPoole⁷⁾は同じ圧力分布について, 水路幅と水深の影響を考慮

した場合の造波抵抗を理論的に求めた。続いてMurthy¹⁰⁾は矩形分布の場合について、EverestとHogben¹¹⁾は任意形状の圧力分布をもつACV(線吹出しの列で圧力分布を近似した)の場合について、それぞれyaw(偏角)を考慮して無限水深の造波抵抗を取扱った。HuangとWong¹²⁾は静水面上を矩形圧力分布が動くとき、無限水深の場合に近傍の波形、浅水の場合に水面上の動圧分布を求めた。DoctorsとSharma¹³⁾は静水面上を定常及び一定加速度で移動する鋭い周辺縁をもつ矩形圧力分布(従来の矩形圧力分布)及びなめらかな周辺縁をもつ矩形圧力分布の造波抵抗を求めた。Plissov⁸⁾は矩形圧力分布の両側に細長い船体(線吹出しで近似)をもつ側壁型ACVの造波抵抗式を求めた。

本研究ではエアクッションのみの造波抵抗に関してBarratt及びNewmanとPooleの楕円、矩形の計算式及び本論文で求めた平面形による計算式を供試模型に適用して両者の比較を行い、次いでPlissovの方法によって側壁を含むエアクッション船の造波抵抗を計算して側壁の造波抵抗全体に及ぼす影響を評価した。

2.2.2 エアクッションの造波抵抗

(1) 計算モデル及び基礎式

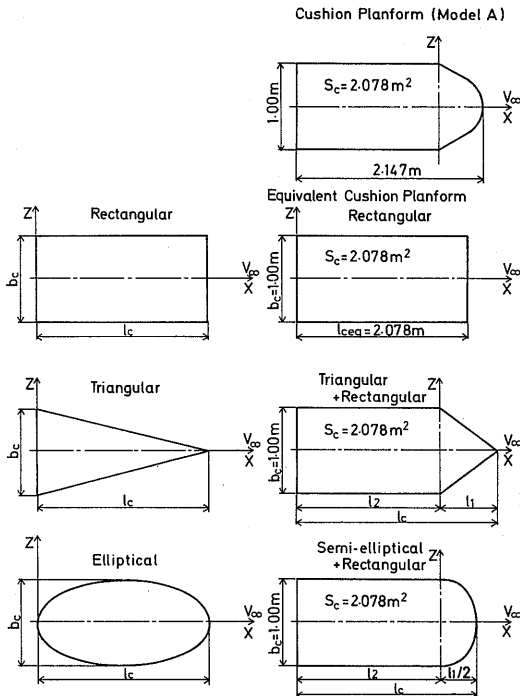


図2-1 クッション平面形の計算モデル

図2-1に矩形、三角形、楕円形のクッション平面形及び水槽模型のクッション部平面形を相当矩形(クッション平面形の面積と等しい矩形)で近似したもの、面積の等しい矩形+三角形で近似したV型船首形状及び矩形+楕円の半分で近似した丸い船首形状を示す。

Barratt⁶⁾によれば深水の場合、矩形平面形圧力分布をもつACVの造波抵抗は

$$C_w = \frac{D_w}{W} / \frac{h_c}{l_c} = \frac{16F_n^2}{\pi(bc/l_c)} \int_0^{\pi/2} \sin^2 \left\{ \frac{1}{2} F_n^2 \sec^2 \theta \cos \theta \right\} \sin^2 \left\{ \frac{1}{2} F_n^2 \left(\frac{bc}{l_c} \right) \right\} \sec^2 \theta \sin \theta d\theta \quad (2-1)$$

楕円分布の場合は、

$$C_w = \frac{D_w}{W} / \frac{h_c}{l_c} = \frac{\pi(bc/l_c)}{F_n^2} \int_0^{\pi/2} \frac{J_1^2 \left\{ \frac{1}{2} F_n^2 \sec \theta \left[1 + (bc/l_c)^2 \tan^2 \theta \right]^{1/2} \right\} d\theta}{\cos^3 \theta \left[1 + (bc/l_c)^2 \tan^2 \theta \right]} \quad (2-2)$$

で表わされる。ここで J_1 は第一種ベッセル関数である。

また、NewmanとPoole⁷⁾によれば座標系として攪乱のない自由水面を $y=0$ とし、上方に y を正に、圧力分布の運動方向を $+x$ 、艇の幅方向を z とする直交座標系 (x, y, z) を用いると、幅 B 、水深 H の水路の中央を圧力分布 $p(x, z)$ が一定速度 V_∞ で動く場合の造波抵抗 D_w は、

$$D_w = \frac{\nu}{\rho_w g B H} \sum_{m=0}^{\infty} \varepsilon_m \cdot \frac{k_m^2 \tanh k_m \left[\{P_0(k_m)\}^2 + \{Q_0(k_m)\}^2 \right]}{\left| 2k_m - \nu H \tanh k_m - \nu H k_m \operatorname{sech}^2 k_m \right|} \quad (2-3)$$

$$C_w = \frac{D_w}{W} / \frac{h_c}{l_c}$$

である。ただし $m=0$ で $\varepsilon_0=1$ 、 $m \geq 1$ で $\varepsilon=2$ 、 $\nu = g/V_\infty^2 = F_n^{-2} l_c$

ここで、

$$P_0 + iQ_0 = \iint_{S_0} p(x, z) \cdot \exp[i(x/H)(\nu H k_m \tanh k_m)^{1/2} + i(z/H)(k_m^2 - \nu H k_m \tanh k_m)^{1/2}] dx dz \quad (2-4)$$

k_m は次式の正の実根である。

$$k_m^2 - \nu H k_m \tanh k_m = 4\pi^2 m^2 H^2 / B^2 \quad (2-5)$$

(2-4) 式の積分は圧力分布 $p(x, z)$ の働く表面 S_0 上で行う。

矩形圧力分布の場合は、

$$C_w = \frac{D_w}{W} / \frac{hc}{l_c} = \frac{4}{\pi^2} \frac{B/l_c}{b_c/l_c} \sum_{m=0}^{\infty} \frac{\varepsilon_m}{m^2} \cdot \frac{k_m \sin^2 \left(\frac{\pi b_c m}{B} \right) \sin^2 \left[\frac{l_c}{2H} (\nu H k_m \tanh k_m)^{1/2} \right]}{2k_m - \nu H \tanh k_m - \nu H k_m \operatorname{sech}^2 k_m} \quad (2-6)$$

楕円圧力分布の場合は

$$C_w = \frac{D_w}{W} / \frac{hc}{l_c} = \frac{\pi^2 (b_c/l_c)}{4F_n^2} \frac{B}{l_c} \frac{H}{l_c} \sum_{m=0}^{\infty} \varepsilon_m \cdot \frac{k_m^2 \tanh k_m}{2k_m - \nu H \tanh k_m - \nu H k_m \operatorname{sech}^2 k_m} \cdot \left\{ \frac{J_1 \left(\left[\frac{l_c^2 k_m^2}{4H^2} - \frac{l_c^2 - b_c^2}{B^2} \pi^2 m^2 \right]^{1/2} \right)}{\left[\frac{l_c^2 k_m^2}{4H^2} - \frac{l_c^2 - b_c^2}{B^2} \pi^2 m^2 \right]^{1/2}} \right\} \quad (2-7)$$

である。

次に本論文では Newman と Poole の任意圧力分布の造波抵抗を求める一般式 (2-4) から、V型船首をもつ ACV と三角形圧力分布 ACV 及び楕円船首をもつ ACV の造波抵抗式を下記のごとく導いた。

V型船首をもつ ACV については (2-4) 式の $p(x, z)$ が一定値 p_c をとる場合は三角形領域、すなわち

$$l_1 \geq x > 0, |z| \leq \frac{b_c}{2l_1} (l_1 - x) \text{ において } p(x, z) = p_c$$

矩形領域、すなわち

$$0 \geq x \geq -l_2, |z| \geq b_c/2 \text{ において } p(x, z) = p_c$$

上記以外の領域において $p(x, z) = 0$

とおく。従って、三角形領域に対して

$$\xi_1 = x/l_1 \quad \eta = 2z/b_c$$

$$\alpha = \frac{l_1}{H} (\nu H k_m \tanh k_m)^{1/2}$$

$$\beta = \frac{B}{2H} (k_m^2 - \nu H k_m \tanh k_m)^{1/2} = \pi m b_c / B$$

矩形領域に対して、

$$\xi_2 = x/l_2$$

$$\alpha_2 = \frac{l_2}{H} (\nu H k_m \tanh k_m)^{1/2} = \pi m b_c / B$$

β, η は三角形領域と同様と置くと (2-4) 式は

$$P_0 + iQ_0 = \frac{1}{2} p_c b_c l_1 \int_0^1 d\xi_1 \cdot \int_{(\xi_1-1)}^{-(\xi_1-1)} \exp\{i(\alpha_1 \xi_1 + \beta \eta)\} d\eta + \frac{1}{2} p_c b_c l_2 \int_{-1}^0 d\xi_2 \cdot \int_{-1}^1 \exp\{i(\alpha_2 \xi_2 + \beta \eta)\} d\eta$$

よって

$$\left. \begin{aligned} P_0 &= p_c b_c \left\{ \frac{l_1}{\beta^2 - \alpha_1^2} (\cos \alpha_1 - \cos \beta) + \frac{l_2}{\alpha_2 \beta} \sin \beta \sin \alpha_2 \right\} \\ Q_0 &= p_c b_c \left\{ \frac{l_1}{\beta^2 - \alpha_1^2} (\sin \alpha_1 - \frac{\alpha_1}{\beta} \sin \beta) - \frac{l_2}{\alpha_2 \beta} \sin \beta (1 - \cos \alpha_2) \right\} \end{aligned} \right\} \quad (2-8)$$

相当矩形圧力分布の場合は (2-8) 式において $l_2 = 1, l_1 = 0$ とおき、(2-8) 式を (2-3) 式に代入すると (2-2) 式になる。(2-8) 式の P_0, Q_0 を (2-3) 式に代入すると水路幅と水深を考慮に入れた V 型船首 ACV の造波抵抗式が求まる。

三角形圧力分布の場合は V 型船首で $l_2 = 0$ (後部矩形なし) という特別の場合である。 $l_1 = 1$ とおくと、

$$\left. \begin{aligned} P_0 &= p_c b_c l_c \frac{1}{\beta^2 - \alpha^2} (\cos \alpha - \cos \beta) \\ Q_0 &= p_c b_c l_c \frac{1}{\beta^2 - \alpha^2} (\sin \alpha - \frac{\alpha}{\beta} \sin \beta) \end{aligned} \right\} \quad (2-9)$$

ここで、

$$\alpha = \frac{l_c}{H} (\nu H k_m \tanh k_m)^{1/2}$$

$$\beta = \pi m b_c / B$$

(2-9) 式の P_0, Q_0 を (2-3) 式に代入すると水路幅、水深を考慮に入れた三角形 ACV の造波抵抗 D_w が求まる。続いて楕円船首をもつ ACV について考えると半楕円領域、すなわち、

$$\frac{4x^2}{l_1^2} + \frac{4z^2}{b_c^2} \leq 1, \quad 0 < x \leq l_1/2 \text{ において}$$

$$p(x, z) = p_c$$

矩形領域、すなわち

$$-l_2 \leq x \leq 0, |z| \leq b_c/2 \text{ において } p(x, z) = p_c$$

上記以外の領域において $p(x, z) = 0$ とおく。従つて半楕円領域に対して

$$\begin{aligned} \xi_1 &= 2x/l_1 & \eta &= 2z/bc \\ \alpha_1 &= \frac{l_1}{2H} (\nu H k_m \tanh k_m)^{1/2} = \frac{l_1}{2H} \left(\frac{H}{F_n^2} k_m \tanh k_m \right)^{1/2} \\ \beta &= \frac{bc}{2H} (k_m^2 - \nu H k_m \tanh k_m)^{1/2} = \pi mbc/B \end{aligned}$$

矩形領域に対して、

$$\begin{aligned} \xi_2 &= 2x/l_2 \\ \alpha_2 &= \frac{l_2}{2H} (\nu H k_m \tanh k_m)^{1/2} = \frac{l_2}{2H} \left(\frac{H}{F_n^2} k_m \tanh k_m \right)^{1/2} \\ \beta, \eta &\text{は半楕円領域と同様におくと, (2-4) 式は} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} P_o + iQ_o &= \frac{1}{4} p_c b c l_2 \int_{-2}^0 d\xi_2 \int_{-1}^1 d\eta e^{i(\alpha_2 \xi_2 + \beta \eta)} \\ &\quad + \frac{1}{4} p_c b c l_1 \int_0^1 d\xi_1 \int_{-\sqrt{1-\xi_1^2}}^{\sqrt{1-\xi_1^2}} d\eta e^{i(\alpha_1 \xi_1 + \beta \eta)} \\ &= \frac{1}{2} p_c b c l_2 \frac{1}{\alpha_2 \beta} \sin \beta \{ \sin 2\alpha_2 - i(1 - \cos 2\alpha_2) \} \\ &\quad + \frac{1}{2} p_c b c l_1 \frac{1}{\beta} \int_0^1 \sin(\beta \sqrt{1-\xi_1^2}) \\ &\quad \cdot (\cos \alpha_1 \xi_1 + i \sin \alpha_1 \xi_1) d\xi_1 \end{aligned}$$

前式第二項の積分の実部

$$\int_0^1 \sin(\beta \sqrt{1-\xi_1^2}) \cos \alpha_1 \xi_1 d\xi_1$$

は $\xi_1 = \cos \varphi$ とおくと、

$$\int_0^{\pi/2} \cos(\alpha_1 \cos \varphi) \sin(\beta \sin \varphi) \sin \varphi d\varphi$$

ここで

$$\cos \varphi = \left(\frac{\pi \varphi}{2} \right)^{1/2} J_{-1/2}(\varphi)$$

$$\sin \varphi = \left(\frac{\pi \varphi}{2} \right) J_{1/2}(\varphi)$$

とおくと

$$\begin{aligned} &\int_0^1 \sin(\beta \sqrt{1-\xi_1^2}) \cos \alpha_1 \xi_1 d\xi_1 \\ &= \frac{\pi}{2} \sqrt{\alpha_1 \beta} \int_0^{\pi/2} J_{-1/2}(\alpha_1 \cos \varphi) J_{1/2}(\beta \sin \varphi) \\ &\quad \cdot \cos^{1/2} \varphi \sin^{3/2} \varphi d\varphi \end{aligned}$$

上式に Sonine の第二積分

$$\begin{aligned} &\int_0^{\pi/2} \sin^{\mu+1} \varphi \cos^{\nu+1} \varphi J_\mu(a \sin \varphi) J_\nu(b \cos \varphi) d\varphi \\ &= \frac{a^\mu b^\nu}{(a^2 + b^2)^{(\mu+\nu+1)/2}} J_{\mu+\nu+1}(\sqrt{a^2 + b^2}) \end{aligned}$$

を使うと

$$\begin{aligned} &\int_0^1 \sin(\beta \sqrt{1-\xi_1^2}) \cos \alpha_1 \xi_1 d\xi_1 \\ &= \frac{\pi}{2} \frac{\beta}{\sqrt{\alpha_1^2 + \beta^2}} J_1(\sqrt{\alpha_1^2 + \beta^2}) \end{aligned}$$

よつて

$$\begin{aligned} P_o &= \frac{1}{2} p_c b c l_2 \frac{1}{\alpha_2 \beta} \sin 2\alpha_2 \sin \beta \\ &\quad + \frac{1}{4} p_c b c l_1 \frac{\beta}{\sqrt{\alpha_1^2 + \beta^2}} J_1(\sqrt{\alpha_1^2 + \beta^2}) \\ Q_o &= -\frac{1}{2} p_c b c l_2 \frac{1}{\alpha_2 \beta} \sin \beta (1 - \cos 2\alpha_2) \\ &\quad + \frac{1}{2} p_c b c l_1 \frac{1}{\beta} \\ &\quad \cdot \int_0^1 \sin \alpha_1 \xi_1 \sin \beta \sqrt{1-\xi_1^2} d\xi_1 \end{aligned} \quad (2-10)$$

Q_o の第二項は解析的に積分できないので数値積分を行う。ここで、

$$\alpha_1^2 + \beta^2 = \frac{l_1^2 - bc^2}{4H^2} \nu H \tanh k_m + \frac{bc^2 k_m^2}{4H^2}$$

(2-10) 式の P_o, Q_o を (2-3) 式に代入すると水槽幅、水深を考慮した楕円船首をもつ ACV の造波抵抗 D_w が求まる。

(2) 計算結果及び考察

図2-2に Barratt の理論 (2-1) 式によつて計算した矩形平面形をもつ ACV の、深水の場合の造波抵抗係数 C_w に及ぼすアスペクト比 (bc/lc) の影響を示す。ほぼ同じフルード数 F_n で極大、極小値を示している。第一ハンプは $F_n = 0.6$ 付近にあり、これを超える速度では滑走状態となり、次第に波は消失する。

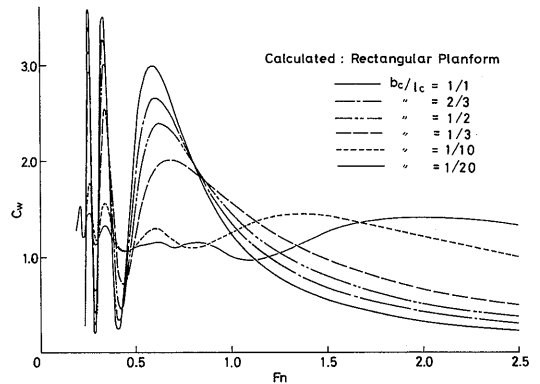


図2-2 矩形压力分布の造波抵抗係数

b_c/l_c が小さくなると第一ハンプフルード数は次第に増加し、ハンプ抵抗は減少する。第二ハンプは $F_n = 0.35$ 付近で、 b_c/l_c によってほとんど変化しない。同一の b_c/l_c については、第一ハンプから次第に次数が高くなる程、ハンプ抵抗値は増大している。 b_c/l_c が極めて小さい場合には造波抵抗は全般に減少し、ハンプ、ホロウに関する以上の特性は次第に不明瞭になる。

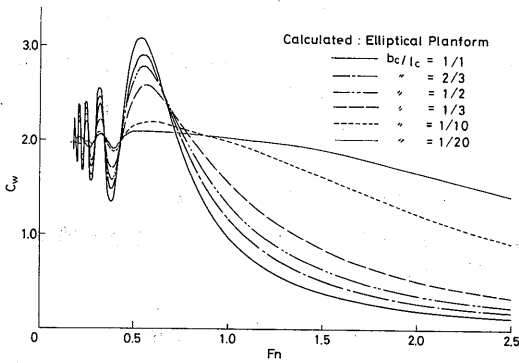


図 2-3 楕円圧力分布の造波抵抗係数

図2-3にBarrattの理論(2-2)式によって計算した楕円平面形をもつACVの、深水の場合の C_w に及ぼす b_c/l_c の影響を示す。ほぼ同じフルード数で極大、極小値を示していることは矩形の場合と同じである。 b_c/l_c が変わっても第一ハンプフルード数はほとんど変わらず、 b_c/l_c が小さくなるとハンプ抵抗は減少する。第二ハンプは $F_n = 0.32$ 付近で、 b_c/l_c によってほとんど変化しない。同一の b_c/l_c については、第一ハンプから次第に次数が高くなる程、ハンプ抵抗値が減少することは矩形の場合と逆の関係にある。 b_c/l_c が極めて小さい場合は矩形の傾向と同じである。矩形圧力分布と楕円圧力分布の最大の相違点は、第一ハンプ速度より小さいフルード数ではフルード数を下げるほど、矩形圧力分布では造波抵抗の振れが益々増大するのに反して、楕円圧力分布では益々減少し、一定値に近づくことである。

水槽実験における水槽幅と水深の影響を検討するため、NewmanとPooleの理論(2-6)式によって水槽模型を相当矩形で近似した場合($b_c/l_c = 0.481$)の数値計算を行い、Barrattの深水、無限水槽幅の計算と比較した。その結果、相当矩形圧力分布に対する水槽次元($B/l_{ceq} = 8.66$, $H/l_{ceq} = 3.85$)を用いて計算した水槽幅、水深の影響を含む造波抵抗計算は、ほぼ完全

に深水の無限水槽幅の計算と一致することが確かめられた。本実験において造波抵抗解析上の水槽幅と水深の影響は、ほぼ無視して差し支えないと推定される。

相当矩形平面形とV型船首をもつ平面形、楕円船首をもつ平面形、三角形平面形、楕円平面形の造波抵抗を計算、比較したものを図2-4に示す。第一ハンプ

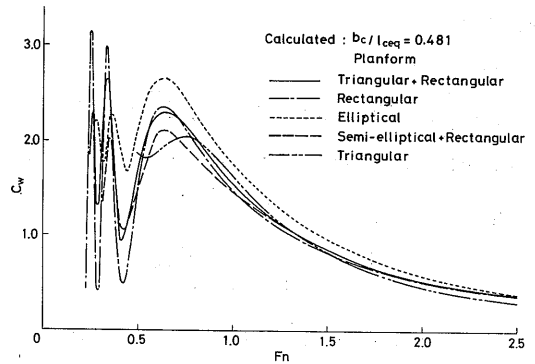


図 2-4 造波抵抗係数に及ぼすクッション平面形の影響 ($b_c/l_{ceq} = 0.481$)

速度より大きなフルード数では総てのモデル圧力分布の差は少なく、特に矩形平面形、V型船首をもつ平面形、楕円船首をもつ平面形と原形圧力分布の造波抵抗値とも大きな差はないものと推定される。

V型船首の相当次元は $l_2/l_{ceq} = 0.743$

$$l_1/l_{ceq} = 0.513$$

楕円船首の相当次元は $l_2/l_{ceq} = 0.702$

$$l_1/(2l_{ceq}) = 0.298$$

2.2.3 エアクッションと側壁の干渉効果

(1) 計算モデル及び基礎式

Plissov⁸⁾は側壁型ACVの造波抵抗を求める理論式を導いた。仮定として、

- i) 総ての造波抵抗は空気クッションと側壁によって生じる。
- ii) 空気クッションは一定の矩形圧力分布とする。
- iii) 側壁は薄く、それらの中心面に対して対称とする。とおく。

側壁型ACVの造波抵抗 D_w を空気クッション(矩形圧力分布)による造波抵抗 D_{wc} 、側壁による造波抵抗 D_{ww} 、側壁と空気クッション系の干渉による造波抵抗 D_{wi} に分離する。空気クッションによる造波抵抗 D_{wc} はBarrattの深水の矩形圧力分布造波抵抗式(1-1)式を使う。造波抵抗は、

$$D_w = D_{wc} + D_{ww} + D_{wi} \quad (2-11)$$

造波抵抗係数は、

$$C_w = C_{wc} + C_{ww} + C_{wi} \quad (2-12)$$

$$C_{ww} = \frac{D_{ww}}{W} / \frac{h_c}{l_c} = \frac{1024}{\pi} \frac{F_n^2 \bar{b}^2}{K_e B \beta^2} \int_0^{\pi/2} \cdot \left\{ 1 - \exp\left(-\frac{\bar{H}_1}{F_n^2} \cos^2 \theta\right) \right\}^2 \cdot \cos^2\left(\frac{\bar{B} \sin \theta}{2 F_n^2 \cos^2 \theta}\right) \left[F_n^4 \cos \theta \sin\left(\frac{K_e}{2 F_n^2 \cos \theta}\right) - \frac{K_e F_n^2}{2} \right] \cdot \cos\left(\frac{K_e}{2 F_n^2 \cos \theta}\right)^2 \cos^3 \theta d\theta \quad (2-13)$$

$$C_{wi} = \frac{D_{wi}}{W} / \frac{h_c}{l_c} = \frac{256 \bar{b} F_n^2}{\pi B K_e \eta} \int_0^{\pi/2} \cdot \left\{ 1 - \exp\left(-\frac{\bar{H}_1}{F_n^2} \cos^2 \theta\right) \right\} \frac{\cos^3 \theta}{\sin 2\theta} \cdot \sin\left(\frac{\bar{B} \sin \theta}{F_n^2 \cos^2 \theta}\right) \sin\left(\frac{1}{2 F_n^2 \cos \theta}\right) \cdot \left[F_n^4 \cos \theta \sin\left(\frac{K_e}{2 F_n^2 \cos \theta}\right) - \frac{K_e F_n^2}{2} \cos\left(\frac{K_e}{2 F_n^2 \cos \theta}\right) \right] d\theta \quad (2-14)$$

ここで、

$$\begin{aligned} F_n &= V_\infty / (g l_c)^{1/2} && (\text{矩形クッション部基準}) \\ K_e &= l_k / l_c && (\text{側壁長ささと矩形クッション長さ比}) \\ \bar{H} &= h_w / l_c && (\text{側壁の外側の没水深さと矩形クッション長さ比}) \\ \bar{b} &= b_w / l_k && (\text{側壁の厚み長さ比}) \\ \bar{B} &= b_c / l_c && (\text{矩形クッション幅長さ比}) \\ \beta &= p_c / (\rho_w g l_c) \\ \bar{H}_1 &= H_1 / l_c = \bar{H} - (\beta/2) \end{aligned}$$

とする。

(2) 計算結果及び考察

図2-5にNo.1側壁付きACV、重量 $W=97.8\text{kgf}$ 、側壁深さ $h_w=0.065\text{m}$ 、側壁船長 $l_k=1.80\text{m}$ 、側壁排水量(片側) 0.0057m^3 、クッション圧力 $p_c=41.6\text{kgf/m}^2$ 、 $b_c/l_c=0.481$ の計算結果を、図2-6にNo.2側壁付きACV重量 $W=97.8\text{kgf}$ 、側壁没水深さ $h_w=0.060\text{m}$ 、側壁船長 $l_k=1.78\text{m}$ 、側壁排水量(片側) 0.0030m^3 、クッション圧 $p_c=44.2\text{kgf/m}^2$ 、 $b_c/l_c=0.481$ の場合について、

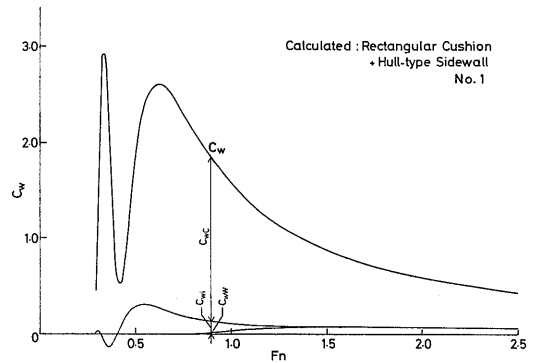


図2-5 側壁型ACVの造波抵抗 (側壁No.1付)

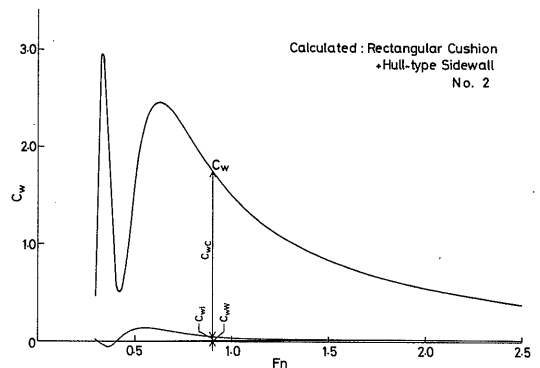


図2-6 側壁型ACVの造波抵抗 (側壁No.2付)

Plissovの造波抵抗式にもとづいて計算した結果を示す。

側壁の造波抵抗 C_{ww} が全抵抗 C_w に占める割合は、 $F_n < 1.5$ では無視できる位に小さいが、傾向としてフルード数と共に増加し $F_n > 1.5$ ではほぼ一定になる。一方側壁と空気クッションの干渉分の造波抵抗 C_{wi} は、 $F_n = 0.36$ 付近で極小値は負となり、 $F_n = 0.55$ 付近で極大値をとる。それ以上の F_n では漸減し、 $F_n = 2.0$ では側壁の造波抵抗と同じくらいとなり、全造波抵抗に占める割合はわずかである。

2.3 静水中の曳航実験

2.3.1 実験装置及び実験方法

(1) 供試模型

実験にはA、B2台の側壁型ACV模型を使用した。模型Aの概要を図2-7、主要目を表2-1に示す。

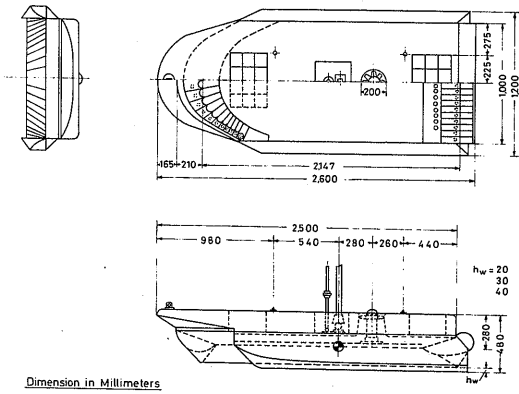


図2-7 側壁型ACV模型Aの概要

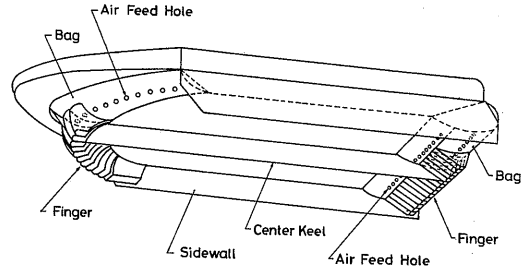


図2-8 フィンガーバッグスカートの概要

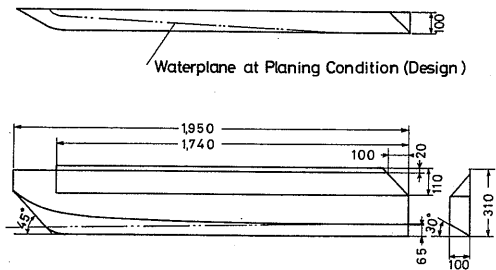
の給気孔からフィンガー内面に沿って噴出し、多少周辺噴流的な機能もあるが、全体としては圧力室型に近いものになっている。クッション室はスカート深さと等しいセンターキール板によって左右に二分割されている。側壁はアルミ平板と船形(図2-9)に交換で

表2-1 側壁型ACV模型の主要目

要 目	Model A	Model B
全 長	2.60m	(2.11m)
全 幅	1.00m (平板)	0.90m (平板)
	1.20m (船形)	1.10m (船形)
スカート深さ	0.16m	0.15m
クッション長さ	2.14m	1.80m
相当クッション長さ	2.078m	
クッション幅	1.00m	0.90m
クッション面積	2.078㎡	1.62㎡
クッション周長	1.50m (船首)	0.90m (船首)
	1.00m (船尾)	0.90m (船尾)
ジェット吹出口面積	0.0131㎡	0.0157㎡
重 量	63.5kgf	74.7kgf

模型Aは船首側が円弧状のクッション平面形をしており、模型本体はFRP製である。1.5kW直流電動機で駆動される軸流ファン(直径200mm, 8枚翼)1台でクッション空気を供給する。クッションシールはBHC型フィンガーバッグスカート(図2-8)で、防水綿布(重量0.18kgf/m², 厚さ0.28mm)で作られている。フィンガーは船首、船尾側とも20個で構成されている。船尾側のフィンガーは水のスクープ防止のため、袋状の構造をしている。クッション空気は船首、船尾バッグ

Hull-type Sidewall No. 1



Hull-type Sidewall No. 2

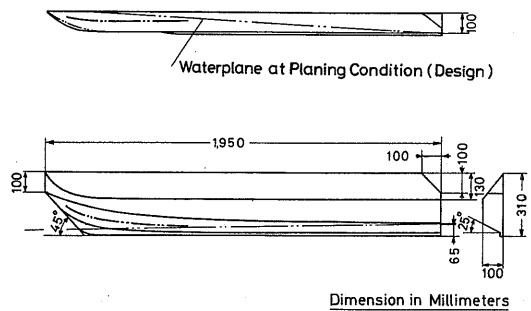


図2-9 側壁の船型 (No.1, No 2)

き側壁形状の影響を検討できる。またファイバースコープによりクッション室内波形を観測できる。次に模型Bの概要を図2-10に、主要目を表2-1に示す。

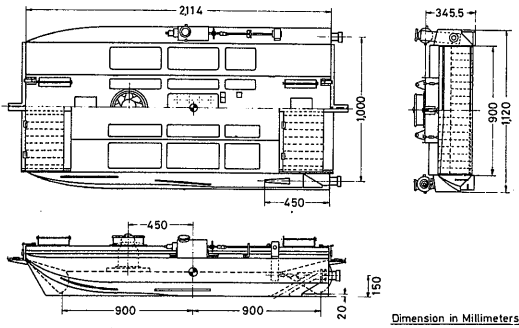


図2-10 側壁型ACV模型Bの概要

模型Bは矩形的クッション平面形をしており、模型本体は木製である。模型Aと同一の軸流ファン1台でクッション空気を供給する。船首、船尾のクッションシール部は板バネを介して船体に吊られており、板バネに貼られたストレインゲージによってクッションシール部に作用する力の計測を試みた。クッションシール部はプラスチックの板で作られたヒンジ型と、合成樹脂コーティングされた合成繊維布製(重量 0.18kgf/m^2 、厚さ 0.17mm)のループセグメント型(図2-11)があり、

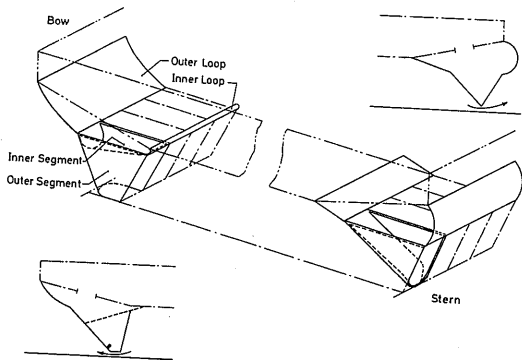


図2-11 ループセグメントスカートの概要

交換できる。またクッション室は単一室になっている。クッション空気はクッション天井の8個所の穴から直接クッション室に入る。浮揚方式は単純な圧力室型に

なっている。側壁はアルミ平板と船形(図2-12)に交換でき、側壁浮力の影響を検討できる。クッション室

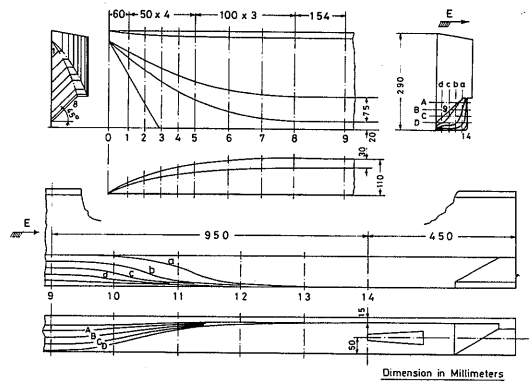


図2-12 側壁の船型 (No.3)

内波形の観測をするため、クッション天井に透明アクリル板の窓を作り、目視観測できるようにした。

(2) 計測装置

ヒープ、トリムおよび抵抗はACV用に製作された三成分および六成分曳航天秤によって計測した。図2-13、図2-14にそれぞれの概要を示す。三成分曳航天秤は、模型の上下動、縦揺を許す曳航腕からL形リンクを介して抵抗測定用の磁歪式ロードセルに抵抗を伝達する。L形リンクは抵抗に比例したピッチングモーメント(頭上げ)を模型に与える働きをしている。L形リンクのアーム長さを変えることによって模型の推力軸線を変化させる効果を与える。ヒープ、トリムはそれぞれポテンシオメーターによって検出する。トリ

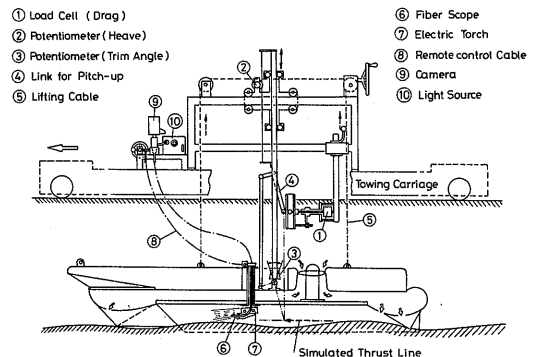


図2-13 三成分曳航天秤の概要

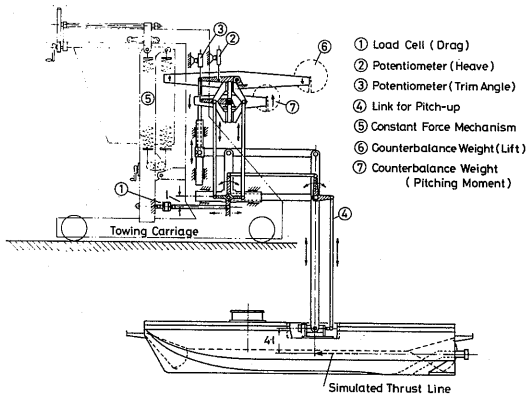


図 2-14 六成分曳航天秤の概要

ム角 γ は水平を零度として、頭上げを正にとる。またヒープ h_m はトリム角零度で船首、船尾のスカート先端が自由水面に接する状態を零として、模型の基準点(R.P.)の上下量で表し、上方を正にとる。R.P.はクッション天井面の設計上のクッション面積中心とする。

六成分曳航天秤は平行四辺形リンク機構を形成する曳航腕、リンク機構により模型の上下動、縦揺れを許し、ストレインゲージ式の板バネ形ロードセルに抵抗を伝達する。また三成分曳航天秤と同様のリンク機構により抵抗に比例する頭上げモーメントを模型に与える事ができる。ヒープ、トリムはリンク機構によって伝えられた模型の動きをそれぞれのポテンショメーターによって検出する。また模型の重量、重心位置は模型自身の重錘によって調整する以外に、天秤装置の重錘とリンクによる調節機構によっても実効重量、重心位置を変えることも可能である。

計測装置のブロック線図を図2-15に示す。抵抗は三成分曳航天秤では磁歪式ロードセル出力を専用アンプ、ローパスフィルターを通して電磁オシロ、デジタルプリンターで記録した。六成分曳航天秤ではストレインゲージ式のロードセル出力を動ひずみ計、ローパスフィルターを通して電磁オシロ、デジタルプリンターで記録した。ヒープ、トリムはポテンショメーター出力を専用アンプを通して電磁オシロで記録した。

模型Bのクッションシール部に作用した力は、取付け用板バネに貼ったストレインゲージの出力として、動ひずみ計を通して電磁オシロで記録した。

ファン出口総圧はゲッチング型マノメーター、そ

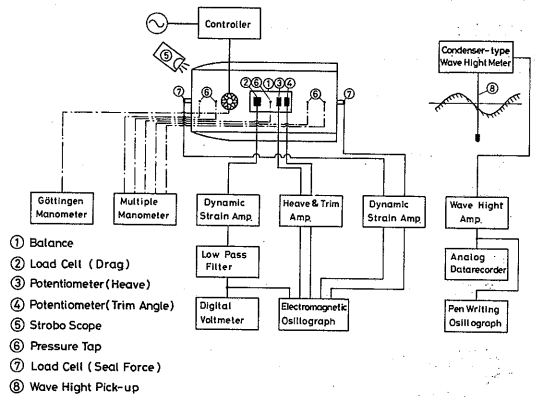


図 2-15 計測装置のブロック線図

のほかのバッグ圧力、クッション圧力等は多管マノメーターに接続し目視計測した。空気流量はファン出口総圧により、事前に検定した回転数-ファン出口総圧-流量の関係から求めた。

後続波形は容量型波高計で計測し、データレコーダに記録した。波高検出器はテフロンコーティングされた金属線を用いた容量型(1線式)で、出力は専用アンプで増幅後データレコーダに記録した。当所三鷹第二船舶試験水槽(水路長さ400m、幅18m、水深8m)では船の進行方向に平行な線上で波形を記録している(Longitudinal Cut法¹⁶⁾)。波高の検定はサーボモータ式の検定装置により、波高検出器を静水面に対して規定量だけ上下させることによって行った。合図マーク装置はクッション先端が波高検出器の位置を通過する時のタイムマークを記録するためのもので、機械式または光電式のものを用いた。ファン回転数はストロボスコープにより設定した。側壁接水状態、スカートの接水、変形状態は目視によるスケッチを主とし35ミリカメラ、8ミリシネ等を併用した。模型Aではクッション室内の観測にファイバースコープを利用して行った。

(3) 実験方法

以上のような実験装置により曳航実験を行った。実験は当所三鷹第二船舶試験水槽において実施した。曳引に先立ち模型を実験状態(重量、重心位置、側壁深さ等)に調整した後、ホバリング状態でファン回転数を設定し曳引した。曳引台車上では、台車速度、ヒープ、トリム、抵抗、ファン出口総圧、クッション圧力、バッグ圧力を計測するとともに、模型の接水状態のスケッチと写真撮影を行った(写真2-2,3)。後続波形の

計測は水槽の行程中央部に波高計を取付けて計測した。

曳航実験において推力によるピッチングモーメントの影響を模擬するため、天秤装置のリンク機構のモーメントの腕の長さを調整し、推力軸線を模型Aでは基準点 (R. P.) の0.12m下方 (スクリュープロペラの推力軸線に相当) を、またBでは0.02m下方 (水ジェットポンプ軸線に相当) を通るようにした。

(4) 実験結果の整理法

ACVの抵抗分離の手法は必ずしも確立しているとは言えないが、著者等はACVの抵抗成分が加算的であると仮定して模型A, Bで異なる分離法を適用し検討してみた。以下に各抵抗成分の算出手順について述べる。

模型Aでは曳引抵抗 D_t を空気形状抵抗 D_o 、浮揚ファンの空気吸込みによる運動量抵抗 D_m 、側壁摩擦抵抗 D_{fw} 、波形造波抵抗 D_{wp} とスカート抵抗 D_{sk} の和¹⁴⁾に分離した。

$$D_t = D_o + D_m + D_{fw} + D_{wp} + D_{sk} \quad (2-14)$$

以下に各抵抗成分の算出方法について述べる。空気形状抵抗 D_o は模型を水面から僅かに離れた状態で走行

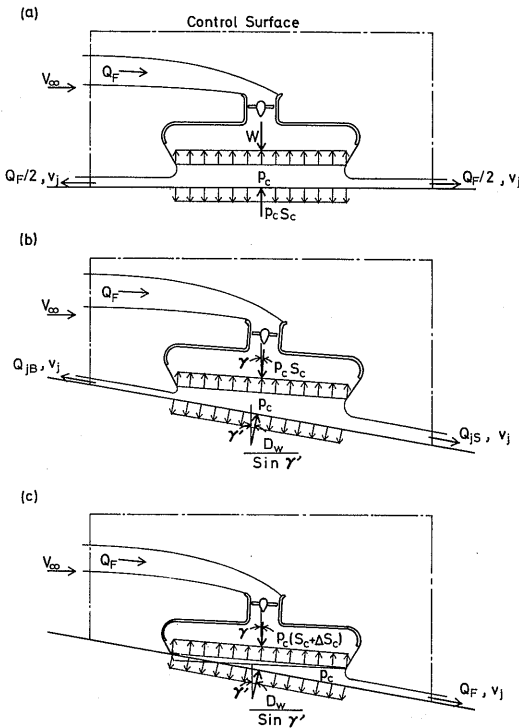


図 2-16 運動量抵抗算出のための検査面

したときの抵抗値として求めた。ただし曳航腕の空気形状抵抗も含まれる。

運動量抵抗 D_m は図2-16 a)のような検査面を考え、船首、船尾側へのクッション空気の流出量が等しいと仮定して、ファン流量 Q_F と曳引速度 V_∞ から次式により算出した。

$$D_m = \rho_a Q_F V_\infty \quad (2-15)$$

側壁摩擦抵抗 D_{fw} は側壁内外面の接水面積の実測値 S_{ww} から平板の摩擦抵抗係数 C_f を用いて次式により算出した。

$$D_{fw} = C_f (\rho_w / 2) V_\infty^2 S_{ww} \quad (2-16)$$

$$C_f = 0.074 Rn^{-1/5} \quad (2-17)$$

$$Rn = V_\infty l_K / \nu_w \quad (2-18)$$

波形造波抵抗 D_{wp} はACVの後続波を波高計により計測して、その波形のフーリエ解析によって波に供給されるエネルギーから計算によって求めた¹⁵⁾この解析手順を図2-17に示す。まず波形記録データを計算機

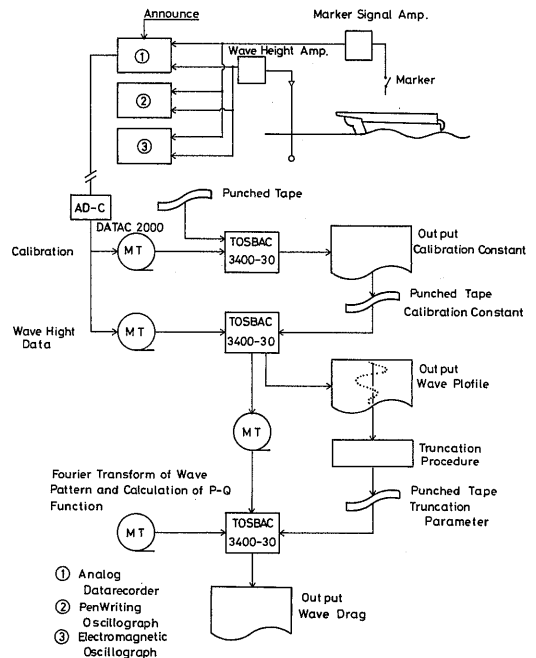


図 2-17 波形解析の手順

処理し、キャリブレーション値にもとづいて実波高に直してラインプリンターに波形を出力する。出力された波形に、水槽壁からの反射波の影響を除くための打ち切り修正を行う。打ち切り点より後方の波形は、打ち切り

点付近の波形を描いて推定する(写真2-1)。打ち切り

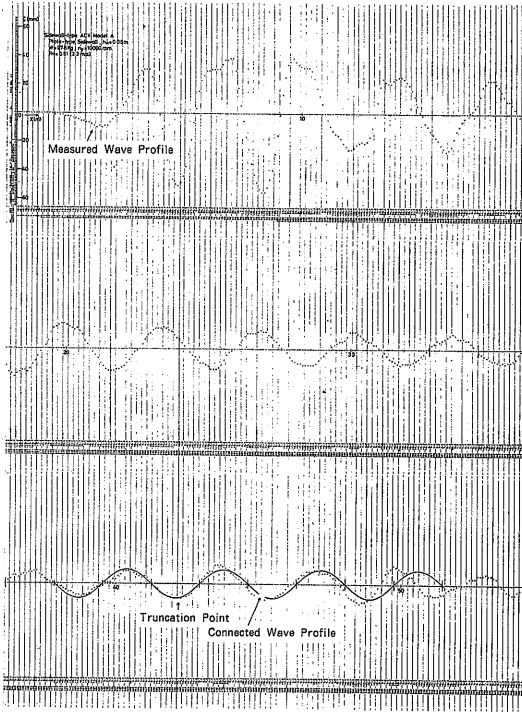


写真2-1 波形記録と打ち切り修正の一例

修正データと波形データをNewman-Sharma法¹⁶⁾にもとづく波形解析プログラムによって計算機処理することにより、波形造波抵抗 D_{wp} が求まる。

スカート抵抗 D_{sk} は実測が困難のため、全抵抗から他の抵抗成分を差し引いた剰余として間接的に推定した。

$$D_{sk} = D_t - (D_o + D_m + D_{fw} + D_{wp}) \quad (2-19)$$

したがって D_{sk} にはスカートの水面接触に伴う抵抗の他、抵抗成分の近似推定に起因する誤差を含んでいる。しかし平板側壁の場合には、水力的な抵抗のうちスカートの水面接触による影響の他は小さいと予想される。また空力抵抗自身が小さく、その干渉項も小さいと予想される。すなわち曳引抵抗から剰余として求めた D_{sk} の大部分は、スカートの水面接触に起因すると考えられるので、これをスカート抵抗と呼ぶことは許容されると思われる。

しかしこの方法ではスカート抵抗とスカートの水面

接触との関係が明確でない。模型Bでは以下のように抵抗分離法を改めた。即ち曳引抵抗 D_t を以下の成分に分けて加算する。空気形状抵抗 D_o 、浮揚ファンの空気吸込みとクッション空気の流出による運動量抵抗 D_m 、側壁摩擦抵抗 D_{fw} 、スカート摩擦抵抗 D_{fs} と剰余抵抗 D_r の和とする。剰余抵抗はクッション、スカート、側壁の接水に伴う圧力抵抗成分と分離誤差よりなる。

$$D_t = D_o + D_m + D_{fw} + D_{fs} + D_r \quad (2-20)$$

空気形状抵抗 D_o は、あらかじめ模型を水面より僅かに離れた状態で曳引し、前面面積基準の空気形状抵抗係数 C_{D0} を求めておき、次式によって算出した。ただし曳航腕の空気抵抗も含まれている。

$$D_o = C_{D0} (\rho_a/2) V_\infty^2 S_f \quad (2-21)$$

C_{D0} の値として箱状で突起物の多い模型Bで0.93であった。

運動量抵抗 D_m はクッション空気の吸込み、吹出しによる運動量変化による力と定義する。模型Aでは船首、船尾へ均等に流出するとして(2-15)式により算出した。しかし模型実験においては図2-16(b), c)のように重心位置により船首側、船尾側へ偏って流出するのが一般的であり、抵抗特性に与える影響が無視できないことが判明したため、流出量も考慮して次式によって算出した。

$$D_m = \rho_a Q_F V_\infty + \rho_a (Q_{j, bow} - Q_{j, stern}) (2p_c / \rho_a)^{1/2} \quad (2-22)$$

流出量を正確に求めることは困難であるが、便宜的に目視観測等によって決めた流出面積に比例するとして船首と船尾側に振分けた。そのため側壁下からの漏洩の発生、船尾すきま形状の複雑さ等の精度を下げる要因も含まれている。側壁摩擦抵抗 D_{fw} は模型Aの場合と同様に(2-16)式により平板摩擦抵抗として算出した。

スカートの接水状態は、ほぼ水面に密着するように平板状に接水していると見なして、近似的に次式によってスカート摩擦抵抗 D_{fs} を算出した。接水面積に基づく摩擦抵抗係数は第1次オーダーとして $C_f = 0.01$ と推定して算出した。

$$D_{fs} = C_f (\rho_w/2) V_\infty^2 S_{ws} \quad (2-23)$$

剰余抵抗 D_r は次式でもとめる。

$$D_r = D_t - (D_o + D_m + D_{fw} + D_{fs}) \quad (2-24)$$

スカートが水面に接しなれば、剰余抵抗はクッションおよび側壁の造波抵抗に等しくなると推察される。

2.3.2 実験結果及び考察

(1) 模型Aの抵抗特性と抵抗分離

曳航実験に先立ち、模型のファン吸込口上に入口流

量計を取付けて、ホバー状態で浮揚ファンの性能を試験した。図2-18にファンの無次元流量-圧力特性曲

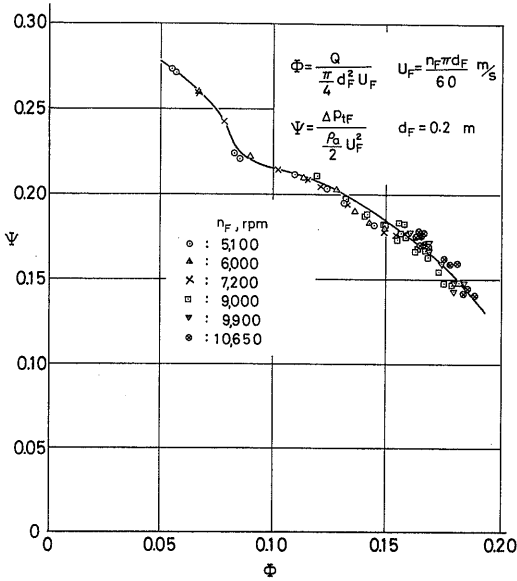


図2-18 模型ファン無次元流量-圧力特性

線を示す。以下の水槽実験に際しては、曳引中のファン回転数とファン後の総圧を計測し、ファン特性曲線から流量を求めた。

模型Aの抵抗特性を調べ、抵抗分離を行った例を示す。実験条件は推力軸線を一定とした。ヒープ量 h_m は h_c で、抵抗は重量 W で無次元化した。

はじめに重量の影響を示す。図2-19にフルード数 F_n と、 h_m/h_c 、トリム角 γ 、抗揚比 D_t/W の相互関係を示す。この抵抗分離結果を図2-20に示す。 h_m/h_c は $W=44.2\text{kgf}$ の例を除くと、 F_n に対してほぼ一定の傾向にまとまっている。 γ は W の増加に従って頭上げ傾向が強まる。 W の増加が D_t/W に与える影響は、 $F_n=1.0$ 付近を境に異なる。高フルード数域では W の増加により D_t/W は減少する。

この傾向は主に W の増加に伴う空気形状抵抗成分 D_o/W 、側壁摩擦抵抗成分 D_{fw}/W 、スカート抵抗成分 D_{sk}/W の減少に起因している。波形状波抵抗成分 D_{wp}/W では、例外的に $W=44.2\text{kgf}$ で第二ハンブが生じている。またスカート抵抗成分 D_{sk}/W は W の増加に伴い、 $F_n=0.45$ 付近で顕著なピークを生じる。これについては初期モーメント M_o の影響の項で詳しく触れる。

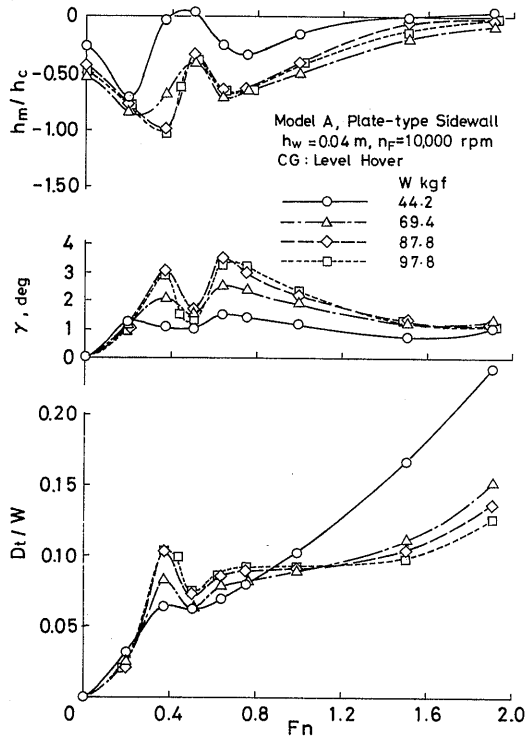


図2-19 模型Aの姿勢、抵抗特性 (重量の影響)

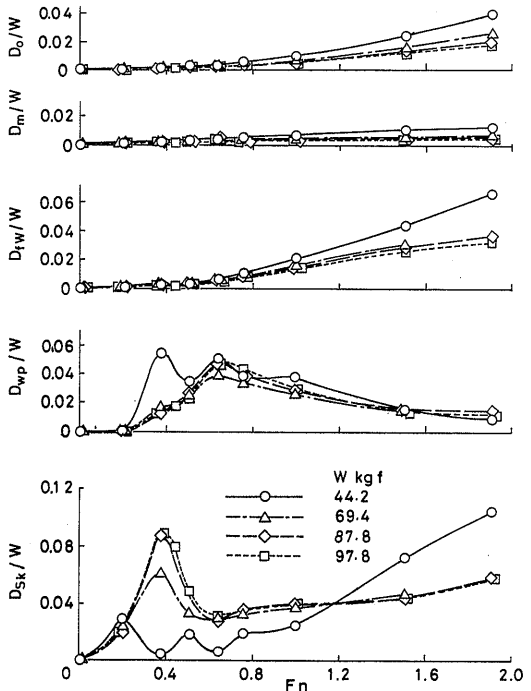


図2-20 模型Aの抵抗成分 (重量の影響)

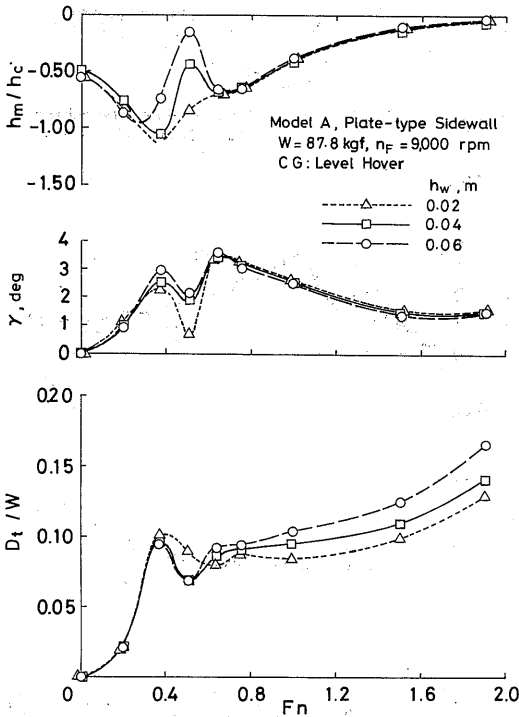


図 2-21 模型 A の姿勢, 抵抗特性 (側壁深さの影響)

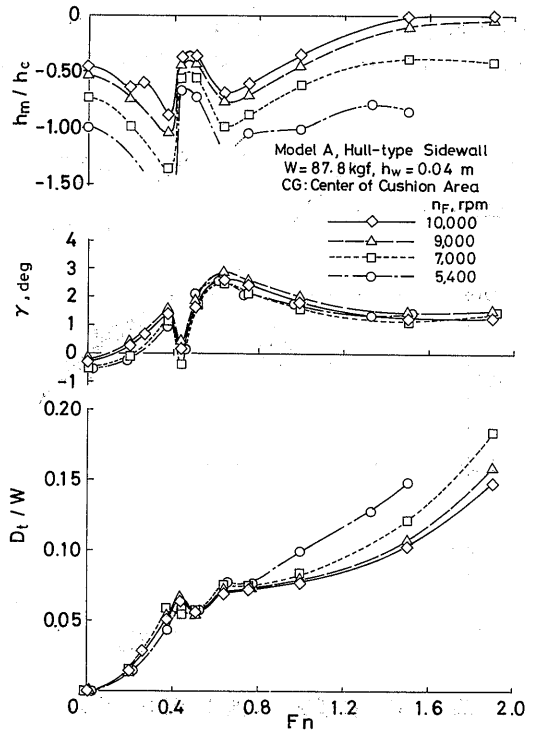


図 2-23 模型 A の姿勢, 抵抗特性 (ファン回転数の影響)

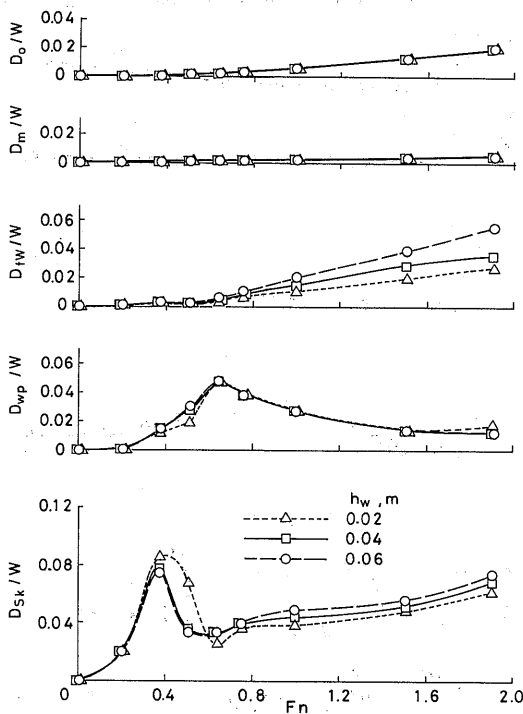


図 2-22 模型 A の抵抗成分 (側壁深さの影響)

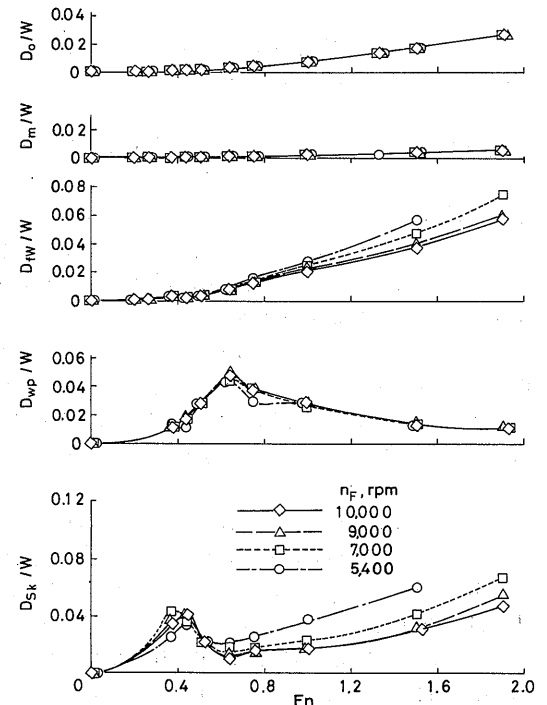


図 2-24 模型 A の抵抗成分 (ファン回転数の影響)

同様に側壁深さの影響を図2-21, 22に示す。 $Fn=0.2\sim 0.6$ を除いて側壁深さ h_w が、 h_m/h_c 、 γ に与える影響は少ないが、 $Fn=0.2\sim 0.6$ では h_w が小さい程、沈みが大きく頭下げ姿勢となる。 D_t/W に見られる傾向は主に側壁摩擦抵抗成分 D_{fw}/W に起因している。 $Fn=0.2\sim 0.6$ での D_{sk}/W に見られる傾向は、接水状態の観察結果(図2-31, 32参照)によれば、 h_w が小さい場合クッションによって生じる波の谷の部分で側壁下からクッション空気が漏洩するため、ホバー間隙が減少してスカートとの接水が生じるためであることが判った。

次にファン回転数変化の影響を図2-23, 24に示す。回転数の低下に伴い、ほぼ全フルード数域で h_m/h_c は沈込む。 γ はやや頭下げになるものの、それほど回転数の影響は受けない。 D_t/W に見られる傾向は主に側壁摩擦抵抗成分 D_{fw}/W 、スカート抵抗成分 D_{sk}/W に起因している。回転数の低下に伴い、スカートの接水が増すことによる D_{sk}/W の増加のほうがより影響が大きい。

次に側壁浮力の影響を図2-25, 26に示す。全フルード数域において船形側壁のほうが γ が小さく、 h_m/h_c の沈みも小さい。 D_t/W に見られる傾向は主にスカート抵抗成分 D_{sk}/W に起因している。 D_{sk}/W は船形側壁の方が全フルード数域で少ない。これは側壁浮力が船体中心より後方に作用するため、頭下げモーメントが生じ、船尾スカートの接水を少なくしていることによることが、接水状態の観測結果から判った。

次に初期モーメント M_o ($M_o = \text{重量} \times \text{重心}$ と $R.P.$ 間の距離、頭上げを正とする)の影響を図2-27, 28に示す。また図2-29にトリム角 γ に対する抵抗変化を示した。フルード数ごとに抵抗が最小になるトリム角がある。 M_o は主に波形造波抵抗成分 D_{wp}/W とスカート抵抗成分 D_{sk}/W に影響を及ぼす。この二成分の関係に着目して、両者を γ に対して表現したものを図2-30に示す。それぞれのフルード数において抵抗を最小にする条件は、主として D_{sk}/W に関連している事が認められる。 D_{wp}/W に対する γ の影響は余り大きくないが、 $Fn=0.38$ (第二ハンプ速度)では例外的に γ に強く依存している。図2-31に $Fn=0.38$ における側壁部の波形とスカートの水面接触の状況を示す。 γ が零に近い

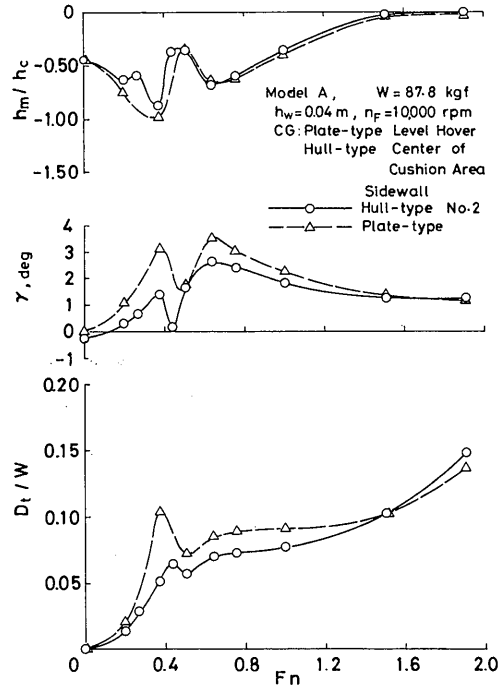


図2-25 模型Aの姿勢, 抵抗特性 (側壁浮力の影響)

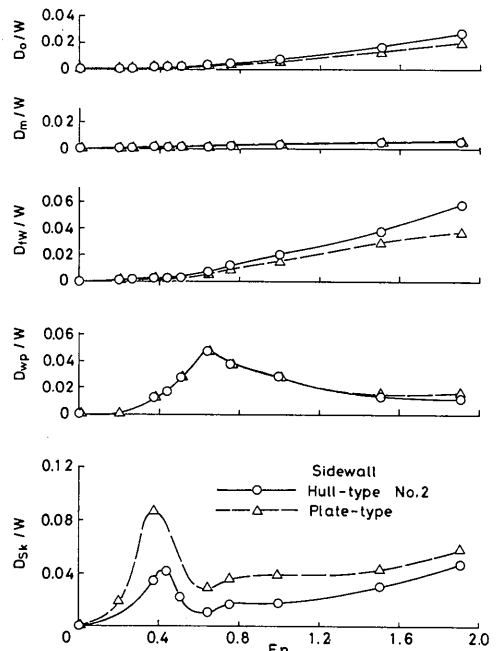


図2-26 模型Aの抵抗成分 (側壁浮力の影響)

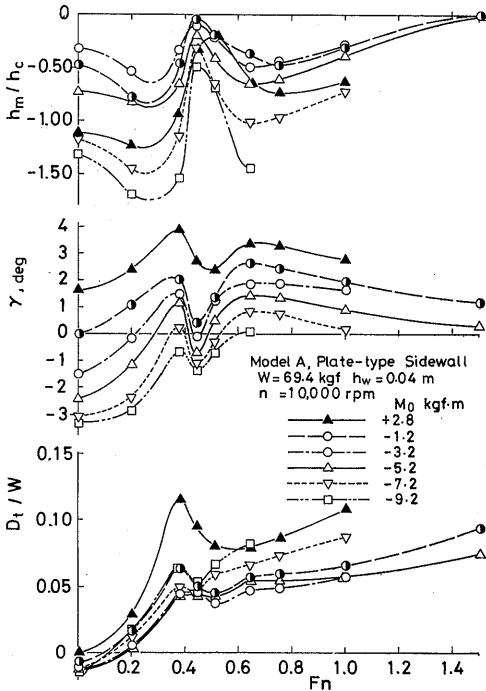


図2-27 模型Aの姿勢, 抵抗特性 (初期モーメントの影響)

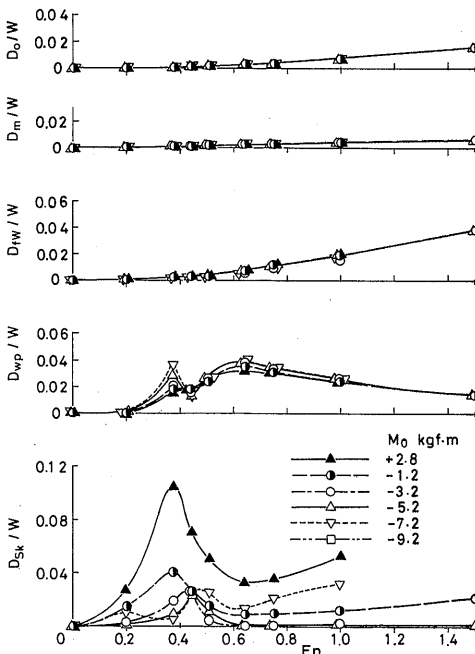


図2-28 模型Aの抵抗成分 (初期モーメントの影響)

ときは船尾スカートと波の接触はほとんどみられないが、頭上げが増すと、第二ハンプ速度 ($Fn=0.38$) で最大になる船尾付近の波とスカートが接触して、スクープ状態になる。 $Fn=0.44$ (ホロー速度) における波面とスカートの水面接触の状況を図2-32に示す。 $Fn=0.44$ においては、山はちょうどスカートの下に形成されるため、頭下げ姿勢においても後部スカートの水面接触がある。予想されるように抵抗の最小値は、前後部のスカートの水面接触が全体として減少する姿勢で得られている。スカートの水面接触が抵抗増加に及ぼす影響は、観測によれば前部スカートよりも内圧がかかって硬い後部スカートの袋状のフィンガーのスクープに強く依存していることが判った。

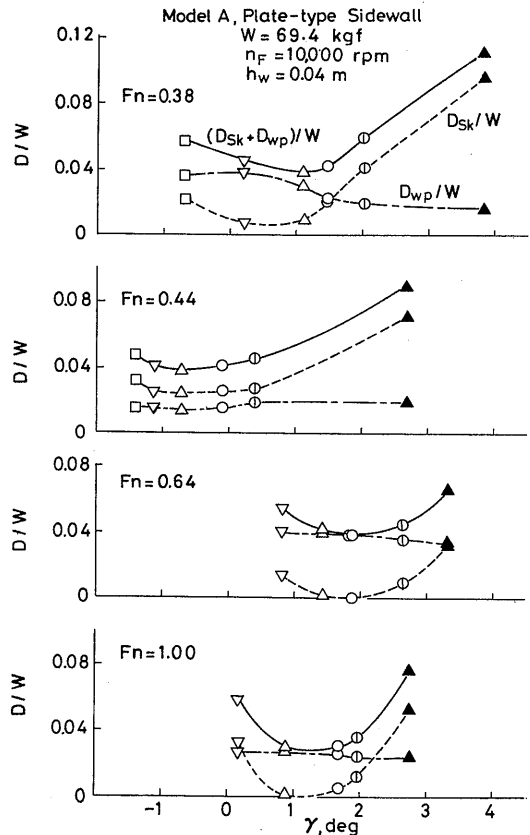


図2-30 波形造波抵抗とスカート抵抗の関連

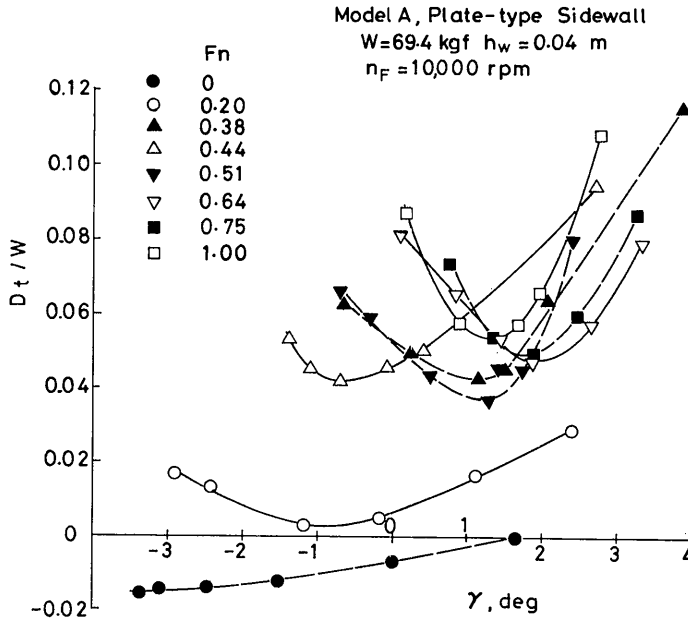


図2-29 トリム角と抵抗 (初期モーメントの影響)

$W=69.4 \text{ Kgf}$, $h_w=0.04 \text{ m}$, $n_F=10,000 \text{ rpm}$

$F_n=0.38$

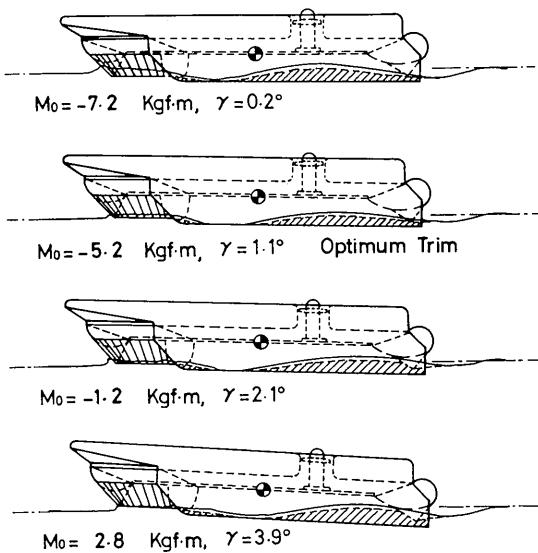


図2-31 姿勢と側壁内外面の波形 (実線外, 点線内) のトリムによる変化 ($F_n=0.38$)

$W=69.4 \text{ Kgf}$, $h_w=0.04 \text{ m}$, $n_F=10,000 \text{ rpm}$

$F_n=0.44$

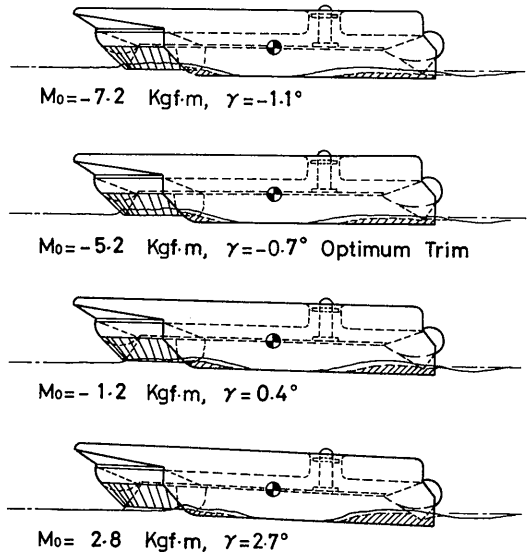


図2-32 姿勢と側壁内外面の波形 (実線外, 点線内) のトリムによる変化 ($F_n=0.44$)

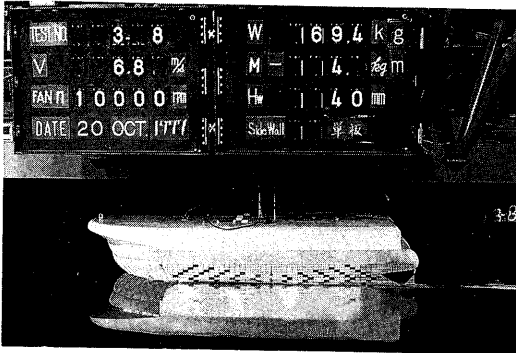


写真 2-2 曳航実験
(A模型 $M_0 = -5.2 \text{ kgfm}$ $V_\infty = 6.8 \text{ m/s}$)

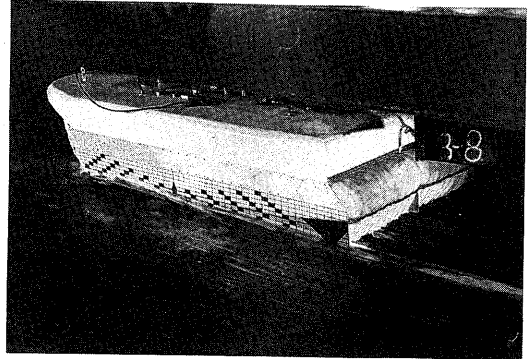


写真 2-3 曳航実験 (後部スカート接水状態)

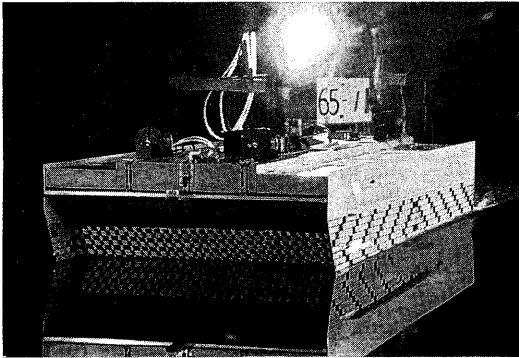


写真 2-4 最適トリムにおける船首スカートの様子
(B模型, C.G. : $48.7\%l_c$, $V_\infty = 5.88 \text{ m/s}$)

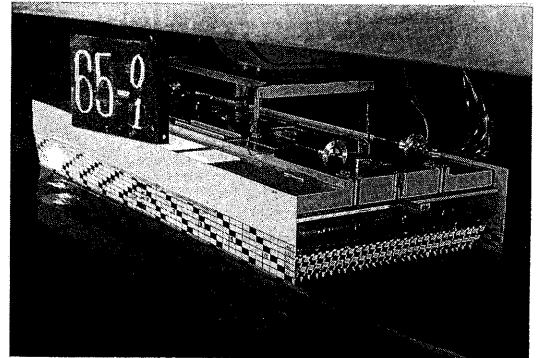


写真 2-5 最適トリムにおける船尾スカートの様子
(B模型, C.G. : $48.7\%l_c$, $V_\infty = 5.88 \text{ m/s}$)

(2) 模型Bの抵抗特性と抵抗分離

つぎに模型Bの抵抗特性を調べ、抵抗分離を行った例を示す。実験条件は推力軸線一定とし、現象の単純化のため最適トリムについて実験した。最適トリムは各速度でスカートの接水が最小か、または曳引抵抗が最小になるトリムとした(写真2-4, 5)。ヒープ量 h_m は h_c で、抵抗は W で無次元化して示した。

重量の影響を示す。図2-33にフルード数 Fn と、 h_m/h_c 、トリム角 γ 、抗揚比 D_t/W の相互関係を示す。この抵抗分離結果を図2-34に示す。 h_m/h_c は全フルード数域で重量 W の影響をあまり受けないが、 γ は W の大きいほうが大きくなる。 $Fn < 1.0$ では W が大きいと D_t/W が大きくなるが、 $Fn > 1.0$ では逆に W が大きいほど D_t/W は小さくなる。高フルード数域の増加は主に側壁摩擦抵抗成分 D_{fw}/W に起因している。側壁の接水面積は h_c/l_c に比例する項と定数項(側壁深さ相当部分)から成る(2・3・2(5)参照)。したがって h_w 一定の条件下で W を増すと、相対的に側壁深さに起因する摩擦抵抗の影響が減少することになる。このため D_{fw}/W は W が大きいほど小さくなるものと考えられる。また低フルード数域の D_t/W の増加は剰余抵抗成分 D_r/W に起因しており、重量の増加に従って大きくなる。この関係は Barratt の理論(2-1)式にもとづいた造波抵抗の計算結果¹⁾と良く合っている。

同様に側壁深さ h_w の影響を図2-35, 36に示す。 h_w が小さいものは全フルード数域で沈込み、頭下げになる傾向があり、特に $Fn = 0.3 \sim 0.45$ では著しい。 D_t/W に見られる傾向は主に側壁摩擦抵抗成分 D_{fw}/W に起因している。ただし $h_w = 0$ m のばあいは例外的で、高フルード数域でも側壁下からのクッション空気の漏洩を生じて沈込み、 h_w の減少量は D_{fw}/W が減少しておらず、スカート摩擦抵抗成分 D_{fs}/W の増加も見られる。剰余抵抗成分 D_r/W は $Fn \geq 0.45$ で計算値と良く合っている。

次に側壁浮力の影響を図2-37, 38に示す。ここではクッション圧力 p_c を平板と船形側壁について等しくなるようにして実験した。そのため重量 W は、船形側壁の方が側壁の浮力分だけ大きくなっている。 h_m/h_c 、 γ は側壁浮力に関係なくほぼ等しい。 D_t/W に見られる傾向は主に側壁摩擦抵抗成分 D_{fw}/W 、剰余抵抗成分 D_r/W に起因している。 D_{fw}/W は、船底部及びスプレーの接水面積増分があるため、高フルード数になる程、

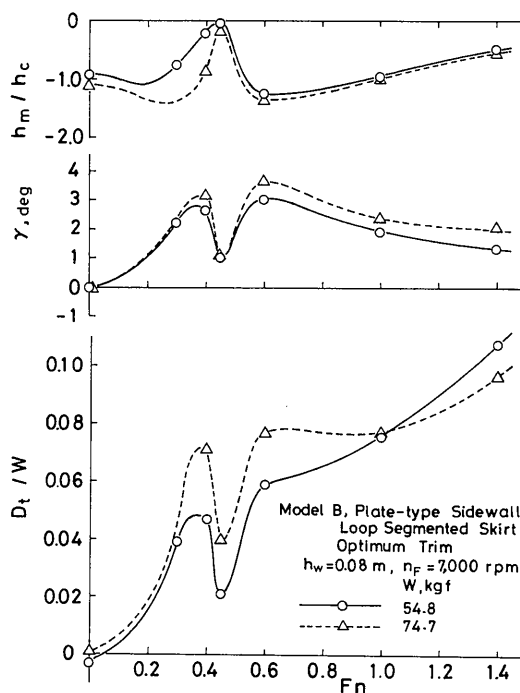


図2-33 模型Bの姿勢, 抵抗特性 (重量の影響)

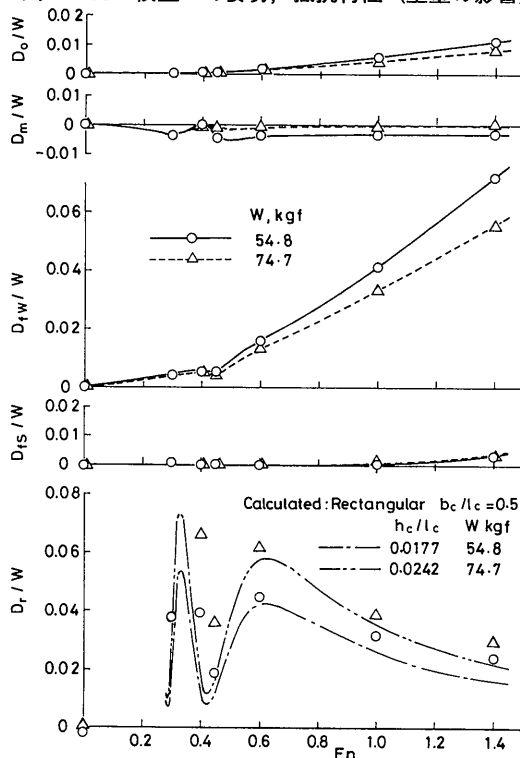


図2-34 模型Bの抵抗成分 (重量の影響)

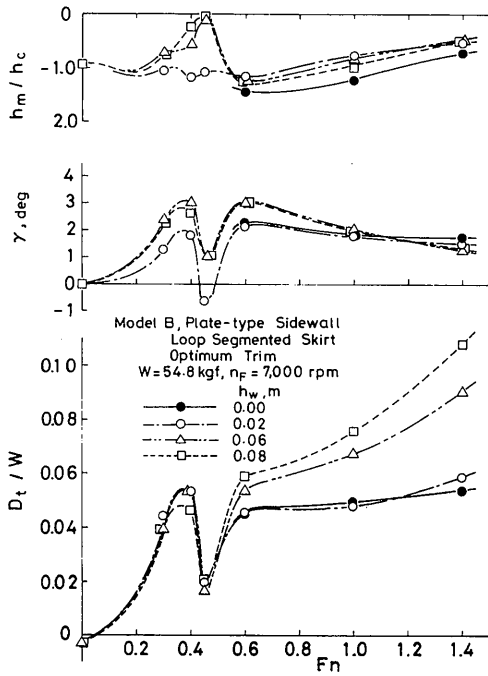


図 2-35 模型Bの姿勢, 抵抗特性 (側壁深さの影響)

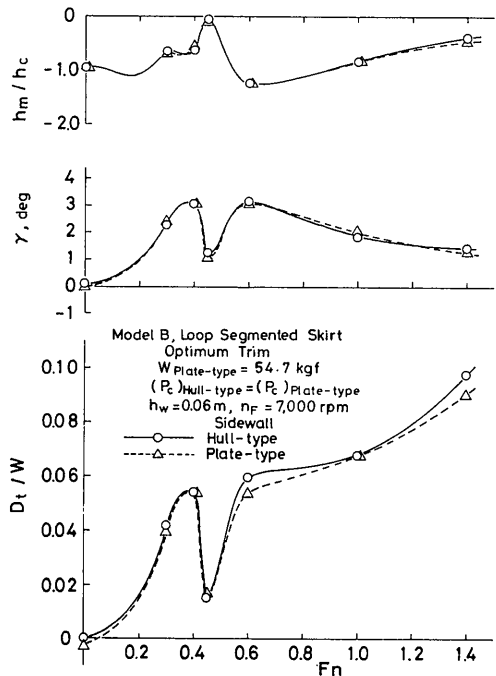


図 2-37 模型Bの姿勢, 抵抗特性 (側壁浮力の影響)

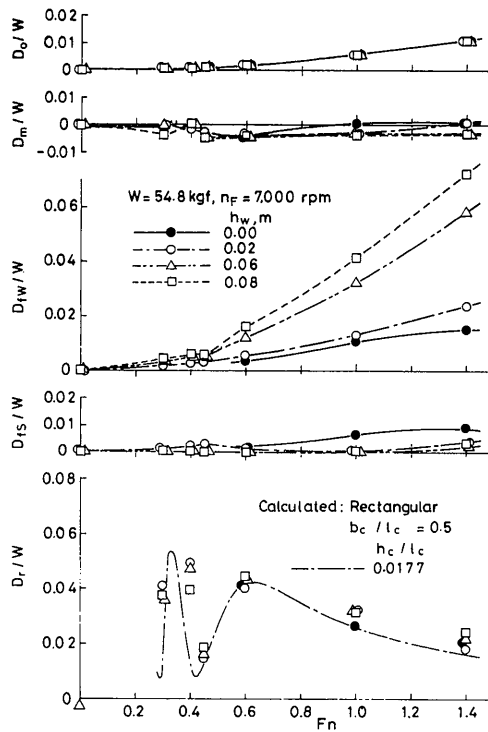


図 2-36 模型Bの抵抗成分 (側壁深さの影響)

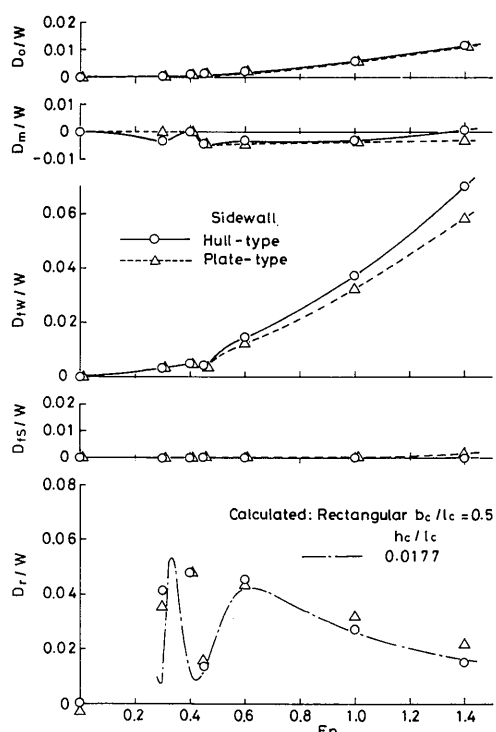


図 2-38 模型Bの抵抗成分 (側壁浮力の影響)

船形側壁のほうが大きくなる。 D_r/W は高フルード数域でやや平板のほうが大きくなる傾向があるものの、計算値とほぼ合っている。船形側壁と平板側壁の抵抗特性に見られる差は、主に側壁の接水面積の増加に起因していると言える。

以上のような抵抗分離結果について剰余抵抗と造波抵抗の計算値を比べると、 $Fn > 0.45$ ではほぼ両者の傾向は一致しており、第一近似的にはこの抵抗分離で言う剰余抵抗は造波抵抗と見なす事ができ、計算による推定も可能であることが明らかになった。しかし $Fn = 0.33$ (第二ハンプ速度)付近では、ほぼハンプに等しい抵抗のピークを生じるものの、対応する速度はずれており第二ハンプ速度以下では一致しない。定量的な面での問題は残されているが、模型Bの全抵抗は抵抗を生じると考えられる現象の面で、ほぼ妥当な抵抗成分に分離されたと考えられる。

(3) 波形造波抵抗

模型Aについて後続波形を解析して波形造波抵抗 D_{wp} を求め、模型Aの相当圧力分布モデル (V形船首+矩形)の造波抵抗の計算値と比較した例を図2-39に示す。実験は平板側壁、推力軸線一定、ホバー水平条件

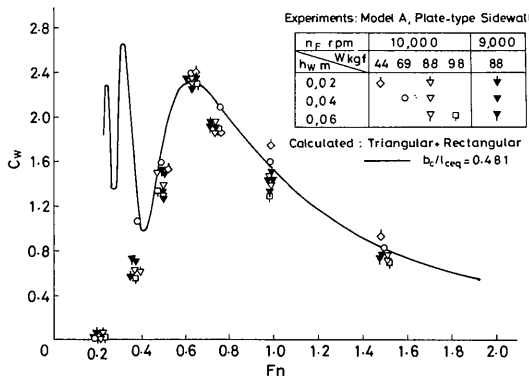


図2-39 波形造波抵抗と理論計算値の比較 (平板側壁付, ホバー水平)

で行った。ホバー間隙、クッション圧力などの実験条件の相異にもかかわらず、実験値にはややばらつきはあるが、フルード数 Fn で決まる一定の傾向を示している。実験値と計算値の比較によると $Fn \geq 0.5$ では両者は良く一致している。しかし $Fn < 0.5$ では、実験値は理論で予想されるハンプ抵抗を示さず単調に減少している。

次に $Fn < 0.5$ での実験値と計算値の差を明らかにす

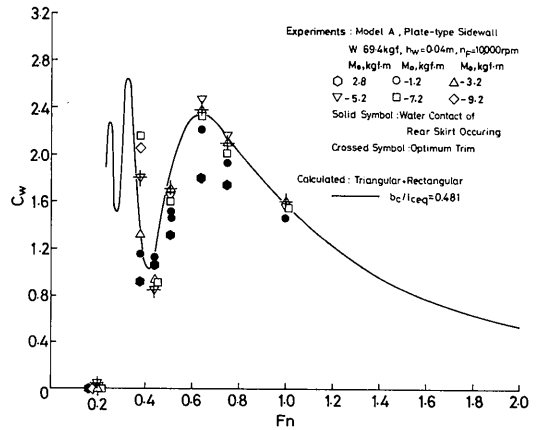


図2-40 波型造波抵抗と理論計算値の比較 (平板側壁付, トリムの影響, $W = 69.4 \text{ kgf}$)

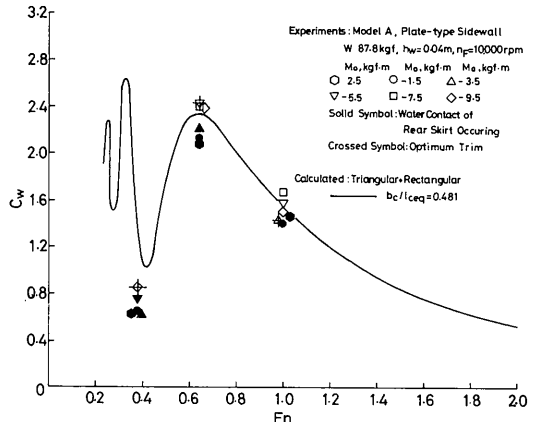


図2-41 波形造波抵抗と理論計算値の比較 (平板側壁付, トリムの影響, $W = 87.8 \text{ kgf}$)

るため、初期モーメントを変えて比較した例を図2-40に示す。これによれば最適トリムでは、実験値は計算値とほぼ一致しており、第二ハンプ近くで抵抗が増加する傾向が見られる。クッション室内の波形観測結果 (図2-31, -32参照)によれば、トリム変化による船尾スカートの接水がクッションによって生じた波を崩し、結果的に波形造波抵抗の第二ハンプを顕在化させない一つの原因であることが実験的に明らかになった。

ただし図2-41に示すようにクッション圧を過大にした実験では、トリム変更によっても第二ハンプは顕在化しない。この現象や更に低速のハンプに関しては、線形造波理論の適用限界に関するHogben¹⁸⁾の指摘が

一つの示唆を与えているように思われる（付録-1 参照）。これにもとづいて、ハンプ抵抗に関する線形理論の適用限界を示す次の無次元関係式が得られる。

$$h_c/l_c < (\pi/28) Fn^2 \quad (2-25)$$

図2-42は二次元線形造波理論の成立範囲を(2-25)式によって表現したものである。理論の適用範囲外では波が崩れるので、理論計算で予想される抵抗のハンプは生じないとしている。造波抵抗のハンプの上限を示す次の関係式も同様に得られる。

$$[(D_w/W)/(h_c/l_c)]_{hump} < [(\pi^2/196)/(h_c/l_c)^2] Fn^4 \quad (2-26)$$

$W=69.4 \text{ kgf}$ のトリムの変更を含む実験では第二ハンプ近くまでの対応が得られている。しかし重量を増した $W=87.8 \text{ kgf}$ の場合には、トリム変更にもかかわらず第二ハンプは出現しなかった。本実験結果は、クッション圧力が過大などときには低フルード数で船尾自由波の波高/波長が物理的に存在しうる値を超えるため、理論で予想されるハンプ抵抗が顕在化しないと言うHogbenの指摘と定性的に一致している。波形造波抵抗や、別項で述べる波形の観測結果によれば、図2-42の h_c/l_c

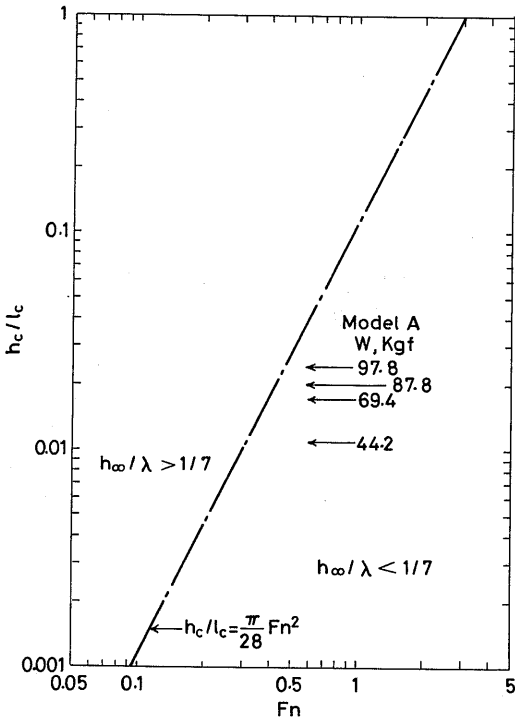


図2-42 A C V造波抵抗理論の成立範囲

$= (\pi/28) Fn^2$ を境にその下方で線形理論にもとづく造波抵抗と実験値がほぼ一致し、クッション圧力増加に伴う波形の線形性が満足されているように見える。Hogbenの指摘自体、二次元線形理論にもとづいており、三次元性の効果は無視されている。またクッション内で生じると見られる波の崩れを無限後方の波によって推定しているため、現象面で必ずしも対応していないが、定性的に実験結果を支持しているように見えるのは興味深い。

次に側壁形状の影響を側壁No.1, No.2についてそれぞれ図2-43, -44に示す。図中の計算値はPlissoの理論式にもとづいて計算した値である。計算条件を以下に示す。

	側壁No.1	側壁No.2
全備重量, kgf	97.8	97.8
側壁深さ, m	0.065	0.060
側壁長さ, m	1.80	1.78
側壁排水量, m ³	0.0057	0.0030
クッション圧力, kgf/m ²	41.6	44.2

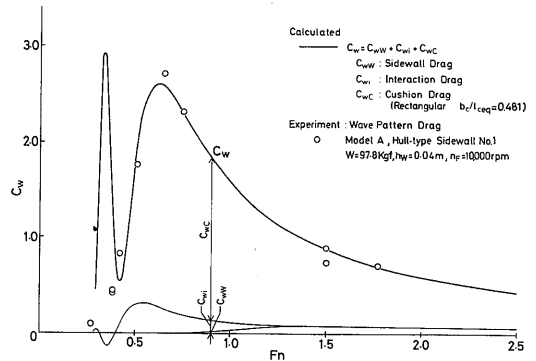


図2-43 波形造波抵抗と理論計算値の比較 (側壁No.1付)

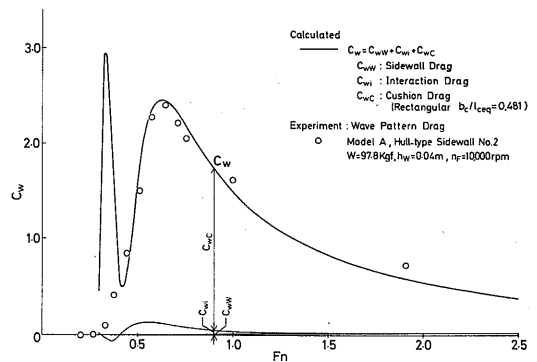


図2-44 波形造波抵抗と理論計算値の比較 (側壁No.2付)