

小型カーフェリーの模型試験 — 199G.T.型カーフェリーと両頭型カーフェリー —

菅井 信夫*、高橋 孝仁*
塚田 吉昭*、上田 隆康**

Model Tests on Small Car-Ferries of 199G.T. Type and Double Ender Type

By

Nobuo SUGAI*, Takahito TAKAHASHI*,
Yoshiaki TUKADA*, Takayasu UEDA**

Abstract

Model tests were carried out using two models; one is a 199G.T. car-ferry with a twin skeg stern form, and the other is a double ender car-ferry.

The hull form of the twin skeg ship is determined through a modification of hull form on a car-ferry with single propeller. The objective of the tank test using the twin skeg ship model is to reduce stern vibration and to improve a propulsive performance.

The aim of the model test using the double ender hull ship is to investigate the resistance due to the freely rotating bow propeller. Since we are interested in a wave pattern caused by a unusual hull form like a double ender ship, we also measured wave profiles.

Furthermore, for the purpose of the reduction of waves caused by a double ender ship, appendages are attached to bow and stern and its waves were also measured.

The test results of the twin skeg ship show that stern vibratory forces are reduced and the propulsive performance are successfully improved.

From the results of the tank test on the double ender ship, we find that the component of resistance due to the freely rotating bow propeller is about 8% of the total resistance. But there is little different between the wave patterns caused by the original double ender ship and the appendage-attached ship.

* 推進性能部

** 氷海技術部

目次

1. 緒言	2
2. 199G.T.型カーフェリー	3
2.1 母船型	3
2.1.1 母船型の選定	
2.1.2 模型船及び模型プロペラ	
2.1.3 試験状態	
2.1.4 試験結果	
(1) 伴流計測	
(2) 抵抗試験	
(3) プロペラ荷重度変更試験	
2.2 船型の改良 (A 船型)	9
2.2.1 1軸船から2軸船尾スケグ型船へ	
2.2.2 2軸船用プロペラの設計	
2.2.3 試験結果	
(1) 伴流計測	
(2) 抵抗試験	
(3) プロペラ荷重度変更試験	
2.2.4 プロペラ起振力	
2.3 船型の改良 (B 船型)	12
2.3.1 船首形状及び船尾スケグの改良	
2.3.2 試験結果	
(1) 伴流計測	
(2) 抵抗試験	
(3) プロペラ荷重度変更試験	
2.3.3 プロペラ起振力	
3. 両頭型カーフェリー	13
3.1 模型船及び模型プロペラ	13
3.2 試験状態	15
3.3 試験	15
3.4 試験結果	16
3.4.1 伴流計測	
3.4.2 抵抗試験	
3.4.3 プロペラ荷重度変更試験	
3.4.4 船首側プロペラの回転数の最適化	
3.4.5 曳波	
4. まとめ	24
謝辞	25
参考文献	25

1. 緒言

小型カーフェリーは重要な交通手段の一つとなっているが、近距離間を運航しているカーフェリーには、199G.T.型が多く、瀬戸内海及び九州を中心に現在約60隻が就航しているものとみられる¹⁾。

また、最近の傾向は、小型カーフェリーの建造に占める両頭型カーフェリーの比率が増加している²⁾。これは特に距離の短い場合、自動車の出入に要する時間短縮が主要要件となり、自動車の運転操作も容易なことが利点になっているからである。

上記の199G.T.型、両頭型の各船型に共通している特徴は、自動車を積載するスペースと搬出入口を大きく確保するために甲板形状は長方形に近いものとなっていること、港湾事情により喫水が非常に浅く、極端な広幅浅喫水船型となっていること、また、A.P.から後部への張り出し量が普通の船型よりもかなり大きいことなどである。このような船型の弊害として、船尾振動が大きいこと、碎波状の船首波を起こすことで船体抵抗を大きくしていること等が挙げられ、これらの改善が望まれている。

このような現状に鑑み、199G.T.型カーフェリーの性能改善及び両頭船の性能把握等を水槽試験によって実施することとした。前者については、船尾振動の軽減及び推進性能の向上を目的とするが、改良の方法としては理論計算を特殊な船型へ適用することが困難であるため、資料等を参考にしながら検討することとした。後者については、あくまでも船型学的視点からの性能実態把握に主眼をおき、併せて、性能改善の方法を探ることとした。

199G.T.型カーフェリーの性能改善については、母船型と1隻の改良船について既に著者等が報告³⁾しているが、本報告では、その後追加した一隻(前報告の改良船をもとに、船尾スケグ形状を変化させた)を加え、母船型と改良船2隻の併せて3隻についての試験結果をまとめた。

2隻の改良船型は船尾振動軽減に効果的⁴⁾な2軸船尾スケグ船型の採用を試みたものである。これによってプロペラ起振力は、シャフトフォース、サーフェスフォース共に計算による検討を行った結果、2軸船尾スケグ船型に変更することが起振力軽減に有効であることが判明した。推進性能は満載状態(プロペラ内回り状態)で約9.5%の馬力軽減を達成することができた。

両頭型カーフェリーについては、現在就航している700G.T.船の模型試験を行い、船首側プロペラの抵抗と航走波（曳波）等について調査した。

2. 199G.T.型カーフェリー

2.1 母船型

2.1.1 母船型の選定

母船型は現在就航している199G.T.型カーフェリーの中から選定することとし、船型が平均的な主要目を有していることに留意しながら以下の検討を行った。図-2.1は現在就航している199G.T.型カーフェリーの主要目の分布である。199G.T.型船の大きさとして、ここでは一応総トン数190トンから200トン未満の船を199G.T.型船と称したが、この図に見られるように垂線間長さ L_{PP} は29mと33m付近に集団がみられる。幅、喫水は L_{PP} にはほとんど関係なく、各々8~9m、2~2.5mの範囲に分布している。図-2.2は航海速力と L/B の関係を示したものである。この図から航海速力は11ノット付近に集中していることが分かる。また L/B の値は3から4の範囲に分布し、速力に対して幾分相関関係を示しているように見える。

これらのデータをもとに就航実船の中から表-2.1、

図-2.3(a),(b)に示すような母船型を選んだ。この船型の特徴は次の通りである。

- (1) 自動車の積載スペース、搬出入口を大きく確保するために甲板形状を角型に近くしていることから水線流入角が大きい。 L/B は3.5で比較的小さい。
- (2) 港湾事情により喫水が浅く、広幅浅喫水の船型である。
- (3) 積載スペースと関連して、A.P.から後部への張り出し量が大きく、プロペラ上方付近の船体形状は平板に近い。

以上述べたような特徴は本供試船に限らず、199G.T.型カーフェリーにほぼ共通した特徴である。

2.1.2 模型船及び模型プロペラ

模型船の大きさについては、試験水槽のトリミングタンクの幅との関係からまず B を1.100mと決め、 L_{PP} は4.0333mとした。乱流促進装置は当所で通常使用している梯子スタッドを高さ1.5mm、幅10mm間隔で、S.S.9.1/2の位置に取り付けた。

模型プロペラは母船型に装着されているものと近い要目のプロペラをストック・プロペラから、表-2.2に示すプロペラを選んだ。プロペラ単独性能試験結果を図-2.4に示す。

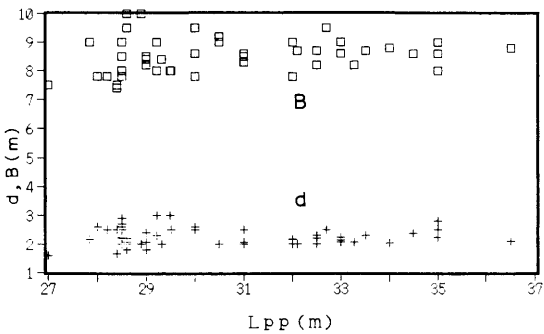


図-2.1 199G.T.型カーフェリーの主要目分布

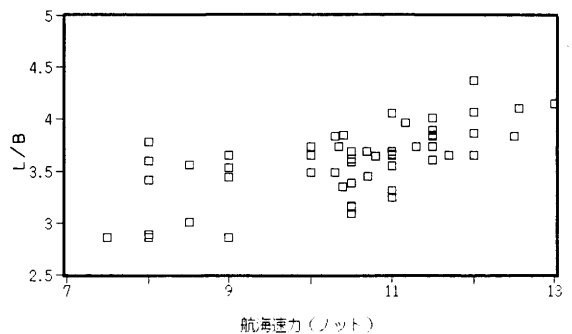


図-2.2 199G.T.型カーフェリーの航海速力と L/B の関係

表-2.1 模型船主要目

	母船型		A 船型	B 船型
	SHIP	MODEL	MODEL	
L_{PP} (m)	33.0000	4.0333	4.0333	
L_{DWL} (M)	35.4000	4.3267	4.3267	
B (M)	9.0000	1.1000	1.1000	
D (M)	3.2500	0.4500	0.4500	
計画満載喫水(M)	2.2000	0.2689	0.2692	0.2700
船底傾斜量 (M)	0.2000	0.0244	0.0244	
ビルジ半径 (M)	0.9000	0.1100	0.1100	

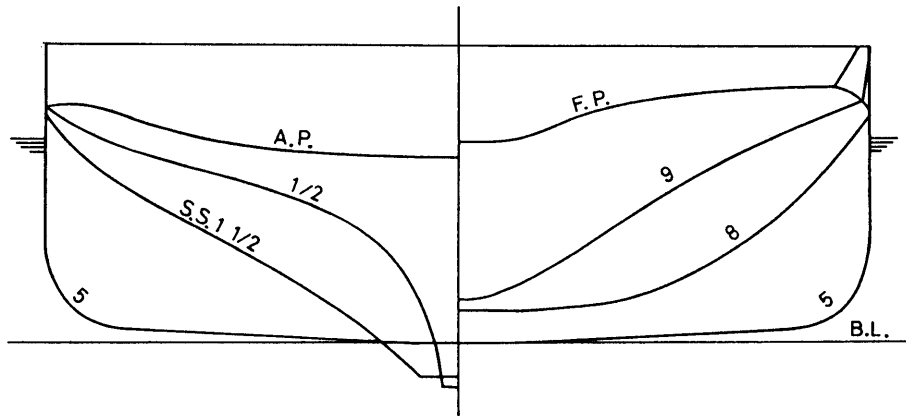


図-2.3(a) 母船型の正面線図

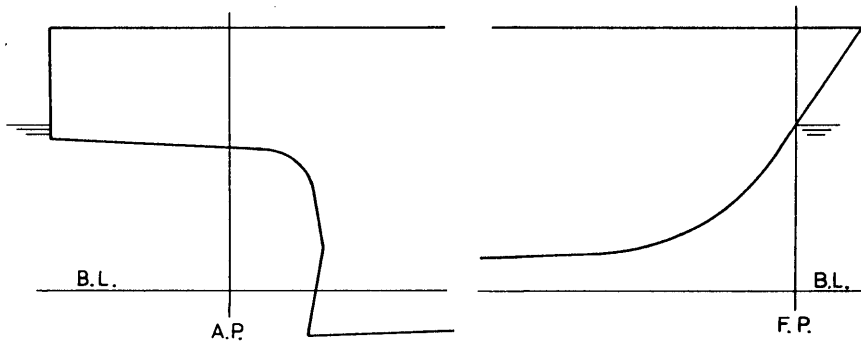


図-2.3(b) 母船型の船首尾形状

表-2.2 模型プロペラ主要目

	母船型用		A, B船型用
	ACTUAL	MODEL	MODEL
DIAMETER (M)	1.900	0.2400	0.2000
BOSS RATIO	0.180	0.237	0.180
PITCH (M)	1.370	0.171	0.156
PITCH RATIO	0.7211	0.714	0.780
EXPANDED AREA RATIO	0.550	0.425	0.600
BLADE THICKNESS RATIO	0.050	0.050	0.050
NUMBER OF BLADES	4	4	4
TYPE OF BLADE SECTION	****	AU	AU

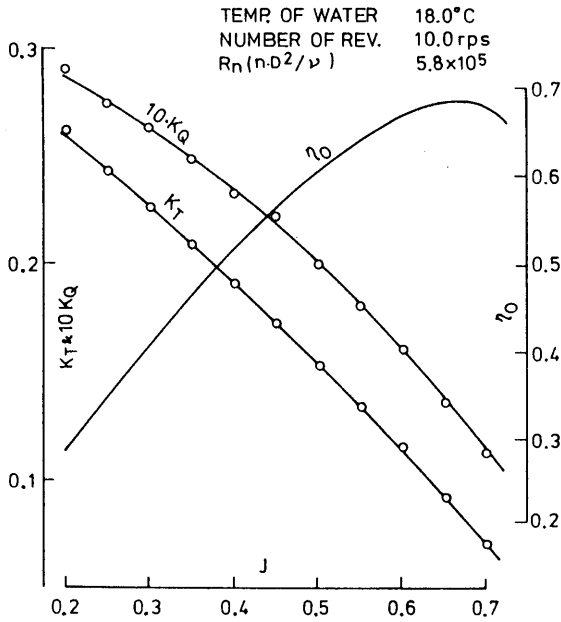


図-2.4 母船型用プロペラの単独性能曲線

2.1.3 試験状態

試験は400m水槽で行い、試験状態は表-2.3に示す満載とトライアルの2状態である。模型船速度としては翼車型流速計による対水速度を採用したが、母船型を含め3隻間の成績の比較が水槽試験目的の一つであったため、流速計と模型船の干渉は解析には特に考慮しなかった。

試験の種類は次の通りである。

- a. プロペラ面の伴流計測
- b. 抵抗試験

c. プロペラ荷重度変更法による自航試験

上記の他に、スチール写真、ビデオ撮影により船首、船側の波の状況を記録した。

2.1.4 試験結果

(1) 伴流計測

プロペラ面の伴流を5孔管を用いて計測した。計測は、トライアル状態において、実船の11.6ノットに対応する $F_n=0.32$ で行った。計測結果を図-2.5に示す。流速分布はプロペラ円上方の左右約45度の

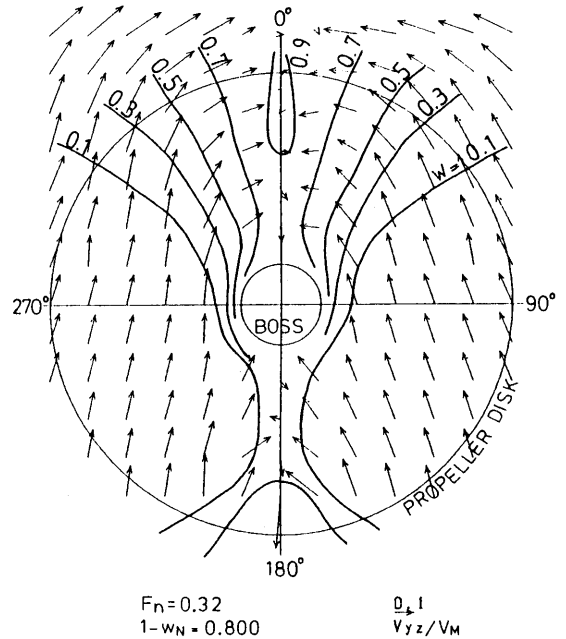


図-2.5 伴流分布 (母船型)

表-2.3 試験状態

	満載状態			トライアル状態		
	母船型	A船型	B船型	母船型	A船型	B船型
TA (M)	0.2678	0.2644	0.2652	0.2726	0.2726	0.2824
TM (M)	0.2726	0.2692	0.2700	0.2422	0.2436	0.2520
TF (M)	0.2775	0.2740	0.2749	0.2118	0.2118	0.2216
TRIM (M)	-0.0097	-0.0097	-0.0097	0.0608	0.0608	0.0608
排水量 (M³)	0.7608	0.7621	0.7609	0.6500	0.6505	0.6491
浸水表面積 (M²)	5.1275	5.6360	5.4262	4.7869	5.4330	5.1132
CB	0.6291	0.6381	0.6346	0.6049	0.6019	0.5805
Cp	0.6605	0.6710	0.6714	0.6391	0.6362	0.6184
CM	0.9525	0.9510	0.9520	0.9465	0.9460	0.9489

(注1) 模型船の値

(注2) 浸水表面積は付加物を含む

範囲に集中した扇形の分布形状を示している。180°付近の伴流はソールピースの影響である。流向は下から上方に向かう成分が優勢である。

(2) 抵抗試験

抵抗試験は低速抵抗試験 ($F_n=0.10$ 以下)を含めて実施し、解析はシェーンヘル摩擦抵抗係数を使用して2次元解析法で行った。図-2.6(a),(b)

に全抵抗係数 C_{TM} を示す。図中に低速抵抗から算出した形状影響係数 $1+k$ の値を示しているが、通常船型と比較すると幾分大きい値である。図-2.7(a),(b)に剰余抵抗係数 r_R 、図-2.8(a),(b)に造波抵抗係数 r_W を示す。 r_R 、 r_W 共に通常の船型よりかなり大きい値である。図-2.9(a),(b)に有効馬力EHPを示す。

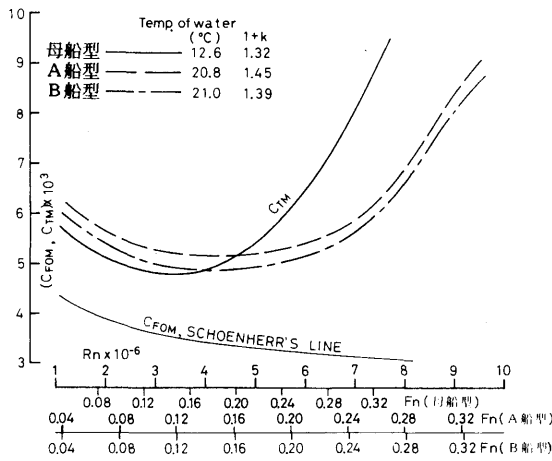


図-2.6(a) 全抵抗係数 C_{TM} (満載状態)

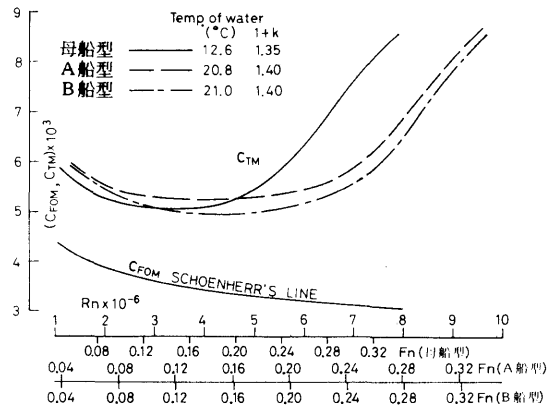


図-2.6(b) 全抵抗係数 C_{TM} (トライアル状態)

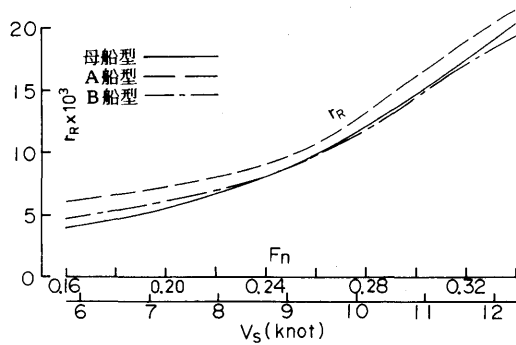


図-2.7(a) 剰余抵抗係数 r_R (満載状態)

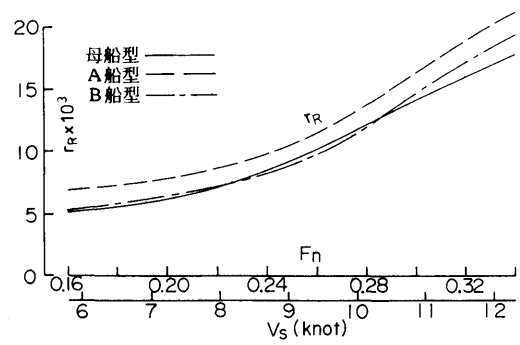


図-2.7(b) 剰余抵抗係数 r_R (トライアル状態)

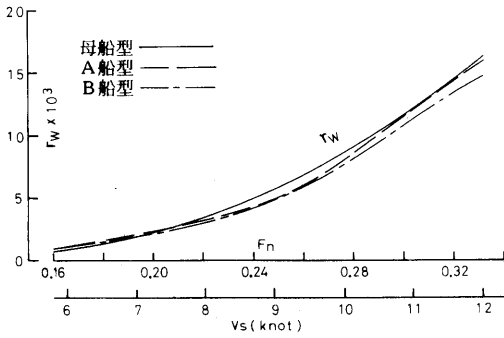


図-2.8(a) 造波抵抗係数 r_w (满载状態)

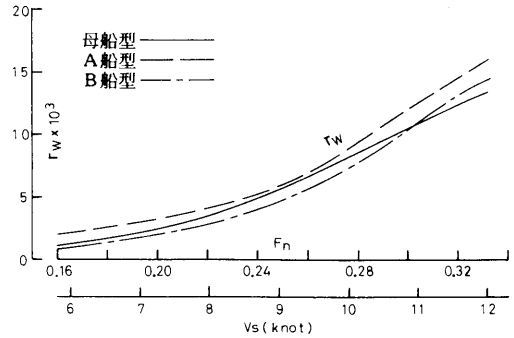


図-2.8(b) 造波抵抗係数 r_w (トライアル状態)

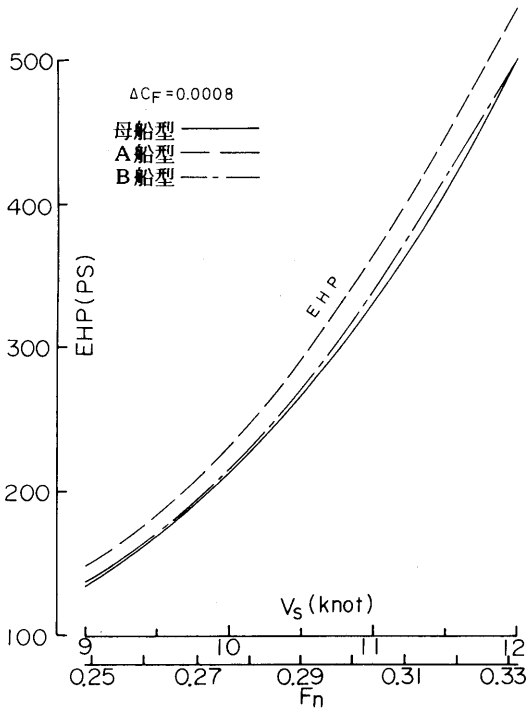


図-2.9(a) 有効馬力 EHP (满载状態)

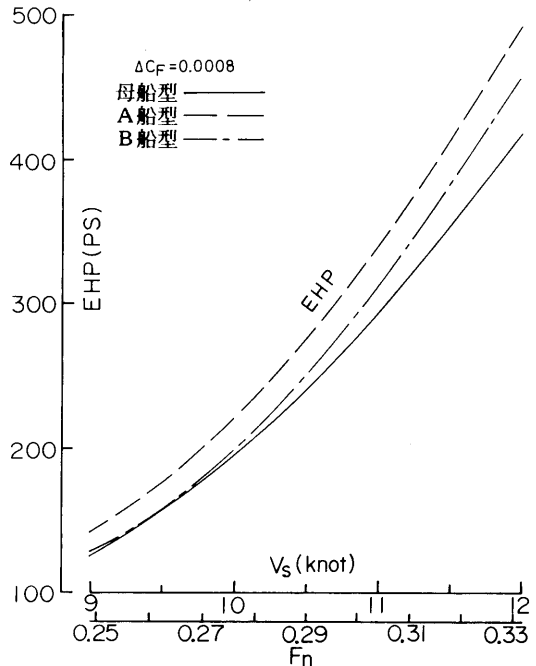


図-2.9(b) 有効馬力 EHP (トライアル状態)

(3) プロペラ荷重度変更試験

自航試験はプロペラ荷重度変更試験法により行った。当所で行われている荷重度変更試験法は文献⁵⁾等に述べられているように、船体、プロペラ、舵の相互干渉作用を、プロペラ荷重度との関係で捉えようとするものである。そのため、抵抗試験とプロペラ荷重度変更試験は舵付き、舵無しとの両状態で実施するのが基本であるが、ここでは単に実船対応の自

航要素を求めることを主な目的としたために、舵付きの状態を実施した。試験速度は計画速度の前後4速度を選んで実施した。

プロペラ荷重度変更試験の結果から実船自航点の自航要素を求め図-2.10(a),(b)に、伝達馬力DHP等を図-2.11(a),(b)に示す。また、表-2.4に11.6ノット ($F_n=0.32$) における値を示す。

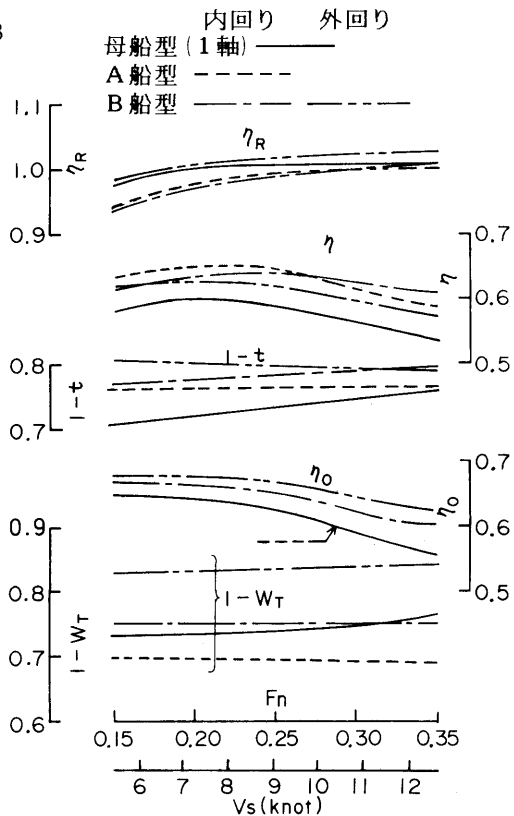


図-2.10(a) 自航要素等 (満載状態)

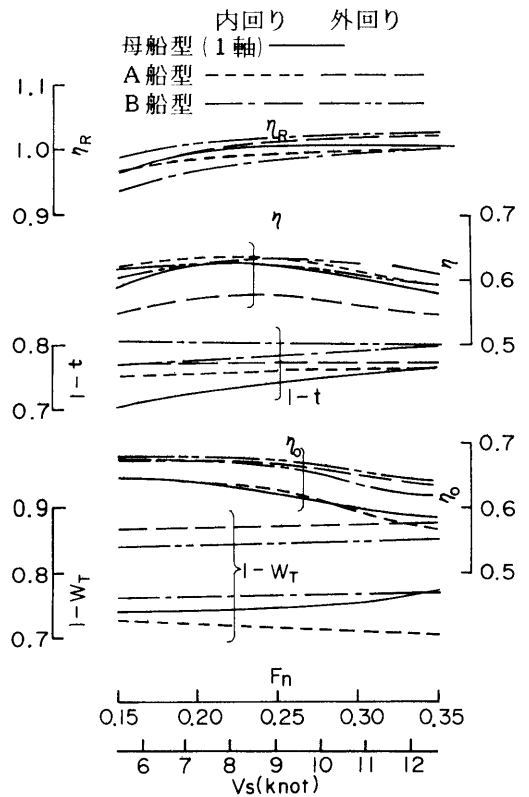


図-2.10(b) 自航要素等 (トライアル状態)

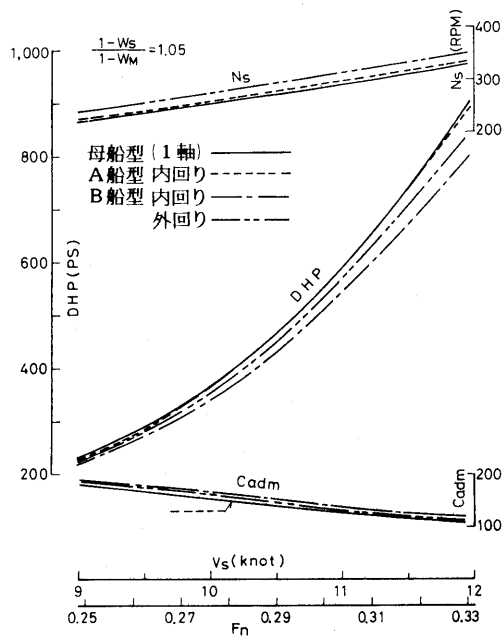


図-2.11(a) 伝達馬力DHP (満載状態)

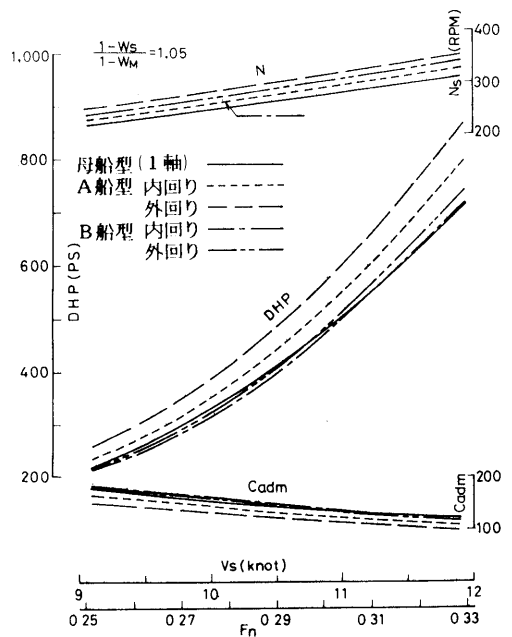


図-2.11(b) 伝達馬力DHP (トライアル状態)

表-2.4 抵抗、自航試験結果

下表は FULL, TRIAL 共に $F_n=0.32$ ($V_s=11.6$) の値

試験状態	母船型		A船型			B船型			
	FULL	TRIAL	FULL	TRIAL	TRIAL	FULL	FULL	TRIAL	TRIAL
			9.8	3.7		5.3		3.7	
1+k	1.32	1.35	1.45	1.40		1.39		1.40	
			8.0	18.1		-0.9		8.1	
r_R	0.0175	0.01605	0.0189	0.01895		0.01735		0.01735	
			9.4	16.8		1.6		7.6	
EHP	426	368	466	430		433		396	
プロペラ回転方向			内回り	内回り	外回り	内回り	外回り	内回り	外回り
			1.7	0.4	2.0	5.5	5.5	4.6	5.7
1-t	0.750	0.760	0.763	0.763	0.775	0.791	0.791	0.795	0.803
			-8.1	-6.3	15.4	-0.5	11.5	1.1	12.3
1-W _T	0.754	0.758	0.693	0.710	0.875	0.750	0.841	0.766	0.851
			-0.8	-0.8	1.6	-0.5	1.8	-0.8	2.2
r_R	1.008	1.008	1.000	1.000	1.024	1.003	1.026	1.000	1.030
			-0.3	-1.5	7.1	5.7	10.6	4.3	8.1
r_o	0.578	0.602	0.576	0.593	0.645	0.611	0.639	0.628	0.651
			9.5	4.8	-3.6	11.8	6.5	6.9	4.0
r	0.550	0.579	0.602	0.607	0.558	0.615	0.586	0.619	0.602
			0.0	11.7	21.8	-9.5	-4.6	0.8	4.1
DHP	775	634	775	708	772	701	739	639	660

上段値：母船型と比較した増減量、%

2.2 船型の改良 (A船型)

2.2.1 1軸船から2軸船尾スケグ船型へ

船型を変更する大きな目的は以下の2つである。

- (1) 実船ではプロペラ起振力に起因する船尾振動が大きいことが指摘されているために、プロペラ起振力の軽減化を図る。
- (2) 写真-2.1に見られるように、船首砕波が大きい

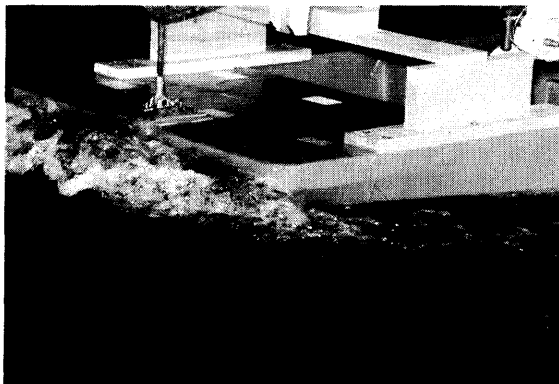


写真-2.1 母船型の船首砕波 (満載状態, $F_n=0.321$)

ことからこれを小さくすることによって、抵抗を減少させる。

上記の(1)を解決する方法として、2軸船型の採用が有効であるが、ブラケット船を採用した場合は、船尾振動が増加するおそれがある。スケグ船型の利点は伴流分布の均一化、プロペラ・チップ・クリランスの増加等であり、これらを考慮してスケグ船型を採用した。(2)の目的のため、船体前半部の水線流入角をなるべく小さくし、これをA船型とした。

2軸船尾スケグ船型を採用する場合、特にスケグ間距離、トンネル部の長さ方向の傾斜量、スケグの幅方向の傾斜量、スケグ形状などの選択には十分注意しなければならないが、本報告では文献⁶⁾を参考にしながら以下のように決定した。

スケグ形状は基本的には、文献⁶⁾を参考にした。スケグ間隔は45%B、トンネルトップラインのスタート位置はS.S.3.1/2とし、そのベースラインとの傾斜は11.9度とした。

浅喫水船型の船首付近の水線形状を変形させる場合、制約が厳しく極めて限られた範囲となる。そのため変形は、S.S.8より前方の喫水付近で水線流入角を小さくするように努力したが、図-2.12に示す程度に留まった。

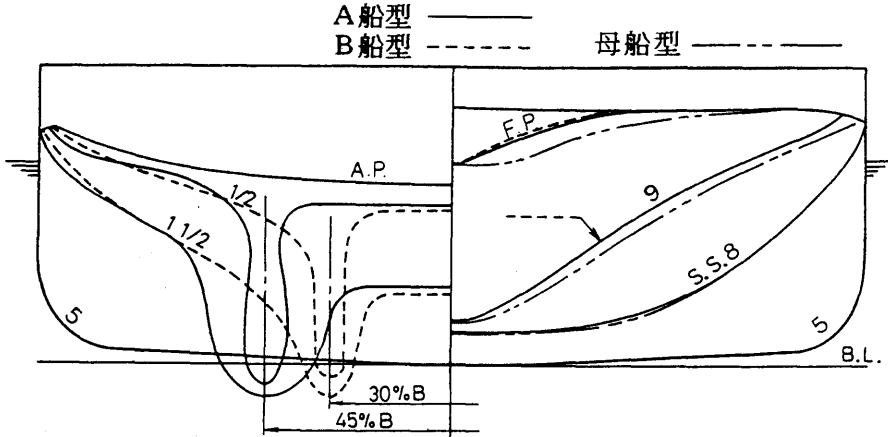


図-2.12 2軸船尾スケグ船型 (A船型, B船型)

2.2.2 2軸船用プロペラの設計

船型を1軸から2軸へ変更するに伴って、次のようなプロペラ設計を行った。設計は水槽試験を目的とした簡易的な方法であり、以下のような設計条件のもとで行った。

- (1) エンジン出力：連続最大出力450PS×300RPMの主機を2セットとした。母船型のエンジン出力は800PSであるが、2軸スケグ船型へ変更すれば浸水表面積の増加等による馬力増加があると考え、多少の余裕をみて900PSと仮定した。
- (2) 航海速力：母船型と同一とした。
- (3) 伴流係数：1-wは母船型のものを参考にした。
- (4) 翼断面形状：翼断面形状はMAU型とし、翼数は母船型と同じ4翼とした。

以上のようにして行ったプロペラ設計の結果から、表-2.2に示す代用プロペラを選定した。プロペラ単独性能試験結果を図-2.13に示す。

2.2.3 試験結果

(1) 伴流計測

A船型の伴流分布を図-2.14に示す。伴流分布は、プロペラ軸の下方に向けて膨らみを持ち、スケグ船型の特徴が現れており、0°付近の伴流の大きな領域は見られず、全体として母船型より均一化された分布を示している。また、流向はプロペラ円の右側(トンネル内側)で下から上方へ向かう流れが優勢になっている。

(2) 抵抗試験

抵抗試験結果を図-2.6(a),(b)に示す。図中に示す1+kは、母船型に比べて満載状態で1.32から1.45へ、トライアル状態では1.35から1.40へと大きくなった。この増加は船体前半部には1+kを増加させる要因がないと考えられることから、2軸船尾

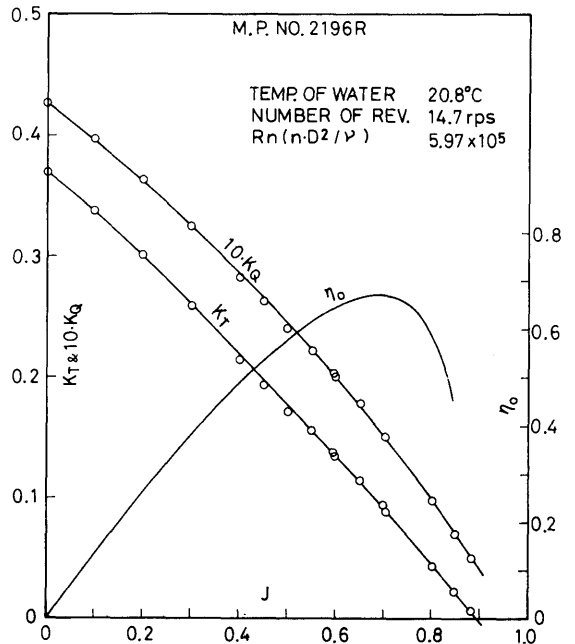


図-2.13 A, B船型用プロペラ単独性能試験結果

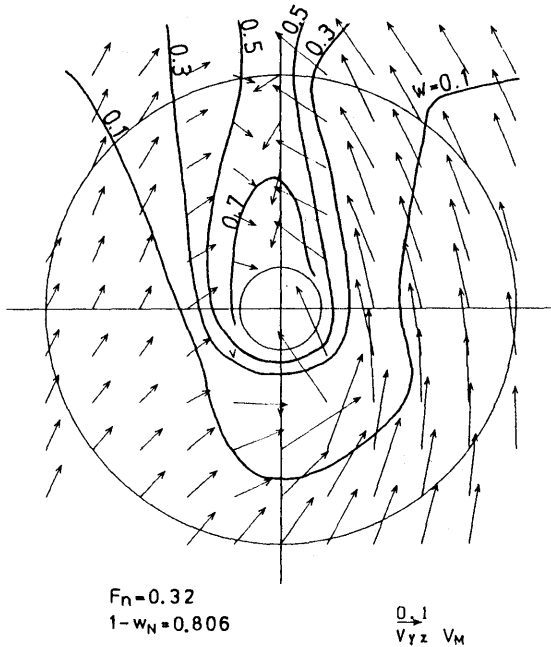


図-2.14 A船型の伴流分布 (左舷)

スケグ船型の採用に伴う影響と思われる。 r_w を図-2.8(a), (b)に示すが母船型とA船型の r_w には大きな差がないので、上述の $1+k$ の差は船尾形状の変更によるものと思われる。

r_R を図-2.7(a), (b)に示すが、A船型では母船型に対して r_R が満載状態で8%、トライアル状態で18%の増加となり、有効馬力(図-2.9(a), (b))では同じく9.4%、16.8%の増加となった。これらの比較は、いずれも11.6ノット($F_n=0.32$)における値であり、以後文中の性能比較も同様とする(表-2.4参照)。

広幅浅喫水の1軸船型を2軸船型に変更し、性能改善が行われ、後者が優れている例⁶⁾が示されているが、今回はこの例のようにはならなかった。

(3) プロペラ荷重度変更試験

2軸船尾スケグ船の自航性能は、プロペラを内回りにさせた方が優れている場合が多い。このことを考慮してここでは、トライアル状態は内回り、外回りで実施し、満載状態では内回りのみを実施した。

(3)-a プロペラ内回りと外回りの比較

トライアル状態におけるプロペラの内回りと外回

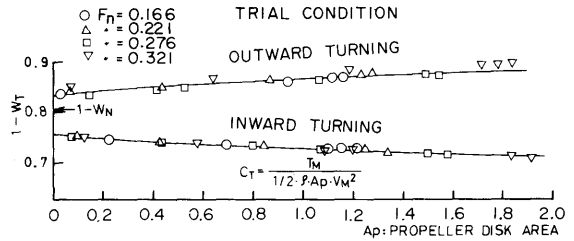


図-2.15 荷重度と $1-w_T$ の関係 (A船型)

りの性能比較について調査する。内回り状態と外回り状態との差は自航要素の $1-w_T$ で見るのがよい。図-2.15にトライアル状態におけるプロペラ荷重度 C_T と $1-w_T$ の関係を示した。内回りと外回りの $1-w_T$ に大きな差が現れており、内回り状態では荷重度の増加と共に $1-w_T$ は減少し、外回り状態では反対に増加している様子がみられる。公称伴流 $1-w_N$ を同図の荷重度=0の値と比較すると、外回り状態の値に近い。

図-2.10(b)に示すトライアル状態の $1-w_T$ の値は、内回りの方が外回りより約19%低い値を示している。これは図-2.14の伴流分布(左舷側)において、1, 4象限の V_{YZ} の円周方向成分が3, 4象限のそれより大きく現れていることから、上記結果の理由が説明される。

$1-t$ 、 η_R 、 η_O については外回り状態の方が良い値を示しているが、内回り状態の $1-w_T$ が良好であったため、内回り状態の推進効率 η は外回り状態よりも約8%良好な結果となった。伝達馬力DHPでも同様に約8%減少した(図-2.11(b))。

(3)-b 母船型との比較

A船型は成績の良かった内回り状態について母船型と比較することとした。 $1-w_T$ 、 $1-t$ ともに2軸船型のA船型の方が満載、トライアル両状態とも良くなっている(図-2.10(a), (b)及び表-2.4)。馬力等の比較を図-2.11(a), (b)及び表-2.4中を示す。前述のように自航性能は改善されているが、抵抗性能が予期した以上に悪かったため所要馬力は、満載状態では母船型と同程度に、トライアル状態では所要馬力が約12%増加した。

2.2.4 プロペラ起振力

1軸船から2軸船尾スケグ船型へ船型を変更したことによるプロペラ起振力の軽減効果を計算により調査した。

表-2.5 プロペラ起振力計算結果
(シャフト・フォース)

	母船型	A船型		B船型	
		内回り	外回り	内回り	外回り
ΔT (TON)	0.838	0.686	0.596	0.565	0.472
ΔF_v (TON)	0.182	0.140	0.128	0.103	0.147
ΔF_h (TON)	0.199	0.180	0.190	0.170	0.243
ΔQ (TON-M)	0.099	0.086	0.076	0.120	0.099
ΔM_v (TON-M)	0.143	0.110	0.102	0.139	0.170
ΔM_h (TON-M)	0.176	0.158	0.186	0.248	0.337

(注) 各変動値は片振幅値

A, B船型の値は、両軸の合計

シャフト・フォースの計算は小山の方法により、サーフェス・フォースの計算は高橋の方法⁷⁾により行った。実船伴流分布は笹島、田中の方法⁸⁾で推定した。計算は伴流の軸方向成分および周方向成分を入力し、2軸船尾スケグ船型ではプロペラの内回り、外回りの状態について行った。

計算結果を表-2.5, 2.6に示した。A船型ではシャフト・フォース、サーフェス・フォース共に母型より減少している。これは伴流分布の均一化と2軸船尾スケグ船型の採用に伴うプロペラ・チップ・クリアランスの増加が起振力軽減に大きく寄与したものと思われる。

2.3 船型の改良 (B船型)

2.3.1 船首形状及び船尾スケグの改良

A船型の試験結果によって、母船型に比べ抵抗性能は低下したが、自航性能は向上したこと、またプロペラ起振力は2軸船尾スケグ船型の採用によって改善されたことが分かった。そこで、次の試みとして推進性能の改善を主な目的として、船首部と船尾スケグ形状を変更し、これをB船型として模型試験を実施した。

A船型からB船型への主な変更点は次の2点である。

- (1) 水線流入角をより小さくすることを試みた。
- (2) スケグの形状および間隔の見直しを行った。2軸船尾スケグの間隔は、45%Bより幾分小さくした方が推進性能は向上するとの報告⁹⁾があり、これを参考に30%Bとし、また、推進性能の面からスケグの厚みはA船型より抑えることにした。

A, B船型の比較を図-2.12に示す。

表-2.6 プロペラ起振力計算結果
(サーフェス・フォース)

	母船型	A船型	B船型
L_{pp} (m)		33.0	
D_p (m)	1.964	1.636	
Z_L/D_p	0.21	0.33	0.30
S. F. (ton)	0.706	0.463	0.502

D_p : プロペラ直径

Z_L : プロペラ・チップ・クリアランス

2.3.2 試験結果

(1) 伴流計測

計測結果を図-2.16に示す。伴流分布はスケグ間隔を小さくしたことにより、トンネル内(プロペラ円右側)の流速が加速されると共に、wのコンターが縦に集中した分布形状となっている。流向もトンネル内ではA船型よりも強い上向きの流れが顕著となった。

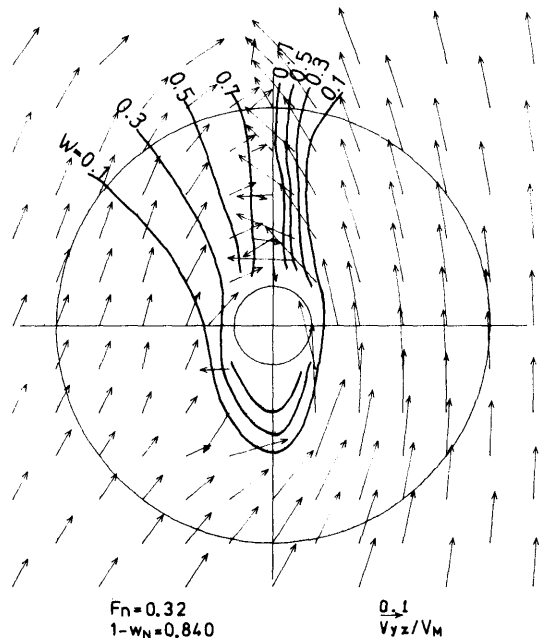


図-2.16 B船型の伴流分布 (左舷)

(2) 抵抗試験

形状影響係数 $1+k$ はA船型の1.45, 1.40(各々満載、トライアル状態の値)から1.39, 1.40となり、満載状態では僅かな改善がみられた(図-2.6(a), (b))。

剰余抵抗係数 r_R は、満載状態ではほぼ母船型と同程度に抑えることができたが、トライアル状態では母船型より8%高くなった(図-2.7(a), (b))。図-2.9(a), (b)に示す有効馬力は、試験速度範囲で両状態共A船型より減少させることは出来たが、母船型を下回することは出来ず、母船型より満載状態で1.6%、トライアル状態で7.6%(共に11.6ノット)の増加となった。(表-2.4参照)

(3) プロペラ荷重度変更試験

プロペラ荷重度変更法による自航試験の結果を表-2.4に示した。B船型では、満載、トライアル両状態ともプロペラ内回り、外回りで試験を行った。

$1-t$ は載貨状態、プロペラの回転方向による影響は見られず殆ど同じ値であり、母船型と比較すると約5%高い値である。

$1-w_T$ は満載、トライアル状態共に内回り状態では母船型とほぼ同程度の値を示し、外回り状態では母船型より約12%高くなっている。

推進効率 η は全ての状態で母船型より向上し、特に満載状態の内回りでは約12%改善された。この結果、DHPは満載状態では内回り、外回り状態でそれぞれ9.5%、4.6%の馬力軽減が達成出来た。トライアル状態については、抵抗性能の十分な改善ができなかったことから、若干の馬力増加となった。

2.3.3 プロペラ起振力

(1) シャフト・フォース

プロペラ起振力に影響を及ぼすと思われる船尾形状の主な変更はスケグ間隔、スケグの厚さの減少である。これらの変更によってスラスト変動は母船型、A船型、B船型の順で小さくなったが、他の変動成分はA船型よりも若干大きくなったものがある(表-2.5)。

(2) サーフェス・フォース

図-2.16に示すB船型の模型伴流分布はプロペラ直上付近で非常に幅の狭いものとなっている。これをもとに実船伴流分布の推定を行った結果、この部分は更に幅の狭いものとなり、高橋の方法による計算の入力データとしては適当な分布形状にはならなかったが、あえてサーフェス・フォースの計算を試

みた。その結果を表-2.6に示す。サーフェス・フォースはB船型の方がA船型より多少大きい値となった。これは、プロペラ・チップ・クリアランスが両船型ではほぼ同一値であることから、スケグの間隔及び厚みなどの変更がこの増加をもたらしたものと考えられる。

今回実施した199G.T.型カーフェリーの1連の試験の結果、船尾振動は2軸船尾スケグ船型を採用したことによって、A、B船型のいずれも母船型よりかなり軽減されたが、A、B船型間ではそれほど有意な差はなかった。推進性能は母船型を含め、満載状態ではB船型、トライアル状態ではA船型が一番良好な成績であった。

3. 両頭型カーフェリー

両頭型カーフェリーはその利便性が優れていることから増加の傾向を示しているが、特殊な船型を有していること、その公表された試験例¹⁰⁾が極めて少ないことなどから調査すべき問題点を含んでいる。

- (1) 航行中は船首側プロペラを遊転させている場合が多く、これが抵抗増加になっているおそれがあるが、これについての調査例が少ない。
- (2) 航走波(実務者間では曳波と称することが多いので以下曳波と呼ぶ)が比較的大きい場合が多い。

ここでは、以上のような点を踏まえて両頭型カーフェリーの模型試験を実施し、その性能の実態を調査することにした。

3.1 模型船および模型プロペラ

供試船型としては現在航行中の670G.T.の両頭型カーフェリーを選んだ。主要目を表-3.1に、船型を図-3.1(a), (b)及び写真-3.1に示す。船型は前後対称であり、プロペラ前方に厚いスケグ形状のものがそれぞれ取り付けられていることが特徴である。L/B, B/dは199G.T.型カーフェリーと近い値を有しており、甲板形状も幅が広く長方形に近い。

模型プロペラは代用プロペラであり、表-3.2に示すように供試船のものとなるべく近い2軸船用プロペラを採用した。

プロペラ単独性能曲線を図-3.2.3.3に示す。図-3.2は通常の使用状態、つまり前進状態で正回転により試験したもので、船尾側プロペラの解析に使用したものである。図-3.3は船首側プロペラの作動状態を

表-3.1 両頭型カーフェリーの主要目及び試験状態

	満載状態		トライアル状態	
	実船	模型船	実船	模型船
L _{pp} (m)	51.700	4.4430		
B (m)	12.800	1.1000		
d (m)	2.770	0.2381	2.453	0.2108
L/B	4.039		4.039	
B/d	4.621		5.218	
排水量	1063.4 TON	0.6585 m ³	855.0 TON	0.5295 m ³
*浸水表面積(m ²)	863.9	6.3802	778.9	5.7524
TRIM (m)	0.0		0.0	

* 舵面積を含む

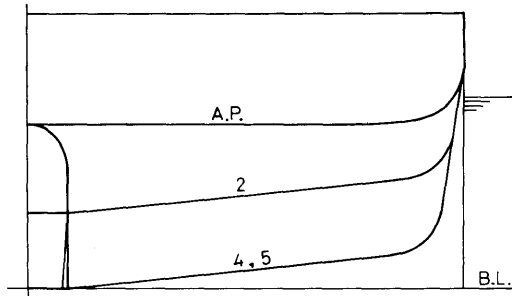


図-3.1(a) 両船頭の正面線図

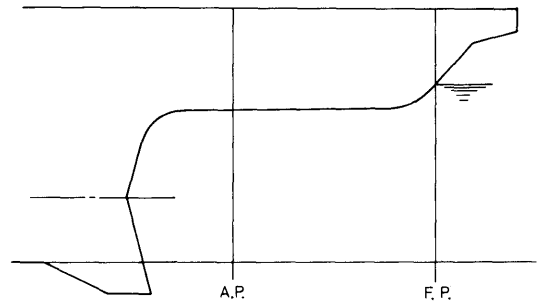


図-3.1(b) 両頭船の船首尾形状

表-3.2 プロペラ主要目

	実船		代用 プロペラ
	実船値	模型換算	
DIAMETER (m)	2.1000	0.1900	0.1753
BOSS RATIO	0.1762		0.1820
PITCH RATIO	0.7919		0.8900
EXPANDED AREA RATIO	0.800		0.5020
NUMBER OF BALADES	5		5

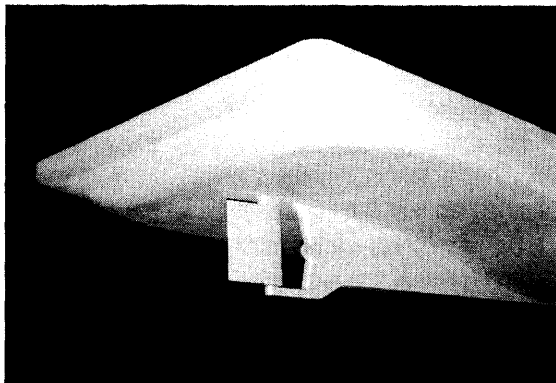


写真-3.1 両頭船の船首尾形状

想定した試験結果である。船首側プロペラ自身は航行中は逆進しながら遊転（船尾側にあるときと同じ方向に回転する）する。慣例に従えば K_T は、プロペラを正転方向に駆動させて船を前進させるときは正となる。

一方、上記のような遊転時は背面から流れを受けて逆転方向に回転させられるので、船の後方に向かってスラストが発生する。このときの K_T を負とした。

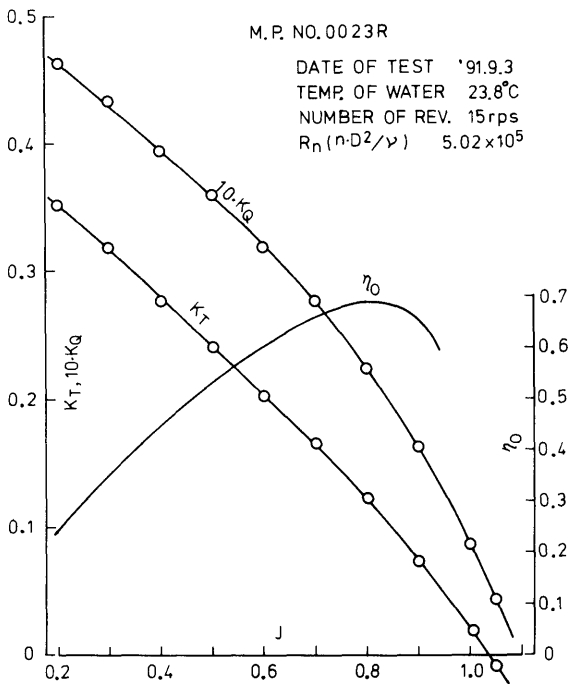


図-3.2 プロペラ単独性能試験結果（船尾側プロペラ）

3.2 試験状態

試験状態を表-3.1中に示す。試験は、抵抗試験は満載状態とトライアル状態、自航試験（プロペラ荷重量変更試験）はトライアル状態のみである。舵は伴流計測を除いて、他の計測では全て取り付けられた状態で試験を実施した。

3.3 試験

実施した試験の種類は以下の通りである。

(1) 伴流計測

トライアル状態での航海速度、12.92ノットに対応する $V_M=1.949\text{m/s}$ でプロペラ位置の伴流計測を行った。

(2) 抵抗試験

a. 船首、船尾両方のプロペラを取り外した状態

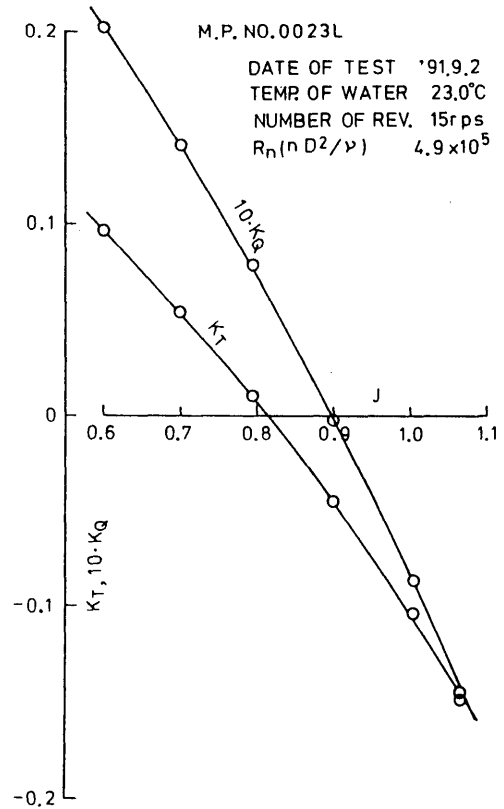


図-3.3 プロペラ単独性能試験結果（船首側プロペラ）

で低速抵抗試験を含む通常の抵抗試験を行った。

b. 船首側プロペラを取り付けて遊転させた状態で抵抗試験を行った。

(3) プロペラ荷重量変更試験

a. 船首側プロペラを取り外し、船尾側プロペラによるプロペラ荷重量変更試験を行った。

b. 船尾側プロペラを取り外し、船首側プロペラによるプロペラ荷重量変更試験を行った。この状態は、船首側プロペラを遊転させたときのプロペラ回転数を含めて試験を行った。

c. 両プロペラを作動させ、両プロペラによる荷重量変更試験を行った。

(4) 波形計測

曳波の状況を知るために波形計測を実施した。

3.4 試験結果

3.4.1 伴流計測

両頭型カーフェリーについては、公表された伴流分布のデータが少なく、また特殊な船首尾形状のため、その分布を知る必要性を感じた。計測は5孔管により行った。計測結果を図-3.4に示す。伴流分布は前方のステグ形状の影響を受け、伴流域の大きな部分は縦に薄い分布となっている。流向はプロペラ円の上半分では船体中心部に向かう成分が大きい。公称伴流 $1-W_N$ は0.81である。

3.4.2 抵抗試験

a. 前後のプロペラを取り外した通常の抵抗試験

試験結果を図-3.5に示す。抵抗試験解析はシェーンヘル摩擦抵抗係数を使用し、2次元法で行った。低速抵抗試験による形状影響係数 $1+k$ は約1.5であるが、本報告の199G.T.型カーフェリーの $1+k$ が1.3から1.4であったことを考慮すると、特殊な船型としてはそれほど大きな値ではなかった。

剰余抵抗係数 r_R を図-3.6に示す。 r_R は普通の小型カーフェリー船型と比較するとかなり大きい値を示している。(199G.T.型カーフェリーの図-2.7(a),(b)参照)

有効馬力EHPを図-3.7に示す。

b. 船首側プロペラが遊転している状態の抵抗試験

船首側プロペラの遊転回転数を合わせるには、実船での値が既知である場合、軸系を工夫してその回転数に合わせる方法がある。本報告では、自航モータとプロペラシャフトを切り離して走行したところ、実船計測のデータと非常に近い回転数(図-3.11参

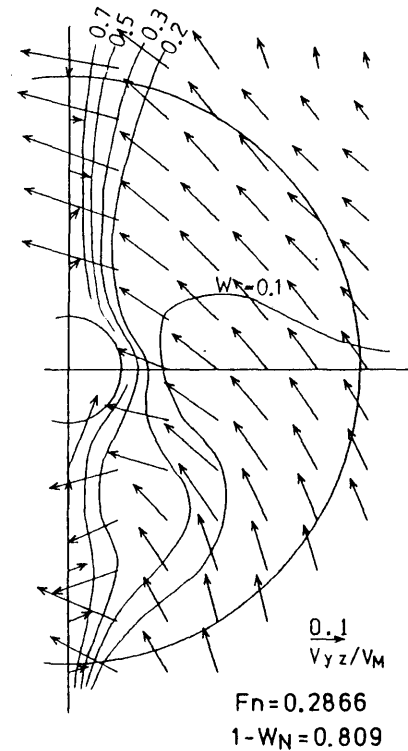


図-3.4 両頭船の伴流分布 (トライアル状態)

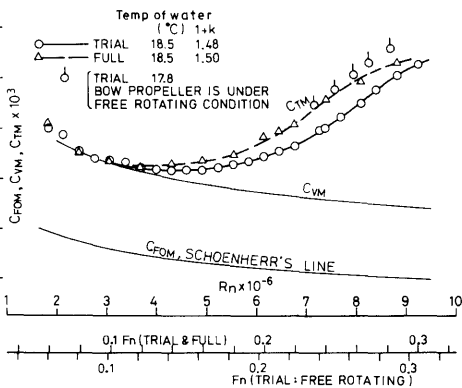


図-3.5 両頭船の抵抗試験結果 (C_{TM} etc.)

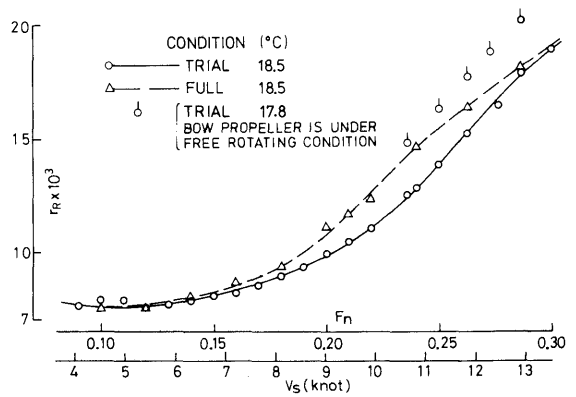


図-3.6 両頭船の r_R

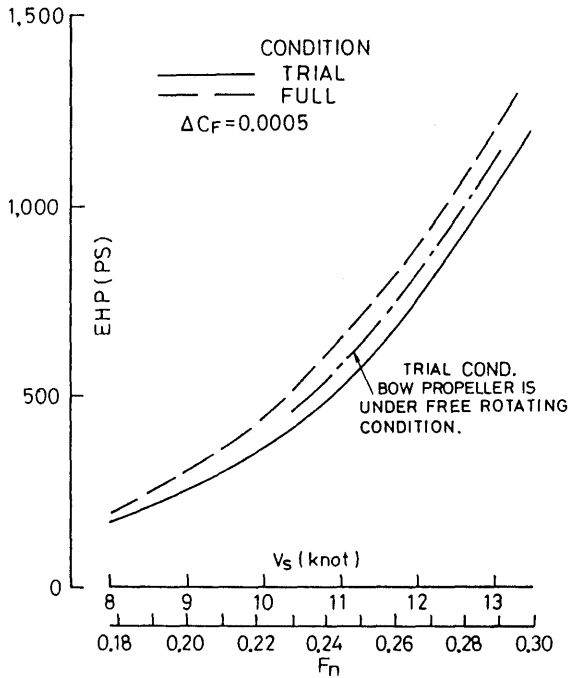


図-3.7 両頭船のEHP

照)が得られたので、抵抗試験ではこの方法を採用した。トライアル状態において航海速度付近だけの抵抗試験を行い、図-3.5、図-3.6、図-3.7に結果を示したが、図-3.7中の有効馬力では、a.のプロペラなしの状態より12.92ノットにおいて約8%の馬力増加となっている。以後文中の性能比較値はこの速度におけるものとする。

3.4.3 プロペラ荷重変更試験

以下の文中における記号の添字Aは船尾側、Fは船首側を表す。

- a. 船尾側プロペラによるプロペラ荷重変更試験
 - 船首側プロペラ取り外し -

供試実船の航行中は船首側プロペラは遊転状態であるが、供試船の基本性能を調査するため、船首側プロペラを取り外して船尾側プロペラによる荷重変更試験を実施した。試験結果(R-T曲線)を図-3.8に、自航要素を図-3.9に、所要馬力等を図-3.10に示す。

- b. 船首側プロペラによるプロペラ荷重変更試験
 - 船尾側プロペラ取り外し -

前述のように、実船では船首側プロペラは遊転状態で航行しているが、船首側プロペラが船体に及ぼす影響を調査するために、船尾側プロペラを取り外

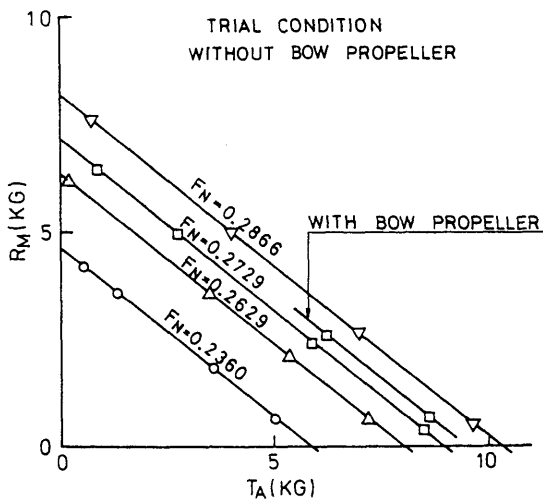


図-3.8 荷重変更試験時のR_MとT_Aの関係

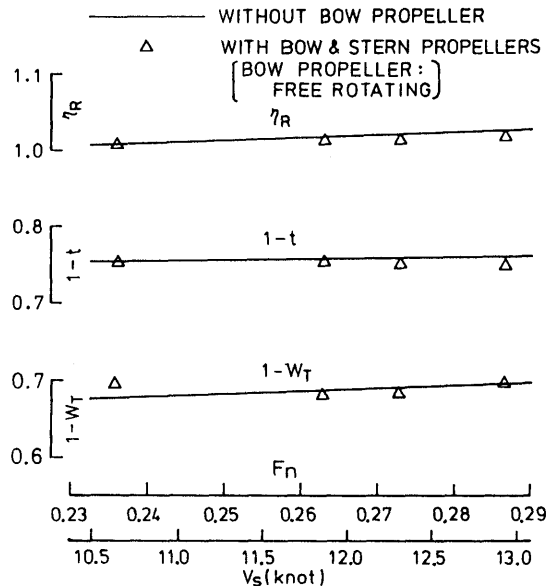


図-3.9 両頭船の自航要素

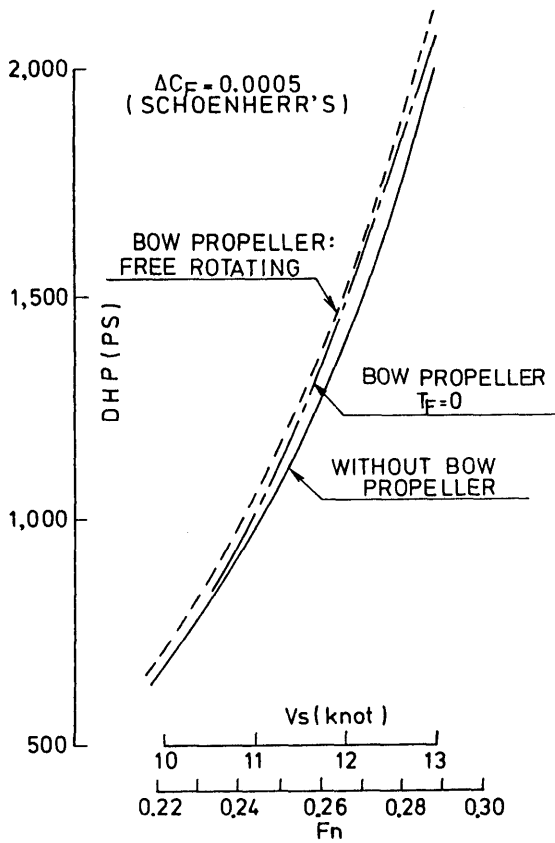


図-3.10 両頭船の所要馬力 (DHP)

し船首側プロペラによってプロペラ荷重度変更試験を実施した。

試験を実施するにあたり、実船の船首側プロペラの遊転回転数に対応する模型代用プロペラの遊転回転数を次のようにして求めた。すなわち、実船において計測されたデータに対し、模型代用プロペラのピッチ比修正を施して求め、図-3.11に示す。

船首側プロペラの回転数 n_F と模型船抵抗の関係を実験結果から求め、図-3.12に示す。これより、図-3.11に示す遊転回転数での船体抵抗を求めた結果、プロペラと自航モータを切り離して計測した抵抗値 (3.4.2b) とは一致しなかった (後述する図-3.18参照)。

船首側プロペラによる自航要素は、以上の試験結果を利用して求めることが出来る。しかし、自航状態の値は求めることが出来ないで、ここでは船首

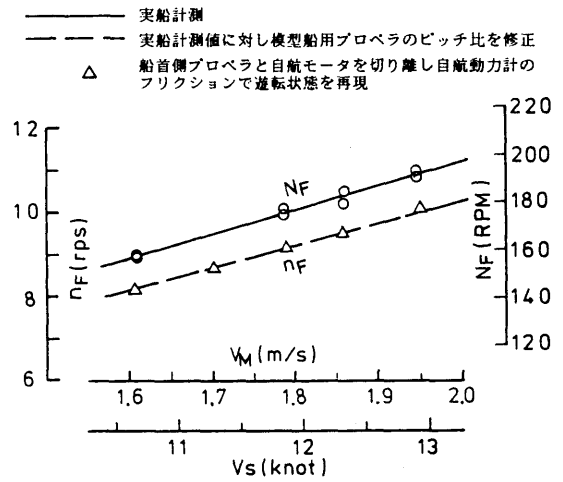


図-3.11 船首側プロペラの遊転回転数

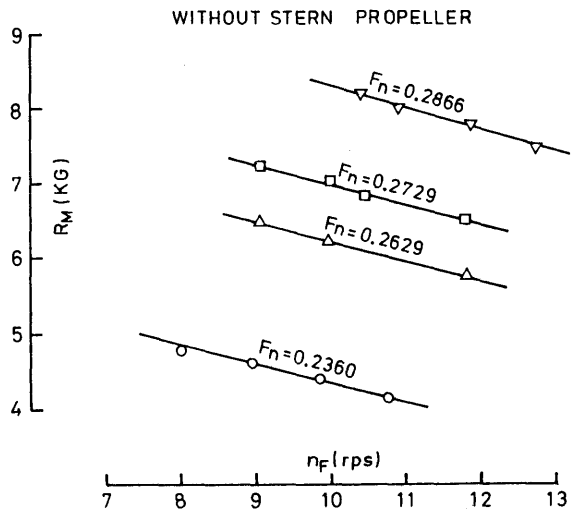


図-3.12 船首側プロペラによる n_F と R_M の関係

側プロペラによって $T_F = 0$ のときの $1-t$ と $1-w_T$ を求め表-3.3の下段に示す。表中にはこの値と比較するため、同じく $T_A = 0$ の状態の船尾側プロペラによる値も上段に示した。これらの結果を船尾側の値と比較すると、船首側の値は $1-t$ が非常に小さいことと、速度による $1-w_T$ の変化が大きいたことが特徴である。

表-3.3 船首側と船尾側プロペラによる荷重変更試験結果

船尾側プロペラによる荷重変更試験 $T_A=0$				
F_n	0.2360	0.2629	0.2729	0.2866
$l-t$	0.786	0.788	0.798	0.796
$l-WT$	0.700	0.705	0.710	0.720
船首側プロペラによる荷重変更試験 $T_F=0$				
F_n	0.2360	0.2629	0.2729	0.2866
$l-t$	0.509	0.509	0.509	0.495
$l-WT$	0.820	0.802	0.770	0.885

c. 前後プロペラの作動による荷重変更試験

実際の航行状態に一番近い試験方法である。しかし、前後のプロペラ回転数の組合せは膨大なものとなるので、これを効率良く実施するために、船体抵抗、推力、トルクの値をプロペラ荷重度と関係づけて行う荷重変更試験を用いることとした。試験に先だって、以下の(A)~(C)までの条件をほぼ満足していることを確認した。

- (A) 一速度以上で船首側プロペラを作動させ、その回転数を変化させても船尾側プロペラ単独時の $R_M - T_A$ 曲線 (図-3.8) の傾斜が変化しないことを確認した。
- (B) トルク Q_A は、 $T_A - Q_A$ の関係が図-3.13に示すように速度、船首側プロペラの作動によらず一定の関係を維持していることを確認した。
- (C) n_A と T_A の関係 (図-3.14) において、船首側プロペラを作動させた場合の影響を調べ、本船の場合は、 n_A と T_A の関係を多項式で近似できることを

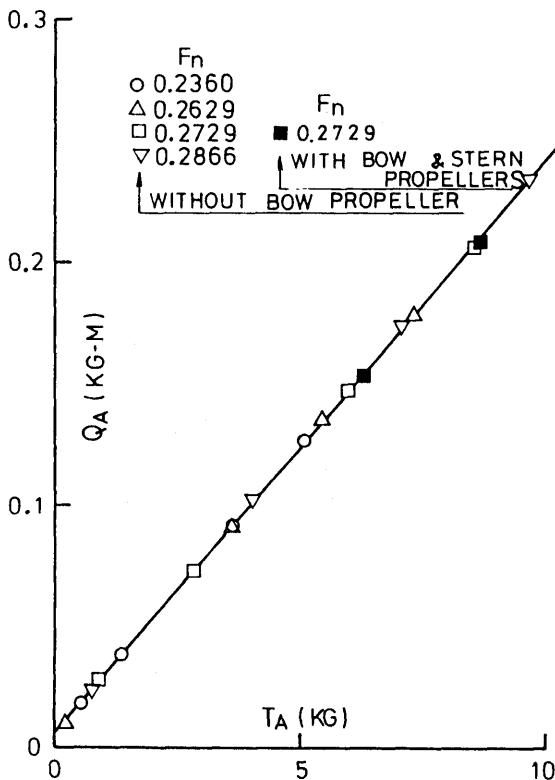


図-3.13 T_A と Q_A の関係

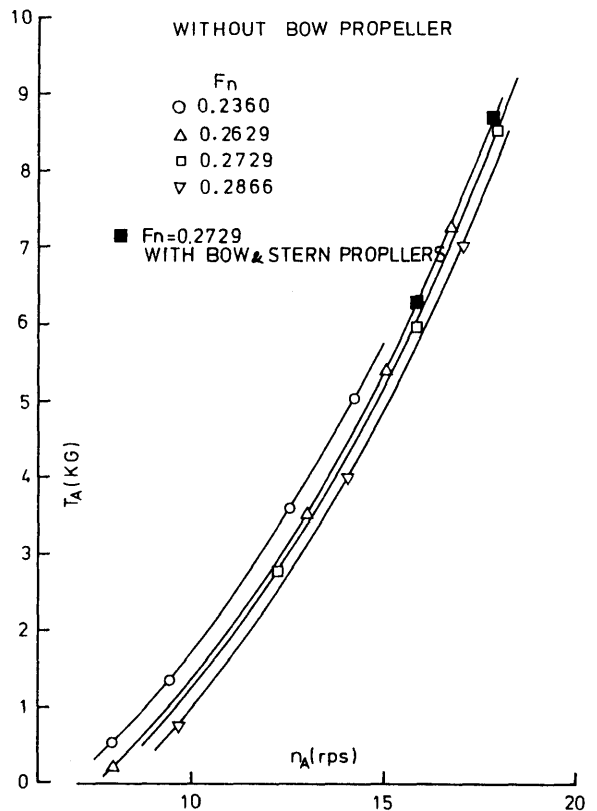


図-3.14 n_A と T_A の関係

確認した。

本報告で用いた試験、解析の手法は次の通りである。

- (1) 船尾側プロペラの回転数 n_A を決める。
 - a. の試験結果をもとに、一つの速度に対して一つの船尾側プロペラの回転数を決める。その回転数はなるべく実船自航点に近い値とした。
- (2) 船尾側プロペラの回転数を前項で求めた値に固定し、船首側プロペラによる荷重度変更試験を行った。
- (3) n_F と模型船抵抗 R_M 、 n_F と T_A の関係はそれぞれ図-3.15、3.16 のようになり、これらから遊転回転数における R_M 、 T_A 値を求め、図-3.8 の $R-T$ 曲線に示す。
- (4) R_M-T_A の傾斜は既知であるので、所定の摩擦修正量、 F_D における T_A を求めた。
- (5) トルク Q_A については、 T_A と Q_A の関係が既知であるので、前項の遊転回転数での T_A から図-3.13 を利用して Q_A を求めた。
- (6) n_A と T_A の関係 (図-3.14) から、 n_A と n_F の関係 (図-3.17) を導き、 n_F から n_A を求めた。

本報告では遊転状態の模型船抵抗値は、3.4.2-b 項で述べたように次の2つが考えられる。

- a) 船首側プロペラと自航動力計、自航モータから成る自航試験装置において、自航モータだけを切り離すことによって、実船の遊転回転数とかなり

近い状態を得る方法。

- b) 船首側プロペラのみによる荷重度変更試験結果から得る方法。

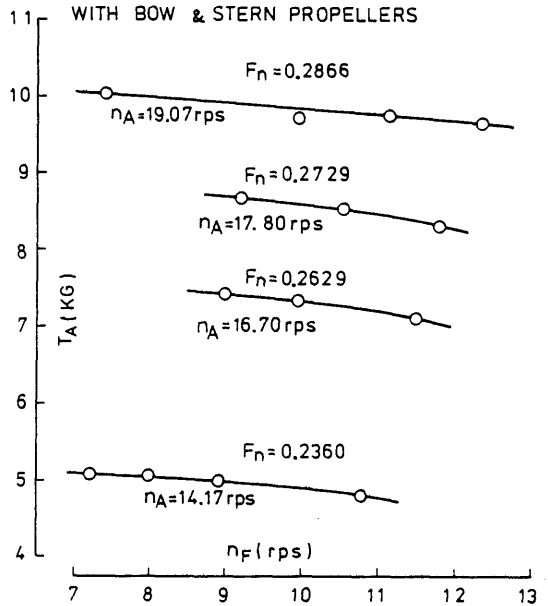


図-3.16 n_F と T_A の関係 (船尾側プロペラの回転数固定)

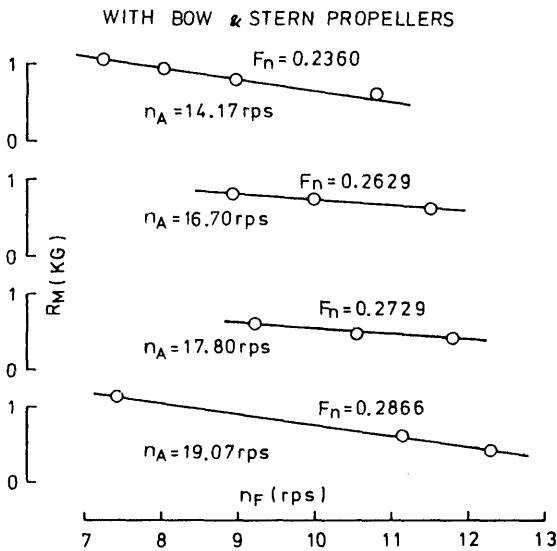


図-3.15 n_F と R_M の関係 (船尾側プロペラの回転数固定)

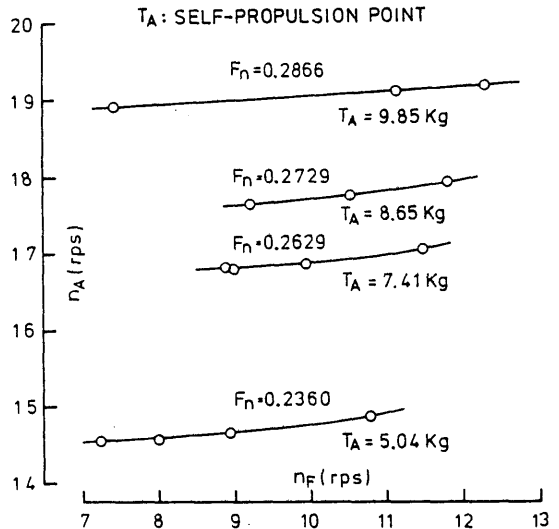


図-3.17 n_A と n_F の関係 (自航点)

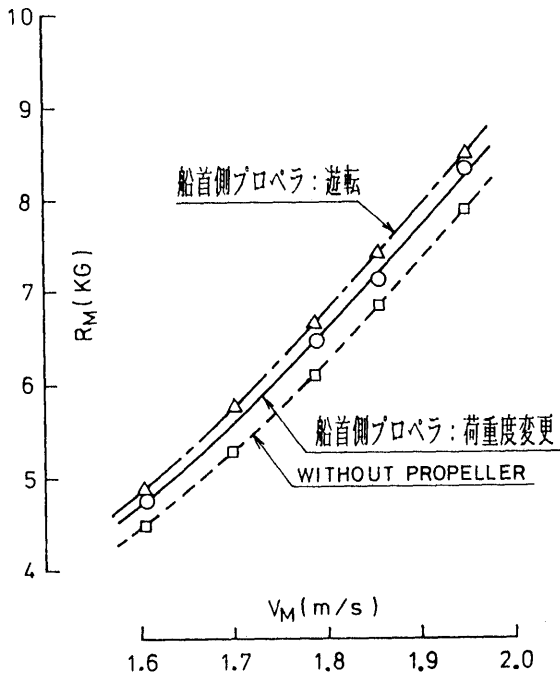


図-3.18 遊転状態と船体抵抗値の関係

図-3.18において、遊転の状態と抵抗値との関係が示されているように、a)がb)より約3%以上高い抵抗値となっている。この原因は不明であるが、a)の方法による方が実船の遊転状態に近いのではないかと考えられることから、a)の方法による試験結果を解析用として採用した。

以上の手順により船首側プロペラが遊転している状態の自航要素を計算し、図-3.9中に△印で示す。各要素共船首側プロペラを取り外した場合の状態と殆ど変化していない。所要馬力DHPは図-3.10中に示しているように、船首側プロペラが存在しない場合と比較すると、船首側プロペラを遊転させたときは約8%高くなった。

3.4.4 船首側プロペラの回転数の最適化

両頭船の多くは航行中、船首側プロペラを遊転させているようである。しかし、単に遊転させているだけでは所要馬力は前項で求めたように増加するだけである。このため、コンピュータで燃料消費率が最適となるようなプロペラ駆動制御(回転数、ピッチ)をしている例もみられる。最近では前後の各プロペラに供給

する動力を簡単な操作によって切り換えることが出来る性能の良いクラッチを装備している船が多い。そこで、新たな設備投資を必要としない方法として、この装置の使用を前提にし、船首側プロペラにも動力を供給し、これを積極的に利用することによって、遊転状態よりも所要馬力を軽減させる可能性があるかを検討した。

a. 船首側プロペラのTFを零とした場合

船首側プロペラに動力を供給し、 $T_F = 0$ となる状態について所要馬力を求めてみた。

船首側プロペラを回転させたときの T_A は、図-3.16に示されているように、船首側プロペラの回転数の影響を受ける。 $R_F = 0$ における n_F 、 Q_F は船首側プロペラの荷重量変更試験から求められる。この n_F における n_A 、 Q_A をそれぞれ図-3.17、図-3.14、図-3.13の関係から求め、これらを使って所要馬力を求めた結果を表-3.4に示す。船首側プロペラを $T_F = 0$ として回転させると、航海速度付近では約3%の馬力減少となることが推測できる。

b. 船首側プロペラに前進方向のスラストを発生させた場合

船首側プロペラに動力を供給し、スラストを発生させた場合の所要馬力を上記と同様な計算方法によって求めた。12.92ノットにおいて T_F を変化させた計算結果を表-3.5に示した。また、船首側プロペラの回転数を変化させた時の所要馬力を図-3.19に示した。試算を行った結果、船首側プロペラの1-t(表-3.3)が非常に小さいことから推察出来るが、船首側プロペラの後流が船体に大きな影響を及ぼし、馬力軽減には至らなかった。

表-3.4 船首側プロペラを $T_F = 0$ としたときの所要馬力

Vs (knot)	Fn	$T_F = 0$ とした時				遊転時との 比較(%)
		遊転 DHP	DHP _A	DHP _F	DHP (A+F)	
10.64	0.2360	917.1	873.1	2.9	876.0	-4.5
11.68	0.2629	1434.2	1398.8	9.2	1408.0	-1.8
12.31	0.2729	1680.3	1626.3	39.2	1665.5	-0.9
12.92	0.2866	2087.1	1972.9	41.3	2014.2	-3.5

(注)A:船尾側プロペラによる
F:船首側プロペラによる

表-3.5 船首側プロペラにスラストを発生させたときの所要馬力

$V_s = 12.921 \text{ ノット}$

T_F (KG)	N_F (RPM)	Q_F (KG-M)	N_A (RPM)	Q_A (KG-M)	DHP A	DHP F	DHP (A+F)	遊転時との 比較(%)
807.5	213.9	422.8	329.4	4192.7	1930.1	126.4	2056.4	-1.5
1615.0	231.3	685.9	327.2	4063.0	1857.4	221.7	2079.1	-0.4

(注)A:船尾側プロペラによる

F:船首側プロペラによる

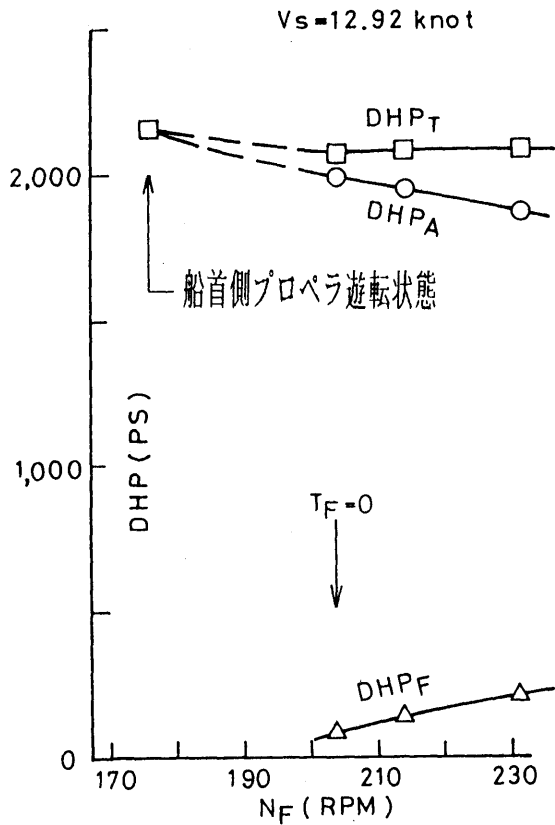


図-3.19 船首側プロペラ回転数と馬力の関係

3.4.5 曳波

両頭型カーフェリーの曳波によって、周辺に様々な影響を与えることが指摘されており、その影響防止策として水線形状の前肩を落したり、船首尾に付加物を取り付けるなどの対策が講じられ、それらの効果が調査されているようである。本報告では、付加物（船首と船尾のバルブ）とトリムをつける方法によって曳

波への影響を検討した。

(1) 曳波の計測

現在就航中の両頭船の航走波の様子を知るために、トライアル状態の12.92ノット相当における波形計測を容量型のセンサーを使用して行った。計測結果から波紋図を作成し、図-3.20に示した。図に見られるように、船尾付近から発生しているように見える航走波は、船体からかなり離れた場所でも高い波高を保っている。

(2) 付加物（船首と船尾のバルブ）の影響

曳波を抑える目的で船体に付加物をつける場合、付加物と船体との波の干渉を予め理論計算で予測しておくことが望ましいが、本船のように砕波が大きい船型では理論計算が困難である。従って、本報告では船体と就航路の栈橋との関係からバルブの主要寸法を決定し、図-3.21（写真-3.2）に示すものを試作した。

付加物の曳波への影響調査は波形計測により、バルブの有無の状態について行った。 $V_s=12.92$ ノット相当における、バルブの有無についての計測波形を図-3.22に示す。バルブをつけたときの波形は、バルブなしのときより僅かに位相が前にずれており、主船体と付加物の相互作用によって複雑な波形を示している。また、最大振幅はバルブなしより若干小さく計測された。

(3) 船体トリムの影響

抵抗値を減少させる対策として、タンカーや貨物船等では若干のトリムをつけて航走させることがある。本船の場合は、波紋図（図-3.20）により航走波が船尾付近から発生していることが認められるが、目視によりその発生部位を調べると、S.S.1/2付近であることが分かったので、船尾トリムをつけることによって水線のこの部分に現れている大きな変曲部分水中に沈め、その部分からの曳波の発生を抑えることを試みた。

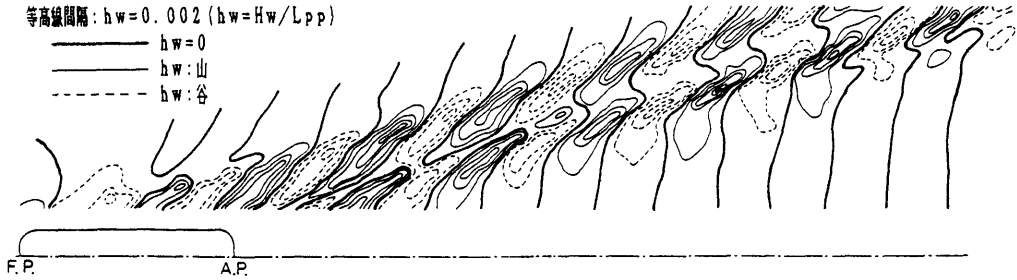


図-3.20 波紋図 (トライアル状態, $F_n=0.2866$)

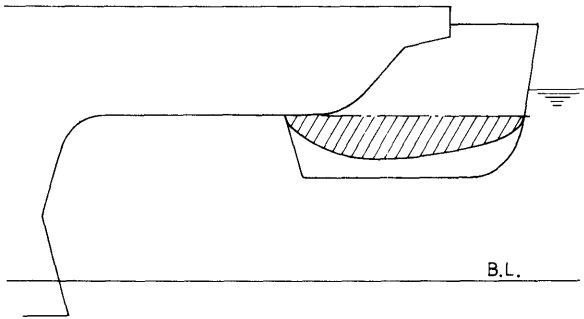


図-3.21 両頭船用バルブ

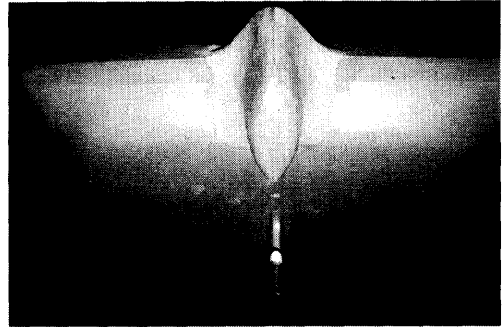


写真-3.2 両頭船用バルブ

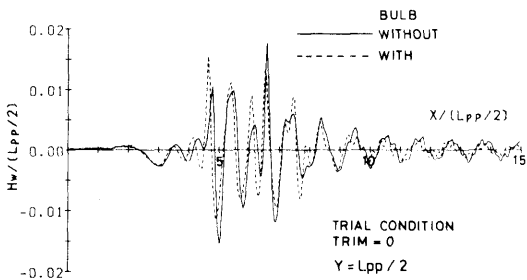


図-3.22 両頭船用バルブの有無による波形の比較 ($F_n=0.2866$)

両頭型カーフェリーの場合、実船では簡単にトリムを調整することは難しいと思われる。しかし、両

頭船における船尾トリム影響の大きさを知ることは十分意義のあることと考え、次のような試験を行った。

試験状態は次に示す通りである。

試験状態：トライアル

速度： $F_n=0.2866$, (12.921 kt)

トリム量：バルブ付き：船尾側に1%と1.5%の2種類

：バルブなし：1%のみ

試験結果の波形の比較を図-3.23に示す。船尾トリムをつけたときの波形をトリム=0の場合と比較すると、バルブの有り無し両状態とも船首付近からの波の振幅は大きく、また最大振幅も若干大きく計測された。

参考までに抵抗値をトリム=0のときと比較すると、船首砕波の減少により、船尾トリム1%では剰余抵抗 r_R は22~27%、EHPは14~17%減少した。この船首砕波の減少の様子を写真-3.3(a), (b)に示す。

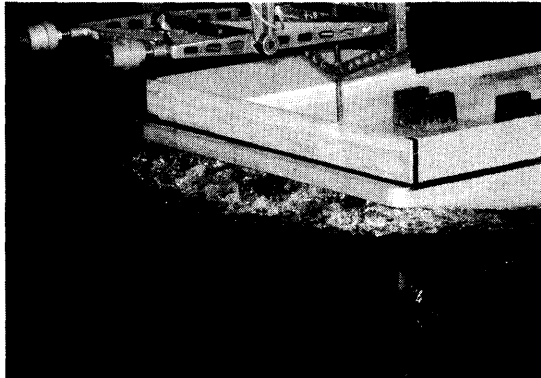


写真-3.3(a) 両頭船の船首砕波
(トライアル状態, トリムなし, $F_n=0.2866$)

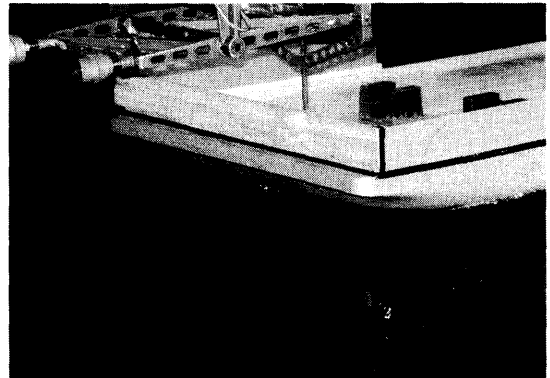


写真-3.3(b) 両頭船の船首波
(トライアル状態, 船尾トリム1%, $F_n=0.2866$)

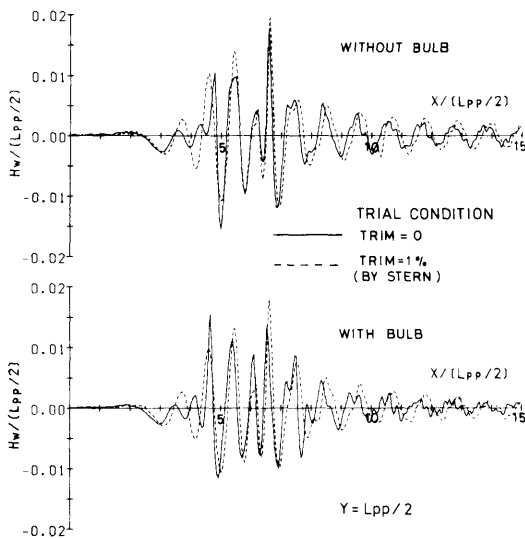


図-3.23 波形に及ぼすトリムの影響 ($F_n=0.2866$)

4. まとめ

以下に本報告の結果を述べる。

- (1) 2軸船尾スケグ船型の採用は、適切なスケグ形状、スケグ間隔等を選べば、プロペラ起振力の軽減化だけでなく推進性能向上にも有効である。
199G.T.型カーフェリーは、特殊船首形状を有し、それに起因する砕波現象が顕著であるため、船型の変更にあたっては有効な理論計算の適用が出来なかつ

たが、この種の船型に対しても理論計算による船型改良手法が望まれる。

- (2) プロペラ荷重度変更法は、両頭型船の船型試験にもきわめて有効な試験方法であり、効率のよい試験を実施することが出来た。
- (3) 両頭型船の形状影響係数 $1+k$ は約1.5であり、199G.T.型カーフェリーより若干大きい値であった。
- (4) 両頭船では、船首側プロペラは遊転状態にして航行している例が多いが、このときのプロペラの抵抗は全抵抗の約8%程度であり、無視出来ない大きさであることがわかった。
- (5) 船首側プロペラを適切な回転数で駆動させることによる、馬力軽減化の可能性を検討した。その結果、船首側プロペラに動力を供給することにより、遊転時より3%程度の馬力軽減化が可能であったが、軸系の馬力伝達ロスを考慮すると、このメリットは小さいようだ。
- (6) 両頭船の曳波を小さくする試みの調査を、船首と船尾にバルブをつけた場合と船尾トリムをつけた場合について行った。船首、船尾にバルブをつけたとき波の最大振幅は若干小さく計測されたが、ここで採用したバルブの影響として、船体抵抗は増加した。船尾トリムを1%つけた場合、波の最大振幅は僅かに大きく計測されたが、今回のトリム変化の結果、船首砕波の減少により船体抵抗は大幅に減少した。今後、理論計算の適用を拡大すれば、今回の特殊な供試船型による水線形状の検討、船首尾に最適化した付加物を取り付ける等の調査が可能になるであろう。

謝 辞

本研究の遂行にあたって船舶整備公団からは貴重な資料、助言を頂き、また、水槽試験には推進性能部の大勢の御協力を頂きました。ここに厚くお礼を申し上げます。

参考文献

- 1) 海運集会所編：日本船舶明細書，平成3年度版
- 2) 中浜博義：最近の共有旅客船の建造実績及び特徴，旅客船，NO.171，平成2年2月
- 3) 高橋孝仁，菅井信夫，塚田吉昭，上田隆康：199 G.T.型カーフェリーの船尾振動軽減化を狙った双胴船尾船型の水槽試験例，第58回船舶技術研究所研究発表会講演集，平成3年12月
- 4) F.H.TODD：SHIP HULL VIBRATION, EDWARD ARNOLD (PUBLISHERS) LTD, 1961
- 5) 例えば，足達宏之，菅井信夫，森山文雄，上田隆康：荷重量変更変更法による船型試験システム，船舶技術研究所報告，第19巻，第3号，昭和57年3月
- 6) Willem B. Van Berlekom：TWIN SKEG AFTERBODIES CAN SAVE FUEL, SSPA Maritime Consulting AB Sweden
- 7) Hajime Takahashi：Estimation of Surface Force Induced by Propeller，日本造船学会論文集，第140号，昭和51年12月
- 8) 笹島秀雄，田中一朗：肥大船の伴流分布，造船協会論文集，第120号，昭和41年
- 9) 川上善郎，柳原 健，堀 利文，田中 陽，岩崎泰典：Twin-skeg stern 船型の推進性能に関する実験的研究，船舶技術研究所報告，第18巻，第6号，昭和56年11月
- 10) 横尾幸一，川上善郎，藤井敏，狩野洋太郎：船首尾に各2個のプロペラを有する自動車渡船に関する水槽試験，第18回運輸技術研究所発表会，昭和34年