

本研究は、モーターボート競走公益
資金による（財）日本船舶振興会の
補助金を受けて実施したものである。

ISSN 0546 - 1480

日本造船研究協会報告 第101号



船型改良の手法に関する
調査研究

(第200研究部会第13分科会)

報告書

昭和 60 年 3 月

社団法人
日本造船研究協会

はしがき

本報告書は、日本船舶振興会の昭和59年度補助事業「船舶設計資料の作成に関する調査研究」の一部として、日本造船研究協会第200研究部会第13分科会が実施した「船型改良の手法に関する調査研究」の成果をとりまとめたものである。

第200研究部会第13分科会委員名簿（敬称略、順不同）

分科会長	横尾 幸一（日本造船技術センター）	
副分科会長	田中 拓（船舶技術研究所）	
幹事	田中 一朗（大阪大学） 多賀野 寛（日本造船技術センター）	
委員	乾 崇夫（玉川大学） 仲 渡 道夫（広島大学） 池畠 光尚（横浜国立大学） 中武 一明（九州大学） 右近 良孝（船舶技術研究所） 森 正彦（石川島播磨重工業） 津田 達雄（明石船型研究所） 永松 秀一（住友重機械工業） 平野 雅祥（三井造船） 芦立 敦（日本鋼管）	丸尾 孟（横浜国立大学） 姫野 洋司（大阪府立大学） 宮田 秀明（東京大学） 高橋 通雄（日本海事協会） 武隈 克義（三菱重工業） 川口 昇（三菱重工業） 山野 惟夫（川崎重工業） 宮本 雅史（日立造船） 山崎 正三郎（神戸製鋼所） 久保 博尚（ナカシマプロペラ）

第1小委員会委員名簿（敬称略、順不同）

主査	田中 一朗（大阪大学）
幹事	姫野 洋司（大阪府立大学）
委員	乾 崇夫（玉川大学） 仲 渡 道夫（広島大学） 池畠 光尚（横浜国立大学） 宮田 秀明（東京大学） 横尾 幸一（日本造船技術センター） 森 正彦（石川島播磨重工業） 津田 達雄（明石船型研究所） 永松 秀一（住友重機械工業） 宮本 雅史（日立造船） 斎藤 泰夫（川崎重工業）
	丸尾 孟（横浜国立大学） 中武 一明（九州大学） 鈴木 敏夫（大阪大学） 田中 拓（船舶技術研究所） 多賀野 寛（日本造船技術センター） 武隈 克義（三菱重工業） 川口 昇（三菱重工業） 平野 雅祥（三井造船） 芦立 敦（日本鋼管）

第2小委員会委員名簿 (敬称略、順不同)

主 查	加藤洋治 (東京大学)	
幹 事	右近良孝 (船舶技術研究所)	
委 員	乾崇夫 (玉川大学)	山口一 (東京大学)
	高橋通雄 (日本海事協会)	横尾幸一 (日本造船技術センター)
	武隈克義 (三菱重工業)	山野惟夫 (川崎重工業)
	一色浩 (日立造船)	佐藤隆一 (石川島播磨重工業)
	湯浅肇 (三井造船)	泉田泰弘 (日本鋼管)
	佐々木紀幸 (住友重機械工業)	山崎正三郎 (神戸製鋼所)
	久保博尚 (ナカシマプロペラ)	

討議参加者名簿 (敬称略、順不同)

藤本留男 (日立造船)	小柴幸雄 (石川島播磨重工業)
永松哲郎 (三菱重工業)	日下祐三 (三井造船)
馬場栄一 (三菱重工業)	

目 次

1. 緒 言	1
2. 船型改良の手法に関する調査研究	2
2. 1 緒言	2
2. 2 抵抗	3
2. 2. 1 造波抵抗	3
2. 2. 2 粘性抵抗	16
2. 3 推進性能	23
2. 3. 1 はじめに	23
2. 3. 2 推進性能に関する文献要約	23
2. 3. 3 推進性能に関する文献の整理	35
2. 3. 4 新研究テーマとその方法に対する提言	51
2. 3. 5 おわりに	52
2. 4 特殊船型	58
2. 4. 1 緒言	58
2. 4. 2 滑走艇	61
2. 4. 3 半滑走船	63
2. 4. 4 水中翼船	64
2. 4. 5 エアクッション船	66
2. 4. 6 半潜水船	69
2. 5 日本造船研究協会で実施された研究	82
2. 5. 1 概要	82
2. 5. 2 要約表	83
2. 6 結言	86
3. 推進器に関する研究の現状及び試設計	87
3. 1 緒言	87
3. 2 推進器各論	88
3. 2. 1 低回転大直径プロペラ	88
3. 2. 2 高アスペクト比一小面積比プロペラ	89
3. 2. 3 ハイリースキュードプロペラ	90
3. 2. 4 ループブレード・プロペラ	91
3. 2. 5 変動ピッチプロペラ	92
3. 2. 6 ジェットフラッププロペラ	93
3. 2. 7 境界層制御プロペラ	94
3. 2. 8 ダクトプロペラ	95
3. 2. 9 M I D P	96
3. 2. 10 H Z ノズル	97

3. 2. 1 1 リング・プロペラ	98
3. 2. 1 2 T V Fプロペラ	99
3. 2. 1 3 ブレードレットプロペラ	100
3. 2. 1 4 リアクション・フィン	101
3. 2. 1 5 推進器直後固定翼装置	102
3. 2. 1 6 フィン付ラダーバルブ	103
3. 2. 1 7 A T フィン	104
3. 2. 1 8 タンデムプロペラ	105
3. 2. 1 9 二重反転プロペラ	106
3. 2. 2 0 オーバラッピングプロペラ	107
3. 2. 2 1 ベーンプロペラ	108
3. 2. 2 2 ウォータージェット	109
3. 2. 2 3 スーパーキャビテーションプロペラ	110
3. 2. 2 4 サーフェス・プロペラ	111
3. 2. 2 5 ポッド型推進器	112
3. 2. 2 6 M H D 推進	113
3. 2. 2 7 外輪プロペラ	114
3. 2. 2 8 貫流形プロペラ、フォイトシュナイダー・プロペラ	115
3. 2. 2 9 振動翼推進器	116
3. 2. 3 0 ブレードレスプロペラ	117
3. 2. 3 1 帆	118
3. 3 各種推進法の比較	119
3. 3. 1 船舶の推進馬力の構成	119
3. 3. 2 推進性能各要素の特性	119
3. 3. 3 低回転大直径プロペラについて	121
3. 3. 4 付加物による推進性能向上	121
3. 3. 5 各種推進器の比較	122
3. 4 プロペラ理論および設計法	128
3. 4. 1 プロペラ理論の精度向上への新しい試み	128
3. 4. 2 プロペラ設計への理論の応用	134
3. 4. 3 設計チャート	139
3. 4. 4 プロペラ翼強度および材料	142
3. 5 Model-Ship Correlation — 通常プロペラ —	150
3. 5. 1 プロペラの尺度影響	150
3. 5. 2 プロペラの汚損経年変化	152
3. 6 試設計	159
3. 6. 1 低回転大直径プロペラ	159
3. 6. 2 二重反転プロペラ	164

3. 6. 3 振動翼推進器	165
3. 6. 4 高速船用プロペラ	169
3. 7 結 言	190
4. 実船性能推定上の問題点	192
4. 1 水槽試験に関する問題点	192
4. 2 実船試運転に関する問題点	193
4. 3 実船性能の推定方法（主として相似則）に関する問題点	194
4. 4 バラスト状態の実船性能推定に関するアンケート調査	195
5. 結 言	211

1. 緒 言

1973年及び1979年の2回にわたる石油危機によって燃料油の価格は急上昇し、世界的に省エネルギーの時代になった。精力的に実施して来た省エネルギーのための各種方策によって最近の燃料油価格は安定基調にあるが、長期的に見れば石油価格は上昇の方向にあるものと考えられ、現在すでに燃料油価格が船舶運航費のかなりの部分を占めていることを考慮すれば、船舶の省エネルギーの時代は今後も続くものと思われる。

このような情勢下にあっては、船型改良をさらに一段と強力に行ってエネルギーの節約に努めることは、我が国の経済にとって非常に重要かつ有益なことと思われる。そこで、SR200の第13分科会としては、船型改良の手法に関する調査研究を2年間にわたり幅広く行って、今後の船型改良に大きく役立たせることにした。

調査研究の内容としては、まず、船型及び推進器についての最近の研究状況に関する調査を行って、船型及び推進器改良の現状を十分に把握するとともに、今後一段と改良を進めるための問題点の抽出を行い、その改良の可能性と限界についても調査を進めることとした。また、実船性能の改良を目指すに当っては、実船と模型船間の相関関係が明らかとなっている必要があり、そのため、実船の推進性能推定法の問題点をも調査することとした。なお、以上の調査研究の結果をふまえた上で、SRの今後の新しい研究テーマを案出することを心掛けた。

本調査研究を実施するに当っては2つの小委員会を設け、第1小委員会においては船型改良の手法に関する研究の現状及びその評価と実船性能推定上の問題点について調査を行い、第2小委員会においては推進器改良に関する研究の現状及びその評価についての調査を行った。

以上の調査結果を3つの章に分けて記述している。すなわち、第2章の船型改良の手法に関する調査研究では、抵抗関係、推進性能関係、特殊船型関係、従来のSRの研究関係に分けて、その調査結果を述べている。第3章の推進器に関する研究の現状及び試設計では、各推進器に対する調査及びその評価について述べるとともに、プロペラ理論及び設計法の現状、翼強度及び材料に関する問題点等について述べ、代表的な数種のプロペラに対して行った試設計を示している。第4章の実船性能推定の問題点では、水槽試験に関する問題点、実船試運転に関する問題、実船性能の推定方法に関する問題点について述べるとともに、バラスト状態の実船性能推定に関するアンケート調査について述べている。

2. 船型改良の手法に関する調査研究

2.1 緒 言

本章では船型改良の手法について調査研究を行った結果について述べる。内容としては、船体そのものだけでなく、船体及びプロペラから成る全推進システムの性能改良の手法についても考察する。ただし、プロペラそのものは取扱わぬ、これは第3章で述べる。なお、これに関連して実船と模型船間の性能の相関が当然問題となるが、委員会としての審議は船型改良の一環として実施したものの、報告書にまとめる際は内容的にみて別章を設ける方が適当と考えられたので、第4章にまとめた。

船型改良の手法として代表的なものはシリーズテストに基づく実験的手法である。これは、全抵抗、あるいは推進性能を評価量として最も古くから採用されてきたもので、多大の成果をあげてきた。一方、実験によるデータ乃至は実績値を収集整理した資料に基づく方法、又、適当な統計解析処理を行って広汎な資料の活用をはかる統計的手法なども従来よく使用されている。これらに対して、船舶流体力学の発展に呼応し理論をベースとした船型改良手法が先づ造波抵抗に対して開発され、線型造波理論に基づく大きな理論大系の下に多数の研究が実施され、船型改良が試みられてきた。更に近年非線型性を考慮した手法の開発が加わり、造波抵抗関係の手法はおびただしい数にのぼるようになった。理論を活用して船型改良を図るという考え方は粘性抵抗に対しても展開され、近年3次元境界層理論の発展に伴い、多数の研究成果が発表されている。

このような状況の下で、船型改良の手法の現状を調査し、各手法の特徴、有用性、限界、適用例などについて整理・展望を行うことは極めて重要である。本章では2年間にわたる調査の結果をできる限り有用な、しかしながら簡潔な形でまとめる試みた。以下、2.2：抵抗、2.3：推進性能、2.4：特殊船型、2.5：日本造船研究協会で実施された研究、と節分けして報告するが、分け方はあくまで便宜的なものである。

本来、船型改良は船型設計システムとでも称すべき一つの全体系の中で成されるべきであり、抵抗とか狭義の推進性能（推進効率）のような一つのシステム構成要素と船型との関連のみ取り上げることには問題があるよう見えるかも知れない。しかし、一つのシステムは各構成要素とその相互干渉から成り立っており、要素単独の特性と相互干渉との両方の重要度の大小関係を十分把握しておけば、システムとしての機能は推測可能である。このような考え方から、ここでは2.2 抵抗を二つに分けて2.2.1 造波抵抗と2.2.2 粘性抵抗とし、この内、後者は伴流を介して推進性能と関連することに注意し、又、2.3の推進性能においては狭義の意味とし、船体・プロペラ・舵の相互干渉を主要事項の一つとして調査した。従ってシステムとしての考察も一部含んだ形となり、全設計システムの中での船型改良という項目は設けなかった。

又、2.5として日本造船研究協会で行われた研究について述べる理由は、過去長年にわたり実施してきた多くの研究部会の内容が本部会の内容に密接に関連しているため、統一的にまとめておくことが必要と考えたからである。もちろん、他の多くの研究機関、造船所でも独自の組織的研究が成されているが、それらを機関別にまとめることは種々の不都合を伴うと思われる所以、ここではそれらは2.2～2.4中に含めた。

調査を行うにあたり設定した基本方針は次のとおりである。

- (1) 船型改良の手法、それにつながる基礎研究、あるいは関連資料などを収集・整理・分析し、特徴、有用性などにつき簡潔にまとめる。
- (2) 対象船型は通常の水上船型と特殊船型の2種とする。後者として滑走艇、半滑走船、水中翼船、エアクッション船、半潜水船を取りあげる。
- (3) 平水中の抵抗・推進性能を扱うものとする。

- (4) 文献は国内のものを主とするが、外国文献でも必要であれば対象とする。
- (5) 文献の年代は特に定めない。テーマの内容に応じかなり遡る場合もあり、又最近のものに限る場合もある。
- (6) 文献の内容は、理論的なもの、実験的なもの、シリーズテスト的なもの、設計資料的なものなど広く集める。

以上の方針の下に調査研究を実施し報告書をまとめた。内容の説明はテーマの差により必ずしも統一し得ない面があり、特に 2.4 特殊船型は他と若干違うまとめ方をしてある。

2.2 抵 抗

2.2.1 造波抵抗

2.2.1.1 文献調査結果

我が国における造波抵抗の研究は船型改良の手法の開発と強く結びついて進展してきた。Havelock の素成波理論を応用したWaveless 船型の研究や Michell の線型造波抵抗理論を基にした極小造波抵抗船型の研究は、1960 年代における高速貨物船やそれにつづくコンテナ船の船型開発に大きく寄与した。これらの研究が単に机上の理論検討や数理解析だけに頼らず、常に水槽試験による船体周りの流れの観察や計測から得た知識も織り込んでなされてきたことが、次段階の研究の芽となり、船型改良の新しい手法の発展に寄与した。模型船のつくる波紋の観察や波高の計測から造波抵抗を算定し、それを船型改良に応用する手法の開発や、船首まわりの自由表面流れ場の計測から非線型性の重要性が認識され、高次理論の開発が促がされ、さらに進んで非線型な境界条件式を直接数値的に解いて船型改良を試みるというところまで発展してきた。一方、豊富な水槽試験データを造波抵抗理論と結びつけて、統計的手法により船型を改良するという方法も開発され、また多数の設計条件下で船体抵抗を極小化するために非線型計画法の利用も活発化してきた。いわゆる系統的船型試験法の役割も上述した流体力学的手法の不備を補うものとして位置づけされるようになってきた。

以下に、各委員が持ち寄った関係文献を船型改良の研究手段別に A～H に分類して概説する。集収された文献は取捨選択はせず、各委員の様々な選択基準に依っている。そのため完全な形での文献要約集とはなっていない。例えば、東大水槽での研究に関する文献は 1979 年以降のもののみを選定しているし、ある造船会社では造波抵抗算定法は対象外とし、船型改良法として完成された技術に関する文献のみを選定している。また一方では設計には直接役立たない基礎的な実験に関する文献や、系統試験結果の報告書も選定している。

A. 線型造波抵抗理論の応用

Michell の造波抵抗理論で代表される線型の造波抵抗理論を利用し、造波抵抗の少ない船型を求めるとする手法で、大別して次の 3 種に分類される。

- i) 変分原理を利用して造波抵抗を極小化する船型をあらわす関数を未知とした積分方程式を解く方法。（A 1～A 9）
- ii) 非線型計画法を利用して種々の設計条件下において造波抵抗、あるいは摩擦抵抗さらには粘性圧力抵抗も含めた船体抵抗を極小化する船型を求める手法。（A 11～A 13）
- iii) 横切面積曲線を Mathieu 関数で展開すると、各要素の造波抵抗への寄与が近似的に独立に扱えるという性質を利用し、寄与の大きい部分を改良するという手法。理論的には i) の極小化問題の一過程に対応する。

これらの手法はやせ形の高速船に対して有効な定性的情報を与えるが、さらに信頼性の高い波形解析を使った方法に補完されて使われることも多いようである。

B. 高次造波抵抗理論の応用

線型造波抵抗理論の改良理論を使った手法である。自由表面条件は線型のまま、もしくは一部に非線型性を考

慮し、船体表面条件は厳密、またはそれに近づけた理論をベースとしている。low speed theory、Neumann-Kelvin 問題の解法、Guilloton 法や modified Rankine Source 法などがこれに該当する。これらは、過去 10 年間に研究者、設計者の関心を集め、かなり精力的な検討が行われたはずであり、modified Rankine Source 法のように現時点での応用が検討されている最中のものもある（B 4）。一覧表に文献が 4 件しか収録されていないが、この他にも高次造波抵抗理論に関する文献は多数に及ぶことは事実なので、現在、設計への応用が様々の段階にあると考えるのが妥当であろう。高次造波抵抗理論では船型と造波抵抗の関係が線型理論のように関数表示となっていない場合が多いので造波抵抗の少ない船型を求めるためには非線型計画法を利用することになる（B 1、B 2）

C. 波形解析法の応用

線型造波抵抗理論を援用しつつ、波形解析による実験結果を使って船型の改良を行うものである。実験結果を使うことで定量的にも信頼性が高いため、上述の A、B とは異なり、造船会社からの文献が多い。Cb = 0.65 以下の程度の船型に良く利用されていると予想される（C 1～C 4 及び C 7～C 8）。波形解析で得られる情報は遠方場での波形造波抵抗のみであるから、船体近傍場での非線型な自由表面現象に関連した情報は含んでいない。波形解析法で捕捉できない抵抗成分をも考慮した船型改良手法へと改良しつつ適用範囲を広げていくことがこの手法の今後の課題であり、文献 C 5、C 6 にその緒が示されている。

D. 統計的手法の応用

船型要目や諸船型パラメタと造波抵抗の相関を単に統計的に求め回帰方程式の形で利用する方法があるが、造波に関する基本的な性質は造波抵抗理論を援用する方がはるかに合理的である。文献 D 1～D 4 は線型造波抵抗理論を援用した統計的造波抵抗推定ならびに船型改良の手法を述べたものである。当然のことながら、データの母集団の範囲から大きく隔った要目の船型や、全く新しい形の船型等の計画には適さない。母集団の範囲にあれば造波抵抗値は曳航試験結果を利用するので定量的にも信頼性が高く、横切面積曲線の最適化に適している。図 2.2.1.1 に日本造船技術センターにおける船型改良の例を示す。

E. 非線型流体現象を考慮した手法の応用

自由表面衝撃波やそれに続く波崩れや乱れの発生など非線型な流体現象に着目した船型の改良手法で、現在活発な研究分野である。曳航試験結果から求めた造波抵抗と船体後続波形から求めた波形造波抵抗の差が大きい船型は、この非線型現象が大きな影響を与えてるので、上述した A、B および C の各手法の利用は効果的でない。この種の船型においては、非線型な支配方程式を解くという手法を基本としなければならず、数値的な手法に依ることになる。この分野の研究は東大で活発に実施されており（E 1～E 5）、任意な水線面形状をもつ船型の数値解析ができる程度にまでなった。

F. 付加物の利用

新しい発想に基づいて、従来なかった突出物を案出し、造波現象の低減を狙う試みがなされている（F 1～F 5）。これらは上述の理論的手法や経験的手法から離れ、理論的には未だ解明されていない非線形現象も含めた現象の把握と自由な発想力の所産である。

G. 特殊船型への造波抵抗理論の応用

多胴船やエアクッション艇などの特殊船型の周りの流体現象は普通船型に比べ格段に複雑化しており、本来ならば非線型現象として取り扱うべきものであろうが、現時点では線型の造波抵抗理論が利用されており、一方では F で述べたような新しい考え方の導入も考えられているであろう。

H. 系統的船型試験の応用

上述した流体力学的研究成果を応用する各種の船型改良手法の不備なところを補完するものとして、またDのような手法のベースとなるデータを得る手段として的をしぼった系統的船型試験が今後も必要とされよう。

以上の文献調査などから、船型計画を日常の業務とする造船会社の船型設計への造波理論応用の手法を簡単にまとめると、線型造波抵抗理論を援用しながら、波形解析を含んだ実験結果を利用した経験的な改良手法を最も良く利用していると言える。更に進んだ理論が一方で提案されていても、その新しい理論によって改良されるべき船型は、既にこの経験的手法による改良の過程を経ているので、現状以上に大幅な改良を達成することが難しい場合もあるようである。理論のレベルは、船型改良の度合いのレベルと相対的な関係にあるようである。改良度合いの低い船型であれば、最も簡単な線型理論で大幅な改良を行うこともできるが、十分に洗練された船型に対しては、どのような理論をもってしても困難なことも考えられる。

理論的船型改良手法の改良の方向を策定する上で、上述したように船型の改良の度合いと関係づけて考える必要がある。簡単のためにフルード数 $F_n > 0.22$ を高速、 $0.17 < F_n < 0.22$ を中速、それ以下を低速と分けて考えてみる。ただし、喫水が異なれば、この分類は大きな誤りになる。たとえば $F_n = 0.15$ の満載状態は低速であるが、 $F_n = 0.15$ のバラスト状態は低速の流体现象とは考えられない。喫水をベースとするフルード数も同時に考えておく必要がある。ともあれ高速船では線型造波抵抗理論もある程度まで有効であり、波形解析結果の利用が通常のこととなっている。したがってこの種の船型の改良度は高いと思われる。一方中速船の造波抵抗、特に浅喫水状態では、非線型な成分が半分以上を占めているのが普通で、 C_b も 0.70 台から 0.80 に近い。従って高速船で有効であった手法はほとんど役に立たない。非線型理論による手法が十分に発達していない現在の状況では、船型の改良度も低く、船型の性能差が比較的多いことにつながっている。小型内航貨物船はこの部類の船型に入るものが多く、非線型現象による造波抵抗の軽減を狙ったバルブで大幅な造波抵抗低減が達成された報告もある。低速船型の満載状態では、造波抵抗が全抵抗に占める割合が極めて小さいが、バラスト状態では中速船に近い状況にある。今回調査を行った文献を整理してみると、理論的研究の対象のほとんどが喫水が深い満載喫水状態のもので、非線型性が強くあらわれて、流体力学的にも取り扱いが困難な浅い喫水状態の研究は極めて少ない。

2.2.1.2 今後の研究課題

今後の造波抵抗に関する船型改良手法の改善の方策について考えてみる。まず第一に造波抵抗算定の精度を高めるための新しい計算法の開発、とくに非線型な自由表面現象を十分に捉えた手法の開発である。次に新しい型式、新しい付加物などのアイデアの創出が考えられる。

前者については、基礎的な研究の度合いが強く、大学を中心に開発が進められているもので、TUMMAC法のような数値計算技術が最も有力で、その次に非線型自由表面条件を満足する境界要素法が有効と考えられるが、これは未だ完成していない。(GaddのRankine Source 法は非線型の取り入れ方に未だ近似がある)。TUMMAC法は1984年現在、任意形状の船型の全長にわたる計算が可能なところまでにきており、計測された波形との一致度も極めて良い。したがって計算試験水槽としての利用も真近いと予想されている。しかし、現時点では計算費用が非常に高く、この種の数値計算に耐えうる能力を有した計算機を保有していない造船会社もある。しかし、計算機の発達の速さを考えれば、大きな障害とはならないであろう。この種計算に専用して使えるスーパーミニコンの低価格化などにも注目したい。

後者の新アイデアの創出は、未だ解明できていない複雑な流体现象や、船としての制約など色々な要素が複雑に関係しているので、困難が予想されるが、ほとんど固定観念になっている制約条件を思い切って捨ててみることや、船体まわりの流体现象の注意深い観察や、あるいは上記の計算試験水槽の利用など色々な試みをしていくことが重

要であると考える。

上述の課題を克服していくための具体的なステップとして、非線型自由表面現象の機構解明に関する基礎的実験的研究が必ず必要とされる。ところで、中速貨物船あるいは肥形船のバラスト状態等においては船首周りの非線型な自由表面現象にもとづく船体抵抗成分が大きな割合を占めているが、この非線型波の発生、碎波や渦形成などを含む複雑な自由表面現象に対する共通の理解が充分に得られているとは言い難い。今後はこれら現象の相互関係に対する理解を深めると共に、それらの発生を考慮した低抵抗船型の設計を可能とする手法の開発の基礎としたい。

ここで考えている実験的研究は、船体前半部またはその単純化した物体周りの流速、圧力や乱れ等と、それらの船型要素や速度との関係に関するものが中心であるが、海洋工学、海岸工学など他の流体力学の分野においても重要な研究テーマ、たとえば碎波や波浪衝撃力などとも共通するところがあり、これらの分野の研究発展にも寄与すると考えられる。

文献一覧表

	論文名	著者	文献名(年)	論文の概要	手法 T: 実験的, E: 理論的	評価または備考
A 1	極小造波抵抗の船型	丸尾 孟 別所 正利	造船協会論文集 114号 (1963年)	極小造波抵抗理論の展開 無限の喫水及び微小喫水における 最適形状の計算 模型試験による理論結果の裏付け	T: 变分法 Michell理論の適用	
A 2	極小造波抵抗を有する半没水 船	丸尾 孟 石井 正夫	造船協会論文集 116号 (1964年)	ランキン回転体を基本とする没水 部とこれに適合した水面貫通部と の組合せによって造波抵抗を極小 ならしめる船型の開発 実験的検証	T: 波の干涉理論の応用	
A 3	極小造波抵抗を有する半没水 船	丸尾 孟 石井 正夫	造船論 116号(1964) 123号(1968) 浦賃技報 No.13 (1969)	船体を没水部と水上部(船橋)か ら成る複合船型と考え、没水部で はRankines ζ 、船橋には COS^2 の prismatic curve を有する形狀 を採用すると ovoid と船橋の干渉 によって造波抵抗が大幅に減ること を利用したもの	T: 半没水船理論 最適フルード数は $F = 0.35 \sim$ 0.40付近が望ましいので、適 用船型が限定される	
A 4	極小造波抵抗を有する半没水 船	石井 正夫	造船協会論文集 123号 (1968年)	極小造波抵抗を有する半没水船の 一般理論及び船型の設計法	同 上	
A 5	有限喫水をもつ極小造波抵抗 船型の計算	丸尾 孟 山越 康行	造船協会論文集 130号 (1971年)	有限喫水の最適船型の計算	同 上	
A 6	Ship Forms of Minimum Wave Resistance with Bulbs	丸尾 孟 笠原 和子 宮沢 多	造船協会論文集 135号 (1974年)	船首尾にベルブルを付けたときの 最適船型の計算 模型試験による理論結果の裏付け	同 上	

A7	船首ベルブ付極小造波抵抗船型について	丸尾 孟 笠原 和子 鈴木 武夫 河原 武彦	造船学会論文集 138号 (1975年)	船首のみにバルブを持つ最適船型の計算 模型試験による理論結果の裏付け	同上
A8	On Wave Making Resistance of Asymmetrical Ship Hull Forms Generated by Singularity Distributions	M. Yamaguchi	Int. Seminar on Wave Resistance (315p) (1976年)	流線追跡法を利用して求めた前後非対象船型による模型船を前進させた時と、後進させた時の波形を計測、比較し、設計法を改良した	E、T：要素法、波形解析 前後非対称船について船型の最適化の手法を与えた
A9	極小造波抵抗論による高速実用船型選定の試み	丸尾 孟 笠原 和子 田草川 善助 鶴田 治	造船学会論文集 141号 (1977年)	高速コンテナ船を対象とした实用船型の線図を極小造波抵抗理論に基づいて決定する手法の開発 計算例について模型試験による検証	T：極小造波抵抗理論と造波抵抗を変えない線図変更の理論との組合せ
A10	非線形計画法による船型設計の基礎的研究(第1報)	鶴口 道之助 丸尾 孟 鈴木 武夫 金川 修	造船学会論文集 145号 (1979年)	非線形最適化手法を応用して造波抵抗最小の船型を決定する方法の開発及び計算例	T : SUMT法 Michell 理論
A11	非線形計画法による船型設計の基礎的研究(第3報)	鈴木 和夫	造船学会論文集 151号 (1982年)	異なる制約条件を課して最適船型を求める手法の開発、特に船型の平滑化の検討	T : SUMT法 Michell 理論
A12	非線形計画法による船型設計の基礎的研究(第4報)	鈴木 和夫 丸尾 孟	造船学会論文集 153号 (1983年)	船首尾端が通常型、ベルブ型及び筒型の三種類の形状について最適船型を決定する方法	T : SUMT法 Michell 理論
A13	Minimization of Total Resistance of a Surface - Piercing Vertical Strut	宮澤 多	造船学会論文集 vol.15 6	Michell の造波抵抗式と永松の粘性抵抗式を加えさせたものを目的関数として全抵抗をあらわし、こ	T : 非線型計画法の利用 従来の極小化の問題は造波抵抗と摩擦抵抗を加えて目的関数としていた。今回船型変化

			れを非線型計画法で極小化することを2次元水面貫通柱体について試みた。	（ 1 9 8 4 年）	（ 1 9 8 4 年）	れを非線型計画法で極小化することを2次元水面貫通柱体について試みた。	（ 1 9 8 4 年）	（ 1 9 8 4 年）
A 14	An Application of Mathieu Function Expansions to Hull Form Improvement	Sugita, Y. et al	造船学会論文集 vol. 1 5 5	水面貫通2次元柱体の造波抵抗問題の固有関数である Mathieu 関数を利用して、中速船型の横切面横曲線の改良を試みた。	T : 線型造波抵抗理論の応用	横切面横曲線を Mathieu 関数で展開すると各要素の造波抵抗寄与が分析的に把握できるという性質を利用し、寄与の大きい部分を改良するという手法。		
B 1	非線形計画法による船型設計の基礎的研究（第2報）	鈴木 和夫 池畠 光尚 樋口 道之助 金川 修	造船学会論文集 1 5 0 号	低速造波抵抗理論による抵抗値に非線形最適化手法を適用し Series 60、 $C_B = 0.6$ を初期船型として船首部の最適形状を求める模型試験によって検証を行う。	T : SUMIT 法 低速造波抵抗理論			
B 2	非線形計画法による船型設計の基礎的研究（第5報）	鈴木 和夫 丸尾 孟 尾崎 陽一	造船学会論文集 1 5 4 号	非線形計画法による低速造波抵抗理論を用いた極小造波抵抗船型の計算	T : SUMIT 法 低速造波抵抗理論			
B 3	On the optimization of the aft-part of fine hull forms (First~Third Report)	林 他 宮田 1 7 7 1 7 9 1 8 1	海船誌 （ 1 9 8 0 ~ 1 年）	船体表面特異点分布と Sink disk を使って自航状態の抵抗計算を行い、後半部の最適化を行ひ。波形、表面圧力の計算、実験を多數含む	T : 線形造波抵抗(HSFW) と Sink disk	fine ship に限る。t の推定、定性的大小関係の評価に使える。		
B 4	Rankine Source 法による船体まわりの流れの近似計算法	荻原 誠功	関西造船協会誌 No. 1 9 0	Rankine Source 法を大船のバースト状態の船首部自由表面波ならびに圧力計算に応用し、バルブの有無の効果を調べ、突出バルブによる抵抗軽減効果を示した	T : Rankine Source 法の利用	実用船型の船首部形状の改良に Rankine Source 法が有効であることを示した。		
C 1	造波抵抗直接計測の船型試験	田中 拓	船 論	波形造波抵抗の相似性を Geosims E : N - S 法による波形解析	波形解析法によつて実船の造波			

C1	への応用	山崎 芳嗣 家永 積成雄 安達 宏之 小倉 理一 尾股 貞夫	1 2 6	および実船によつて調べた。	抵抗の性質を調べ、造波抵抗の改良に寄与した。
C2	船型試験における波形解析法の実用化に関する研究	荻原 誠功	石川島播磨技報 第14巻第3号	波形解析法を用いた抵抗成分の分離方法について若干の考察を行い、さらに解析結果を極小造波抵抗論に組込むことによって船型を局部的に改良する方法を具体例をあげて紹介した。	E、T 高速船に適している定性的・定量的に良く合う
C3	An Application of Wave Resistance Theory to Hull Form Design	T. Tsutsu-mi	造船論 第144号	数式船型のシリーズテストによる波形データとMichellの理論を組み合わせることにより、造波抵抗の小さな船型を求める方法を提案し、改良例と合わせて紹介している。この方法は水線面形状も考慮できる。	E、T 高速船に適している定性的・定量的に良く合う
C4	波形解析データに基づいた船型計画法について	松井 津田 大久保 浅野	造船論 第147号	船の造波現象は線形であるという仮定のみを設け、実測の波形解析結果から船型を改良する方法を考察し、その有効性を実験により検証した。	E: 波形解析による船型最適化 波形抵抗を極小化するのに有效な手法。 3隻のデータ船が必要
C5	Free surface shock waves and methods for hull form improvement (First Report)	仁藤 他	造船論 150	波形解析法にFS SW抵抗の考慮を加える方法を開発し確認した。	E、T: 波形解析による最適化(改良版) 非常に有効。3隻のデータ必要 FSSW抵抗と船型の関係に改良の余地あり (frame line影響など)
C6	中速船型の造波抵抗最小化手	宮田 他	開船誌	船側に沿った longi 方向波形を使	E: 波高2乗和法 中速船で良好

C6 法	1 8 9 (1 9 8 3 年)	つて Cp curve の最適化	やさしい方法
C7 Recent Experience in the Utilization of Wave Date for Hull Form Improvement and Resistance Prediction	成田 石井 中井 International Symposium on Ship Hydrodynamics and Energy Saving (in Madrid) (1 9 8 3 年)	波形解析結果を有効に利用するためのシステムを作成した。また、シリーズテストを実施してデータの蓄積、ASMB法を用いてのCpカーブの改良さらびその効果の確認も行った。	T、E : 波形解析法による最適化でデータベースの考え方を組み合わせたもの 蓄積されたデータにより取り扱える船型(フレームライン形状など)に制限あり。 データバンクの利用により波形データの活用が図れる
C8 波形解析による船型計画法－直交モード関数による構成の応用－	松井 開船社 未定 5 8 年秋季 (5 9 年)	波形解析のデータ船群のモード関数間に直交性あるように構成することにより ASMB 法におけるデータ船の標準化を試みた。	E、T : 影響線を参考にして、横切面積曲線を改良する 高速船には有効であるが、非線型性の強い船型への適用は今後の課題である。
D1 統計解析による実用船型の造波抵抗推定法に関する研究	多賀野 寛 関西造船協会誌 第 1 4 7 号 (1 9 7 3 年)	造波抵抗理論をもとに、水槽試験結果を統計解析し、造波抵抗を主要目比と横切面積曲線から推定する方法を示した。 また、これは船型改良法としても有効である。	E、T : 影響線を参考にして、横切面積曲線を改良する 本論文では Cb が 0.55 から 0.65 までの船型に適用しているが、現在では Cb が 0.80 前後今まで適用されている。 最近の船型改良例を本報告書中図 1 に示した
D2 統計解析による船舶の推進性能算出システムの開発について	佐藤 和範 日本造船技術センター 第一技報 第 1 0 号 (1 9 8 2 年)	日本造船技術センターにおいて、過去 8 年間に実施された水槽試験結果について統計解析を行い、推進性能推定式を求めた。	E : 在来船の平均的な性能が求められるため、これと対象船とを比較することにより、船型改良の余地の判定に使用できる 船型改良を行いうに当って、まず最初に本方法で性能推定計算を行い、原船型の性能評価と性能改善の目標設定に使用している
D3 多賀野の方法における船体主要目と船体抵抗との関係について	岩瀬 俊一 多賀野 寛 日本造船技術センター 第一技報 第 1 1 号 (1 9 8 3 年)	多賀野の方法における船体主要目と造波抵抗との関係を、TODD シリーズ 60 、テラーチャート及び SP 82 と比較した。	E、T : L/B 、 B/d を統一して造波抵抗を比較することにより横切面積曲線の優劣を判定し、優秀な横切面

					積曲線の選定を行う
D4	船型設計法の研究(第1報) —造波抵抗の統計的推定法—	三嶋 121号 (予定)	他	三井造船技報 (1984年)	T : 統計的方法により推定 データ数や船型の問題により造波抵抗の統計的推定法(多賀野法)をそのまま適用するのが困難であった実際の場合に対し、推定法の実用化のための検討と試みを行った。また推定法をバースト状態にも適用できるよう拡張を行った。
E1	肥大船の船首前方の流れの観察	岸本 他	他	第4回流れの可視化シンポジウム (1976年)	E : 形状～船波～抵抗の関係を定性的に応用する 低速肥大船に有効であり現象の理解につながる
E2	Characteristics of free surface shock waves around wedge models	高橋 他	船論 148 (1982年)	FSSWの実験調査と特性曲線法の応用	T : 特性曲線法 E : 定性的な船首端形状に対する指針を与える 大きな仮定(shallow water)に基いているが、
E3	Free surface shock waves and methods for hull form improvement (Second Report)	宮田 他	他	152 (1982年)	W抵抗に対する影響を議論し、frame line の最適化を行う T : 線形造波抵抗(HSFW) E : 理論に特性曲線法を組み合せた方法
E4	A numerical analysis of nonlinear waves generated by ships of arbitrary waterline (First Report)	青木 他	船論 154 (1983年)	NS方程式を直接積分して造波抵抗、波形などを得る T : TUMMAC - II、N (差分法)	3隻程度のデータがあつた方が最も少い仮定の上の計算法であり最も有効。ただし、経済性に難あり
E5	A Numerical Analysis of Nonlinear Waves Generated by Ships of Arbitrary Waterline (Second Rep.)	Miyata,H. et al.	造船学会論文集 vol.1-155 (1984年)	Sharpなbow形状とBluntなbow 形状の2種について、N-S方程式の数値解法により船首まわりの非線型自由表面波ならびに船体表面圧力分布を計算した T、E : N-S方程式のTUMMAC法による解法	最も少い仮定の上の計算法であり最も有効。ただし、経済性に難あり 非線型自由表面波や圧力分布は船首形状の差異を明りょうにあらわしており、この種数値計算法が船型改良手法として有望なことを示した

F1	Resistance reduction by stern-end-bulb (First ~ Third Report)	宮田 他 1 4 8 1 4 9 1 5 2 (1981~2年)	船論 新しいバルブSEBを開発し実験室、試運転などで効果を確認した (1981~2年)	E : 付加物 SEB 中高速船に適している 船論 145号により多くの種類の付加物の検討がある
F2	Characteristics of stern waves generated by ships of simple hull form (Second Report)	土井 他 1 5 1 (1982年)	船尾のCpカーブの改良と新付加物 Horizontal-Stern-End-Fin 効果と考え方 (1982年)	E : 付加物 HSEF 実用設計には難しいが考え方を導入できる
F3	Resistance reduction by a horizontal-bow-fin and a movable bulb	宮田 他 関船誌 1 9 1号 5 8年秋季 (1983年)	新しいフィン型付加物と可動の船首バルブを開発し、効果を verify した	E : 付加物 HB F 可動バルブ 高速船用 (anti-pitching-fin) 碎水船用
F4	波崩れを伴う船首流場に関する実験	萩原 誠功 他 関西造船協会誌 第194号 (1984年)	波崩れを伴う船首まわりの流れを Blunt 頭船首の場合と Sharp 頭船首の場合について詳細に調べた。応用として船首翼による波崩れ減効果を示した	E : 回流水槽による流れの観察 高速型の船について波崩れが伴う局域で船首翼の効果が示された。この種装置の実用化が期待される
F5	静水中における高速肥大船型の船首近傍流れの実験的調査	玉島 正裕 他 西部造船会 M68 (1984年)	$F_n > 0.3$ において航行する肥大型船たとえば漁船船型の船首削波を低減することを目的に突出バルブを調査し、上部が扁平なV型バルブが優れることを実験的に示し、Rankine Source 法によつてもその性状を確認した	E : 回流水槽による流れの観察をベースとした船型改良
G1	三胴船の抵抗特性	瀬尾 成田 須藤 大越 (1973年)	三胴船の抵抗、主として造波特性を、理論及び試験の両面から求め、比較した	T : 線型造波抵抗計算 E : I mud type models を用いた抵抗試験および波形 三胴船の胴間距離、前後船間距離の決定の有効な資料が得られた

				観測
G2	エアクッション双胴船の抵抗特性評価の研究	田中 拓 小沢 宏臣 山下 進	船論 146 (1979年)	E: エアクッションで生ずる排水浮力とエアクッションの複合船型(エアクッション双胴船)の最適設計法を示した
G3	Hull Form Design of the Semi-Submerged Catamaran Vessel	日下 他	13th O.N.R.シンポジウム (1980年)	T、E: 実験的修正係数を用いた最適化計算
G4	三菱長崎水槽における造波抵抗理論の研究とその応用	武隈 克義	三菱重工技報 vol 14 No. 6 (1982年)	三義長崎水槽における造波抵抗理論に関する最近20年間における研究について述べたもの (1)線型理論の応用手法 (2)波形計測の解析法の応用 (3)崩波現象の研究と肥形船への応用 (4)低速理論の開発とその応用 (5)Free Surface Shear Layer の研究
H1	普通型船首を有する大型肥大船型に関する系統的模型試験	土田 陽一 横尾 幸一 矢崎 敦生 森山 茂男 大橋 誠三	船研報告 1-6 (1964年)	E: 系統的船型試験 船体主要寸法等と推進性能の関係を示す
H2	バルブ付肥大船型の推進性能に関する研究	横尾 幸一 市原 良夫 矢崎 敦生 森山 茂男	船研報告 4-5 (1967年)	E: 系統的船型試験 船首形状、フレーム・ライン、Cp カーブ等と推進性能の関係を示す

H3	バルブ付肥大船型の推進性能 に関する研究（第2報）	横尾 幸一 (他8名)	船研報告 6-2 (1969年)	船体主要目、浮心位置、船首バルブおよび船尾形状と推進性能の関係を示す	E : 系統的船型試験	船型設計資料
H4	船型試験資料 抵抗編 No.1	横尾 幸一 齊藤 勇	船研報告 別冊No.1 (1965年)	目白水槽で、1958～1964年前後に実施された船型試験を集約して船型設計資料としたデータ集	E : 船型試験	剩余抵抗曲線を中心とした設計資料
H5	船型試験資料 抵抗編 No.2	横尾 幸一 齊藤 勇	船研報告 別冊No.2 (1968年)	目白水槽で、1963～1966年前後に実施された船型試験を集約して船型設計資料としたデータ集	E : 船型試験	剩余抵抗曲線を中心とした設計資料
H6	船主バルブ付き高速ライナー 船型 (CB=0.56、L/B=7.0) に関する系統的模型試験 (第1報)	横尾 幸一 (他6名)	船研報告 6-5 (1969年)	フレーム・ライン、船体主要目等と推進性能の関係を示す	E : 系統的船型試験	船型設計資料
H7	船首バルブ付き高速ライナー 船型 (CB=0.56、L/B=7.0) に関する系統的模型試験 (第2報)	横尾 幸一 (他7名)	船研報告 7-1 (1970年)	船首横切面積曲線形状、船首バルブ等と推進性能の関係を示す	E : 系統的船型試験	船型設計資料

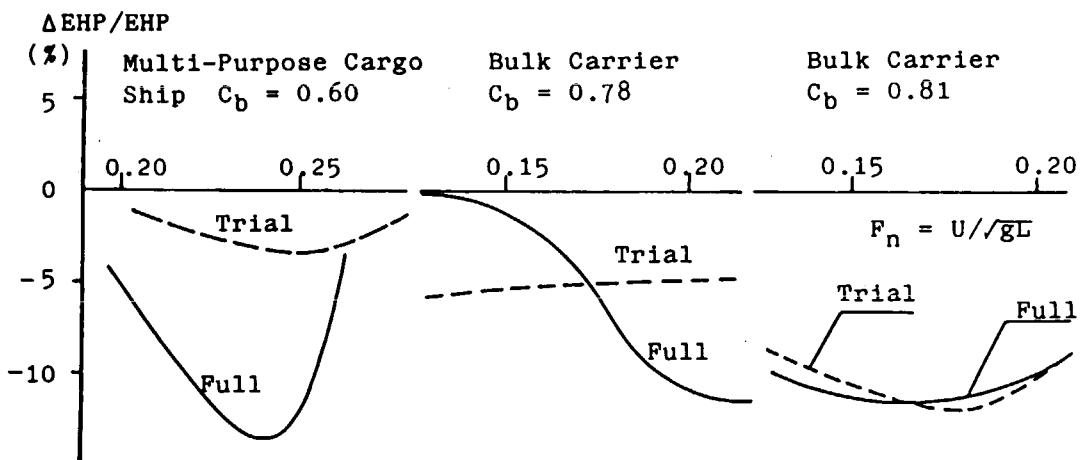


図 2.2.1.1 統計的手法による船型改良例

2.2.2 粘性抵抗

2.2.2.1 粘性抵抗の成分

粘性抵抗は、船体まわりの流体に粘性があるために生ずる抵抗で、摩擦抵抗と粘性圧力抵抗の2成分に分けることができる。これらは、船体表面の接線方向と法線方向にそれぞれ作用する力の前後方向成分を、船体表面上で積分したものである。また、船体まわりの流体としては海水と空気が存在し、それぞれについて摩擦および粘性圧力抵抗が存在するが、ここでは水面下の粘性抵抗に限って述べる。

粘性抵抗は、馬力計算や水槽試験結果の解析において、3次元外挿法の形状影響係数として扱われることが多い。

$$C_T = (1 + K) C_F + C_W + \Delta C_F$$

ここで、 C_T 、 C_F 、 C_W 、 ΔC_F 、 K は、それぞれ全抵抗係数、相当平板の摩擦抵抗係数、造波抵抗係数、粗度修正係数、形状影響係数である。さらに形状影響係数は、

$$K = K_P + K_F$$

のように分けることができる。ここで、 $K_P C_F$ は粘性圧力抵抗成分、 $(1+K_F) C_F$ が船体の摩擦抵抗成分にあたる。もっとも、 K_F は通常小さいので、 K の大部分は K_P と考えてよい。また、造波抵抗についても粘性の影響が存在すると考えられるが、抵抗成分としては造波抵抗の形で扱われるのが普通なので、ここでは考えないことにする。

2.2.2.2 船型改良手法の考え方

粘性抵抗に着目した船型改良の目的は、形状影響係数の低減や浸水面積減少による摩擦抵抗の削減であるが、伴流利得等を改善するため、船尾流場を制御する目的で船尾形状を改良することも、抵抗改善とともに重要である。

一般に粘性抵抗は、境界層の厚くなる船尾の形状に強く影響されるが、船尾にはプロペラや舵を配置する必要があり、これらと船体との干渉を表わす自航要素によっても推進性能が大きく変化する。つまり、船型改良のためには、粘性抵抗を小さくするとともに、推進効率を良くすることが必要であるが、両者は相反する傾向になる場合が多い。したがって、船尾形状の改良においては、粘性抵抗と自航要素を定量的に推定するとともに、全体として性能改善につながるか否かを判断せねばならず、自航要素に影響が小さく、抵抗減少を主体に考えられる船体前半部の改良とは、条件が異なる。さらに、船尾のような複雑な3次元形状に対しては、粘性流の理論計算で流場を精度

良く推定することが、現状では非常に難しい。したがって、粘性抵抗および自航要素の各種近似計算法を活用するとともに、水槽試験データあるいは流場計測等の実験を併用して、推定精度を上げる方法を考えるのが最も実用的と考えられる。

2.2.2.3 船型改良手法の分類

粘性抵抗に関する文献の分類および文献番号を表2.2.2.1に、各文献の概要を表2.2.2.2に示す。ここでまとめられた船型改良手法は、文献数も少なく、取り上げた文献がその手法において最重要論文であるわけでもないが、いずれにせよ手法の種類は多くはないので、骨子は大差ないであろう。重要なことは、いずれの手法にせよ最終結果を得るまでの過程で、船型変更に伴う流れの構造の変化を十分に把握することであろう。

以下では、いわゆる粘性流に着目した船型改良の手法について述べる。

(1) 船型改良手法の概説

主要目決定後、横切面積曲線、肋骨線形状を改良するためには、粘性抵抗のみならず流れに着目する必要があり、実験や理論計算の結果を考慮することになる。[3]では、その基本思想が示されている。

(2) 統計解析

既存データの統計解析により、主要目と抵抗等の関係を求める手法であり、速度、排水量等を与えて低抵抗の船型主要目を決定する際に用いられる。[1]、[2]および[15]がこれに当たる。勿論この場合、造波抵抗についても同様の手法を適用する。

(3) 理論計算

手法を大別すれば、まず順解析(正攻法)と逆解析とに分けられる。順解析は、主要目やオフセット等の船型が与えられて、抵抗や流れを求める方法で、過去の実験や計算によって蓄積された知識を基に、いわば Trial and Error によって船型改良を行なう。船体まわりの境界層の計算法としては、[8]の積分型解法と[13]、[14]の微分型解法とに分けられる。

逆解析は、ある拘束条件のもとで、抵抗等の評価関数を最適にするような船型を求める手法である。これには、まず別所が行なった低縦渦抵抗を目指した肋骨線形状の最適化手法[5]があげられ、[6]、[7]はその検証である。縦渦のない回転体や2次元物体についての抵抗最適化として、[9]および[10]の一部がある。[10]では実用船型の流線方向にこれを適用し、最適肋骨線形状を求める試みが示されている。[10]の方法は極値探査法を用いており、順解法の方程式を確立させたうえで、いわば Trial and Error を自動化する方法とも考えられる。一方、[11]には、物体の変形量を未知数として積分方程式を解くという、いわば直接的逆解析の手法が示されている。しかし、これを船型改良に実用化するまでには未だ至っていない。粘性抵抗の逆解析手法の展開は比較的新しく、実用例も少ないので現状である。

(4) 実験

実験例としては、船型と性能の関係を直接的に調べる抵抗試験、自航試験の他に、流場の様子を調べる伴流計測、後流計測、渦度計測、流線観測などが行なわれている。また、乱流場計測のように、さらに細かい計測を行なって理論の妥当性を検証しようという試みもある。いずれの実験も、現象を十分な精度でシミュレートできない理論計算と組み合わせることにより、船型改良のための貴重なデータとなる。

2.2.2.4 手法の評価および問題点

(1) 統計解析

実験データを基にしているので信頼性は高いが、実験データの少ない範囲で推定精度が落ちるのが欠点である。また、肋骨線形状の影響等をパラメータで組み込むのに、工夫が必要である。

(2) 理論計算

1) 順解析

積分法は計算が比較的簡単で使いやすく、船尾後端付近を除いてますますの精度である。船型の改良は Trial and Error で行なうために手間がかかるが、粘性抵抗を算出する境界層パラメータと肋骨線形状との関係がわかりやすいという利点がある。

一方、微分法は計算時間が長いのが難点であるが、精度はこれも船尾端を除きかなり良好である。速度分布の仮定がないため、積分法よりも実際の現象に近い結果が得られるが、現状では抵抗値の精度は今一歩の感がある。また、船型改良を Trial and Error で行なうには時間がかかりすぎるので、必要度、精度、コストに応じて計算法の利用法を考える必要がある。しかし、将来的には最も優れた手法となることが予想される。

2) 逆解析

極値探査法は、順解析の Trial and Error の手間が省ける点で大きなメリットがある。肋骨線形状の改良に対して、実用船型でどの程度有効か、今後の計算結果が期待される。

低縦渦法は計算が簡単であり使いやすく、ポテンシャル計算の 2 次流れの運動エネルギーと抵抗との相関も、実験により確かめられている。ただし、粘性抵抗についてこの計算法では考慮できない部分も多く、粘性抵抗の推定でいかに安定した結果を求めるかという点で問題が残る。

2 次元や回転体では、流場が船体のような 3 次元物体とは現象的にかなり異なり、計算結果が直接的に船型改良と結びつきにくい。直接的逆解析も同様に、これらの手法をいかに利用するかが問題となる。

3) 実験

計算に比べて、はるかに大きな費用と労力を有するが、船型と抵抗および自航要素との比較が直接行なえること、流場の現象を観察できることなど、船型改良に寄与する効果は大きい。特に、理論計算では十分にシミュレートできない船尾縦渦が、抵抗や伴流分布に及ぼす影響など、実際の船型改良を考えるうえで不可欠な情報も得られる。乱流場計測などの理論計算の検証および改良へつながる実験も合わせて、計算とともに利用してゆくことが必要である。

2.2.5 将来への提言

粘性抵抗に着目した船型改良の手法は、現存のものでもうまく利用すれば、船型と粘性抵抗の関係を定性的に推定し、順解析によって改良へつなげることは、ある程度可能である。しかし、自航要素と考え合わせて性能を評価するには、定量的精度が不十分である。当面は、船尾後端付近での流場をうまくシミュレートできるように理論計算の改良を図るとともに、将来的にはプロペラを作動させた自航状態での粘性抵抗を計算し、船型改良を行なえる手法にまで到達することが望まれる。

表 2.2.2.1 文献の分類

手法	分類	文献番号																						
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	
概説				○																				
統計解析		○	○													○								
理論計算	順解析	積分法							○															
		微分法											○	○										
	逆解析	極値探査法								○														
		低縦渦					○	○	○															
		2次元・回転体								○	○													
		直接的逆解析									○													
実験	抵抗試験					○						○				○					○			
	自航試験											○												
	伴流計測				○							○			○	○	○	○	○	○				
	後流計測				○																			
	渦度計測																		○					
	流線観測	表面塗膜法														○								
		タフト法			○																			
		トレーサー法																○						
	圧力計測					○										○			○		○			
	乱流場計測															○					○			

表 2.2.2.2 文献一覧表

番号	論文名	著者	文献名(年)	論文の概要	手法(E:実験、T:理論)	備考
1	統計解析による船舶の推進性能算出システムの開発について	佐藤	技セ技報 第10号 (1982年)	船の主要目を入力して推進性能を求める統計解析。ベースの実験値は1973～1981の約400隻	E: 主要目による統計解析	一軸の通常船型。 パラメーター変更の影響が簡単にわかる
2	統計解析による形状影響係数の推定	三嶋、平野 織田、片桐	関船誌 第176号 (1980年)	約200隻のデータに基づくKの統計解析。入力は主要目と船体後半部形状	E: 主要目等による統計解析	一軸の通常船型 入力の種類により推定式が選べる
3	Design Concept of Hull Form From a View Point of Hydrodynamic and Energy Saving	Mori	PRADS 83	データバンクを基に流力計算とCADを組み合わせた船型開発	E, T: データベースに基づく主要目決定。流場の実験と計算に基づく船型改良	ローカルな船型改良に流場重視の分析的手法が特色
4	粘性抵抗の小さいU型船尾形状の実験	仲瀬、山崎 鈴木、砂原 松井	関船誌 第151号 (1973年)	肋骨線変化による抵抗、成分抵抗、流場への影響に関する実験	E: 抵抗と流場の実験	肋骨線形状の影響 (抵抗への)
5	肋骨線に関する考察	別所	船論 第122号 (1967年)	2次流れエネルギーが最小になるような肋骨線形状の考察。断面をLewis Form近似	T: 2次流れエネルギー	逆問題の最初の論文
6	船体横断面内2次流れの運動エネルギーに関する考察	浅野	関船誌 第174号 (1979年)	別所の理論の実用船型についての検証	E, T: 2次流れエネルギー	実用船型についてのKの回帰式あり
7	没水体の形状抵抗について (その3)	水野 下山	関船誌 第143号 (1972年)	別所論文の検証	E, T: 2次流れエネルギー	

8 推定	境界層理論による粘性抵抗の 漸野 石井	船論 第154号 (1983年)	流線方向の運動量損失による抵抗 と2次流れエネルギー損失による 渦抵抗を加えて粘性抵抗計算	T : 抵抗計算	B . L. 計算によって船尾の抵抗 の分布が判る
9	On the Problem of Shaping an Axisymmetric Body to Obtain Low Drag at Large Reynolds Nos.	Hess	J S R vol. 20 No. 1 (1976年)	回転体の抵抗を B L 理論で評価し、 抵抗最小化を計算	T : 抵抗計算 最小化 (回転体、2次元)
10	Study on the Minimization of Ship Viscous Resistance	Nagamatsu, Sakamoto, Baba	船論 第154号 (1983年)	B L 理論による抵抗の評価と極値 探索法による抵抗最小化。2次元 形で検証の後、実用船型に応用	E、T : 抵抗計算 最小化 by 極値探索法
11	2次元ストークス流れにおける 最小抵抗問題	別所 姫野	推進性能委員会 第2回 (1983年)	直接的最小化法を提案し、2Dストークス流れに応用、最小抵抗を 求めた	T : 最小化基礎理論 2Dストークス流れに応用
12	低回転大直弦プロペラに適した 船尾形状の開発	高立 小野木	N K K 技報 No. 88 (1981年)	船尾ベルブと船尾フィンによる大 直弦プロペラ用船尾形状の開発設 計	E : プロペラクリアランスと SS1/2でのプロペラ面内船 体断面積 SB を考慮して設計。 推進性能試験による確認
13	Calculation of 3D Boundary Layers on Ship Hull Forms	副島 山崎	西船報 第55号 (1978年)	Cebeci-Smith法を船体に応用し た境界層計算	T : BL計算 船尾近くまでOK
14	Calculation of Viscous Flow around Ship Stern	村岡	西船報 第58号 (1979年)	Spalding の方法を船体に適用し た剪断流計算	同 上
15	Development and Analysis of Simplified Charts and Formulas for estimating	Lattore, Tongprasom Iamsaard	PRADS '83	シリーズ6船型の抵抗値自航要 素等の統計解析	T : 統計解析

	Residual Resistance, Wake Fraction and	(1 9 8 3 年)		
1 6	船尾流場の乱れ成分に関する実験的研究	船論 第 1 5 0 号 (1 9 8 1 年)	風洞で船尾の乱流場計測	E : 船尾流場実験
1 7	肥大船の船首形状に関する研究	富山 松本 藤井 (1 9 7 0 年)	船首船底ビルジ渦を中心とした境界層流れの観察、速度分布計測、抵抗試験等	船首バルブ形状の粘性抵抗に及ぼす Effect
1 8	3 次元伴流分布図による縦渦の渦度計算例	小柴 森 (1 9 8 2 年)	I H I 技報 vol. 2 2 No. 5 (1 9 8 2 年)	3 次元伴流分布図から縦渦の渦度分布を求める手法を開発。これを利用して船型と渦度の強さの関係を把握できる
1 9	伴流分布図の一整理法	森 (1 9 7 8 年)	閑船誌 第 1 6 9 号 (1 9 7 8 年)	プロペラ面伴流分布をプロペラの軸方向、周方向に分離解析
2 0	Experimental Studies on Trailing Vortices of Ship	Tanaka,Kawakami,Ueda,Takahashi,Yanagihara (1 9 8 3 年)	PRADS 8 3	E : 渦度分布計測法 船尾縦渦の性質を研究し、船型と縦渦の強さおよび縦渦によって発生する伴流の推定法を説明した
2 1	肥大船船尾流場と縦渦による誘導抵抗（その 1 ）	笠島、田中、鈴木、荻野 (1 9 7 0 年)	船論 第 1 2 8 号 (1 9 7 0 年)	3 隻の肥大船型について伴流分布計測、渦度分布解析、渦抵抗の試算を行った
2 2	試験水槽における船尾近傍乱流場の計測	丸尾 池畠 (1 9 8 2 年)	第 1 4 回 乱流シンポジウム (1 9 8 2 年)	曳航試験水槽で船尾の乱流場計測 E : 船尾流場実験

2.3 推進性能

2.3.1. はじめに

ここで言う推進性能という言葉は、狭い意味に解釈され、自航推進性能（又は効率）の意味であり、抵抗関係は一応除外される。したがって船型改良は主に船尾付近の改良に限定される。船尾付近の流れは、水の粘性の作用が最も強い所であり、理論的な解明が十分には行われていない現状にある。そのため実用的な船型改良の手法は、全て実験的な手法であると言っても過言ではない。しかし、ここでは自航推進性能を規定する相互干渉現象のメカニズムを理論的に扱った文献も将来船型改良に役立つ可能性を持つものとして、本調査の対象とすることにする。実験的方法による船型改良ないしは改良の可能性を追求した文献は、かなりな数になり、調査もれも多いものと思われる。特に外国文献については、わずかしか取り入れていない。ここでは、船尾部に特徴を持つ船型、変形舵、特殊船型等に分けて、文献を調査することにする。全体の分類の項目を箇条書きにすると次の通りである。

- (1) 主に理論的に船体、プロペラ、舵の間の干渉を扱った文献(1～5)
- (2) 設計法、自航試験法、伴流、推進法等を扱った文献(6～13)
- (3) 特殊な船尾部を持つ船型を扱った文献(14～22)
- (4) 船尾部の付加物の効果を扱った文献(23～28)
- (5) 変形舵を扱った文献(29～31)
- (6) 多軸船型を扱った文献(32～37)
- (7) 特殊船型を扱った文献(38～48)

以下、まず文献の要約表を示し、つづいて各項目毎に文献の整理を行い、最後に新研究テーマとその方法に対する提言について述べる。

2.3.2. 推進性能に関する文献要約

各項目別に文献の要約を行い、表2.3.1～表2.3.7に示す。

表2.3.1 主に理論的(船体、プロペラ、舵の間の干渉を扱った文献

番号	論 文 名	著 者	文 献 号	論 文 概 要	手 法 (E : 実験, T : 理論)	評 価 あ る い は 備 考
1	プロペラによる造波の研究	田中拓 足横尾島 幸直 島	関西造船誌 第158 (1975年)	プロペラによって発生する造波抵抗を求め、実験と比較した。またプロペラ取付位置と造波抵抗の関係を求めた	T,E:波形解析法	SR107船型を中心とした、プロペラの波の推進性能に及ぼす影響がわかる。
2	On the optimization of the aft-part of fine hull forms (First~Third Report)	林田 宮田	関 船 誌 他 177 179 181 (1980~1年)	船体表面特異点分布とSink diskを使って自航状態の抵抗計算を行い後半部の最適化を行う。波形表面圧力の計算、実験を多数含む	T:線形造波抵抗 (HSFW)とSink disk	fine shipに限る。tの推定、定性的大小関係の評価に使える。
3	On the Effect of a Rudder on Propulsive Performance	森山	船 論 150号 昭56.1.2 (1981年)	プロペラと舵の干渉を、舵を厚翼として取扱い、舵上の圧力分布、境界層計算を行ない、実験値との比較を行なっている。	E,T:プロペラは渦分布、舵は表面吹出し分布と二重吹出し分布で表現、実験は船研のキャビテーションタンクで実施	・船の流体力学的取扱い方は最も厳密である
4	A Practical Method to Calculate Propul- sive Performance of Ships	中武	九大工紀要 Vol.4.1 No.1 昭56.3 (1981年)	低速船の形状、抵抗性能、伴流分布が分つていいとき、船の推進性能を計算する具体的方法を示している。特に舵の作用が明らかにされている。	T:船体を吹出し分布、プロペラを渦分布、舵を吹出し分布と渦分布で表わし、干渉を考慮しながら自航状態を得る。 ・船形の影響 ・尺度影響 ・大直径プロペラ船 ・船尾形状の変化 についての計算例	
5	推進性能に及ぼす自由表面 の影響	中武 山崎	船 論 152号 昭58.1 (1983年)	船体とプロペラの干渉を、造波の影響を入れて明らかにしている。特に波形抵抗と推力減少率との関係に力点が置かれている。	T:船体を吹出し分布、プロペラを吸込みで表わして波の項を入れて自航状態を得る。	・高速船では波形抵抗が増えないようにプロペラの前後位置を決める。

表 2.3.2 設計法、自航試験法、伴流、推進法を扱った文献

6	船型可分原理による肥大型の新設計法 谷口 中二渡辺恭也 日本造船学会論文集 Vol.1.120 (1966年)	E (1) 良好に設計された Entrance をもつ肥大型の造波抵抗は Entrance のみにより支配される。 (2) 自航要素は Run により支配される。 (3) 船型パラメータにより Form Factor が推算される。	左記結論により、Entrance, Run, Parallel Part と分離して扱う船型計画法を開発。
7	船尾形状を異にする巨大船の尺度影響について 横尾幸一 高橋肇郎 川上善郎 船論 128号 (1970年)	E 4種の巨大船船尾船型を各 8m および 12m 模型によって推進性能を解析した。	伴流分布の相似性について考察されている
8	推進法の差異が推進性能におよぼす影響について、(その1) 1軸、2軸およびオーバーラッピング・プロペラの比較 川上善郎 船研報告 14巻2号 (1977年)	E 9m 模型船を用いて、50万トンタンカの船型を極力同一として標題の各種推進法を詳細に比較した	L = 360m, B = 65.5m 60,000 SHP (85 rpm) を例として、特殊推進法の得失がわかる。
9	推進法の差異が推進性能におよぼす影響について、(その2) タクテド・プロペラ、3軸プロペラおよびコントラローテイティング・プロペラの比較 川上善郎 小久保芳男 柳原健 船研報告 16巻2号 (1979年)	E 第1報、上記(その1)、と船型を極力同一とし、標題の各種推進法を詳細に比較した	(同上)
10	肥大型船尾を持つ回転体の自航試験 菅井信夫 足達宏 船研報告 14巻4号 (1977年)	E 船尾側が肥大化している回転体の船後試験圧力分布計測 船尾側が肥大化している回転体の船後試験を自航要素を解析すると共に圧力分布の計測をした	プロペラ荷重度により自航要素が変化する機構を調べた

11	肥大船尾を持つ回転体の自航試験(その2)	菅井信夫 足達宏之	船研報告 16巻5号 (1979年)	水上船の自航要素を回転没水体の自航要素でシミュレートすることを考察し、自航特性がボテンシャル流れの場で解析できることを示す。	E, T: 船後試験伴流分布計測	自航要素がプロペラ荷重度の関数であることを示し、この問題についてボテンシャル理論の適用性を示す。
12	荷重度変更自航試験システムによる船尾形状変化の性能評価について	上田隆康 足達宏之 菅井信夫 森山文雄	船論 152号 (1982年)	荷重度変更試験システムに用いて荷重度と船体とプロペラの干渉計算を、船尾改良法に応用し、その有効性を示した。また、性能評価法も併せて示した。	E: 荷重度変更法	中速貨物船($L=95m, C_B=0.74$)を例に本法の効果を説明する
13	Experimental studies on Trailing Vortices of Ship	H.Tanaka Y.Kawakami T.Ueda K.Takahashi T.Yanagihara	PRADS 83 (1983年)	船尾縦渦の性質を研究し、船型と縦渦の強さおよび縦渦によって発生する伴流推定法を説明した。	E: 渦度分布計測法	船尾設計に及ぼす縦渦の影響を知ることができる。

表2.3.3 特殊な船尾部を持つ船型を扱った文献

14	The effect of shape of after body on propulsion	Manen J.D. and J.Kamps	Int. shipbuilding Progress Vol 7, No 70 (1960.6年)	数種の船尾形状と推進性能の関係が広範囲な模型実験で調査された。その中で Hogner Stern に関する試験結果は、抵抗が大幅に増加、推進効率は 2 ~ 3 倍悪化伴流は均一化され cavitation は相当減ったが強い tip vortex が見られた。流線鏡測時 air draw 発生(ペラス)状態)	E	(Hogner stern + Nozzle prop.) の組み合せが馬力削減に効果がある。
----	---	------------------------------	---	---	---	---

省エネルギー時代に最適な船舶型	浜田昇 船舶 No.548 (1975年)	プロペラの回転数を下げ、最大の推進効率が狙える船型形状として、船体の中央付近から船尾に向ってトンネルを形成し、かつ形状を単純化している。これにより、吃水の浅いバラスト状態においても船尾の水の流れの悪さが改善され、大直径プロペラを容易に取めることができる。	E : 回流水槽での実験で定性的傾向を掴み大型模型船で、自航試験を実施。 (1) プロペラによる起振力とキャビテーション (2) 後進時の操縦性及び波浪中の保針性 (3) 波浪中のプロペラ・レーシング及びエンジン負荷変動など	下記の点を十分検討する必要あり。 (1) プロペラによる起振力とキャビテーション (2) 後進時の操縦性及び波浪中の保針性 (3) 波浪中のプロペラ・レーシング及びエンジン負荷変動など
15	Great Laker with improved hull-form Lpp=220.7m (L/B=9.55) Lake ship's semi-tunnel stern Engineering International (1980.3年)	10%程度の燃料削減が期待できる。		
16	Study on the Hull Form with "Cattamaran Stern"-Applied to Tanker/Bulk Carrier - B/d=2.7程度の船の船尾をカタマラン船尾とした2軸船と通常の1軸船との性能の比較を行ない、前者者が η_H で20%悪くなるが、 η_o で40%良くなるため結局10%推進効率が向上する。	E : Lpp=1.8m(抵抗、流れ観察伴流分布) Lpp=4m(抵抗、自航) T : ポテンシャル流線	• wing hull の傾きとスクリュー・アーバーチュアの大きさに注意。 • 内まわりプロペラの方が良い。	
17	低回転大直徑プロペラに適した船尾形状の開発 芦立勲 日本鋼管技術報告 No.88 (1981年)	E : 最適なI、Asを見い出すためには、小型模型船による事前の水槽実験が望ましい。	船尾バルブと船尾フィンを組み合わせることで、更に大きな省エネ効果が期待できる。	
18				

	First Model Tests of a Cochlea-Channelled Stern for a Single-Screw-Ship	Tomaso Progress Nr.331 (1982年)	Int.Shipbuild. Progress Vol.3 №11 財団法人防衛技術協会発行 (1983年)	片舷を、船の中央部から端牛の渦巻のような形の溝を作り、伴流を大きく歪ませて、伴流値と分布を改良し、更に大直径プロペラを採用することにより、模型で30%、実船で20%までの馬力節約が出来る。	E : 抵抗、伴流分布、流れの可視化、従来船のデータを用いた比較評価の結果である。 • 非対称性が大きすぎる • 自航試験をやっていない • 尺度影響が不明	• 2軸船についての報告がある (ISP.Nr.258.272) • Vortex Flow Sternは別名
19	省エネ船尾形状 Bulbous Open Stern (紹介記事)	20	防衛技術 Vol.3 №11 財団法人防衛技術協会発行 (1983年)	船体とプロペラの相互干渉に注目して開発されたB.O.スターンは、オープン船尾とバルバス船尾のそれぞれの欠点を補い、長所を生かした船尾形状である。この船尾はあらゆる船型に適用可能で、その燃費節減効果は約4%である。	E,T : 回流水槽における抵抗試験、自航試験、伴流分布計測との実験結果を報告している。 新船型の抵抗が少し増え、船殻効率は大幅に上昇する。	E,T : 回流水槽における抵抗試験、自航試験、伴流分布計測との実験結果を報告している。 新船型の抵抗が少し増え、船殻効率は大幅に上昇する。
21	キール下突出船尾船型の抵抗推進性能	田中(一) 戸田 昭58.3 (1983年)	関船誌 第188号 昭58.3 (1983年)	新しいタイプのキール下突出船尾船型を提案し、その抵抗推進性能の実験結果を報告している。 新船型の抵抗が少し増え、船殻効率は大幅に上昇する。	E : 抵抗、自航試験、伴流分布 キャラビテーション、旋回、耐航性試験	• 実船が更に3隻建造中 • 当船は2程で、ふつうより少し大きい。
22	The Asymmetric Afterbody-Model Tests and Full Scale Experiences	Collatz Int.Symp.onShip Hydro-and Energy Saving. Madrid (1983年)		プロペラ回転と反対方向に回転流れを生ずるよう船尾をヒネつてやると9%まで馬力減少を得た。 実船でも確かめられた。	E : 抵抗、自航試験、伴流分布 キャラビテーション、旋回、耐航性試験	• 実船が更に3隻建造中 • 当船は2程で、ふつうより少し大きい。

非対称船尾バルブが、文献41において取扱われている。

表2.3.4 船尾部の付加物の効果を扱った文献

23	伴流均一化の研究 （伴流均一化の研究）	永松宣雄 （1978年）	関西造船協会誌 第168号 S.53	プロペラの前方に遊転プロペラを置くことになる伴流分布の均一化について調べている。 結果： 1) 均一化が可能である。これに伴い cavitation の軽減が期待できる。 2) 但し所要馬力は増加する。 (実験をした例では約 4 %増加)	E.T 中高速船に適している
24	Resistance reduction by stern-end-bulb (First~Third Report)	宮田他 （1981~2年）	船論 1.48 1.49 1.52	新しいバルブ SEB を開発し実験室及び試運転などで効果を確認した	E : 付加物 SEB 中高速船に適している
25	Characteristic of stern waves generated by ships of simple hull form (Second Report)	土井他 （1982年）	船論 1.51	船尾の Cp カーブの改良と新付加物 Horizontal-Stern-End-Fin 効果考え方	E : 付加物 HSEF 実用設計には難しいが考え方を導入できる
26	各種推進性能向上方式の特徴と性能 （各種推進性能向上方式の特徴と性能）	谷林英毅 武隈克義 （1982年）	三菱重工技報 Vol.19 No.3	船舶の推進馬力の構成、プロペラの理想効率と実際の効率との関係、伴流係数の効果について述べ、低回転大直徑プロペラの効果、付加物（ノズル、リアクションフィン）による推進性能向上効果と船尾形状との関係についてとりまとめている。	E,T : 第2小委員会用データ 低回転大直徑プロペラ ノズルプロペラ 前方ノズル リアクションフィン (プロペラ前方および後方)

27	Energy Saving in Ship Propulsion from Application of Flow Straightening Devices	Luthra	Int.Symp.on Ship Hydro.and Energy Saving Madrid (1983年)	船尾のプロペラ軸より上方に、翼型フィンと半ダクトをつけることにより、流れがプロペラに垂直にはいりやすくなることによつて推進性能の向上を目指す。	E : フィンは貨物船とコンテナ船、ダクトは、貨物船とタンカーについて実験	・半ダクトの方が効きが良い ・Cb の大きな船に有効
28	付加物取り付けによる船舶の総合推進性能の改善	橋本（美）田中（一）鈴木（敏）	開 船 誌 第 188 号 昭 58.3 (1983年)	船尾に wake generator (ネット) や渦減少フィンをつけた船及びキール下突出船尾船の推進性能、プロペラ起振力に及ぼす影響について報告している。	E.T : L _{pp} =1.9 2m の模型船により、回流水槽で予備実験 L _{pp} =4 m の模型船により曳航水槽試験、抵抗・自航性能、伴流分布	

表 2.3.5 変形舵を扱つた文献

29	推進性能から見た舵とプロペラの干渉の効果	田村欣也	三菱重工技報 Vol.14 №6 (1977年)	プロペラの後方に置かれた舵の影響に関する研究の現状を紹介したもので、(1)舵の存在によるプロペラ特性の変化 (2) Reaction Rudderによる性能向上効果 (3) 舵とノズルとの干渉による性能への影響および (4) 2軸タンカ一船型における自航性能につき具体的に述べている。	E, T Reaction Rudder Nozzle Propeller	
30	舵の総合性能の最適化に関する研究（第2報）	乾他	船論 145号 (1979年)	回転体や薄形などの各種のバルブを舵に附加した多数の変形舵の推進性能への寄与を調べ、大幅な造波抵抗低減効果のあるものがあることを明らかにした。	E : 変形舵 trial&error	S E B の原型となつたもの。回転体による自航要素の改善は不完全な状態で止っている。

Additional Thrusting Fin(A.T.Fin) — 第 1 報 原理および開発の要點 —	森 正彦 山崎 権昭 藤野 良亮 太田垣由夫	石川島播磨技報 第 2 卷 第 3 号 (1983 年)	31	船用スクリュープロペラは、翼の原理を応用した効率のよい推進装置ではあるが、その回転に伴って、後方の流体に回転運動のエネルギーを与える。このエネルギーを推進力の仕事に変換すれば、その分は燃料費の節減となる。A.T.Fin は、この点に着目して開発され、238400 DWT タンカーで実用化された。その燃費節減効果は 4~5% である。A.T.Fin の特長は、(1)複雑な船尾流場を避け、プロペラ後流中に配置することによって、比較的精度の高い性能予測ができる。(2)構造が簡単である。(3)新造船のみならず、既就航船にもその航構造次第で採用が可能である。
---	---------------------------------	---------------------------------------	----	---

表 2.3.6 多軸船型を扱った文献

31	船用スクリュープロペラは、翼の原理を応用した効率のよい推進装置ではあるが、その回転に伴って、後方の流体に回転運動のエネルギーを与える。このエネルギーを推進力の仕事に変換すれば、その分は燃料費の節減となる。A.T.Fin は、この点に着目して開発され、238400 DWT タンカーで実用化された。その燃費節減効果は 4~5% である。A.T.Fin の特長は、(1)複雑な船尾流場を避け、プロペラ後流中に配置することによって、比較的精度の高い性能予測ができる。(2)構造が簡単である。(3)新造船のみならず、既就航船にもその航構造次第で採用が可能である。	横尾 幸一 高橋 肇郎 川上 善郎 (1971 年)	船研報告 8巻 2号 (1971年)	E : 船型試験 L _s =360m, B=6.26m, C _B =0.84 による、船尾各種設計例と推進性能の関係
32	バルブ付肥大船型の推進性能に関する研究 — 2 軸船の尺度影響および船尾形状に関する研究	横尾 幸一 高橋 肇郎 川上 善郎 (1973 年)	船研報告 133号 (1973年)	E : 船型試験 1.2m による尺度効果、船尾肥大度、ボッシャング形状などと推進性能の関係を示す
33	超高速 3 軸コンテナ船の推進性能に関する研究	横尾 幸一 他 8 名 (1973 年)	船研報告 133号 (1973年)	E : 船型試験 8 万馬力コンテナ船の開発に関する、長さ 9m、1 軸、2 軸および 3 軸船尾の推進性能を比較した。
34	プロペラの回転方向変化が推進性能におよぼす影響について	横尾 幸一 川上 善郎 (1974 年)	船研報告 11巻 3号 (1974年)	E : 船型試験 C _B =0.847 のタンカーのボスケット角の最適化、C _B =0.56 コンテナ船のボスケットの性能比較

35	多軸コントナ船の船尾形状に関する実験的研究 (副題は備考に記す)	川上善郎 上田隆 石坂原 柳原利文 堀利文	船研報告 15巻6号 (1978年)	長さ300m, $V_s=34.6\text{ kt}$, 約25万馬力の4軸コンテナ船について、各種の船尾軸配置の推進性能を比較した。	E : 船型試験 抵抗成分計測	4軸船尾船における負荷配分、プロペラ配置の最適化を検討した。
36	Twin-skeg stern 船型の推進性能に関する実験的研究 (副題は備考に記す)	川上善郎 柳原利文 堀利文 田中崎 岩	船研報告 18巻6号 (1981年)	長さ240m, 45000 BHP, 20 kt のLNG船について、1軸船、ボッシングおよびtwin-skegの2軸船および3軸船の推進性能の比較をした。	E : 船型試験 抵抗成分計測	(本論文の副題) 幅方向skew位置の変化およびskew間tunnel部の船底の傾斜の変化が推進性能におよぶ影響
37	Performance of Shallow Draft Ships with Multi-Skeg Stern	佐藤和範 平井太 田幸一 横尾一	PRADS' 83 (1983年)	RO/RO船やBULK CARRIERを対象に、超広幅浅水船の船型について、実験的に研究した。Bossing Typeの2軸船型と、2~3軸のSkeg型船型の推進性能を比較した。	E : 水槽試験による推進性能の比較	超広幅船の船首形状としては、在来型のバルブ船型でよい。 船尾形状としては2軸Skeg船型が優れている。

表2.3.7 特殊船型を扱った文献

38	幅広浅吃水船の推進性能とプロペラ起振力への船尾形状およびハイスキュープロペラの影響	齊藤泰夫 増本彰 不村嘉洋 田中	造船学会論文集 第146号 S.54 (1979年)	B/d=3.75, C_b=0.70のgas carrierを対象船にして ①船frame line U型化 ②high skew propeller が推進性能、プロペラ起振力へ及ぼす影響について調査している。 結果：推進性能への影響は①、②のいずれ共に小さい。 ②のプロペラ起振力軽減効果は大きい。	E, T	①のプロペラ起振力軽減効果は程度ではないが、伴流の均一化には効果がある。
----	---	---------------------------	-------------------------------------	--	------	--------------------------------------

39	広幅浅奥水船の水槽試験	山口真裕 角川健 柳原	船研講演集 (第34回) (1979年)	SR171 の広幅浅奥水船の研究を継承して、 $C_B=0.65$ について $L/B = 5.25, 6.0, 4.5$ の場合に広張した。	E : 統計解析法船型試験 C_P カーブ決定法の有効性を示す
40	広幅浅奥水船の水槽試験 (その2)	山口真裕 角川健 柳原	船研講演集 (第36回) (1980年)	前報に続き、 $C_B=0.65, B/d=3.4$ の浅奥水船の L/B を $6.0, 5.25, 4.5$ としたシリーズの船型試験報告。船尾形状を最適化し、船尾は $L/B=4.5$ について2種テストした。	(同上)
41	広幅浅奥水船の水槽試験 (その3)	山口真裕 柳原利文 堀	船研講演集 (第38回) (1981年)	前報に続き、 $L/B=4.5, B/d=3.4$ の浅奥水船について、普通型、船尾バルブを変えたシリーズおよび左右非対称船尾バルブ付模型船の試験報告。	E : 船型試験 左右非対称船尾バルブの効果を示す。
42	広幅浅奥水船型の推進性能に関する研究—2軸船の主要寸法比が推進性能におよぼす影響	川上善郎 柳原利文 堀	船研報告 20巻4号 (1983年)	長さ $240m$, $48,000$ BHP の広幅、浅奥水船型について、各種のボス取付角度と船尾フレームライン形状、主要目変化と推進性能の比較をした。	E : 船型試験 $270m \times 45m \times 12m (d)$ $C_B=0.7$ を基準として詳細な設計資料が構成されている。
43	THE DESIGN OF CATAMARANS	宇野澤 清水	PRADS (TOKYO) (1977年)	日本鋼管(株)における41隻の建造双胴のデータが、試験データとともに紹介されている。双胴船の特徴ならびに、初期計画時の問題点が述べられている。	E : 推進性能、動搖性能等の水槽試験が行なわれている。 又 cross-structure 強度の理論見及び一部試験が実施されている。
44	非対称双胴船の設計法の研究	田中拓 不破健 石坂純 吉野信治 (他2名)	船研報告 16巻4号 (1979年)	双胴船体の外側と内側の流れが異なるので、これを Hess-Smith 法の応用で圧力分布を対称化する方法を述べた。	E, T : Hess-Smith 法の応用 通常型(対称)双胴船の圧力分布が、内、外側で対称化できる。

45	半没水型双胴船の抵抗推進性能について 中井 喜 玉井 浩 正	関西造船協会誌 第185号 S.57 (1982年)	$F_{\pi}=0.74$ の高速半没水型双胴船 (SWATH)について ◦ 抵抗、自航要素 ◦ 船体に働く力及びモーメント ◦ 姿勢制御のための Fin の揚力 ◦ strut 形状 ◦ fin 形状 について調査している。	E, T
46	Some Experimental Study on Hull Forms for New Japanese Antarctic Research Ship	成田 山口 Proc. SNAME ICETECH' 81 OTTAWA (1981年)	新しい南極観測船の水槽試験結果 および碎氷能力の予測値と“ふじ” の実船データからの計算値との比 較などが示されている。	E : 水槽での各種試験の実施。
47	小型帆装タンカーの運航性能 須藤 井上 松本 草川	鋼管技報 (1981年)	機走を中心とした帆装商船の各種水 槽試験、実船試験を実施し、計画・ 設計法の妥当性を確認している。	E, T : 水槽試験、実船試験および予測値の比較が行なわれて られた運航性能を有していること が判明した。
48	半潜水船の推進性能とその試 験法の研究 田中 春子 菅井 信夫 荒井 高橋 桂一	拓論 152号 (1982年)	論文の主題は、半潜水船型の推進 性能試験法であるが、半潜水船で は、プロペラの作用は単に thrust deductionだけでなく、trim, d- ipping にも影響する。	E : 拘束模型による推力変更自 航試験法

2.3.3. 推進性能に関する文献の整理

2.3.2 の文献要約をもとにして、これらの論文の狙いと成果および、内容の評価、問題点、今後の方針についての提言等を次のような表の形にして記述する。

表 2.3.8 干渉の理論的取扱い

表 2.3.9 設 計 法

表 2.3.10 推進法と推進性能

表 2.3.11 自航試験法

表 2.3.12 特殊船尾形状

表 2.3.13 船尾部の付加物

表 2.3.14 変 形 船

表 2.3.15 多 軸 船 型

表 2.3.16 特 殊 船 型

表2.3.8 干渉の理論的取扱い

主 調査項目、狙い(文献番号)	研 究 成 果	問 題 点 、 課 題
自由表面の影響 プロペラによる造波の研究 自航中の波形抵抗変化についての解明 を試みている。使用船型は ore キャリアの実用船型〔1〕	<p>1) プロペラが作る波は、主に荷重度と没水深度に影響され、前進常数の影響は小さい。 2) 肥大船のプラスチックでは、プロペラの波が推進性能にかなりの影響を与えることがある。</p>	<ul style="list-style-type: none"> Sink プロペラモデルによつて大体、自航と曳航時の波形差を表わせるが、船尾波が加わる付近に表わせないような波形も現われる。 自航時の波形抵抗変化と推力減少率とが関係あるのか否か。
推進性能に対する理論研究 吹出しと吸込みを用いて、船体とプロペラの波まで考慮して、相互干渉の解明を試みている。〔5〕	<p>1) プロペラ面での境界条件を取り入れた Sink プロペラモデルによつて、波の作用を説明できる。 2) 自航時の波形抵抗変化は推力減少率 t とはほとんど関係しない 3) t とも有効伴流率も、造波の影響で船速と共に波打つ。</p>	<ul style="list-style-type: none"> プロペラを点 Sink にまで、簡単化しているために、本来得られない結果まで求められているのではないか。
船尾部の最適化 SR138 のコンテナ船のように fine な船の船尾改良〔2〕	<p>船体表面吹出し分布と sink disk を用いて、船の干渉は考えずに、系統的に船型を変えて、最適化を行っている。</p>	<ul style="list-style-type: none"> ボテンシャル流れの他に、粘性流れ、伴流分布、舵の影響等全てを考慮する計算が将来行われるべきだろう。
推進性能の計算	<p>プロペラと舵の干渉問題をほぼ完全に解明している。〔3〕</p> <p>プロペラは渦分布、舵は表面の吹出しと2重吹出しで表現、2次元境界層計算を行っている。実験と比較</p>	<ul style="list-style-type: none"> 舵角を取った場合に拡張できる。 船の伴流中の干渉に拡張できる。 プロペラの上面と下面、左右面で境界層の発達は全く異っていることが分る。

主 题	調査項目、狙い（文献番号）	研 究 成 果	問 題 点 、 課 題
推進性能の計算	船体とプロペラと舵の干渉問題を完全流体の範囲で解明〔4〕 船体は吹出し、プロペラは渦分布、舵を中心面の吹出しと渦分布で表現	1) 干渉問題が數値的に解明されている。 2) 性能上、舵は厚すぎず、アスペクト比は大きい方が良い。 3) プロペラのピッチを変えると性能も変る。 4) 大直径プロペラ船の性能計算にも有効。 5) 舵の計算法に改良が行われていて、この計算法で十分であることが示されている。	○造波の影響が速度に含まれていない。 ○境界層と伴流の計算が行われていない。

表2.3.9 設 計 法

主 题	調査項目、狙い（文献番号）	研 究 成 果	問 題 点 、 課 題
肥大船型の設計法	・船首部、船尾部を分離し、各々を独立して設計する新設計法。〔6〕	1) 良好に設計された entranceを持つ低速肥大船の造波抵抗は、entranceのみによって支配される。 2) 自航要素は run により支配される。 3) 適当な run の船型パラメータにより、Form Factor が充分な精度で推定される。 4) 適用される船型の Fn や Cb の範囲は、 $Fn \leq 0.2$ 、 $Cb \geq 0.8$ である。 5) 従来の十数分の一の研究量で、従来と同等以上の効果を期待 しうる。 6) 満載、バラスト状態の性能和を最良にすることが可能	

主 题	調査項目、狙い(文献番号)	研 究 成 果	問 題 点 、 課 題
肥大船型の設計法	・船尾形状と推進性能、尺度影響〔7〕	<p>1) U型フレームライン、U型スターンバルブ、V型フレームライン(1軸船型)、V型フレームライン(2軸船型)の推進性能が調査され。</p> <p>・U型フレームラインの抵抗は、他の3隻にくらべ大きい。</p> <p>・Form Factor K_{ft}, F_nとともに変化する。U型はV型より大きい。</p> <p>・$\eta R_c 1-t$は比較的尺度影響は小さい。1-WTは、$R_n \rightarrow$大で、減少する。これは中武理論の傾向とも合う。</p> <p>・船尾形状の特性を $l_m/\Delta p \cdot l_m$ はプロペラと船体の平均距離、D_p・プロペラ直径、で整理すると、Wはある程度 l_m/D_p で表現することができます。</p>	1) 合理的な船尾形状の表現法の検討が必要。
船尾形状と船尾縦渦	・縦渦のコントロールアクター〔13〕	<p>1) 縦渦は、SS1 $1/2$ のBilge の半径と強い相関をもつ</p> <p>2) 発生する縦渦の強さを求めるDiagramも提案 (図2.3.1参照)</p> <p>3) 縦渦が発生した際の伴流推定法</p>	表2.3.10 推進法と推進性能

主 题	調査項目、狙い(文献番号)	研 究 成 果	問 題 点 、 課 題																																																
推進法の差異が推進性能に及ぼす影響	<p>・対象船($3.60m \times 6.55m \times 2.65m \times 0.823$)</p> <p>〔12種類の推進方法を採用した場合の性能変化〔8〕〕</p>	<table border="1"> <thead> <tr> <th>L</th> <th>B</th> <th>d</th> <th>C_b</th> <th>推 進 方 法</th> <th>DHP(Full, $F_n=0.16$)</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>1軸船(V型船尾)</td><td></td><td></td><td></td><td>86.900</td><td>p s</td> <td>100%</td> </tr> <tr> <td>" (" ダクト付)</td><td></td><td></td><td></td><td>90.300</td><td></td><td>104</td> </tr> <tr> <td>" (U型船尾)</td><td></td><td></td><td></td><td>82.100</td><td></td><td>94.4</td> </tr> <tr> <td>" (" ダクト付)</td><td></td><td></td><td></td><td>84.800</td><td></td><td>97.6</td> </tr> <tr> <td>2軸船(外回り)</td><td></td><td></td><td></td><td>87.460</td><td></td><td>101</td> </tr> <tr> <td>" (内回り)</td><td></td><td></td><td></td><td>80.100</td><td></td><td>92.2</td> </tr> </tbody> </table>	L	B	d	C_b	推 進 方 法	DHP(Full, $F_n=0.16$)	1軸船(V型船尾)				86.900	p s	100%	" (" ダクト付)				90.300		104	" (U型船尾)				82.100		94.4	" (" ダクト付)				84.800		97.6	2軸船(外回り)				87.460		101	" (内回り)				80.100		92.2	<p>1) 2重反転プロペラの設計手法は検討が必要。</p> <p>2) オーバラッププロペラ、2重反転プロペラでは、1-Wの尺度影響が不明。</p>
L	B	d	C_b	推 進 方 法	DHP(Full, $F_n=0.16$)																																														
1軸船(V型船尾)				86.900	p s	100%																																													
" (" ダクト付)				90.300		104																																													
" (U型船尾)				82.100		94.4																																													
" (" ダクト付)				84.800		97.6																																													
2軸船(外回り)				87.460		101																																													
" (内回り)				80.100		92.2																																													

主 题	調査項目、狙い(文献番号)	研 究 成 果	問 題 点 、 課 題
主 题	調査項目、狙い(文献番号)	研 究 方 法	DHP($F_{u11}, F_n = 0.16$)
		オーバーラッププロペラ(0%O.L.)	82,000 94.4
		" (15%O.L.)	83,100 95.6
		" (35%O.L.)	84,100 96.8
3軸船(Wing外回り)		84,200 96.8	
" (" 内回り)		79,100 91.0	
2重反転プロペラ		89,700 103	

表2.3.11 自航試験法

主 题	調査項目、狙い(文献番号)	研 究 成 果	問 題 点 、 課 題
肥大船尾をもつ回転体の自航試験	<ul style="list-style-type: none"> ・単純化したモデル(回転体)で、実際の船型の自航性能の推定の可能性〔10,11〕 	<ol style="list-style-type: none"> 1) 肥大船尾の回転没水体により、自航要素の基礎的性質を調べることが可能。 2) 伴流がプロペラ荷重度により、大きく変化することがある。 3) 肥大船尾の場合、effective wakeの推定に誤差を生じやすい。 <ul style="list-style-type: none"> ・荷重度変更自航試験システム〔12〕 	<ol style="list-style-type: none"> 1) 肥大船尾の回転没水体により、自航要素の基礎的性質を調べることが可能。 2) 伴流がプロペラ荷重度により、大きく変化することがある。 3) 肥大船尾の場合、effective wakeの推定に誤差を生じやすい。 4) 自航性能(主として、推力減少率)をプロペラ荷重度を用いて、表現しようとするものであるが、一連の実験によって、その妥当性が示された。

表 2.3.12 特殊船尾形状

	名 称	特長・狙い(文献番号)	対象船	効 果	問 題 点、課 題
(図 2.3.2 参照)	やや U 型 極端な V 型 " U 型 ホグナースターン ダクト付 U 型 上下に配置されたダクト付 U 型 2 軸船型	(14)	30 型タンカー " " " " "	Full Ballast DHP EHP DHP DHP 100% 100% 100% 100% 100% 9.7 1.06~1.03 1.02~1.01 1.03 1.07 1.02 10.3 1.08 1.03 1.01 1.07 1.02 10.3 1.06 1.14 1.05 9.7 1.06 10.0 1.06 1.14 1.05 9.7 1.06	判定 ○ × ○ ○ ○ △ - - - ○ ○ ○ △ △ △
			(注)	× : 推奨出来ない △ : いくらかのメリットあり ○ : 普通 ◎ : 良好	
(図 2.3.3 参照)	タンネル式船尾	(15)	7,400 DWT B/C	1.2 % の馬力削減が期待できる。	1) 起振力、キャビテーション 2) 後進時の操縦性能、 追波中の保針性能 3) 波浪中のプロペラレーシ ングおよびエンジン負 荷変動
(図 2.3.4 参照)	Semi Tunnel 船尾船型	(16)	30,000 型 B/C	1.0 % の燃費削減	
(図 2.3.5 参照)	双船尾船型	(17)	1) 55,000 型 B/C 2) 130,000 型 B/C	1.3~1.4 % の燃費削減	1) 模型、実船の相關 2) 操縦性の予測 3) Wing Hull 間の波 浪衝撃圧の予測

	名 称	特 長 • 狙 い	対 象 船	効 果	問 題 点 、 課 題
(図 2.3.6 参照)	フィン付スター ンバルブ船型	[18] 1) 大直径プロペラ装備による推進効率の向上 2) バラスト状態でのプロペラ没水率の確保	6 0,000 型 B/C	9 % の馬力削減	1) キャビティーション及びプロペラ起振力 2) 急速停止性能
(図 2.3.7 参照)	カタツミリ状船尾	[19] 1) 船尾の境界層を船底から巻き上げ、又流プロペラディスクに集中させる。又流れに回転を与える。	3 8 型 B/C	模型で 30 % 、実船で 20 % の馬力削減	1) 有効伴流分布の計測 2) 模型・実船の相關
(図 2.3.8 参照)	I H I バルブ船尾 オープントラップ船尾	[20] 1) プロペラ軸中心線から上方はオープン船尾のようにて、スクリューアーバーナー部が広く、前方クリアランスは $D_p/2$ より大きい 2) プロペラ軸中心線から下方はバルブ船尾のようにならんでいる。	3 0 型 B/C	1) 4 % の馬力削減 2) キャビティーション性能、S.F. の改善	
(図 2.3.9 参照)	キール下突出船尾 船型	[21] 1) ベースラインの下方へ船体を突出させることにより、プロペラ円下半部に伴流をつける。又プロペラ上半面の伴流を小さくすることも可能。 2) 縦溝の位置、強さをコントロールする肋骨線形状の設計が可能。 3) プロペラ位置が下げられるので大直径プロペラの採用に有利。	通常肥大タンカー	η_H は 20 % 増、抵抗は 2 ~ 3 % 増	

	名 称	特 長 • 狙 い	対 象 船	効 果	果	問 題 点 、 課 題															
(図2.3.10参照)	非対称船尾船型	[2.2]	<p>1) 2軸あるいは、多軸船型ではプロペラの回転方向が、推進性能に大きく影響することが知られている。これは船体、あるいは、Appendage から発生する渦等の影響で、プロペラへの流れが、回転しているためと考えられる。</p> <p>2) 対称船尾船型では通常プロペラ左舷上方が剥離するので、この部分の水線面の傾斜を緩め、流れをスムーズにする。逆に右舷上方では、傾斜は急になり、プロペラ翼への流れの迎角は大きくなる。</p> <p>3) プロペラへのPre-rotationがあることにより、プロペラ後流のエネルギーが減少する。左舷ではV型、右舷ではスターシバルブ状となり、伴流の均一化を考慮している。</p>	<table border="1"> <thead> <tr> <th>船 の 種 類</th> <th>馬 力</th> <th>削 減 率</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>コンテナ船</td> <td>Full</td> <td>Ballast</td> </tr> <tr> <td>タンカー</td> <td>7 ~ 9 %</td> <td>4 ~ 6 %</td> </tr> <tr> <td>カーゴライナ</td> <td>4 %</td> <td>2 %</td> </tr> <tr> <td></td> <td>6 %</td> <td>5 %</td> </tr> </tbody> </table> <p>(注)</p> <ul style="list-style-type: none"> 操縦性は2°程度の当て舵が必要だが、推進性能では、影響しない Bulbous Bow型にくらべ、波浪中の抵抗増加も少い。 	船 の 種 類	馬 力	削 減 率	コンテナ船	Full	Ballast	タンカー	7 ~ 9 %	4 ~ 6 %	カーゴライナ	4 %	2 %		6 %	5 %	<p>1) 充分な効果は認められたが、流体力学的には、その原因が解明されているとはいがたい。これを明確にするには、例えば、$L_D V$ を用いてプロペラ作動時の、プロペラ前方流場の計測が必要と思われる。</p> <p>2) このような船型の設計、最適化には通常船以上に、理論の援用が重要と考えられる。</p>	
船 の 種 類	馬 力	削 減 率																			
コンテナ船	Full	Ballast																			
タンカー	7 ~ 9 %	4 ~ 6 %																			
カーゴライナ	4 %	2 %																			
	6 %	5 %																			

表2.3.13 船 尾 部 の 付 加 物

名 称	調査項目、狙い(文献番号)	研 究 成 果	問 題 点 、 課 題
遊転プロペラ	遊転プロペラを図2.3.11のよう[付けて]伴流分布の均一化をはかる〔23〕	<p>1) 動力なしで、プロペラ全面にわたる、かなりの均一化が達成されている。</p> <p>2) キャビテーションの減少</p> <p>3) 変動圧とbearing force, エロージョンが軽減</p>	<p>○馬力は約4%増加した。</p> <p>○推進性能を向上させることが必要である。</p>
スターシェンドバルブ (SEB)	図2.3.12のようにSEBを取りつけた、全抵抗の軽減を狙っている〔24〕	<p>1) 波抵抗が約20%減少、馬力が60%減少。</p> <p>2) SEBは非線形な船尾波を弱める効果をもつ。</p> <p>3) 寸法が大きい程SEBは効果的</p> <p>4) 波中の性能と操縦性とも問題なし</p> <p>5) 実船でも有効であった。7.2%の馬力節減</p>	<p>○もつと装備されないのは何故か、</p> <p>○荒天時は格納した方がよいのではないか。</p>

名 称	調査項目、狙い(文献番号)	研 究 成 果	問 題 点 、 課 題
水平船尾端フィン (HSEF)	図2.3.13のような水平フィンを船尾端にとりつけて、波抵抗の軽減を狙う〔25〕	1)・非線型な船尾波を減少させる効果がある。 2) 水面上にフィンをつけた方が効果的で、波抵抗も減少する。	。荒天時は、フィンに大きさを垂直力が働くので、湖か内航船向き。
リアクションフィン (コントラ プロペラ)	図2.3.14のようなフィンをプロペラ前方又は後方につけ、性能向上をはかる。 プロペラ回転流と反対方向に回転流を生じるようにつける〔26〕	1) ふつうプロペラ、ノズルプロペラ、TVFプロペラ、リアクションフィンを肥大船($C_b=0.835\sim0.842$)につけて、テストした結果、リアクションフィンが安定した馬力節減を示す。	。船型によって、結果が変ることも考えられる。
エアロフオイルフィンと (AF) インテグレーティッドハーフダクト(1HD)	図2.3.15のようにAFと1HDをとりつけて、流れを直線化し均一化して、性能向上を狙う。〔27〕	① 貨物船($C_b=0.698$)、⑤タンカー($C_b=0.850$)、⑥コンテナ船($C_b=0.626$)に、AFと1HDをつけてテストした。 1) AFについては ②では 6° の角で $5\sim6\%$ の馬力減、⑦では 6° で左舷のみつけで、 2% の馬力減がえられた。 2) 1HDについては、 $5\sim7^{\circ}$ でとりつけ ⑧では 6% ⑨では 10% の馬力減を得ている。⑩についてはテスト中である。	。片舷だけにするか、傾き角と位置はどう取るか等、多くのヴァリエーションがある。
ウェイクゼネレイタ(WG) と 船 尾 フ ィ ン と キ ル 下 突 出 船 尾 (UKS)	図2.3.16のようすに、WGとしてネットをはりつけて、伴流を増す方法と、フィンをつけてビルジ渦を減少させる方法、さらにUKSについても研究している。〔28〕	1) WG(ネット)は、ビルジ渦等を増さないように注意して使用すれば、性能向上と伴流の均一化に効果。 2) フィンは、抵抗をへらし性能向上させる一方、フィンの後流のために、伴流の不均一性が強まつた。 3) UKSはプロペラ面下部の伴流を増加させる。今回は、形が大きすぎたようだ。	。伴流を増すこととは、一方では船体の粘性抵抗を増すことにつながる。伴流だけ増すようなものは?
プロペラ直後固定翼	図2.3.17のようすにプロペラの直後に固定翼をつけて、その推力成分を利用しようとするもの。(池畠、関西188)	1) プロペラ単独で最大5%の効率向上 2) 6mタンカーで17%の推進性能向上 3) 216mの実船換算で10~12%の性能向上 4) 推力減少率が大きく減少している。	。船が装備されると、固定翼のため回転流が小さくなつてるので、船の抗力が増えて、ゲインが少くなるかもしれない。

表 2.3.14 変形船

名 称	調査項目、狙い(文献番号)	研 究 成 果	問 題 点 、 課 題
反動船	船の流体力学的作用と反動船について 研究の現状紹介〔29〕 (図2.3.18参照) 〔30〕	1) 反動船によって推力成分が出来るため、ふつうの船に比べて2～3%性能が向上する。 2) 船の作用は、やせた船と肥った船では異っているようだ 3) ノズルプロペラと船、2軸プロペラと船の干渉についての経験的結果が述べられている。	。反動船の利点については、〔4〕 でも3%の向上が得られている。 。船の作用が船型によつて異なる点は伴流分布の変化によるものだろう。
変形船(R-N, R-D)	図2.3.19のような変形船が抵抗推進性能に及ぼす影響を研究している。 〔30〕	1) 船尾端バルブは抵抗を減らす。 2) R-Dは推進効率を向上させている。 3) R-Nも有効であり、SEBの原型となつた。	。R-Nも有望だが、この発展は図られていない。
A.T.Fin (Additional thrusting Fin)	図2.3.20のような、Finを船につけて性能向上をはかる。〔31〕	1) これによつて燃料消費量を4～5%節減できる。 2) A.T.Finの原理と位置、角度、断面、枚数についての考察がある。	。Finの付加物としての抵抗増加と推力成分との差が問題となる。 。荒天で格納するようにならないか。

表 2.3.15 多軸船型

船 型	調査項目、狙い(文献番号)	研 究 成 果	問 題 点 、 課 題
2軸肥大船 $L = 360m \times 62.7m \times 20.5m \times 0.84$	○尺度影響 ○船尾肥大度(C_{pa}) ○船尾肋骨線形状(原型、U型、V型) ○ボッシング形状 ○ボッシング取付角度と推進性能 ○ $CB, L/B$ および B/d 変化 ○ 1_{cb} 変化とプロペラ回転方向 〔32, 34〕	1) 9m、12mの模型船を用いて、 R_n を $0.8 \sim 2.7 \times 10^7$ の範囲で変化させ、試験を実施した。フォームファクタ k および η_R の変化は少い。 2) c_{pa} (0.78, 0.80, 0.81)による、 η_R 、自航要素の変化が調べられた。 3) 肋骨線形状変化では、総合的には、原型又はUが有利。 4) ボッシング形状及びプロペラ回転方向により、 $1-w_r, 1-t$ は数% (4～10%) 変わる。 5) ボッシング取付角 $20^\circ \sim 30^\circ$: 内回りが良い 45° : 内回り、外回りで大差なし 60° 近傍 : 外回りが良い	

船型	調査項目、狙い(文献番号)	研究成績	問題点、課題
	6) C_B (0.82, 0.84, 0.86), L/B (5.5, 6.0, 6.5), l/b (-1.58%,-2.58%, -3.58%)が推進性能に及ぼす影響が調査された。		
2軸コントナーボルト回転方向 $L/B = D/c_b = 8 \times 3.3 \times 0.56$	<ul style="list-style-type: none"> • c_b, L/Bおよびプロペラ回転方向 • ポッシングとプラケットの比較 • ポッシング取付角とプロペラ回転方向 <p>[34]</p>	<p>1) $\theta_b = 0 \sim 20^\circ$ 内回りが良い 3.0° 近傍 内回り～外回り 3.5° 以上 外回りが良い</p> <p>2) c_b (0.52, 0.56, 0.60), L/B (7.0, 9.0) の推進性能ならびに、プロペラ回転方向に及ぼす影響が調査された。試験範囲内では、船体主要目を変化させても、プロペラ回転方向の差が推進性能におよばず影響の仕方は変らず、内回りプロペラの方が、外回りプロペラにくらべると、よい結果を示した。</p> <p>3) ポッシングとストラットで、プロペラ回転方向の推進性能に及ぼす影響の相異が調べられた。ポッシング、ストラットといづれの場合も、プロペラが内回りの方が、性能が良いが、内回りと外回りの差はボンディングタイプの方が大きい。</p>	<p>1) プロペラ起振力、キャビテーション 2) 理論的探求</p>
3軸コントナーボルト回転方向 $L/B/d = c_b = 252m \times 32.2m \times 11m \times 0.575$	<ul style="list-style-type: none"> • 1軸、2軸及び3軸の比較 • プロペラ回転方向 • 船体付加物の尺度影響 <p>[33]</p>	<p>1) r_R は、1軸<2軸<3軸の順にある。実船馬力についても、同じ順序になつた。</p> <p>2) (内回り)馬力/(外回り)馬力 = 0.94</p> <p>3) 実船速力試験の結果は、模型試験の結果から、実船に換算された馬力曲線にはほぼ一致しており、両者の対応は良好であった。</p> <p>4) 船体付加物の抵抗は、尺度影響を受けると考えた方が良く、付加物抵抗を分離した外挿法による推定値が、実船試験の結果とよく一致した。</p>	

船型	調査項目、狙い(文献番号)	研究実験成績	問題点、課題														
多軸コンテナ船 $L_{30.0m} \times B_{40m} \times d_{12m} \times c_b_{0.570}$	<ul style="list-style-type: none"> 4軸船船尾形状(原型、U型およびV型)の比較 通常3軸船及び中央軸を2重反転プロペラを装着した船型との比較。 (3.5) 	<ul style="list-style-type: none"> 抵抗は原型に対し、U型船尾では10%減少した。V型船尾は、あまり差はない。 軸支持部の抵抗は、全抵抗の20%に達する。 3軸船の推進性能は、4軸船よりや良好である。 2重反転プロペラ装着3軸船は、もとよりすぐれた性能を示した。 $V_s = 34.6 \text{ kts}$の所要馬力は、 <table> <tr> <td>4軸(U型船尾)</td> <td>235,000 ps</td> <td>100%</td> </tr> <tr> <td>3軸</td> <td>222,000 ps</td> <td>94%</td> </tr> <tr> <td>2重反転プロペラ(センター)</td> <td>218,000 ps</td> <td>93%</td> </tr> </table> 	4軸(U型船尾)	235,000 ps	100%	3軸	222,000 ps	94%	2重反転プロペラ(センター)	218,000 ps	93%						
4軸(U型船尾)	235,000 ps	100%															
3軸	222,000 ps	94%															
2重反転プロペラ(センター)	218,000 ps	93%															
双船尾船型(LNGC) $L_{270m} \times B_{45m} \times d_{12m} \times c_b_{0.7}$	<ul style="list-style-type: none"> 1軸船型、2軸ボッシング型、2軸双船尾船型、3軸船型の性能比較 双船尾船型の skeg巾方向位置の推進性能に及ぼす影響 <ul style="list-style-type: none"> " のタンネルトップ線と、ベースラインの支点($SS1 \frac{1}{4}$, $1 \frac{1}{2}$, $2, 2 \frac{1}{2}$)は、前方に移るにしたがって抵抗値は減少する。推進効率は、大巾な変化は、認められない。 2軸船の場合、ボッシング型、双船尾船型のいづれも、プロペラ回転は、内回りが良い結果を示す。 3軸船でも、Wing propellerが内回りの方が良い。 Triple skeg船との比較 (3.6, 3.7) 	<ol style="list-style-type: none"> 1軸船、ボッシング型2軸船および双船尾船型は、抵抗上大差がなかった。 Skeg巾方向位置(15%, 20%, 30%)は、小さい程低い抵抗値を示す。又伴流率、推進効率も向上する。 タンネルトップ線と、ベースラインの支点($SS1 \frac{1}{4}$, $1 \frac{1}{2}$, $2, 2 \frac{1}{2}$)は、前方に移るにしたがって抵抗値は減少する。推進効率は、大巾な変化は、認められない。 2軸船の場合、ボッシング型、双船尾船型のいづれも、プロペラ回転は、内回りが良い結果を示す。 3軸船でも、Wing propellerが内回りの方が良い。 $V_s = 20.0 \text{ kts}$ (Full Load) の馬力を比べると <table> <thead> <tr> <th></th> <th>1 軸</th> <th>2 軸ボッシング型</th> <th>双船尾</th> <th>3 軸</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>EHP</td> <td>25,480 ps / 100%</td> <td>102%</td> <td>104%</td> <td>99%</td> </tr> <tr> <td>SHP</td> <td>38,400 ps / 100%</td> <td>98.5%</td> <td>89.7%</td> <td>96.6%</td> </tr> </tbody> </table> <p>7) 伴流分布は、双船尾船型は、ボッシング型にくらべ均一化の方向にある。</p> <p>8) 双船尾船型より優れた Triple skeg船型を設計することは難かしい。</p>		1 軸	2 軸ボッシング型	双船尾	3 軸	EHP	25,480 ps / 100%	102%	104%	99%	SHP	38,400 ps / 100%	98.5%	89.7%	96.6%
	1 軸	2 軸ボッシング型	双船尾	3 軸													
EHP	25,480 ps / 100%	102%	104%	99%													
SHP	38,400 ps / 100%	98.5%	89.7%	96.6%													

表2.3.16 特殊船型

船型	調査項目、狙い(文献番号)	研究 成 果	問題点、課題
1 軸 広巾浅吃水船 $L_{pp} = 270.0m \times 45.0m \times 12.0m \times c_b = 0.70$	<ul style="list-style-type: none"> 起振力低減対策 〔38〕 主要目シリーズ試験 ($L/B=6, 5.2, 4.5; B/d=3.4, c_b=0.65$) ならびに、スター・バルブ、非対称船尾形状の試験 〔39, 40, 41〕 	<ol style="list-style-type: none"> 船尾フレームラインをU型とし、伴流を均一化した。起振力低減の効果がある。 60°ならびに90°skew propeller の採用により、起振力は大巾に減少した。 フレームラインのU型化、high skew propeller の採用のいづれも、推進性能に及ぼす影響はすくない。 造波係数 c_w' を $c_w' = \frac{rw}{\frac{c_w^2}{\pi} \cdot (\frac{1}{c_b} \cdot \frac{B}{L} \cdot \frac{B}{d})^{2/3} \cdot (1 - e^{-kod})^2}$ $k_o = \frac{g}{v^2}, \quad rw = \frac{Rw}{\rho V^2 \sqrt[3]{3}}$ <p>で定義すれば、L/Bの変化によらず、$c_w' \sim F_n$ の関係は、1つの曲線に纏まることが示された。波形計測から求められた r_{wp} を用いた波形造波係数 $c_w p$ についても同様の結果が得られている。</p> <ol style="list-style-type: none"> L/Bの変化に対し、k_R、$1-t$は余り変らず、$1-w_T$は直線的に変化する。 スタンハルブ船型は、Form Factorが大きくなり、推進性能も1~4%劣化する。 非対称船尾船型は、性能は大巾に変化し、原型よりも悪化。 非対称船尾船型の性能劣化の原因を明らかにするために、流場計測、船尾波形計測などの詳細な検討が必要。 	<ol style="list-style-type: none"> 自航試験時の計測による結論であり、キャビテーションの影響を考慮する必要がある。 軽荷状態のForm Factor kと造波抵抗の推定が重要課題。
2 軸 広巾浅吃水船 $L_{pp} = 270.0m \times 45.0m \times 12.0m \times c_b = 0.70$	<ul style="list-style-type: none"> ボッシンク取付角度 ($5^\circ, 30^\circ, 55^\circ, 80^\circ$) 船尾フレームライン形状 (1軸船型、2軸船型) L/Bシリーズ試験 ($L/B=5, 6, 7$) 	<ol style="list-style-type: none"> r_Rはボッシンク取付角度 55°で最小となる。推進効率は、30°内回りが最も良い結果を示す 2軸船尾(Buttock Line Flow 船型)は、1軸船尾に比べ、r_Rは8~10%減少する。推進効率は、ほとんど変わらない。 	

船型	調査項目、狙い(文献番号)	研究実験成績	問題点、課題																																																																	
双胴船 〔42〕	<ul style="list-style-type: none"> • cb:シリーズ試験 (cb=0.65, 0.70, 0.75) (B/d=4.50, 3.75, 3.00) • B/d " " (cb=-0.007%, -0.03%, +0.93%) • lcb " " (lcb=-0.007%, -0.03%, +0.93%) 	<p>3) 主要目変化と、性能要素の関係</p> <table border="1"> <thead> <tr> <th>L/E</th> <th>K</th> <th>η_R</th> <th>η_R'</th> <th>1-w</th> </tr> <tr> <th>KF.</th> <th>KB.</th> <th>1-t</th> <th></th> <th></th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>5</td> <td>0.24</td> <td>0.25</td> <td>+10%</td> <td>↑ 大巾に減少する</td> </tr> <tr> <td>6</td> <td>0.18</td> <td>0.20</td> <td>+8%</td> <td></td> </tr> <tr> <td>7</td> <td>0.17</td> <td>0.18</td> <td></td> <td></td> </tr> </tbody> </table> <table border="1"> <thead> <tr> <th>B/d</th> <th></th> <th></th> <th></th> <th></th> </tr> <tr> <th>4.5</th> <th>0.17</th> <th>0.19</th> <th>↑ 増加する</th> <th>↑ 增加する</th> </tr> <tr> <th>3.75</th> <th>0.18</th> <th>0.20</th> <th></th> <th></th> </tr> <tr> <th>3.00</th> <th>0.19</th> <th>0.21</th> <th></th> <th></th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>lcb</td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>-0.007%</td> <td>0.18</td> <td>0.20</td> <td>↑ 0</td> <td>↑ 增加する</td> </tr> <tr> <td>-0.836%</td> <td>0.18</td> <td>0.20</td> <td>↓ +1%</td> <td></td> </tr> <tr> <td>+0.993%</td> <td>0.19</td> <td>0.21</td> <td></td> <td></td> </tr> </tbody> </table> <p>4) cbはL/Bとよく似た傾向を示す。</p>	L/E	K	η_R	η_R'	1-w	KF.	KB.	1-t			5	0.24	0.25	+10%	↑ 大巾に減少する	6	0.18	0.20	+8%		7	0.17	0.18			B/d					4.5	0.17	0.19	↑ 増加する	↑ 增加する	3.75	0.18	0.20			3.00	0.19	0.21			lcb					-0.007%	0.18	0.20	↑ 0	↑ 增加する	-0.836%	0.18	0.20	↓ +1%		+0.993%	0.19	0.21			<p>1) 主要目シリーズ試験を行いう場合、各項目に対し、船型が最適化されることが望ましいが、いろいろな制約から、実現が難かしい。</p>
L/E	K	η_R	η_R'	1-w																																																																
KF.	KB.	1-t																																																																		
5	0.24	0.25	+10%	↑ 大巾に減少する																																																																
6	0.18	0.20	+8%																																																																	
7	0.17	0.18																																																																		
B/d																																																																				
4.5	0.17	0.19	↑ 増加する	↑ 增加する																																																																
3.75	0.18	0.20																																																																		
3.00	0.19	0.21																																																																		
lcb																																																																				
-0.007%	0.18	0.20	↑ 0	↑ 增加する																																																																
-0.836%	0.18	0.20	↓ +1%																																																																	
+0.993%	0.19	0.21																																																																		
双胴船	・基本計画、設計 〔43〕	<p>1) 双胴船は、広い甲板面積をもつことから、S.F. ≥ 20 以上のcargo shipに適当と考えられる。例えば、Passenger Boats, car Ferry, Fire Boat等</p> <p>2) L/B=1.9~3.1を常用する。Lは1軸船にくらべ2~30%減</p> <p>3) 最大巾Bは造波抵抗、動揺周期、cross structureの強度等を考慮して決定する。</p> <p>4) 双胴船は浸水面積が大きいため、摩擦抵抗が大きく、低速では1軸船にくらべ、抵抗が大きい。service speedはFn=0.32~0.38附近が望ましい。</p> <p>5) cb=0.50~0.55, cp=0.58~0.64, lcb=1~2% Lpp aft, AFP/Ax(バルブササイズ)=0.07~0.1の範囲で選択すれば、性能は良好である。</p> <p>6) 実船馬力推定は、二次元外挿法が有効である。</p> <p>7) 他のDemi Hullの影響により、Demi HullのBottomを回る流れは、外側から内側へのcross flowが生じinduced dragの原因となっている。ビルジキール、フィン等を装着する場合は、この流れの方向を考慮すべきである。</p> <p>8) Wave impact on cross structure</p>																																																																		

船型	調査項目、狙い(文献番号)	研究成績	問題点、課題
• Demi Hull(单胴)内外側流場の均一化 〔44〕	<ul style="list-style-type: none"> • deck wetness on fore deck • slamming on fore foot • propeller racing <p>等は、最初にチェックする必要がある。</p> <p>9) Demi Hull の内外側の流場を均一化する設計法が開発され、計算と試験結果の比較が行なわれた。</p>	<ul style="list-style-type: none"> • deck wetness on fore deck • slamming on fore foot • propeller racing <p>等は、最初にチェックする必要がある。</p> <p>9) Demi Hull の内外側の流場を均一化する設計法が開発され、計算と試験結果の比較が行なわれた。</p>	<p>1) $F_n=0$として計算を行つたが、さらに精度を高めるには自由表面の影響を入れた計算手法の開発が必要。</p>
半没水型双胴船 (SWATH) 〔45〕	<ul style="list-style-type: none"> • SWATHの抵抗推進性能、フィンの揚力特性 <p>SWATH の新しい水槽試験法、即ち</p> <ol style="list-style-type: none"> 1) 拘束模型船による曳航試験 2) 推力変更自航試験 <p>を提案 〔48〕</p>	<p>1) 剰余抵抗の実験値は、even keelの場合、計算値との一致はよい。吃水及びトリムを変化させても、値はほとんど変化しない。造波抵抗の主要部は、$F_n=0.4$より低速では、ストラット成分が、逆にそれより、高速では、ロワーハル成分が占める。</p> <p>2) 主船体には、沈下力が働き、$F_n=0.45$より低速では、頭下げモーメントが、又それより高速では頭上げモーメントが働く。</p> <p>3) 自航要素は、吃水やフィン角度変化に対し、あまり変化しない。$1-w/F_n$によってかなり変化する。</p> <p>4) 胴体付フィンの揚力傾斜は、実験式に適当なアスペクト比をとれば、良い近似が得られる。フィン揚力と、胴体揚力の相関は、Slender body theory の結果とよく一致する。</p> <p>5) 高速域の航走姿勢の変化の大きい速度範囲で、自航試験データから、抵抗値を算出することができる。</p> <p>6) 大型の SWATH では、在来より、浅吃水で航走することにより、$F_n=0.3 \sim 0.38$の低速では、30%程度の省エネ効果があつた。(ストラット抵抗の減少)</p>	<p>2) Active Fin の自由航走模型試験により、姿勢制御を行いながらの試験。</p>
碎氷船 (南極観測船) 〔46〕	<ul style="list-style-type: none"> • 碎氷船船首形状の開発 • 3軸碎氷船の船尾形状の開発 • 実船碎氷馬力の推定と実績値との比較 • 水海水槽試験法の検討 	<ul style="list-style-type: none"> • 碎氷船船首形状の開発 • 3軸碎氷船の船尾形状の開発 • 実船碎氷馬力の推定と実績値との比較 • 水海水槽試験法の検討 	<p>1) 図2.3.2.1に示す4種類の Bow Form の碎氷抵抗模型試験が行なわれ、C,Dが良好な性能を示した。総合的にはCがベストと判断された。</p> <p>2) 実船碎氷馬力推定が行われ、実績との比較が行なわれた。</p> <p>3) 抵抗、自航試験法を結びつけた、新しい試験法を提案</p> <p>4) 3軸船尾形状が開発された。</p>

船型 帆装ダッシュカーラー	調査項目、狙い(文献番号) • 699総トンシップ型の帆タンカーの 1) 帆推力による馬力利得 2) 復原性能 3) 耐航性能 4) 操縦性能 〔47〕	研究 1) 基本計画・設計時の性能が、水槽試験等により確認された。	問題点、課題
------------------	--	--------------------------------------	--------

2.3.4. 新研究テーマとその方法に対する提言

各項目別に今後の研究の方向についての提言を述べる。

2.3.4.1 船体・プロペラ及び舵の間の干渉の理論的取扱い

第1段階として、〔4〕の計算法と境界層、伴流の計算法を組合わせて、推進性能を数値計算のみによって求める。

第2段階として、造波の影響まで入れた性能計算を行う。

2.3.4.2 設計法・自航試験法・伴流及び推進法

設計に活用出来る有効な成果が多いが、SRの新研究テーマとして、取りあげるには、難かしい。

2.3.4.3 特殊な船尾部を持つ船型

ここに紹介されている船型の中では、非対称船尾船型が、有力な研究テーマの1つと考えられる。それは、省エネルギー効果が、実船で確認されていること、学問的にも興味深いこと、実船建造上の問題点も、比較的少ないと考えられること等の理由による。具体的研究課題として

- (1) プロペラ作動時の有効伴流の計測
- (2) 有効伴流中のプロペラ性能計算
- (3) 最適非対称船尾形状の設計法

が考えられる。2軸、あるいは、双船尾船型において、プロペラ回転方向が、推進性能に大きく影響することは、良く知られている。これは、軸支持物（ストラット、ボッシング）あるいは、Skegから発生する回転流（渦）とプロペラの相互作用の結果と考えられる。非対称船尾は、1軸船において、プロペラ軸の上下面において、船体をねじることにより、プロペラへの回転流を作り、推進効率の向上を狙ったものである。非対称船尾を持つ実船は、予想された良好な性能を示したが、その原因は、流体力学的に、充分解明されてはいるとはいえない。このため、プロペラ作動時の船尾流場の詳細な計測が必要と考えられた。現在のプロペラ理論は、かなり定量的な検討も可能であることから、計測された流場中のプロペラ性能計算を行い、非対称船尾船型の性能向上を、この面からも検討を行う。又具体的に、非対称船尾船型の設計を行うには、ある程度の系統的な試験データも必要となろう。

2.3.4.4 船尾部の付加物の効果

いろいろな工夫がこらされた付加物が用いられているが、いずれも単一の影響を研究している。これらの内のいくつかを組合せれば、更に良い効果をあげることが出来るのか否かやってみる事も必要であろう。ただ、計測されて得られる量の差が対象であるから、実験にも解析にも十分な注意が必要である。

2.3.4.5 変形舵

舵がプロペラの後方にあるため、プロペラ後流の性質をよく理解して、工夫をこらすことが必要である。2.3.4.4と同じような可能性は残されている。

2.3.4.6 多軸船

多軸船の場合、軸支持物等の、付加物が推進性能に及ぼす影響は、予想以上に大きい、即ち、付加物の抵抗は、全抵抗の20%程度を占めている。又、プロペラ回転方向により、推進性能が、数%程度変化することがある。資料が比較的乏しいこともあり、推進性能の良好な付加物の設計法は、重要な研究テーマの1つと考えられる。

2.3.4.7 特殊船型

各船型それぞれの重要な研究課題は、表に示されているが、共通の重要な問題として、バラスト状態の、抵抗要素(K, C_w)ならびに、自航要素($\eta_R, 1-\omega, 1-t$)の推定法の確立があげられよう。

2.3.5. おわりに

自航推進性能を改善する今後の手段としては、種々のアイデアを注意深い実験によって確認してゆく実験的方法が、まだしばらく主流を占めるものと思われる。ただ、全体的に推進性能の優劣を比較するだけでなく、例えば舵の抗力を同時に計測する等更に一步突込んだ実験的検討が望まれる。性能改善の問題は、ある部分で得をしても他の部分で損をし、その差がアイデアの良否を決めるという微妙な問題であることに注意して改善を目指すことが大切であろう。

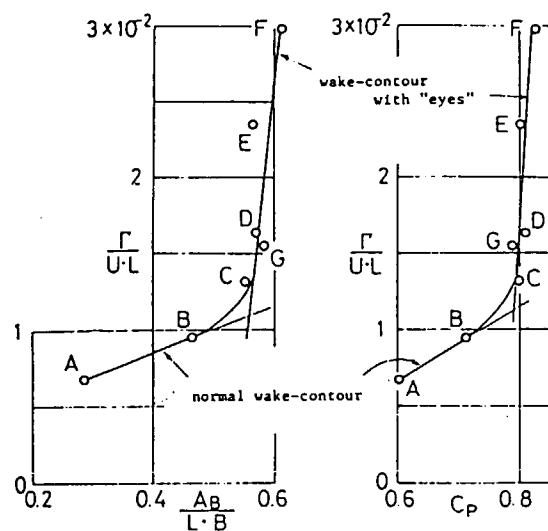
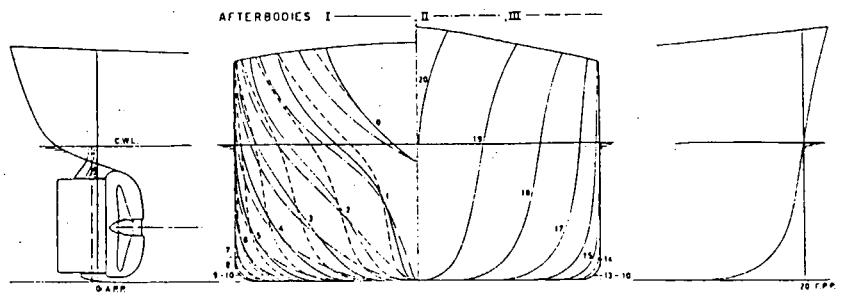
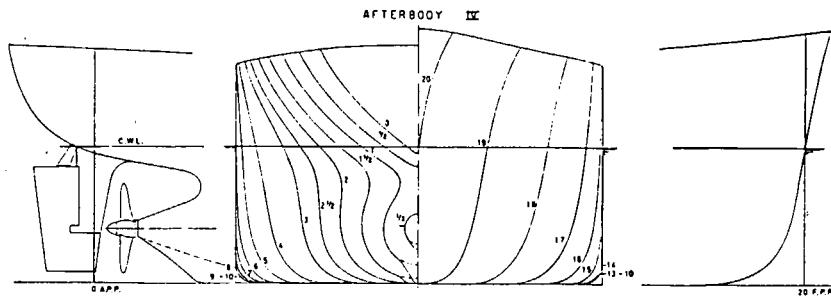


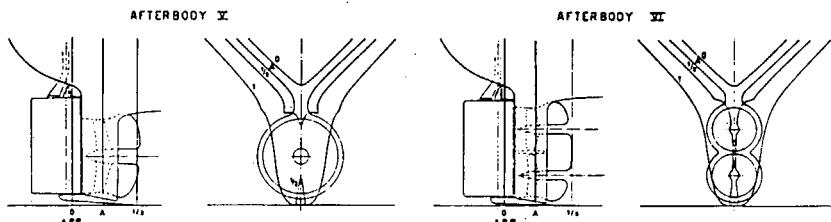
図 2.3.1 Estimation Diagram of Circulation Coefficient for Single Screw Ship



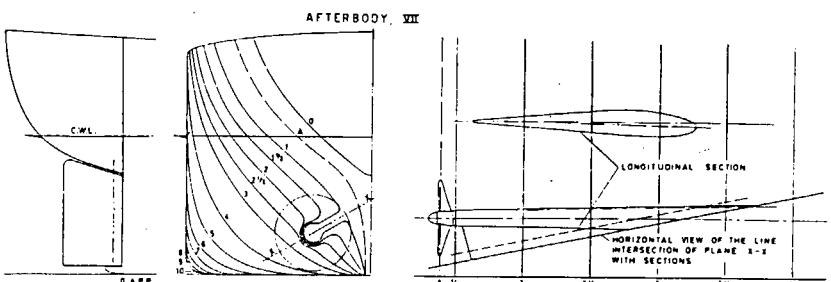
Body plan and propeller arrangement of afterbodies I, II, and III



Body plan and propeller arrangement of afterbody IV



Screw and nozzle arrangements of afterbodies V and VI



Body plan, propeller arrangement and bottom of afterbody VII

图 2.3.2 特殊船尾形状

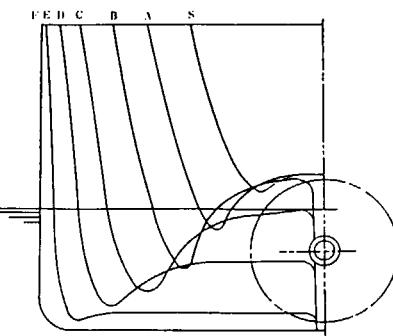
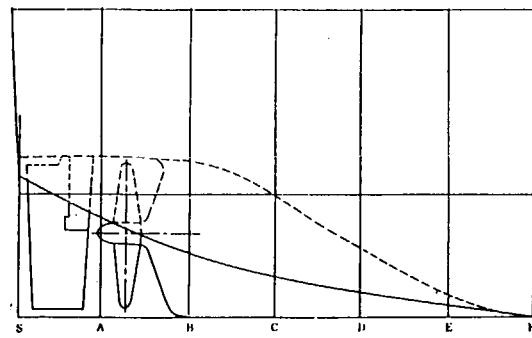


図 2.3.3 タンネル式船尾

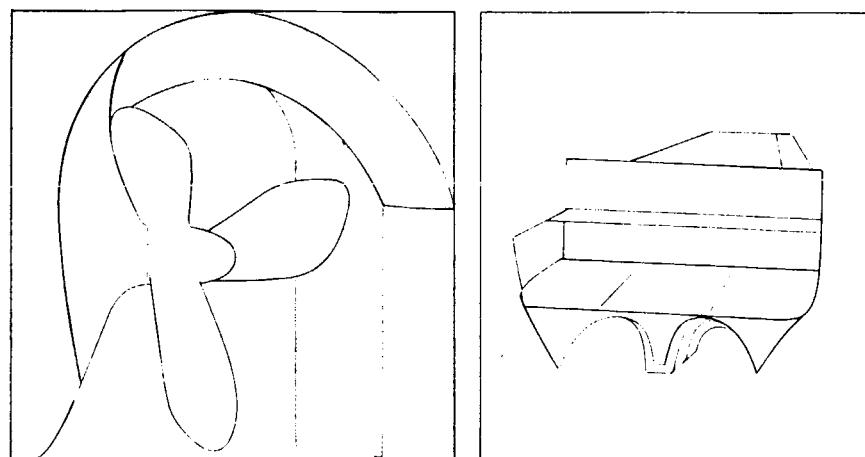


図 2.3.4 セミタンネル式船尾

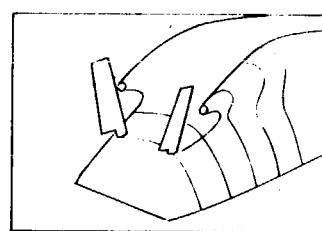


図 2.3.5 双船尾船型

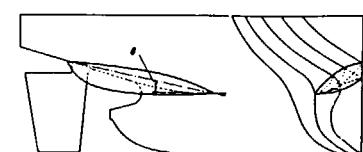
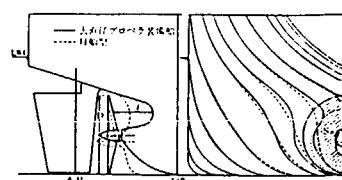


図 2.3.6 フィン付スターンバルブ船型

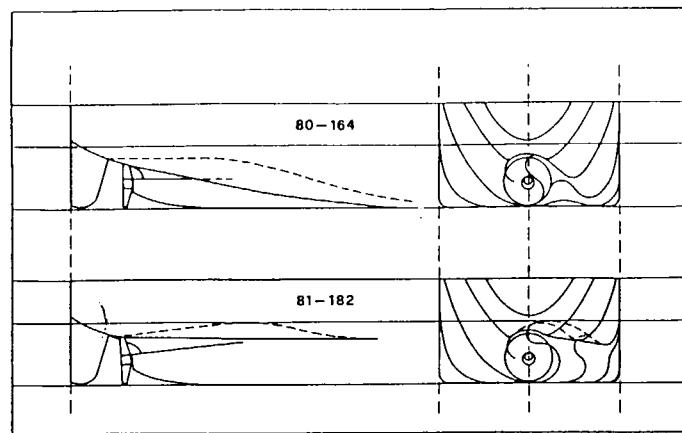


図 2.3.7 カツムリ状船尾

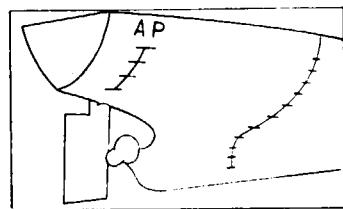


図 2.3.8 バルバスオーブン船尾

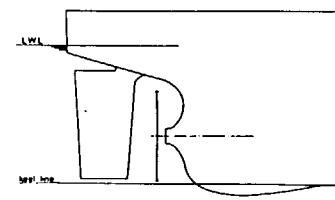


図 2.3.9 キール下突出船尾

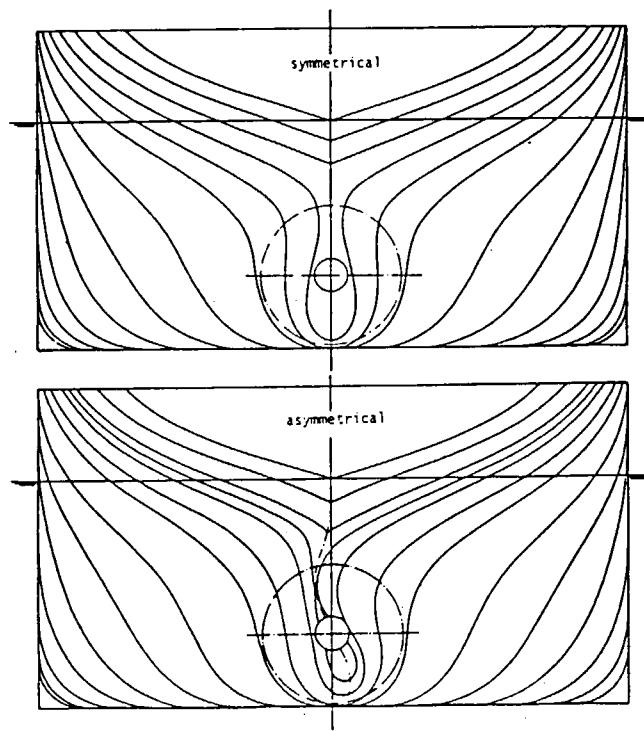


図 2.3.10 非対称船尾

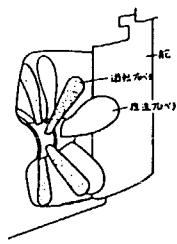


図 2.3.11 遊転プロペラ

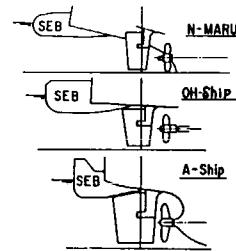


図 2.3.12 S E B

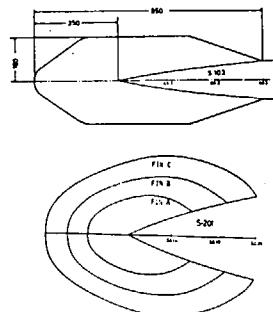


図 2.3.13 H S E F

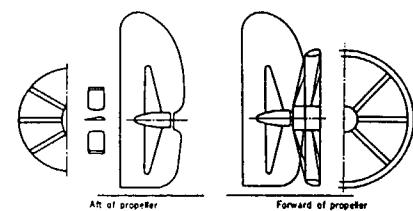


図 2.3.14 リアクションフィン

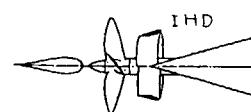
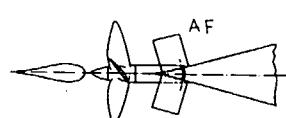
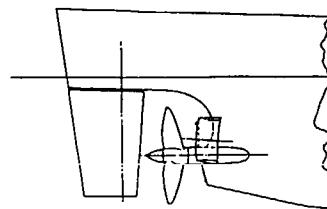
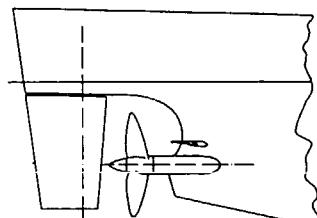


図 2.3.15 フィンとハーフダクト

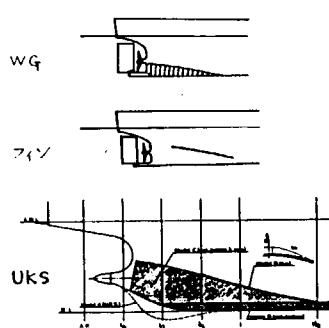


図 2.3.16 伴流制御装置

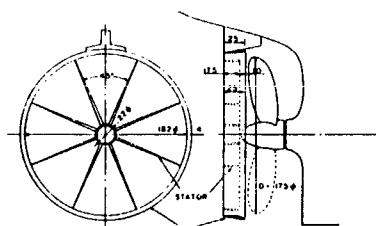


図 2.3.17 プロペラ直後固定翼

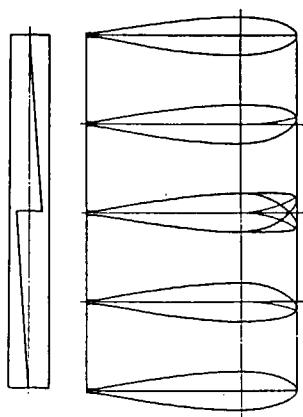


図 2.3.18 反動舵

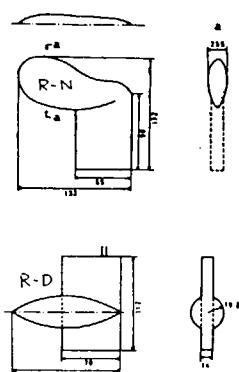


図 2.3.19 変形舵

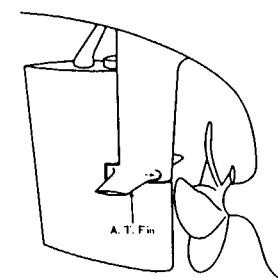
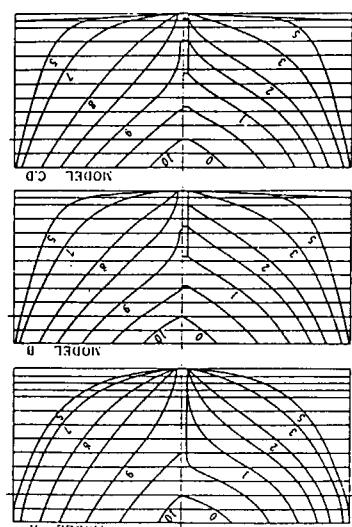
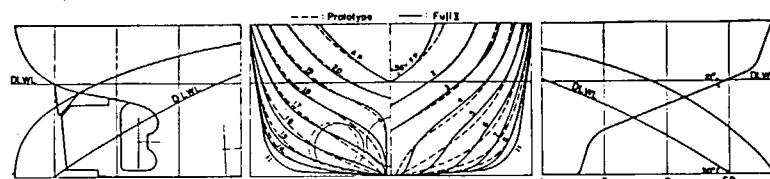
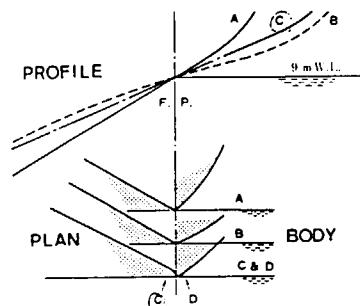


図 2.3.20 AT. フィン



Comparison of body plans



Lines of the triple-screw icebreakers

図 2.3.21 破氷船型

2.4. 特殊船型

2.4.1 緒 言

2.4.1.1 調査の目的、範囲

特殊船型の範囲を示す定義は明確でないが、徒に網羅するのは無意味であるから、調査の目的に沿って若干の区分けを考える。特殊船型は、高速用とそれ以外（仮に低速用特殊船型と呼ぶ）に大別しておくのが理解しやすい。

低速用の特殊船型は、むしろ特殊用途船の船型と呼ぶのがふさわしく、普通は排水量型船型であるから、船型を考える上ではこの章の調査の対象となるところが少い。若干の実例によって考えると、箱船、（低速用）双胴船、漁船、作業船などが相当するが、これらの船型設計上の問題点は通常の船型と共通しているので、本調査の特殊船型としては対象外としておく。

一方、高速用の特殊船型は、船型設計上の分類と考えられて、それが流体力学的に特徴を持った船型であるから本章の調査の対象とした。また高速用の特殊船型（以下、特殊船型）の研究で重要なのは、特徴のある船型と性能の力学的関係だけでなく、設計全体の中での船型の特色の活かし方を開発することである。これは海上輸送システム中の位置づけを考えてもよい。

特殊船型は、通常船型の性能の限界を補う立場にある。従って「船型改良の手法」を調査している本分科会の主旨から考えると、高速（むしろ高 Froude 数）の航走に適さない排水量船型全体の欠点を本章の船型によって改良していると言えることもできる。

2.4.1.2 特殊船型の分類と種類

特殊船型は、今世紀の初頭すでに実用化されていた水中翼船や滑走艇などを中心に従来は各船型が個別に研究されていた。しかし、1970年代になって米国海軍に高性能船舶（High Performance Ship）の概念が生れ、これを新型式船（Advanced Marine Vehicle）として体系的に研究する素地が生れた。

この研究の成果の一つに、特殊船型の分類と複合船型〔1〕すなわち Hybrid Vehicle〔2〕の考え方方が芽生えたことがある。船は浮力（Buoyancy）、揚力（Dynamic lift）またはエア・クッション（Powered static lift）によって水上もしくは水中に浮いているわけであるが、表2.4.1.1のように、上記の船型要素の適当な組合せによって新しい性能の船型を得る可能性があり、これを複合船型と呼んでいる。

船型研究の立場から船型の分類について考えることは、次の利点がある。それは、これまで通常の船研研究のほとんどが類似船型（Type ship）の性能を解析（Analysis）することによってすすめられているのに対して、高性能船舶の船型の開発には、船型の組合せ（Synthesis）の考え方を加えることが必要だからである。

例えば、排水量型船舶が低速では一般に抵抗が著しく小さいが、高速では造波抵抗が大きくなる性質を改善するために排水量型船体に水中翼またはエアクッションを付加して、高速時の喫水軽減をはかる提案をする場合に相当している。このような船型要素の組合せの方法によって船型性能を改良する可能性があるのは、高 Froude 数航走を常用する中・小型船に限られているが、考え方方が斬新であるため、一部の研究者の興味を引いた。

この考え方を一般化したのは Jewell〔2〕で、Lift triangle（図2.4.1.1および2.4.1.2）という表現法を用いて高性能船舶の全体を包括的に表現した。これは、上記のように、船型要素を排水浮力、揚力、エアクッションの3種とし、これを直角座標軸の（X、Y、Z）に対応させたものである。これを用いると、すべての船型は

$$X + Y + Z = W \quad (1)$$

但し、Wは船体総重量（gross weight）で（X、Y、Z ≥ 0）とする平面上に表示することができる。（1）式の図形は正三角形に見るので、これを平面に書きなおしたものが Lift triangle である。

Lift triangle の図法で水中翼船が翼走を開始する場合を考えると（図2.4.2.2参照）、最初は三角形の頂点（10,

(0, 0) で停船している船体が加走して翼走に入るまでは右側斜辺 ($Z = 0$ の線) 上を下方に動き (0, 1, 0, 0) の頂点に至ることになる。模型船レベルでは、多数の複合船型が試行錯誤されているので、本図の応用は広がっている。

しかしながら、商業ベースで考える場合、実用性のある特殊船型は、現状ではほぼ常識の範囲内に収まってしまう。この理由を、特定の船型について、建造費と運航費のデータから個別に検討するのは簡単であるが、統一的に考えるには若干の考察が必要となる。

この問題について最初に研究したのは、Von Kármán と Gabrielli (1950) [3] および Davidson (1957) [4] だと言われている。これらの研究では、翼理論などの成果の推察から幾分直感的に乗物の経済性を左右する第1位のファクターが、乗物自身がもっている揚抗比であると考えて、各種の輸送機関の揚抗比を速度との関係で研究し図 2.4.1. 3 の比較図を示した。

この考え方は後に発展して、コンテナー船型評価や省エネルギー船型の評価など具体的で局所的な問題にも応用されるようになつたが [5]、[6]、わが国では赤木 [7] によってまとめた意見が発表されている。揚抗比と経済性の関係を知るには、近年応用が広がりつつあるエネルギー・アリシスで用いているエネルギー消費原単位の考え方を用いるのが判りやすい [8]。

すなわち、エネルギー消費原単位 (ϵ) を次のように定義する。

$$\left(\begin{array}{c} \text{エネルギー} \\ \text{消費原単位} \end{array} \right) = \frac{\text{輸送に費されるエネルギーの総量 (Kcal)}}{\text{有効な仕事量 (Ton·km)}} \quad (2)$$

船に関しては、下記の記号を用いて(2)式に応用すると、

$$\begin{array}{ll} \overline{HP} ; \text{航海中の平均出力} & (SFC) ; \text{燃料消費率 (gr/HP·h)} \\ H_o ; \text{燃料発熱量 (Kcal/kg)} & L_d ; \text{航海距離 (km)} \\ \overline{V} ; \text{航海中の平均速力 (km/h)} & h ; \text{時間の単位} \\ R ; \text{抵抗 (ton)} & \Delta ; \text{排水重量 (ton)} \end{array}$$

$$\epsilon = \frac{\overline{HP} \cdot (SFC) \cdot H_o \cdot (L_d / \overline{V})}{\Delta \cdot L_d} \quad (3)$$

$$= H_o \cdot (SFC) \cdot \frac{\overline{HF}}{\Delta \cdot \overline{V}} \quad (4)$$

$\downarrow \quad \downarrow \quad \downarrow$
(燃料) × (主機) × (船体) ← 省エネルギー指標の分担

船に関して(4)式は容易に計算できる指標であると同時に、船型の占める位置づけが明確になっており、船型に係る部分を K 値 [8] と呼んでいる。

すなわち、 \overline{HP} を HP と置き換えて、

$$K = \frac{HP}{\Delta \cdot V} \quad (5)$$

$$\text{抵抗係数 } r_T = R / \rho V^{\frac{2}{3}} V^2 ,$$

$$\text{揚力係数 } r_L = (lift) / \rho V^{\frac{2}{3}} V^2 , \eta ; \text{推進効率}$$

とすると、

$$K = \frac{1}{75 \cdot \eta} \cdot \frac{r_T}{r_L} \quad (6)$$

となるので、Kは抗揚比 (r_T/r_L) に比例している。K値を有効抗揚比と呼ぶ場合がある。

排水量型船では、揚力=排水量であるから、これを用いると、

$$K = \frac{1}{75 \cdot \eta} \cdot F_n^2 \cdot r_T \cdot \left(\frac{L_{PP}}{\nabla^3} \right) \quad (7)$$

但し $F_n = \frac{V}{\sqrt{L_{PP} \cdot g}}$ 、となり K 値は F_n^2 に比例して大きくなる（経済性が劣化する）ことが判る。これに対して r_T / r_L が速度に対してほぼ一定の場合（幅の広い滑走艇などで実現できることがある）には、高速化によって経済性が阻害されないことになる。

図2.4.1.3に示すように、特殊船型の経済性（K値）は決して優れたものではない。

しかし通常船型が高速で著しく経済性を悪くしている（ F_n の2乗以上で劣化）のに対して特殊船型ではK値の劣化を抑える方策がそれぞれとられているので、高速では相対的に経済性のある船型になっている。在来の排水型船型のままで高速化する場合の問題点は、Silverleaf[9]によって研究され、推進性能としても限界のあることが示されている。

以上によって、特殊船型が高Froude数の航走状態で、通常船型以上の経済性をもつ場合があることを述べた。すなわち特殊船型が実用的であるためには若干の条件を前提としており、その一つが適当な抗揚比を持ち、燃費のよい主機が利用できることである。

他一つは、平水中の性能とは別に耐航性能についても在来船以上の（高速時）評価が得られることで、この問題についてはMandel[10]によって詳しく研究されている。

これらの研究の結果、多数の特殊船型が提案されたが feasibility study の範囲にとどまっている。以下に実用化されている特殊船の船型の特徴などについて述べる。

参考文献

- (1) 田中 拓 新しい船型の船舶について
造学昭52年度夏季講座テキスト
- (2) Jewell,D.A., Possible Naval Vehicles, Ocean Engineering, Vol.6(1976).
- (3) Von Kármán, T and Gabrielli, G, What Price Speed ?, Mech.Eng, 72 (1950).
- (4) Davidson, K. S. M, Ships, Schiffstechnik, Bd4. Heft 24 (1957).
- (5) 中村 貴憲 コンテナ船の特性について 関西造協誌171号(1978)
- (6) 西川 栄一他 カーフェリの輸送エネルギー効率について 舶用機誌 16巻 (1981)
- (7) 赤木 新介 交通機関論, コロナ社, 機械工学大系51, (1971).
- (8) 田中 拓 省エネルギー船の考え方 造学昭57年度夏季講座テキスト
- (9) Silverleaf, A. and Dawson, J., Hydrodynamic Design of Merchant Ships for High Speed Operation, J. STG Band 60 (1966).

[10] Mandel, P., A Comparative Evaluation of Novel Ship Types,
T. SNAME vol 70 (1962).

2.4.2 滑走艇

2.4.2.1 船型の特徴

高速船型の系譜の一つに、排水量型、半滑走型および滑走型の船型による流れがある。

各船型の適用範囲については、Savitsky(1)の提案があるが(図2.4.2.1)、極く大まかなものなので、わが国の沿海航路旅客船を中心にレジャー艇などの実績を加えて図2.4.2.1に現在の区分を示した。ただし滑走の定義を厳密にとると、眞の滑走艇は極めて限られるので、船型および主要目で判断して滑走艇タイプの船型をもつ船は滑走艇に分類している。

滑走艇の船型の特徴は、大型と小型の滑走艇に区別して考える必要がある。大型の滑走艇は、もともと魚雷艇の流れを汲んだV型船型が主流であり(堀内(2))、高い揚抗比を得るために、効率よく揚力が発生できるよう船尾が flat bottom で hard chine をもった船型を正統派としている。一般に角型と呼ばれている上記船型の典型を図2.4.2.2に示した。

これに対して、近年は、FRPのレジャーボートなどが量産されて高速艇が大衆化するに及んで、小型滑走艇(アウトボートを含む)に大型艇と異った優れた船型が生れるようになってきた。この実例を図2.4.2.3に示す。

2.4.2.2 設計上の問題点

滑走艇の船型の設計の要点は、次の通りである。推進性能よりも耐航性能(特に船体運動)を重視すると、初期の高速艦艇に見られたような、 LoA/B が大きく船尾断面が丸い船型がよいことになる。しかしこの船型は、滑走面が小さいことと、船内配置および復原性に欠点があるため一般には前記の hard chine のある船型が用いられてきた。

この船型は、抵抗が少い代りに波浪衝撃が大きく乗り心地が悪いので、近年の大型滑走艇には、船首尾をV型にした船型も用いられている。これらの船型には、deep-V型、deep-omega型、double chine型などがあるが、高速旅客艇に応用した一例を図2.4.2.4に示す。 LoA/B としては、3~5の範囲のものが多い[1]。

小型の滑走艇については、高速記録艇、競争艇などは、水面と艇体の接触面積を最少にする工夫が施されている。例えばカタマラン艇では、中央のトンネル部分を通り抜ける気流で生ずる揚力が利用されているなど、接触面は極めて小さい。このため、時速100kmを超える滑走艇では、横安定と同様縦安定性にも十分な配慮をする必要がある。

量産型のFRP艇については、堀内(2)の解説がある。FRPは複雑な曲面を工作するのが容易であるから、高速性、乗心地、安全性を考慮した様々なプレジャー・ボートがメーカーによって発表されており、カタマラン艇、トリマラン艇などがその代表と言える。これらは底面のエアクッションの効果で小波中の乗心地がよいが、大きな波でジャンプすると底面が広いため衝撃が大きい[2]。外洋で使用する小型滑走艇は、deep-V型の stripe 付が主流で、代表的な例にReymond HuntのMoppie艇(30フィート)がある。この艇は、船首から船尾まで一様な船底勾配(約22.5度)を持ち、抵抗は大きいが耐航性に著しく優れている。よい耐航性を持つ滑走艇の船底勾配として、Savitsky(1)は、船首で約50°、船尾で15°以内を提案している。

滑走艇がよい性能を維持するためには、適切な航走トリムを調整することも重要で、Savitsky(1)は4度以内のトリム角がよいとしている。小型の競走艇では、体重の移動による重心の調整を操艇者の主要な技術としていることからもトリムと重心調整の重要性がうかがえる。

船型設計について理論的に考える場合には、抵抗について知る必要がある。

滑走艇の抵抗の研究は、表面波に係る理論的研究と設計チャートの作成が主要なものであったが、16回ITT C以後

HSMVC (High Speed Marine Vehicles Committee) が抵抗成分の調査を行っている。

HSMVC の 1981 年の報告 [3] によると、滑走艇の抵抗成分を次式で示している、

$$R_T = R_{WF} + R_{WB} + R_P + R_S + R_V + R_{AP} + R_{AA} \quad (1)$$

ここで

R_{WF} ; 造波抵抗

R_{WB} ; 破波抵抗

R_P ; 圧力抵抗

R_S ; 飛沫抵抗の内、粘性に関する部分

R_V ; 粘性抵抗(受圧面内)

R_{AP} ; 付加物抵抗

R_{AA} ; 空力抵抗である。

艇が滑走状態に入った後を考えて、 Δ を排水重量、 τ をトリム角とすると、法線力に関しては、

$$R_{WF} + R_{WB} + R_P = \Delta \tan \tau \quad (2)$$

水抵抗を $R_H = R_T - R_{AA}$ とすると、(1)式から、

$$R_H = \underbrace{\Delta \tan \tau}_{\text{法線力}} + \underbrace{R_V + R_S}_{\text{接線力}} \quad (3)$$

(原著は、圧力抵抗、粘性抵抗)

上記の抵抗成分の分け方は、物理的意味が明確でないところもあり、また、計測または推定が困難な項目も含まれているので、なお研究の余地がある。しかし(3)式は、船底面の圧力一定の条件と波長が船長より十分長い条件が成立する場合、(2)式(トリム抵抗)が成り立つので、全水抵抗を法線力と接線力に分けて、前者が全圧力抵抗、後者が粘性抵抗を近似的に示していると言える。

この抵抗成分の例を図 2.4.2.5 に示した。

丸尾 [4]、[5] は、滑走艇を水面を高速で移動する圧力分布と考えて、これを造波抵抗理論の立場で研究した。この結果、底面摩擦を無視すると、高速における滑走艇の圧力抵抗は造波抵抗と飛沫抵抗の和になることが明かにしている。

この検討の結果によると、造波抵抗は滑走面の長さ方向の形状には余り影響を受けないが、幅方向の形状が重要であることがわかり、さらに飛沫抵抗は長さ方向の形状が重要になっている。これらの理論は、滑走艇の船型設計の経験上の事実と符合するところが多い。

さらに高速では、滑走艇の抗揚比は、滑走面の長さ幅比にも影響されず、主にトリムの関数であることがわかっている(図 2.4.2.6 参照) [1]。

参考文献

- [1] Savitsky, D. etc, A Re-evaluation of the Planing Hull Form, AIAA Report No2028, Advanced Marine Vehicles Conference 1979.
- [2] 堀内 浩太郎, Pleasure Boat の船型と性能について, 日本造船学会誌 477 号 (1969).
- [3] Savitsky, D. , Planing Hulls, HSMVC の 16 回 I T T C 報告, DTNSRDC-⁸¹/026 (1981).
- [4] 丸尾 孟, 水面滑走板の圧力抵抗に関する一考察, 造船協会会報 78 号 (1947).
- [5] 丸尾 孟, 水面滑走体の造波抵抗理論, 造船協会会報 81 号 (1949).

2.4.3. 半滑走船

2.4.3.1 船型の特徴

前項の図 2.4.2.1 に、国内の実績を主として半滑走船に適した領域について記した。

高度の排水型船型には幅広化の傾向があるのに対し、半滑走の高速船では、*bilge circle* の大きな細長船型が主となっている。これは滑走艇が滑走面を広くとるために可成り幅広 ($L/B = 3 \sim 5$) であることも対照的である。

半滑走船は、艦艇を除くと、国内では内航の客船が中心になっている。これらの船型には、省エネ性能と同様に耐航性能が重視されるので、細長で幅のせまい船型が定着している。このほか半滑走船に特徴的な船型として双胴船型の応用がある。これらは、*demi-hull* の内側を平面とした非対称双胴船型が使われている場合が多い。双胴船は甲板が広いこと、各 *demi-hull* の幅がせまくそれることが主な利点であるが、双胴船の欠点である波浪中での乗心地の悪さにも *fin* を付けるなどの工夫が提案されている。

この他、高馬力の漁船に半滑走航走の能力をもつものがあるが、特殊な用途で状況が把握できないので本報告では除外している。

半滑走船型の例として、通常の丸形断面をもつものを図 2.4.3.1 に、非対称双胴船の例を図 2.4.3.2 に示した。

2.4.3.2. 設計上の問題点

半滑走型の船型については、旧海軍の高速艇のデータが多数あって〔1〕、主要目、外力、復原性などの推定に役立つ図表ができている。

また、わが国の沿海客船を中心に造研で高速艇の実態調査が行われていて〔2〕、〔1〕と同様な項目について有用な資料が揃っている。

しかし、船型設計に役立つ論議は、ほとんど経験の集積によるもので、主観的な考え方に基づいているものが多い。丹羽〔1〕によると、一般的な見解（例えば、波浪中では丸型艇がよい）は余り有用でない場合があるとされているように、設計者の成功経験が中心となって設計改良が加えられているので普遍性にとぼしい。

永井、吉田らは排水量 10 ~ 100 ton のオメガブレイン船型模型 78 隻（全長 2.5 m）について平水中裸穀試験を行っている。これによって、抵抗性能と船型要素間の関係を排水量状態から滑走状態に至る各船速について、重回帰式を用いて説明した〔3〕、〔4〕。またこの結果を用いて、滑走状態で抵抗が最小となる高速艇船型を求めている〔5〕。

半滑走船の設計法は、滑走艇以上に理論的取扱いが困難であるが、主要な研究課題としては、平水中抵抗成分および相似則、キャビテーションの発生を考慮した推進性能および伝達馬力の推定、耐航性能向上などがある。

また港内では、流木でプロペラが傷つく場合が多く、プロペラ損傷防止の研究も行われた〔6〕。

また高速客船では、振動防止が重大な課題であるが、斜流中で作動するプロペラでは、キャビテーションの発生から surface effect に基づく振動を誘起している場合がある。これを High skewed propeller の採用によって改善した例が報告されている〔7〕。

HSMVC の報告〔8〕では、半滑走船の抵抗成分を次のように表示している。

$$R_T = R_{WP} + R_S + R_P + R_V + R_{AP} + R_{AA} + R_{paras} + \Delta R_{AW} + \Delta R_{ST} \quad (1)$$

ここで、

R_{WP} ; 波形造波抵抗

R_S ; 飛沫抵抗 = R_{SP} (F_n) + R_{SV} (R_n, W_n), W_n ; Weber 数

R_V ; 粘性抵抗 = (摩擦 + 粘性圧力) 抵抗

R_{AP} ; 付加物抵抗

R_{AA} ; 空力抵抗

R_{paras} ; parasitic (付随) 抵抗

(冷却水, 廃水などの開孔の抵抗)

R_{AW} ; 海面の小波の反射による抵抗

R_{ST} ; 操舵による抵抗

模型船については、(1) 式の 6 項以下は考慮していない。

(1) 式の抵抗成分の式も、滑走艇の場合と同様に物理的には理解しにくい所があるので、更に抵抗成分の考え方と整合性のある内容に改善するのが望ましい。船体に作用する法線方向力の抵抗成分は、トリム角に左右されるので、トリム角の性質を知ることが抵抗成分を理解し船型改良をする上で重要である。船速とトリム角およびシンケージの関係を図 2.4.3.3 に示した。

また、摩擦抵抗については、一般に浸水表面積の正しい推定が重要と考えられる。SHMVC 報告〔5〕では、精確な馬力推定以外では、停船中の浸水表面積でも大差ないと記されている。

半滑走船の双胴化は、本来 demi-hull の幅を半分にできるので、造波抵抗の減少と耐航性能の改善が期待できるが、浸水表面積の増加が大きいので抵抗の減少には寄与しない。

中速の双胴船 ($F_n \leq 0.35$) について、 demi-hull の内側と外側の圧力分布を等しくすることによって性能の改善が研究されたことがあるが、抵抗の減少にはならなかった〔9〕。

現用の非対称の半滑走双胴船の多くは、 demi-hull の内側が平面となっている。このため双胴間の波高を減じ、構造も簡易にすることができるので、高速客船を双胴化する利点は少くない。

参考文献

- 〔1〕丹羽 誠一, 高速艇工学, 舟艇協会出版部 (1972)
- 〔2〕第11基準研究部会, 高速艇に関する調査研究, 日本造船研究協会 (1979)
- 〔3〕永井 保他, 高速艇に関する平水中水槽試験結果の統計解析, 造船学会論文集137号 (1975)
- 〔4〕吉田 靖他, 高速艇の平水中水槽試験結果に関する主成分分析と因子分析, 造船学会論文集140号 (1976)
- 〔5〕吉田 靖他, 高速域において抵抗が最小となる高速艇船型, 造船学会論文集140号 (1976)
- 〔6〕第149研究部会, 高速艇のプロペラ損傷防止に関する研究, 日本造船研究協会 (1976)
- 〔7〕木原 和之他, 高速艇プロペラの翼数変更実験試験, 西部造船会春季講演会(未刊) (1984)
- 〔8〕Müller-Graf, B., Semidisplacement Round Bilge Vessels, HSMVC の 16 回 I T T C 報告, DTNSRDC-81/026 (1981)
- 〔9〕第176研究部会, 海上幹線輸送システムに適する双胴船船型に関する調査研究, 日本造船研究協会 (1980)

2.4.4 水中翼船

2.4.4.1 船型の特徴

今日の水中翼船の源流と考えられるものは、すでに 1888 年 (G.W.Napier, 米国) に特許が公示されている。これは、ライト兄弟の航空機試験 (1903) 以前のことであるが、応用範囲の狭い水中翼船が旅客用として貢献をすることは、航空機より遅れて第 2 次大戦後のこととなった。

現在の水中翼船は、水中翼系 (foil systems) で分類されているが、通常は次の 3 種である (図 2.4.1.1 参照〔1〕)。

A. 水面貫通型 (Surface Piercing Foil)

半没水型 (Semi-submerged Foil) とも言われており、図示のようなV型のほか梯型の脚部を有し、ほとんどの水中翼船がこの型を用いている。ITT CのHS MVC (前記) では、この船型の適用範囲を次のように示している [2]。

長さ	9 ~ 40 m
長さ幅比	3.5 ~ 6.0
排水量	4 ~ 200 ton
船速 (翼走)	30 ~ 45 Knot

この船型の特徴は、pitch、roll、yawおよびheave方向の運動安定性を持っていることで、基本的に運動制御の必要がない。前後の翼の構成は、図2.4.2.2に示すように、次の3種となっている。

Airplane type; 主翼がほぼ船体中央にあって、全重量の約90%を支えている。

Canard type; 船尾端に主翼があって、全重量の約90%を支えている。

Tandem type; 船首部、船尾部に一対の水中翼があって、船尾翼が全重量の55~65%を支えている。

水面貫通型の水中翼船は、比較的低速 (全速の約50%) で翼走出来ることが特徴となっており、実用性が高い。この型に属する水中翼船で、開発の初期にはLadder foil 梯子型があったが、現在は使われていない。

B. 没水型 (深い場合)、(Submerged Foil)

この型に属する水中翼船で旅客運航中のものは、現在Boeing社のJetfoil型式にはば限られている。

運動安定性を保つのに制御装置が必要で、水中翼系として固有の安定性を持たないが、抵抗が少くレベルの高い水中翼船を得る可能性がある。

HS MVC [3] では、この船型の適用範囲を次のように示している。

長さ	11 ~ 40 m
幅 (foil)	4 ~ 15 m
排水量	6 ~ 250 ton
船速 (翼走)	30 ~ 50 Knot

前後の翼の構成は、水面貫通型と同様に、Airplane、CanardおよびTandemの3つの型が可能である。Jetfoil形式のものは、Canard typeで、前翼は1支柱、後翼は2支柱となっており、両翼共はね上げて格納できる。推進法はガスターイン駆動水ジェット方式、方向舵はなるべく前翼がその代りをしている。

C. 没水型 (浅い場合)、(Shallow Draught Submerged Foil)

この型に属する水中翼船は、ソビエトの河川、湖の高速旅客船用に限られている。水深の浅い平水中を運航するように適し、比較的低速度 (0.5 Vmax以下) で翼走するのを特徴としている。

この船型は、船室部分の長さ幅比が大きく (5.5 ~ 7) 、水面とのクリアランス (0.3 ~ 0.5 m) が小さく、外形が法線状の美しい形をしているものが多い。主要目的適用範囲は、次の通りである [2]。

長さ	8.5 ~ 48 m
幅 (foil)	2 ~ 11 m
喫水 (翼走)	0.3 ~ 1.1 m
排水量	3 ~ 110 ton
船速 (翼走)	28 ~ 80 Knot

波浪中の航走には適していない。翼走中の最大喫水は、最大の船型でも 0.5 m 程度である。ディゼル主機使用の機種が多い。

2.4.2.2 設計上の問題点

水中翼船は、技術の性格が船よりも航空に近い一面があり、また、実用性が証明されて50年以上の歴史を持っているので、船舶と考えるより機械システムとして完成度の高い技術商品になっている。しかも前節で分類した水中翼船の型式がそのままプラント化しているものもあり、設計技術の独占がすんでいて、新型の旅客用水中翼船を開発するのは巨額の投資を要する。

性能改良のための研究の多くは、耐航性能の改善に向けられており、単に流力的研究だけでなく計算機を含むトータル・システムとしての研究が行われている。

しかし、水中翼船はすべての船舶の中で最も揚抗比の悪い船型であるから、経済性の改善のために効率のよい翼型および翼システムの研究が重要である。さらに翼および支柱は、推進装置の一部を構成している場合が多く、揚力およびキャピテーションの制御など極めて複雑な機構を持っているので、なお多くの研究が期待されている。

参考文献

- (1) JANE'S Surface Skimmers 1982.
- (2) Müller-Graf, B., Semisubmerged Hydrofoil Craft, HSMVCの16回ITT報告 DTNSRDC-81/26 (1981).
- (3) Hydrodynamic Technology as related to Model Tests of Submerged Hydrofoil Craft, HSMVCの17回ITT報告.
- (4) Geyer, L, A. etc., A Feasibility Study of Hydrofoil Seacraft, SNAME (Chesapeake Section) 1958.

2.4.5 エアクッション船

2.4.5.1 概要

ACVは通常型船舶と比べて卓越した性能あるいは特殊な有利性を持つAdvanced Marine Vehicleの一種であり、水中翼船と共に同一つ全備重量および載荷能力において秀れた高速性を有する。ほかに最も特徴的なことは水陸両用性であり、ある範囲内では航走領域（表面の状態）に制限されないという利点があり、水上・陸上はもとより最近では氷上での利用が行われている。

ACVとは、一般ではGEM(Ground Effect Machine)（図2.4.5.1）のうち艇体を保持する揚力としてAerostatic Liftを利用するものの総称であり歴史的には種々の形態が提案されているが、今日ではスカートと呼ばれるFlexibleな構造で空気室を構成し、その全重量を支えるいわゆるホーバークラフトと、船首・船尾部にFlexibleなシール（スカート）を有するが、他は側壁と呼ばれる剛体の船体で空気室を構成し、かつ、この側壁が揚力の一部を分担する。すなわち一部排水量型であるSES(Surface Effect Ship)として分類することができる。狭い意味では前者をACV、後者をSESと区別する。本章ではこの狭い意味での分類に倣ってホーバークラフトについて主として記することにする。

ホーバークラフトの近代的な概念はその命名者でもある英國のSir Christopher Cokerellが1959年にSR-N1を実現させた事に端を発するが、今もなお商用艇としてあるいは兵器としてその地位を確保すべく徐々にその形状を変えつつある。

ACVに対する速度、大きさおよび耐航性等の諸要求が変わるたびに開発すべき技術要素も増えてくる。また、ある一つ

の性能の向上は必ず他の性能の向上に対する要求をより強いものとし、設計の簡素化よりもむしろ複雑化が一般化しており、そのためにコストが上がり、Concept の本来の価値が見失なわれる恐れがある。

2.4.5.2 性能の特徴

高走艇はそれを利用する側の評価が通常の船舶より、より大きな比重を占め、単なる性能上の優劣を覆えてしまうことがある。たとえば A C V の水陸両用性は他の機種には見られない特徴であり海岸線近くの空港等の乗客輸送に欠かせない交通手段となっていることなどは良い例である。しかしながら性能上の評価を無視して良いわけではなく一般には輸送効率を用いて性能評価を行っている(図 2.4.5.2)。これによれば、A C V は水中翼船と同程度の位置を占めるが、最近の大型・高速艇は効率が良くなっている。この他に評価方法としては全備重量の替わりにペイロードを用いたものがあるが、高速艇においては艇体に比べて燃料消費量が多いことからペイロードは運航路、長さに強く依存するため一般的評価は難しく具体的な航路へ高速船を就航させる場合に初めて有効な性能評価基準となりうる。

波浪中の性能、特に推進性能については一般論として利用し得るデータが不足している。それは A C V の場合に水中に没している部分が少ないので波と併存する風から受ける影響が非常に大きく、具体的には安定した進路を保持するために多くの努力が払われ、結果として速度低下となって現われるため速度低下に至った経緯が不明のデータが多いことによる。また一方では高速艇の場合には波浪中の振巾よりもその加速度により不安感を覚えるために操船者による意識的な減速も含まれている。これらのデータから Mantle は波浪中の船速低下として次式を導いている〔2〕。

$$\frac{V}{V_c} = 1 - 0.5 \left[\frac{h_w}{h_c} \right]^{\frac{3}{4}}$$

V_c ; 静水中速度 h_w ; 有義波高
 h_c ; デッキ下面高さ

(1)

(1)式によれば h_c を大きくすればより大波高にも耐え得ることを示している。これは h_c を大きくすれば剛体である艇体がより波面から離れるによる効果と、後述するように空気系を介した波浪強制力が小さくなることによる相乗効果が生まれることによる。

波浪中の性能で高速艇として重要な要素に上下方向加速度が挙げられる。A C V の場合は艇体は全てあるいは大部分がクッションと呼ばれる空気室で支えられている。

このクッションは波との出会いにおいてその体積が変動した圧力変化が起き上下方向の加速度として感知されることになる。図 2.4.5.3 に上下加速度を水中翼船と比較したものを示した。図中で PASSIVE とあるのは、空気系のコントロールを行っていないことを意味し、コントロールを行えば水面貫通型水中翼船並みあるいはそれ以下になるという報告もある。また上記コントロールを行えば波浪中の推進性能も良くなると言われている。

以上のように A C V は輸送効率では大型化し易いこともあり、全没型水中翼船よりやや良好であるが波浪中の性能はやや劣るという位置づけができる。

2.4.5.3 設計上の問題点

A C V は過去 20 年にわたって急速に進歩はしたものので、その設計にあたっては物理的説明が不足しているために経験則に頼らねばならない基本的な問題も多いことも事実である。A C V の設計にあたって他の高速艇と大きく異なる点は浮上用の動力を要すること、および圧力空気をシールするスカートが存在することである。さらに設計をより複雑にさせている要因としては、かつて一つとして A C V 用に開発された機関はなく、既存の機関特性を前提に設計を行う必要があり、主機の特性・重量等が主要な設計要素であるために設計思想の変更を余儀なくされることもある。

(イ) 主要寸法の選定

寸法寸法の選定は就航航路の条件等から似かよった既存船を選定し、それらに必要な変更を加味して大略の値を設定することが多い。

- i) 巡航速度・就航する航路に必要とされる block 速度から航路の海象条件あるいは港湾設備等を考慮して巡航速度を決定する。
- ii) Planform Area : Payload area, 浮上用ファン配置および機関配置等から決定する。
- iii) L 及び B ; 巡航速度、Planform Area から L/B をパラメータとした造波抵抗特性(図 2.4.5.4)から最適 L/B を選定して決められる。通常 L/B は 1.5 ~ 2.5 の範囲にあり、高速になるほど小さくなる傾向にあるが、 L/B が小さくなると last hump の抵抗が大きくなり所要速度に達しないことがあり注意を要する。
- iv) 全備重量 (W) ; 主要寸法、想定機関、Payload および構造様式から概略値を算定する。
- v) スカート形状；ACV の歴史はスカートの歴史と言っても過言ではなく種々の方式(図 2.4.5.5~6)があるが、現在では大部分が Bag-finger タイプである。このスカート形状は与えられた Planform area で最大限のクッション面積を確保すべく設計されるが、その際にデッキ下面高さ (hc = クッション高さ) は耐波性能等からも大きくなる傾向にあるが、安定性の面から船幅の 15 ~ 20 % 以下にすることが望ましいとされている。
- vi) クッション圧力 (P_c) (図 2.4.5.7~8) ; スカート形状が決まるから、これと全備重量から $P_c = (W - W_{sidewall}) / S_c$ として求められる。

一方、エアーギャップ高さ(設定値)からエアーリーケージ面積が計算でき流量が求められる。したがって浮上用ファンの作動点が設定されることになる。

- vii) 所要馬力(図 2.4.5.9) ; 浮上用ファン容量及び所要スラストの目安 ($T = 0.1 W$) から推進方式に応じた推進馬力の推定を行い、主機の型式を選定する。

(2) 馬力推定

詳細設計を行うに当たり推定馬力の詳細な推定を行い主要寸法等の見直しを行う。

馬力推定の基礎となるのは抵抗成分の分離である。

- i) Momentum 抵抗 (D_{mom}) (図 2.4.5.10) ; あるいは Ram Dragとも呼ばれるものでクッションおよびエンジンに空気を取り込むことにより空気のもつ本来の運動量が変化することに起因する抵抗である。

一般にはエンジン関係はこれを少なくするように設計される(後方排気等)ので無視される。ファンの流量 Q を用いて

$$D_{mom} = \rho Q V \quad (2)$$

で与えられるが、通常は何らかの回復があり、やや過大評価であろう。

- ii) クッション造波抵抗 (D_{wave}) ; クッションがその水頭分だけ水を排除することによる造波抵抗であり、Havelock や Lamb によって理論的に扱われてから種々の研究がなされている。現在では 3 次元でかつ圧力分布の端部形状まで考慮した Doctors の理論が最も良い推定法と言られている[3]。これは長さ Z_a 、巾 $2b$ の矩形分布を考えれば圧力分布 $P(x, y)$ は

$$P(x, y) = \frac{1}{4} P_0 [\tanh \alpha(x+a) - \tanh \alpha(x-a)] \times [\tanh \beta(y+b) - \tanh \beta(y-b)] \quad (3)$$

で支えられ、 α, β が端部形状のパラメータとなるものである。このとき造波抵抗は

$$\frac{P_c}{Q_c} = \frac{\sec \theta}{4\pi \rho v} \iint p(x, y) \frac{\sin \{K \sec^2 \theta (-x \cos \theta + y \sin \theta)\}}{\cos} dx dy \quad (4)$$

として

$$D_{wave} = 16\pi \rho k_0^2 \int_0^{\pi/2} (P_c^2 + Q_c^2) \sec^2 \theta d\theta \quad (5)$$

となる。

- iii) スカート抵抗；現時点ではスカートの抵抗に関する有効な定説的な理論は存在しない。現象的にはスカートが直接的に水に接することによる抵抗とスプレー抵抗およびクッションの造波抵抗との干渉が考えられる。

Bell Aerospace と BHC の研究によれば以下の 2 要素に分けるのが良いとされる。

(1) Wetting 抵抗 (Dswet) ; スカートの接水による抵抗で実験式として次の如く与えられる。

$$D_{swet} = K_7 \left(\frac{h}{c} \right)^{-0.34} C \sqrt{S} \times q_w \quad (6)$$

h ; air gap C ; シール下端全周長さ
S ; クッション面積 qw ; 水の動圧
K₇ ; 定数 2.16×10^{-6} (Low density) ~ 3.7×10^{-6} (High density)

(2) 造波干渉抵抗 (Dwave) ; クッションの造波抵抗に対して次式で与えられる。

$$D_{wave} = D_{wave} [1.374 \left(\frac{P_c}{L} \right)^{-0.259} - 1] \quad (7)$$

iv) 空気抵抗 (Daero) ; 圧力数 ($\frac{1}{2} \rho V^2 / P_c$) が 0.5 以下では揚力等を考慮する必要はなく次式で与えられる。

$$Daero = C_D \frac{1}{2} \rho V^2 S_F \quad (8)$$

S_F ; 正面投影面積 C_D ; 抗力係数

SES の場合にはこの他にサイドウォールに起因する抵抗がある。

以上により抵抗推定を行い推進馬力が求められることになる。馬力の算出にあたっては設計速度はもとよりハング速度においても余裕があるかどうかを確かめる必要があり、スムーズにハングを越すためにはその速度において 0.03 ~ 0.05 G 程度の加速性能が必要とされている。

参考文献

- (1) ELSLEY, G.H. and DEVEREUX, A.J., Hovercraft Design Construction, DAVID & CHARLES NEWTON ABBOT 1968.
- (2) MANTLE, P.J., Air Cushion Craft Development, DTNSRDC - 80/012 1980.
- (3) DOCTORS, L.J., The Wave Resistance of An Air -> Cushion Vehicle, University of Michigan 1970.

2.4.6. 半潜水船

2.4.6.1. 概要

新型式船舶の一種である SWATH と称される半潜水船について述べる。SWATH とは、Small Waterplane Area Twin Hull の略であり、米海軍における半没水船開発プログラム名に由来する (11)。同義語として SSP (Stable Semi-submerged Platform) 、あるいは SSC (Semi - Submerged Catamaran) が用いられることがある。SWATH は、図 2.4.6.1 に示すように、排水量の大部分を受け持つ魚雷型をした一对の没水体 (Lower Hull) と、デ

ッキ構造とを、水線面積の小さい流線形状のストラット（Strut）で結合した双胴船である。単胴につき1個のストラットを有するSingle-Strut型、あるいは前後に2個のストラットを並べたTwin-Strut型（Tandem-Strut型ともいう）がある。このような特徴を持つSWATHは、同じ半潜水船である海洋開発用リグ等とは異なり、比較的高速域での運航を目指したものである。

この種の船舶の概念は、既に19世紀に生まれていたようであるが、それを実現できる設計、建造技術レベルの問題あるいは海上輸送側からのニーズの不明確さ等のため、この種の形状を、実際に船舶に応用する機運が高まったのは、1960年代半ばのことである。米海軍における排水量190トンの実験船SSP "KAIMALINO" の建造にはじまり〔3〕、主として米国および我国を中心にその開発が進められた。そのユニークな特徴を生かした各種開発計画があり、排水量30000トン、速力40ノットという大型SWATHの構想まであるようである。我国では、既に実用船の建造実績があり〔4〕、排水量350トンの高速客船等をはじめとし、調査観測船、海中作業実験船等の船舶が実現している。

2.4.6.2 性能の特徴

一般に、船舶に要求される推進性能、運動性能、載貨性能等の諸性能は、船舶の使用目的、使用条件等によって、その重要度を異にする。そして、これらの性能要素は、通常ある性能を向上させると、他の性能が低下するというように、互いに相反する傾向を示すことが多い。

水面を航行する船舶では、水面の影響によりその諸性能に利害が生じるが、水面の利用の仕方によっては、従来の単胴排水量型船舶の開発が可能となり、SWATHもこのような考えにもとづき実現した船型のひとつである。すなわち、推進性能、運動性能（耐航性能）の両者の向上を実現すべく、水線幅をせまく、かつ水線面積を小さくし、そして載貨性能にも優れるために、排水量の大部分を持つ船体を水面下に、また貨物積載部分を水面上に配置すると、上部船体と下部船体を水面で分離し、各々の船体を細い流線形状の支柱で結合した半没水船の概念が生まれる。そして、復原性の面から双胴船が望ましく、現在の半没水型双胴船が実現した。

このようにSWATHのユニークな特徴は、そのまま性能上の特徴を表わしている。(1)水線面積が小さいことにより、動搖固有周期が長く、フィン等による姿勢制御が容易なことから波浪中の運動性能が優れている。そして(2)波浪中の速力低下が小さいのはSWATHの大きな特徴であろう。さらに、(3)高速域において、造波抵抗を小さくすることができ、推進性能に優れる。(4)甲板面積を広くとれるという利点が挙げられる。一方、(5)同一排水量の従来船型に比べ、浸水面積が大きく摩擦抵抗が大きくなるという欠点があり、また(6)重量の変化に敏感で、重量物の搭載に適さないという面も有している。SWATHのユニークな特徴を生かし、旅客船、カーフェリー、海洋調査船、海洋作業船等、海上輸送、海洋開発分野での各種応用が期待できよう。

2.4.6.3 設計上の問題点

SWATHの設計は、没水体、ストラット、双胴間隔等の各種船型要素の組合せ、および設計パラメータが多く自由度が非常に高い。設計条件として与えられる広範な要求性能を満足させるため、適切な設計を行う必要があるが、SWATHでは、主要寸法のわずかな変更があらゆる性能面に影響を与えるなど、従来の単胴船に比べ設計の難易度が高い。このために、各性能分野において理論を駆使した精度よい推定法が必要となり、そしてそれにもとづいた最適設計を行わなければならぬ。SWATHの設計ではこうして総合性能の最適化がなされるが、設計条件に合わせて船型要素を比較的自由に選定することができ、最適設計の効果は大きい。

(1) 馬力推定

馬力推定のもととなるのは抵抗成分の分離であるが、SWATHの場合、基本的には、従来の排水量型船舶と同じく粘性抵抗と造波抵抗が主成分である。この他に空気抵抗、Fin等のコントロールサーフェスによる誘導抵抗、そして、高速域で重要なスプレイ抵抗が加わる〔5〕。

図2.4.6.2に、Single - Strut型SWATHの抵抗成分の一例を示すが、造波抵抗係数はフルード数によって大きく変化し、没水体の没水深度が比較的浅い場合は、この抵抗曲線のハング、ホールが強調される。従って、所要馬力の減少のためには、設計速力において造波抵抗係数が小さくなるように、船長、ストラット、没水体の形状を決めることが重要となる。SWATHの造波抵抗は、ストラット、没水体の船型要素単独の造波抵抗の他、これら船型要素間の干渉、および左右舷の船体間の干渉による造波抵抗から成り、その一例を図2.4.6.3に示す。SWATH総合体の造波抵抗特性は、ストラット、没水体の形状を決める多くのパラメータ、例えばストラットの翼厚比、長さと深さの比、没水体の浸水深度と直径の比等によって影響されるため、各種制約条件の下で、粘性抵抗を考慮しつつ、全抵抗の小さな船型となる主要寸法を選ばねばならない〔6〕。

さらに、所要馬力の小さい船型を見い出すためには、プロペラ効率を高める必要がある。特に、自航要素はプロペラ直径と没水体船尾形状に大きく関係するため、この点からの船尾最適化も重要な要素である。

(2) 運動性能

SWATH設計における運動性能面からの検討においては、まず、使用海域の波浪条件、運航に対する運動、加速度等に対する要求要件を考慮して、運動の基本となる動揺固有周期が検討され、次に運動の予測が行われる。

さらに、上部構造物と水面との距離(Air Gap)の検討が、波浪衝撃との関連で必要となる。高速型SWATHでは、フィンの自動制御の効果を調べる必要がある。

参考文献

- (1) Hawkins, S. and Sarchin, T., The Small Waterplane Area Twin Hull (SWATH) Program……A Status Report, AIAA/SMAME, Advanced Marine Vehicles Conference, San Diego, CA Paper No. 74-324, Feb. 1974.
- (2) Numata, E., Predicting Hydrodynamic Behavior of Small Waterplane Area Twin Hull Ships, presented to the New York Metropolitan Section of SNAME, Apr. 1980.
- (3) Lang, T. G., Hightower, J. D. and Strickland, A. T., Design and Development of the 190-ton Stable Semisubmerged Platform(SSP), Trans. ASME, 1974.
- (4) 大島正直他、半没水型双胴船(SSC)の開発、三井造船技報第115号、1982。
- (5) Savitsky, D. et. al., Status of Hydrodynamic Technology as Related to Model Tests of High-Speed Marine Vehicles, 16th ITTC report of the HSMVP. DTNSRDC-81/026, 1981.
- (6) Kusaka, K., Nakamura, H. and Kunitake, Y., Hull Form Design of the Semi - Submerged Catamaran Vessel, 13th ONR, 1980.

表 2.4.1.1 船型の分類

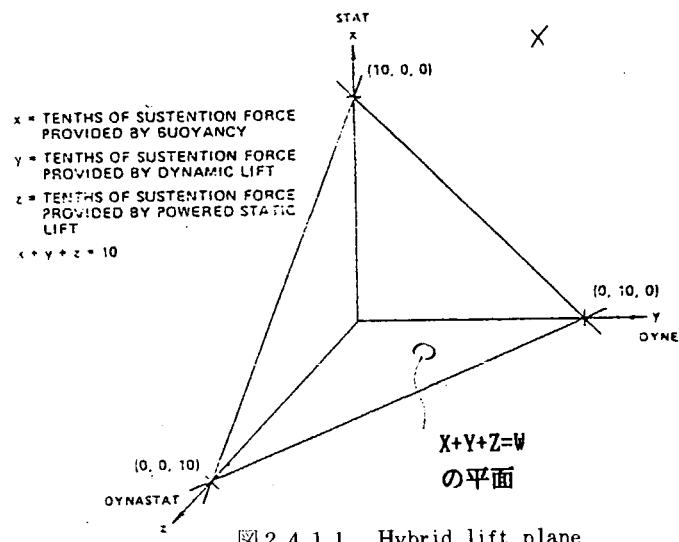


図 2.4.1.1 Hybrid lift plane

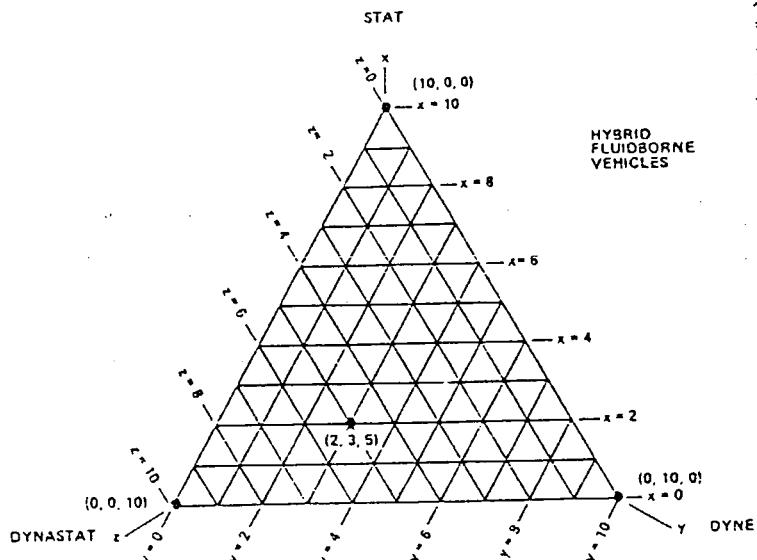


图 2.4.1.2 Lift triangle

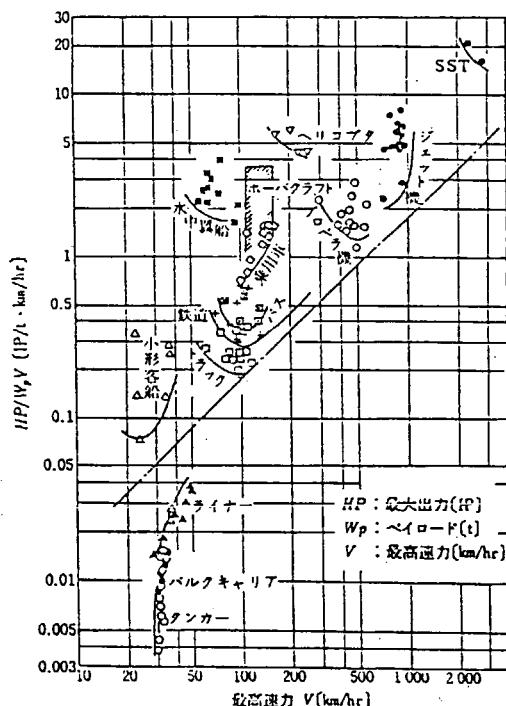
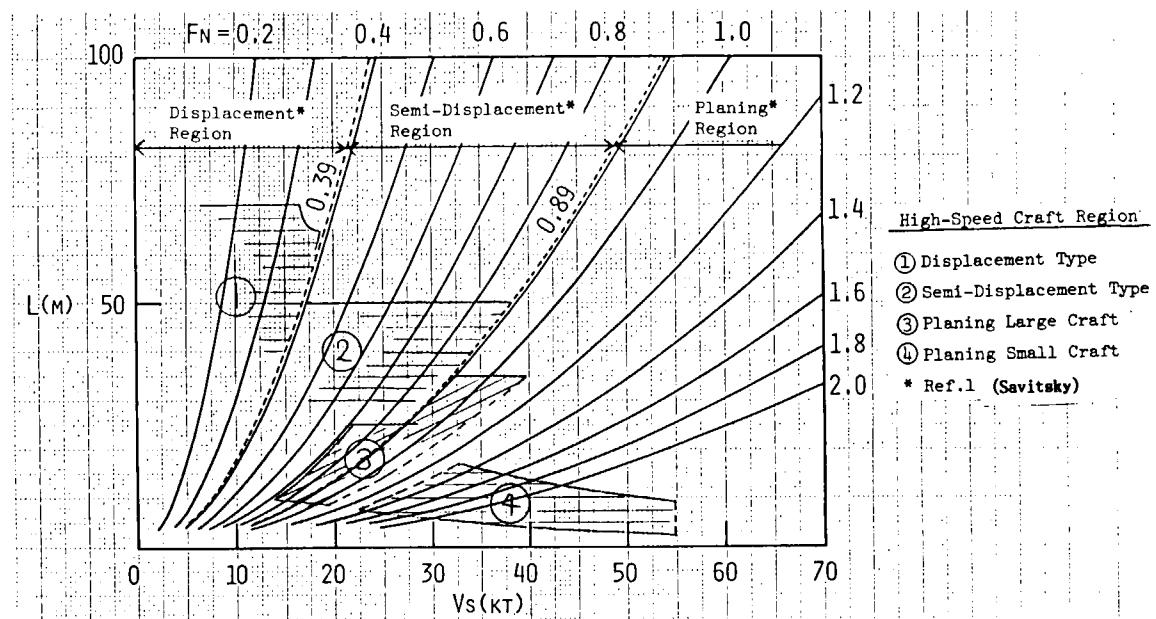


図 2.4.1.3 交通機関の HP/W, V と V の関係



2.4.2.1 High-Speed Craft Region

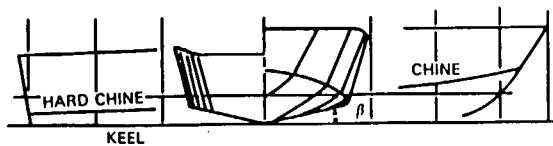


図 2.4.2.2 Typical High Speed Planing Hull Geometry (Series 62) (3)

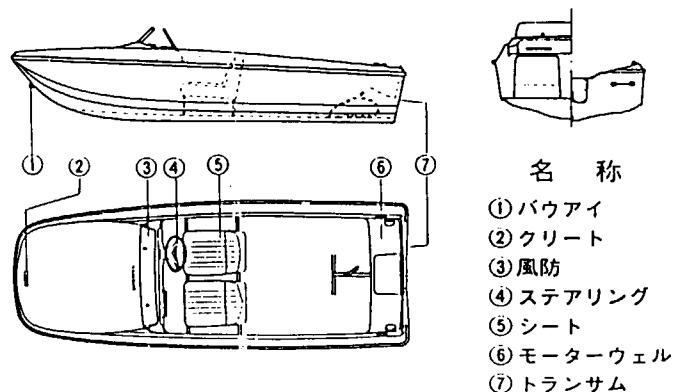


图 2.4.2.3 Trimaran Type Leisure Boat (TR1-12)

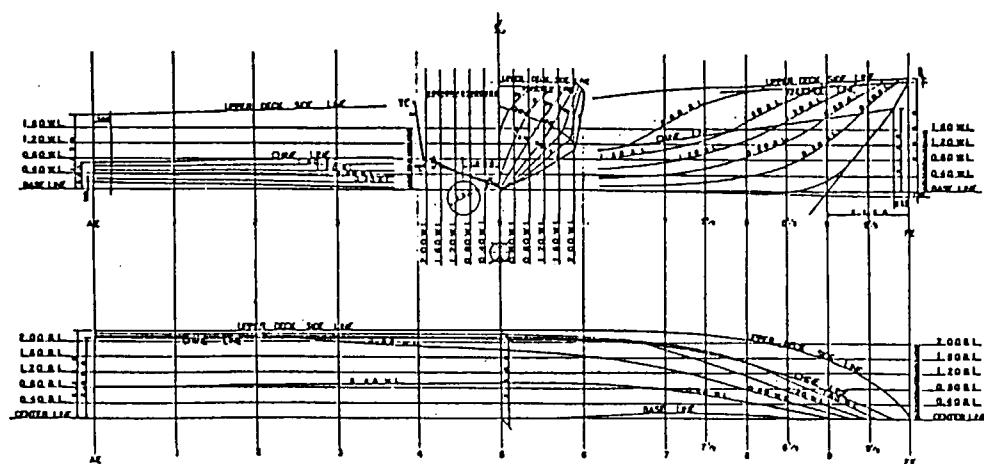


図 2.4.2.4 Typical Deep-V Type High Speed Planing Hull Lines

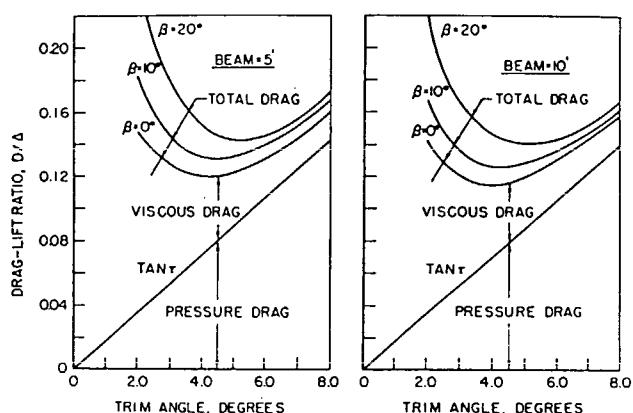


图 2.4.2.5 Variation of drag-lift ratio for
Prismatic planing surfaces (1)

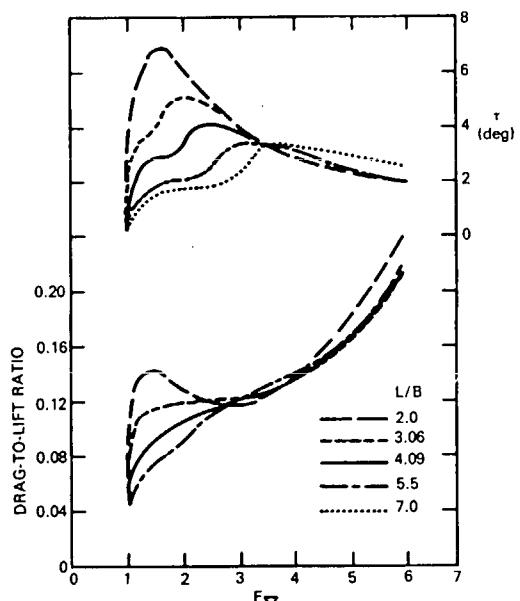


图 2.4.2.6 Drag-to-Lift Ratio and Angle of Attack
Versus Froude Number for Series 62 (3)

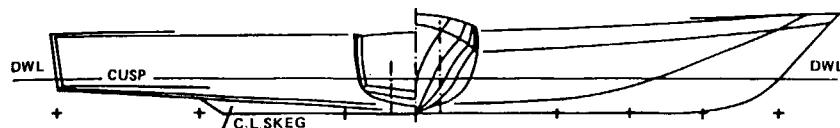


图 2.4.3.1 Typical Body Plan of a Round-Bilge Hull (8)

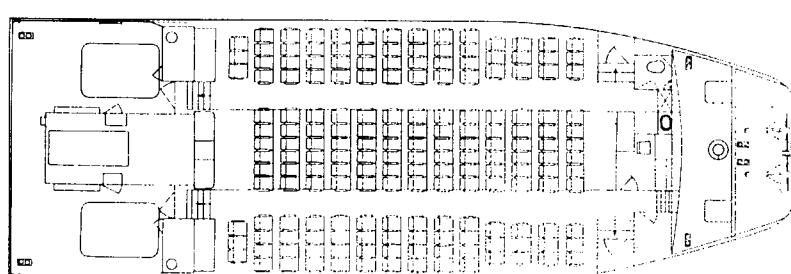
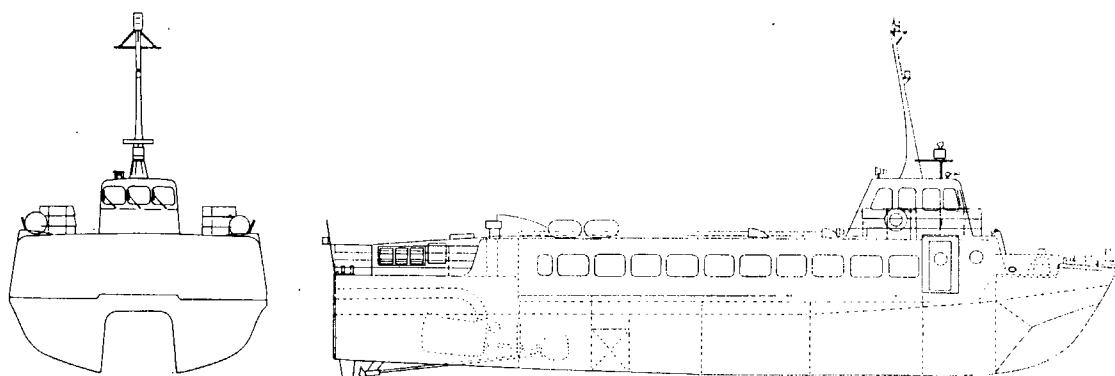


图 2.4.3.2 High-Speed Catamaran (cp-20)

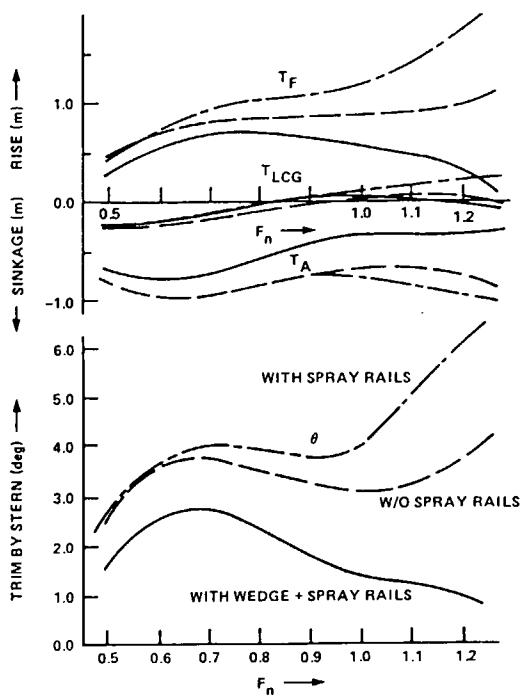


図 2.4.3.3 Trim Variations (8)

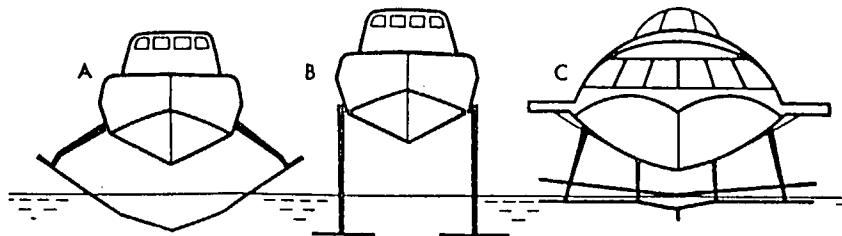


図 2.4.4.1 Foil Systems in current use. A surface piercing B submerged and C shallow draught submerged [1]

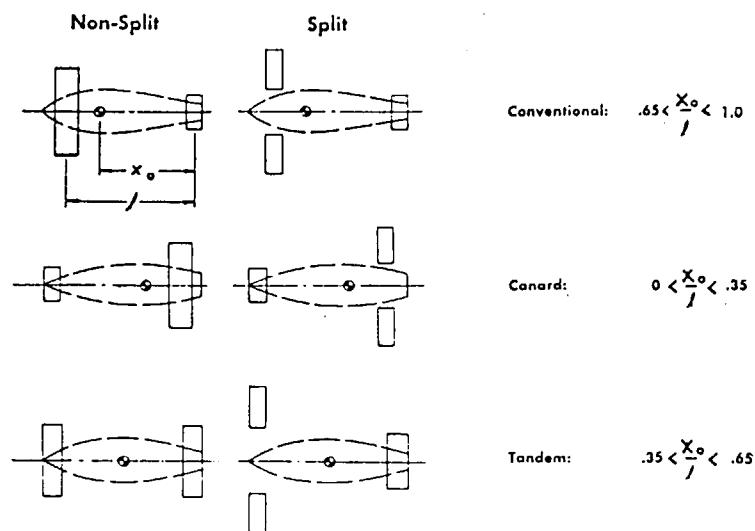


図 2.4.4.2 Hydrofoil longitudinal area distribution (4)

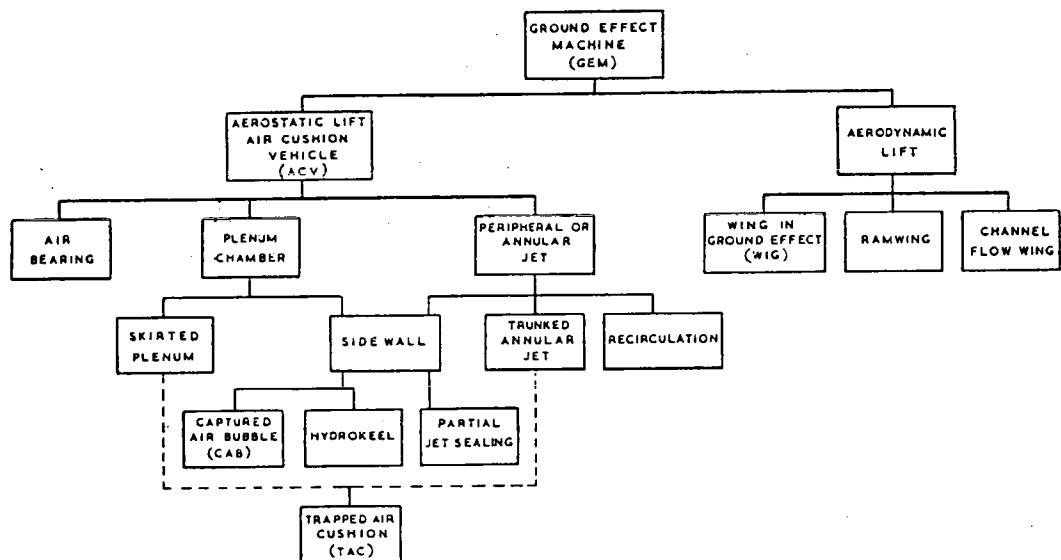
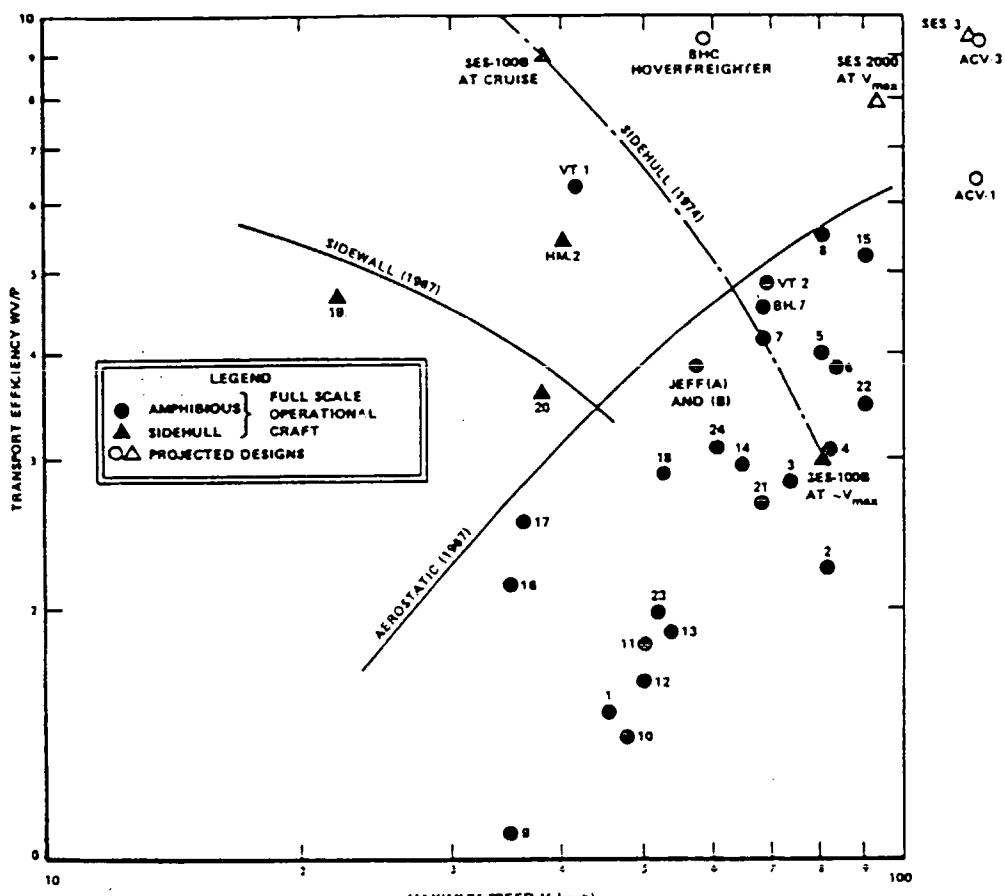


図 2.4.5.1 GEM family tree (1)



- | | |
|-------------------|-----------------------|
| 1 CC-5 | 13 CC-2 |
| 2 SKMR-1 | 14 VA-3 |
| 3 SR.N6 | 15 DOLFIN (BORMOVICH) |
| 4 SR.N3 | 16 HOL HO.1 |
| 5 SR.N2 MK 1 | 17 BERTIN BC.8 |
| 6 SR.N2 MK 2 | 18 KAWASAKI KAG-3 |
| 7 SR.N6 | 19 DENNY D-2 |
| 8 SR.N4 | 20 VR-1 |
| 9 CANADAIR CL-212 | 21 VA-2 |
| 10 SAAB 401 | 22 BERTELSEN GEM III |
| 11 CARABAO | 23 CC-4 |
| 12 SKIP-1 | 24 VRC-1 |

図 2.4.5.2 Transport Efficiency of Air Cushion Craft (2)

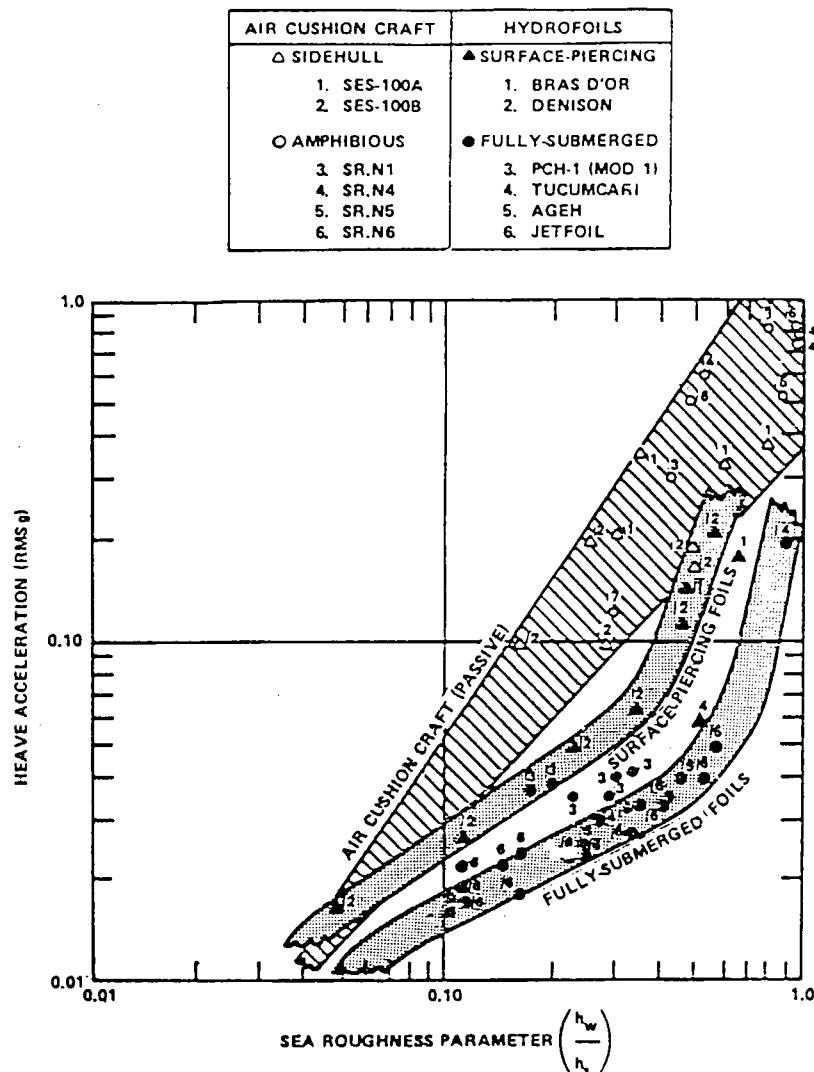


图 2.4.5.3 Ride Quality of Cushions and Foils [2]

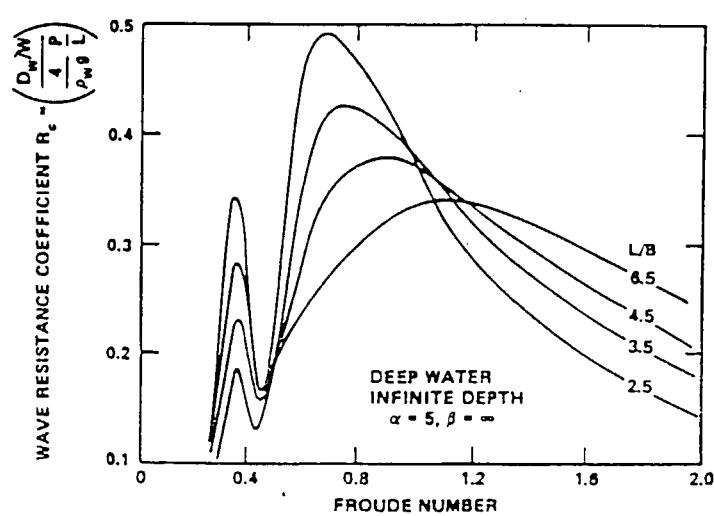


图 2.4.5.4 Doctors Theory (Shaped) [2]

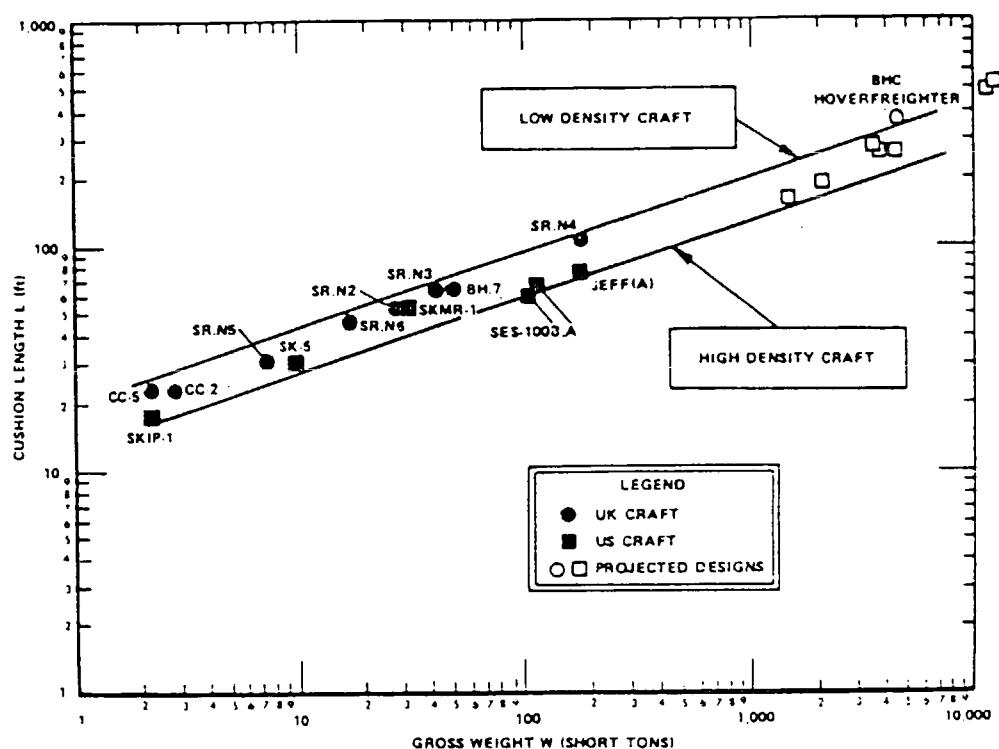


図 2.4.5.5 Size of Air Cushion Craft (2)

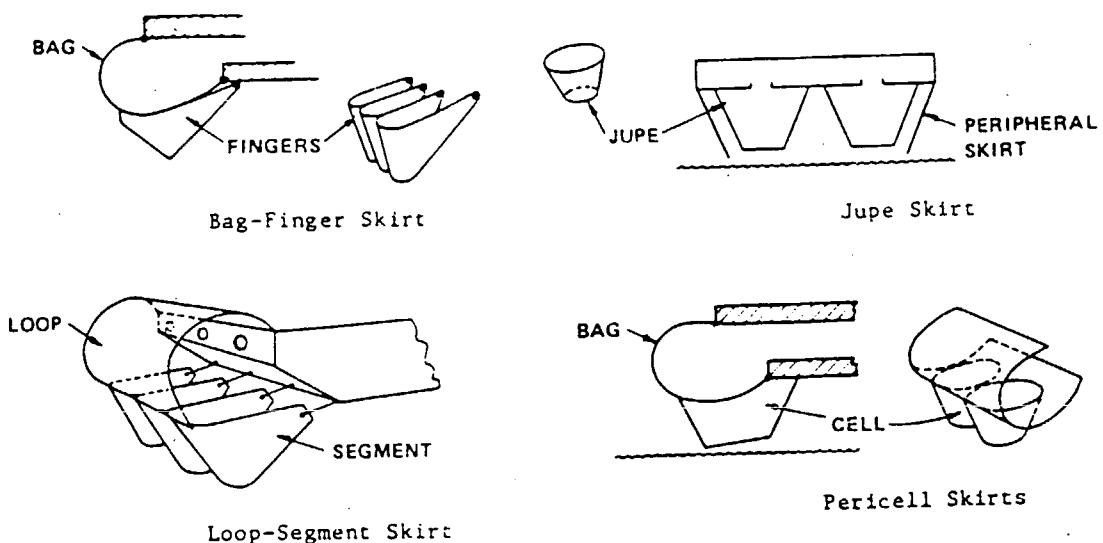


図 2.4.5.6 Basic Skirt Systems (2)

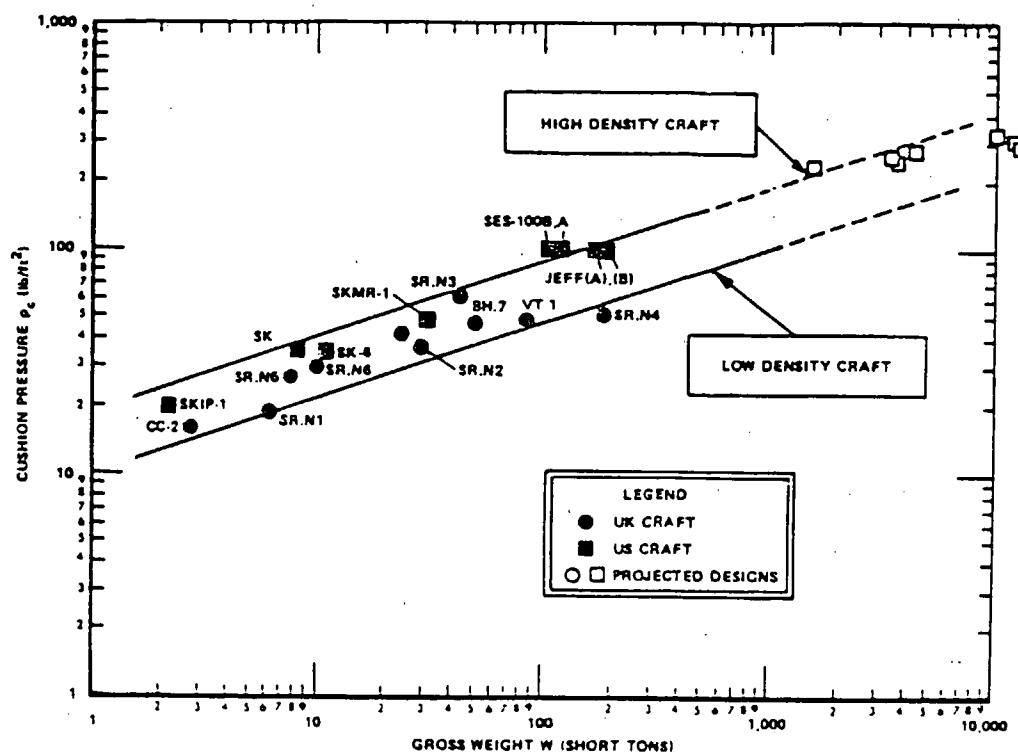


图 2.4.5.7 气垫船的气垫压力 (2)

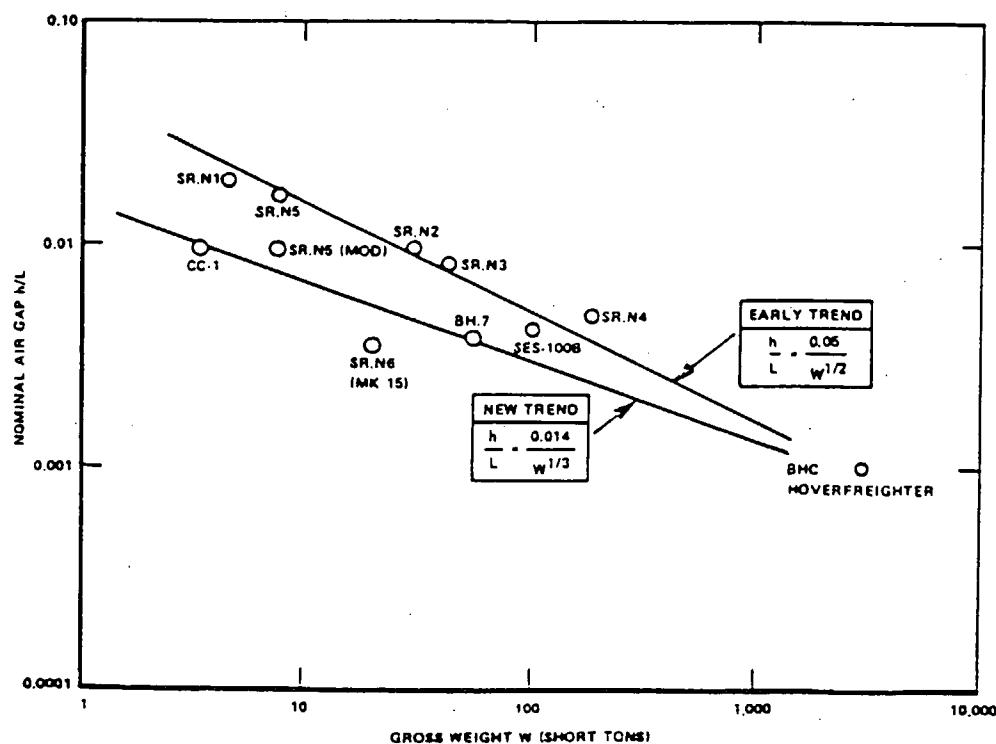


图 2.4.5.8 气垫船的名义气隙 (2)

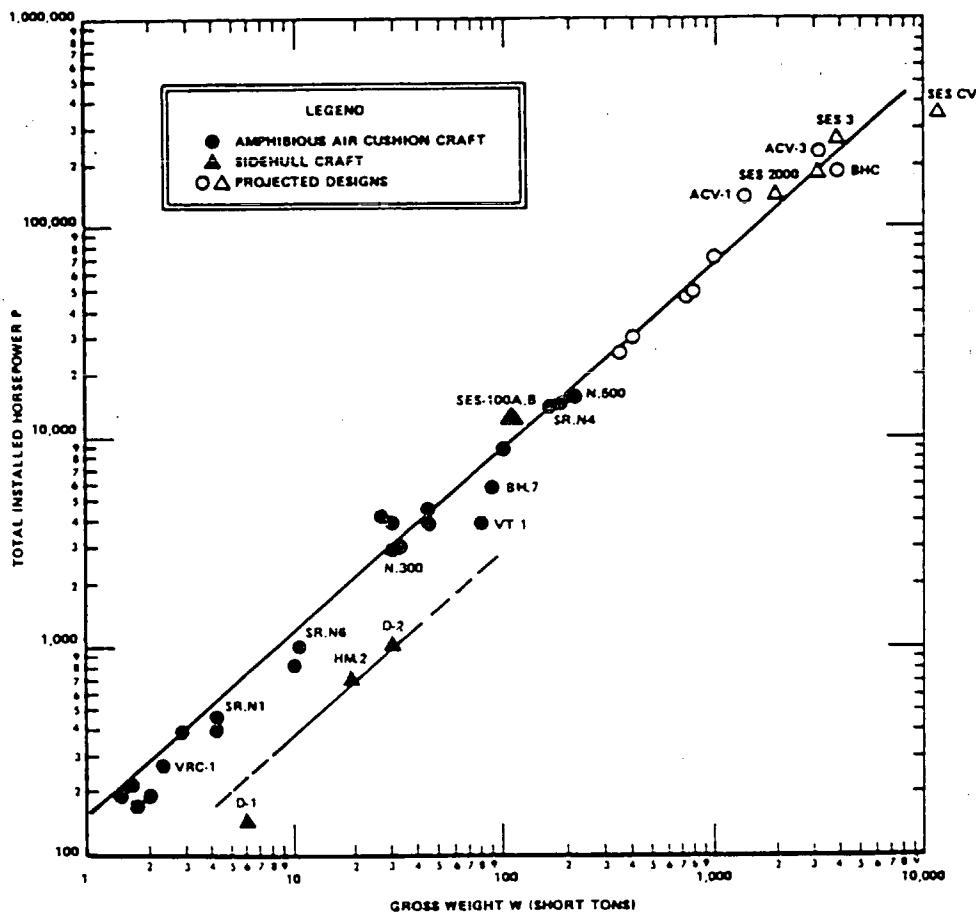


図 2.4.5.9 Total Installed Power for Air Cushion Craft [2]

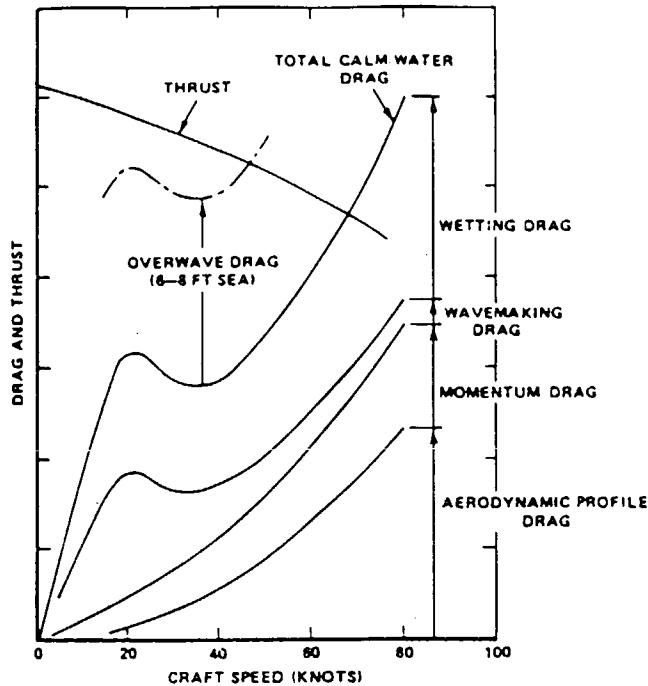


図 2.4.5.10 Drag Breakdown of Typical Large Air Cushion Craft [2]

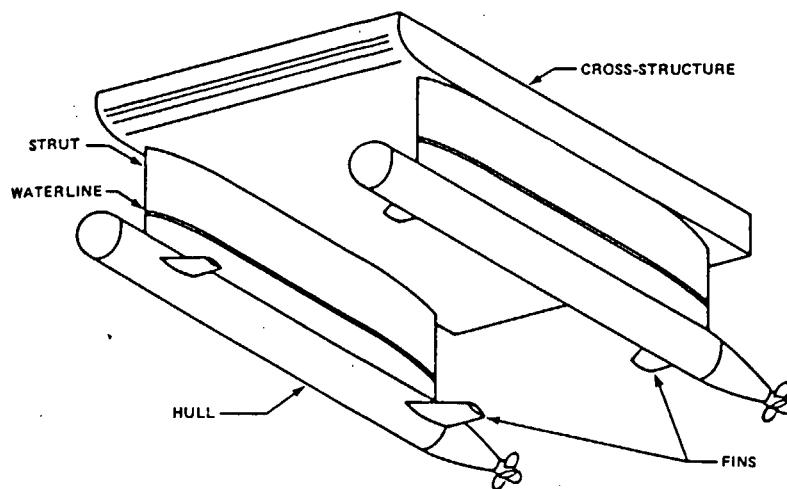


図 2.4.6.1 SWATH Configuration and Nomenclature [2]

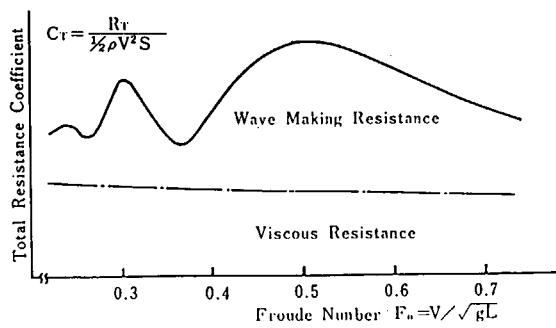


図 2.4.6.2 Components of Total Resistance of Typical Single Strut SSC [4]

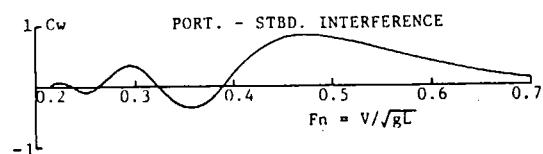
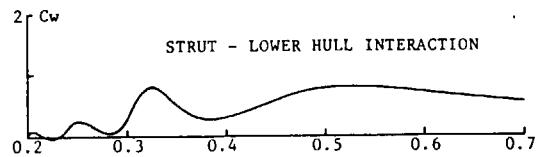
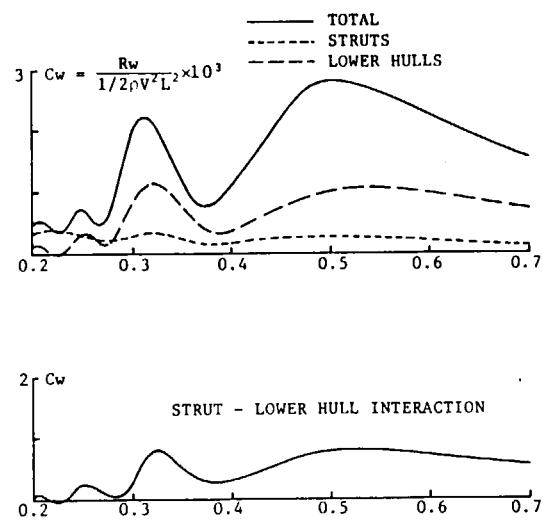


図 2.4.6.3 Components of Calculated Wave Resistance of Single Strut SSC [4]

2.5 日本造船研究協会で実施された研究

2.5.1 概 要

造研では、昭和27年以来、船型設計に参考となる研究と調査が多数実施されているが、これらは部会数でも30以上を数えることができる。この中で、船型設計手法の開発および推進性能改良に役立った資料を提供した12の研究部会および分科会（SR200関係）を選んで、別表の要約表に記載した。以下に、記載研究部会について若干の解説をする。

造研の船型開発の研究は、部会を若干の系列に分類することによって研究内容の流れを理解しやすくなることができる。よく知られているように、船型研究の戦後の方向は、昭和48年頃に発生したいわゆる石油高騰の時期の前後で大きく変貌をとげた。これを仮に前期（高度成長期）と後期（省エネルギー輸送指向の時期）に分けると、それぞれの期に次の研究会が開かれている。

A 前 期

（A.1）肥大船型の研究

SR41、SR61、SR98、SR159およびこれらの総括的調査をしたSR200-6。

（A.2）高速船型の研究

SR45

B 後 期

（B.1）広幅浅奥水船型の研究

SR171、SR200-9（船型設計）

SR183（船尾振動）

（B.2）低回転大直径プロペラ付船型の研究

SR174、SR200-10（船尾設計、振動）

（B.3）双胴コジテナ船の研究

SR176

前期の研究には、次の特徴が見られる（SR159を除く）。

- (1) 船型研究の主な方針を、系統的模型試験の方法で得られる設計チャートの作成においている。
- (2) 対象実船の標準試運転を行い、解析データを公表している。

SR159は、後に述べるように肥大模型船に見られる自航性能の不安定性を研究したもので他と異っているが、ここではSR41～98の延長上にあるとした。

SR41～98では、船型設計チャートとしては全体として一つのシリーズを構成しており、このチャートは同時に運輸技術研究所のUTシリーズの拡張になっている（SR159も同系列の母型船を用いている）。

この時代は、わが国のタンカーが巨大化の一途をたどった時に当り、船型主要変化と推進性能の関係が問われていた。特にSR61の頃から肥大船にも船首バルブの有効性が認められ、普通船首とバルブ付船首の比較が研究されている。また主機馬力の増加が予想されて、1軸と2軸船型の比較も多数行われている。

しかしSR61の後半から、船体周りの流場調査の重要性が認識されて船尾設計の方法にも変化が見られる。また、タンカーの巨大化の過程で8万トン前後の船型の模型試験で、自航性能が不安定で伴流の安定しないものが発見された。しかしこの現象も、当初は船型の巨大化のかけあって一部の研究者以外には忘れていたところ、石油危機以後に8万トンクラスの肥大船が多数建造されるにおよび、船型研究者は再びこの不可思議な現象に直面することとなった。この問題の解明のためにSR159が組織された。

SR159では不安定現象の完全な解決は得られなかつたが、模型船レベルで自航不安定を避ける指針が得られた。しかし、この研究に関連して船尾流場研究の方法が進歩した。

高速貨物船を扱ったSR45も運研シリーズの拡張で $C_B = 0.625$ のものであるが、運研にも $C_B = 0.575$ の対応する資料がある。この研究では、造波抵抗理論による船型計画と波形分析の手法が応用されて、船型設計に大きな成果をあげた。

後期の研究は、省エネルギー船舶の開発に関連したものが多い（SR176を除く）。省エネルギー船型は、広幅浅奥水化かプロペラの大直径化を指向したものが主流で、共に著しい不均一な伴流を生ずることを特徴としている。このため、プロペラ・キャビテーション性能、プロペラ起振力の発生などの改善が重要で、船尾流場の研究と不均一な流場で働くプロペラの性能の研究が大きく進歩した。

一方で、SR171とそれに続くSR200-9は、Ro-Ro船、カーフェリー等の広幅船型が研究されたが、この船種には高速なものが多い。このため、広幅船型のための船型計画法が研究され成果を上げている。特に統計解析法による船型計画法が研究され、基礎データが補充されている。SR183はハイリースキュープロペラなどプロペラ単独性能も研究されさらに船型とプロペラの相互影響が詳しく調べられた。

SR176は、運輸省が計画した海上幹線輸送システムのフィジビリティ研究の一環をなすもので、同システム用に計画された双胴船に関する推進、操縦、耐航性能および構造が研究された。この研究は、造船業界不況のために当初計画より大幅に縮小（ $1/3$ ）されて、コンテナ250TEU積みの中型船型一種の研究に止つた。しかし双胴船型の資料としては完備したものとなっている。またこの研究には、双胴船demi-hullの内側、外側の流れを対称化する試み（非対称双胴船）も研究され、理論的な設計法が与えられた。

2.5.2 要 約 表

船型設計手法の開発および推進性能改良に役立つた12研究部会の報告書概要、手法、評価について次の表に紹介する。

論文名	研究部会	報告書の概要	手法{E:実験, T:理論}	評価あるいは備考
1 超大型船の運航性能に関する研究	委員長 出淵 異 (1960年)	SR41 DW, 約5万トン, $C_B = 0.8, 0.82$ タンカ一船型の開発および標準試運転法の研究。 船首ベルブの効果、1軸、2軸船型の比較、主要目シーリーズ等。	E; 船型試験 標準試運転	DW, 47,000トン 6隻、 68,000トン 1隻の標準試運転データを含む。
2 模型試験(運航性能に関する研究)	委員長 木下 昌雄 (1964年)	SR45 L, 150m, 約22ノット, 23,000psの高速貨物船型の開発。 $C_B = 0.625$ を中心とする目シーリーズ、造波抵抗理論による船型設計等	E, T; 平水中、波浪中船型試験、波型解析、標準試運転	高速船標準試運転(3隻)データを含む。
3 高経済性船舶の運航性能に関する研究	委員長 重川 渉 (1969年)	SR61 SR41 シリーズを超えたB'Lの範囲で、L, 240m, 30,000psのタンカーを想定した船型の研究。 1軸、2軸船型、船尾流場計測データ等	E; 平水中、波浪中船型試験、標準試運転	肥大船標準試運転(12隻)データを含む。
4 巨大船の運航性能に関する実験研究	委員長 重川 渉 (1969年)	SR98 SR61 シリーズよりさらに幅広大型船型の研究。 船首尾の流場計測とともに、1軸、2軸船型の改良。 制限水路中の性能等	E; 船型試験、流場計測 (圧力、流線、伴流、可視化他)	肥大船標準試運転(7隻)データを含む。
5 新経済船型開発のための肥大船船尾まり流場に関する研究	委員長 笛島 秀雄 (1979年)	SR159 昭和43年頃発見された8万トンクラスの肥大船に見られる船尾流れの不安定性の原因と対策についての研究、実船観測、流力的考察他。	E, T; 船尾流場計測。船型試験、3次元境界層理論	自航不安定船型対策、不安定の分類法。
6 総合輸送効率向上を目的とした幅広船型の開発に関する研究	委員長 乾 崇夫 (1979年)	SR171 Ro-Ro船を中心とし、中・高速領域が対象。主要目と造波、粘性、推進の関係を理論と4隻の模型船を用いて調べた。	E, T; 傾斜Pienoид法 統計解析法 船型試験ほか	研究対象船についての実態調査を含む。本研究の追加とともに一部は、SR200-9。
7 幅広船型の開発に関する調査	分科会長 横尾 幸一 (1981年)	SR200-9 SR171 の当初計画中、予算上実施されなかった部分の補完。幅広船型の船型計画法の検討、追加模型試験による資料完成、理論の検討。	E, T; 船型計画法 統計解析法 船型試験ほか	幅広船型の船型計画の詳細が検討。 SR171 の研究追加、とりまとめの一部を含む。

論文名	研究部会	報告書の概要	手法{E:T}	評価あるいは備考
8 馬力節減を目的とした1軸中型船の船尾形状の開発に関する研究	委員長 乾 崇夫 SR174 (1980年)	低回転、大直径プロペラ船の設計法を推進性能、船尾振動、急速停止などの観点で研究した。	E, T; 船尾流場調査、起振力計算と計測ほか。	大胆な船尾形状を含む広域的な研究。とりまとめの一部はSR200-10に含まれている。
9 海上幹線輸送システムに適する双胴船型に関する調査研究	委員長 横尾 幸一 SR176 (1980年)	海上幹線輸送システムのFSのため100m、20KTの双胴コンテナ船試設計に伴う研究。推進性能、運動、構造を含む広範囲な研究で非対称demi-hullの設計法を含む	E, T; 平水中、波浪中船型試験 非対称双胴船の理論船型設計法	双胴船型の設計計画としては、最も詳細な研究である。
10 船尾振動騒音の軽減を目的としたプロペラ及び船尾形状の研究	委員長 乾 崇夫 SR183 (1983年)	省エネルギー船、幅広浅水船など伴流不均一船について模型、実船による伴流を調査し、船尾振動の機構、対策を理論と実験で研究した。	E, T; 実船の伴流、キャビティ計測 レーザー流速計 Surface force計測	ハイ・スクューブロペラ等、プロペラ関係に成果が多いが、伴流発生機構、青雲丸の試験など船型設計の資料多数。
11 脂厚船の推進性能関係資料のとりまとめ	分科会長 (笛鳥秀雄) SR200-6 (1981年)	昭和25年頃から5年に至る我が国脂厚船型の研究、開発の歴史。造研開設前史、造研活動、標準試運転、運研シリーズ、年表、他。	文献調査 歴史的、統計的記述	高度成長時代の脂厚船型開発の経過(印刷されていない、54年度報告あり)
12 1軸中型船船尾形状の開発に関する研究のとりまとめ	分科会長 乾 崇夫 SR200-10 (1981年)	プロペラの大直径、低回転化に伴う船尾設計上の問題を広域に調査し、新型式船尾形状を含む各種の提案がなされている。	調査およびT 流場調査、起振力計算	SR174の研究成果を総合的に再検討してまとめた。

2.6. 結 言

以上各節において、通常船の抵抗（造波及び粘性）及び推進性能の見地から船型改良の手法の現状、特殊船型にみられる船型と抵抗・推進性能との関連、日本造船研究協会の研究部会における船型改良に関する研究成果などを説明した。

各節のテーマの差に応じ調査内容も異なり、統一的に結論をまとめることはできないが、一つの傾向として、造波抵抗、粘性抵抗、推進性能の三者を比べると、前者ほど理論的手法の比重が大きいことが指摘できる。造波抵抗においては、実験的手法も船型改良の重要な手法ではあるが常に理論的手法が指針になっている。従来は線型理論と波形解析を併用した手法が最も実用的な手法として採用され、高速船で成果をあげてきたが、今後は非線型現象を考慮した手法が開発され、中速船、低速船のバラスト状態の性能などの改善に役立つことが期待される。

粘性抵抗に関する手法としては、3次元境界層理論の発展に伴い多くの理論・数値解析的手法が開発されているが、船尾端付近の流場解析に未解決の点が残っている。この部分は推進性能を検討する上で不可欠であり、粘性抵抗と推進性能の両者を考慮した船型改良のため今後研究が切望される。

推進性能の見地からは、今述べた船尾端付近の理論的流場解析が確立するまで実験的手法が主流を占めていたと考えられる。

全設計システムの中での船型改良という点には緒言に述べたようにふれなかつたが、基本的にはシステム構成要素単独の特性・機能の把握が十分でなければ全システムとしての検討はなし得ない。又、システム自体には多くの手法がある訳ではなく、手法は要素特性の理解の深さで自ら定まると考えられる。その意味からいえば、上述の諸性能の特性の解明を更に進めることが船型改良に最も重要であると思われる。

特殊船型については、船型の概念自体が船型改良に対応するものであるため、上述の他の節とは内容が基本的に異なる。各概念内での船型改良に対する理論的手法は少なく、改良はもっぱら実験的に行われている。

いずれにしても、ここで得られた調査結果は今後の研究計画の策定、実施に大いに参考になると考えられる。重要度の高いテーマの選定、研究計画の連続性保持、研究速度の促進、研究の効率化などのため本報告の活用を図りたい。最後に、この具体的一例として、昭和59年度から始まった造船研究協会第196部会（船尾形状設計法（粘性流場）に関する研究）では、本報告の2.2.2粘性抵抗、2.3推進性能の初年度報告を参考資料として活用していることを付記する。

3. 推進器に関する研究の現状及び試設計

3.1 緒言

本章では推進器に関する研究の現状と現在考察されているさまざまな推進器に対する評価について述べている。さらに大直径プロペラ、二重反転プロペラなどの省エネルギー船に有望と考えられるいくつかの推進器については、実際に試設計をおこなって、その可能性と限界について調査している。

まず、3.2「推進器各論」においては現在考察され、提案されている推進器31種について、それぞれ1ページずつにまとめて概要を述べている。31種の中には実用化され数百隻の船に装備されているものから、単なるアイデアが示されているものまで、いわば玉石混交の感をまぬがれないが、見やすさを考え、あえてこのようにした。またフィン付ラダーバルブや、ATフィンのように、船体の付加物とも考えられるものを「広義の推進器」として含めている。

3.3「各種推進法の比較」では3.2の各論の結果をふまえて、推進性能の向上について原理的な事柄について述べ、どのような考え方立って性能向上を計るべきかを述べている。さらに31種の推進器について、その特徴を一覧表にしている。

3.4「プロペラ理論および設計法」においては、主として普通のスクリュープロペラや、ハイリースキュード・プロペラについての、最近の理論とそれを基にした設計法の発展について述べている。この項目については、すでにSR183研究部会の報告書（研究資料№342、55年度報告）にも、詳しい調査結果が述べられているので、本報告書では主としてその後の発展について調査している。また、現在までに世界各国の研究機関から発表されたプロペラチャートについても、調査しまとめている。

プロペラが製品として成り立つためには、単に流力性能が使れているばかりでなく、翼強度や材料についても十分な配慮がなされなければならない。その意味で本報告でもこの問題を取り上げ最近の話題を含めて解説している。設計者ばかりでなくプロペラの研究者も是非一読していただきたい。

3.5「Model - Ship Correlation」においては、対象を通常プロペラにしぶり、2つの項目について述べている。第1は模型プロペラ試験結果と実船性能の相関についてである。第2の部分はプロペラの汚損経年変化に関する調査である。経年変化については最近注目され、性能低下をどのように防ぐかが問題になっているが、そのための資料として役立つものと思う。

3.6「試設計」では省エネルギーの中心とされている低回転大直径プロペラ、二軸反転プロペラ、さらにまったく異ったタイプの推進器としての振動翼推進器の3種をとり上げ、対象船（大型貨物船型）を共通にして、試設計を行っている。

このような具体的な作業を通じて、それぞれの推進器の特長や、その可能性、限界などが明らかになると信ずる。また二軸反転プロペラについてはコンテナ船型についても試設計を行っている。

さらに別の試設計シリーズとして小型高速船用のプロペラ2種についても試設計を行っている。第一のものは設計速力30ノット以下の高速艇で通常型プロペラを装備するものとし、第二のものは速力80ノットを目標としたSESで、サーフェスプロペラを装備するものとしている。

以上、2ヶ年の調査と試設計を通じて、現在の推進器の研究の現状と将来の動向、これから研究・開発の対象として取り上げるべき推進器についての知見が得られたものと思う。本報告が各方面で活用されることを願うとともに、新しい研究部会発足の一助となれば幸である。

3.2 推進器各論

3.2.1 低回転大直径プロペラ

(1) 概要(特徴、ねらい、機構)

プロペラの荷重度を下げればプロペラ効率が向上する。プロペラ直径を大きくすれば荷重度が下がるが、プロペラ回転数と最適プロペラ効率をうる直径との間には一定の関係があり、回転数一定のままでは翼端周速が増えて摩擦損失が大きくなる。低回転大直径プロペラとは主機回転数を下げて直径を大きくし、プロペラ効率の向上をはかったプロペラである。^[1～4]

(2) 省エネ効果、推進性能改善

低回転大直径化によりプロペラ効率は大幅にアップする。例えば、プロペラ回転数を半減した時のプロペラ効率の増加率は、 $B_p = 10 \sim 20$ の高速船で約 10%、 $B_p = 50 \sim 100$ の肥大船で約 20% であり、プロペラ直径の増加率はいずれも約 50% である。^[3]しかし、プロペラ直径に伴って伴流係数が著しく減少し、推力減少係数が若干増加する。これらにより船殻効率が低下してプロペラ効率の増分が減殺されて、回転数を半減した場合、8%～17% 程度の馬力節減が期待できる。

(3) 長所

- ① 低回転化に比例して効率がアップするので、船型毎に無理のない回転数を選んで省エネが可能である。
- ② 従来のプロペラの延長線上にあるので、他の特殊プロペラと比較して設計、製造が簡単である。
- ③ 構造が簡単であり、ダクト、フィン等の特別な付加物を必要としない。

(4) 問題点

- ① 低回転化に伴い翼厚翼幅比が増える傾向にあり、そのためにキャビテーション性能が若干低下することが考えられる。
- ② 船体とプロペラのクリアランスの減少により、サーフェス・フォースが増加する。
- ③ バラスト状態の吃水をとりにくく、また、プロペラは波浪中でレーシングしやすくなる。
- ④ クラッシュ・アスター性能が低下する。
- ⑤ 低回転の主機を搭載するために大きなエンジン・スペースが必要となり、カーゴ・スペースが減る。

(5) 歴史、実績、使用状況

低回転大直径プロペラの発端は、1976年、B & W社のPanamax 船計画である。本計画は実現されなかつたが、大直径プロペラ用特殊船尾形状をもつ 12,800 ton の Liberty 船の実績につながる。現在までの最大直径のプロペラは KAW 社の直径 11m、3 翼可変ピッチプロペラであり、本船では少翼数化とともに回転数を 45rpm (約半減) まで下げて約 24% の馬力節減を達成している。また、KO 社の 1978 年から 1981 年の製造実績についてみると、直径 6m 以上の低回転大直径プロペラはほぼ一定量で推移している。

(6) 理論、設計法

低回転大直径プロペラの設計においては、最適プロペラ回転数の選択、上記の低回転大直径化に伴う問題点の処理等のために船型理論とプロペラ理論の活用が不可欠である。

参考文献

1. 第 174 研究部会：馬力節減を目的とした 1 軸中型船の船尾形状の開発に関する研究、日本造船研究協会、研究資料 No 302. 329 (1978～1980)
2. 門井引行：低回転大直径プロペラ船の推進性能、日本造船学会誌、第 622 号 (1981)
3. 谷林英毅、武隈克義：各種推進性能向上方式の特徴と性能、三菱重工技報、Vol. 19、No 3、(1982)
4. 伊藤政光、山崎正三郎、高橋通雄：低回転 CPP 装備船のクラッシュ・アスター性能に関する研究、関西造船協会誌、第 184 号 (1982)

3.2.2 高アスペクト比一小面積比プロペラ

(1) 概要(ねらい、形状)

通常、プロペラ面積比(a_e)は、Cavitation erosion防止上必要な値としているが、このような条件を外して、 a_e の値を小さくして、プロペラ効率を上げるのが、本プロペラのねらいである。

従って、このようなプロペラが設計できるのは、次のような条件のいずれかが成り立つ場合に限られる。

- ① 現在使用中のものに比べて、極めて耐Cavitation erosion性の高いプロペラ材料が開発された。
- ② 上記と同様の耐Cavitation erosion性を持つ材料を翼面上にOver layできる。
- ③ プロペラを消耗品と考えて、Cavitation erosionが進行し、効率、強度上問題となった場合には、同じプロペラを新造して使用する。

(2) 省エネ効果、推進性能改善

TROOST B4シリーズにて、 a_e を0.70より0.40に下げた時のプロペラ効率の向上率を概算すると、約2%である。なお、この計算は、強度面の材質は変わらないとして、翼応力一定の条件で行っているので、 a_e を小さくするということにより翼厚比(t/l)が増しプロペラ効率が低下する影響を考慮している。

a_e を小さくすることによる効率向上をそのまま享受するためには、耐Cavitation erosion特性と共に強度上も勝れた材料の開発が必要である。

(3) 問題点

- ① 耐Cavitation erosion特性の勝れたプロペラ材料、overlay材料は2,3開発されているが、高価である。
- ② a_e を減少させれば、Cavitationが増大するので、surface forceが増大すると考えられる。

(4) 実績

低回転大直径プロペラで小さな a_e を採用した例は多くあるが、上記のような意図で通常必要とされる a_e よりも、大巾に小さな a_e を採用した実績はないと思われる。

参考文献

1. Laslie Hawdon "Saving fuel by propeller design" The Naval Architect January 1982; a_e を減少させて η_0 を上げるideaが述べられている。

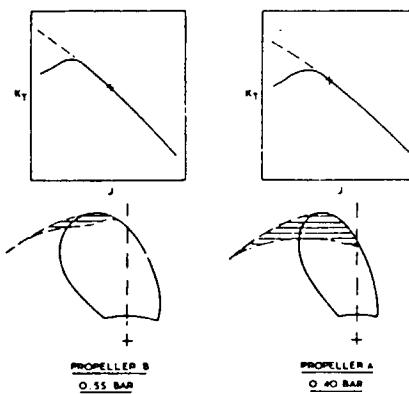


図1 The likely extension of the cavitation sheet using a blade of reduced surface area

3.2.3 ハイリースキュードプロペラ

(1) 概要（特徴、ねらい、機構）

ハイリースキュードプロペラ（HSP）は翼のスキー（そり）を大きくしたプロペラであり、大きなスキーによって翼がHigh Wake Zoneを通過する時間を半径位置でずらせてプロペラ起振力を減少させることができる。[1~3]

(2) 省エネ効果、推進性能改善

推進効率については通常プロペラ（CP）とほとんど変わらない。しかし、省エネプロペラである低回転大直径プロペラなどとの組合せ使用が考えられる。

(3) 長所

- ① HSP採用による最大の効果はプロペラ起振力の軽減であり、 $60^\circ \sim 90^\circ$ HSPによってペアリングフォースがCPの $2/5 \sim 1/8$ に減少し、船尾変動圧力がCPの $2/3 \sim 1/8$ に減少する。
- ②ペイントテストによってCPよりHSPの方がキャビテーション・エロージョンに有利であることが確認されている。
- ③ CPの延長線上にあるので、他の特殊プロペラと比較して設計・製造が簡単である。
- ④構造が簡単であり、ダクト、フィン等の特別な付加物を必要としない。

(4) 問題点

- ①スキーの増大とともに最大翼応力を生ずる位置が翼根側から翼先端の方向に、最大翼厚付近から後縁方向に移り、翼応力がかなり大きくなる。
- ②一体型HSPでは、スキーを大きくすると後進力が低下する。一例では、スキー幅を 0° から 36° 、 72° 、 108° に増やすと、後進力は1.5%、8%、12.5%低下している。
- ③現状では設計にかなりの時間を要しているので、系統試験や実績値等により簡易的なHSPのピッチ計算法、HSPの翼厚決定法を開発して、HSP設計の合理化、簡易化を進める必要がある。
- ④自航要素に及ぼすスキーの影響、その寸法効果などは引き続き調査が必要である。

(5) 歴史、実績、使用状況

可変ピッチ型については、1979年末の時点においてすでにKA社から約150基の実績が報告されている。大部分が艦艇用であるが、内15基は一般商船用である。一体型HSPについては1973年のSan Clemente ClassOB Carrier用 72° HSPが有名である。5翼、直径7.9mであり、米国で初めて一般商船にて実用された。しかし、一般に普及したのは1980年に入ってからであり、現在、多種の船に急激に採用されている。

(6) 理論、設計法

HSPについての実験資料がまだ不十分であるため、その性能を理論計算によって求める必要がある。すでにCPの設計においてもプロペラ理論が活用されているが、さらにHSP設計では、プロペラ設計図表がない、プロペラ起振力を考慮したスキーの決定法が必要であるなどの問題が加わり、プロペラ理論がより重要となる。

また、HSP翼応力解析に梁理論を適用できないので、それにかわる方法として有限要素法が必要である。

参考文献

1. R. A. Cumming, W. B. Morgan and R. J. Boswell: Highly Skewed Propellers, SNAME, Vol. 80 (1972)
2. 山崎正三郎ほか：Highly Skewed Propellerの研究（第1報～第5報）、日本造船学会論文集、第149、150、152、153号（1981～1983）
3. 千葉規胤、中村直人：Highly Skewed Propellerについて（続）、日本船用機関学会誌、第11巻、第9号、第15巻、第13号（1976、1980）

3.2.4 ループブレードプロペラ

(1) 概要

偶数枚の翼をもつプロペラで、隣り合う2枚の翼を各々前・後方に曲げ、翼端を接続させてループを形成することにより、翼端をなくしたプロペラ。図1にDTNSRDCで製作された模型を示す。図から、前の翼の負圧面は、接続された翼端を介して、後の翼の正圧面につながっている様子がわかる。

(2) 効果

プロペラに翼端が存在しないため翼端渦も発生せず、従って翼端渦キャビテーションも発生しない。ループブレードプロペラをダクトと組合せて使用すれば、チップボルテックスキャビテーションによってダクト内面にエロージョンが発生することを防止できる。

(3) 特長

- ① DTNSRDCでの試験結果によると、ループブレードプロペラの単独性能は、対応する通常型プロペラとはほとんど変わらない。
- ② DTNSRDCでのキャビテーション試験結果によると、ループブレードプロペラでは翼全面にはげしいキャビテーションが発生しても、チップボルテックスキャビテーションは発生しない。

(4) 問題点

- ① 工作がきわめて困難である。
- ② ハブボルテックスがつよくなり、ハブボルテックスキャビテーションの初生が早まると考えられる。

(5) 歴史、実績、使用状況

DTNSRDCでの試験結果が(1)にみられるだけで、その後の研究成果、使用実績ともに公表されていない。

(6) 理論、設計法

資料なし

参考文献

1. Okamoto, H. et.al ; "Cavitation Study of Ducted Propellers on Large Ships"に対するDr.Pienの討論、
SNAME, Vol. 83, 1975, pp 186-189.

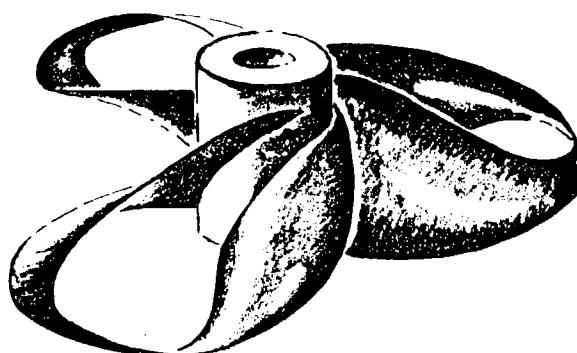


図1 ループブレードプロペラ

3.2.5 変動ピッチプロペラ

(1) 概要

プロペラが一回転する間にピッチが周期的に変化するような機構を持つプロペラを変動ピッチプロペラと称するが大別して2種類ある。一つは、Pinnate Propellerと称されるものでその構成を図1に示すが〔1〕、偶数翼からなり、それぞれ対になったプロペラ翼のピッチが互に逆方向に変化するようになっている。

この目的は、船の伴流が、上側で最も大きく、下側はさほどないこと、又、両舷は同程度であることから、1回転に1周期でピッチを変化させることにより、プロペラキャビテーション・起振力を減少させることである。

他のものは、各翼のピッチを任意にコントロールしようとするとするもので、そのねらいは潜水艦の操縦性の改善にあるらしい。〔2〕ここでは、前者について述べる。

(2) 推進性能改善

Pinnate propellerの場合起振力軽減の見地からのみ計画されており、推進効率向上の面でどの程度の変化があつたかについては今のところ具体的な報告例はない。

(3) 長所

Pinnate Propellerを提案しているSimonsenによると、SSPAの大型空洞水槽での試験の結果、キャビテーションの大きさ、プロペラ起振力が著しく減少している。(図2.)

(4) 問題点

このプロペラの問題点は、偶数翼数プロペラにしか適用できないこと、製作コストが高いことであろう。

(5) 実績、歴史

スウェーデンでは、海軍のパトロールボートに試用され、効果があったと報告されている。なお、このアイデアは、既に1941年米国の特許に出ている。

(6) 理論設計法

〔1〕を参照されたい。

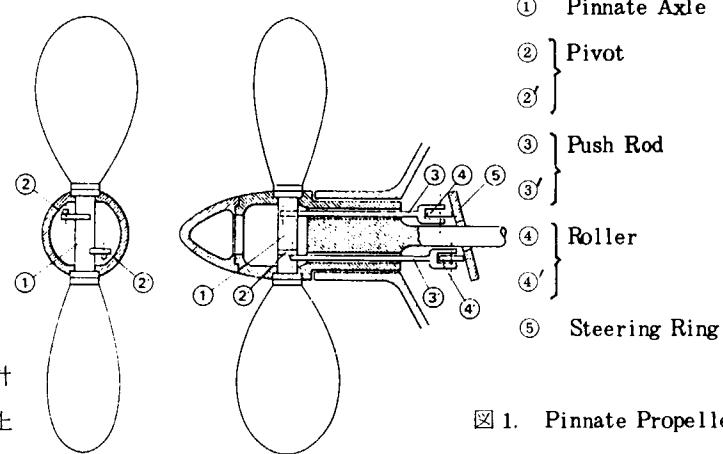


図1. Pinnate Propeller の概略構造

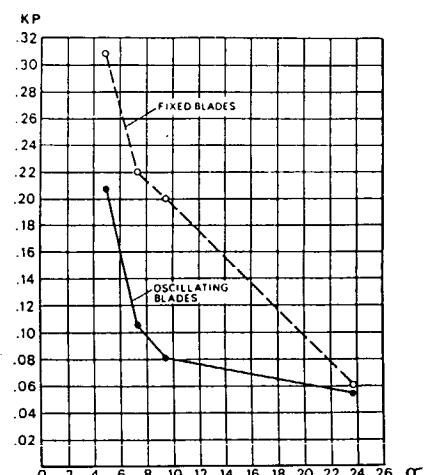


図2. 圧力変動計測結果

参考文献

1. Simonsson,P., The Pinnate Propeller , Dept. Mechanics , The Royal Institute of Technology , S - 100 44 , Stockholm , Sweden , 1983 .
2. Joosen, W . P.A,et al , Large Hub to Diameter Ratio Propellers with Programmed Blade Control, Int. Shipbuilding Progress, Vol.10 , No. 101 , 1963 .

3.2.6 ジェットフラッププロペラ

(1) 概要(特徴、ねらい、機構)

ジェットフラップは翼後縁から高速の気流(ジェット)を翼の首尾線に対し角度を持って噴出させるもので、翼上面に沿う流れが下方へ回り込むことにより循環が増加し高揚力が得られる点に特徴がある。航空機の分野ではこのような高揚力装置の研究が盛んであるが[1~2]、船用プロペラへジェットフラップを適用した例は少なく米国 Oceanics 社の Kaplan らの報告[3]がある程度である。Kaplan らが用いた模型を図 1 に示すが、プロペラ翼が中空となっており軸を通して空気が送り込まれ後縁のスロットから吹き出される仕組となっている。

(2) 省エネ効果、推進性能改善

Kaplan らが大型タンカーを対象として行った研究では、ジェットの吹き出しに必要なエネルギーを含めた上で通常型プロペラと同等の推進効率が得られたと報告されているが、これを裏付けるデータは示されていない。

(3) 長所

- ① スラスター等の高推力を必要とする推進器に向いている。
- ② 図 2 に示すように、ジェットフラップ翼の圧力分布は高揚力下でも平坦であり、キャビテーションの面で有利である。実際に通常型プロペラと比べて著しくキャビテーション発生範囲が小さくなっていることが報告されている。[3]

(4) 問題点

- ① ジェット吹き出し装置をプロペラ翼、軸に組込むことによる、強度面、機構面での問題がある。
- ② 一般商船に通常用いられる中荷重プロペラに有効であるかどうか不明である。
- ③ ジェットの吹き出しに必要なエネルギーを割り引いて推進効率を考える必要がある。

(5) 実績

米国 Oceanics 社が特許を持っているが、まだ実績は無い。

(6) 理論設計法

プロペラ理論と 2 次元ジェットフラップ理論とを組合わせて設計すると述べてあるが[3]、詳細は明らかでない。

参考文献

1. G. V. Lachmann; "Boundary Layer and Flow Control", Pergamon Press (1961)
2. 犬丸矩夫; "循環制御翼の空力特性と応用の可能性", 日本航空宇宙学会誌, 第 22 卷, 第 248 号 (1974)
3. Kaplan, P. et al; "The Application of Jet Flaps to Ship Propellers and Thrusters", Symposium on Hydrodynamics of Ship and Offshore Propulsion Systems, Hovik, Oslo (1977)

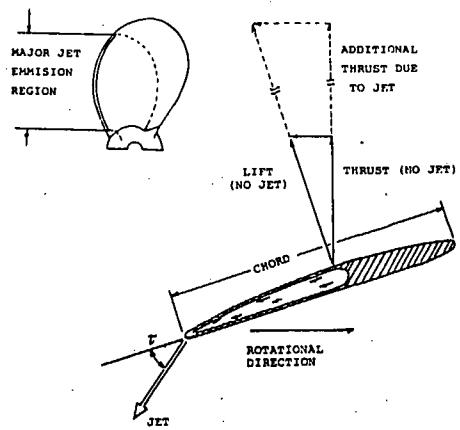


図 1 ジェットフラッププロペラの例

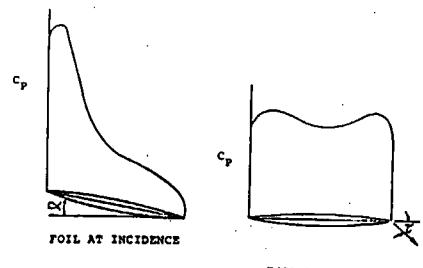


図 2 ジェットフラップ翼の圧力分布

3.2.7 境界層制御プロペラ

(1) 概要(特徴、ねらい、機構)

層流の摩擦抵抗は乱流より遥かに小さいので、プロペラ翼面上の境界層を積極的に制御して層流に保ち、摩擦抵抗を低減させプロペラ効率の向上をねらったもの。境界層の層流制御を行う方法としては、吸い込み、吹き出し、前後縁フラップなどが挙げられる。これらは航空機の分野を中心として研究が進められており[1]、LFC技術(Laminar Flow Control)と呼ばれている。

(2) 省エネ効果、推進性能改善

船用プロペラでは摩擦抵抗による効率損失は一割以上と言われており[2]、境界層制御による省エネ効果は極めて大きい。例えば、層流と乱流との違いによる断面抗力係数の差を考慮して、小山の揚力面理論を用いて行った比較計算結果を図1に示す。断面抗力係数としては相当滑面平板の値を用いた。層流状態でのプロペラ性能は断面抗力を無視した場合に殆ど等しく、乱流状態と比べれば単独効率にして約10%高い値を示している。

(3) 長所

層流剥離、乱流遷移などシートキャビテーションの初生と密接に関連する現象が起らなくなるので、シートキャビテーションが発生しづらくなる。

(4) 問題点

- ① 船用プロペラは不均一流中を高レイノルズ数で作動するので、層流制御を行うことが極めて困難である。
- ② 船用プロペラのような回転する薄翼に層流制御装置を組み込むことは、機構面、強度面で問題がある。
- ③ 吸い込み、吹き出しなどを行う場合、これらの駆動に必要なエネルギー分を割り引く必要がある。
- ④ 翼面汚損、プロペラからの水中放射雑音などが外部擾乱源となり、層流制御を行ったにもかかわらず遷移してしまう可能性がある。

(5) 歴史、実績、使用状況

船用プロペラで層流制御を行った実績は無い。航空機の分野では 4.7×10^7 という高レイノルズ数で、吸い込み方式により0.0008という低い翼抵抗係数値(吸い込み抵抗を含む)を実現させた例がある[1]。これは乱流状態における相当滑面平板の抗力係数の約1/3の値である。

参考文献

1. 石田洋治：“層流制御技術について”。日本航空宇宙学会誌、第31巻、第356号(1983)
2. J. D. Van Manen: "Non-Conventional Propulsion Devices". JSNA, Proceedings of The 2nd Symposium on Marine Propellers (1971)

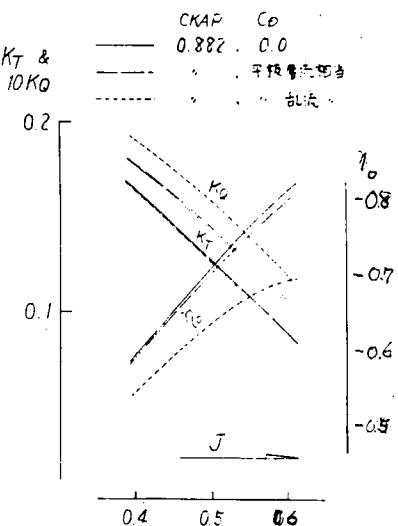


図1 層流と乱流によるプロペラ性能の違い
(小山の揚力面理論による)

4翼一体型, $Re = 6.2 \times 10^7$

3.2.8 ダクトプロペラ

(1) 概要(特徴、機構)

スクリュ・プロペラとそれをとりまく翼型の断面を持つダクトにより構成され、ダクトは柱状の支持材により船体に取り付けられる。この型のプロペラは高荷重プロペラの効率向上に効果がある。

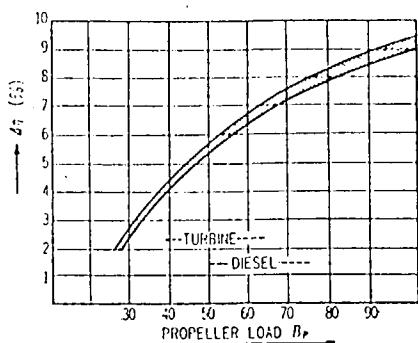
(2) 省エネ効果、推進性能改善

プロペラ効率の比較(1)

① $B_p \geq 30$ の船で馬力節減効果が期待できる。

B_p 値が高い程大きな効果が期待できる。

ダクトプロペラによる馬力節減率(2)



② 海象の良い時に比べて、海象の悪い時(B_p が大)

の方がダクトの効果が大きいことが、同型船の試運転結果により確認されている。同様に fouling, 経年変化が進んだ状態、氷海船の水中航行時等プロペラ荷重度が増大した状態で効果が大きくなると考えられる。

(3) 適用限界等

- ① 最近の省エネ船には、低回転大直径プロペラが広く採用されているが、このような B_p の小さい低荷重プロペラでは、効果は期待できない。
- ② 大型船に採用された当初、ダクト内面のキャビテーション・エロージョンが問題視されたが、この部分への air injection により、この問題は解決されている。別の解決策として、ダクトの impeller より後方部を削除した形状を持つ short duct が考案されている。

(4) 採用実績

大型船への採用は、1970年(大型船への採用第1船 Glor Nichu 竣工)以後、下記の通り

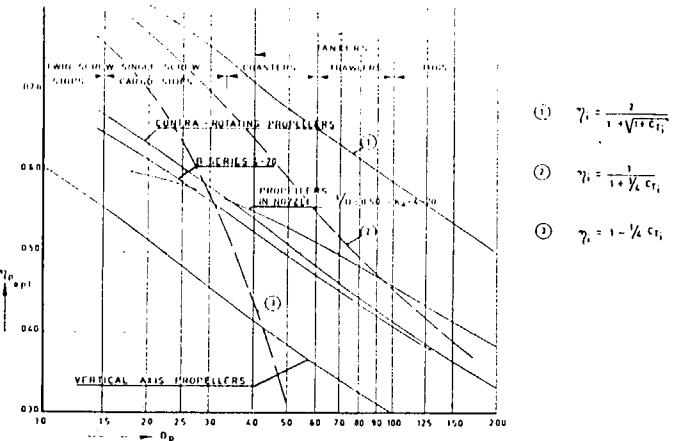
国内建造船………約44隻、 外国建造船………約4隻

(5) 理論、設計法

現状の理論は、ダクト回りの流速、圧力分布の推定、ダクト性能の相互比較等には利用できるが、船後状態における最適ダクトプロペラの設計に直接利用できるものではない。(例えば〔3、4〕)

参考文献

1. J. D. San Manen "Non-conventional Propulsion Devices" 第2回船用プロペラに関するシンポジウム Nov. 1971
2. 岡本洋「大型船におけるタクトプロペラの採用」造船工業 Vol.5, No.6, Nov. 1973
3. 野沢和男 他「ノズルプロペラ特性計算法に関する研究」日本造船学会論文集 第137, 139号
4. K. Minsacs "Design of Propeller in Ducts of Given Shapes Part I" Publ. No. 15
Norwegian Ship Model Experiment Tank, January 1972



ダクトプロペラによる馬力節減率(2)

(215型タンカーの航海実績)

状態	FULL	BALLAST
馬力節減率	約 8 %	約 5 %

3.2.9 MIDP(Mitsui Integrated Duct Propeller)

(1) 概要

MIDPは、ダクトをプロペラ前方に配置することによって、在来型ダクトプロペラにおけるダクト内面エロージョンを回避できる等の特徴を有する省エネルギー装置である。また、その整流効果は船体振動、操縦性能の改善にも寄与するものである。MIDPは、昭和53年春にEXXON社の250,000 DWTタンカー「ESSO COPENHAGEN」(図1)に初めて装備され、馬力節減効果等の優れた性能が海上試運転・航海実績により実証された〔1〕。

(2) 省エネ効果、推進性能改善等

- ① 肥大船の船尾周りの流れをダクトによって整流及び安定化させ、船体抵抗を減少させる。
- ② ダクトとプロペラの流力的干渉によって発生するダクトの推力により推進効率を向上させる。
- ③ 馬力節減量等；船型及び運航状態によって異なるが、5～12%程度である。ESSO C. では、次のような効果が得られた。

馬力節減量	満載	約 6% (16 KTS)
	〃	7% (15 KTS)
軽荷	約 4% (18 KTS)	
	〃	10% (14 KTS)
船速増加量	満載	0.36 KTS (MCR)
	軽荷	0.24 KTS (MCR)



図1 MIDPを設置した船尾配置

「ESSO COPENHAGEN」

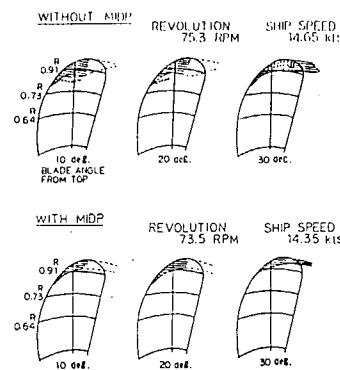


図2 キャビテーションパターンの比較

(満載状態 3/4 MCR)

- ④ キャビテーション〔2〕：発生面積は、MIDPを装備することによって20%以上も減少し、またエロージョンの危険性のあるクラウド・キャビテーションも消滅した(図2)。

- ⑤ 船尾変動圧力は、MIDP装備によって図3に示

すように大幅に減少し、図4に示すように施回時のアドバンス量が大幅に減少した。

(3) 問題点

船型によって最適なMIDPの形状が異なるため、その設計に対して注意する必要があり、かつ、載貨状態、船速等の運航諸条件によって、馬力節減の程度は必ずしも一定しない。

(4) 実績

既存船及び新造船を含め、約170基を受注、うち約140隻については設置を完了している。

参考文献

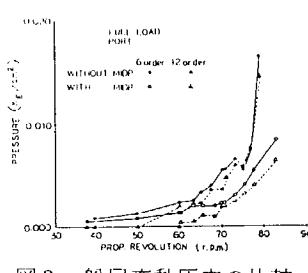


図3 船尾変動圧力の比較

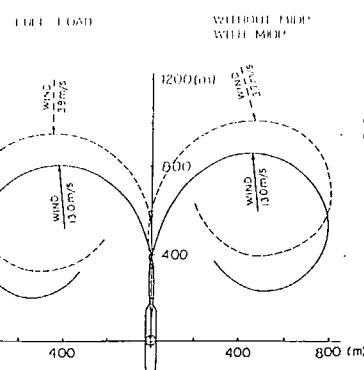


図4 旋回航跡の比較

1. Narita, H., et.al : Development and Full-Scale Experiments of a Novel Integrated Duct Propeller, SNAME New York, 1981
2. Yagi, H., et.al : Propeller Cavitation Study of a Novel Integrated Duct Propeller System, PRADS Symp., Tokyo, 1983

3.2.1.0 HZ ノズル

(1) 概要(形状, 特長)

- ① 図1に示すように、本ノズルはプロペラ先端よりも前方に配置され、断面は翼形状であり、コード長さは船底に向かって短くなる。
- ② プロペラは普通型で良く、既存船にも容易に取付けることができ、プロペラを換装する必要がない。
- ③ プロペラキャビテーションによるノズルのエロージョンがない。

(2) 省エネ効果, 推進性能改善等

推進性能の改善は、船尾付近の流れが整流されることによる抵抗減少と、ノズルが推力を発生することによる推進効率の向上による。ノズルの形状は、それぞれの船の船体形状(伴流分布)や、プロペラに対し最適になるよう設計される。

通常のノズルプロペラでは均一流中の性能が船後の不均一流中では低下するのに比べ、HZノズルは船後の状態でより高い性能を発揮する。

比較的プロペラ荷重度が高い肥大船に対して効果があり、5~10%の省燃費効果がある。例えば、235,000 DWTタンカーの場合、年間約3,000トンの燃料が節減できる。HZノズルに対する投資額は約2~4年で回収できる。

(3) 長所

① キャビテーション及び起振力減少効果(図2)

プロペラ翼面上に発生するキャビテーションは、ノズルによる整流効果と、必要な推力がノズルによって分担されるため、大幅に減少する。このため、プロペラ起振力も減少する。

② 操縦性能の改善(図3)

旋回性能や停止性能も改善される。

(4) 問題点

特になし。

(5) 実績(図4)

HZノズルは、すでに30隻以上の新造船及び、既存船に取付けられ、

海上試運転及び、航海実績でも、その効果が確認されている。

図1 配置

船型は、D.W. 6万トンから28万トンに至る各種のBulk Carrier, Tanker, Ore Carrier等である。

(6) 理論設計法

下記の参考文献が参考になろう。

参考文献

1. 北沢孝宗ほか; "Increase in the Propulsive Efficiency of a Nozzle Installed just in front of a Propeller", 関西造船協会誌 第184号, 1982

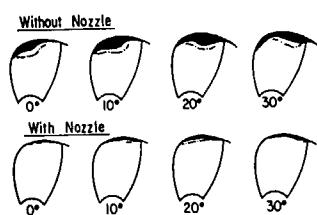


図2 キャビテーションテスト結果

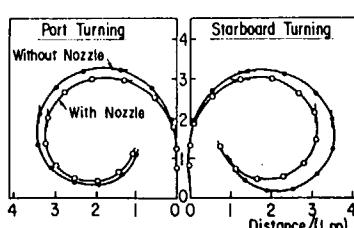


図3 旋回試験結果

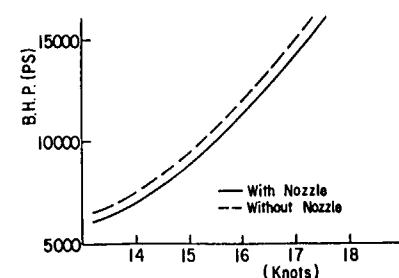


図4 海上試運転結果

3.2.11 リングプロペラ

(1) 概要

ブレードチップをリングで結合したプロペラをリングプロペラと称し、リングがプロペラと共に回転する点において、ダクトプロペラと区別される。リングプロペラの形状には図1の様な例が公表されている。

(2) 長所

- ① リングにより、プロペラが海中の浮遊物（流木、流氷など）から防御される。
 - ② 直径が制限された通常プロペラと比較して、若干の効率改善が期待される。
 - ③ ボラード状態での曳引力が通常プロペラより優れる。
 - ④ ダクトプロペラと比較して下記の特長を有する。
 - i . 価格が安い
 - ii . プロペラのセンタリングの問題がない。
 - iii . ダクト内面のキャビテーションの問題がない。
- その他に、通常プロペラと比較して下記の特長を掲げている文献〔1〕もある。
- ⑤ キャビテーション性能に優れる。
 - ⑥ 振動・騒音の減少
 - ⑦ 舵ききの増大

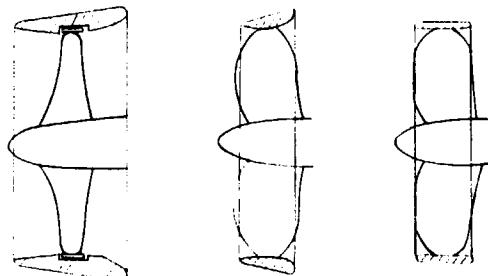


図1 Ringpropeller の形状例

(3) 問題点

- ① リングの回転摩擦抵抗の為に単独効率が低下する。
- ② ブレードチップとリングの取付強度が不足しやすい。
- ③ リングの慣性モーメントの為に、プロペラの回転停止や逆転までに時間がかかり、船体の制動距離が長くなる。

(4) 歴史、実績

外国では、モーターヨット、タグボート、コースターに採用した報告がある。国内に於ては、漁船に採用例が見られる。

(5) 理論、設計法

リングプロペラについて理論的考察がなされた例として文献〔1〕がある。設計法については、資料は見あたらない。

参考文献

1. 「Ducted Propellers, Their Design and Application」 by van Gunstaren, Shipping World and Ship Builder 1970, July.

3.2.1.2 TVFプロペラ(Tip Vortex Free Propeller)

(1) 概要

スペインのAES Aが開発した翼端板付きプロペラで、図1のようにMIDP及びHZノズルと同様にダクトと組合せて用いられる。また、場合によっては、船尾フィンをさらに付加することもある。翼端板によって翼端渦は分散されるが消滅するわけではない。省エネの効果等は、ダクトの整流効果が主に寄与しているものと考えられる。

(2) 省エネ効果、推進性能改善等

① 馬力節減量：〔2〕によればダクト付で11.6～18%

AESA宣伝〔1〕では12～35%

② キャビテーション：TVCの抑制、ただし実船プロペラ前縁にエロージョン発生〔3〕

(3) 問題点

① TVFプロペラ単体の特性曲線をダクト付POTより推定している。このとき、ダクト誘導速度の算定並びに翼端板の粘性修正の方法等を用いているが、単体の効率が過大評価となっている〔4〕。

② 船体、ダクト及びTVFプロペラの流力的相互干渉が明確にされていず、船尾フィン採用の根拠も不明である。

(4) 実績

① 1982年4月に38BC "SOKKORI" の公試を実施したが、TVFの効果は得られず、ダクト修正やフィン装着等を行った後の速力試験により図2の結果を得たといふ〔3〕。

② 1983年6月に270Tの"RIO TINT"の公試を実施し、生値で約10%の馬力節減となり、かつ各種修正後、満載軽荷とも18%の馬力節減あり〔5〕と発表されたが、これらの修正法に対しては異論が多かった〔3〕。

(5) 理論、設計法

① 揚力線理論を拡張して翼端板の効果を考慮しているが、翼端板の粘性摩擦修正・ダクト誘導速度の算定・実船馬力推定法には異論が多い。

参考文献

1. AESA: The Tip-Vortex-Free Propeller, The Motor Ship, 1980
2. Muntjewerf, J. J. & Oosterveld, M. W. C.: Energy Saving Propulsion Arrangements, the Ship Asia'81 Workshop "Why Burn Money?" Hong Kong Oct. 1981
3. Fornells, R. R. & Comez, G. P.: Full Scale Results of First TVF Propellers, Int. Symp. on Ship Hydrodynamics and Energy Saving, Madrid Sept. 1983
4. 一色浩: ノズルプロペラの理想効率、第57回JTTC資料57-7, 1982
5. AESA & SATENA: TVF Propulsion System, Naval Architect表紙, Nov. 1983
6. Gomez, G. P. et.al.: Some Improvements of Traditional Lifting Line Theory for Ship Propellers, Int. Shipbuilding Progress, Vol. 27 July 1980
7. Fornells, R. R. et.al.: Fuel Saving from a New Type of Propellers, Lloyds' World of Shipping Conference in Hong-Kong Oct. 1981

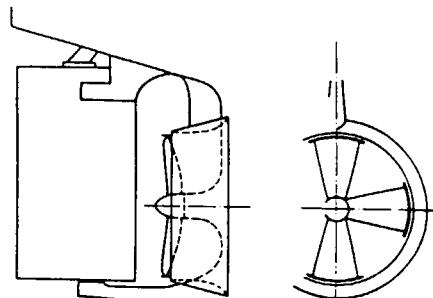


図1 ASTILLEROS ESPANOLES
- TVF PROPELLER

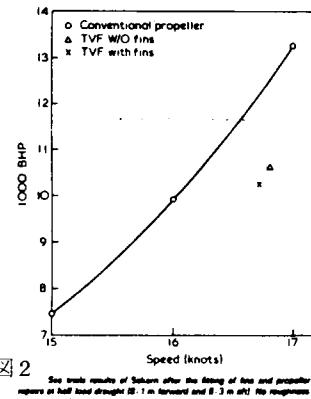


図2 Sea trials results of SOKKORI after the fitting of fins and propeller repair at half load straight 8.1 m forward and 8.3 m aft. No propeller correction is included.

3.2.1.3 ブレードレット・プロペラ(Bladelet Propeller)

(1) 概要

プロペラ翼の先端に小翼を付けて、翼端渦の巻き込みを利用して推力を発生させ効率向上をはかるものである。

当初、船用プロペラ翼形状を有する直進翼について行った実験では、小翼付きの方が厚型翼よりも揚抗比が増加することを確認した。その後、従来型プロペラにこれを適用して数多くの系統的単独特性試験を実施した結果、1～3.5%の効率向上を得ている〔1,2〕。

(2) 特徴

本プロペラの一例を図1に示す。翼先端 $0.9 R$ に2枚の小翼を正面側及び背面側に上反角 r_1, r_2 、ピッチ面に対す
るひねり角 α_1, α_2 、後退角 β_1, β_2 のパラメーターに基づいて前縁側と後縁側にそれぞれ取り付けられている。

(3) 省エネ効果、推進性能改善等

① 単独効率：原型プロペラ(MAU 2翼、展開面積比0.2、ピッチ比0.8、直径300mm)に対し、上記パラメータによるが1～3.5%向上する(図2)

② 翼端渦：図3に示すプロペラ後流計測結果によれば、翼端渦は原型プロペラに比べて抑制されている〔3〕。

(4) 問題点

- ① 工作が従来型プロペラよりも難しい。
- ② 船後状態の性能が不明であり、実船装備のデータもない。
- ③ 通常の作動状態で、翼端小翼にキャビテーション発生が有りうる〔4〕。

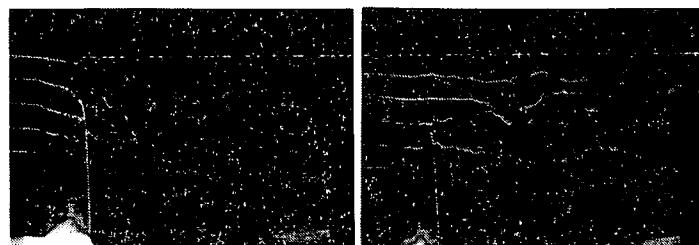
(5) 実績

無し

参考文献

1. 河底正浩、田古里哲夫ほか：翼端小翼プロペラに関する研究、機械学会、流工流機構演会1982年9月
2. 田古里哲夫、河底正浩ほか：翼端小翼付き船用プロペラ研究開発における流れの可視化利用、流れの可視化学会誌、Vol.2, No.6, 1982年7月
3. 角川明、田古里哲夫ほか：船用プロペラの流れの可視化、流れの可視化学会誌、Vol.3, No.10, 1983年7月
4. Goodman, T. R. & Breslin, J. P.: Feasibility Study of the Effectiveness of Tip Sails on Propeller Performance, S.I.T. Ocean Eng. Report 80-1 Sept. 1980

$$V = 0.15 \text{ m/s}, n = 1 \text{ rps}, J = 0.5, \theta = 15^\circ$$



(a) MAU type Propeller

(b) Bladelet Propeller

図3. プロペラ後流分布の比較

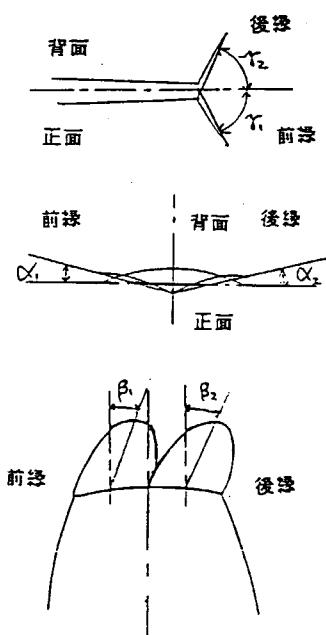


図1. パラメータの取り方

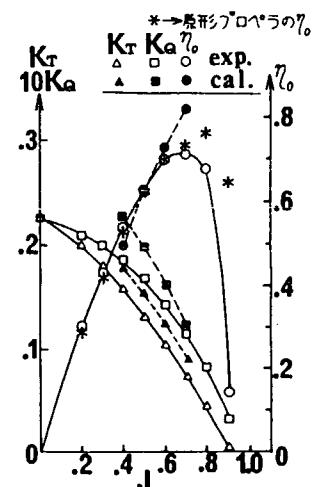


図2. 単独性能曲線比較

3.2.1.4 リアクションフィン

(1) 概要（特徴、ねらい、機構）

プロペラの作動によって生じる流体の回転エネルギーを、プロペラの前方あるいは後方に装備されたフィン（リアクションフィン）による逆方向の回転流によって減少させ、推進性能の向上を図るものである。その流体力学的性質において2重反転プロペラと原理を同じくする。概略図を図1に示す。

(2) 省エネルギー効果

省エネルギー効果は、図2に示すように回転によるロスの分が回収されるとすれば、荷重度の高い船の場合、理論的には、10%以上にもなるが、フィンの抵抗率によって効果は理論値よりも少なくなる。

船尾形状により、省エネルギー効果は多少変化し、大型肥形船においては大略4～8%程度の効果が得られている。

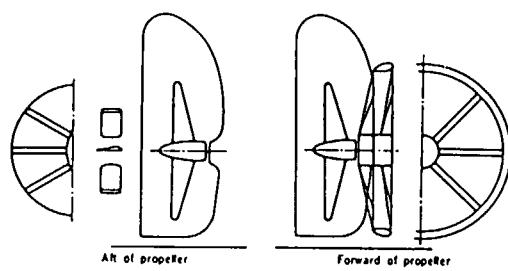


図1. リアクションフィンの概略図

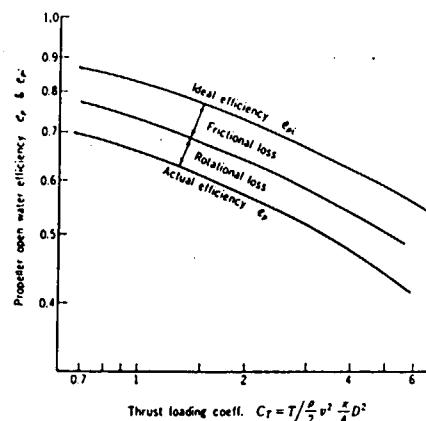


図2. 回転成分と摩擦による効率低下

(3) 長所

就航中の船舶の推進性能向上装置として、後から装着できる。新造船においても、水槽試験結果を基に最適の設計を行い、はじめから装着することもできる。操縦性能は実質的に大きな変化は無く、また振動レベルは減少する傾向がみられる。

(4) 問題点

荷重度の高い肥形船においては上記のような効果が確認されているが、船速の速いやせ形船への応用には推進性能、構造強度の両面からの評価が残されている。

(5) 歴史と実績

プロペラの回転エネルギーの回収を目的に古くからコントラプロペラという呼称のもとに利用されてきたが、1930年代頃には利用されなくなった。オイルショックを契機とした省エネルギー指向のもとに再び実用化され、現在10数隻の肥形船に装置され、その効果が確認されている。

(6) 理論及び設計法ならびに性能試験例

下記論文を参照されたい。

Takekuma et al., Development of Reaction Fin as a Device for Improvement of Propulsive Performance of High Block Coefficient Ships, 日本造船学会論文集 Vol. 150, 1981.

3.3.1.5 推進器直後固定翼装置

(1) 概要（特徴、ねらい、機構）

らせん推進器の直後、舵との間に、8枚前後の短弦長の翼を放射状に固定し、その外周を短弦長ノズル状の翼型断面を持つリングで取り巻いたものである（図1）。前方のらせん推進器の起した回転流成分のエネルギーを回収する目的でプロペラ直後に設置する装置である。同じ回転流回収を目的とする2重反転プロペラのような回転機構はいつさい要らないので、機構が簡単で設計・製造もたやすくなる。

(2) 省エネ効果、推進性能改善

らせん推進器の回転流成分の回収により固定翼に推力を発生し、その効果によるらせん推進器と固定翼を合せた推進器効率の向上が主たる効果であるが、船体との干渉効果の改善で得られる船殻効率の向上（推力減少率が小さくなる）も大きい。

① ピッチ比0.714, 展開面積比0.665の5翼プロペラに対して計画した固定翼によって、単独効率で5%の効率向上を得るとともに、 C_B 0.767のタンカー模型に装置して行った自航試験の結果、216m長の実船を想定して推定換算した軸馬力で、10~12%の馬力減少が得られた〔1〕。

② DW57,000トン、長さ213mの散積貨物船に本装置を取り付けるという想定で試設計を行ない、試験水槽における模型試験の結果、実船換算の伝達軸馬力で、満載状態で9%、バラスト状態でも5%程度の馬力減少効果があった〔2〕。

(3) 長所

- ① 固定翼装置は、与えたプロペラに対して最適の設計を行うことができるので、プロペラの設計等を何ら変更する必要なしに、確実に馬力節減効果が得られる。
- ② 固定翼も外周リングも翼弦長が短いため、推進器と舵との間に挿入することができる所以、新造船はもちろん既存船でも附加取付可能である。
- ③ 馬力減少効果は理論的に裏付けされているので、いかなる条件の場合にも相応の最良効果が得られる。
- ④ 固定翼の整流効果によってプロペラ起振力の減少や舵効きが良くなることが期待できる。

(4) 問題点

- ① 船体への固定方法とその構造を含めて、固定翼装置全体の強度設計が未検討課題である。
- ② 固定翼の翼面にキャビテーションが発生する可能性がある。
- ③ 推力減少率の減少による船殻効率向上効果に関する流体力学的相互作用は良く分かっていない。

(5) 歴史および実績

Wagner博士の発明したスター・コントラ・プロペラがその前身で、1929年の同博士の論文、〔3〕大正14年の中根氏の論文、〔4〕で実績が報告されているが、装いを一新した推進器直後固定翼装置はまだ実用化の例はない。

(6) 理論および設計法

軸流機の案内翼と同じ理論を応用した池畠の設計法〔1〕が提案された。

原理的には、2重反転プロペラの理論や設計法も適用可能である。

参考文献

1. 池畠光尚：“プロペラ直後固定翼装置による推進性能の改善について”
2. 関西造船協会誌、188号、昭58.6
3. Maruo, H. & Ikehata, M.: Contribution to 17th ITTC Propeller Session
4. Wagner, R.: "Rückblick & Ausblick auf die Entwicklung des Contrapropellers", Jahrbuch der Schiffbautechnischen Gesellschaft 30 Bd., 1929
5. 中根経三：“攝陽商船（株）鶴羽丸に取付たるContra Propellerに就て”、造船協会雑誌43号、大正14.6

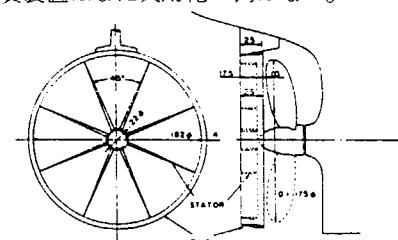


図1 Configuration of stator behind screw

3.2.1.6 フィン付ラダーバルブ (RBS-F)

(1) 概要(形状、特徴)

RBS-Fは、プロペラ後方の舵に流線型回転体の付加物（これをラダーバルブと呼ぶ。コスタバルブに似ているが、形状、寸法を改良することにより効果を増大したもの）を固着し、これに4枚のフィンを放射状に取りつけた形状を持つ省エネルギー装置である。新造船は勿論のこと、既存船にも簡単に取り付けられるという特徴を持つ。

(2) 省エネ効果、推進性能改善

① ラダーバルブは、主に、プロペラ後方の流れを整流することにより推進効率を向上させる。フィンはプロペラ後流の回転運動エネルギーを回収することにより推進効率を向上させる。

② 推進効率改善率は、プロペラ荷重度、船尾形状により異なるが、5%前後である。

(3) 推進性能以外の性能への影響

① RBS-Fは、舵可動部に取り付けられる場合が多いので、舵直圧力、舵トルクへの影響を明かにしておく必要がある。舵トルクについては、通常の舵では、小舵角時の負のトルクが若干増加し、大舵角時の正トルクは減少するので舵取機容量を変える必要はないこと、舵直圧力については、RBS-Fの有無で、差がないことを確かめている。

（図1.）

② 既存船へRBS-Fを取り付けると、プロペラ回転数が1～1.5%程度低下する。これを元にもどす必要のある船では、プロペラ翼後縁部整型工事により対応できる。

(4) 使用実績

計4隻に採用されて就航している。この外4隻に採用が決っている。

FINのついていないラダーバルブのみの型式のもの(RBS)については、4隻に採用されて就航している。

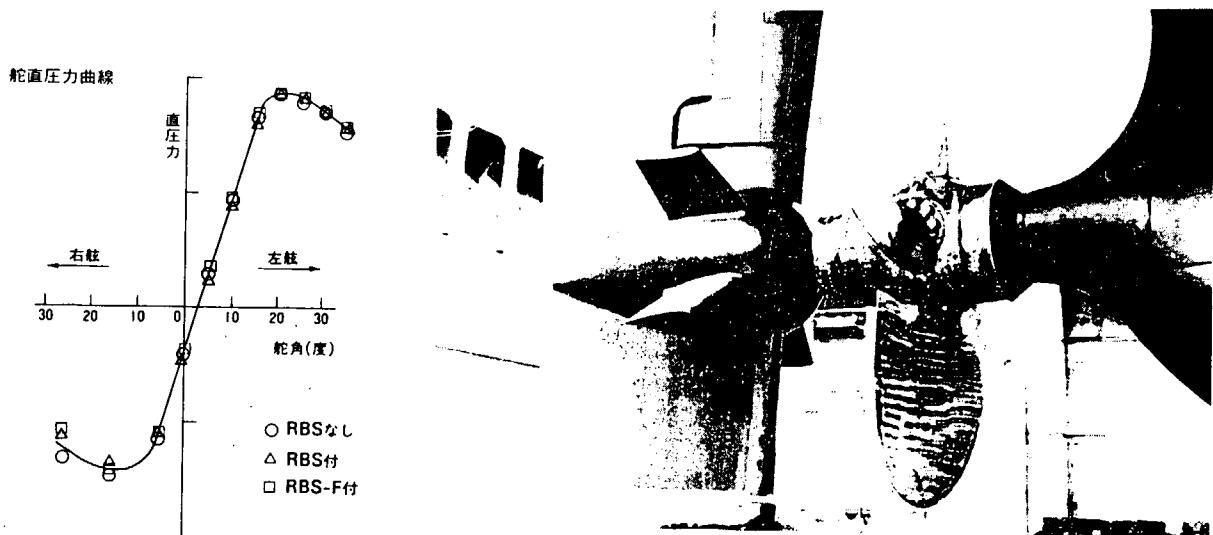


図1.

写真1 RBS-F

参考文献

1. 日本造船学会誌 654号 58年12月 ミニ解説「変型舵」(田中陽)

3.2.17 A.T. フィン (A.T.: Additional Thrusting)

(1) 概要

プロペラの回転に伴う運動エネルギーは、舵だけでは回収しきれずに、およそその半分が後流中に捨てられる。右回転プロペラの誘導速度の周方向成分は、舵の左弦で上向き、右弦で下向きである。そこで、舵の両側に翼型断面をもつフィンを適切に張り出し、残存する回転流のエネルギーをフィンのスラストに変換して、エネルギーの回収効果を向上させる。

(2) 特徴・省エネ効果

プロペラ後方の回転流のエネルギーを回収する方法として、A.T. フィンのようにプロペラの後方で回転流を打ち消す方法と、プロペラ前方であらかじめ逆向きの回転流を与えておく方法がある。いずれの方法でも、フィンの迎角を最適にとることが重要である。プロペラの前方では複雑な船体伴流の影響が大きく、フィンに流入する流れの方向の推定が困難であり、したがって迎角の設定がむづかしい。これに対して、プロペラの後方ではプロペラの誘導流れが大きく、船体伴流の影響が相対的に小さくなるうえ、プロペラの誘導流れは不均一流中のプロペラ理論によりかなり正確に求められるため、フィンの迎角の設定はより容易になる。

プロペラ荷重度が比較的大きい肥大船型では、4～5%の燃費節減が可能である。

(3) 実績

1985年1月現在、280型タンカー1隻が就航中。さらに250型タンカー、170型バルクキャリア2隻、280型ORE/OILキャリアが建造中である。

(4) 設計法

- ① 取付け角度：個々の船のプロペラ後方の流場に合わせて、フィンの発生するスラストを最大にするように設定する。プロペラ後方の流場は不均一流中プロペラ理論により推定したり、舵なし状態の自航模型試験時に計測することにより求められる。
- ② スパン：プロペラ後流に形成される流管内におさまるように設定する。
- ③ アスペクト比：アスペクト比を増すとフィンの揚抗比が向上する。揚力そのものを増すにはフィンの面積を増す必要があるが、前述のようにスパンには制限があるため、面積の増加はアスペクト比の低下をもたらす。したがってアスペクト比にもスラストを最大にする最適値が存在する。
- ④ 断面形状：通常 Aerofoil 断面が使われるが、圧力分布形状、フィンの強度、粗面化したときの抗力の増加などを考慮して決める必要がある。
- ⑤ 取付の上下位置：最適位置はプロペラ軸よりやや上方となることが多い。
- ⑥ 枚数：構造強度上および相互干渉を考慮して現在2枚のものが用いられている。

参考文献

1. 森、山崎、藤野、太田垣；“IHI A.T. Fin - 第1報 原理および開発の要点 - , 石川島播磨技報, 第23巻, 第3号, 1983.5

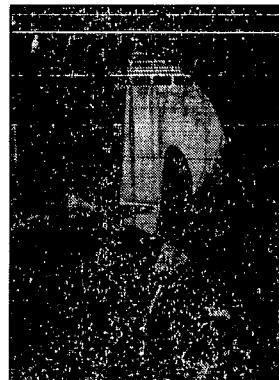


図1 A.T. フィン

3.3.1.8 タンデム・プロペラ

(1) 概要(特徴、ねらい、機構)

一つのプロペラ軸に2個あるいはそれ以上のスクリュープロペラを串差し状に取り付けたプロペラで、一般に2個から成るものが多い(図3.)。機構は通常の1軸プロペラと同一となる。このプロペラはプロペラ直径が厳しく制限され、かつ高馬力を吸収しなければならない時に用いられる。前後のプロペラ直径は同じか又は後方のものが小さくなる。

(2) 省エネ効果、推進性能改善

基本的にはプロペラ単独効率の向上は期待できないが船級効率を1軸並とすることができるので、二軸船より推進効率を良くすることができる。

- ① 単独性能試験において2%の効率改善が得られた例[1]があるが、通常効率は低下し、10%程低下した例もある[2]。
- ② 14万トンタンカーに対して5翼のタンデムプロペラを装着した結果、通常5翼1軸プロペラ船より3.1%，通常4翼2軸船より2.2%推進効率が低下した[3]。
- ③ 20万トンタンカーに対して設計した結果、単独効率は通常プロペラと変わらないが、7Rが約7.5%も低下するなどのため、推進効率は3.5%も低下する[2]。

(3) 長所

- ① 吃水の制限などでプロペラを大きくできず、1軸プロペラでは高荷重となり過る時に使用できる。
- ② エンジンが一つで済み、複雑な機構を必要としないので、安価であり、保守も容易である。
- ③ 前後のプロペラの位相を考えることによって、ペアリングフォースの軽減ができる。
- ④ 同一スラストを発生している一軸プロペラより単位翼面積あたりの荷重を半分とすることができるので、キャビテーションの発生量を少なくすることができ、振動軽減ができる。

(4) 問題点

- ① 通常プロペラより単独効率を低下させず設計することが可能であるが、船体との干渉が正確に予測できないので、大幅な効率向上が期待できず、曳船や浅吃水船などの特殊な船に限られる。
- ② タンデム・プロペラを採用しても、シートキャビテーションの発生量は余り減少せず、特に高伴流域でのキャビテーションは通常1軸プロペラと比べてそれほど減少しなかった例がある[2]。

(5) 歴史および実績

1837年に英国において初めて装着され、1900年頃英國海軍においてキャビテーションによる性能低下を防ぐ目的で良く用いられた。

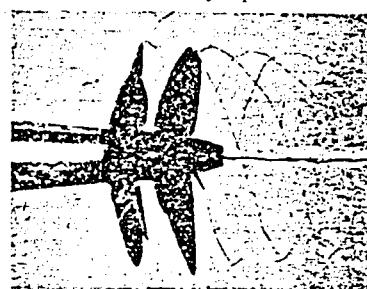
(6) 理論および設計法

2重反転プロペラ設計法とは原理的に同じに設計できるが、具体的な定式化を示した文献は見当らない。

参考文献

1. Davis, C. T. et al ; "Open-Water Performance of Tandem Propellers", NSRDC SPD-530-01, 1973
2. Glover, E. J.; "Contrarotating Propellers and Tandem Propellers", Proc. of Symp. on Advances in Propeller Research and Design, 1981
3. Handler, J. B. et al. ; "Advanced Propeller Propulsion for High Powered Single Screw Ships", Trans. of SNAME, Vol. 72, 1964

図1



3.2.19 2重反転プロペラ

(1) 概要(特徴、ねらい、機構)

プロペラ軸が同芯の2重軸となっており、前後に並んだプロペラが適当な逆転機構によりお互いに反対方向に回転して推力を発生する。2重プロペラ・シャフトの構造は複雑である。後方のプロペラ直径は前方プロペラの後流の回転成分を回収するので、縮流を考慮して約10%小さくされることが多い。

(2) 省エネ効果、推進性能改善

- ① 22kn, 3200馬力のコンテナ船に対して、Gloverの方法〔1〕とMorganの方法〔2〕により設計した結果、ともに単独効率で約11%向上したが、推進効率は通常1軸船と比べて、7~10%の向上となった〔1〕。
- ② 14万トンタンカーに対して設計した結果、通常1軸船より6.7%、2軸船より7.5~11.6%馬力を節減が可能であることが示されている〔3〕。
- ③ 2万トンの貨物船に対して設計すると通常1軸船と比べて、単独性能で3%、満載状態で6.5%軽減されるが直徑を15%大きくして低回転化すると11.5%程度の効率向上が期待できる〔4〕。
- ④ 25kn, 5万馬力のRo/Ro船の場合には1軸可変ピッチプロペラ船より18%の馬力節減が得られた例がある。

(3) 長所

- ① 高荷重船に対して一軸配置ができるので、通常1軸船並みの船殻効率が得られる。
- ② 吃水の制限のある場合に特に有効である。
- ③ 斜行性がないので当て舵の必要がなくなり、その馬力が節減できる。
- ④ 同一スラストを発生している通常1軸プロペラより単位面積当たりの荷重が半分となるので、単独効率を良くし、キャビテーションの発生量を少なくできる。

(4) 問題点

- ① 逆転機構ばかりでなく2重反転プロペラ軸の構造が複雑で、伝達効率の低下が予想される。
- ② キャビテーションの発生量は通常1軸船よりも少なくならず、特にコンテナ船の前方のプロペラのキャビテーション発生範囲は相対的に大きくなることが多い〔5〕。
- ③ 2重反転プロペラの前後プロペラの流体力学的相互作用が良く分かっていないので、設計法が確立していない。

(5) 歴史および実績

1836年に英国のJ. Ericsonによる特許から始まったが、商船に用いられることはなく、現在は魚雷に用いられている。

(6) 理論および設計法

2重反転プロペラの設計法としてはLerbs-Morganの方法が良く知られており、Lindgren〔6〕等がその改善すべき点を指摘している。2重反転プロペラの流力特性を非定常揚力面理論を用いて解いたが、実験との一致は悪い〔7〕。

参考文献

1. Glover,E.J; "Contrarotating Propellers and Tandem Propellers", Symp on A.P.R.D.Gdansk, 1981
2. Morgan,W.B; "The Design of Counterrotating Propellers using Lerb's Theory", SNAME, vol.68, 1960
3. Handler,J.B.et.al;"Advanced Propeller Propulsion for High Powerd Single-screw Ships", SNAME, vol.72, 1964
4. Muntjewerf,J., "Energy Saving Propulsion Arrangements," The Ship Asia 81 Workshop, 1981
5. 右近良孝他;二重反転プロペラのキャビテーション試験", 第44回船研研究発表会講演集, 1984
6. Lindgren,H. et al;"Studies of the Application of Ducted and Contrarotating Propeller", 7th ONR, 1968
7. Tsakonas, S . et al;"Prediction of Steady and Unsteady Loads and Hydrodynamic Forces on Counterrotating Propellers ", J. of Ship Research , vol.27, No 3 , 1983

3.2.2.0 オーバーラッピング・プロペラ

(1) 概要(特徴、ねらい、機構)

二軸プロペラの前後位置をずらし、プロペラが重なる様に軸間隔を近づけて配置したプロペラである。左舷側のプロペラが前方に配置されることが多い。左右のプロペラのピッチのうち、後方プロペラのピッチは前方より大き目(約1.5%)となっているものが多い。この方式ではプロペラが二軸船より船体寄りに配置されるので、摩擦伴流をより多く回収でき、船殻効率の向上が狙える〔1〕。

(2) 省エネ効果、推進性能改善

① 14万トンタンカーの自航試験の結果、二重反転プロペラには及ばないものの、通常二軸船より5%馬力節減がストックプロペラで達成されている。最適設計により二重反転プロペラなみとすることが可能であろう。

② 11万トンタンカーにオーバーラッピングプロペラの一例であるインターロッキングプロペラを装置した例では通常二軸船より15%、通常一軸船より20%馬力節減が可能となる実験結果が得られている。

③ 二軸高速コンテナ船に対しては通常一軸船と同等の6%の馬力節減が得られている〔2〕。

④ 50万トンタンカーに対しては通常一軸船と通常二軸船の中間の推進効率となり、期待される程の大きな効率向上(10%程度)は得られていない。

(3) 長所

① プロペラ直径が小さくできるので、バラスト状態での吃水の問題が少なくなり、その分馬力節減ができる。

② プロペラ軸間隔を狭くできるので、ボッシングが小さくなり、二軸船より附加物抵抗が小さくなる。

③ 伴流の大きいところでプロペラがオーバーラップするので、誘導速度による伴流の均一化が期待できる。

④ 一軸あたりのスラストが通常一軸船より減少するので、キャビテーションが軽減できる。

(4) 問題点

① 前方プロペラのチップボルテックスキャビテーションと後方プロペラのキャビテーションとの干渉を防ぐためにはギアが必要となる場合がある〔3〕。

② 船尾変動圧力による振動レベルは通常二軸船より大きくなり、通常一軸船とそう差のないものとなるとの評価が得られている。また、実船に装着して振動発生が問題となった例がある〔3〕。

③ 模型試験ではスラストおよびトルク変動が通常一軸船より50%増大し、水平方向の船体振動を減らすためにはギアが必要となる。

④ 前方のプロペラの着脱にかなりの手数が必要となる。

(5) 歴史、実績、使用状況

高荷重プロペラ船の出現が予想された1967年にNSRDCのPienによって採用することが提案された〔1〕。
今世紀の初めに“Sindoro”号に装着されたと言われているが、その他の実績は殆んどない様である。

(6) 理論、設計法

前後のプロペラのピッチ分布、回転数などの相互干渉を考慮して設計する必要があるが、適当な理論設計法は公表されておらず、実質上ないと言える。

参考文献

1. Pien, P. et al; "A Proposed New Stern Arrangement", NSRDC Report 2410, 1967
2. Strom-Teisen, J. et al; "Performance of Containership with Overlapping Propeller Arrangement", NSRDC Report 3750, 1972
3. Kerlen, H. et al; "Propulsion, Cavitation and Vibration Characteristics of Overlapping Propellers for a Container Ship", ISP, Vol.19, No.214, 1972

3.2.2.1 ベーンプロペラ

(1) 概要(特徴、ねらい、機構)

プロペラとその直後に配置した大直径遊転プロペラ(ベーンホイール)とから構成される推進システム(図1)[1]。ベーンホイールは高アスペクト比多翼の羽根車で、その機能上、プロペラ後流を受けて回転力を発生する内側のターピン部と、その回転により推力を発生する外側のプロペラ部とから成る。プロペラに比べ、直径は20%程度大きく、回転数は半分以下、翼数9枚のものが多い。プロペラ後流からエネルギーを得るために、効率上の利得はプロペラ荷重度に依存するが、プロペラ単体の場合に比べ、5~10%の効率向上が得られる[2]。

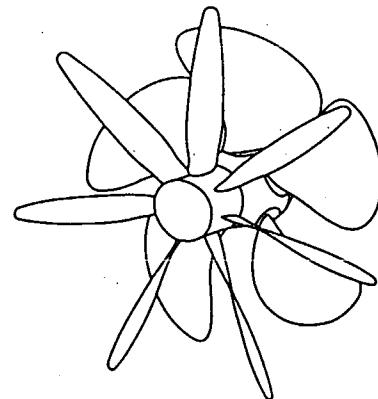


図1 ベーンホイール付きプロペラ

(2) 省エネ効果、推進性能改善

- ① 模型試験の結果には0~5%の範囲のばらつきがある。これはベーンホイールの強い尺度影響によるもので理論上10%の効率向上が期待できる[1,2]。
- ② モータランチ "HDW1"による実船実験では、同一馬力回転数で10~13%の推力増加が得られる[3]。
- ③ 調査船 "GAUSS"では、同一船速において9%の馬力節減が得られている。プロペラに対するベーンホイールの直径比は約1.19である[2]。

(3) 長所

- ① 減速機不要の低回転大直径プロペラとみなすことができ、回転数に制約がある場合や主機換装の不可能な場合でも、ベーンホイールを追加することで低回転大直径プロペラに近い効率向上が期待できる。
- ② ベーンホイール付きプロペラ全体からの起振力、あるいは船体振動はプロペラ単体の場合に比べ減少する[3]。
- ③ 現装プロペラにベーンホイールのみを追加する場合でも、軸系の変更や船体の改造は不需要である。

(4) 問題点

- ① ベーンホイールと同じ直径の低回転大直径プロペラを比較すると、効率上の利得がなくなる(模型ベース)。
- ② 就航後のプロペラおよびベーンホイールの再研磨にかなりの工数が必要となる。

(5) 歴史、実績、使用状況

1966年O.Grimによってはじめて提案された(西独特許1756889)が、省エネルギーの観点から注目されはじめたのは1980年代に入ってからである。現在では、新造船を含め、一船商船に10個以上の採用実績がある。なお、わが国においては、同様の考えにもとづく窪田の発明がある(特許634736)。

(6) 理論、設計法

翼数、直径、回転数などについての最適化が必要となる。また、プロペラおよびベーンホイールの誘導速度を考慮してピッチ分布を決める必要がある。Lerbsの揚力線理論と同様の方法が適用されているようであるが、設計法としての詳しい記述は為されていない[3]。

参考文献

1. Blaurock, J. : "Propeller and Vane Wheel, An Unconventional Propulsion System", ISSHES-83, 1983.
2. Grim, O. : "Propeller and Vane Wheel, Contrarotating Propeller" WEGEMT, 1983.
3. Grim, O. : "Propeller and Vane Wheel", Journal of Ship Research, 1980.

3.2.2.2 ウォータージェット

(1) 原理概要

船底または船側から低速の水を船内に取り込み、これにポンプでエネルギーを与えて高速で後方へ噴出させ、この過程での運動量変化により発生する推力により船を推進させる方法。通常船速が40km以上の中型高速艇に使用され、水のとり入れ方によりボット型(Pitot-type)と船底型(Flush-type)とに分けられる。

(2) 推進性能

ウォータージェットの全推進効率 η_w/J は、インレット、ポンプ、アウトレット各部の圧力損失や効率により、次のようにあらわされる〔1〕。

$$\eta_w/J = \frac{((V_i/V_s)-1) \cdot \eta_p \cdot (1-t) e_{gear}}{\frac{1}{2} \{ (V_i/V_s)^2 \cdot (1+\zeta_j) - (1-\zeta_i) \}}$$

但し、 V_s ：船速、 V_i ：ジェット流速、 ζ_j ：ジェットノズルロス、 ζ_i ：インレット動圧回収率ロス
 η_p ：ポンプ効率

推力減少率 t 、伝達効率 e_{gear} は船の配置・主機構成できる。 $t=0$ 、 $e_{gear}=1$ としたとき、 η_w/J 、 $\zeta_j=0.04$ としたときの η_T/η_p と $\mu=V_s/V_i$ との関係は図1のよう、 ζ_i をパラメータとして η_T/η_p の最大値を与える μ が存在する。実際の η_w/J は t と e_{gear} で変化するが0.5程度と考えてよい。最近、 t の計測結果が報告された。

(3) 長所〔3〕

- ① 浅吃水で使用可能。
- ② ジェットの方向の制御により操船が可能なため、操縦性がよい。
- ③ 水中放射雑音レベルが低い。
- ④ 後進用バケットの操作により逆進・急停止が容易。
- ⑤ 反動トルクが小さい。

(4) 問題点

- ① ポンプの分解がめんどう。
- ② システムの換表が困難。従って慎重な計画が必要。
- ③ 重量が大、とくにシステム内の水の重量への考慮を要する。
- ④ 一般的にはプロペラよりも推進効率が低い。
- ⑤ 高価格
- ⑥ 保針性をそこなわぬよう船型への配慮が必要。

(5) 歴史と実績

原理の考案は17世紀だが、高効率のポンプが得られなかつた

ため実用化されたのは第2次大戦後である。

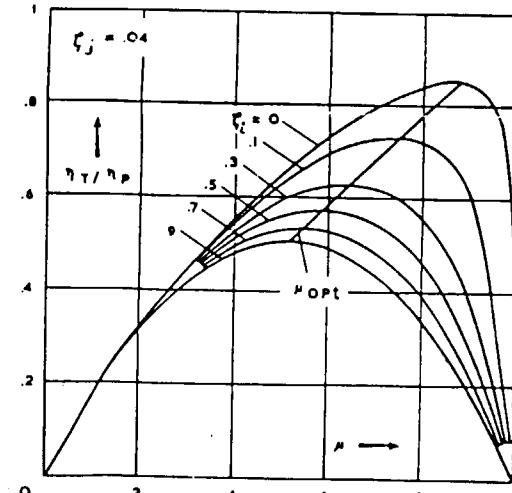


図1 Propulsive Efficiency of Waterjet Systems

(6) 理論・設計法・性能試験例

下記文献を参照されたい。

参考文献

1. Du Cane,P.; "High-Speed Small Craft", David & Charles Ltd., 1974.
2. Hoshino,T & Baba,E.; "Self-Propulsion Test of a Semi-displacement Craft Model with a Waterjet Propulsor", J. SNAJ, Vol.55, 1984.
3. Brandau,J.H.; "Performance of Waterjet Propulsion System-A Review of the States-of-the Art", J. Hydraulics, vol.2, No.2, 1968.
4. 成合英樹; "Water Jet 推進について", 日本造船学会誌, 第476号, 1969.
5. 矢木孝宣; "小型ハイドロジェット艇の性能試験について", 日本造船学会論文集, 第125号, 1969.
6. "ハイドロジェット艇の開発", 石川島播磨技報, 別冊第4号, 1970.

3.2.2.3 スーパーキャビテーションプロペラ

(1) 概要

スーパーキャビテーションプロペラは、翼面上のキャビテーションの発生が不可避となる高速域を対象として開発されたプロペラであり、作動点で積極的に翼の背面全体がキャビテーションでおおわれるよう設計される。スーパーキャビテーションプロペラは、通常船速45ノット以上で用いられる。

(2) 推進性能

スーパーキャビテーションプロペラの翼断面の形状と効率を他の通常型プロペラの翼断面形状及びプロペラ効率と比較して図1に示す(1)。部分キャビテーション、発生状態で使用されるオジバル(円弧翼)、エアロフォイル(流線型翼)及びホローフェース翼型等効率が高いがある程度高速域ではキャビテーション発生による効率が急激に低下するのに対し、スーパーキャビテーションプロペラは、船速による効率の変化が少ないのが特徴である。

(3) 長所

i) 翼面上に強制的に

キャビテーションを

発生させて使うため

高速回転化、従って

小直径化できる。

ii) 作動時、キャビテ

イが翼面上で崩壊し

ないのでエロージョ

ンの心配がない。

iii) 翼の背面はキャビ

ティでおおわれてい

るので摩擦抵抗が少

ない。

(4) 問題点

強制的に翼面上にキ

ャビテイを発生するた

め、前縁がシャープで

ある必要があるが、揚力はこの位置で大きいため、局所強度上問題が生じ易い。なお、極く低速域では、プロペラの効率は良くない。

(5) 実績

米国では、水中翼艇の開発の時代(1960年代)に注目され、応用された(2)。日本では、防衛庁の高速魚雷艇で実用に供された。

(6) 理論設計

(2)を参照されたい。

参考文献

1. 谷林英毅, 高速用プロペラのキャビテーション、船用プロペラに関するシンポジウム、日本造船学会、1972.
2. Venning, E. & Haberman, W. L., Supercavitating Propeller Performance, Trans. SNAME, 1962.

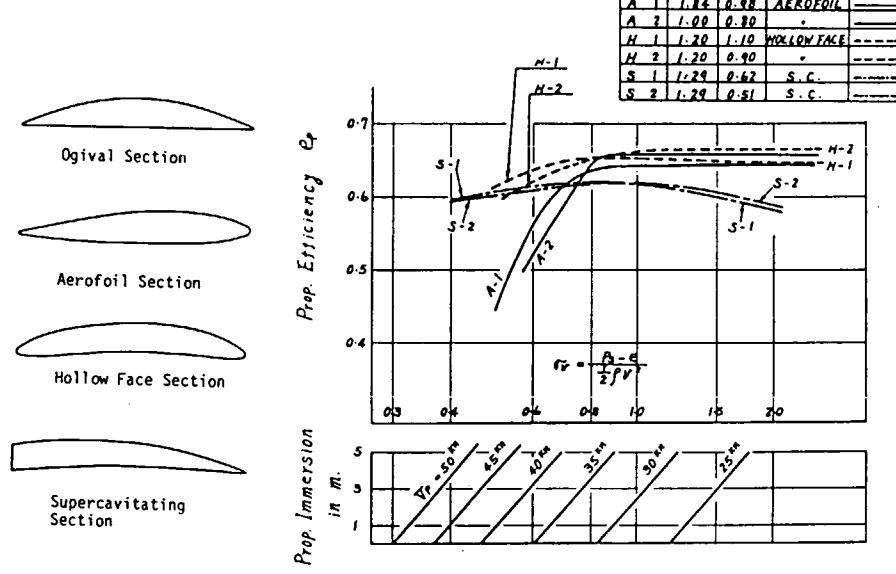


図1 各種プロペラ翼断面形状とプロペラ効率の関係

3.2.2.4 サーフェースプロペラ

(1) 概要(特徴、ねらい、機構)

サーフェースプロペラは、別名Partially submerged propellerとも呼ばれるが、プロペラの没水深度(I/D)が0前後で作動される事を前提に設計されたプロペラで、作動条件に応じて、プロペラ翼面上はSuper cavitationあるいはSuper Ventilation状態になる。非常に高速を要求されるレーシング用の高速モーターポート、浅吃水の高速艇、あるプロペラ軸系等の配置が厳しいSES(Surface effect ship)に用いられる。Super cavitationあるいはSuper ventilation状態が安定して得られるようくさび型翼断面が採用される[1]。

(2) 推進性能

サーフェースプロペラが他の型式のプロペラに比較してプロペラ効率が優れている領域は、非常に高速側である。右図は、[2]からの引用例であるが、この場合船速60kn以上で、ほぼ通常型プロペラと同じ程度のプロペラ効率が達成されている。すなわち、そのプロペラが与えられた船体条件にとって最適かどうかは、単に達しうる最大効率では決らず、船体側の抵抗一速度特性によってくる。

(3) 長所

- ① プロペラ軸系が短かくてすみ、従って付随する Appendage resistanceをおさえることができる(SES)。
- ② 対象船の吃水を極端に浅くすることができる。
(landing craft, racing hydroplane)

(4) 問題点

- ① プロペラの特性が、翼背面状態(Partially Cavitating, Fully Ventilating cavitating)で変化するため、船の状態(奥水、トリム、など)によるプロペラ特性の変化を把握する必要がある。
- ② プロペラの作動状況は、前進常数、プロペラ没水深度、Reynolds数、Froude数、Weber数で支配されるため大気圧下での特性とキャビテーション係数を合わせた状態では、プロペラ特性が異なる。すなわち、試験法がむずかしい。

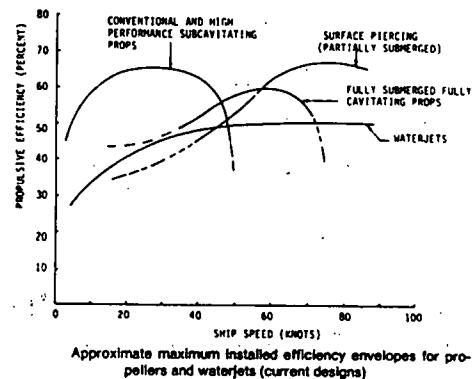
(5) 歴史、実績、使用状況

サーフェースプロペラは、racing hydroplane業界では古くから用いられてきている。最近、米国のSES開発に関連し、脚光をあびSES100Bに採用され、その有効性を示した。又、日本では極く最近、長さ約12mの漁場監視船に採用され、ディーゼル駆動で35.2knを達成したとの報告例がある[3]。

なお、水面を貫通するプロペラであるため、強度も重要な設計要素であり、Skewは翼への流体力を緩和する上で有効とされており、上記漁場監視船でも採用されている。

参考文献

1. J. B. Hadler & R. H. Hecker ; Performance of partially Submerged Propellers , 7th ONR Symposium on Naval Hydrodynamics , Rome (1968)
2. J. L. Allison , Propellers of High-Performance Craft , Marine Technology , vol. 15 No. 4 (1978)
pp. 335-380
3. 深寿造船株式会社 , 12Mサーフェースプロペラ高速漁業取締船について (1984)



3.2.2.5 ポッド型推進器

(1) 概要

超電導モーターを内蔵した「まゆ型」の推進装置をポッド型推進器と呼ぶ。例えば、図1の様な形状が既に公表されている。ポッド型推進器の構造は、図1に見られる様に、超電導モーターを収めた没水体とそれを支持するストラットから構成される。プロペラは、超電導モーターと直結され、又、パワーは船内の発電機から供給されるので、シャフト系に相当する部分がコンパクトになる。

(2) 長所

- ① シャフトプラケットなどを装備する船の場合は、これらの付加物抵抗を減少できる。
- ② 推進システムの重量を軽減できる。
- ③ 主機室のスペースを減少できる。
- ④ 主機の交換が容易
- ⑤ ポッドの前方にもプロペラが装備できるので、比較的、均一な流れの中で作動する。したがってキャビテーションの発生が少ない。

(3) 短所

- ① 駆動モーターが船外にある為に、損傷を受ける確率が高い。
- ② ポッドとストラットのフイン効果により旋回半径が大きくなる。

(4) 歴史・実績

超電導モーターがまだ開発中であり、ポッド型推進器の実績は見られていない。

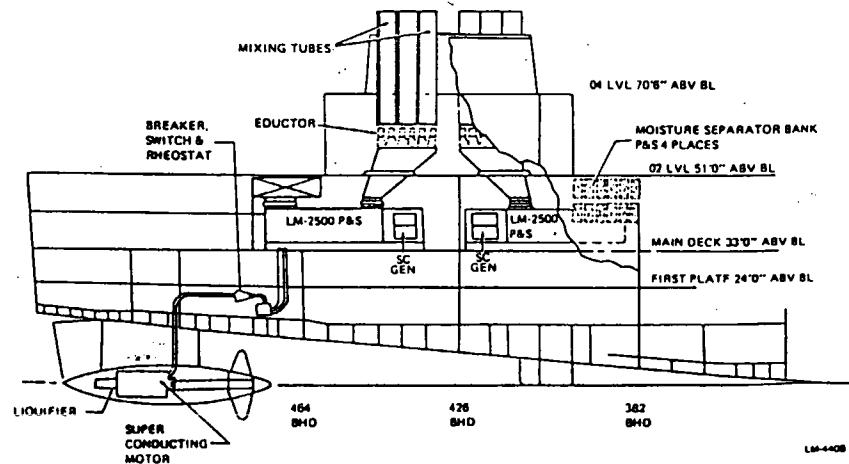


図1. ポッド型推進器の装備例

参考文献

1. D. A. RAINS, D. J. VANLANDINGHAM, T. J. DOYLE
[PODDED DESTROYER PROPULSION] NAVAL ENGINEERS JOURNAL, APRIL, 1979

3.2.2.6 MHD推進

(1) 概要

ベクトル B で表わされる磁場にベクトル J で表わされる電流が作用すると、フレミングの左手の法則に従ったローレンツ力 $F = J \times B$ が働く。MHD推進はこの原理を利用したもので、船体に固定した磁石と電極により海水中に B と J を生じさせて海水を後方に押しやり、その反力をとして推進力を得ようとするものである。しかしながら、海水の導電率が小さいので非常に強力な磁場が必要となり、現在のところ実用化については試算の域を出ていない。

また、そのためには超電導磁石及びそれに伴う冷却技術（超電導現象を実現するためにはコイルを約4度K以下の超低温に保たねばならない）の開発が最低限必要不可欠である。

(2) 省エネ効果、推進性能改善等

スクリュー・プロペラの効率は $1 - ($ 加速損失、すなわち流体を局所的に加速することによる損失、運動量定理から得られる $) - ($ 摩擦損失 $)$ で表わされるのに対し、MHD推進の効率は $1 - ($ 加速損失 $) - ($ 摩擦損失 $) - ($ ジュール熱損失 $)$ となる。従来MHD推進に関する研究は、電気関係や超電導磁石、低温技術関係の専門家を中心として行われており、その結果の流体力学的な評価には十分注意する必要がある。例えば、Way[1]は排水量2万5千～10万トンクラスの潜水タンカーについて試算し、80%以上の推進効率（この場合単独効率に等しい）を得ているが、そこでは加速損失と摩擦損失が無視されている。また、[2]の後半部においては排水量2000トンの半没水双胴船について試算されている。そこでは、将来の技術開発を期待して15テスラという強力な磁場を仮定すると70%近い推進効率（この場合も単独効率に同じ）が得られるとしているが、摩擦損失が無視されている上に運動量定理の適用法に問題がある様である。この点に検討を加え、さらに電磁力が働く有効体積も加味して再計算すると、単独効率が50%以下に低下し、しかも2万アンペア以上の高電流を必要とする。勿論、さらに磁場を強力にすれば効率は高くなり電流は小さくなるが、それに伴う、発電機、超電導磁石及び低温容器、磁場遮蔽層、送電線、電極などの高重量化、高容積化を考慮すると、下記の利点を加味しても総合的な省エネ効果の得られる見込みは少ないと考えられる。

なお、実験も2,3行われているが[2]、磁場が弱いため効率は最大のものでも0.3%以下である。

(3) 長所

- ① スクリュー・プロペラと違って軸シールがなく、付加物も少ないので高速航行でも推進効率が下がりにくい。
- ② 前後進が容易。これはDPS (Dynamic Positioning System) に適する。
- ③ 振動・騒音が少ない。

(4) 問題点

- ① 海水の導電率が小さいので極めて強力な磁場が必要になる。そのため必要な超電導技術は未熟な状態にある。
- ② 電極から塩素ガスと水素ガスが発生する。但し、触媒により塩素ガスを発生させる研究も行われており[3]解決の糸口は示されている。また、電極の劣化する可能性もある。
- ③ 磁場遮蔽をする必要がある。

(5) 歴史、実績、使用状況

合衆国にて1961年に特許が取得された。その後2,3の模型実験が行われている。実船に適用された例はない。

(6) 理論、設計法

[2]の前半部において、Navier-Stokesの式と電磁場の式を連立させて数値的に解くことが行われており、実験ともほぼ一致している。その他の理論は、流体力学的には未熟なものである。設計法と呼べるものはない。

参考文献

1. Way, S.; J. Hydronautics, Vol. 2, 1968
2. Iwata, A. et al; 5th Lips Propeller Symp., 1983
3. Bannett, J.E.; Int. J. Hydrogen Energy, Vol. 5, 1979

3.2.2.7 外輪プロペラ

(1) 概要

外輪は、19世紀に入ってから推進器の主流をなしたが、1850年頃以降は、スクリュー・プロペラにその座を取って代わられた〔1〕。図1のように、円状の枠に取り付けた板により水を搔き、その反力として推進力を得ようとするもので、普通、船側や船尾に取り付けられる。外輪には、水搔き板が枠に固定された固定フロート式と、図1のものの様に、水搔き板がなるべく水面と垂直になる様な機構を設けた可動フロート式がある。一船に、効率は後者の方が良いが、機構が複雑になる。

(2) 省エネ効果、推進性能改善等

極く低吃水の特殊船以外には「ない」と言えよう。

Volpichらは〔2〕直径3.4 ft. の外輪を用いて詳細な実験を行い、設計チャートを得ている。そこには、単独効率が80%を越える所が見られる。ところが、その点において船速（外輪の前進速度に等しいと仮定）10 knot を想定すると、スラストが201 kg、DHPが16.7 PSという極めて小さい値になってしまう。Volpichらは計算例として、外輪2個で、スラスト912 kg、船速6.3 knot、外輪直径3.5 mにおいて、単独効率6.7%という値を得ている。

表1と図2は、最近琵琶湖に就航した船尾外輪船(3)（固定フロート式）の主要目と、外輪の単独性能試験結果である。単独効率は、57%以下になっている。

(3) 長所

- ① 水底の攪乱が少なく、泥などを巻き上げにくい。
- ② 吃水が浅くても使用できる。

(4) 問題点

- ① 効率が低い。
- ② 吃水の変化、揺れ、波浪などにより性能が大きく変化する。

(5) 歴史、実績、使用状況

過去にはほとんどの船舶が使用していたが、現在では河川や湖の観光船などに用いられている程度である。

(6) 理論、設計法

前述のように、〔2〕の設計チャートが存在する。また、〔3〕でも詳細な実験が行われており、設計の参考となる。理論としては、現在の研究者が真剣に取り組めばより精密なものができると考えられるが、現状では簡単な運動量理論に基くものしかないと思われる〔1〕。

参考文献

1. 大串雅信；“理論船舶工学（下巻）”、海文堂、1958
2. Volpich, H. et al ; "Paddle Wheels", Inst. of Engineers and Shipbuilder in Scotland, 1955
3. 岩井 清 他；“船尾外輪船の諸性能について、”日本造船学会論文集、第154号、1983

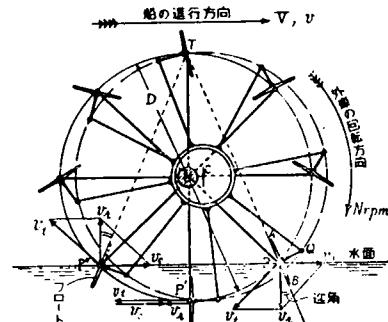
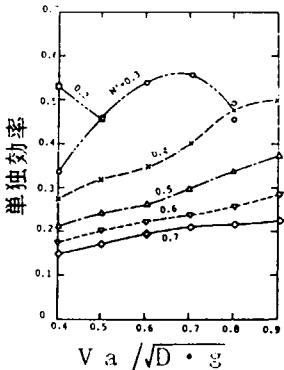


図1 可動フロート式外輪

表1 船尾外輪船及び外輪要目

	SHIP	MODEL
L _{pp} (m)	50.00	6.25
L _{wl} (m)	51.50	6.4375
B (m)	11.70	1.4625
d (m)	1.10	0.1375
C _b	0.749	0.749
Displacement (t)	484	0.9454
Diameter of wheel	4.60 m	0.575 m
Breadth of wheel	5.00 m	0.605 m
Width of blade	0.50 m	0.0625 m
Breadth of blade	5.20 m	0.65 m
Number of blade	12	12
Immersion	0.80 m	0.10 m



（前進速度と外輪直径に基づくフルード数）

図2 外輪単独性能

3.2.2.8 貫流形プロペラ、フォイト・シュナイダー・プロペラ

(1) 概要

貫流式の羽根車は図1のように2板の丸い外板の間に外周に沿ってねじれのない羽根をわたし、円筒状のロータを形成したものである[1]。このロータを中心軸の回りに回転させると図2.a)のように位置が不安定な渦をもった貫通流が生成される。この羽根車を同図b)のようなケーシングに格納すると、渦の位置が固定されて安定な流れが得られる。船用プロペラとして使用されたことはなく、小型送風機として一般に用いられている[2]。

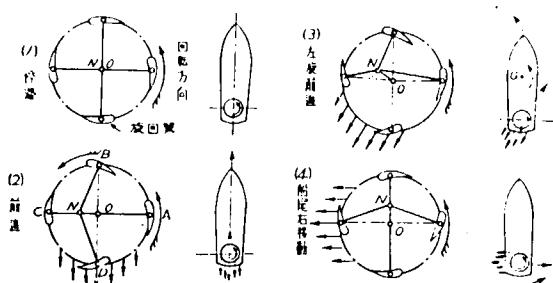


図3 フォイト・シュナイダー・プロペラの作動原理

グは必要なく、任意の方向の水流が得られるので操縦性が極めて良くなる。

(2) 省エネ効果、推進性能改善等

両者とも効率が低く、「ない」ものと思われる。

(3) 長所

<貫流形プロペラ>

- ① 小型のものでも大きな流量が得られる。
- ② 噴出した流れは乱れが小さく、集中して遠くまで達する。

(4) 問題点

<貫流形プロペラ>

- ① 効率が低く、一般にポンプ効率で30～50%程度。
- ② ケーシングや羽根の形状により性能が大きく左右される。

(5) 実績

貫流式羽根車は船用プロペラとして使用されたことはない。フォイト・シュナイダー・プロペラは、宇高連絡船などの渡船、曳船などに採用されたことがあるが、日本では現在ほとんど用いられていない。

参考文献

1. 大橋秀雄；流体機械、森北出版、1971
2. 村田 還他；機械の研究、Vol.18, No.2, 3, 1966
3. 大串雅信；理論船舶工学(下巻), 海文堂, 1958
4. Van Manen, J.D.; 第2回船用プロペラに関するシンポジウム, 1971
5. 谷口 中；造船協会会報、第74号、1952 造船協会論文集、第88号、1955

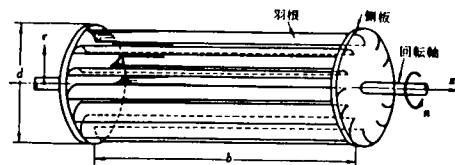


図1 貫流式羽根車

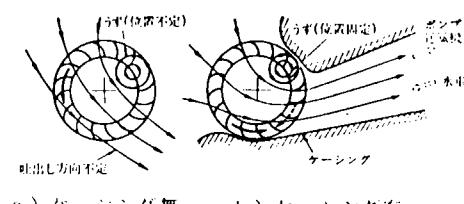


図2 貫流式羽根車内の流れ

フォイト・シュナイダー・プロペラは、図3のように一回転中に翼の迎角を変動させて積極的に推力を得ようとするもので、翼は水面に対して垂直に設置され、翼端は開放されている。この場合ケーシングは必要なく、任意の方向の水流が得られるので操縦性が極めて良くなる。

<フォイト・シュナイダー・プロペラ>

- ① 装備船の操縦性が極めて良くなる。
- ② 航を必要としないため、付加物抵抗が小さくなる。

<フォイト・シュナイダー・プロペラ>

- ① 効率が低い。推進効率は、全速においてスクリュー・プロペラ船の85%程度で、低速では25%程度になる[3]。
- ② 機構が複雑であり、保守が大変になる。

3.2.2.9 振動翼推進器

(1) 概要

図1に示されるような、いるかや魚の尾ひれ推進の原理を、船の推進に応用しようと言う考え方である。スクリュー・プロペラの場合には吃水の制限を受けて、プロペラ直径をあまり大きく取れないが、本推進器の場合には、例えばいるかのような水平型の場合を考えると、図2に示されるように船幅×吃水のオーダーの作動面積が期待できて、プロペラの荷重度を大幅に低減できる可能性がある。したがって本推進器の場合には、高い単独効率をいかにうまく生かすかが一つの目つけ所となろう。

また、波のエネルギーを吸収して推進エネルギーに変えることが原理的に可能であり、波の中では推進効率が1を超えることが期待される。前後2枚翼により通常プロペラの回転流に相当する上下流の回収も考えられよう。

(2) 省エネ効果、推進性能改善

- ① 荷重度が等しい場合には、スクリュー・プロペラよりも本推進器の方が推進効率が良くなる可能性は余り期待できないと思われるが、水上船舶、特に幅広浅吃水船の場合には、水平な水中翼を上下に動かせる水平型振動翼推進器を採用すると、図2に示すように、非常に大きな作動面積を確保でき荷重度を低減するために、単独効率を大幅に向上できる可能性がある〔1,2〕。
- ② 通常、波浪中では船舶の推進性能はかなり低下するが、本推進器は、原理的には波エネルギーを吸収して、推進エネルギーに変換することができる、場合によっては、平水中よりも波浪中の方が推進効率が高くなることが期待される〔3～5〕。

(3) 長所

- ① 波浪中で推進効率が向上するだけでなく、減搖効果も期待できる。
- ② 高荷重度の場合に推進効率の面で一層有利と思われるが、荷重度低減の結果として、キャビテーションを防止または抑制して、プロペラ・サーフェス・フォースやプロペラ・ノイズ等を大きく低減できる可能性がある。

(4) 問題点

大型船に振動翼推進器を採用する際の、現時点における最大の問題点は動力伝達機構にあると思われる。大型船の場合には非常に大きな水中翼をゆっくり上下に動かす方式になると思われる。一方、現在のエンジンは回転エネルギーの形で出力しているので、この動力機構は回転動を往復動に効率良く変換する、極めて大容量の装置と言うことになろう。

(5) 歴史、実績、使用状況

和船の櫓は一種の振動翼推進器であり、優れた人力推進法として知られている。自然界では魚や鳥の推進法としても最も一般的なものであり、高効率の推進法と考えられている。しかし大型船に適用された例は未だ無い。

(6) 理論計算法

ポテンシャル理論で取り扱い可能である。下記参考文献が参考となろう。

参考文献

1. 一色尚次ほか、日本造船学会誌、第642号、1982/12
2. 工藤ほか、日本造船学会論文集、第156号、1984
3. T.Y.Wu, Journal of Ship Research, 1972/3
4. E.Jakobsen, Second Int.Symp.on Wave & Tidal Energy, BHRA Fluid Engineering, 1981
5. H.Isshiki et.al., 日本造船学会論文集、第151, 152, 154, 156号, 1982~1984

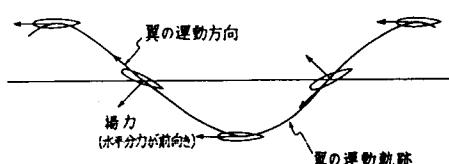


図1 振動翼による推力発生の原理

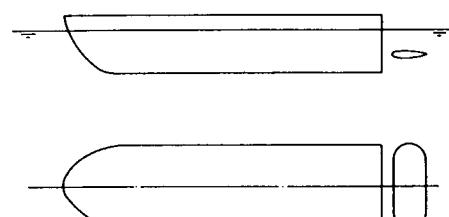


図2 水平型振動翼推進器を装備した船

3.2.3.0 ブレードレス・プロペラ

(1) 概要

パイプの一端に取りつけられた噴射孔をもった回転可能なスピナーや、スピナーの周囲におかれたハウジングから成る一種のジェット推進システムである。図1に示したように、噴射孔は回転軸に対して、コーニング角、スピナ角だけ傾いて取りつけられており、噴射孔から吹き出すジェットは回転軸に対してねじれた方向をもつ。

(2) 効果

スピナーに向ってポンプによってパイプの中に流体を流す。この流れを一次流とよぶ。一次流はスピナーの噴射孔から、回転軸に対してコーニング角、スピナ角だけねじれた方向に噴出する。このジェットの反作用でスピナーが回転する。ジェットはハウジングの中で前進するらせん面を形成するが、このらせん流がスピナー周囲の二次流と作用して、スピナーに推力がはたらく。

(3) 特長

船舶への応用としては、通常のウォータージェット推進システムのジェットの噴出孔にブレードレスプロペラを取り付ける方法が考えられる。この場合には一次流・二次流ともに水であるが、この他に一次流・二次流の組合せとして空気／空気、蒸気／水、水／空気なども考えられる。実験結果によると、一次流と二次流の密度比によって効率が大幅に変化する。

(4) 実績

(2)に艦艇に使用されたことがあるとの記述が見られるが、詳細は不明である。

(5) 理論・設計法

(1, 3)に理論及び模型試験結果が述べられている。設計法に関しては資料なし。

参考文献

1. Foa, J.V.; "The Bladeless Propeller", 7th ONR Symposium, 1970.
2. 塩原; "The bladeless propeller, 翼のないプロペラ", 第95回船用プロペラ研究会資料。(Gray, T.; "The Bladeless Propeller" の和訳)。
3. Foa, J. V.; "Cryptosteady-Flow Energy Separation", Trans. ASME, Series I, Dec. 1973.

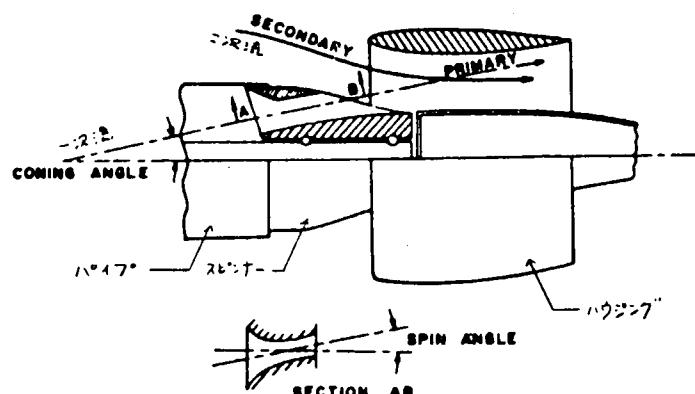


図1. ブレードレス・プロペラ

3.2.3.1 帆

(1) 概要（歴史、特徴、ねらい）

帆は自然の風力を利用した最も省エネ型の推進器で5千年前から使われていた。その長い歴史を示すように帆には実に様々な種類がある（図1）。風力タービン、マグヌス効果を利用したロータなども、風力エネルギーを推力に変換するという意味で一種の帆と言えよう。一般商船としての帆船は、かつては隆盛を極めたが、平均速力が低い上に定時制の確保が難しい。操帆に入手がかかる。帆が荷役の障害となるなどの理由から20世紀初頭には汽船に完全に取って替られてしまった。

最近になり省エネへの強い要求から復活した近代帆装商船は、機主帆従方式による定時制の確保、操帆の自動化による省人化、帆が荷役の障害とならない構造とするなど従来の問題点を克服した上に、風向・風力に応じて常に馬力利得が最大となるように帆、主機、プロペラ（CPP）を自動的に制御する推進システムを採用するなどの近代技術の粋を集めた省エネ船である点が特徴である。

(2) 省エネ効果、推進性能改善、実績

帆の効果は航行海域の海象・気象によって異なるが、平均して10～20%程度の省エネ効果が期待できる〔2,3〕。「新愛徳丸」の航海実績によれば、全航海のうち帆を使用したのは約60%で省エネ効果は10%程度になる。米国WIND SHIP社の「MINI LACE号」の例では、帆装備なしの姉妹船と比べて船速で4.6%、燃料油で24%という大幅な性能改善が報告されている〔4〕。

(3) 長所

帆のダンピング効果によりローリングが減少し乗心地が向上する。

(4) 問題点

就航する航路の海象・気象により省エネ効果が異なる。

(5) 使用状況

近代帆装商船としては1980年に「新愛徳丸」が初めて就航して以来、既に5隻以上の帆装商船が誕生している。これらはいずれも2,000 DWT級の小型内航船であったが、最近になり「USUKI PIONEER」(26,000DWT型BC)、「AQUA CITY」(31,000 DWT型BC)など外洋を航行する大型商船にも帆が採用され始めている。

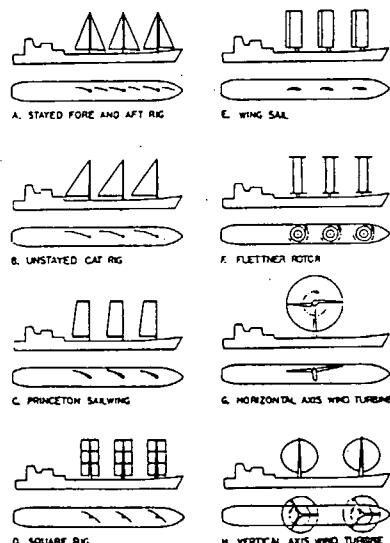


図1 各種の帆装置

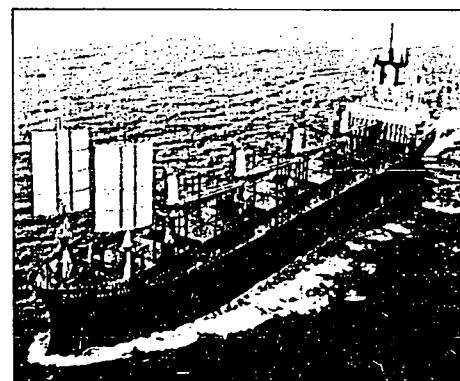


図2 大型帆装商船 AQUA CITY
(31,000 DWT型 BULK CARRIER)

参考文献

- 須藤正信ほか；“小型帆装タンカーの運航性能”日本鋼管技報，№90（1981）
- 遠藤洋一ほか；“小型帆装タンカーの馬力利得”、同上、№92（1982）
- H. Namura; “The Dawn of Practical, Sail-Equipped Motorships”, The 15th International Marine Propulsion Conference, London (1983)
- L. Bergeson; “Sail-Assist Alternatives for Auxiliary Propulsion”, ditto

3.3 各種推進法の比較

推進性能向上法としては3.2に述べたような各種の方法が提案されて来ているが、これらの中で現在関心を集めているものは、低回転主機の採用による大直径プロペラ及びノズル、フィン等既存船への適用も可能な付加物の取付によるものである。ここではこれら推進法の原理およびそれをベースにした推進性能向上の指針について解説を試みたものである。

3.3.1 船舶の推進馬力の構成

船舶が一定速力で航走するに必要な推進馬力 P は、船体の有効馬力 E_{HP} と推進効率 η によって

$$P = E_{HP} / \eta \quad (1)$$

又、無次元係数により次のように表わせる。

$$K_p = C_t / \eta \quad (2)$$

ただし、 $K_p = P / \frac{1}{2} \rho V_s^3 \nabla^{2/3}$ ρ ; 水の密度

$C_t = R / \frac{1}{2} \rho V_s^2 \nabla^{2/3}$ ∇ ; 船の排水容積

V_s ; 船速 R ; 船体抵抗

更に船体抵抗を粘性抵抗と造波抵抗とに、推進効率をプロペラ単独効率と船体、プロペラの干渉とに分けると

$$K_p = \frac{\{(1+K)C_f + \Delta C_f\} S / \nabla^{2/3} + C_w}{e_p \cdot e_H \cdot e_r} \quad (3)$$

ただし、 $e_H = (1-t) / (1-w)$ (4)

K ; 形状影響係数 e_p ; プロペラ単独効率

C_f ; 摩擦抵抗係数 e_H ; 船殻効率

ΔC_f ; 船体抵抗に関する模型実船相関係数 e_r ; 船後プロペラ効率比

S ; 船の浸水面積 t ; 推力減少率

C_w ; 造波抵抗係数 w ; 伴流係数

3.3.2 推進性能各要素の特性

現状の技術レベルによって達成しうる性能は船種、速力によって様々であるが、大略以下のようないオーダーと考えられる。

(1) 造波抵抗

洗練された船型をもつ貨物船や肥形船においては、船体形状の改善や最近の就航速力低下等によりほぼ0のオーダーと考えられる。

(2) 摩擦抵抗

現状は船の浸水面積に比例する値。

(3) 形状抵抗(粘性圧力抵抗)

Hughesの摩擦式による場合、形状影響係数の値は貨物船で $K = 0.25 \sim 0.3$ 、肥形船で $0.3 \sim 0.5$ の範囲にある。例えば、 $K = 0.5$ が 0.4 となれば約7%の馬力の減少となる。

(4) プロペラの単独効率

プロペラの単独効率はプロペラ荷重度によって定まる上限があり、その値を理想効率として以下のように表わせる。

$$e_{pi} = \frac{2}{1 + \sqrt{1 + C_T}} \quad (5)$$

$$C_T = T / \frac{1}{2} \rho v^2 \frac{\pi}{4} D^2 \quad v ; \text{プロペラの前進速度}$$

T ; プロペラの推力 D ; プロペラの直径

この理想効率とは、プロペラが理想流体の一様流中において後流に推力の反作用としての軸方向流のみが残るという理想的な状態で作動したときの効率であって、実際のプロペラにおいてはこれを超える事はない。

図 3.3.2.1 は理想効率と現実のプロペラの単独効率とを比較したもので、両者の差は主としてプロペラ翼の粘性抵抗とプロペラ後流の回転によるものである。

本図より判ることは、現状技術レベルにおいてはプロペラの推力荷重度の減少と回転流成分の回収が有効な手段であることがわかる。

プロペラ翼の粘性抵抗を減少さすには現状では展開面積の減少が図られているが、この為には翼厚比を大きくせぬための強度上の配慮や対キャビテーション対策が必要となる。

(5) ノズルによるプロペラ単独効率の向上

ノズルによってプロペラを囲み、プロペラに吸込まれる流れを利用してノズルに推力を発生さすノズルプロペラがある。

ノズルプロペラの理想効率はプロペラの推力 T_D がノズルとプロペラの合計推力 $T = T_D + T_N$ に占める割合を $\tau = \frac{T_D}{T_D + T_N}$ で表わすとき次式によって与えられる。

$$e_{pi} = \frac{2}{1 + \sqrt{1 + \tau C_T}} \quad (6)$$

又は

$$e_{pi} = \frac{2}{1 + \sqrt{1 + C_{TP}}} \quad (7)$$

ただし、

$$C_{TP} = T_D / \frac{1}{2} \rho v^2 \frac{\pi}{4} D^2$$

すなわち、ノズルによって分担される推力の分だけ荷重度が小さくなり、ノズルとプロペラを総合した推進系の効率は高くなる。ただし、以上の議論ではプロペラの直径をベースとする推力荷重度に対して比較を行って来たが、元来プロペラの運動量理論はプロペラの無限前方と後方に検査面をとり、運動量の差（推力）とエネルギー損失（効率）とを関係づけたものであり、プロペラの幾何形状に言及していない。すなわち、プロペラ後流の直径を D' 、軸方向流速を V' とするとき、普通プロペラとノズルプロペラとの関係を表 3.3.2.1 に示す。

すなわち、ノズルプロペラの理想効率が普通プロペラを上廻るのはプロペラ直径を一定としている為であり、プロペラ後流に着目して、両者同一の扱いをするならば、ノズルを付けることにより大直径プロペラを装備したのと同じ効果を生じていると解釈できる。

(6) 船体、プロペラの干渉

推進効率に影響する因子として船殻効率 $e_H = 1 - t / 1 - w$ がある。この中で分子の推力減少率の減少は e_H の増加と共に推力荷重度の低減を通じてプロペラ単独効率向上にもつながる。一方分母の伴流係数の変化についてみると、 w とともに e_H は増加するが、推力荷重度 C_T も増加するのでプロペラ単独効率 e_p が減少し、 e_H の増加を相殺する方向に働く。

$$C_{TS} = T / \frac{1}{2} \rho V_s^2 \frac{\pi}{4} D^3 \text{ を用いて } e_H \cdot e_{PI} = \frac{1-t}{1-w} \cdot \frac{2}{1 + \sqrt{1 + C_{TS} / (1-w)^2}}$$

を C_{TS} ベースに w をパラメータとしてプロットしたものを図 3.3.2.2 に示す。

但し推力減少率はとりあえず $t = 0.2$ とした。

推力荷重度の増加と共に $e_H \cdot e_{PI}$ の値が著しく減少することがわかる。なお、伴流は本来船体抵抗に相当する運動量変化として生じたものであり、積極的に回収するような工夫は良いが伴流の増加のみを狙って局部的に軸方向伴流を増しても効果は少く、かえって船体抵抗増加の原因となるおそれがある。

3.3.3 低回転大直径プロペラについて

プロペラ直径を増加し、推力荷重度 C_T を減少させればプロペラの効率は増加するが、実際に与えられた主機の定格出力、回転数及び船速に対して最適効率を与える最適直径がある。この最適直径は主機出力一定のもとでプロペラ回転数を低下させるとともに増加するので、主機の低回転化または減速歯車の採用、減速比の増加によって推進効率の向上が図られている。Bp チャートを用いて最適直径係数 δ に対する最適効率 η_p を読みとり \sqrt{Bp} ベースにプロットすると図 3.3.3.1 のようになる。

$$\text{ここで } Bp = \frac{NP^{0.5}}{V_A^{2.5}}$$

$$\delta = \frac{DN}{V_A}$$

N ; プロペラ回転数 (rpm)

V_A ; プロペラの前進速度

D ; プロペラ直径 (m)

η_p ; プロペラ単独効率

P ; プロペラの吸収馬力

プロペラの回転数低下に伴う船速の増加は無視して概算すると回転数を 50% 低下させたとき、最適直径は 50% 増加し、プロペラ単独効率は推力荷重度の低い貨物船で 10% 程度、推力荷重度の高い肥大船で 20% 程度向上する。ただし、プロペラ直径の増加によって伴流係数は図 3.3.3.2 に示すように低下し、図 3.3.3.3 に示すようにプロペラ単独効率の変化よりも実際の馬力低減が少なくなる。この傾向は推力荷重度の小さな貨物船よりも、推力荷重度の大きな肥形船において著しい。なお、採用にあたって注意すべき項目については 3.2 を参照。

3.3.4 付加物による推進性能向上

船体推進の主役はプロペラであるが、この近傍に付加物を取り付けて推進性能向上を図る手段が提案されている。これについては 3.2 にそのメカニズムや効果について述べられているので、個々についての説明は省略するが、大別すると以下の通りである。

- (1) ノズルによる推力の発生とプロペラの推力荷重度低減をねらうもので、通常のノズルプロペラの前方にノズルを取り付けるもの等がある。
- (2) プロペラ後流中の回転流成分の回収をねらうもので二重反転プロペラ、プロペラの前又は後に設けるフィン等がある。プロペラ後方に直径の大きな回転翼を付けるライトラートもこのカテゴリーに入るものと考えられる。
- (3) 翼端渦の減少による揚抗比の増加を図るもの。

これらの各種推進性能向上装置の評価、性能比較に当っては次の事を考慮する必要がある。

- (1) プロペラ自体またはプロペラとの干渉を考慮に入れて推進性能の向上をねらっており、プロペラの形状及び作動条件と密接な関係がある。

(2) プロペラの近傍、すなわち船尾の複雑な流れの中に置かれるので、その性能は船体、特に船尾形状による影響を受ける。

(3) したがって、付加物相互間の性能比較は船体及びプロペラの形状または設計条件を同一にして行うことが望ましい。付加物の優劣、実用性は推進性能だけでなく振動強度、プロペラキャビテーション、船体運動、操縦性能を総合的に判断して決める必要がある。

3.3.5 各種推進器の比較

§ 3.2 で述べられている各種推進器に関して、流体力学的観点からの比較を行なう。現在開発されている各種推進器の目的を分類すると、以下の三つに大別されよう。

(1) 主として、効率向上、省エネ効果を目指したもの。

(2) 主として、起振力や騒音低減を目指したもの。

(3) 特殊な条件下で性能向上、あるいは性能低下の防止を目指したもの。

大直径低回転プロペラとハイリー・スキュード・プロペラは、それぞれ(1)と(2)の代表的なものであり、スーパー・キャビテーティング・プロペラは(3)に属している。

本小委員会では、主として(1)の観点から調査された。そこで、本比較においてもこの点に主眼を置いて比較を行なう。すなわち省エネに関して、「各種推進器が推進効率向上のために、それぞれどのような効果の達成を目標としているか」という観点から主として比較してみた。また(2)、(3)の項目についても、その関連を示すこととした。

以上の観点から各種推進器の比較を行なったものを表 3.3.5.1 に示す。

参考文献

- 矢崎敦生、AU型プロペラ設計法に関する研究、運研報告 11巻 7号（昭. 36）
- 馬力節減を目的とした1軸中型船の船尾形状の開発に関する研究、日本造船研究協会研究資料 302（昭. 53）、320（昭. 54）
- Takekuma K., Evaluation of Various Types of Nozzle Propellers and Reaction Fin as the Device for the Improvement of Propulsive Performance of High Block Coefficient Ships, SNAME, Shipboard Energy Conservation, New York (1980)

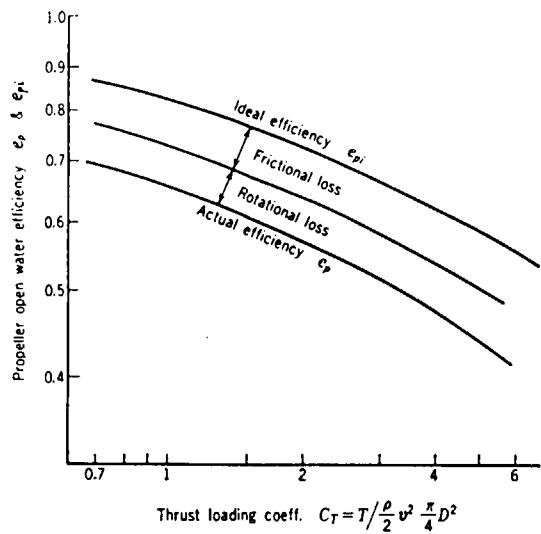


図 3.3.2.1 プロペラ単独効率と推力荷重度

表 3.3.2.1 普通プロペラとノズルプロペラの作用
(軸方向運動量理論による比較)

	Conventional propeller	Nozzle propeller
Schematic diagram of flow		
Mass flow rate	$\rho u \frac{\pi}{4} D^2 = \rho v' \frac{\pi}{4} D'^2$	$\rho u \frac{\pi}{4} D_p^2 = \rho v' \frac{\pi}{4} D'^2$
Total thrust T	$\rho u \frac{\pi}{4} D^2 (v' - v)$	$\rho u \frac{\pi}{4} D_p^2 (v' - v)$
Propeller (Impeller) thrust T_p	$(p_2 - p_1) \frac{\pi}{4} D^2$ $= \frac{1}{2} \rho (v'^2 - v^2) \frac{\pi}{4} D^2$ $T_p = T \rightarrow u = \frac{v' + v}{2}$	$(p_2 - p_1) \frac{\pi}{4} D_p^2$ $= \frac{1}{2} \rho (v'^2 - v^2) \frac{\pi}{4} D_p^2$ $T_p < T \rightarrow u > \frac{v' + v}{2}$
Energy loss in slip stream E	$\frac{1}{2} \rho (v' - v)^2 \frac{\pi}{4} D^2 u$	$\frac{1}{2} \rho (v' - v)^2 \frac{\pi}{4} D_p^2 u$
Ideal efficiency ϵ_{pi}	$\frac{v}{\frac{1}{2} (v' + v)} = \frac{1}{1 + \frac{1}{2} \left(\frac{v'}{v} - 1 \right)}$ $= \frac{v}{u}$	$\frac{v}{\frac{1}{2} (v' + v)} = \frac{1}{1 + \frac{1}{2} \left(\frac{v'}{v} - 1 \right)}$ $> \frac{v}{u}$

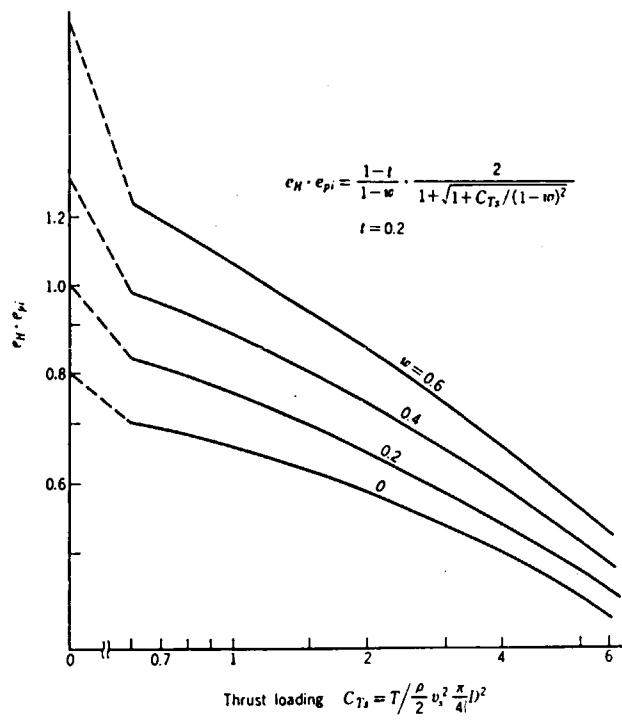


図 3.3.2.2 伴流係数が推進効率に及ぼす影響

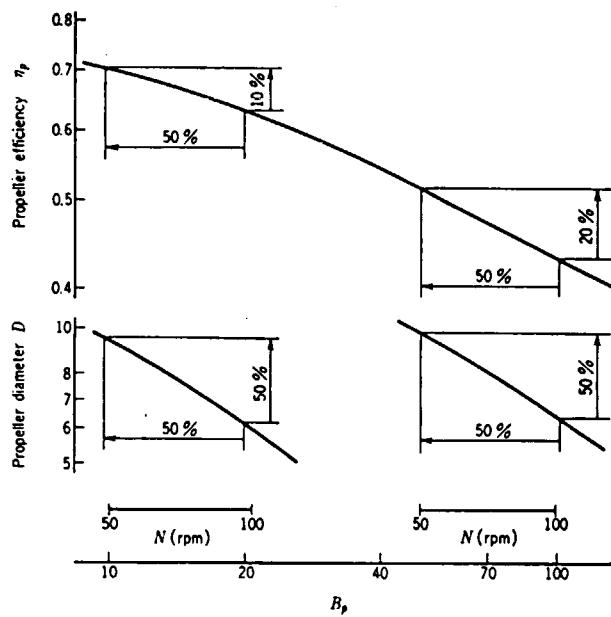


図 3.3.3.1 プロペラ回転数と直徑、効率の関係

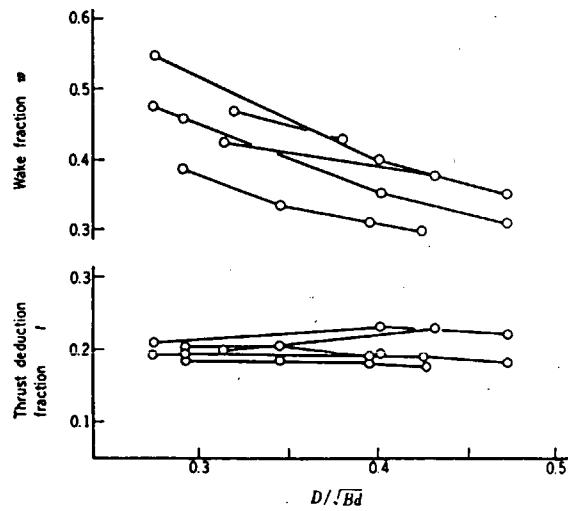


図 3.3.3.2 プロペラ直徑と自航要素との関係
(満載状態)

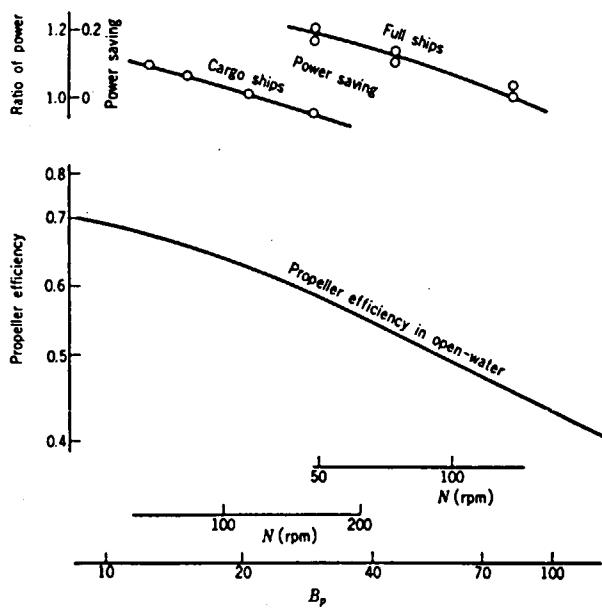


図 3.3.3.3 プロペラ回転数と馬力節減率

表 3.3.5.1 各種推進器の比較

番号	名 称	S 5.9 年度報告書目次	特 徵・機 構	時 期	目標とする効果および可能性					備 考
					低荷重度	旋回流回収	粘性抵抗減	自然エネルギー利用	その他の効果	
1	低回転大直径プロペラ	3.2.1	大直徑にし、荷重度を下げ、効率を上げる	1976頃より	○					○ 史上最大 11m
2	高アスペクト比一小面積比プロペラ	3.2.2	プロペラ翼面積を小にして、 η を上げる	1982	○					強度の大きな材料の開発が必要。エロージョンの危険性
3	ハイリー・スキューード・プロペラ	3.2.3	翼のスキュー(そり)を大きくし、振動減少	1973頃より					○	船尾変動圧力 $\frac{2}{3} \sim \frac{1}{6}$
4	ループブレードプロペラ	3.2.4	隣り合う2枚の翼の翼端を接続	1975頃				Tip Vortex 減	○	
5	変動ビッチプロペラ	3.2.5	プロペラ翼の迎角が一回転中に変化	1941より					○	機構が複雑
6	ジェットフラッシュプロペラ	3.2.6	翼後縁から水ジェットを吹き出す					推力を大さくできる可能性	○	
7	境界層制御プロペラ	3.2.7	境界層を層流に保つ				○			層流保持の動力が不明
8	ダクトプロペラ	3.2.8	プロペラの回りに、断面が翼型の円形ダクト	大型船には1970より	○				○ 高荷重で効果大	○
9	M I D P	3.2.9	プロペラ直前にダクト	1978より	○				○ 同上	○
10	H Z ノズル	3.2.10	同 上	1975頃より	○				○ 高荷重で効率大	○

11	リングプロペラ	3.2.1.1	ブレード先端をリングで結んだもの	1970頃 より?	○					浮遊物の防 御、推力大	○	小型漁船（漁網巻き 込み防止）
12	TVFプロペラ	3.2.1.2	翼端板つきプロペラ、ダクトと組み合せる	1980 より (ダクト)	○					翼端板の効果はまだ 不明。ダクトによる 効果が大きい。	○	
13	ブレードレットプロペラ	3.2.1.3	プロペラ翼端に2枚の小翼	1980						TipVortex 回収アспект 比増大		翼端渦のエネルギー を回収
14	リアクションフィン	3.2.1.4	プロペラ直前の船尾に放射状のフィン	古くから。 1960頃 より再検討		○					○	
15	推進器直後固定翼装置	3.2.1.5	プロペラ直後、舵の前に放射状フィン	1983		○				プロペラ後 方流を整流	○	バルブはVRを良く する。
16	フィン付ラダーバルブ	3.2.1.6	舵にベルブを固着し、これに4枚のフィンを放射状にとり付ける	1983 より		○						
17	ATフィン	3.2.1.7	舵の両側に翼型断面を持つフィンを取り付ける	1983頃 より		○						フィン迎角の設定が 比較的容易。 構造が簡単。
18	タンデムプロペラ	3.2.1.8	1つの軸上に2ヶ以上のプロペラ	1837より 1960頃 より再検討		○				プロペラ荷 重減少 (翼面積あ たりの)		
19	二重反転プロペラ	3.2.1.9	同心2重軸上の2つのプロペラが反対方向に回転	1836 より		○	○					魚雷、潜水艇など。 機構が複雑。
20	オーバーラッピング プロペラ	3.2.2.0	2軸船にすらし、軸間隔を小さくしたもの	1967 より		○	○					
21	ベースプロペラ	3.2.2.1	普通プロペラの後に逆転プロペラ	1972 より		○	○					ベースと同直径のブ ロペラと比較すると 不利。
22	ウォータージェット	3.2.2.2	船内のポンプで水を噴出	1950頃 より多用					○	突起物がな い	○	ポンプの効率によっ て決まる。

23	スーパーキャビテーションプロペラ	3.2.2.3	キャビテーション発生船 に引のプロペラ	1950頃 より				高速船(4.5 ノット以上) で有利	○	エロージョン防止
24	サーフェス・プロペラ	3.2.2.4	プロペラの没水深度(1 ／D)が0前後	1970頃 より			高速船(60 kt以上) で高効率	浅吃水の高 速運搬船 モーター	○	くさび型断面。翼面 上はスープーリー ーションあるいはス ーハニーベンチレーショ ン状態
25	ボッド型推進器	3.2.2.5	超小型の超電導モーターを ボッドに入れる。 プロペラは同じ。	1979					○	超電導モーターの開 発が必要。
26	MHD推進	3.2.2.6	海水の電導性によるロー レンツ力	1960頃 より					○	極めて強力な磁石の 開発が必要。 実験では力は小。
27	外輪プロペラ	3.2.2.7	舷側または船尾にミドル 車	19世紀 より				浅水域に適 当	○	吃水変化、波によわ い。
28	貫流形プロペラ A	3.2.2.8	2枚の丸い外板の間に外 周に沿って羽根をわたし たローターとケーシング よりもなる。					小型で大流 量が得られ る		小型送風機に利用さ れている。
28	フォイント・チュナーダー ^B	3.2.2.8	一日軸中に翼の迎角を変 化させる垂直軸プロペラ	1930頃 より				操縦性が極 めて良くな る	○	機構が複雑で保守が 難しい。 効率が低い。
29	振動翼推進器	3.2.2.9	翼型をゆっくり上下(あ るいは左右)に振動させ る	1970頃 より			○ (波)			適合するエンジンの 開発が問題。
30	ブレードレスプロペラ	3.2.3.0	回転する噴流と2次流れ により推力が発生	1970				○		エジェクターの応用
31	帆	3.2.3.1	自動化された帆	1980に 再使用			○ (風)	○	○	ローリング 減少

3.4 プロペラ理論および設計法

3.4.1 プロペラ理論の精度向上への新しい試み

プロペラ理論が発展してきた背景には、計測技術及び電子計算機の進歩を見逃すわけにはゆかない。10数年前の実用計算以前のプロペラ理論においては、数値計算の労力を最小とするための関数解析に努力が傾注されていたといえよう。電子計算機による計算が可能になると共に、数値計算のテクニックだけでは解決しない、理論自身に内在する問題、例えば翼端影響や自由渦の非線形性等が顕在化してきた。一方、計測技術の進歩に伴い、翼面圧力分布やプロペラ周りの流場等が詳細に明らかにされつつあり、プロペラ理論の改善に対する手掛りとなっている。また、翼端や前縁における剥離、自由渦の変形、渦ピッチ及チップボルテックスのロールアップ等の詳細な構造も見出され、これらを比較的柔軟に理論に反映させることができる渦格子法等のdiscrete function法が、近年注目されるようになった。これは、mode function法における代数学的解析の労が減る代りに幾何学的解析の労が増すため、極めて慎重な取組みが要求される。いずれにせよ、プロペラ理論計算の検証については、模型試験の結果が用いられることから、その評価に際しては粘性影響に基づく翼面境界層の性質を調べる必要がある。

プロペラ理論の精度を向上させるためには、以上のような要素に検討を加えて合理的に取り込むよう努めねばならないと考える。本項ではその代表的要素として、翼端影響、翼面境界層、プロペラ周りの流場及び非定常特性を取り上げ、その問題の背景と新しい試みについて概説する。また、キャビテーションに関しては従来の理論の問題点を鮮明にして、2次元理論、3次元理論及び非定常問題における最近の主な成果に解説を加える。

なお、プロペラ理論の研究の概要については船尾振動軽減に関する研究の観点からSRI83研究部会報告書(1)にまとめられており、これを参照されたい。

(1) 翼端影響

翼端近傍の流体力学的特性は、キャビテーションを検討する場合に極めて重要であり、プロペラ特性への影響も無視できない問題である。

従来の揚力面理論解析法の1種である機関数展開法では、 $0.9 R$ より外側の翼端近傍の数値解が安定せず、実用面への応用におけるひとつの障害となつていていた。(2)花岡(3)はこれを解決するために翼端で循環が零となる翼端条件を導入することによって翼端での解の不安定性を除くことができた。この新しい解析法を従来法と比較した結果、doublet-lattice法と共に前縁近傍の解の精度をかなり改善することが小山(4)によ報告された。しかし、さらに詳細な検討(5)によると、翼端の極く近傍では荷重が大きいときに剥離が生じ、翼面圧力分布の計算値は実験値より過大となった。この現象は、後退角(スキー)を有する翼では前縁剥離と連なることが多く、ハイスキュー・プロペラや展開面積比の大きなプロペラの特性解析に問題となる。

湯浅ら(6)は、プロペラ形状を有する直進翼を対象にして渦格子法に基づく揚力面の非線形計算を行い、前縁及び翼端から剥離させた自由渦の巻き込み現象をシミュレートした。この計算結果は、流れの可視化、翼面圧力分布の計測値と比較検討され、計算精度向上に対する指針を与えた。

Kerwinら(7)は、翼端のや内側に渦格子の端部の各格子点から自由渦を流してロールアップ渦モデルに合流させる経験的手法を示している。これをさらに発展させたGreeleyと(8)は、翼前縁の剥離バブルを後退翼のデータを利用した前縁の特異性に基づくサクションフォースの概念の導入によって岐点を求め、これから近似的に得られる前縁の表面流速を境界条件として新たに追加し、前縁から剥離させた馬てい渦の強さを計算する方法を提案した。しかし、これらは模型試験による渦ピッチや縮流などのデータ活用を前提としたトランジションウェークを用いているため、限られた形状のプロペラに対しては良い計算結果を与えるが、現象のモデル化が不十分であることからプロペラ後流分布等、他の流体力学的特性の計算には適合しないこともある。

(2) 翼面境界層

プロペラ翼表面には圧力や粘性力に加えて回転による遠心力やコリオリ力が作用するため、その境界層内の流れは直進翼と比べて一段と複雑であり取り扱いも難しくなる。このためか、プロペラ翼の境界層を厳密に計算した例はまだ無く、研究段階としても緒についたばかりと言うことが出来る。

実用的なアプローチとして、プロペラの各翼素とその流力特性が同等ないわゆる相当2次元翼の境界層を計算する方法がある。これは岡村(9)によって提唱されたもので、粘性を無視したプロペラ揚力面理論により求められた相当2次元翼の境界層を計算し、それを用いて対応する翼素の抗力係数と粘性影響の修正を加えた循環分布を求める計算法（方法-1）、境界層のため実質的に変形したと想定される翼形状を求め再度揚力面を解く方法（方法-2）の、2通りのやり方がある。スラスト、トルクの推定については方法-1によるものが実験値との一致が良く、岡村の方法を踏襲した研究例(10)(11)を合わせ考えると、高々5%以内の誤差におさまっている。また最近上田(12)は、渦格子法による揚力面理論を応用して、方法-2の立場から境界層計算を行っている。

三次元影響を加味した近似解法として、津田(13)、Groves(14)の研究がある。津田は、プロペラの前進速度、ピッチ角が共に零の場合に導かれた境界層方程式を、Pohlhausenの方法を踏襲した運動量積分法により解き、これを翼弦方向にのみ圧力勾配を持つプロペラ翼の層流境界層計算に適用した。ここで翼弦方向圧力分布の計算には、菅井の揚力面理論を用いている。翼面流の可視化実験との比較から、背面側の剥離線までの流れの様子は実験と計算との対応が良いが、正面側では全く流れの様子が違っていることなどが報告されている。

Grovesは、流線座標による運動量積分方程式とentrainmentの式を用いて、差分法によりプロペラ翼面の乱流境界層計算を行った。流線座標、翼面上圧力分布などの計算には、半径方向流速の影響も考慮したBrockett(15)の揚力面理論が使用されている。

(3) プロペラ周りの流場

プロペラ周りの流場は、プロペラが均一流中で作動するときにプロペラが誘導する流場、及び船後の不均一流中でプロペラが作動するときの船体とプロペラの相互干渉に基づく有効伴流の2つの問題にわけられる。

プロペラの単獨特性計算の精度向上及び二重反転やタンデムプロペラ（本報告書3.2節（推進器各論）参照）の設計に際して、プロペラが誘導する流場、特にプロペラ後流を精度良く予測する必要がある。湯浅ら(16)は、プロペラ後流計算に適した自由渦モデルを考察し、渦格子法に基づく揚力面の数値解析に対してKerwinら(17)の提案したロールアップ渦モデルが不適当であり、渦格子の各半径位置から同心円状に自由渦を配置したいわゆるクラシカルウェークとこれに縮流を加えたデフォームドウェークが有用であることを示した。特にLDV（レーザー流速計）による後流計測値との比較では後者の計算値の方が良く合い、かつプロペラ特性計算の精度も良いと報告された。岡村(17)はLDVによるプロペラ誘導速度の詳細な計測を行ってチップボルテックスやルートボルテックスの半径位置、コア直径及び誘導速度ベクトルの分布等を得て、これらよりプロペラ翼の循環分布を逆解析した。永松ら(18)は模型プロペラの翼端や後縁から塗料を流す流れの可視化を行って自由渦を観察し、縮流やロールアップの量がチップではHSP（ハイスクープロペラ）よりもCP（通常型プロペラ）の方が大きいことを明らかにした。また小型5孔管による後流計測から渦ピッチの半径方向分布を求め、従来の揚力面理論計算法によって後流を計算するための工夫に努めた。同様な自由渦の観察が可変ピッチプロペラに関して実施され、その設定翼角によってチップボルテックスの軌跡が様々に変化する様子が明らかにされ(19)、プロペラ揚力面理論を適用する際の後流渦面の取扱い方に対する貴重なデータが示された。Min(20, 21)は、4つの模型プロペラのチップボルテックスの軌跡を詳細に計測し、その渦ピッチが下流へ行くほど増すと共にその渦中心の半径位置は荷重度にもよるが次第に減少することを確認した。また、翼後流の欠損から抗力を概算する試み(21, 22)及びプロペラ回転に

よる後流流速の脈動の計測値と計算値の比較(23)等も行われ、理論の精密化へ向けて新しい計測技術の重要性がますます増大しつつある(24)。

一方、有効伴流の推定精度は、wake-adaptedプロペラの設計(25)、船尾振動軽減のための船型設計及び実船馬力算定等の重要な要素に影響するため、その推定法を確立することは緊要である。プロペラ理論の精度向上に伴い、有効伴流の理論的推定法への寄与が期待されるが、近年実施されたLDVによる実船伴流計測(26)及び模型伴流との相関等のデータに対するプロペラサイドからの詳細な検討が不十分であり、今後の研究の進展に期待するところである。

(4) 非定常特性

プロペラの非定常理論(27, 28)が実際に計算(29, 30)されるようになったが、非定常特性に関する詳細な検討例は少い。池畠ら(31)は渦格子法による揚力面の数値解析を調和伴流中で行い、プロペラの非定常特性について準定常解析の結果及び小山の計算法(29, 32)と比較評価し、興味深い知見を得ている。

池畠らは、Kerwinら(7)のロールアップ渦モデルと非定常変動項を後流vortex ring等で表わす方法を用いて非定常揚力面モデルを構成した。このvortex ringの強さを一定とすれば、定常または準定常の計算法と同等になる。これら3者の比較より、非定常プロペラ揚力面計算において位相の進む理由は運動量方程式の非定常項から得られる時間微分項の影響であること、vortex ringを構成するshed vortex(スパン方向成分)は準定常計算値に比べ振幅を減少させ位相を遅らせる効果があり、時間微分項による力とは逆の効果であること等が明らかとなつた。小山の方法の非定常計算との比較では、本法の揚力変動振幅がより大きく出る傾向にあるが、位相特性の差は少いことも示された。

この研究を引継いだIdrisら(33)は、船体伴流中のスラスト・トルク変動の計算を行い、実験値及び小山の方法と比較した。その結果、本法による変動の振幅は実験値に近いが平均値は低目となること、及び小山の方法による変動の振幅は実験値より小さいが平均値は近い値となること等が示された。ペアリングフォースの位相については本法の結果は小山の方法によるものとかなり相違し、これは本法の非線形効果によるものと説明されている。

Chao(34)は、プロペラの揚力線モデルに揚力面補正を加え、かつ非定常項については2次元翼に対するSears(35)の関数を用いた簡単な数値計算により、翼面圧力の変動を小山の方法及び実験値と比較し、驚く程の良い結果を得ている。しかし、本法は近代的な揚力面理論に比べて取扱いが粗いため、理論的な興味の対象とはなり難い。

(5) キャビテーション

2次元翼型に発生する定常部分キャビテーションの線形解は、(36~38)実際の現象と比べると薄翼に対しては良く合うが、翼厚比8%以上の厚翼に対してはキャビティ長さ・体積とも合わない結果となる。一方、非線形解では、山崎ら(39)が厚翼の部分キャビテーションの解に良好な結果を得ているようであるが、線形理論を利用した逐次近似法であるため、キャビティが翼の前縁から発生するという線形理論の仮定が入るので、常に実験に良く合う解が得られるとは限らない。西山ら(40)は、キャビティが前縁より後方にある最小圧力点から発生すると仮定した非線形解により、厚翼のキャビティ計算の精度をさらに高めた。山口ら(41)は、翼表面の境界層計算から層流剥離点または乱流遷移点を求め、ここにキャビティ前縁を一致させ、非線形のシートキャビテーション理論解析によりキャビティ形状を決定し、崩壊部については单一気泡の方程式を解いてその崩壊する位置をキャビティ終端とするユニークな方法を示した。また、翼厚比8%の対称翼の実験結果と比較し、本法によるキャビティ前

・後縁位置、キャビティ厚さ、キャビティ体積、キャビティ形状が実験と良く一致することを示した。同時に、線形理論ではキャビティが翼前縁からノーズテールラインに直角に発生するという仮定により、キャビティ厚さを過大評価することも明らかにした。

2次元理論解のキャビテーションを非定常揚力面理論による相当2次元翼に対して求め、船尾変動圧力の推定精度を向上させるための努力はさらに続けられている。一色ら(42)は、キャビティ成長の位相遅れを考慮するため2次元キャビティの準定常推定値に基づいて非定常影響を推定した。その結果、ヒステリシス効果ばかりでなく、キャビティの緩慢な成長と急激な縮小等の非定常効果の存在が明らかとなった。しかし、本法ではまだ不十分であり、キャビティの非線形及び3次元影響を明らかにすることが重要であると結論している。

3次元キャビテーション理論を直進翼に適用した例は、スーパーキャビテーションに関しては比較的多い(43~45)。しかし、部分キャビテーションに関する例はまだ少く、花岡(46)の揚力線理論とこれを逐次近似法によって精度を高めた右近(47)の研究、揚力線理論を用いてキャビティ後端の開き幅や翼のアスペクト比などの影響を調査した伊藤の研究(48)に散見される程度である。

船用プロペラに関する3次元キャビテーション理論の研究はまだ日が浅い。揚力線理論をさらに拡張した伊藤(49)の研究、揚力面理論については渦格子法による非定常問題をLee(50)、準定常問題をFrydenlundら(51)が手掛けているが、これらはいずれも3次元影響をキャビテーション理論の境界条件に考慮してはいるものの、数値計算上2次元的に各断面毎に逐次解いており、かつキャビティ終端条件等に対しても2次元的発想から脱却していない。湯浅(52)は、定常プロペラ揚力面とキャビテーションを完全な3次元問題として定式化し、渦格子法を適用してその解の妥当性を確認し、計算されたキャビティ厚さが実際の現象を良く反映していることを示した。しかし、模型プロペラのキャビテーションパターンに比べて計算値は過大となった。計算精度をさらに改善させたためには粘性影響も考慮すべきであると述べている。

参考文献

1. 日本造船研究協会第183研究部会、報告書、資料No.342 (1981)
2. 小山鴻一；新しい方法によるプロペラ揚力面の数値的解析、日本造船学会論文集、第132号
3. 花岡達郎；揚力面の翼端条件と数値解法、船舶技術研究所報告、第15巻、第4号 (1978)
4. 小山鴻一；船用プロペラにおける翼端特異性に関する研究(第1報)、日本造船学会論文集、第145号 (1979)
5. 小山鴻一；船用プロペラにおける翼端特異性に関する研究(第3報)、日本造船学会論文集、第153号 (1983)
6. 湯浅肇ほか；プロペラ翼の前縁剥離渦と翼面圧力分布、西部造船会 第53号 (1980)
7. Kerwin, J.E. et.al ; Prediction of Steady and Unsteady Marine Propeller Performance by Numerical Lifting Surface Theory, Trans. SNAME, vol. 86, (1978)
8. Greeley, D.S. et.al ; Numerical Method for Propeller Design and Analysis in Steady Flow, Trans. SNAME. (1982)
9. 岡村尚昭；“粘性の影響を考慮したプロペラ特性の実用的計算法”、日本造船学会論文集、第138号 (1975)
10. 山崎正三郎ほか；“小面積比プロペラ(MAU4-30, 5-35)の系統的単独試験”、西部造船会会報、

第64号（1982）

11. 泉田泰弘 ; "キャビテーションを考慮したプロペラ設計法の研究"、日本造船学会論文集、第155号（1984）
12. 上田耕平 ; "定常状態のプロペラに及ぼす粘性の影響"、西部造船会論文梗概（1984.11）
13. 津田達雄 ; "プロペラ層流境界層の近似解法"、関西造船協会誌、第180号（1981）
14. Groves,N.C. ; "An Integral Prediction Method for Three-Dimensional Turbulent Boundary Layers on Rotating Blades", SNAME Symp. Prop. 81 (1981)
15. Brockett,T.E. ; "Lifting Surface Hydrodynamics for Design of Rotating Blades", SNAME Symp. Prop. 81 (1981)
16. 湯浅謙ほか ; プロペラ後流に関する一考察、三井造船技報、第117号（1983）
17. 岡村尚昭 ; 船用プロペラ近傍流場の実験的解析、石川島播磨重工技報、第23巻、第3号（1983）
18. 永松宣雄ほか ; プロペラ後流に関する研究、関西造船協会、昭和59年秋季講演会にて講演（1985掲載予定）
19. 伊藤政光ほか ; 可変ピッチプロペラ自由渦の観察、第59回JTT第1部会資料、昭和57年10月
20. Min,K.S. ; Laser Measurements of Field Point for Four NSRDC Propellers in the MIT Variable Pressure Water Tunnel, MIT Dept. Oc. Eng., Rep. no.77-17 (1977)
21. Min,K.S. ; Numerical and Experimental Methods for the Prediction of Field Point Velocities around Propeller Blades, MIT Dept. Oc. Eng., Rep. no. 78-12 (1978)
22. Kobayashi, S ; Experimental Methods for the Prediction of the Effect of Viscosity on Propeller Performance, MIT Dept. Oc. Eng., Rep. no. 81-7 (1981)
23. Kerwin, J.E. ; Flow Field Computations for Non-Cavitating and Cavitating Propellers, 14th Symp. on Naval Hydrodynamics, Hamburg (1982)
24. 角川明ほか ; LDVによるプロペラまわりの瞬間的な流場計測例、船舶技術研究所研究発表会講演集、（1983.12）
25. Dyne,G. ; On Optimal Wake Vorticity Adapted Propellers, PRADS '83 Symp., Tokyo (1983)
26. Kux,J.et.al ; Correlation of Wake Measurements at Model and Full Scale Ship, 14th Symp. on Naval Hydrodynamics, Hamburg (1982)
27. Yamazaki,R. ; On the Theory of Screw Propellers in Non-Uniform Flows, Memoirs of the Faculty of Engineering, Kyushu University, Vol.25 (1966)
28. 花岡達郎 ; 非定常プロペラ揚力面の数値解法（その1 基礎理論）、船舶技術研究所報告、第6巻、第5号（1969）
29. 小山鴻一 ; 不均一流中のプロペラ揚力面の実用計算法と計算例、日本造船学会論文集、第137号、（1975）

30. van Oossanen, P. ; Theoretical Prediction of Cavitation on Propellers, *Marine Technology*, vol. 14 № 4 (1977)
31. 池畠光尚ほか；渦格子揚力面モデルによる調和伴流中のプロペラ非定常特性解析、日本造船学会論文集、第 153 号 (1983)
32. 小山鴻一；新しい方法によるプロペラ揚力面の数値的解析、日本造船学会論文集、第 128 号 (1972)
33. Idris, B.M. et.al ; Theoretical Analysis of Unsteady Characteristics of Marine Propeller in Ship's Wake, 日本造船学会論文集、第 156 号 (1984)
34. Chao, K.Y. ; On the Practical Calculation of Pressure Distributions and Cavity Extents on Propeller Blades, PRADS '83 Tokyo in Seoul (1983)
35. Sears, W.S. ; Some Aspects of Non-Stationary Airfoil Theory and Its Application, *J. Aero. Science*, vol. 8 № 3 (1941)
36. Geurst, J.A. ; Linearized Theory for Partially Cavitated Hydrofoils. *Int. Shipbuilding Progress* vol. 6 № 60 (1959)
37. 花岡達郎；任意翼型のキャビテーション流場の線型理論(その 3 部分空洞の解法)、日本造船学会論文集、第 119 号 (1966)
38. 西山哲郎ほか；特異点法による部分空どう翼の流れ場の基礎式とその解法(第 1 報 二次元単独翼)日本機械学会論文集(第 2 部)、第 43 卷、第 370 号 (1977)
39. 山崎正三郎ほか；特異点分布法を用いた二次元厚翼の部分空洞の解法、日本造船学会論文集、第 146 号 (1979)
40. 西山哲郎ほか；特異点法による部分空どう翼の流れ場の基礎式とその解法、日本機械学会論文集(B編)第 47 卷、第 424 号 (1981)
41. 山口一ほか；翼型に発生する部分キャビテーションの非線形理論、日本造船学会論文集、第 152 号 (1982)
42. Issiki, H. et.al ; Theoretical Treatment of Unsteady Cavitation on Ship Propeller Foils, 14th Symp. on Naval Hydrodynamics, Hamburg (1982)
43. Widnall, S.E. ; Unsteady Loads on Supercavitating Hydrofoils of Finite Span, *J. Ship Research*, vol. 10 № 2 (1966)
44. Unruh, J.F. et.al ; A General Theory of Unsteady Load on Cavitating Hydrofoils, *J. Hydraulics*, vol. 8 № 4 (1974)
45. Nishiyama, T. ; Lifting Line Theory of Supercavitating Hydrofoil of Finite Span, *ZAMM*, vol. 50 № 11 (1970)
46. 花岡達郎；部分空洞を生じた三次元理論、日本造船学会論文集、第 123 号 (1968)
47. 右近良孝；三次元定常翼の圧力分布とキャビテーション、日本造船学会論文集、第 138 号 (1975)
48. 伊藤 悅；特異点法による部分空どう翼の流れ場の基礎式とその解法(第 3 報 3 次元翼一揚力線近似)、日本機械学会論文集、第 47 卷、第 415 号 (1981)
49. 伊藤 悅；揚力線近似による部分空洞プロペラの特性解析、日本造船学会論文集、第 153 号 (1983)
50. Lee, C-S ; Prediction of the Transient Cavitation on Marine Propellers by Numerical Lifting-Surface Theory, 13th Symp. on Naval Hydrodynamics (1980)

- 5.1. Frydenlund, O. et.al ; Application of a Discrete Vortex, Source Distribution Model to Propeller Cavitation, J. Ship Research, vol. 25 No. 24 (1981)
- 5.2. Yuasa, H. ; Application of the Vortex Lattice Method to the Three-Dimensional Theory of a Cavitating Propeller, J. Soc. Naval Arch. Japan vol. 153 (1984)

3.4.2 プロペラ設計への理論の応用

プロペラの設計は、推進性能・翼強度・振動・キャビテーションなどの多彩な要素を考慮せねばならない上に、与えられた設計条件に応じて考え方や方法が異なってくるため、極めて複雑かつ流動的なものとなっている。その全容については(1～5)などに具体例を交えて詳しく紹介されているが、プロペラを設計していく流れの中で流体力学的性能に関する様々な情報を提供する強力な手段として理論が位置付けられている。

プロペラ設計に応用されている理論は大きく次の2つに分類することができる。

- (A) 翼形状を与えて、翼面上の荷重分布を求めるなどプロペラの特性解析を行うもの。
- (B) 荷重分布を与えて、ピッチ・キャンバなどの翼形状を求めるもの。

(A)に属する理論については既に SR 183 研究部会報告書(6)や前節(3.4.1.)で解説されておりここでは取り上げないが、off-design 状態での非定常キャビテーションやサーフェスフォースなどを予測して設計に反映させることを目的に利用されることが多い。(B)に属する理論は、いわゆる理論設計法の中核を成すもので、充分な精度があれば経験的設計図表に置き換えて設計過程の中に位置付けることが出来る。本節では、まず(B)に属する既存の理論の概要を紹介し、次に推進性能、キャビテーション性能の向上を目的として理論を応用した研究例について述べる。

(1) 既存のプロペラ理論設計法

理論を用いたプロペラ設計法を最初に体系付けたのは、Eckhardt and Morgan(7)(1955)、Van Manen(8)(1953)らである。これらは揚力線理論に基づいており、そのままでは翼の3次元形状を適切に求めることができないので、Ludweig and Ginzel(9)にならってキャンバ修正係数、ピッチ(迎角)修正係数という揚力面修正項を導入したものである。この揚力面修正付揚力線理論を踏襲した理論設計の流れは1960年代後半まで続き、その間に為された努力は揚力面理論を用いてより精度の良い修正係数を求めようとするものであった。(10) Morgan(11)(1968)らは、Cheng(12)の揚力面理論を基にKerwin の方法(14)により翼厚影響を加味して、広範かつ系統的な揚力面修正係数の計算を行い、翼数、展開面積、流力的ピッチ、スキューなどの影響を詳しく調べている。

ところが大型計算機の発達に伴い、それまで膨大な時間を必要とした揚力面理論計算が比較的手軽に行えるようになると、予め揚力面修正係数を求めておき設計の簡便化を計るよりも、揚力面理論を用いて直接翼形状を求める方が精度も良く効率的であるという考え方が登場してきた。このような動きの先駆けとなったのは Kerwin and Leopold(13)(1964)の研究で、渦格子法を用いて翼厚(14)やボスの影響をも考慮した設計理論を提案している。この方法では計算時間の短縮化を計るために、渦を配置する螺旋面や後流渦による誘導速度の計算に揚力線理論が一部用いられている。また翼前後縁近傍の計算精度が悪いため、翼弦方向有限個の点における平均値を用いてキャンバ修正を行っている。

1970年代に入り振動軽減を目的としたハイスクュープロペラが脚光を浴びるようになると(12)、その特異な形

状を表現できる高精度の理論の必要性が強く叫ばれるようになった。このようなニーズに答えて Kerwin(15) (1973) が発表した設計理論は、プロペラ理論設計の歴史の中で Eckhardt and Morgan の方法と並び新時代を画したものと言うことができる。これは前述の渦格子法を発展させたもので、ハイスクープロペラの性能設計で無視することのできない半径方向流速、レーキ、変動ピッチなどが考慮できる上に、キャンバ、ピッチ修正という概念が不用な非線形揚力面理論でありそれまでの設計理論と明確に区別できる。また後流渦を配置する螺旋面のピッチに自在性を持たせている点も新しい試みとして注目される。ただし翼端部の精度低下を防ぐため、キャンバ曲線の決定に当っては同一荷重分布の下ではその形状が2次元とプロペラとで相似になるという仮定を用いている。最近になり Greeley and Kerwin(17) (1982) は、これにさらに改良を加えた理論を発表している。その主な改良点は、後流渦の縮少、Roll-upなどを考慮してより現実的な渦モデルを用いている、翼全面で誘導速度を計算しこれを用いて直接3次元的にキャンバ面を求めている、の2点である。このような数値計算手法では計算時間が気になる所であるが、最近の大型計算機を用いればいずれの方法でも数10秒程度のことである。mode function法による非線形揚力面理論を用いた設計理論に Brockett(16) (1981) の研究がある。Kerwin(15)と同じ渦モデルを用いているが、キャンバ面の計算は3次元的かつ精密に行っている。

このように設計理論の精度は飛躍的に向上してきてはいるが、そのいずれもが定常理論であり、キャビテーション・振動問題を取り扱う場合に重要な非定常性が考慮できない点に不満が残る。Greeley and Kerwin(17) はこれを補うために、前述した(A)のプロペラ特性解析理論を組み込んだプロペラ設計システムの重要性を強調している。すなわち、設計に用いる理論と同等以上の精度を持つ理論で off-design 状態を含めた検討を行い結果を設計に反映させていくという考え方であり、近代的なプロペラ理論設計の一つの方向を示唆していると考えられる。

(2) 推進性能向上への理論の応用

プロペラの理論設計に於て推進性能の最適化を計ることは、軸馬力または推力を与えてエネルギー損失を最小にするような循環分布を求ることを意味する[18]。推進性能を対象とする場合には揚力線的な意味での半径方向循環分布の最適化を計るのが普通であり、その計算には揚力線理論[19]が用いられている。均一流中での最適循環分布は Betz の条件[18]を満足するものとして一義的に与えられるが、伴流を考えずに最適化を計ってあまり意味はない。流体の回転がない軸対称伴流中で Betz の条件に代るものとして、Van Manen[8] Lerbs[19] は次の関係式を示しており、これがいわゆる Wake-Adapted Propeller 設計の基礎となっている。

$$h_i(x) = \text{const} / \{1 - w(x)\}^a ; x = r/R$$

ここに $h_i(x)$ は渦線のピッチ、 $w(x)$ は局所の伴流係数を意味する。 a は定数で Van Manen は 0.75 を、Lerbs は 0.5 を用いている。最近 Loukakis and Politis [20,23] は、Lerbs の最適条件を満たす循環分布より翼端側の荷重を大きくした分布を用いると、理論計算の結果 1割以上も推進効率が向上すると発表して話題を呼んだが、その後の実験的調査[21]ではむしろ逆の結果が報告されており、翼端部の流れの剥離による抗力増加が理論では表現できぬためであろうと推察されている[22]。Goodman[24]は伴流の渦度が最適循環分布に及ぼす影響を理論的に調べ、渦度を考慮すると翼端側に最適循環分布のピークが移動すると述べている。

以上はプロペラ前方の流場の不均一性に合わせて循環分布を最適化することを目的とした研究例であるが、プロペラ後流の回転エネルギー損失を目的とした特殊推進装置（二重反転プロペラなど）の設計にも理論は応用されている。これについては本報告書 3.2 節（推進器各論）を参照されたい。

(3) キャビテーション性能向上への理論の応用

キャビテーションは翼表面圧力分布を伸立ちとし翼断面形状と密接に関連することが知られているが、既存の

プロペラ設計理論は全て薄翼理論であり圧力分布、断面形状を直接取り扱うことはできない。そのため、先ずキャビテーション性能上望ましいと考えられる荷重分布を翼弦方向に与えて、翼が理想迎角の状態となるようにピッチ、キャンバを定め、次に得られたキャンバ分布に詳細な研究[25,34]から得られた優秀な肉厚分布を2次元的に付加して断面形状を求める、というやり方がEckhardt and Morgan(7)以来一貫して採られてきた。翼弦方向荷重分布としては、NACA $\alpha=0.8$ [34]、NACA $a=1.0$ 、橢円分布などが用いられるが、粘性による揚力の低下が小さいという理由からNACA $a=0.8$ 分布が一般に使用されている。また肉厚分布としてはBrockett(25)の研究以来、強度上の理由で後縁部を若干厚くした修正NACA 66断面(NACA 66 MOD)が良く用いられている。圧力分布は肉厚に影響されること大であるので、キャビテーション性能を向上させるためには肉厚分布の改良が有効である。これに着目して、Valentine(26)は肉厚分布の前縁半径と最小圧力降下係数との関係を詳しく調べ、翼前縁厚みを増してやるとキャビテーション性能が改善できることを示唆した。Johnsson(27)は、キャビテーションが問題となる翼端部で最大翼厚位置を極端に前縁側へずらし前縁半径を2~4倍大きくした肉厚分布をプロペラに適用し、NACA 16断面を持つ母型プロペラとの比較試験を行ったところ、効率が約1%向上し、プロペラ直上の変動圧力が大幅に低下したと報告している。

通常のプロペラ設計では推進性能を最優先し半径方向に最適循環分布を用いるが、サクフェスフォースによる振動軽減を重視して翼端部の荷重が極端に小さくなるような循環分布を与えることがある。このようなプロペラは、Glover(35)によって研究されOff-Loaded Tip Propellerと呼ばれている。翼端での荷重分布変化が零、つまり理屈的には翼端から自由渦が出ない状態を100% Tip Off-Loadとすると、最適プロペラ(0% Tip Off-Load)と比べ推進性能が3~5%低下する代りにプロペラ直上の変動圧力が約1/4になると実験結果が得られている[35]。また1978年にLNG船に50% Off-Loaded Tip Propellerが採用された実績がある。

以上は設計理論の応用例であるが、キャビテーションを取り扱う場合には非定常性を考慮できるプロペラ特性解析理論の方が断然有利であり、翼輪郭、翼断面形状の改良、開発に活用されている。その代表的な例に振動軽減の観点から大幅な翼輪郭形状の変更を行ったハイスクュープロペラがあるが、これについては報告書3.2.3節に紹介されている。翼断面形状を改良する試みは国内でとくに盛んである。これは日本では簡便に精度良く性能推定が行えることが重視され、MAU型プロペラに代表される優秀なシリーズプロペラを開発する研究指向が強かったため、設計理論を用いた場合と異なり断面形状そのものの開発が行われている。このような動きのきっかけとなったのは菅井の研究[18]で相当2次元翼なる概念を揚力面理論に導入し3次元的な翼面圧力分布が計算できる手段を提供した。これを非定常理論と組み合わせれば伴流中でプロペラが一回転する間の迎角、キャンバ、圧力分布などの変化を知ることができ、新シリーズプロペラ開発の強力な武器となる。これを発展させて高橋[30](KB型)ら、門井(SRI・a型[28] SRI・B型[29])らは、キャビテーション性の優れた翼断面を開発している。これらの研究に共通しているのは、キャビテーションの量を減らすことに着目し圧力分布の平坦化とショックフリー領域の拡大を狙った点である。最近泉田[31](NTT型)は、キャビテーションの量だけでなくその非定常変化を小さくすることが重要と考え、キャンバを操作することによりプロペラ一回転中の迎角変化ができるだけショックフリー領域に收め、さらに肉厚分布を改善することによりキャビテーション状態での圧力分布の変化を小さくするという設計思想を提案した。試設計されたプロペラと従来型プロペラとで比較試験を行った所、変動圧力は約3割、騒音レベルは10dB小さくなり、従来型プロペラで発生した激しい壊食も全く観察されなくなっている。新しい試みとして山口・加藤[32,33](TP型)は、圧力分布を与えて翼形状を求めるEppler[36]の2次元翼理論を用いて断面形状の開発を行っている。Epplerの理論では圧力分布だけでなく設計迎角を与える

ことができる所以、一回転中で迎角、圧力分布が変化するために生じる非定常キャビテーションを問題とするプロペラに適用するには好都合である。また圧力分布に境界層特性を加味して、剥離や遷移などの起りにくいものを用いれば、キャビテーション発生の抑制、翼の抵抗力化なども期待できる。翼端側ではキャビテーションの軽減を考え設計迎角を越えても前縁すでに負圧のピークができないようにする、翼根側では性能向上を狙い境界層の発達や剥離を抑える、という設計思想に基づき青雲丸を対象として試設計、比較実験が行われ、通常型プロペラと比べてキャビティ体積は $\frac{1}{3}$ ～ $\frac{1}{4}$ IC、変動圧力は $\frac{2}{3}$ 程度になったことが報告されている。

参考文献

1. Cumming, R.A., et al., "Highly Skewed Propellers", Trans. SNAME, Vol 80 (1972)
2. Valentine, D.T., et al., "Highly Skewed Propeller for San Clemente Class Ore/Bulk/Oil Carrier Design Considerations, Model and Full-Scale Evaluation", SNAME 1-ST STAR Symp. (1975)
3. 山崎正三郎ほか、"Highly Skewed Propeller の研究(第5報)"、日本造船学会論文集、第153号 (1983)
4. Gunsteren, L.A., et al., "Propeller Design Concepts", 2nd LIPS Prop. Symp. (1973)
5. Bau, F., et al., "Propeller Design Optimization: An Integral Theoretical and Experimental Procedure", SNAME Propellers '81 Symp. (1981)
6. 日本造船研究協会第183研究部会、報告書、資料No.342 (1981)
7. Eckhardt, M.K., et al., "A Propeller Design Method", Trans. SNAME, Vol 63 (1955)
8. Van Manen, J.D., "Wake-Adapted Screw Series Designed by Induction-Factor Method", J. of Ship Research (1958)
9. Ludweig, H., et al., "On the Theory of the Broad Bladed Propeller", U.M.3079, A.R.C., 11064 (1944)
10. Wu, T.Y., "Some Recent Developments in Propeller Theory", Schiffstechnik, Vol. 12, No. 60 (1965)
11. Morgan, W.B., et al., "Propeller Lifting-Surface Corrections", Trans. SNAME, Vol. 76 (1968)
12. Cheng, H.M., "Hydrodynamic Aspects of Propeller Design Based on Lifting-Surface Theory, Parts I and II", DTMB Reports 1802 and 1803 (1964-65)
13. Kerwin, J.E., et al., "A Design Theory for Subcavitating Propellers", Trans. SNAME, Vol. 72 (1964)
14. Kerwin, J.E., et al., "Propeller Incidence Correction Due to Blade Thickness", J. of Ship Research, Vol. 7, No. 2 (1963)
15. Kerwin, J.E., "Computer Techniques for Propeller Blade Section Design", 2nd LIPS Prop. Symp. (1973)

16. Brockett, T.E., "Lifting Surface Hydrodynamics for Design of Rotating Blades", SNAME Propellers '81 Symp. (1981)
17. Greeley, D.S., et al., "Numerical Methods for Propeller Design and Analysis in Steady Flow", Trans. SNAME (1982)
18. 日本造船学会、"第2回船用プロペラに関するシンポジウム"、テキスト (1971)
19. 例えば、Lerbs, H.W., "Moderately Loaded Propeller with a Finite Number of Blades and an Arbitrary Distribution of Circulation", Trans. SNAME, Vol.60 (1952)
20. Loukakis, T.A., et al., "On Optimum Propeller Performance", SNAME Propellers '81 Symp. (1981)
21. Holden, K., et al., "On Application of Skew Propellers to Increase Propulsion Efficiency", 5th LIPS Prop. Symp. (1983)
22. Holden, K., et al., "On Optimum Skew Propeller Designs and Total Propulsion Efficiency", Int. Symp. Ship Hydrodynamics and Energy Saving (1983)
23. "Rep. of the Prop. Comm.", Proc. 17th ITTC (1984)
24. Goodman, T.R., "Momentum Theory of a Propeller in a Shear Flow", J. of Ship Research, Vol.23, No.4 (1979)
25. Brockett, T.E., "Minimum Pressure Envelopes for Modified NACA-66 Sections with NACAA=0.8 Camber and Buships Type I and Type II Sections" DTNSRDC Rep., No.1780 (1966)
26. Valentine, D.T., "The Effect of Nose Radius on the Cavitation-Inception Characteristics of Two-Dimensional Hydrofoils", DTNSRDC Rep. 3813 (1974)
27. Johnsson, C.A., "On the Reduction of Propeller Excitation by Modifying the Blade Section Shape", Naval Architect (1980)
28. 門井弘行ほか、"SRI.aプロペラの諸特性および設計図表"、船研報告、第15巻、第2号 (1978)
29. 門井弘行、岡本三千朗、吉田三雄、"SRI・B型プロペラの開発およびその諸特性"、船研報告、第21巻、第6号 (1984)
30. 高橋通雄ほか、"MAU型プロペラのキャビテーション特性に関する研究、第1報～第3報"、日本造船学会論文集、第141、143号 (1977-78)
31. 泉田泰弘、"キャビテーションを考慮したプロペラ設計法の研究"、日本造船学会論文集、第155号 (1984)
32. 山口一ほか、"耐キャビテーション性能の優れた翼型の開発"、日本造船学会論文集、第154号 (1983)
33. 山口一ほか、"耐キャビテーション性能の優れたプロペラの開発"、第4回推進性能研究委員会 (1984)
34. Abbott, I.H., et al., "Theory of Wing Sections", Dover Books (1958)
35. Glover, E.J., et al., "Aspects of the Design and Application of Off-Loaded Tip Propellers", RINA Symp. on Propeller Induced Ship Vibration (1979)
36. Eppler, R., et al., "A Computer Program for the Design and Analysis of Low-Speed Airfoils", NASA, TM80210 (1980)

3.4.3 設計チャート

プロペラは一般的に設計チャートを用いて設計され、プロペラ揚力面理論を用いた理論設計においても最適直徑の決定には設計チャートが使用される。本項では、設計チャートの使用の便をはかるために、現在使用できる設計チャートを

- 商船用一体型プロペラ
- 商船用可変ピッチプロペラ
- ダクトプロペラ
- 高速艇用プロペラ

に分類し、それぞれの翼数、展開面積比と参考文献を整理した。

なお、設計チャートはないが系統的単独性能試験結果が報告されているものもリストアップした。

(1) 商船用一体型プロペラ

各シリーズの展開面積比を示す。

シリーズプロペラ	翼 数	3	4	5	6
i) MAU (NAU) (1~10)		0.35 0.50	0.30 0.40 0.55 0.70	0.35 0.50 0.65 0.80	0.55 0.70 0.85
ii) Wageningen B-Screw Series (11~12)		0.35 0.50 0.65 0.80	0.40 0.55 0.70 1.00	0.45 0.60 0.75 0.90	0.50 0.65 0.80 0.95
iii) SSPA (13)		0.45	0.47 0.53 0.60	0.60	
iv) SRI-B (14~15)				0.45 0.60	0.65 0.80

(2) 商船用可変ピッチプロペラ

シリーズプロペラ	翼 数	3	4
i) AU-CP (16)			0.40 0.55 0.70
ii) AU-HSCP (45°スキュー) (17)			0.40* 0.45*
iii) JD-CPP (18)		0.50 0.65	

*は、設計チャートはないが系統的単独性能試験結果が報告されているもの。

(3) ダクトプロペラ

シリーズプロペラ	翼 数	2	3	4	5
i) AU-Da [19]					0.65(19A)
ii) Wageningen B Series [20~24]		0.30(7)*	0.50(7)*	0.40(7)* 0.55(7) (Cylinder 2~6,8,10,11)* 0.70(7)*	0.60(7)*
iii) Kaplan Series [25]			0.65(19A)	0.55(19A) (Cylinder 7,18,19,20)* 0.70(19A) (Cylinder 37)*	0.75(19A) 1.00(30 ~36)*

()内は、NSMBでつけられたノズルナンバー。

(4) 高速艇用プロペラ

シリーズプロペラ	翼 数	3
i) Gawn [26]		0.65* 0.80* 0.95* 1.10*
ii) SSPA [27]		0.50
iii) Newton-Rader [28]		0.712*

参考文献

1. Tuchida et al ; Open Water Test Series with Modern Five-Bladed Propeller Models, Journal of Zosen Kyokai, №102 (1958)
2. A.Yazaki et al ; Open Water Test Series with Six-Bladed Propeller Models, Journal of Zosen Kyokai, №106 (1960)
3. A.Yazaki et al ; Open Water Test Series with Modified AU-Type Four-Bladed Propeller Models, Journal of Zosen Kyokai, №108 (1960)
4. A.Yazaki et al ; Open Water Test Series of Modified AU-Type Five-Bladed Propeller Models of Area Ratio 0.80, Journal of Zosen Kyokai, №122 (1967)
5. A.Yazaki et al ; Open Water Test Series of Modified AU-Type Four-and Five-Bladed Propeller Models of Large Area Ratio, Paper of SRI, №28 (1968)

6. A.Yazaki et al ; Open Water Test Series of Modified AUw-Type Six-Bladed Propeller Models of Area Ratio of 0.85, Journal of SNAJ, №125 (1969)
7. 矢崎ほか ; MAU型5翼プロペラの設計図表の高ピッチ比への拡張、日本造船学会論文集、第129号 (1971)
8. 矢崎ほか ; AU型4翼プロペラおよびAUw型6翼プロペラシリーズの設計図表の高ピッチ比への拡張、日本造船学会論文集、第131号 (1972)
9. 矢崎ほか ; 3翼プロペラの系統試験、日本造船学会論文集、第131号 (1972)
10. 山崎ほか ; 小面積比プロペラ (MAU 4-30, 5-35) の系統的単独性能試験、西部造船会々報、第64号 (1982)
11. W.P.A.van Lammeren et al ; The Wageningen B-Screw Series, Trans. SNAME (1969)
12. M.W.C.Oosterveld et al ; Further Computer-Analyzed Data of the Wageningen B-Screw Series, ISP, Vol.22, №251 (1975)
13. H.Lindgren et al ; The SSPA Standard Propeller Family Open Water Characteristics, Publication of SSPA, №60 (1967)
14. 岡本ほか ; SRI・Bプロペラの設計図表、第34回船研研究発表会 (1979)
15. 門井ほか ; 低回転大直径プロペラ船の推進性能の研究 (小面積比5翼SRI・B型プロペラの設計図表)、第42回船研研究発表会 (1983)
16. A.Yazaki ; Model Tests on Four-Bladed Controllable Pitch Propeller, Papers of SRI, №1 (1964)
17. 第183研究部会 ; 船尾振動、騒音の軽減を目的としたプロペラ及び船尾形状の研究、日本造船研究協会、研究資料№348 (1982)
18. C.Chu et al ; The 3-Bladed JD-CPP Series Part 1, 4th Lips Propeller Symposium (1979)
19. 矢崎ほか ; ダクト・プロペラに関する系統的試験、日本造船技術センター技報、第6号 (1978)
20. J.D.van Manen ; Open-Water Test Series with Propellers in Nozzles, ISP, Vol. 1, №2 (1954)
21. J.D.van Manen ; Recent Research on Propellers in Nozzles, ISP, Vol.4, №36 (1957)
22. J.D.van Manen et al ; The Design of Screw-Propellers in Nozzles, ISP, Vol.6, №55 (1959)
23. J.D.van Manen ; Effect of Radial Load Distribution on the Performance of Shrouded Propellers, Paper №7, RINA (1962)
24. J.D.van Manen ; Analysis of Ducted-Propeller Design, Trans. SNAME (1966)
25. M.W.C.Oosterveld ; Wake Adapted Ducted Propellers, NSMB Publication №345
26. Gawn ; Effect of Pitch and Blade Width on Propeller Performance, TINA (1953)
27. O.Rutgensson ; Supercavitating Propeller Performance. Influence of Propeller

Geometry and Interaction between Propeller, Rudder and Hull,
Publication of SSPA, No.82 (1979)

28. Newton-Rader ; Performance Data of Propellers for High Speed Craft, TINA
(1961)

3.4.4 プロペラ翼強度および材料

(1) 概要

従来プロペラ強度はすべて翼強度を中心に考えられていた。翼以外の部分は翼以上の大きな応力の発生は考えられず、翼を片持梁としてその翼根部の断面の応力に応じた設計をすれば足りたからであろう。事実、造船研究会の練習船汐路丸のプロペラの実船応力計測(1)の結果等を参考として適当な安全係数を採用していた。巨大船の時代も特別の場合を除き同様の設計方針で大過なくすぎたようである。大出力の高速船、コンテナ船が出現した頃、翼断面の平均応力以外に、翼の変動応力の大きいことが知られた。翼の疲労による切損事故が発生するにおよび、S R I 2 6 部会では大型コンテナ船の航行中の翼応力測定実験が実施され、荒天中を含む航海中の翼応力のデーターも求められた。

NK船級船ではプロペラ翼に関する事故は1974年頃までは極めて少数であったが、近年に至って表3.4.4.1(2)に示すような折損又はきれつ発生事故が発生している。従来の単純ビーム理論にもとづく翼厚計算法、プロペラに作用する外力等を見直しする必要があると考えられた。NKおよび関連の専門家グループにより、プロペラ専門委員会が材料の強度を含めて3ヶ年計画でその対策のためNK内に設けられた。

一方従来型形状と異なった形状を有するハイリースキュードプロペラが開発され、船尾振動減少のため有効性が認められ、自動車運搬船等に広く使用され始めた。この種のプロペラでは疲労とは別に、複雑な翼応力分布が存在しこれに関連した論文が報告されており(3)、SMAMEでも研究が報告されている(4)。

元来プロペラ翼はスラスト、トルク、遠心力の定常的な力の他に、船尾伴流の不均一性にもとづく変動力、主機関の一回転中のトルク変動、波浪中の船体運動のためのプロペラ翼応力の変動、鋳造時の内部残留応力、異物との偶発的衝突による衝撃力等の複雑な影響を受ける。過去数十年間安全であった経験も、最近のような新船型、大出力高速化の傾向の中ではいづれかの要因が存在して、前記異常事故の発生となつたと考えられる。翼の強度について翼に作用する外力、材料の強度特に疲労強度、欠陥にもとづく強度低下、従来型以上のスキーを有するプロペラの翼応力の解析、クラッシュアスター時の翼応力等を理論的・実験的に再検討する必要がある。翼応力と同時に材料自体の強度についても従来とかく性能面の研究に比べて見劣りする感があり、最近の理論および実験技術により再検討が必要とされている。

(2) 翼の強度について

船舶技術研究所によって開発された揚力面理論によるプロペラ性能解析プログラムが一般的に使用されるようになって、その応用としてプロペラ翼応力の解析も容易となった。模型実験による船尾伴流分布計測も数多く実施され、模型船の分布から実船分布への推定法も精度が高められた。

翼応力の変動について計算例によれば図3.4.4.1~2(5)に示すとおり明らかな特徴がみられる。図3.4.4.1でプロペラ翼根部の平均応力と応力振幅を示す。コンテナ船、自動車運搬船、冷凍貨物船等の高速船プロペラでは応力振幅が肥大船に比べて数倍も大きい事が見られる。模型船伴流による計算であるが傾向は十分示している。図3.4.4.2に伴流中のプロペラ翼の1回転中の翼根部応力変化が示され、肥大船に比べて1回転中の応力変化の大きい高速船用プロペラの特徴がみられる。

揚力面理論とFEMを使った実船のプロペラ翼応力の計算値と実測値との比較を表3.4.4.2に示す。本船は長さ105mの練習船でプロ直径3.6m、計測点は0.3Rの前進面前縁より57%の点である。プロペラは従来型式のM A U型である。表3.4.4.2より平均値は差があるがP-P値および応力カーブは実用できる程度に実測値と一致しているとみられる。従来型プロペラに関しては理論的方法による強度計算が有用であるといえる。

一方船尾振動対策の一つとして世界的に広く採用されるに至ったハイリースキュードプロペラ(以降HSPと略す)は、その特異な翼形状のため従来型プロペラとは異なり翼強度面で特別の配慮が必要である。特にクラッシュアスター時の翼先端部の過大応力による曲げによる損傷は要注意である。スキー角を大きくした模型による実験で曲りを生ずる例があり、実船実験のHSPでも報告されている例がある[6]。HSPでは、従来型プロペラ(CP)以上にスキーをはじめその形状の設計は単独性能、キャビテーション性能にも複雑に関連を有し、翼強度に関して精ちな理論解析を行う必要がある。

HSPの翼強度に関する特徴的事項は次のような。

- ① 表3.4.4.3に示すように、前進状態の1例計算では応力振巾の最大値はHSPはCPの約2倍近く大きくなる。
- ② 図3.4.4.3(a)(b)に示すように、最大応力の分布もHSPでは前進時に於て0.7Rの後縁部に発生し後進時には0.9R附近の前縁部に移動する[3]。
- ③ 図3.4.4.4で伴流中の模型プロペラについてCPとHSPとの前進1回転中の応力変動を示す。CPに比べてHSPは前進時についても明らかに差がみられる。
- ④ 後進ボラード状態における例では図3.4.4.5に示すように、スキー角の増大とともに応力値は増加する傾向を示している[4]。
- ⑤ クラッシュアスター時の翼応力の変動については参考文献や実験データも少ないが、最近SRの実船実験の一部として、HSPのクラッシュアスター時の翼応力の計測例が報告されている[7]。その結果によると最大応力は定常逆転時の約3倍に相当する。このデータは翼根部の1点についてのみであるが翼先端部ではさらに大きい応力の発生が計算上推定される。翼応力の設定にあたっては疲労強度に関する前進自航時の平均応力と応力振巾、クラッシュアスター時の最大応力に注意する必要がある。

なお、上記実船実験ではプロペラ翼1回転中の主応力の変動も計測されているので図3.4.4.6、7に示す。

それによれば計算値と計測値はよく一致している。

以上のように計算と実験によりプロペラ翼の応力の変動状態はかなり精度よく予測できるのにもかゝわらず、最初の翼切損事故は何故生じたのであろうか。その当時設計者の知識では材料の疲労強度はアルミニウム青銅では 1.7 kg/mm^2 程度であったため、疲労による切損事故とは考えられなかった。翼の切損破断面調査が進められた結果、そこには必ず起点となつた小欠陥が存在していることから、翼応力の問題は欠陥の存在と大きさとの関連を考慮した上でさらに正確な材料の疲労強度の調査が必要となった。

(3) 材料の強度

従来発表されていたプロペラ材料のデータは引張強度、伸び、硬さ、比重等であり、疲労強度に関するものは少ない。メーカー各社のカタログによれば $N = 2 \times 10^7$ 回に於て、疲労強度はアルミニウム青銅では約 1.7 kg/mm^2 、マンガン青銅では約 1.0 kg/mm^2 程度である。しかもこの値はプロペラ本体取材でなく、鋳込時の別取り小型試験片に関するデータであり、海水又は3%人工海水による回転曲げ腐食疲労試験結果である。

実体のプロペラの翼の強度はその本体から取り出した試験片によって計測される。表3.4.4.4～5にニッケルアルミニウム青銅製大型プロペラ及びマンガン青銅の相等大型鋳物材の化学成分と機械的特性を示す。実体プロ

ペラ翼から採取した小型、大型試験片による海水中又は人工海水中の腐食疲労強度を図3.4.4.8に示す。図中に人工海水中の軸力疲労試験結果も併せて示したが、プロペラのような大型材では曲げ荷重下であってもその応力勾配は比較的緩やかで、どちらかといえば軸力状態に近い。この図の損傷実体材は運航記録によれば応力くり返し数は約 10^8 であり、回転曲げの 10^8 時間強度は $11 \sim 12 \text{ Kg/mm}^2$ 、軸力データでは応力比 $R = 0.4$ で 10^8 時間強度は $4 \sim 5 \text{ Kg/mm}^2$ と推定される。前述の翼切損事故例の応力解析から判断すれば応力振巾の大きいプロペラ翼では作用応力のみでも問題があり、さらに翼根部前進面側の鋸造欠陥の大きさも関連し、きれつ発生、進展へとつながった事が想像される。

材料の疲労強度には平均応力の影響が大きい。この効果を示す方法として現在修正グッドマン線図が用いられている。図3.4.4.9はニッケルアルミニウム青銅についての資料である[8]。この応力比の疲労特性に及ぼす影響については別途図3.4.4.10のデータも報告されている[9]。これらは実体材又は相当大型鋸物材から採取した試験片によるものである。図によれば応力比が0.4の場合(通常のプロペラ作動条件)では応力比が0の場合に比較して 10^7 でニッケルアルミ青銅の場合約30%、マンガン青銅の場合20%以上も強度が低下することがわかる。翼強度の設計に当って注意を要する点である。

プロペラ翼の強度を考える場合には作用応力にもとづく翼材料の表面きれつの発生、きれつ伝播の現象が重要な意味を有する。このきれつ伝播特性の解析には最近の手法として破壊力学的方法が使われる。ニッケルアルミニウム青銅について、疲れきれつ伝播速度 da/dN と、きれつ先端の応力拡大係数 ΔK の間にはきれつの安定成長域ではパリス則が存在することはよく知られている。

$$\text{すなわち}, \quad da/dN = C (\Delta K)^m$$

図3.4.4.11にニッケルアルミニウム青銅の場合を示すが、きれつ伝播速度に及ぼす平均応力の効果の大きいことが分る。

又いづれの応力比の場合でも疲れきれつ進展速度が急激に減少して、それ以下では $da/dN = 0$ となる下限界応力拡大係数 ΔK_{th} が存在することが確かめられている[8]。

疲労により実際に破断した翼の破面をみると図3.4.4.12に示すように鋸造欠陥を起点としてきれつが発生し、きれつ形状は形を変えながら伝播し最終破断に至るのが通例である。起点となる鋸造欠陥を厚みのない梢円板状のきれつに置換え、別に計算した変動応力範囲と ΔK_{th} の値から翼に内蔵する欠陥の許容寸法が求められた[9]。以上の方法によれば万一プロペラ翼に疲れきれつが発生した場合でも材料定数Cとmを求め、応力拡大係数の評価式が与えられれば翼に発生した疲れきれつの伝播寿命の計算が可能となる。この推定精度に関しての実績も既に報告され[10]、成果があげられている。

(4) 今後の問題

プロペラ翼の折損等の事故を防ぐには翼厚を増して翼応力の低下を計れば一応目的は達せられるがプロペラ効率とのかねあいもあり、必要以上の厚さは許されない。今後は翼の平均応力、最大応力のみでなく変動応力を考慮した疲労設計を行わなければならない。

ハイリースキュードプロペラ等の新形式のプロペラではクラッシュアスター時の翼応力にも十分考慮しなければならない。応力、材料に関して総合的に望まれる検討課題として次のようなことが考えられる。

(a) 翼応力の推定精度の向上

平水中の翼応力についての計算法の向上は勿論、航海中の翼応力の推定法の精度向上が望まれる。そのためには今後長期に亘る実船によるプロペラ翼応力の計測データも必要である。ハイリースキュードプロペラについてはクラッシュアスター時の応力計算法および実船プロペラ翼応力の計測も、特に翼中央から先端にかけ

表 3.4.4.1 プロペラ翼の折損事故〔2〕

船種 総トン数 最大速力 C6	主機馬力 プロペラ回転数 直径×羽根数 0.7Rのピッチ比 プロペラ材料	完工年月 事故前の定期的検査 事故年月	損傷概要
自動車専用船 11,538 20.8 0.537	10,700 144 4.70×5 0.998 KA _t BC3	1971-05 1974-04 1974-06	0.27Rで羽根中心線に対してほぼ直角に折損、前進面表面直下の鋸歯を起点とした疲れ破壊、溶接補修の形跡なし。
コンテナ船 35,491 28.3 0.556	45,000 105 7.40×6 1.120 KA(BC3)	1972-08 1974-05 1975-04	0.30Rで羽根中心線に対してほぼ直角に折損、前進面表面直下の鋸歎を起点とした疲れ破壊、溶接補修の形跡なし。
自動車専用船 9,043 20.9 0.543	10,700 144 4.70×5 0.993 KHB _s C1	1975-07 1976-09 1977-08	0.30Rで羽根中心線に対してほぼ直角に折損、他の1翼の前進面0.30R付近に200mm×24mmのき裂あり。前進面表面直下のプローホールを起点とした疲れ破壊。溶接補修の形跡なし。
自動車専用船 9,043 20.8 0.543	10,700 144 4.70×5 0.993 KHB _s C1	1976-03 1977-03 1977-10	約0.23Rで、羽根中心線に対しほぼ直角にき裂発生100mm×15mmで、グラインダにて削除、1978-05クラック再発70mm(深さ不明)。
自動車専用船 11,409 19.9 0.553	11,200 119 5.30×5 1.0332 KA _t BC3	1978-03 — 1978-10	前縁側0.72R後縁側0.68Rを結んだ線上で折損、铸造欠陥の溶接補修部よりき裂が進展したものと思われる。

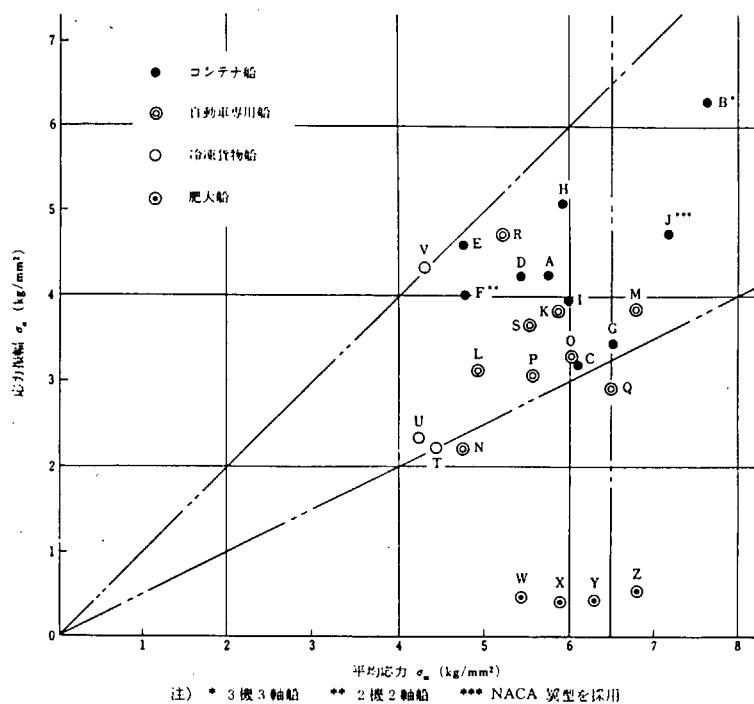


図 3.4.4.1 ULSTによる平均応力と応力振幅

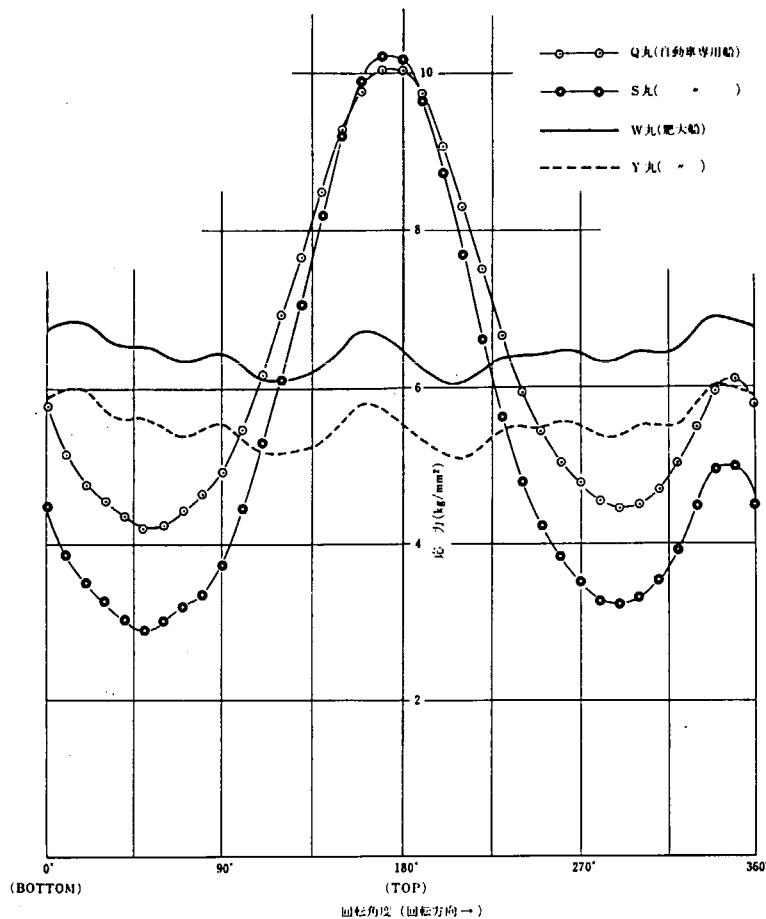


図 3.4.4.2 プロペラ羽根に作用する応力

表 3.4.4.2 計算値と実測値の比較

回転数 (rpm)	船速 (knot)	輸出馬力 (PS)			推進力 (TON)		翼主応力 (kg/mm²)			
		計算値 *1	実測値	トルク計 *2	計算値 *1	スラスト計 *2	計算値 平均値 P-P値	実測値 平均値 P-P値	計算値 平均値 P-P値	実測値 平均値 P-P値
165.6	15.9	3567	3513	3700	29.70	32.5	4.67	5.50	5.10	5.63
154.1	14.9	2856	2873	3050	25.48	28.0	4.01	4.80	5.02	4.85
145.4	14.1	2392	2367	2480	22.59	24.3	3.56	4.29	4.54	4.49
110.6	11.0	1023	1017	1050	12.60	13.2	1.99	2.55	2.33	2.79
90.0	9.6	501	528	520	7.43	7.6	1.19	1.83	2.07	1.93
71.0	7.3	259	255	280	4.93	4.3	.79	1.09	1.68	1.37

* 1 推進面理論により計算された値

* 2 C船に装備されているトルク計、スラスト計による値

表 3.4.4.3 前進状態の最大応力振巾

PROPELLER	MPNO.80-3	MPNO.80-5
$\Delta\sigma / (\rho n^2 D^2)$	453	921
r/R	0.3	0.7
CHORD	32% C from L.E.	80% C from L.E.

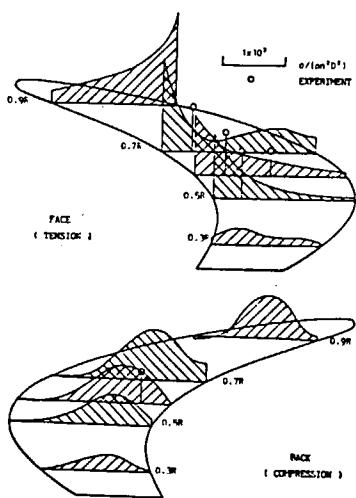


図 3.4.4.3(a) 翼面の主応力分布
(HSP, 前進, $J = 0.745$)

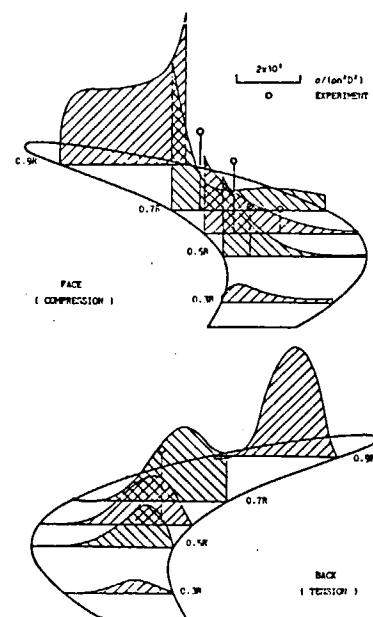


図 3.4.4.3(b) 翼面の主応力分布
(HSP, 後進, $J = 0.05$)

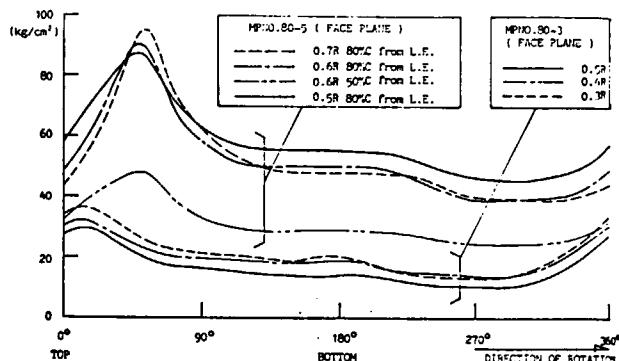


図 3.4.4.4 伴流中のプロペラ翼応力変動比較
(前進, $J_s = 0.859$)

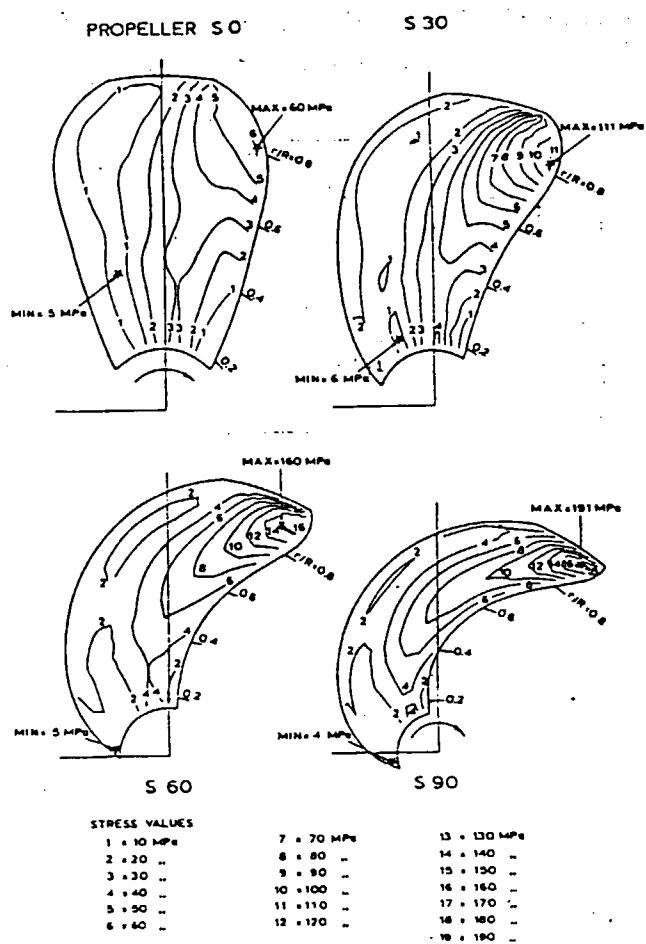


図 3.4.4.5 後進ポラード状態における Von - Mises Stress
(実船換算)

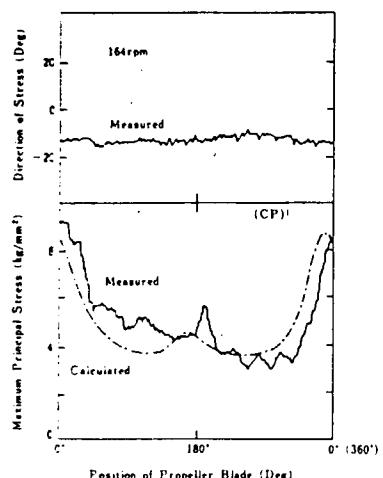


図 3.4.4.6 CP の 0.3R 前縁より 57 % Chord 位置における最大主応力(CP)

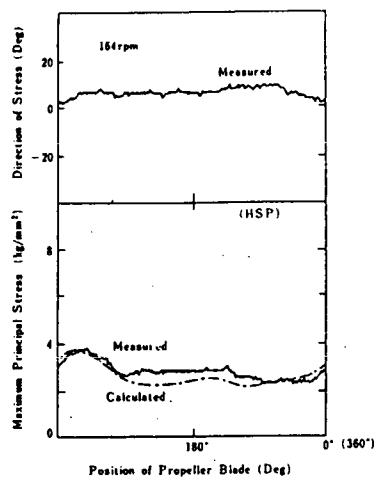


図 3.4.4.7 HSP の 0.3R 前縁より 90% Chord 位置における最大主応力 (HSP-2)

表 3.4.4.4 供試材料の化学成分

材 料	化 学 成 分 (%)						
	Cu	Zn	Al	Fe	Ni	Mn	Sn
Ni-Al 青銅(AIBC3)	残	—	9.34	4.86	4.81	0.84	—
Mn 青銅(HBsCl)	残	39.53	0.56	0.86	0.34	0.81	0.47

表 3.4.4.5 供試材料の機械的性質

材 料	0.2%耐力	引張強さ	伸び	吸収エネルギー
	$\sigma_{0.2}$ kg/mm ²	σ_B kg/mm ²	ϕ %	
Ni-Al 青銅	前進面 0.3 r	18.4	44.6	10.0
	前進面 0.6 r	20.8	49.2	10.1
	前進面 0.9 r	22.1	55.2	14.6
Mn 青銅	18.4	48.7	31.9	4.6

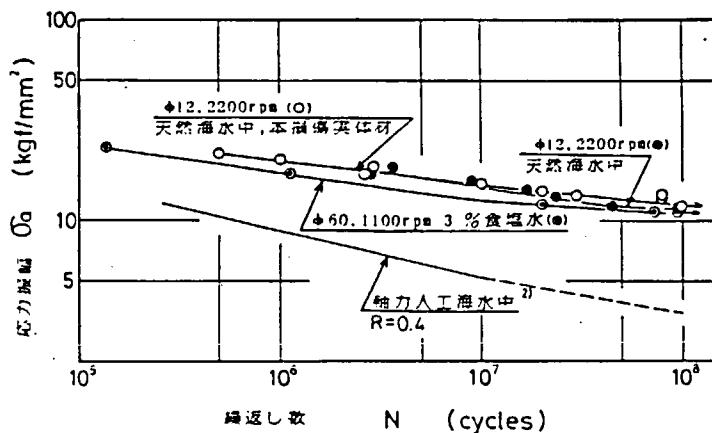


図 3.4.4.8 腐食疲労強度

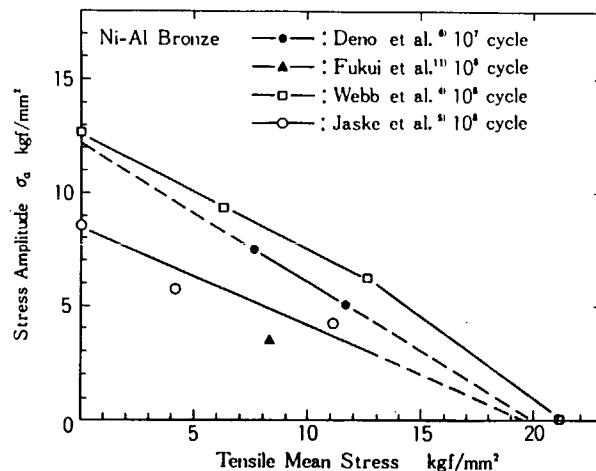


図 3.4.4.9 腐食疲れ強さと平均応力の関係

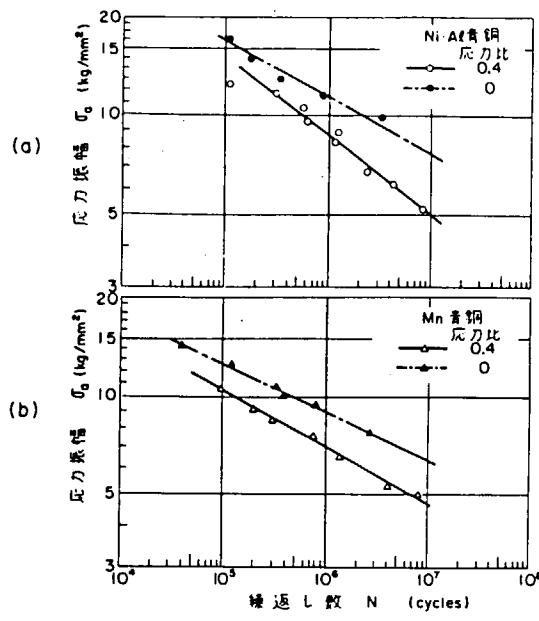


図 3.4.4.10 疲労強度におよぼす応力比の影響

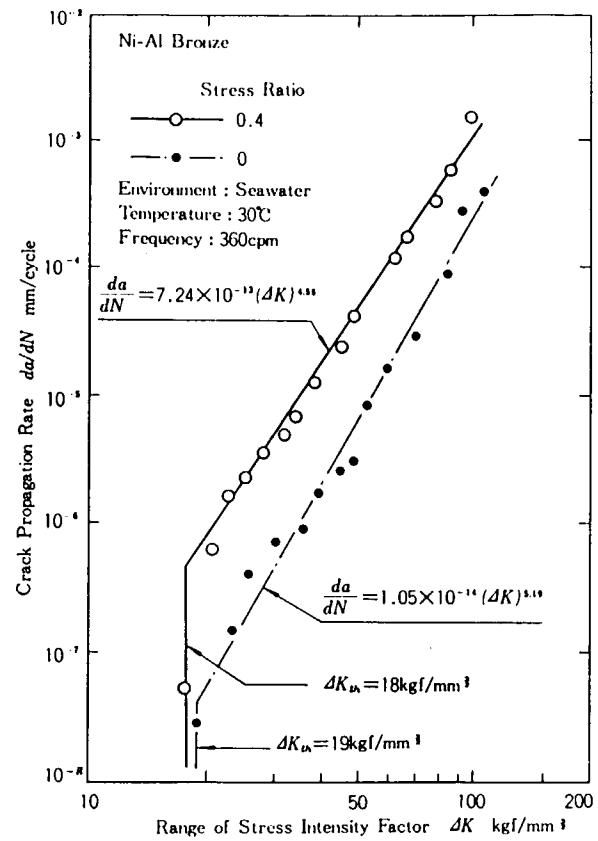


図 3.4.4.11 疲れき裂伝播特性

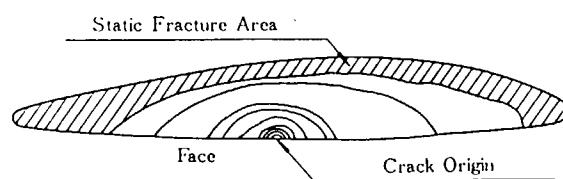


図 3.4.4.12 プロペラ翼の疲れ破面の例

て前後縁の応力計測が望まれる。

(b) プロペラ翼の実働応力ひん度分布

プロペラ材料の疲労特性は最近かなり研究が進められているので実働応力ひん度分布を正確に把握出来れば Minar の累積損傷則を適用することが可能である。しかしプロペラの実働応力ひん度分布の測定データーは少ないので、長期間のプロペラ翼実働応力ひん度分布の計測が必要となる。

(c) プロペラ材料の疲労強度線図、疲労きれつ伝播抵抗線図の確立

従来の疲労強度線図、疲労きれつ伝播線図を見直して、実体プロペラ翼の特性を正確に表す線図が望まれる。また材料の疲労強度特性を示す修正グッドマン線図の完成が期待される。

(d) 材料の鋸造欠陥に関して

従来銅合金の鋸造欠陥の検出法はその技術的困難のため進歩がおくれているので、一部実用化された超音波法の早急な精度向上が望まれている。

参考文献

1. ナカシマプロペラ ; マリンプロペラ (1961)
2. 井野幸雄、多田羅豊 ; プロペラ翼損傷解析、日本海事協会技研昭和58年度研究発表会 (1983)
3. 山崎正三郎、高橋通雄、早見信博、藤忠司、藤本敏雄 ; Highly Skewed Propellerの研究(第3報)
(1981)
4. B.R.I. Luttmmer S.H., Lavdes and T. autm Keller ; Effect of Skew on Stresses
in Backing Fixed Pitch Propellers (1984)
5. 梅野満、青木秀男、馬場宣裕 ; 揚力面理論によるプロペラ羽根の応力解析、日本海事協会誌 №167 (1979)
6. Daniel T. Valentine ; Highly Skewed Propeller for San Clemente Class Ore//
Bulk/Oil Carrier Design Considerations Model and Full Scale
Evaluation (1975)
7. 凌志浩、住吉茂雄、城戸口秀典 ; Highly Skewed Propeller と Conventional Propeller の翼
発生応力と船尾振動についての実船比較実験、日本海事協会技研昭和59年度研究発表会
(1984)
8. 森谷清、西原忠 ; 船用プロペラ翼の疲れ強さ、神戸製鋼技報、Vol.34、№4 (1984)
9. 出納真平、森本敬三、中野市次、森谷清 ; 船用プロペラ翼の疲労強度に関する研究、日本船用機関学会誌
Vol.15、№4 (1980)
10. 福井義典、佐々木佳男、森谷清 ; 船用プロペラ翼の疲労設計 I SME TOKYO '83 (1983)

3.5 Model—Ship Correlation —通常プロペラ—

3.5.1 プロペラの尺度影響

プロペラの尺度影響の研究はプロペラ翼面上の流体力学的特性の調査が基となるため、最近ではプロペラ翼面上の流れの調査研究が盛んに行われるようになってきた。はじめにプロペラ翼面上の乱流促進についての研究の現状を、ついで各種の尺度影響修正方法について、17回 ITTC Performance Committee Reportをもとに概説する。

(1) プロペラ翼面上の乱流促進について

抗力や揚力の大幅な変化を伴う層流剥離の現象は、airfoil断面の低レイノルズ数域での実験においてしばしば見られるものである。この現象は、広いレイノルズ数の範囲でのプロペラ単独試験を解析することによって見出されたように船用プロペラの流体力学特性に影響を与えている。このためにプロペラ研究者は単独試験のための最小レイノルズ数として $0.7 R$ の断面に対応するレイノルズ数 3×10^5 という値を提案した。そしてそれより高いレイノルズ数域においては層流による効果が小さいと考えられてきた。しかしながら、最近の研究によると、依然として層流剥離が翼前縁付近に見られており、この影響を避けるためには上記の最小レイノルズ数を 5×10^6 とする必要があるとされている。

境界層中において層流より乱流への遷移は人為的な粗度の増加やトリップワイヤによって可能な事は良く知られており、このような乱流促進法を模型プロペラに付けることが提案されたが、このようなアプローチが適當か否かについて以下のようない主張がなされてきた。

- (i) プロペラが充分な精度で製作されているのであれば、人為的に流れを乱すことは不合理である。
- (ii) 明確に乱流状態とするためには乱流促進は必要である。ただし、片側のみの粗度を増すことは Circulation に影響することに注意する必要がある。

また、乱流促進は翼断面の揚力および抗力を変えぬように行われねばならず、この件については更に研究が必要である。

(2) Lerbs の Equivalent Profile Method による尺度影響修正

充分に高いレイノルズ数は模型試験においては達成不可能である。従ってプロペラ単独試験結果を full scale に修正する必要があり、1951年にLerbsによって修正法が Equivalent profile method として提案されている。この方法は、プロペラ単独試験結果より迎角ベースの揚力、抗力係数曲線（相当断面の揚力、抗力係数曲線）を求め、レイノルズ数と粗度による揚力、抗力曲線の変化を検討し、これから再びプロペラ単獨特性に戻すものである。ただし、くり返し計算によって解を求めるという煩雑さのために実用に供されるに至っていない。

(3) ITTC Method

15回ITTCにおいて1978 Performance Prediction Method として提案されたもので、プロペラ特性の尺度影響については次の方法を提案している。

$$K_{TS} = K_{TM} - \Delta K_T$$

$$K_{QS} = K_{QM} - \Delta K_Q$$

ただし、

$$\Delta K_T = -\Delta C_D \times 0.3 \times \frac{P}{D} \cdot \frac{C \cdot Z}{D}$$

$$\Delta K_Q = \Delta C_D \times 0.25 \times \frac{C \cdot Z}{D}$$

抗力係数の差 ΔC_D は

$$\Delta C_D = C_{DM} - C_{DS}$$

ただし、

$$C_{DM} = 2 \left(1 + 2 \cdot \frac{t}{c} \right) \left[\frac{0.044}{(R_{nco})^{1/6}} - \frac{5}{(R_{nco})^{2/3}} \right]$$

$$C_{DS} = 2 \left(1 + 2 \frac{t}{c} \right) \left(1.89 + 1.62 \times \log \frac{C}{K_p} \right)^{-2.5}$$

C : Chord length at 0.75 R

t : maximum thickness at "

P/D : Pitch ratio at "

Rnco : Local Reynolds number at "

Kp : Blade roughness $30 \times 10^{-6} m$

(4) Varsamov 等の方法

プロペラ効率を次式により修正する方法。

$$\eta_{OS} = \eta_{OM} - F(J) \left[\left(\frac{1}{RnM} \right)^{0.2} - \left(\frac{1}{RnS} \right)^{0.2} \right]$$

$F(j) = (J/J_0)^{\alpha}$ はプロペラの形状より決定する関数であり、この手法の評価のためには今後各種々のプロペラについて検討する必要がある。

3.5.2 プロペラの汚損経年変化

プロペラの尺度影響はレイノルズ数や翼表面の状態（粗度）に関係するが、通常、表面の汚損や粗度の経年変化まで含めた形で扱われることは少ない。このため、これらの後天的な影響は Model - Ship Correlation には必ずしもなじまないが、省エネルギーの立場からも実務上重要と考えられるためここで取り上げることにした。

(1) 粗面の表記法

プロペラ翼表面の状態は、製造完成時と使用中とを問わず、一般の機械類と同様表面粗度で表わされるのが普通である。粗度の定義のうちプロペラでよく用いられるものとしては、JIS規格（B0601-1976）では十点平均粗さ Rz 、ISO規格では、0.3 R 以上の翼面における粗さの平均高さを表わす Hm (ISO 484; 1966 年)、あるいは、中心線平均粗さ Ra (ISO 484/1; 1981年) がある。これらの相関は、粗さ曲線の形や計測長さによって異なるが、一般に

$$20 \mu m Rz \cong 10 \mu m Hm \cong 7 \mu m Ra$$

程度の関係があると言われている。しかし $Hm/Ra = 4 \sim 5$ とする文献もあり(1)この場合は $20 \mu m Rz \cong 2 \mu m Ra$ になる。欧米では Ra を CLA、 Hm を PVA と表わすこともある。そのほかにも粗度には多くの定義があり複雑であるが、いくつかの文献に各種粗度の定義とそれらの相関がまとめられている。そのなかから、 Ra と Rz の相関の一例を表 3.5.2.1 に示す(2)表 3.5.2.1 の Rz は ISO の十点平均粗さで、同じ表示の JIS 規格とは定義が異なるが、計測値に有意差はないとしている。しかし表 3.5.2.1 には $Rz/Ra \cong 1.0$ の関係が見られ、上述の式とは一致していない。さらに定義が同じでも計測長さが異なると粗度の値も大きく変化する。このように表面粗度は定義や扱いによって値が自由に変わるために、十分な注意が必要である。

これら現在一般に使用されている表面粗度の表記法は、いずれも粗さ曲線における山と谷の高さに関係している。しかしこれらの表記法は、本来人工的に形成された加工面に対するものであり、翼面の汚損経年変化によるプロペラ特性への影響を表現する方法として、必ずしも満足なものではないと考えられる。このため粗面を扱う最近の文献には、従来から用いられている粗度の表記法の不十分さを指摘するものが少なくない。例えば Grigson は、図 3.5.2.1 の 2 つの粗面は Ra で表記した場合ほぼ同じ粗度になるものの、摩擦抵抗の値は明らかに異なるとしている(3)。

こうした問題に対するひとつの対策として、Byrne らは新しいラフネスパラメタを提案している(4)。このラ

フネスパラメタは粗さ曲線の高さのスケールである $R_{tm}(2.5)$ と長さのスケールの α とからなる。 $R_{tm}(2.5)$ は、基準長さ各 2.5 mm における最大高さ (Peak to Peak) N 個の平均値であり、 α は粗さ曲線のスペクトル解析から得られる粗度の変化 m_0 、曲線の傾き m_2 および曲率 m_4 を用いて、 $\alpha = m_0 m_4 / m_2^2$ と表わされ、“きめ” (Texture) のパラメタと呼ばれる。図3.5.2.2 に、粗度が同等で α の異なる例を示す。従来の方法では表現できない粗さの相違が α の差として表われている。この α のプロペラ特性に対する影響については後述する。

(2) 翼の表面粗度

プロペラの翼表面粗度は、主に研磨用クレータホイル（オフセット砥石またはディスクペーパ）の種類に依存する（表3.5.2.1）。しかし一般に使用されるクレータメッシュが60番程度であることや、プロペラに適用される規格や社内基準に大きな差がないことから、製造完成時の表面粗度は、およそ $10\text{ }\mu\text{m }R_z$ 程度と考えてよい。表3.5.2.1では*印を付したものに相当する。

就航中のプロペラの表面粗度については、古くからいくつかの計測例がある。例えば国内では、1953年に“やよい丸”を使用して、船体およびプロペラの汚損が推進性能におよぼす影響を調べた第4研究部会の報告(5)、あるいは笠島らによる船体の抵抗増加に関する研究(6)をはじめ、最近のものでは、1982年に“やよい丸”と同様の目的で行なわれた鈴木らの研究(7)の中にもプロペラの汚損および粗度の調査結果を見ることができる。一方国外では、1950年代に Furguson(8) や Emerson(9) によって同様の研究が行なわれているが、実物プロペラの表面粗度を直接記録したものは少ない。しかし最近では、運航コストへの影響を明らかにする目的から Patience(1)、Byrne(4)、Townsin(10)、Meyne(2) らによって、詳細な粗度の計測が行なわれている。このように、かなりの数の報告を目にすることができるが、そこに示されている粗度の経年変化には大きな隔りがある。Byrne らは40件のプロペラについて追跡調査を行ない、粗度の経年変化を年 $8\text{ }\mu\text{m }R_{tm}(2.5)$ 程度としている（図3.5.2.3）。一方 Meyne らの結論はこれと正反対である。その代表的なものとして、海水中で使用されたアルミ青銅製プロペラに対する調査結果を図3.5.2.4に示す。Meyne らは、計測値の平均が ISO の基準よりも小さいことを理由に、アルミ青銅の場合、就航後プロペラの表面粗度はむしろ減少すると述べている(2)。

このように、報告によって粗度の経年変化に対する見解は異なるが、そこには粗度の定義の複雑さに起因する混乱も見られる。例えば、図3.5.2.4の $9\text{ }\mu\text{m }Ra$ の部分に記入されている ISO Until 1981 は正しくは $9\text{ }\mu\text{m }H_m$ であり、 $H_m / Ra = 4 \sim 5$ で換算すると約 $2\text{ }\mu\text{m }Ra$ となる。さらに図3.5.2.4 には14ものプロペラメーカーが混在しており判断にくいが、一般に、製造完成時の粗度は1966年のISOの規準値以下と推測される。このような見方に立つと、図3.5.2.4の調査結果は1.5年で $2 \sim 3\text{ }\mu\text{m }Ra$ の経年変化を示していることになる。これを後述の図3.5.2.10から $R_{tm}(2.5)$ を換算すると、結局年 $8\text{ }\mu\text{m }R_{tm}(2.5)$ 程度の経年変化となり、Byrne らの調査結果と等しくなる。

いずれにせよ、プロペラの表面が就航中に変化することは否定できない事実である。電子顕微鏡でとらえた翼表面の状態を、製造完成時と就航1.5年目と比較して図3.5.2.5に示す(2)。単に粗度の増加だけでは言い尽せない状態変化のはげしさをうかがうことができる。

(3) 2次元翼特性に対する表面粗度の影響

2次元翼特性に対する粗度影響については、NACAの一連の実験に詳しく述べられている(11)。そこでは、弦長 24 inch の翼の両面に、前縁から弦長 8% までの範囲に 0.011 inch (約 0.28 mm) のカーボランダムを付けた状態を標準粗度 (Standard roughness) と規定している。これは、航空機に発生する通常の表面劣化よりもはげしい状態に相当する。4文字および5文字系翼型の最小抗力係数 $C_d min$ に対する標準粗度の影響を

図3.5.2.6に、揚力勾配 $dC_l/d\alpha_a$ に対する影響を図3.5.2.7に示す。実験レイノルズ数はいずれも 6×10^6 である。これによると、粗度をもうけたときの C_d は滑面の場合に比べ近く増加するが、揚力特性に対する影響は少ない。このほか、最大揚力係数が低下する、層流翼型では低抵抗という特徴が失なわれるなどの影響が見られる。標準粗度以外の実験結果によれば、抗力係数は粗度の増加とともに増大し、これらすべての影響は粗度の発生位置が前縁に近づくほど大きくなる。

NACAの標準粗度は航空機にとって大きな値であるが、船用プロペラの汚損経年変化から見れば、局部的である上にあまり大きな荒れではないと考えられる。はげしい荒れに相当するものとして、1927年にゲッチングで行なわれた例を図3.5.2.8に示す(12)。もとの図には揚抗比も記入されているが、ここでは省略した。粗度は、弦長120cmの翼に直径0.5mmの針金を2.63mmピッチで金網状に付けることで与えられている。弦長1mの翼に換算すると、針金の直径は約4mmとなる。粗さの範囲および位置は図中の6種類である。前縁部における荒れの影響が大きいことなど、NACAのデータと定性的には一致しているが、荒れの増大とともに揚力特性への影響が極めて顕著である。このように、粗度の大幅な増加は抗力の増加とともに揚力の減少を招き、揚抗比に対してはマイナスの相乗効果をもたらす。プロペラの効率も一種の揚抗比であるから、翼表面のはげしい荒れは効率を急激に低下させる要因となる。

以上はいずれも航空機の翼を対象として風洞実験から得られた結果であるが、谷口らは水槽を用いて、プロペラの翼型抗力係数に対する尺度影響および粗度影響を明らかにするための研究を行なっている(13)。それによると製造完成時の翼の表面粗度 k_g (μm)といわゆる相当砂粗度 k_s との間には、 $k_s \approx 2 k_g$ の関係が成り立つ。従ってこの関係を、完全粗面域に対する Prandtle-Schlichting の式に適用すれば、製造完成時の表面粗度に応じた摩擦抵抗係数が得られる。

(4) プロペラ特性に対する表面粗度の影響

プロペラに対する粗度影響については、海津により、これまでの研究成果と推定算式とが詳しくまとめられている(14)。それによると、この分野の研究は1950年代に比較的多く見られ、模型プロペラに人工的な粗さをもうけて行なわれたものが多い。ただし、第4研究部会(5)や市川らの研究(15)では実船が使用されている。これらの研究から得られた成果はいずれも同じような傾向を示しており、およそ次のようにまとめられる。

- 1) 翼表面の粗度がわずかに増加しただけで、プロペラ効率は急激に低下する。
- 2) 効率低下に対する粗度の影響は、翼内周部より外周部、正面側より背面側、そして後縁部より前縁部の方が大きい。

しかしこれらの結論は、定量的にはほとんど一致しない。Fuergusonは各国の試験結果を同一相対粗度に描き直して比較している(図3.5.2.9)が、かなりの食い違いが見られる(8)。またこのことは、プロペラ特性に対する粗度影響の推定計算式にも影響を与えているものと思われ、ほぼ同一要目のプロペラに対してITT Cの方法では20 μm から100 μm の粗度増加に対する効率低下量は3%と計算される一方、Broersmaの方法では5 μm から120 μm の増加に対し8%となっている(14)。こうした不一致は、粗面の表現が不完全であったためと考えられるが、すでに見たような新しいラフネスパラメタの導入により、後天的なプロペラ特性やその変化に対する推定精度が向上するものと思われる。

Byrneらは、前述の R_{tm} (2.5) と α を Cole's の速度分布に適用し、それにもとづく境界層計算と揚力面計算とから、粗度と“きめ”を考慮した実物プロペラの後天的な特性を求めている(4)。3000 DWTコンテナ船のプロペラ(直径6.1m)に対する計算例を図3.5.2.10に示す。上半分は各種粗度の相関、下半分は2つのラフネスパラメタと馬力損失の関係を表わしている。図中の t は α の別な表現で、 $t = 1$ のとき Nikuradse の砂粗度の

“きめ”に一致し、値が小さくなると“きめ”は悪くなる。すなわちプロペラの効率は低下する。図3.5.2.10によると、プロペラ再研磨の際、粗度が減少しても“きめ”が悪くなると省エネ効果が得られないことがわかる。また一般に、“きめ”は粗度の増加とともにいったん良くなり、その後劣化する。図3.5.2.11は図3.5.2.10の点線に対応するもので、研磨の範囲と省エネ効果との関係を表わしている。これによると、プロペラの半分、外周部を研磨しただけでも翼全体の研磨に近い省エネ効果が得られることがわかる。

以上はいずれも翼表面の状態からプロペラの特性を得ようとするものであるが、運航実績から汚損経年変化の推進性能への影響を知ることもできる。船体表面の汚損などを含めた形でのこの種の報告はかなりの数にのぼるが、プロペラのみの影響に関する研究は限られてくる。三原は、船体およびプロペラの汚損影響に関する実船実験を行ない、プロペラのみの洗浄で、燃料消費量が約15.6%も減少した例を示している(16)また市川らは、仕上状態の異なるプロペラを用いた実船実験において、表面粗さ12Sが50Sになると馬力は約3%増加すると述べている(15)就航中の商船の運航解析によるものとしては、松井が就航後17ヶ月めのプロペラに水中研摩を施すことにより、4%の馬力節減が得られた例を示している(17)。

これまでに見てきた推定計算や実船実験の結果によれば、就航中のプロペラは製造完成時に比べ、少なくとも4~5%程度の効率低下をきたしているものと考えられる。そしてメインテナンスの如何によっては、この値は大幅に増加するようである。推進における効率向上の試みの多くが数パーセントを目標としていることを考えると、プロペラの汚損経年変化対策は極めて重要と思われる。しかし現在のところ、就航中のプロペラの性能劣化を効果的に防止する方法は見出されていない。

参考文献

1. Patience, G. ; The Contribution of the Propeller to Energy Conservation in Ship Operation, Trans. IMarE(C), Vol. 94 (1982)
2. Meyne, K.J., Blanrock, J., Kohl, H., ; Long Term Roughness Measurements and Cavitation Erosion Observation on Ship Propellers, SNAME (1984)
3. Grigson, C.W.B. ; Propeller Roughness, Its Nature, and Its Effect upon the Drag Coefficients of Blades and Ship Power, Trans.RINA (1982)
4. Byrne, D., Fitzsimmons, P.A. Brook, A.K. ; Maintaining Propeller Smoothness ; A Cost Effective Means of Energy Saving, SNAME (1982)
5. SR 4 ; 船体及び推進器の汚損が推進性能に及ぼす影響に関する研究、日本造船研究協会 (1956)
6. 笹島秀雄、寺尾貞一、横尾幸一、仲渡道夫、小川陽弘 ; 船体外板粗度と摩擦抵抗増加に関する実験的研究、日本造船学会論文集、第117号 (1965)
7. 鈴木三郎、中井昇 ; 海洋生物付着による船底汚損の影響について、日本航海学会論文集 (1983)
8. Ferguson, M.J. ; The Effect of Surface Roughness on the Performance of a Model Propeller (1958)
9. Emerson, A. ; Roughness and Scale Effect on Propellers, ISP (1958)
10. Townsin, R.L., Byrne, D., Svensen, T.E., Milne, A., ; Estimating the Technical and Economic Penalties of Hull and Propeller Roughness, Trans. SNAME (1981)
11. Abbot, I. and Doenhoff, A. ; Theory of Wing Section, Dover Publication Inc.

表3.5.2.1 翼面の粗度における R_a と R_z の関係〔2〕

New propeller surfaces, Material Ni-Al Bronze	$R_a \mu\text{m}$	$R_z \mu\text{m}$
Ground with 30 grit across grinding direction along grinding direction	4.4 (0.8) 2.7 (4.4)	34 (9) 19 (22)
Ground with 60 grit (worn grinding wheel) across grinding direction along grinding direction	2.5 (2.3) 1.7 (2.6)	28.5(13) 15.3(13)
Ground with 60 grit (new wheel) across grinding direction along grinding direction	4.2 (5.4) 2.4 (3.6)	41 (25) 20 (20)
Ground with 150 grit across grinding direction transition along grinding direction	0.9 (1.2) 0.9 (1.0) 0.6 (1.2)	9.9 (8.0) 9.6 (7.0) 5.5 (7.0)
Oscillatory grinding, 60 grit Oscillatory grinding, 150 grit Oscillatory grinding, 320 grit	0.8 (1.1) 0.5 (1.6) 0.3	9.0*(6) 4.5(12) 4.8

()内は別の計器による計測結果

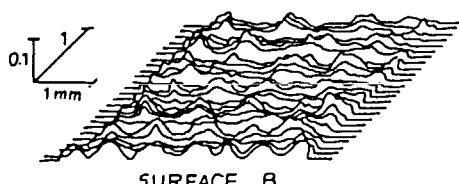
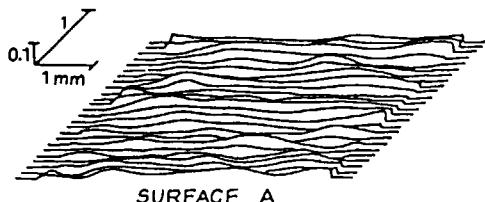


図3.5.2.1 同じ粗度の2種の粗面〔3〕

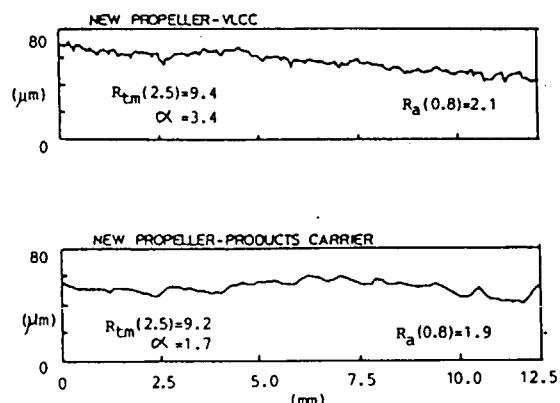


図3.5.2.2 粗度と“きめ”による粗さ表示〔4〕

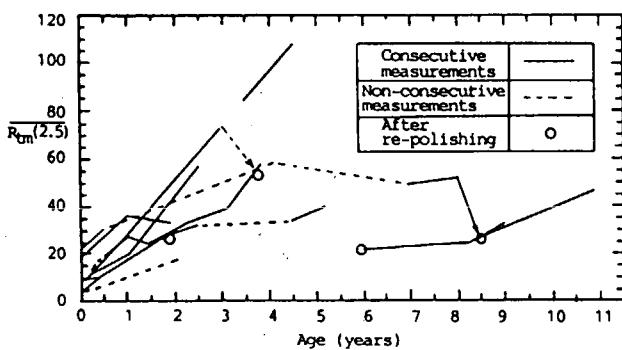


図3.5.2.3 表面粗度の経年変化〔4〕

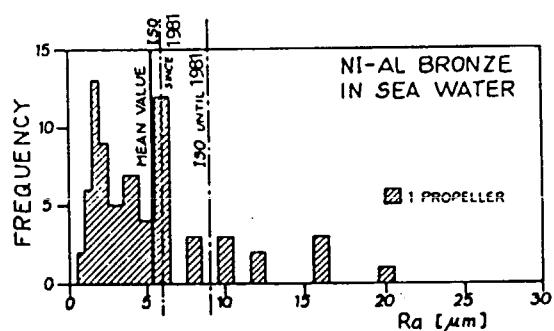
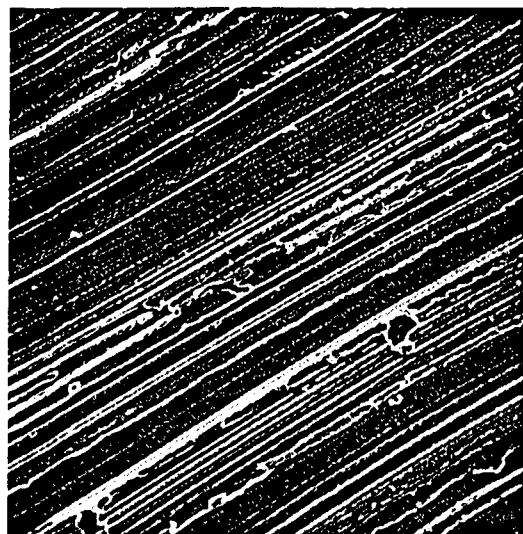
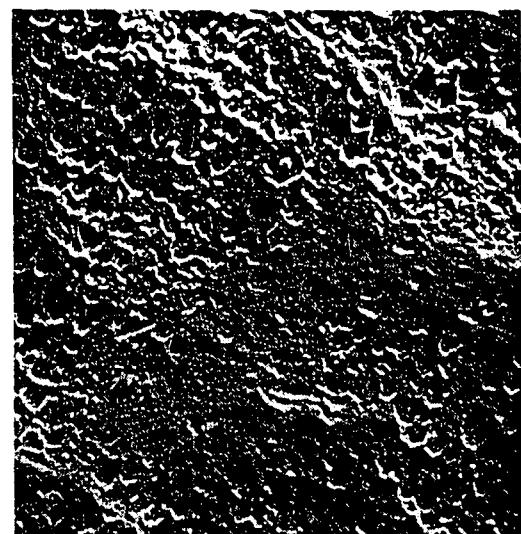


図3.5.2.4 就航1.5年の表面粗度〔2〕



a) 製造完成時 ($2 \sim 4 \mu\text{m} \text{ Ra}$)



b) 就航 1.5 年目 ($7 \mu\text{m} \text{ Ra}$)

図 3.5.2.5 翼表面の電子顕微鏡写真〔2〕

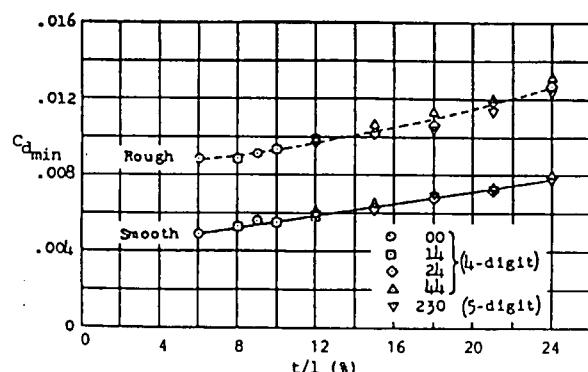


図 3.5.2.6 最小抗力係数に対する粗度影響〔11〕

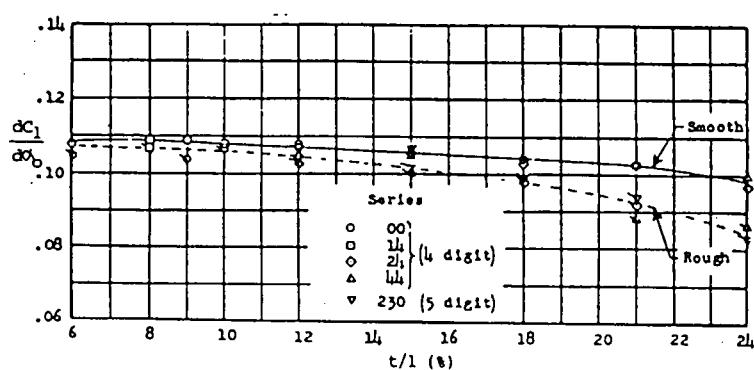


図 3.5.2.7 揚力勾配に対する粗度影響〔11〕

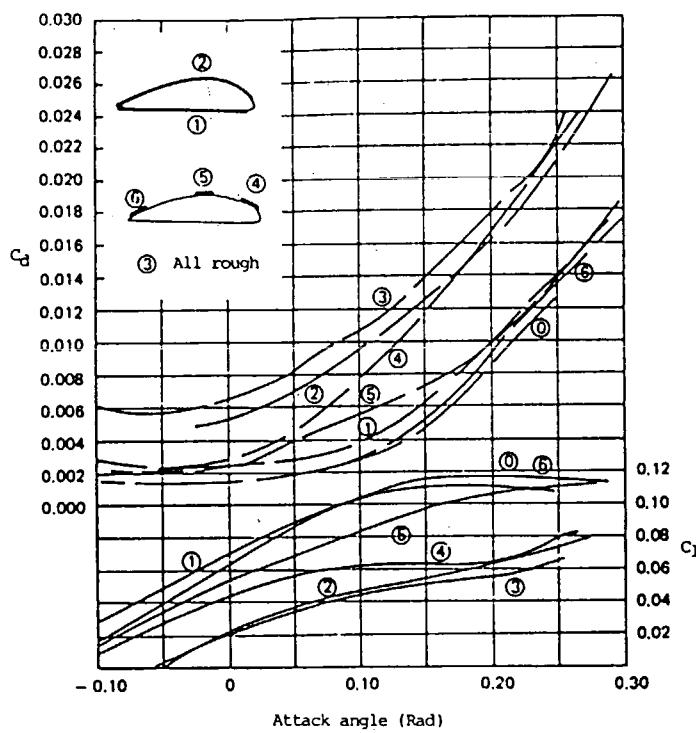


図 3.5.2.8 はげしい荒れが翼特性に与える影響 [12]

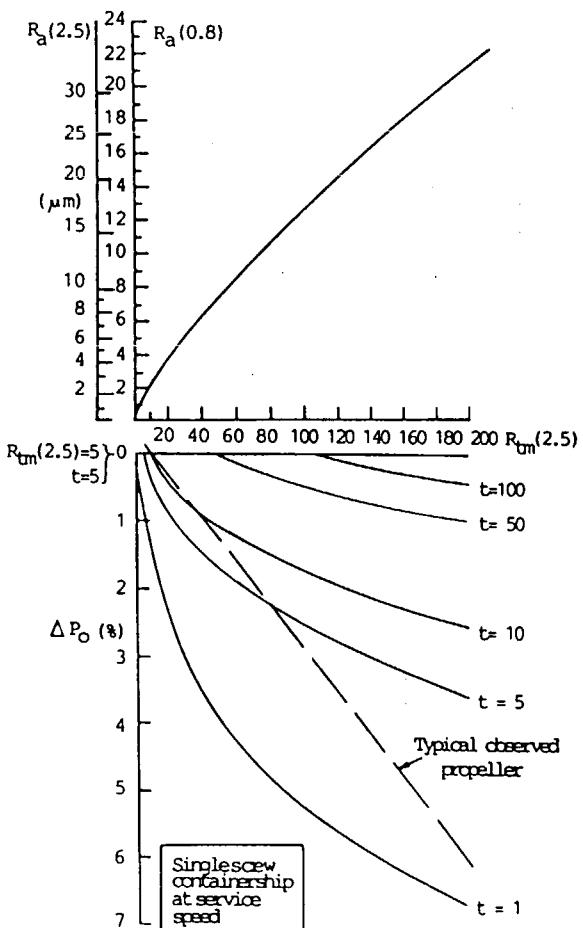


図 3.5.2.10 “きめ”と粗度劣化の馬力への影響 [4]

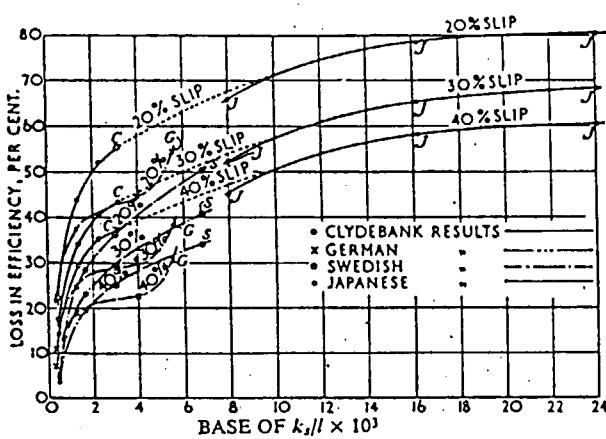


図 3.5.2.9 同一相対粗度における粗度影響の比較 [8]

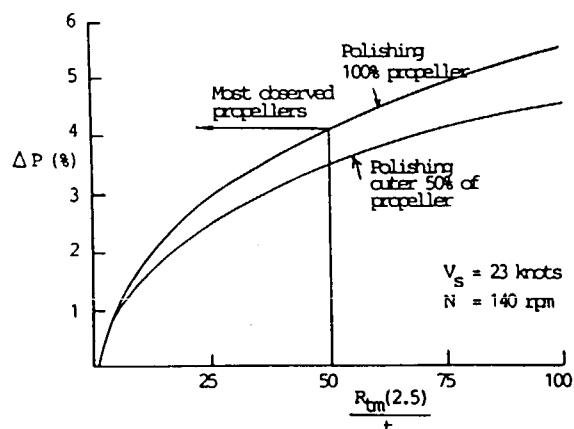


図 3.5.2.11 馬力に対するラフネスパラメタと研磨範囲の影響 [4]

(1958)

12. 山県昌夫 ; 船型学 推進編、天然社 (1952)
13. Taniguchi, K. and Sasajima, T. ; Scale and Roughness Effects of Propeller Section Drag, J. Soc. Nav. Arch. Jpn, Vol. 133 (1973)
14. 海津源治 ; プロペラ翼面粗度と効率、船の科学、第35巻 (1982)
15. 市川和夫、西利夫、越智重信 ; プロペラ性能に関する諸問題の考察、西部造船会報、第37号 (1969)
16. 三原伊文 ; プロペラ洗浄による15.6%省エネ例、マリンエンジニアリング (1982)
17. 松井利幸 ; 新手法によるパワーカーブの近似とディーゼル船の推進性能解析、マリンエンジニア、No.444 (1984)

(1984)

3.6 試 設 計

3.6.1 低回転大直径プロペラ

下表に示す船型を原型船型(Original)として、具体的にプロペラを設計して、低回転大直径プロペラの限界、特性について調査した。この船型はSR-98¹⁾の原型船型である。但し、主機出力は船速14KNOTSとして決めた。

Lpp	B	d	L/B	B/d	Cb	Cp	Co	λcb	△(t)	主機 MCO	Z	Dp	船速
300.0	54.545	17.025	5.50	3.06	0.80	0.806	0.995	⊖2.5%	239.910	26000BHP/80RPM	5	8.4M	14KNOTS

Z、Dp = プロペラ翼数及び直径、船速 = 満載状態、85%MCO、15%シーマージンにおける値

(1) 大直径化の上限

(a) プロペラ直径(Dp)～馬力節減率

プロペラ直径が大きくなるに従って、馬力節減率/直径増加率の値が小さくなること、波浪中のプロペラ・レーシング等を考えると、プロペラ直径を大きくするに従って、バラスト状態の船尾吃水を大きくする必要があること等により、原型に対する馬力節減率は、プロペラ直径を大きくすればする程大きくはならず、ある所で頭打ちとなる。今回の対象船について推定計算したDp～馬力節減率曲線を図3.6.1.1に示す。

なお、この結果は、下記のような仮定の下に行った概略推定計算結果である。また、このような曲線は原型船型の船体要目、主機によっても変わることを付け加えておきたい。

- 船尾形状：原型は逆Gタイプであるが、M-1～M-4タイプはマリナー型とした。マリナー型船尾のBL～プロペラ翼先端間隔は100mmとした。
- 逆Gタイプとマリナー型船尾との間の推進性能差はないとした。
- バラスト状態はIMOのSBT condition ($I/D \geq 0.50$ 、 $\text{trim} \leq 1.5\%$ 、 $d_0 \geq 2\%L_{pp} + 2M = 8M$)とした。
- バラスト状態が変化したときの馬力の変化に関しては、下記の原型の満載状態とバラスト状態の資料を基にして、 $(\delta BHP/BHP)/(\delta \Delta/\Delta) = 0.275$ として、 Δ により直線内外挿した。

condition	FULL	BALLAST	実船換算法： 2次元(r,r)法	FULL	BALLAST
△(t)	239.910	119.951	$\eta t = 1/103$	ΔC_f	0.04×10^{-3}
V _s (KNOT)	4				
BHP	19220	15080	e _i (矢崎)	1.330	1.535

- ・プロペラ直径が変化しても、船体抵抗は変わらないとした。
- ・プロペラ直径増大に伴う推進効率向上率は、満載状態とバラスト状態とで変わらないとした。
- ・プロペラ直径変化に対する自航要素の変化については、SR-174(2)の実験結果を参考にして、次のようにした。 $1-t$ と η_r はプロペラ直径が変化しても変わらないとした。 $1-wts$ (実船伴流係数)については、 $\Delta(1-wts)/(1-wts) = (1/2) \times (\Delta D_p / D_p)$ とした。
- ・プロペラは下記条件にて設計した。

翼数 (Z) = 5、翼断面 = MAU、展開面積比 (a_e) の決定 = S R I line、翼厚の決定 = NK rule + 10 %、翼レーキ = 5°、プロペラ回転数マージン = 3%、設計船速 = 15% シーマージンを考慮した値
以上の計算のベースとなっている状態、主機出力、プロペラ要目、自航要素等を表 3.6.1.1 に示す。

(b) その他の制限条件

次のような制限により、上限を抑えられる場合がある。

- ① 入港する港の水深によるプロペラ直径制限
- ② 製造可能最大直径

国内プロペラ・メーカー三社の製造可能最大直径 (FPP) は下記の通りである。

	K 社	N 社	C 社
機械仕上げの場合	11m	9.5m	—
手仕上げの場合	12m	11m	10m

③ 軸系より許容される最低回転数

以上のような要素により、プロペラ直径の上限が決ってくる。

(2) 大直径プロペラの特性

(a) 船体抵抗増加に伴うプロペラ効率の低下

荒天中の波、風又は、船体の汚損等により船体抵抗が増大した時のプロペラ効率の低下率が、プロペラ直径によりどのように変わるかを調べた結果を図 3.6.1.2 に示す。プロペラ直径が大きく回転数が低いプロペラ効率の低下率が小さい傾向がある。

(b) プロペラ翼面の粗度増加に伴うプロペラ効率低下

ITT C(3)の式を用いた推定結果を図 3.6.1.3 に示す。プロペラ直径が大きく回転数が低いプロペラ程、プロペラ効率低下率が小さい傾向がある。

(c) 波浪中のプロペラ・レーシング

直径の小さいプロペラと、大きなプロペラを I/D_p が同じ状態で比較する。プロペラ直径の違いによる船型の違い及び吃水の違いが船体運動に及ぼす影響は小さいとみなすと、相対水位は両者間で等しくなり、水面とプロペラとの相対位置関係の両者の違いは図 3.6.1.4 のようになる。

この図より相対水位変動の影響は、大直径プロペラ程小さく、従って、レーシングを起す確率は大直径プロペラ程小さいと推定される。

(d) 停止性能

主機が 2 サイクルか 4 サイクルか、又 full rating で使用しているか derating して使用しているかによって、主機の逆転性能が変わるので、現実に低回転大直径プロペラにした時の停止性能を検討するためには、個々の船について、このような点を考慮に入れて調査しなければならない。

以下に示すのは、低回転大直径プロペラとした時、停止性能が定性的にどのように変わるかを見る目的として、下記のような仮定の下に推定計算して求めた結果である。

○状態：満載状態

○初速：11 KNOTS

○逆転開始回転数 = 30% N at MCO

後進整定回転数 = -70% N at MCO

表3.6.1.2、図3.6.1.5に計算結果を示す。

原型よりM-2までは、低回転大直径とする程、停止距離(Head Reach)は減少している。しかし、更に直径を大きくして、M-3、M-4にすると、停止距離は再び増加する。この増加の原因は、図3.6.1.5の上図から分かるように、これらのプロペラでは、逆転開始ができる回転数に低下するまでプロペラを遊転させて待っていなければならないためである。

(3) プロペラ固有の問題

低回転大直径化によるキャビテーション、起振力、翼強度への影響を調べるために、表3.6.1.2の5個のプロペラに対するシリーズ計算を行なった。計算条件はいずれも満載、100%MCRとした。伴流分布は、対象が低回転大直径プロペラであることから、SR174の報告書(2)に記載されているB-4船型の実船推定伴流を選んだ。これを母型として、さらに直径変化の影響を考慮するために、1-Wsが公称伴流値と一致するよう伴流の範囲を修正した。図3.6.1.6にORIGINALとM-4プロペラに対応する流入範囲を示す。ORIGINALと大直径シリーズとでは軸心深さが異なるが、この点は考慮していない。

(a) キャビテーション

揚力等価法で求めたキャビテーション発生範囲の推定結果を図3.6.1.7に示す。発生領域が狭く各プロペラで類似のパターンが得られたため、代表的なプロペラの最大発生時のみを示した。これによると、低回転大直径化によるキャビテーション性能への影響はほとんど見られない。また全体にキャビティの発生も少ないが、これは主としてキャビテーション係数 σ が高いためと考えられる。例えば0.7Rにおける σ は、ORIGINALでは0.64、M-4プロペラでは1.25となり、SR174(2)で計画された大直径プロペラの $\sigma = 0.66$ に比べてもかなり大きい。その他の理由として、母型とした伴流分布がすくなため、キャビテーションの発生に対して全体に有利になったことが上げられる。

(b) 起振力

小山の非定常揚力面理論プログラムによるベアリングフォースの計算結果を図3.6.1.8に示す。力の各成分はスラストで、モーメントはトルクで無次元化してある。またいずれもプロペラ1回転中の片振幅である。これによると、大直径化によりベアリングフォースは増加するものの、垂直曲げモーメント M_Y と横力 F_Y 以外は大きな影響を受けていない。ORIGINALとM-4プロペラの M_Y はそれぞれ34ton-m、127ton-mである。一方両者の重量は40tonおよび80tonなので、本例に限れば、ベアリングフォースの最大値はプロペラ重量の1~1.5倍程度と言える。ベアリングフォースの許容値については軸系とのからみがあり、必ずしも明確ではないが、スラスト変動、トルク変動で10~20%以下とするものが多い(3)。図3.6.1.8によれば、今回の低回転大直径シリーズはいずれもこの基準を満たしている。

サーフェスフォースについては、プロペラの大直径化に応じた船尾形状の変更が可能かどうかで、その評価が異なってくる。このため、船尾形状を略一定とした場合と変更可能な場合の両方を想定して、船尾水圧変動の計算を行なった。前者では、軸心高さを、ベースラインからプロペラ最下端までの距離が100mmという条

件で変更した。計算にはHolden法(4)を使用し、プロペラ直上における水圧変動の基本周波数成分△P₅(片振幅)を求めた。ただしHolden法は統計的手法であるため、パラメータの有効範囲に制約がある。例えばプロペラ直径の上限は9.1m、回転数の下限は60 rpmとされており、今回のシリーズ計算のかなりの部分が有効範囲外となるが、ここでは特別な考慮ははらっていない。計算結果を図3.6.1.9に示す。図3.6.1.9 a)には各種の許容限界△P_{5 rec}も併記した。ただし△P_{5 rec}の多くは全変動圧力振幅の値であるため、Björ-hedenの方法(5)から得られる1次翼振動数成分の値と全変動圧力振幅の値の比を各種の許容値に乗じたものを△P_{5 rec}としている。

図3.6.1.9 a)によると、船尾形状が一定の場合、チップクリアランスの減少とともに△P₅は急激に増加する。しかしその値は全般に低く、チップクリアランス比TCRが10%まで減少しても800 kg/m²程度にすぎない。水圧変動の許容値を400 kg/m²と見ると、本船には直径10.5m程度のプロペラまで許容できることになる。このときのTCRはおよそ17%である。これはTCRが通常30%前後であることを考えると小さな値であるが、キャビテーションの発生が少ないためと考えられる(図3.6.1.7)。

一方図3.6.1.9 b)によれば、同一△P₅を与えるTCRは大直径化とともに減少する。例えば△P_{5 rec}を400 kg/m²とすると、直径8.4mの普通プロペラ(ORIGINAL)では22%のクリアランスが必要なのに對し、12.4mのM-4プロペラでは14%でよいことになる。

ただし以上の計算には、Holden法(4)をパラメータの有効範囲外で使用した結果が含まれるため、実際の運用にあたっては模型試験などによる慎重な検討が必要である。

(c) 翼強度

有限要素法による不均一流中の翼応力計算結果を図3.6.1.10～1.12に示す。いずれもピッチ面における引張応力である。図3.6.1.10によると、一回転中の平均応力σ_mは大直径化とともに減少する。これは大直径化により翼外周部の伴流が減少し、翼に働く荷重の中心が直径と相対的に内側へ移動するためである。一方、一回転中の応力振幅σ_aは大直径化とともにやや増加する(図3.6.1.11)。これは伴流の変動振幅が増加するためと考えられる。しかし特に問題というほどの変化ではない。いずれの変化も伴流分布に依存しているが、本例に関する限り、大直径プロペラの翼厚を通常の方法で設定しても強度上の問題はないと考えられる。

図3.6.1.12に、ORIGINALおよびM-4プロペラにおける不均一流中の等応力線図を示す。図はそれぞれ、最大荷重、平均荷重、最小荷重の場合に対応している。応力を表わす数字は、各図中最も高い等応力線に対するもので、等応力線間の応力差は0.5 kg/mm²である。アスペクト比の増加により、片持ち平板を思わせる応力分布が得られている。

(4) 高アスペクト比プロペラ

プロペラのアスペクト比λを平均翼幅と翼の長さの比で定義すると、低回転大直径プロペラも、同一直径のもとで翼面積を減じた小翼面積比プロペラも高アスペクト比プロペラになる。しかし、効率やキャビテーションに対する影響は両者の間で大きく異なる。このため、ここでは便宜上、高アスペクト比プロペラを低回転大直径プロペラと小翼面積比プロペラとに區別することにする。すなわち、ここでいう小翼面積比プロペラとは、アスペクト比と無関係に同一直径である。

図3.6.1.13に、プロペラ単独効率および効率の各損失因子に対するアスペクト比の影響を示す。a)の丸印は、荷重の高いものから順に、ORIGINAL～M-4の各プロペラに対応する。b)の丸印は、母型プロペラの設計条件をもとに同一強度条件で設計した。面積比(アスペクト比)シリーズのMAU型プロペラである。プロペラ効率における軸方向の損失率η_a、翼の摩擦損失率η_f、後流の回転損失率η_rは石田らの方法(6)によって求め

た。損失率の計算では、0.7 R の翼型抗力係数をアスペクト比とは無関係に 0.008 と仮定している。

これによると、翼型抗力係数が一定の場合、大直径プロペラ、小翼面積比プロペラともアスペクト比の増加とともに単独効率は向上する。しかしその成因は異なり、低回転大直径プロペラでは η_a の減少と η_v の減少とが相乗効果を持つのに対し、小翼面積比プロペラでは η_v は減少するものの η_a はほとんど変化しない（運動量理論では η_a は一定になる）。このため、アスペクト比が増加しても、小翼面積比プロペラにおける効率の向上は少ない。特に丸印のように、同一強度条件のもとでは翼厚増加による抗力の増加が大きく、母型プロペラ ($\lambda = 2.0$) 以上に高アスペクト比化を計っても効率はほとんど向上しない。ただし効率への影響は、もとのプロペラの荷重度や面積比によって異なり、一般に荷重度が小さく、もとの面積比が大きいほどアスペクト比増加の効率への寄与は大きい。また面積比が減少すると最適効率を与える翼数も少なくなるので、少翼数小翼面積比プロペラを考えれば効率の向上が期待できる。

小翼面積比プロペラに対するキャビテーション発生範囲の推定結果を図 3.6.1.1-4 に示す。伴流分布、軸心深さとも、母型プロペラのものを使用した。これによると、アスペクト比とキャビティ面積の関係は直線的ではなく、ある面積比に達すると急激にキャビティ面積が増加する結果となっている。これは、面積比の減少とともに揚力係数の増加がキャンバーの増加でまかねられているためである。図 3.6.1.1-4 に対応する圧力分布の計算結果によると、アスペクト比の増加とともに負圧の隆起は倍増するものの、前縁部の負圧のピークはむしろ低下した。この傾向は、厚さ幅比によって一義的にキャンバー比が定まる M A U 型プロペラの特徴と考えられ、キャンバー比を自由に設定できる場合には異なった結果が予想される。

小面積比プロペラにおける船尾水圧変動の計算結果を図 3.6.1.1-5 に示す。計算は Holden 法(4)によった。大直径プロペラと異なり、パラメータはごく一部を除き有効範囲内にある。図中 $\triangle P_{50}$ は非キャビテーションプロペラ、 $\triangle P_5$ はキャビテーションを考慮したときの水圧変動である。これによると $\triangle P_{50}$ は面積比の減少とともにゆるやかに増加し、 $\triangle P_5$ は直線的に急増している。前者は翼厚の増加に、後者は翼素の荷重度の増加によるものである。翼素の荷重度はキャビテーションの発生程度に関係するが、Holden 法(4)ではキャビティの面積やその動的なふるまいなどを直接考慮することはできない。このため、図 3.6.1.1-4 のキャビテーションと図 3.6.1.1-5 の水圧変動とは必ずしも対応していない。

ところで翼の高アスペクト比化がすすむと、単独性能に対する尺度影響が大きくなると予想される。模型プロペラの尺度影響は、通常、層流境界層や層流剥離に起因するものである。しかし高アスペクト比プロペラでは、揚力係数の増加と厚さ幅比の増加がともに翼背面の急激な圧力回復をもたらすため、層流剥離のみならず、乱流剥離を招く可能性も出てくる。プロペラ回転数にもとづくレイノルズ数が一定以上になると条件とする試験では、翼素のレイノルズ数の低下により、この傾向はさらに強くなる。後縁部に乱流剥離が生じた場合のプロペラの尺度影響については報告例がほとんどないが、単独性能に対する影響は極めて大きいと推測され、試験の方法を含めて注意が必要である〔7〕。

参考文献

1. S R 98 ; 巨大船の運航性能に関する実験研究、日本造船研究協会、研究資料 No. 61 (1967)
2. S R 174 ; 馬力節減を目的とした 1 軸中型船の船尾形状の開発に関する研究、日本造船研究協会、研究資料 No. 302, 320 (1978, 1979)
3. S R 183 ; 船尾振動・騒音の軽減を目的としたプロペラ及び船尾形状の研究、日本造船研究協会、研究資料 No. 342 (1981)

4. Holden, K.O. ; Excitation Forces and Afterbody Vibrations Induced by Marine Propeller Blade Cavitation, Norwegian Maritime Research №1 (1979)
5. Bjørheden, O. ; Vibration Performance of Highly Skewed C.P. Propellers, Symposium on Prop. Induced Ship Vibration, RINA (1979)
6. 石田駿一, 白勢康; プロペラ後流の回転エネルギーの回収、石川島播磨技報、第23巻、第1号 (1983)
7. ITTC Report of the Propeller Committee (1984)

3.6.2 二重反転プロペラ

昨年度における調査の結果(1)、省エネ効果に大きな可能性のあるものの一つとして二重反転プロペラがあげられた。このため、タンカー船型とコンテナ船型の2種類の極端な場合について試設計を行った。本試設計はLerbsにより提案され、Morganにより具体化された方法(2)に基づくプログラム(3)の一部を改良して行われた。主な改良点は、Morganの方法で用いられる前後のプロペラの干渉係数の計算結果に誤りがあり適切でないので(4)、Lerbsの方法に基づいた干渉係数を用いたことである。

(1) タンカー船型に対する試設計

タンカー船型としてSR98母型(MS №1973)を選んだ。これは前出の3.6.1において試設計が行われた「低回転大直径プロペラ」の対象船と同一船型である。通常型プロペラおよび二重反転プロペラの設計条件を表3.6.2.1に示す。これは上記の母型がMCR(26,000PS×80RPM)、85%MCR(22,100PS×75RPM)なる主機を装備し、これに対して3%回転マージンを考慮して設計したことに対応し、低回転大直径プロペラと同じ設計条件である。

その他の設計条件として

- ① キャビテーションの判定はBurrillのチャート(船研ライン)による。
- ② 展開面積比の下限を0.35程度とする。
- ③ 伴流分布は、 $1-W_x = (1-W(x)) \times (1-W_s) / (1-W_N)$ で与えられるものとし、この分布はプロペラの大小により変化しないものとする。ここで $(1-W(x))$ は実船の推定伴流分布(笠島の方法により模型船のデータから推定)の周方向平均値、 $(1-W_N)$ はその時の公称伴流値、 $(1-W_s)$ はプロペラ設計に用いる有効伴流値である。模型船の伴流分布はSR98の小型模型のデータを用いた。
- ④ 推力減少率はプロペラの直径によらず一定とする。

以上の仮定に基づき設計された二重反転プロペラの要目、効率などを通常型プロペラと比較して、表3.6.2.2に示す。なお、二重反転プロペラの前後の間隔は両者とも2Mとした。

(2) コンテナ船型に対する試設計

コンテナ船型の対象船としてSR138の母型(MS №2191)を選んだ。主要目を表3.6.2.3に示す。設計条件は最近のコンテナ船の実績などから主機馬力などを変更し、表3.2.6.4に掲げた数値を用いた。

ここで、船速、スラストの値は10Mの模型船(MS №2191)の水槽試験結果から、2次元外挿法により算出した。なお、設計に用いた有効伴流係数の値は、直径の大小と伴流係数の大小の関係に関する既存データ(5)を用いて修正した。その他の設計条件としては、タンカー船型の場合と同様に

- ① キャビテーションの判定はBurrillのチャート(船研ライン)による。
- ② 展開面積比の下限を0.35程度とする。
- ③ 推力減少率は、プロペラの直径によらず一定とする。

④ 伴流分布は均一とする。

前節と同様な方法で設計された二重反転プロペラの要目、効率などを通常型と比較して表 3.6.2.5 に示す。

(3) 試設計結果の評価

今回の試設計で得られた推進効率の比較をまとめたものを図 3.6.2.1 に示す。ここで、 η は二重反転プロペラの推進効率であり、 η_c は通常型プロペラの推進効率である。また、 D_p は二重反転プロペラの前方プロペラの直径であり、 D_{pc} は通常型プロペラの直径である。この図よりコンテナ船ではそれ程の効率向上が得られなかつたが、タンカーではプロペラ回転数を原型と同一とすると 5.4 %、前方のプロペラ直径を原型と同一とすると 9.6 % の効率向上となっている。これは直径を 30 % 増した低回転大直径プロペラの効率向上に匹敵し、さらに大直径化する余裕も存在する。しかし、今回の試設計で得られた結果のうち、同一回転数条件が通常の意味での二重反転プロペラの設計であり、同一直径条件には低回転大直径化のメリットが含まれていることに注意すべきであろう。

本試設計は前述の多くの仮定に基づくものであり、また今回用いられた理論はかなり大まかな理論モデルに基づいていて、後方プロペラの性能に関しては実験との一致が必ずしも充分ではない。このことから、最近の知見に基づく理論の改良を行い、計測装置の改善によって、より良い性能の二重反転プロペラの設計が可能となる。

今回キャビテーションに関しては Burriill の方法に基づくチェックしかしておらず、キャビテーション発生量や船尾振動が通常プロペラより減少しない場合 [6] もあるので、実験面および理論面からのアプローチが必要である。

参考文献

1. SR 200-13 ; "船型改良の手法に関する調査研究 — 中間報告書 —"、日本造船研究協会、1984年3月
2. Morgan, W.B. ; "The Design of Counter rotating Propellers Using Lerb's Theory" Trans. of SNAME Vol. 68, 1960
3. 門井弘行 ; "二重反転プロペラの設計及び性能計算プログラム"、船研報告、第2巻、第5号、1984年9月
4. Lindgren, H. et al ; "Studies of the Application of Ducted and Contrarotating Propellers on Merchant Ships" Proc. of 7th Symp. on Naval Hydro-dynamics, Rome, Aug. 1968
5. ナカシマ・プロペラ ; "マリン・プロペラ"
6. 右近良孝他 ; "二重反転プロペラのキャビテーション試験"、第44回船研研究発表会講演集、1984年11月

3.6.3 振動翼推進器

(1) 記号表

C	翼弦長	η : 推進効率 ($= (EHP) / (DHP) = \eta_0 \times \eta_r \times \eta_h$)
$C_p o$	パワー係数	η_0 : プロペラ単独効率
J	翼前進係数 ($= V_a / (n \cdot C)$)	η_t : 伝達効率
E	弾性部ヤング率	S : スパン長さ
α	ピッキング振幅	h : ヒーピング振幅
θ	ピッキングのヒーピングに対する位相遅れ角	E^* : 無次元ヤング率 ($= ヤング率 / 動圧$)
t	スラスト減少係数	ε : 無次元ピッキング振幅

V_a	: 翼前進速度	n	: 翼振動数 (c.p.s.)
η_r	: プロペラ効率比	w	: 伴流係数 (実船推定)
C_T	: 推力係数	V_s	: 船速
N	: 翼振動数 (c.p.m.)	η_h	: 船殻効率

(2) 翼主要目

以下の点を勘案して翼の主要目を表3.6.3.1のように決定する。

- ① ヒーピングの両振幅は原型プロペラの直径 (8.4 m) とする。すなわち、

$$h = 8.4 / 2 = 4.2 \text{ m}$$

- ② 振幅翼弦長比 (h/C) は、 [1. 2]と同じく 0.6 とする。すなわち、

$$C = 7.0 \text{ m}$$

- ③ アスペクト比は船幅を考えて、7 とする。すなわち、

$$S = 4.9.0 \text{ m}$$

- ④ 翼型は、[1. 2]にならい NACA 63A015 とし、弾性部は翼弦中点より後半部とする。

- ⑤ 弾性部のヤング率は、

$$E = 3.00 \times 10^6 \text{ (Pa)}$$

これは、ゴムで実現可能な値である。無次元ヤング率は、船速 14 kt. において、

$$E^* = 112.96$$

となる。

(3) 自航要素等の推定

(a) 伴流係数、推力減少率、及び船殻効率

伴流係数は、(3) の図2.3.4 の実船推定の伴流分布を作動面内 ($2h \times S$) で平均すると、

$$(1 - w) = 0.91981$$

となる。また、推力減少率は、荷重による効率の向上という、本推進器と同じくらいをもった低回転大直径プロペラの実績から考えると、原型プロペラのものと変わらないと推定される。すなわち、

$$(1 - t) = 0.8080$$

とする。そうすると、船殻効率は、

$$\eta_h = (1 - t) / (1 - w) = 0.8784 \quad (< 1)$$

となる。すなわち、船後で作動させることにより、かえって効率では損をしてしまうことになる。

そこで、船体から離して作動させることや船尾形状を改良することなどを想定して、伴流や推力減少を無視することにする。すなわち、

$$(1 - w) = (1 - t) = 1 \quad \eta_h = 1$$

と考える。

(b) プロペラ効率比

翼は大部分が均一流中で作動する。従って、

$$\eta_r = 1.0$$

(c) 伝達効率

おそらく駆動装置の伝達効率はあまり良くないであろうが、将来の技術開発にも期待して、

$$\eta_t = 0.95 \quad (\text{原型プロペラでは } \eta_t = 0.9709)$$

とする。

(4) 線形理論による最適設計(ピッキング振幅と位相差の決定)

船速 14 kt., 15% sea margin を想定し、線形理論 [1, 2] により効率最高となるピッキング振幅と位相差を求める。

船速 14 kt., no sea margin における EHP の推定値より、

$$C_T = (\text{スラスト}) / (\text{動圧} \times \text{翼投影面積})$$

$$= \frac{(EHP \times 7.5) / V_s / (1-t)}{[(\frac{1}{2}) \times \rho \times \{(1-w) \times V_s\}^2] \times (C \times S)}$$
$$= 0.1482$$

となる。これに sea margin と翼振動数を適当に仮定し、3次元影響と粘性影響を推定して2次元計算に相当する推力係数を求め、線形理論により最適設計を行なう(効率が最高になるピッキング振幅と位相差を求める)と、結果は表 3.6.3.2 のようになる。なお、最適運動条件は船速によって変わり得るが、ここではこのまま固定して性能計算を行なう。

(5) 翼性能の推定

(a) no sea margin の場合

種々の船速に対して EHP を推定し、それぞれの船速における C_T を計算する。次に、[1, 2] の非線形理論に同様の 3 次元修正と粘性修正を施して、図 3.6.3.1 のような単独性能曲線を求める。図は、弾性翼の船速 14 kt. 用のものである。弾性翼においては船速により無次元ヤンク率 E^* が変化するため、各船速についてこのような図を作成する。ここで、粘性抗力係数は 0.01 とした。これらの図より、それぞれの C_T に対する J 、 η_0 を読み取れば、各船速に対する翼振動数 N 、馬力などを求めることができる。

(b) 15% sea margin の場合

前節で求めた C_T 、 η_0 によりパワー係数

$$C_{po} = C_T / \eta_0$$

を計算し、それを 1.15 倍して新たな C_{po} を求める。次に、前述の単独性能曲線よりそれぞれの C_{po} に対する J 、 η_0 を読み取れば、各船速に対する作動状態が求まる。

(6) 結果

以上のようにして得られた剛体翼と弾性翼の馬力曲線を、それぞれ図 3.6.3.2 ~ 3 に示す。これらの曲線から設計点($V_s = 14 \text{ kt.}, 15\% \text{ sea margin}$)における値は

$$\begin{array}{ll} \text{剛体翼} & \text{BHP} = 24600 \text{ Ps} \\ \text{振動数 (N)} & = 9.85 \text{ c.p.m.} \end{array}$$

$$\begin{array}{ll} \text{弾性翼} & \text{BHP} = 22000 \text{ Ps} \\ \text{振動数 (N)} & = 12.34 \text{ c.p.m.} \end{array}$$

となる。

尚、設計点に於ける、翼運動とその後渦の様子を図 3.6.3.4 に示す。振動翼と言うと高周波数の運動を連想してしまうかも知れないが、実際にはかなりゆったりした動きになっていることが分かる。

(7) 原型プロペラとの比較

本節では、流体力学的な効率を原型プロペラと比較する。そのさい、sea margin を動力側に見込んでいるため、同じ船速に於ける 15% sea margin の船体抵抗が原型プロペラの場合と振動翼の場合で異なってしま

っている。例えば、船速 14 kt., 15% sea margin (設計点)において、

$$\begin{aligned} EHP &= BHP \times \eta_t \times \eta_h \times \eta_r \times \eta_o \\ &= \left\{ \begin{array}{l} 14700 \text{Ps} ; \text{ 原型プロペラ} \\ 15100 \text{Ps} ; \text{ 弾性振動翼} \end{array} \right. \end{aligned}$$

となり、振動翼の方が若干大きめの値になる。

(a) 船速を基準とした比較

プロペラ単独効率の比較を図 3.6.3.5 に示す。振動翼の方が原型プロペラよりも 17 ~ 25 % 程度効率が上昇する。これは、振動翼の作動面積が非常に大きい（原型プロペラの 7.427 倍）ことによるものと考えられる。振動翼どうして比較すると、弾性翼の方が剛体翼よりも 8 % 程度効率が良い。船速に対する弾性翼の効率の変化が剛体翼のものに比べて大きいのは、船速が遅くなると弾性部が相対的に硬くなり（無次元ヤング率 E^* が大きくなり）、剛体翼に近づくためである。また、プロペラに比べて振動翼の効率は、船速の変化や sea margin に対して変化が小さい。このことは、作動条件が変わっても効率の変化が小さいことを表わしており、振動翼の利点の一つと考えられる。

推進効率の比較を図 3.6.3.6 に示す。原型プロペラの推進効率が非常に高くなっている剛体振動翼を上回っていることが分かる。また、弾性振動翼でも、設計点において 3.5 % 程度の向上にとどまっている。このことは、船殻効率 η_h の差（原型プロペラでは 1.4826、振動翼では 1.00）に起因している。

また、同じ船体抵抗（同じ EHP）に対する BHP を比較すると、EHP として原型プロペラの船速 14 kt., 15% sea margin の値、推進効率としてそれぞれの設計点に於ける値を採用した場合、

$$BHP = \left\{ \begin{array}{l} 22100 \text{Ps} ; \text{ 原型プロペラ} \\ 21400 \text{Ps} ; \text{ 弾性振動翼} \end{array} \right.$$

となり、弾性振動翼の方が約 3 % 少なくなる。

(b) 荷重度を基準とした比較

荷重度 ((スラスト)/(作動面積)) による単独効率の変化を図 3.6.3.7 に示す。図には、参考のため Van Manen による Wageningen B 4-70 screw series のものも併記している [4]。原型プロペラの単独効率は、これにはほぼ一致している。また、設計点における振動翼の荷重度はプロペラのものより非常に小さくなっている。振動翼による効率向上は作動面積の増大による低荷重度化によっていることが分かる。振動翼の粘性損失は、プロペラのものより小さくなっている。これは、振動翼への流入速度が前進速度とほぼ変わらないのに対して、プロペラ翼への流入速度は前進速度と回転速度が加え合わさったものであるためと考えられる。それに比べて、その他の損失はプロペラのものより非常に大きくなっている。このことは、振動翼推進がプロペラに全て取って変われるようなものではなく、船体が幅広で、作動面積を大きく取れる場合にのみ有効であることを物語っている。

(8) まとめ

今回の計算から、振動翼推進の推進効率は弾性翼を用いた場合にスクリュープロペラのものより若干良くなり、それは作動面積の増大によるものであることが明らかになった。すなわち、振動翼推進は、通常のスクリュープロペラでは高荷重になってしまい幅広船に対して有効である。しかも、Wake を利用しない方が良いのであるから Wake の小さい低抵抗の船型を使用でき、同じ排水量に対する馬力（燃費）を少なくできる、波エネルギーを利用して推進力を得ることができる [5]、などの利点が考えられる。振動翼推進については、駆動装置及びその機構の開発という大問題も残されているが、流体力学的には船型をも含めた総合的な性能の調査が

望まれる。

参考文献

1. 工藤達郎、久保田晃弘；弹性部を有する振幅翼による推進の理論的研究、東京大学工学部船舶工学科卒業論文、昭和59年3月
2. 工藤達郎、久保田晃弘、他；弹性部を有する振動翼による推進の研究（第1報、第2報）、日本造船学会論文集、第156号、昭和59年
3. SR98 昭和41年度報告書、昭和42年3月
4. van Manen, J.D. ; M. Non-Conventional Propulsion Devices, 第2回船用プロペラに関するシンポジウム、日本造船学会、昭和46年
5. Isshiki, H. and Murakami, M. ; A Theory of Wave Devouring Propulsion (1st-4th Report), J. SNAJ, Vol. 151, 152, 154, 156, 1982-1984

3.6.4 高速船用プロペラ

高速船用プロペラとしては装着される船の速力範囲によって、大略以下のように分類される。

- | | |
|----------------------|------------------|
| i) 通常型プロペラ | 船速 40～50ノット以下の範囲 |
| ii) スーパーキャビテーションプロペラ | 50～60ノットの範囲 |
| iii) サーフェスプロペラ | 60ノット以上の範囲 |

図3.6.4.1は、各種プロペラの効率と船速の関係を示したもので、上記の分類はそれぞれの船速の範囲でプロペラ効率が高いものに対応している[1]。本節では、はじめに高速船用プロペラの設計の要点を述べ、ついで、通常型プロペラの試設計の例を示し、最後にキャビテーションの発生に伴う性能変化が大きいサーフェスプロペラの試設計の例を示す。スーパーキャビテーションプロペラに関する試設計はここでは行わないが、基本的にはサーフェスプロペラの設計と同じであるので、省略している。

(1) 高速船用プロペラ設計の要点

高速船用プロペラは通常の商船のそれとは異なり、キャビテーションやプロペラ軸傾斜の影響、さらには没水深度の影響等を考慮しなければならない。これらの影響を十分に含んだプロペラチャートを整備するには莫大なシリーズテストが必要であり、実際的でない。通常は少ない数のシリーズテストをもとに単独特性推定用のチャートがつくれられ、実用に供されている。図3.6.4.2及び3にその一例を示す。キャビテーション数 σ_v とプロペラの展開面積比 A_e/A_d をベースとし、キャビテーションによる性能変化がない場合の推力係数 K_{T0} を用いて各種の $\sqrt{K_{T0}}/J$ に対して、キャビテーション発生前後の推力比 K_T/K_{T0} および効率比 e_p/e_{p0} がまとめられている[2]。これらの特性にさらにプロペラ軸傾斜の影響を考慮しなければならない。

図3.6.4.4及び5は斜流中のプロペラキャビテーション試験結果の1例を示したもので、軸傾斜が6°～8°になると特性に変化があらわれる。さらに、船体との干渉影響なども考慮しなければならないが、このために、大型キャビテーション水槽内に模型船を入れ、副部や軸系を組合せた状態で性能把握を行うという方法も行われている[3]。

上述した諸要素を全て含んだ形でプロペラ設計を行うことは、設計初期段階では実際的でないので、実用的な推算法として、試運転時に得た速力、馬力及び回転数より、表3.6.4.1に示すような手順で模型実船相関係数 K_{KT} 及び K_{eP} を図3.6.4.2及び3などを使って求めておき、逆の手順でキャビテーション発生時の推進性能の

推定並びにプロペラ設計が行われている。

(2) 通常型プロペラによる試設計

ここでは設計速力 30 ノット以下の、比較的低速域で使用される艇のプロペラを、通常型プロペラに対して試設計し、その単独効率を推定する。このプロペラの場合キャビテーションによる性能変化はわずかであると考えられるので、前述の方法とはやや異なる簡便な方法を採用する。

ハードチャイン型、2軸の小型高速艇を対象船とする。その設計速力を 24 ノットに設定した。艇の主要目を表 3.6.4.2 に示す。また、プロペラは 3翼としボス比は 0.2、翼断面は NACA 66 ($a = 0.8$) と設定する。

まず最初にプロペラ直径を選定する。図 3.6.4.1 より、この対象船の推進効率 η を、 $\eta = 0.65$ と仮定する。さらに伝達効率 η_T を、 $\eta_T = 0.95$ と仮定すれば、

$$\eta_T \times \eta = 0.62$$

$$\therefore EHP = 200 \times 2 \times 0.62 = 248 \text{ PS}$$

エンジン直結とすれば、プロペラ回転数は 2800 RPM。さらに軸系での損失を 5% と見積ると、

$$\frac{\sqrt{C_p}}{J} = 1.62$$

この値を用いて図 3.6.4.6 中の Gawn のカーブから

A_E/A_0	J	D
0.65	0.71	0.372 m
0.80	0.73	0.362 m
0.95	0.74	0.357 m

が得られる。ここでは $D = 0.360 \text{ m}$ を採用する。

設計に入る前に、この対象船のプロペラを通常型プロペラとして設計することの妥当性をチェックしておく。

図 3.6.4.7 は J と V_s からプロペラのキャビテーション状態を推定する図であるが、いまこの艇では $J = 0.735$ 、 $V_s = 24$ ノットだから、キャビテーションの発生は比較的軽度であることがわかる。さらに図 3.6.4.8 によりキャビテーション数 σ_0 ($= P_{atm} / ((\rho/2) V_a^2)$) を推定すると、 $\sigma_0 = 1.3$ となるが、この値と J から図 3.6.4.9 からこの艇のプロペラを通常型プロペラによって設計してもよいことがわかる。

さきに選定した $D = 0.36 \text{ m}$ を用いて、Gawn-Burill のチャートによると、キャビテーションの点から $A_E/A_0 = 0.9$ 程度に増す必要があることがわかる。さらに Gawn のチャートよりピッチ比と効率は、 $P/D = 1.0$ 、 $\eta_0 = 0.63$ 程度と推定される。

プロペラの具体的な設計は Eckhardt & Morgan [5] の方法によった。設計されたプロペラの図面を図 3.6.4.10 に、要目を表 3.6.4.3 に、翼弦長、キャンバー、翼厚、ピッチの半径方向分布を表 3.6.4.4 に示す。

なお、このプロペラの設計点での推定単独効率 η_0 は 0.652 である。この値は Gawn のチャートからよみとった値 0.63 とよく一致する。また、この対象船の推進係数 η は、 $\eta_R = 0.95$ と仮定して

$$\eta = \frac{1-t}{1-w} \eta_R \eta_0 = 0.588$$

となり、図 3.6.4.1 に示された値より低目になる。これは、 $1-t$ 、 η_T 、 η_R を低目に仮定したためであると考えられる。

(3) サーフェスプロペラによる試設計

サーフェスプロペラは高速域のキャビテーションの激しい状態で使用されるので、プロペラそのものはスーパ

一キャビテーションプロペラと同じ翼形が使われる[6]。設計法としては揚力線理論を主体とした設計法が用いられており、その設計のフローを図3.6.4.1に示す。設計の過程で経験的なバラメーターを用いている[1, 7, 10]。現在知られているスーパーキャビテーションプロペラのシリーズテストデータは以下のものがある。

(i) TMBデータ [11]

(ii) NSMBデータ [12]

(iii) MHIデータ [13]

表3.6.4.5はMHIデータのプロペラ要目表である。

サーフェスプロペラの場合はスーパーキャビテーションプロペラに対して、没水深度の影響が加味されることになるが、サーフェスプロペラとして設計され、その特性が広範囲にわたって調査されたものは、DTNSRDCプロペラP.4281及びP.4407がある。しかし全てのデータは公表されていない[14, 15]。

以下において、公表データを基にサーフェスプロペラの初期設計（上述の設計フローの入力値を決めるための設計）を試みる。

対象船 2000トンSES

速力 80ノット（全速状態） 抵抗 128トン

主機 25000PS×4 ガスター・ピング

サーフェスプロペラ 2 (1軸 50000PS)

図3.6.4.1に2000トンSESの抵抗曲線を示す。図3.6.4.1.3および1.4は、プロペラ没水状態が、disk area Aoの33%および50%に対応するプロペラ特性を示している。サーフェスプロペラのプロペラ荷重は推力をTとするとき、 $T/Ao < 1.46 \text{ ton/m}^2$ 程度とされているから、33%及び50%没水では、disk area Ao、プロペラ直径D及び水面積Aを用いた推力係数 $C_T = T/(1/2,0Av^2)$ は次のようになる。

没水度 33% 50%

Ao (m^2) 1.3.2 8.76

D (m) 4.10 3.34

CT 0.165 0.165

それぞれの没水度に対する特性から、プロペラ前進率J、プロペラ効率ηを求め、次式によってSHP及び回転数Nを求める

$$SHP = 2 \times Tv / (\eta \times \gamma_E \times 75)$$

$$N = 60v / JD, \quad \eta_E = 1.0$$

ピッヂ比

没水 33%	1.6	1.8	2.0
--------	-----	-----	-----

η	0.700	0.705	0.695
---	-------	-------	-------

N (rpm)	449	424	384
---------	-----	-----	-----

SHP (PS)	100330	99620	101050
----------	--------	-------	--------

ピッヂ比

没水 50%	1.6	1.8	2.0
--------	-----	-----	-----

η	0.635	0.640	0.615
---	-------	-------	-------

N (rpm)	510	463	410
---------	-----	-----	-----

SHP (PS)	110620	110460	11490
----------	--------	--------	-------

以上の計算よりピッチ比 1.8 付近が効率がよく、没水度 33%において 80 Kn の船速が達成されることが分かる。

参考文献

1. Allison, J.L., Propellers for High-Performance Craft, Marine Technology, 1978, PP. 335-380.
2. Takekuma, K. and Baba, E., Hydrodynamic Design and Development of High Speed Craft. in MHI, Mitsubishi Technical Bulletin, No.154, 1982.
3. Rutgersson, O., On the Importance of Rudder and Hull Influence at Cavitation Tests of High Speed Propellers, High Speed Surface Craft Conference, Brighton, 1980.
4. Kruppa, C., The Design of Screw Propellers, Chapter XX, "High-Speed Small Craft," Du Cane, P. ed. Temple Press, London, 1964.
5. Eckhardt, M.K. and Morgan, W.B., A Propeller Design Method, Trans. SNAME, Vol. 63, 1955.
6. Tulin M.P., Supercavitating Propellers-History, Operating Characteristics, Mechanism of Operation, Proc. 4th ONR Symp. on Naval Hydrodynamics, 1962.
7. Tachmindii, A.J. and Morgan, W.B., The Design and Estimated Performance of Series of Super Cavitating Propellers, Proc. 2nd Symp. on Naval Hydrodynamics, 1958.
8. Roderich, A.B.: Super cavitating and Super ventilated Propellers, Trans. SNAME (1970), PP. 417-450.
9. Scherer, T.O., Bohn, J. and Altmann, R., The Design of Super Cavitating Propellers, Hydronautics, Inc. Technical Report 7307-6, 1976.
10. Cox, G.G., State-of-the-Arts for Super Cavitating Propeller Design Method, Appendix N of 12th ITTC Propeller Committee Report, 1969.
11. Caster, E.B., TMB 2-, 3-, 4-Bladed Super-Cavitating Propeller Series, DTMB Report 1637 or Verner, E. & Haberman, W.L., Super Cavitating Propeller Performance, Trans. SNAME, 1962 PP. 354-417.
12. van de Vorde, C.B. & Eoveldt, D., Tunnel Tests on Super Cavitating Propellers, 4th ONR Symp. on Naval Hydrodynamics, 1962, PP. 287-317.
13. Taniguchi, K., Tanabayashi, H. & Chiba, N., Investigation into the Propeller Cavitation in Oblige Flow, J., SNAT, Vol. 121, 1967.
14. Hecker, R.: Experimental Performance of a Partially Submerged Propeller in Inclined Flow, SNAME Spring Meeting Paper F. 1973.
15. Hadler, J.B. and Hecker, R., Performance of Partially Submerged Propellers, Proc. 7th ONR Symp. on Naval Hydrodynamics, 1968.

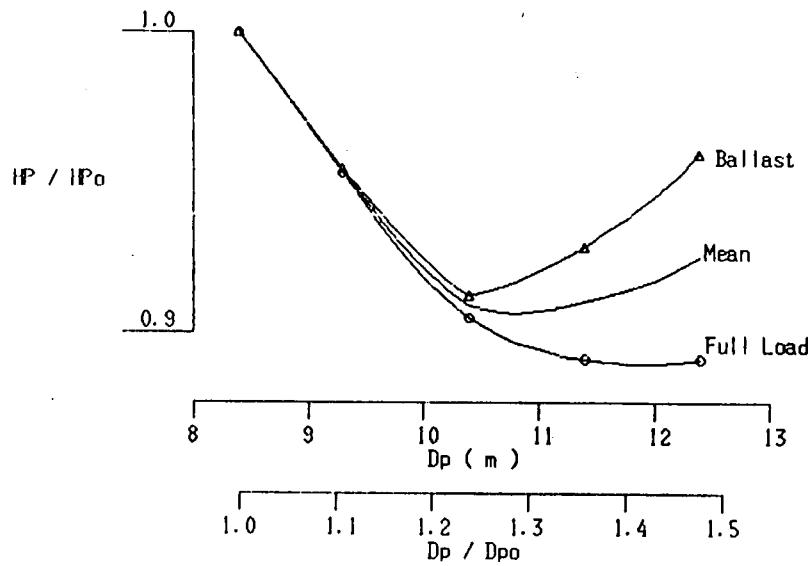


図 3.6.1.1

表 3.6.1.1

Type	Original	M - 1	M - 2	M - 3	M - 4
Propeller Dia (m)	8.40	9.30	10.40	11.40	12.40
Ship Speed (knots)	14.0 knots at Full draft, 85% MCO, 15% Sea Margin				
Main Engine MCO <BII/P/RPM>	26,000/80	24,800/65	23,500/53	23,200/45	23,200/38
PROPELLER (Z = 5, MAU, Rake = 5°)					
Propeller Dia (m)	8.40	9.30	10.40	11.40	12.40
Pitch Ratio [Const.]	0.7042	0.7694	0.8014	0.8496	0.9121
Expanded Area Ratio	0.550	0.490	0.440	0.410	0.380
Boss Ratio	0.1631	0.1582	0.1496	0.1447	0.1406
Max. Blade Thickness Ratio	0.0570	0.0533	0.0503	0.0487	0.0479
CONDITION					
Full Ballast da (m)	$d = 17.825 \text{ m (Even Keel)}, Disp. = 239,910 \text{ t}$				
dm (m)	10.00	9.40	10.50	11.50	12.50
df (m)	8.00	8.00	8.25	9.25	10.25
trim (%Lpp)	6.00	6.60	6.00	7.00	8.00
Disp. (t)	1.33	0.93	1.50	1.50	1.50
I/Dp (%)	101,098	101,550	104,330	118,037	131,851
df/Lpp (%)	50	50	50	50	50
df/Lpp (%)	2.0	2.2	2.0	2.3	2.7
SELF PROPULSION FACTORS (Full)					
I - Wts (full scale)	0.545	0.574	0.610	0.643	0.675
I - t			0.808		
γ_r			0.990		
γ_t			1/1.03		
Stern Form	G		Mariner		
Shaft C. L. Height (m)	5.80	4.75	5.30	5.80	6.30

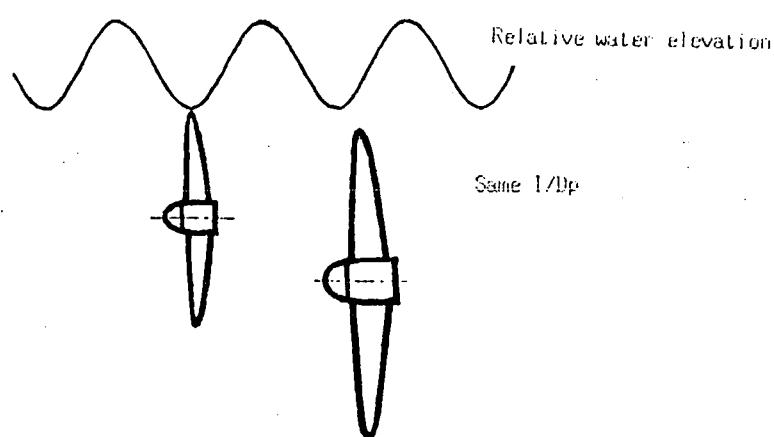
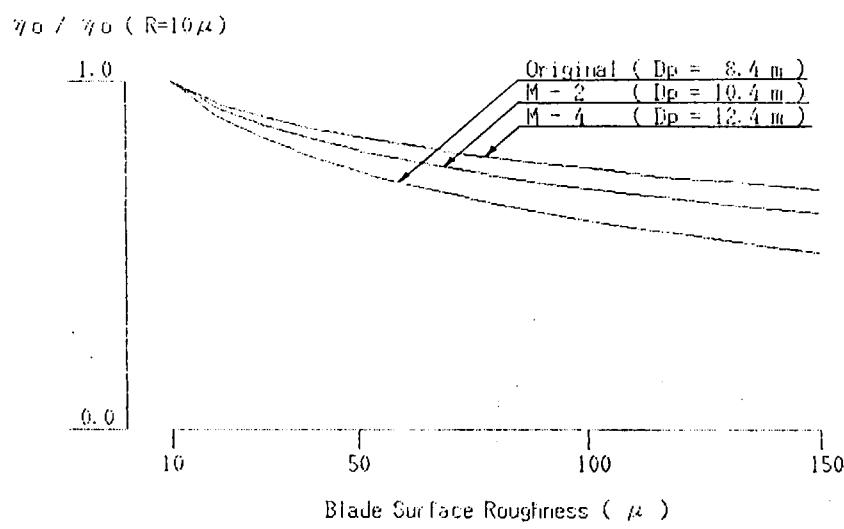
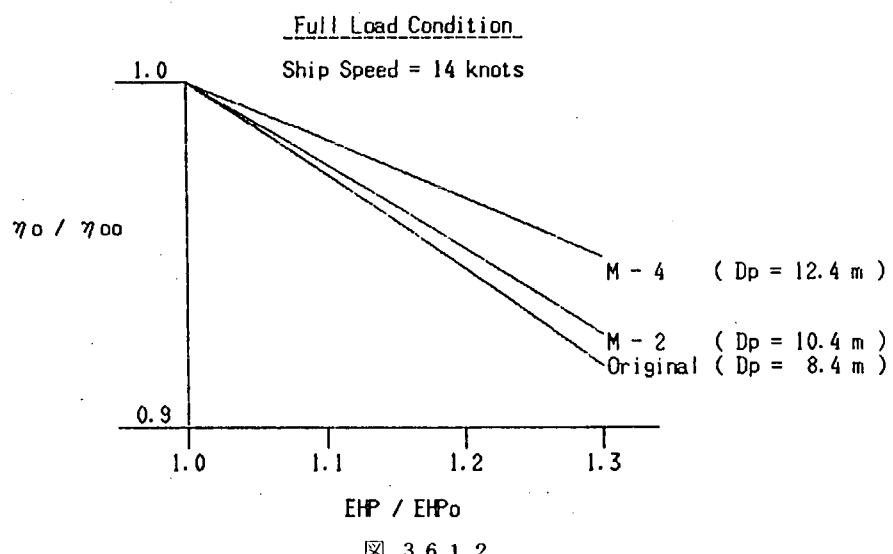


表 3.6.1.2

Condition : Full Load

Initial Condition

Approaching Ship Speed : 11 knots

Type	Original	M - 1	M - 2	M - 3	M - 4
Propeller Diameter { m }	8.40	9.30	10.40	11.40	12.40
Approaching B.H.P. { ps }	9,950	9,450	8,950	8,800	8,800
Approaching RPM { rpm }	60.1	48.5	39.7	33.7	28.6

Astern Condition

Type	Original	M - 1	M - 2	M - 3	M - 4
Reversing Start RPM { rpm }	24.0	19.5	15.9	13.5	11.4
Astern Regulated RPM { rpm }	-56.0	-45.5	-37.1	-31.5	-26.6

Results

Type	Original	M - 1	M - 2	M - 3	M - 4
Time at Reversing Start (M:S)	0:12	0:12	0:37	3:18	5:51
Ship Stop Time { M:S }	25:48	24:14	22:50	22:04	22:10
Stop Head Reach { Km }	3.99	3.82	3.54	3.70	3.95

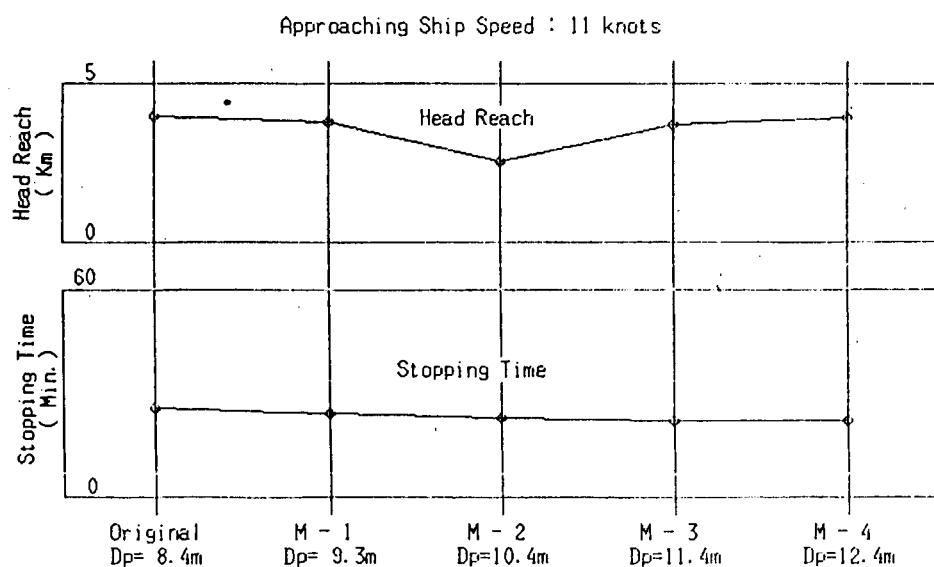
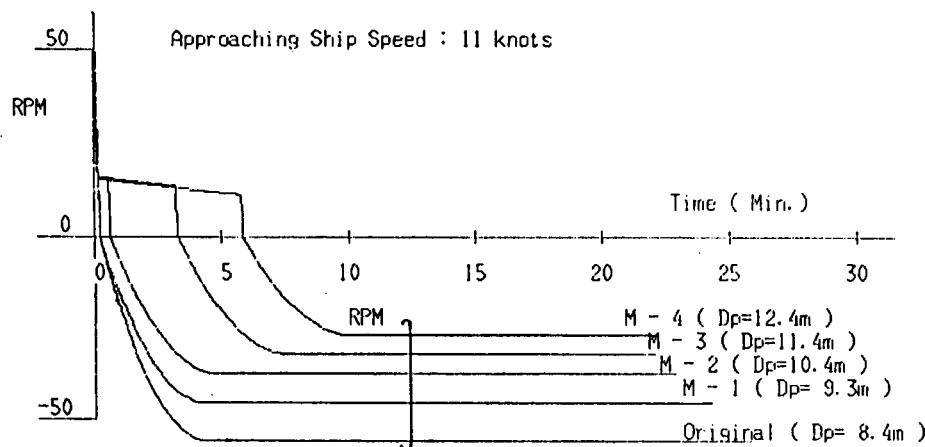


図 3.6.1.5

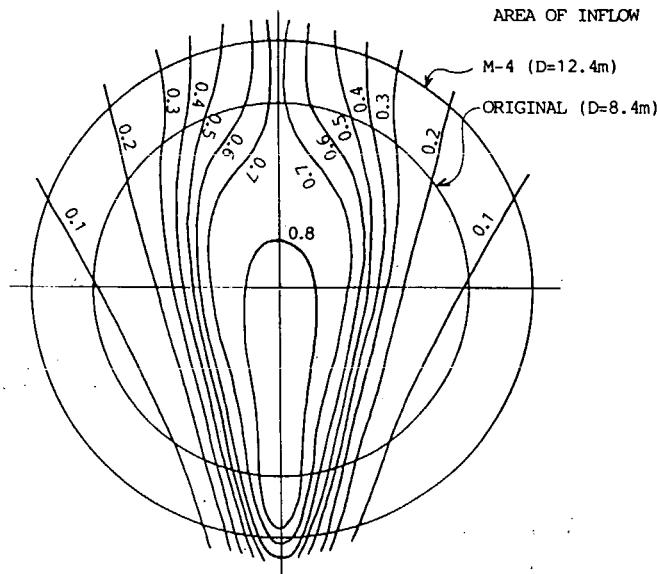


図 3.6.1.6 伴流分布と流入範囲

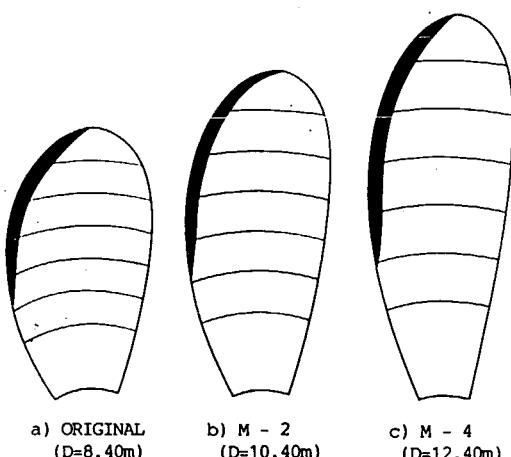


図 3.6.1.7 背面キャビテーションの発生範囲
(最大発生翼位置)

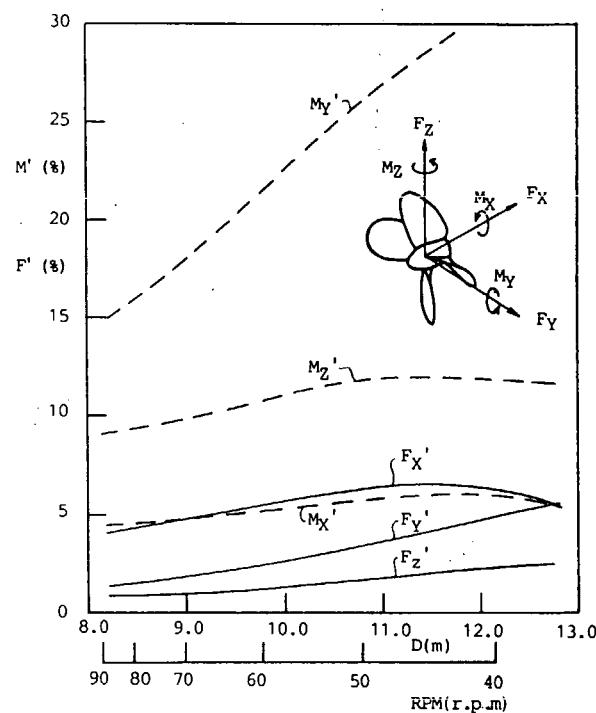
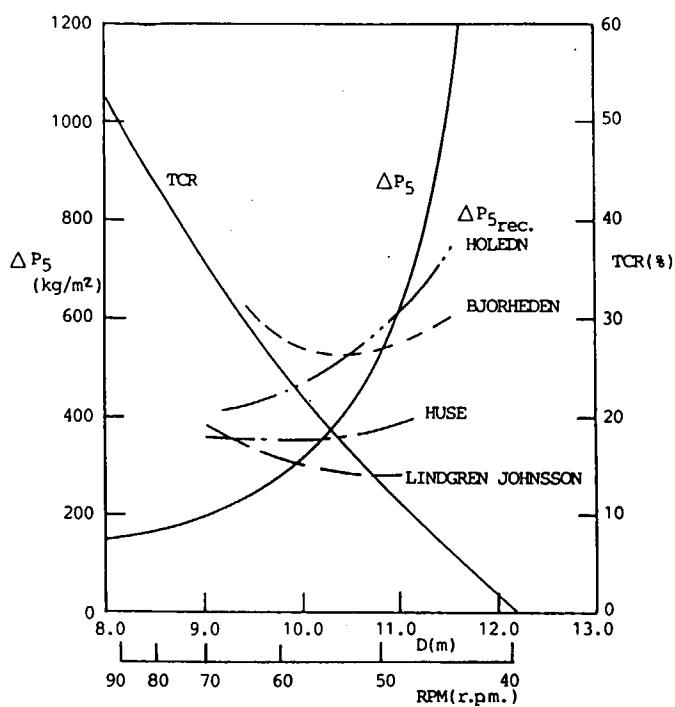
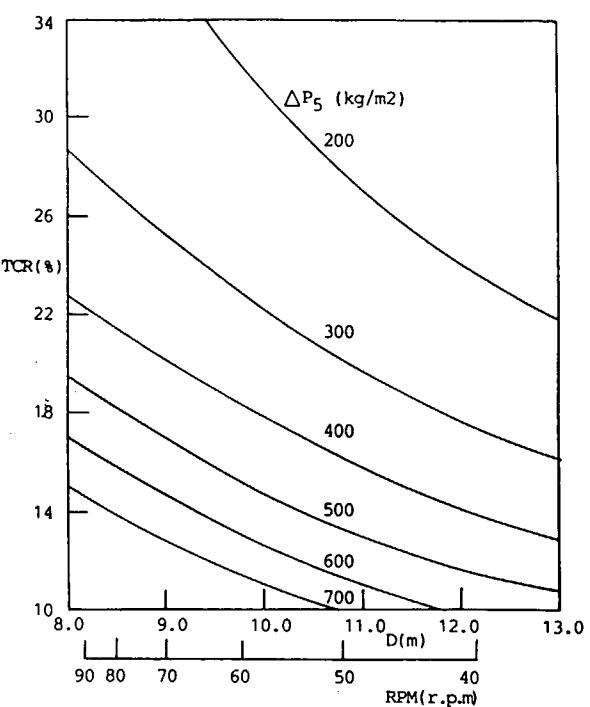


図 3.6.1.8 ベアリングフォース



a) 船尾形状一定の場合



b) 船尾形状変更可能の場合

図 3.6.1.9 船尾水圧変動

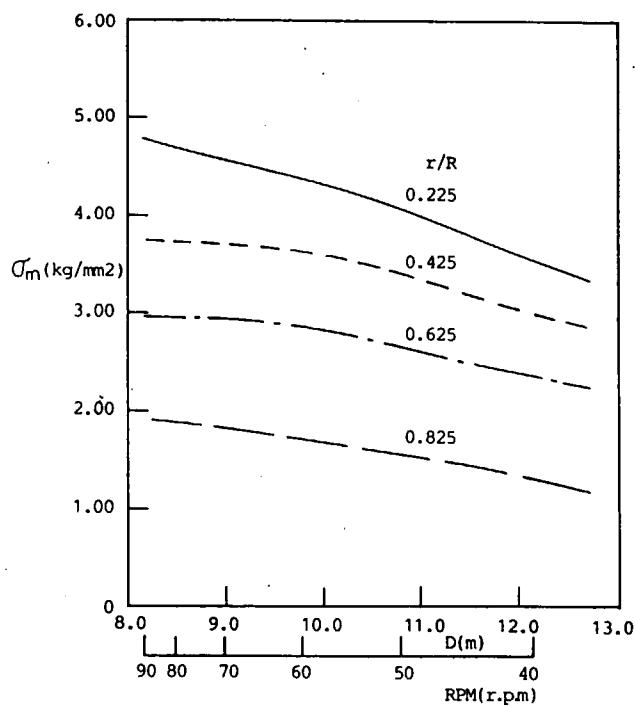


図 3.6.1.10 平均応力

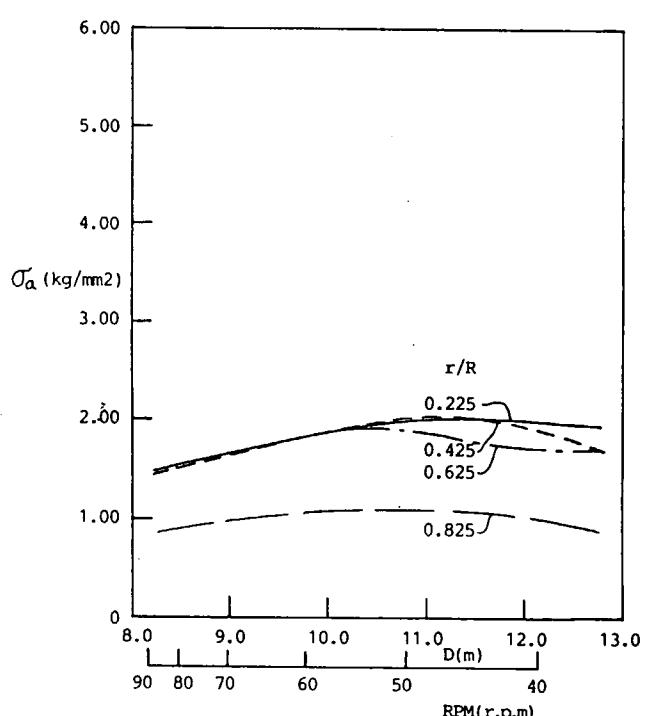


図 3.6.1.11 応力振幅

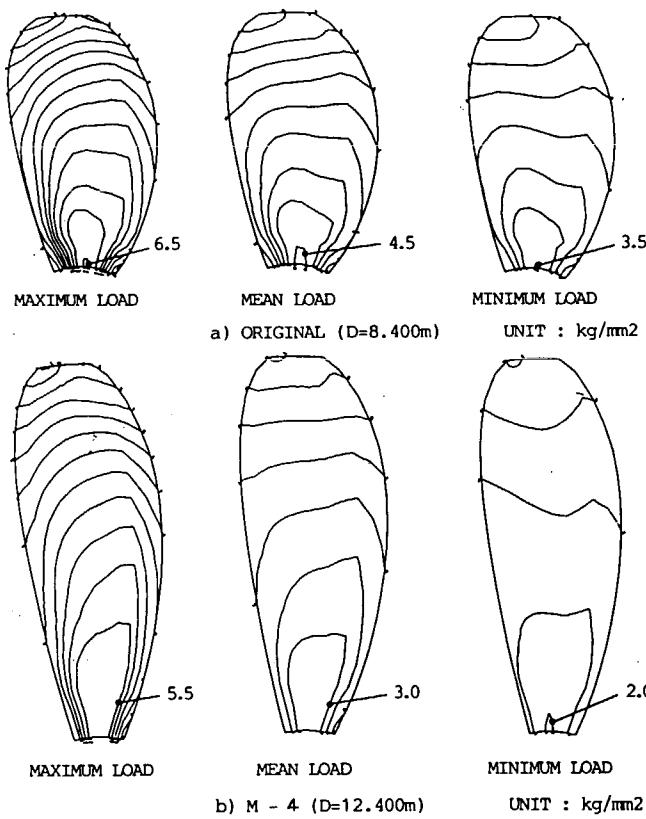


図 3.6.1.12 等応力線図

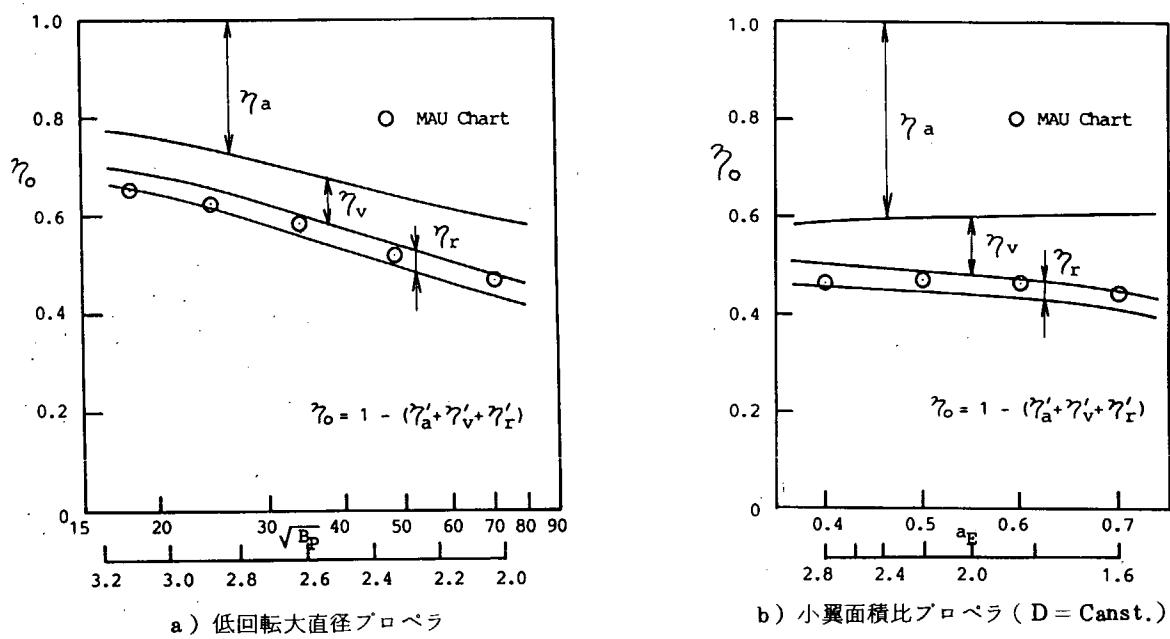


図 3.6.1.13 プロペラ効率と効率損失率に対するアスペクト比の影響

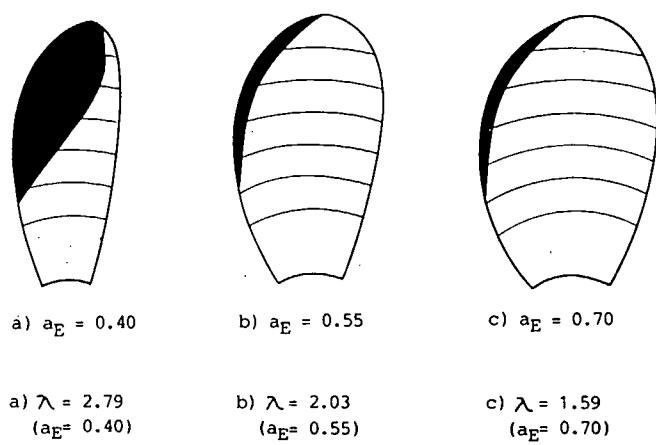


図 3.6.1.14 背面キャビテーションの発生範囲
(最大発生翼位置)

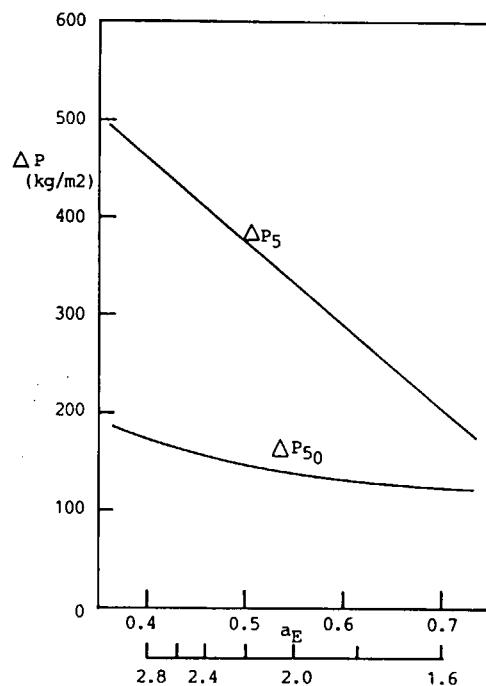


図 3.6.1.15 船尾水圧変動 (D = Const. TCR = 27.3 %)

表 3.6.2.1 設計条件(タンカー船型)

	通常型	二重反転
船速 (KNOTS)	1 4.0	1 4.0
回転数 (RPM)	7 8.1	7 8.1 6 7.0
DHP (PS)	2 1 2 4 2	—
EHP (PS)	1 3 2 4 0	1 3 2 4 0
伴流係数 (1-Ws)	0.5 4 5	0.5 2 0 0.5 5 1
プロペラ直径	8.4	—

表 3.6.2.2 試設計の結果(タンカー船型)

	通常型	二重反転(1)	二重反転(2)
プロペラ直径 (FORE) (M) (AFT)	8.4 0 0	7.6 0 0 7.1 7 9	8.4 0 0 7.6 0 5
回転数 (RPM) (FORE) (AFT)	7 8.1 5	7 8.1 4 5	6 7.0 4 5
翼数 (FORE) (AFT)	0.5 5 0	0 3 4 5 0.4 3 7	0.3 4 5 0.3 5 3
展開面積比 (FORE) (AFT)	0.5 5 0	0.4 6 7	0.4 7 0
単独効率 η_o	0.4 6 7	0.4 7 0	0.5 1 8
推進効率 η_D	0.6 8 6	0.7 2 3	0.7 5 2

表 3.6.2.3 SR138母型の主要目

L pp	1 9 5.0 M
B	3 0.0 M
d	1 0.5 M
L/B	6.5 M
B/d	2.8 5 7
C B	0.5 7 1 6
ℓ_{cb}	+ 1.4 1 (% L pp)
S a	7 0 5 9.9 m^2
V a	3 5 1 3 6.9 m^3

表 3.6.2.4. 設計条件(コンテナ船型)

	通常型	二重反転
船速 (KNOTS)	22.63	22.63
回転数 (RPM)	110	110 101
DHP (PS)	25243	—
EHP (PS)	18430	18430
伴流係数	0.818	0.804 0.818
プロペラ直径 (M)	6.8	—

表 3.6.2.5 試設計の結果(コンテナ船型)

	通常型	二重反転(1)	二重反転(2)
プロペラ直径 (FORE)	6.8	6.3	6.8
(AFT)		5.989	6.519
回転数 (RPM)	110	110	101
(FORE)		4	4
(AFT)	5	5	5
翼数 (FORE)		0.415	0.358
(AFT)	0.745	0.468	0.395
展開面積比		0.703	0.729
単独効率 η_o	0.719	0.703	0.729
推進効率 η_D	0.728	0.724	0.738

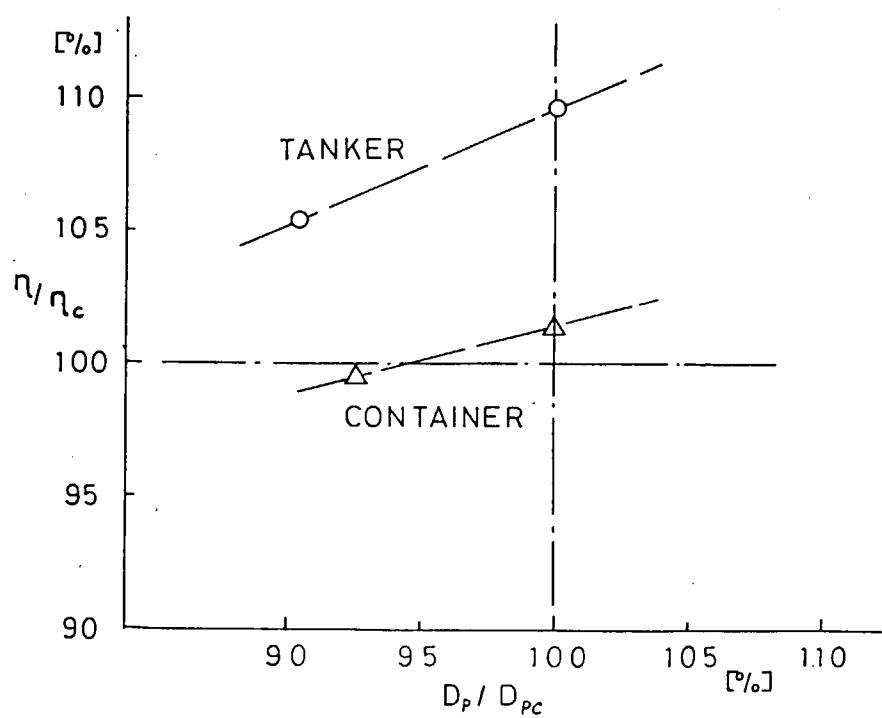


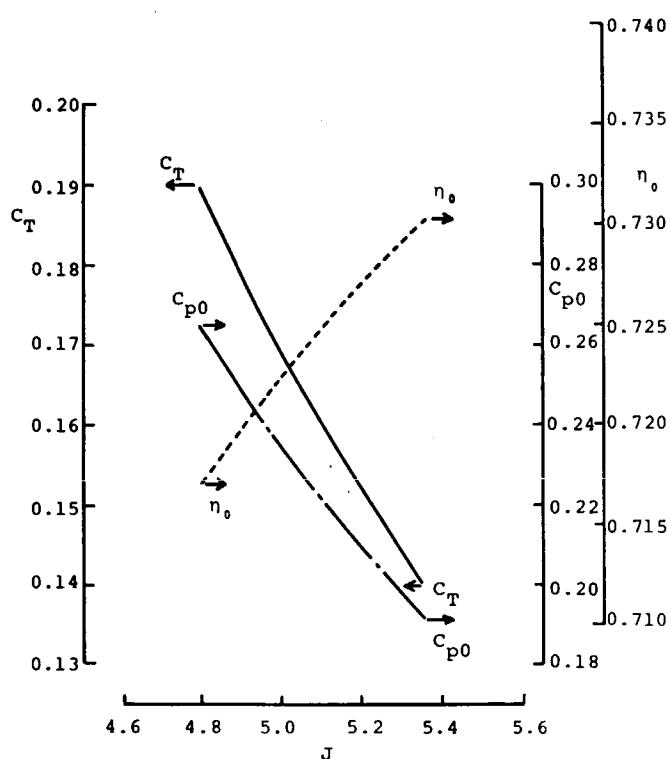
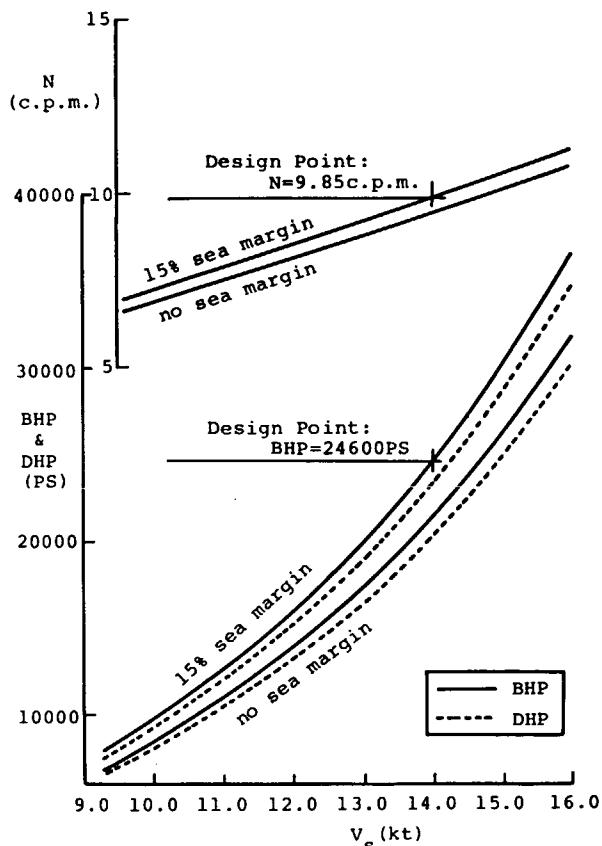
図 3.6.2.1 試設計結果の比較(タンカー船型とコンテナ船型)

表3.6.3.1 振動翼主要目

翼断面形状 翼平面形状 弾性部 翼弦長 (C) スパン長さ (S) 弾性部ヤング率 (E)	NACA 63A015 矩形 翼弦中点より翼後縁まで 7.0 m 49.0 m 3.00×10^6 Pa
弾性部無次元ヤング率 (E^*) (船速14 kt.)	112.96

表3.6.3.2 翼の運動条件

剛体翼	弾性翼
ヒーピング振幅 (H)	4.2 m
ピッチング振幅 (α) ピッチングのヒーピングに対する位相遅れ角 (β)	15.0° 105.0° 19.7° 104.0°

図3.6.3.1 弾性振動翼単独性能曲線;
 $E^* = 112.96$, $V_s = 14.0$ kt. 用図3.6.3.2 $V_s \sim BHP$, $DHP \sim N$ curves; 剛体翼

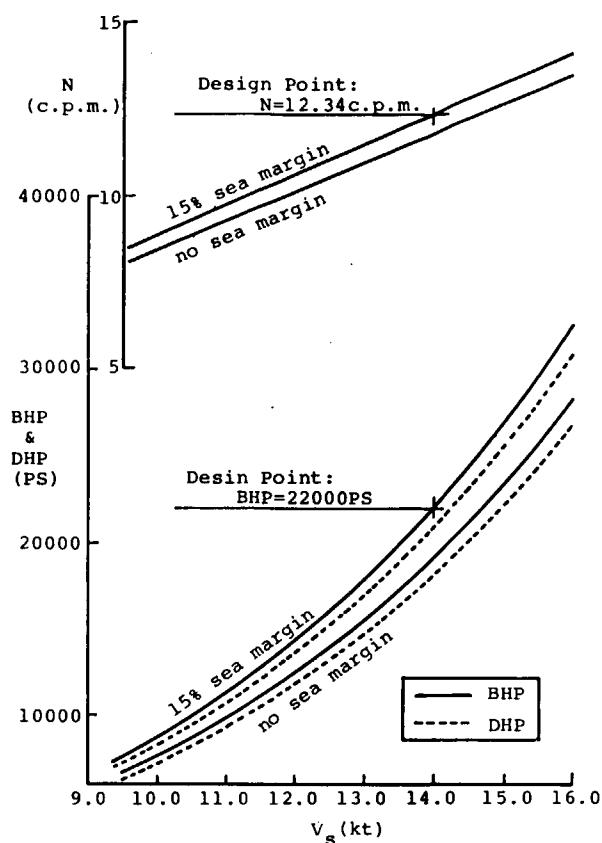


図 3.6.3.3 $V_s \sim BHP, DHP \sim N$ curves ; 弾性翼

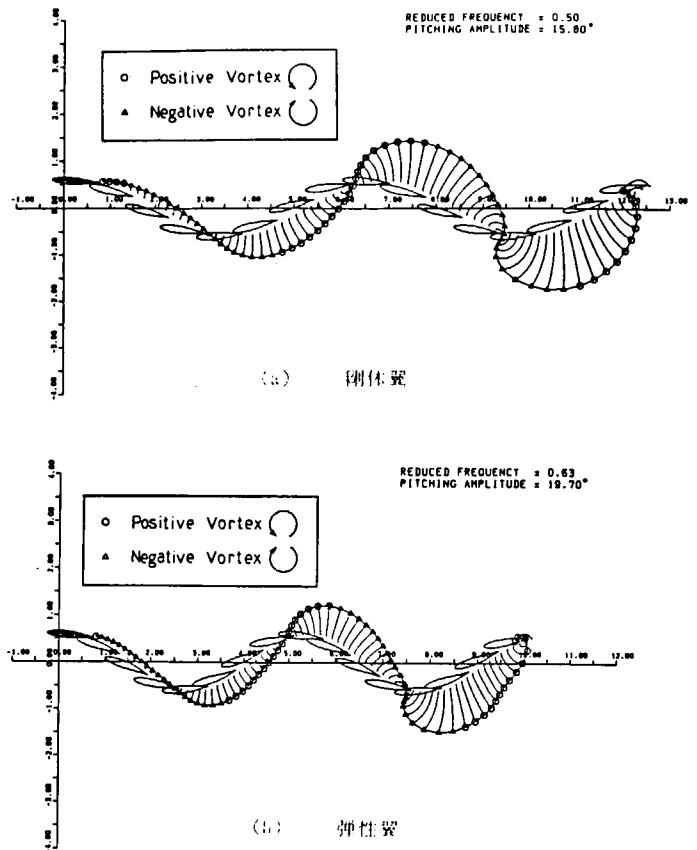


図 3.6.3.4 翼運動と後流渦の様子

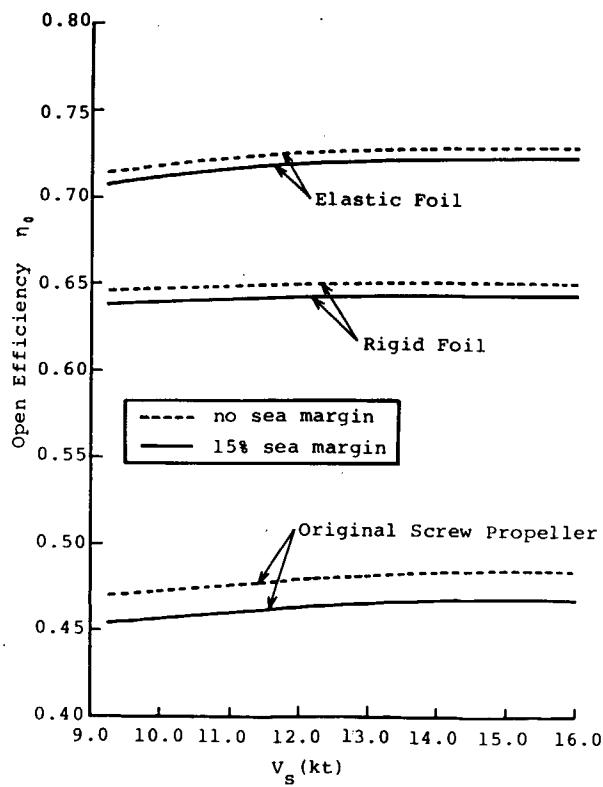


図 3.6.3.5 船速による単独効率の比較

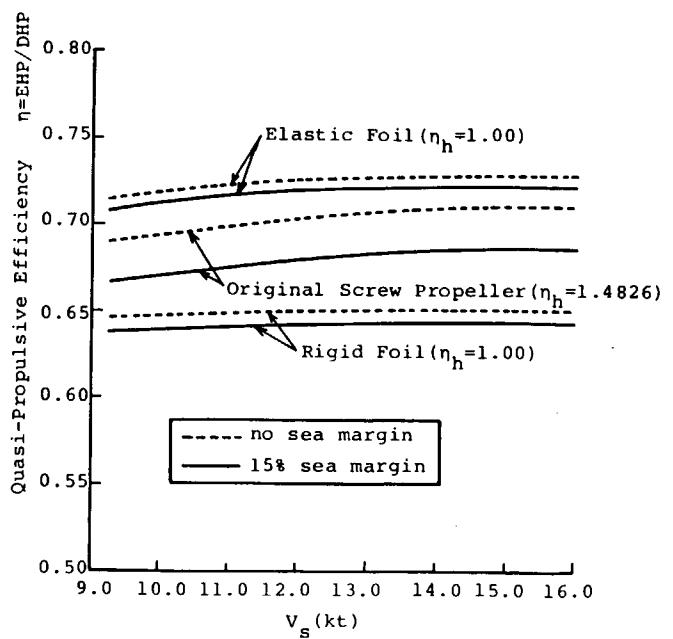


図 3.6.3.6 船速による推進効率の比較

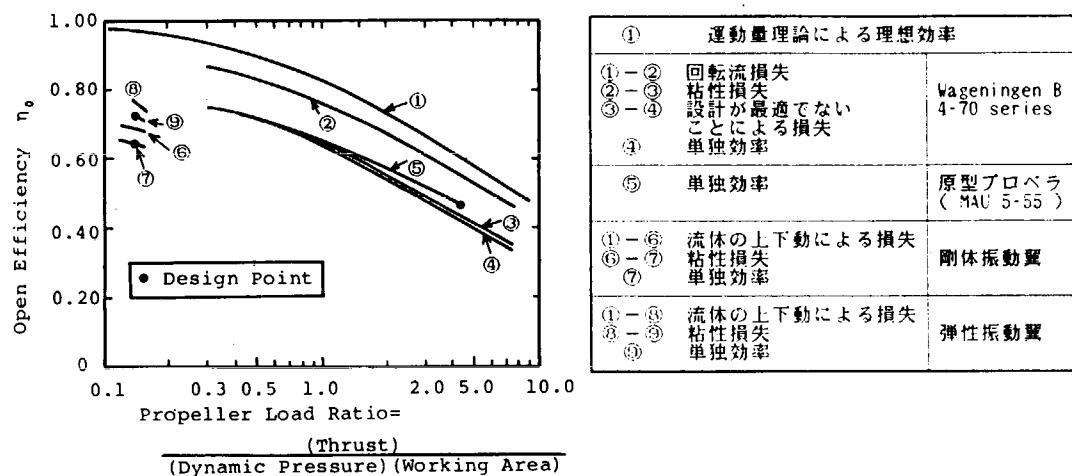


図 3.6.3.7 荷重度による効率の変化

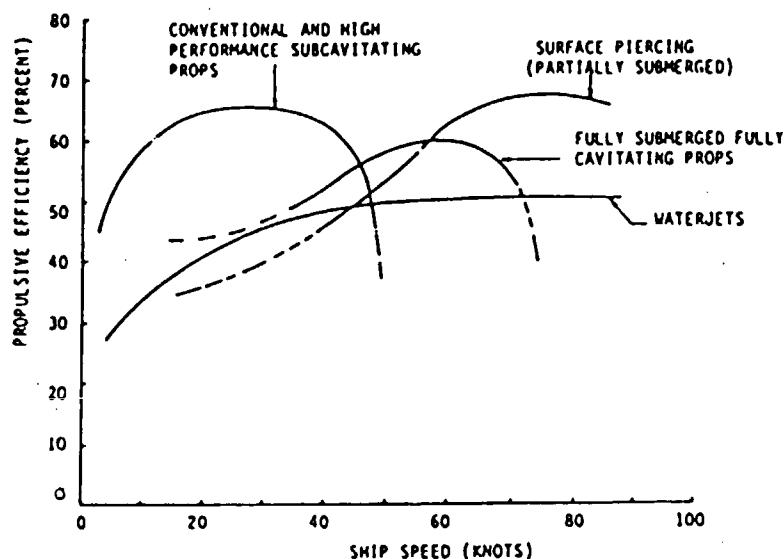


図 3.6.4.1 各種プロペラの効率と船速の関係

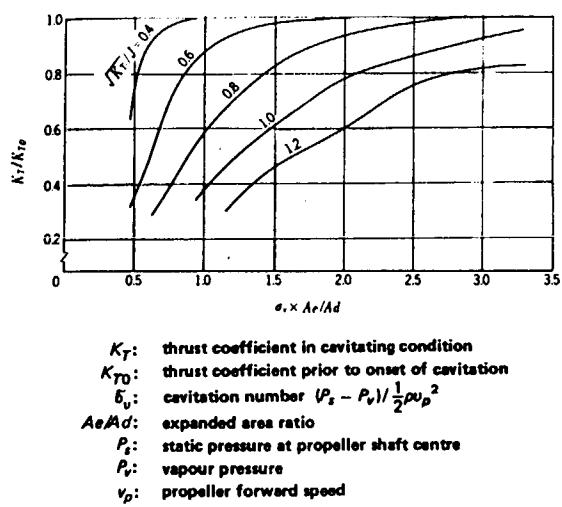


図 3.6.4.2 キャビテーション発生時の推力係数の変化

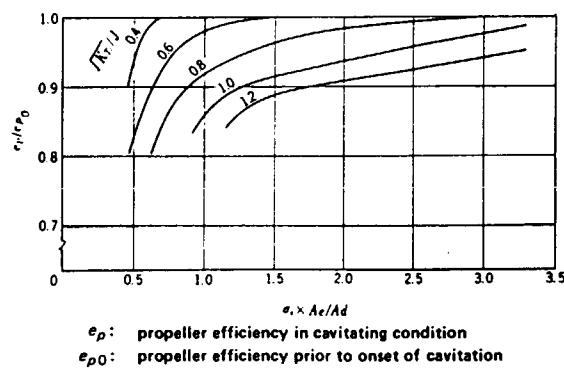
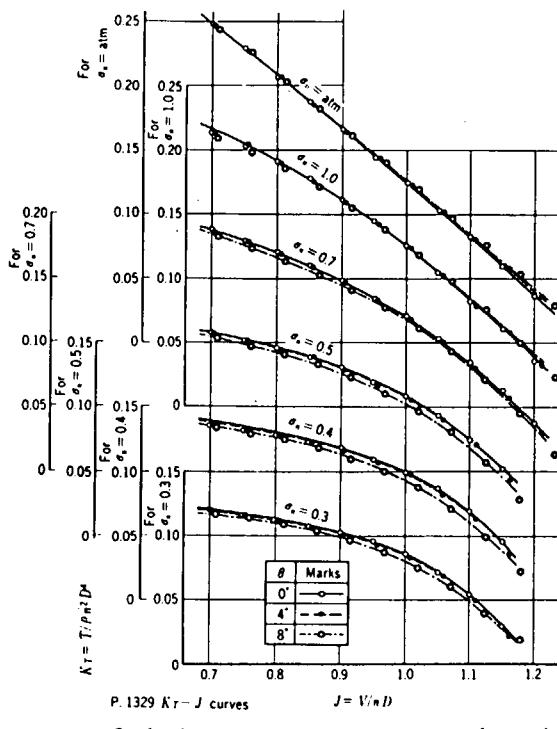
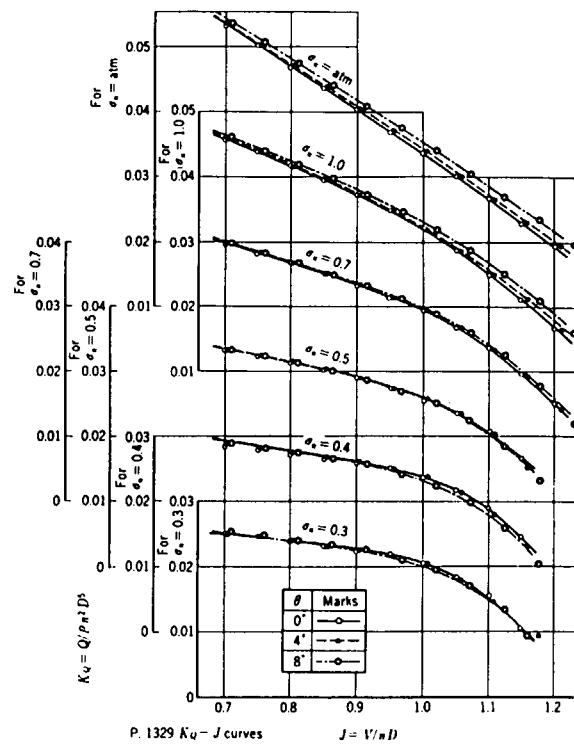


図 3.6.4.3 キャビテーション発生時のプロペラ効率の変化



Cavitation test results in oblique flow (K_T-J)

図 3.6.4.4 斜流中のキャビテーションテスト



Cavitation test results in oblique flow (K_Q-J)

図 3.6.4.5 斜流中のキャビテーションテスト

表 3.6.4.1 キャビテーションによる性能変化がある場合の試運転解析

Date of sea trial	
Sea state	
Measured mile	
Main machinery output	
V_s N_p SHP Δ	total shaft horsepower
Trim Angle	
$v/\sqrt{g \cdot V_n^{1/3}}$	$v = V_s \times 0.51444$
Shaft Torque Q'	
Frict. Torque $\Delta Q'$	
Prop. Torque $Q = Q' - \Delta Q$	
$\rho n^2 D^3$	$n = N_p/60$
K_a	$K_a = e_p K_{00}$
J	
w_s	$e_i = (1-w_m)/(1-w_s)$
e_i	
K_T	2-shaft case
$2T$	
t	
R_s	
ΔR	
$R_n = R_s - \Delta R$	appendage & wind resistance
$C_n = R_n / (\rho/2) v^2 V_n^{2/3}$	
C_m	
$C'_f = C_n - C_m$	
$C_f = C'_f / (S_n / V_n^{2/3})$	
$\log_{10} v L_{WL} / v$	
ΔC_f	

analysis of operating points with performance variations due to cavitation

①

ΔC_f mean	mean of ①
C'_f	$C'_f = (C_f + \Delta C_f) \times S_n / V_n^{2/3}$
C_n	$C_n = C'_f + C_m$
R_s	$R_s = R_n + \Delta R$
$2T$	
K_T	$J_s = v/nD$
J_s	from fair curve of w_s in preceding column
w_s	$J = J_s(1-w_s)$
J	
K_{T0}	②
K_{00}	③
K_T/K_{T0}	
K_0/K_{00}	
e_p/e_{p0}	
$\delta_v(Ae/Ad)$	
$\sqrt{K_{T0}/J}$	
K_T/K_{T0} (Cav. Test)	④
e_p/e_{p0} (Cav. Test)	⑤
K_{KT}	$K_{KT} = ②/④$
K_{Ep}	$K_{Ep} = ③/⑤$

analysis of operating points without performance variations due to cavitation

表3.6.4.2 対象船の主要自表

L _{PP}	12.5 m
B	3.6 m
D	1.6 m
a	0.55 m
Δ	9.5 Ton
V _S	24.0 knots
N	2800 RPM
SHP	200 PS
w	0
t	0.05
Number of Shaft = 2	

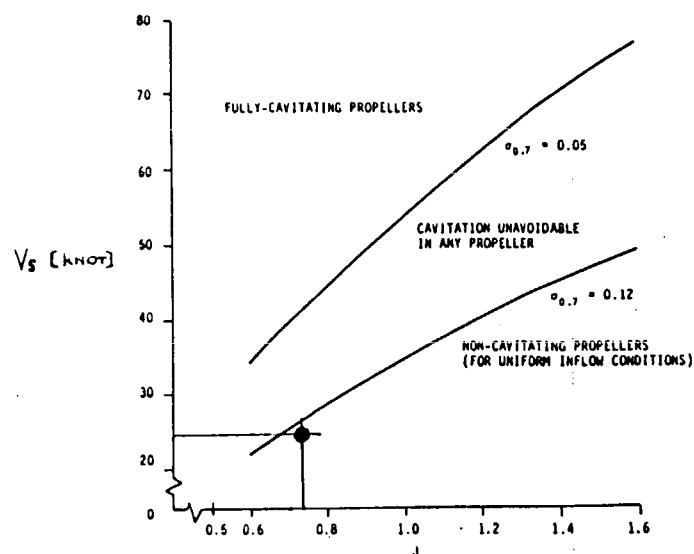


図3.6.4.7 キャビテーション状態の推定(1)

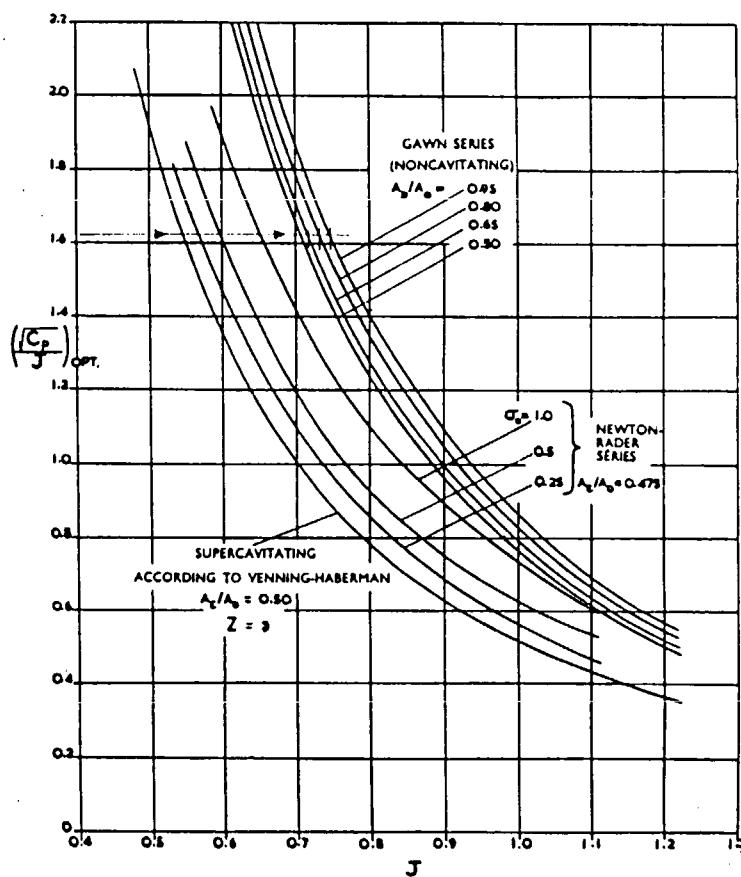


図3.6.4.6 直径の推定チャート(4)

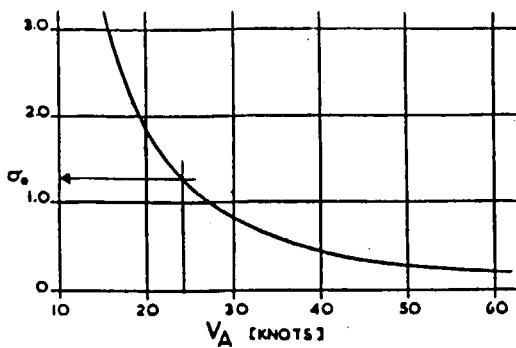


図 3.6.4.8 σ_0 の推定 [4]

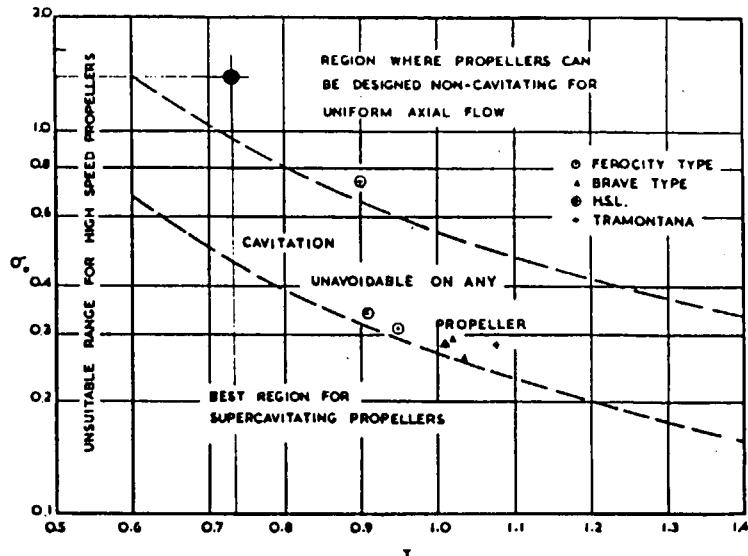


図 3.6.4.9 プロペラの選定 [4]

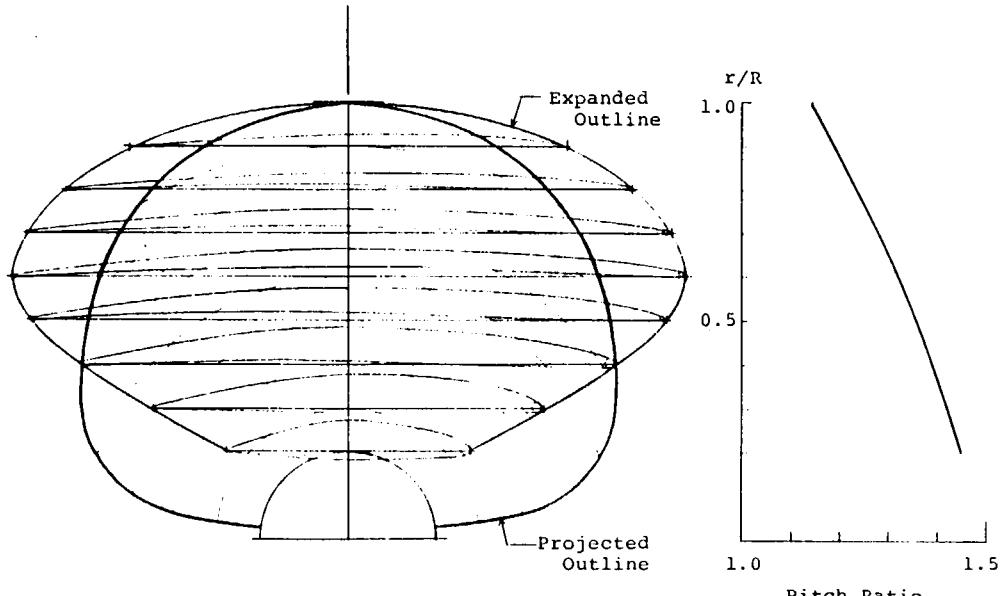


図 3.6.4.10 試設計プロペラ

表 3.6.4.4 翼弦長, キャンバー,
翼厚及びピッチ分布

表 3.6.4.3 試設計プロペラ要目

Particulars of the Propeller	
D	360 mm.
Ae/Ao	0.89
Bossratio	0.2
H/D (0.7R)	1.267
Section	NACA66, $a=0.8$
z	3

	Chord	Camber	Thickness	Pitch
r/R	ℓ (mm)	mx/ℓ	tx/ℓ	H/D
0.2	100	0.0400	0.170	1.445
0.3	160	0.0340	0.094	1.426
0.4	220	0.0250	0.059	1.403
0.5	260	0.0190	0.04	1.375
0.6	276	0.0140	0.028	1.326
0.7	264	0.0110	0.022	1.287
0.8	232	0.0085	0.017	1.246
0.9	180	0.0075	0.012	1.220

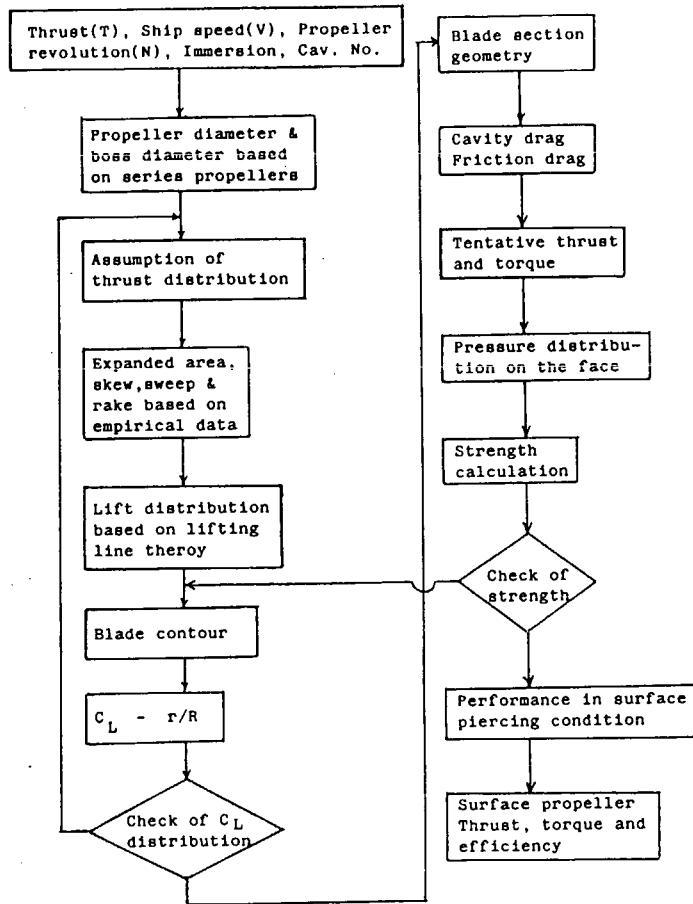


図 3.6.4.11 サーフェスプロペラ設計のフロー

表 3.6.4.5 スーパーキャビテーションプロペラデータ

	SC propeller									
Diameter (mm)	250.0									
Pitch ratio	0.900 1.070 1.200 1.200 1.180									
Expanded area ratio	0.602 0.602 0.602 0.601 0.600									
Boss ratio	0.2000									
Blade thickness ratio <i>t/c</i> 0.7R	0.0612 0.0612 0.0612 0.0646 0.0855									
Blade form	SC									
Blade number	3									

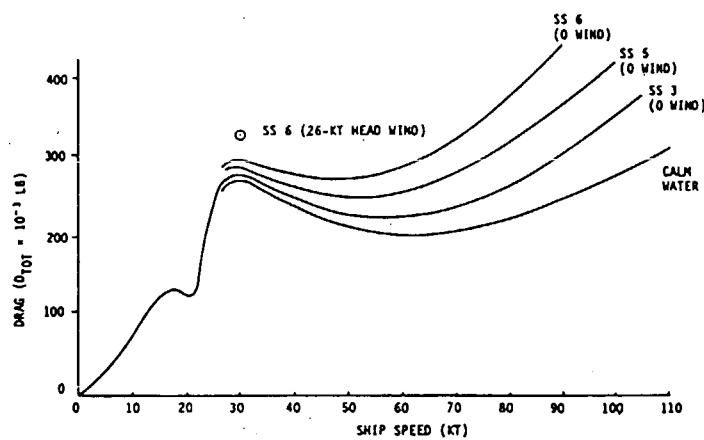


図 3.6.4.12 2,000トンSESの抵抗曲線

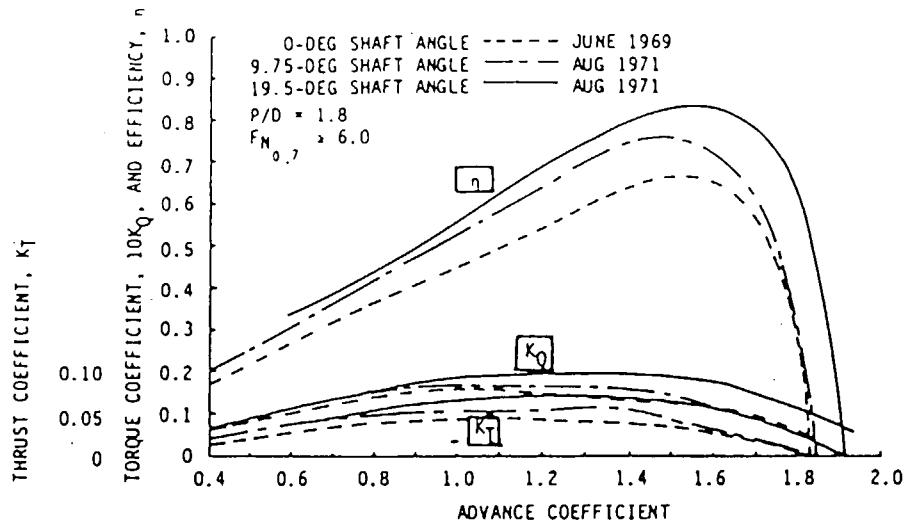


図 3.6.4.13 没水度 33 % の場合のプロペラ特性

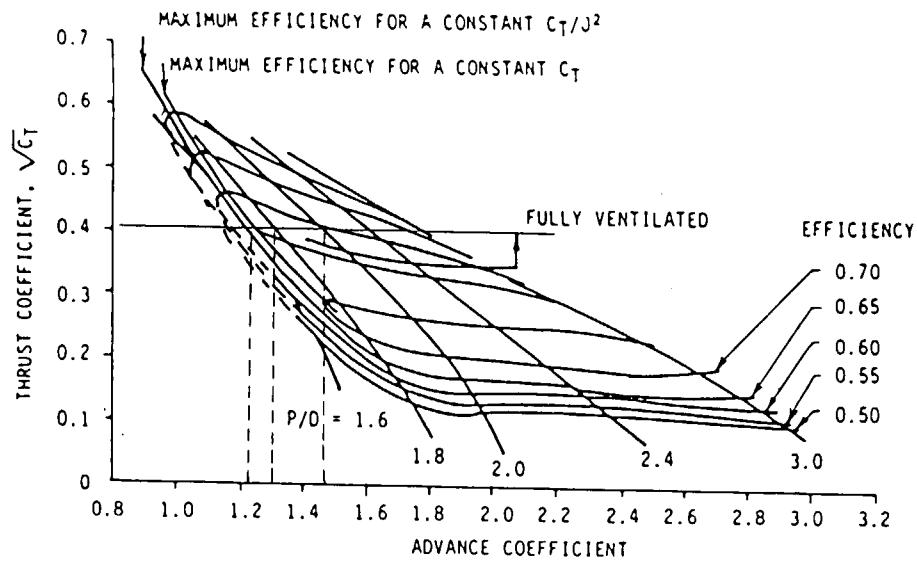


図 3.6.4.14 没水度 50 % の場合のプロペラ特性

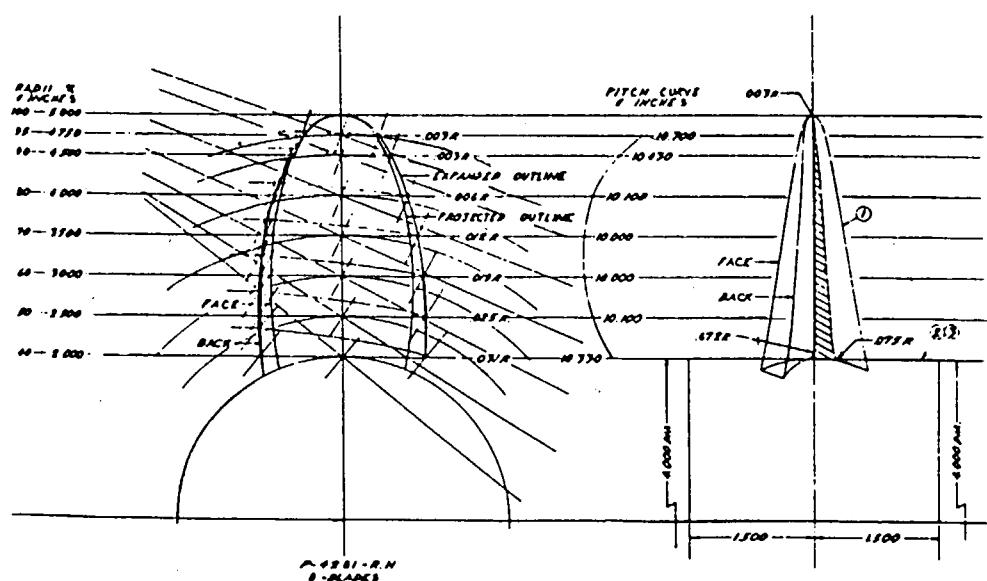


図 3.6.4.15 サーフェスプロペラの形状図

3.7 結 言

本章では調査と試設計を通じて、各種推進器の特徴や可能性・限界について考究している。また理論的研究についても主として通常プロペラについて調査結果を述べている。本章で得られた結果を要約すると下記のようである。

(1) 現在考案されている31種の各種推進器について、その特徴、機構、長所、問題点、実績などについて述べた。

これまで文献等に示されている、ほとんどすべての推進器について、総合的に取り上げ評価することが出来た。

(2) 推進器の高効率化（省エネルギー化）は現在、最も重要な項目であるが、そのためには下記の事柄が重要である。

(a) 推進器の作動断面積を出来るだけ大きくして、大量の水を少し加速すること。

(b) 推進器翼面の粘性抵抗を減少させること。

(c) スクリュープロペラでは、プロペラ後流に捨てられる水の旋回エネルギー損失を減少させること。

特に(a)はその中心的原理であり、水を加速してその反力を推進力とする推進器では、到達可能な最大効率は荷重密度で決ってしまう。このことは、まったく異った形式のように見える推進器、例えばMHD推進器でもそのまま当てはまる。

上述の(a)、(c)についてはすでに種々の工夫がなされ、新形式の推進器が実用化されているが、(b)については困難であり、実用化はむずかしい。

(3) 船の省エネルギー化を考える場合、推進器の単独効率ばかりではなく、船体との干渉、すなわち自航要素についても十分考察する必要がある。推進器の作動断面積を大きくすると単独効率は向上するが、一般に自航要素は低下し、両者のかね合いとなる。

(4) 試設計の対象船として $L_{pp} = 300\text{ m}$ 、排水量約24万tのタンカー船型を選び、設計速力14ノットとして、15%シーマージンを考えて低回転大直径プロペラ、二重反転プロペラ、振動翼推進器の3種について試設計を行った。なお船尾形状の変化などによる抵抗、自航要素の変化は伴流係数を除き、ないものと仮定している。

(a) 大直径プロペラでは直径11m附近で、最も省エネルギー効果が得られ、それより大直径ではバラスト状態での喫水を増さなければならぬことから生じる馬力増加量が大きくなるため、総合的な省エネルギー効果は劣化する。

(b) 二重反転プロペラでは原型プロペラに比べ、満載状態で推進効率が約+5%（同一回転数条件）および約+10%（同一直径条件）向上している。

(c) 振動翼推進器は、巾4.9m、コード長さ7mの翼を上下に両振巾で8.4m振動させるものとして設計した。スクリュープロペラに比べ、作動断面積を格段に大きくとれるため、単独効率は絶対値で+15～27%（相対的には+37～54%）と大巾に増加するが、船殻効率 η_h は1より小さくなることが予想される。この場合、推進器を船体から離れた所で作動させる方が有利になる。このような条件（ $\eta_h = 1$ ）で推進効率を比較すると翼後半部を弾性体にして性能向上を計ったとしても、効率向上は約+5%にすぎなくなる。

(d) まとめると下記のようになる。

	プロペラ直径	推進効率	
原型プロペラ	8.4m	—	（基準）
大直径プロペラ	11m	約+9%	（Full と Ballast の平均）
二重反転プロペラ	7.6m	約+5%	（Full）
	8.4m	約+10%	（Full）
振動翼推進器	4.9m×8.4m	約+5%	（Full）

(e) 大直径プロペラは原型プロペラと同じ5翼で設計しているが、翼数を減らし、小翼数低回転大直径プロペラに

すればさらに効率向上が期待出来る。さらに二重反転大直径プロペラとして、両者の効率向上を加え合わせることも可能である。

(f) 二重反転プロペラについては $L_{pp} = 19.5\text{m}$ 、排水量約 36000t のコンテナー船でも試設計をおこなったが、ほとんど効率向上はなかった。

(5) 小型高速船用プロペラの試設計としては、下記の2種について行った。

(a) 30ノット以下の通常プロペラが使用出来る範囲での試設計。具体的には $L_{pp} = 12.5\text{m}$ のハードチャイン型2軸高速艇について設計速力24ノットで設計し、プロペラ単独効率 $\eta = 0.652$ が得られた。

(b) 60ノット以上の領域で高性能が期待されるサーフェスプロペラの試設計。具体的には80ノットを目標とした 2000トンSES について設計し、没水30%、ピッチ比1、8の時、 $\eta = 0.705$ が得られた。

以上の結果から超高速艇にはサーフェスプロペラが有望であるとの結論が得られた。

(6) プロペラ理論の研究の動向については、理論の精度向上のためには下記の事柄が重要であることを指摘している。

(a) 翼端の剥離流の的確なモデル化と解析法の開発

(b) 翼面境界層の厳密な計算

(c) プロペラ周りの流場の調査、特に自由渦に関して

(d) 非定常特性の理論の確立

(e) キャビテーションの適当な表現とモデル化

(7) プロペラ設計の理論の応用については、プロペラ揚力面理論が十分な精度で設計に利用出来る段階になったこと、推進性能の向上ばかりでなく耐キャビテーション性能の向上をも考えた理論設計法が試みられていることを述べている。

(8) プロペラ設計チャートについては、現在公表されているものを、ほとんど網羅し、通常プロペラ4種、可変ピッチプロペラ3種、ダクトプロペラ3種、高速船用プロペラ3種について、文献を検索出来るようにしている。

(9) プロペラ翼強度およびプロペラ材料については、最近の日本海事協会の活動を中心に解説している。自動車専用船プロペラの折損事故の発生により、変動応力の重要性が認識されるようになったこと、従来の疲労試験法が必ずしも適切でなかったことが述べられ、またハイリースキュード・プロペラの強度上の諸問題についても言及している。

(10) プロペラの尺度影響については、その修正法として、Lerbsの方法、ITTCの方法、Varsamovらの方法が紹介されている。

(11) プロペラの汚損経年変化については、まず粗度の定義が種々異なるものが使われており、誤解しやすいので注意が必要であることを指摘し、さらに通常の定義の粗度の他に、“きめ”(Texture)なる新しい量を導入するとプロペラの粗面の状態がうまく表現出来ることを述べている。

さらに粗度が増加することによってプロペラ性能がかなり(4~5%程度)低下する可能性があり、研磨の重要性を指摘している。

以上述べたように本章では推進法について、広範な調査をおこない、さらに試設計を行うことによって、各種推進器の将来の可能性と限界についてかなり具体的に言及することが出来た。以上の調査によって推進性能の向上のためには、ここに述べられた各種推進器の長所をのばし、問題点を克服するための地道な努力が最も必要であることが明らかとなった。

また新形式の推進器を実用化するにあたっては、実船に装備した時の精度のよい性能推定が出来ることが是非とも必要であり、そのための基礎研究は緊急の課題であると思われる。

4. 実船性能推定上の問題点

実船性能の推定は過去における実船あるいは水槽試験の data bank を利用する場合と直接そのための水槽試験を行つて推定する場合があるが、いずれにせよ推定上の問題点を

- 1) 水槽試験
- 2) 実船試運転
- 3) 推定方法および相似則

と分けて考えることができる。

実船性能の推定には従来より流体力学の成果が絶えず取り入れられてきた。近年、造波抵抗理論、粘性抵抗理論のめざましい進展を実船性能の推定に積極的に応用する気運が拡がりつつあり、ここにもまた新たな問題がある。

4.1. 水槽試験に関する問題点

実船性能推定のための標準的な水槽試験の試験技術は我が国の各試験水槽ではほぼ確立されていると言つて過言ではない。

標準的な水槽試験の philosophy や方法については試験水槽委員会や過去における S R の研究部会を通じて深められると共にかなり統一されて現在に至っている。試験の精度や誤差に関しても図 4.1.1 のような詳細な項目につき実験的あるいは計測理論的に対象がとられた結果、工学的な試験というよりむしろ物理実験的にまで精度は向上してきている。例えば抵抗・自航・プロペラ単独試験における抵抗やスラストの計測値の相対誤差が D H P の算定に及ぼす影響を計算したものが表 4.1.1 である。各要素の D H P への影響にはかなり差があるが、それぞれの計測精度の差や相関あるいは解析の過程で相殺されるものもあること等を考慮して見る必要がある。P. O. T. I における K_T の影響が意外と大きいことは注目に値する。いずれにしても実船馬力の推定精度という立場から計測誤差を見るという意味で興味深い。

一方、水槽試験の困難さは絶対的な真の値を知らないまま計測値の誤差や精度を追及しなければならない点にある。絶対真値を知らないで水槽試験の正しさを根拠づけるためには短期や長期の再現性試験と異った水槽における再現性試験、あるいは geosim による試験によるほかはない。

現在の標準的な水槽試験の再現性について山崎（禎）、津田がある水槽の事例をまとめた結果によると図 4.1.2～5 のようになっていて試験の複雑なわりに再現性は極めて高いと言える。しかしこの図の横軸の deviation を少しでも小さくする努力がなお続けられるべきであろう。図 4.1.2 の全抵抗 r_T の deviation は ±1% 以下であるがそれから相当平板の摩擦抵抗を差し引いた r_R は ±3%、造波分を差し引いた form factor K にすると ±4% 程度の deviation になることは注目に値する。将来差し引くべき摩擦抵抗は相当平板ではなく三次元境界層理論による計算値になり、また差し引くべき造波抵抗が造波抵抗理論により計算されたものになるとき r_R や K の deviation がより小さくなることが望まれる。図 4.1.5 は抵抗、自航要素から計算された実船馬力の偏差の度数分布である。これによると E H P は ±1%、 η_s は ±2%、D H P は ±3% であり D H P の精度向上のためには自航要素の精度向上が先決であると言える。

多くの水槽が参加する同じ模型船による水槽試験は従来もときおり実施されて成果を挙げてきたが、今後も機会あるごとにより綿密な共通の手順によって行なわれ、各水槽固有の試験方法や解析方法の確認あるいは可能ならば blockage 修正や乱流促進の共通化などもできればよいと思われる。持ちまわりの水槽試験は事情が許せば一隻の模型船でなく、geosim の数隻であるとより有意義であろう。

水槽試験を実船性能推定の問題として見なおすとき、抵抗成分や自航要素の分離の考え方と分離測定法の適否が実船性能推定と大きく関係する。従って現在の conventional な方法での推定精度の範囲とか限界も存在する筈で、我々はこの限界近くまで到達しているとも言える。これを越えるためには各抵抗成分や船体・推進器・舵の相互干渉

などの実験を行い、conventionalな方法の精密な検討を続けなければならない。この意味では船体表面に作用する圧力を計測して圧力抵抗を求める実験などは後流計測とともにもっと試みられるべきであろう。

ここでは水槽試験の個々の試験に関することについては触れられないが、しかし模型船における推力の2値現象だけは挙げておかなければならない。この問題は現在現象的にはかなり明らかになりつつあるが、なお発生のmechanismについては判っておらず緊急に研究を要する。

4.2 実船試運転に関する問題点

実船性能の真値を知ることは試運転を行っても容易でなく、水槽試験で模型船に関する計測の真値をうることより一層困難である。その理由は海象・気象の外乱の存在のみならず試運転の目的そのものにも存在する。

実船試運転の目的としては一般に次の4項目が上げられる。

- (1) 船主と造船所間で交わされた契約事項(速力、回転数、馬力)の確認。
- (2) 今後の新船設計のためのデータを得ること。
- (3) 実船馬力推定改良のためのデータを得ること。
- (4) 運航に使用し得る資料を得ること。

推定性能を確認し実船性能推定のためのデータを得たいという設計の立場からは(2)、(3)を目的とする performance trialの面から詳細、精密な試運転が要請されるが、それには時間と費用がかかる。一方船を造って売るという会社の経済的な立場からは(1)を目的とした acceptance trialの面が要求される。戦後の歴史を振り返ってみると実際の試運転はこの2つの面の間で揺れ動いて来たように見える。すなわち、タンカーの大型化が急速に進み、かつ大型の bulbous bow が出現した時期にはそれまでの correlation がすっかり崩れたので、performance trial の必要性が強調された。しかし大型タンカーの correlation に一応の目途がつくと大型化による試運転経費の増大を抑制するために試運転の簡略化が強く要請されるようになって振子は acceptance trial の方向に大きく揺れ始めた。その後抵抗推進シンポジウム(昭43)等を通して performance trial の必要性が強調されたが、造船不況を経験する過程を通して造船所ではあらゆる面で厳しいコストダウンが要請され、試運転も acceptance trial の方向に振り切ったまま現在に至っているように思われる。いずれにしても(1)の契約事項の確認が最重要であることは当然であるが、(2)、(3)の目的を軽視すると成績のバラツキを生む原因になることに注意しなければならない。

試運転成績の精度を同型船の成績との比較から求めた例を図4.2.1に示す。風、潮流の修正を施した後でも±0.2 knot のバラツキがあり、これは馬力にして±4%程度であるといわれる。この例は多数の試運転のなかでは計測精度が良好な方であろう。試運転成績を標準解析した結果のバラツキの原因の主なものは、標準解析に考慮されていない波浪の影響や修正しきれなかった風・潮流の影響、それに馬力計測誤差が挙げられる。一般に機関の出力を陸上試運転データなどから推定しなければならない場合バラツキは大きくなるので、軸馬力の直接計測の実施とその精度向上対策、及び精度良いスラストメーターの開発が待たれる。試運転の精度向上のためには外部条件、すなわち海気象・潮流の状況を正しく測定する手段を見出すと共に、試験結果に及ぼすその影響を正しく算定する手段を見出す必要がある。

風の影響については正しい風向・風速の測定が第1である。しかし一般には本船装備の風速計が用いられる場合が多く、その設置場所によっては正確なデータを検出し得ないので船体の影響を受けない位置、例えば船体中央デリックポスト頂上に設けることが望ましい。

波浪の状況を知る方法としては気圧配置から風速・風向を予測し、これを波浪理論と結びつけることにより試験海域の波スペクトラムを予測する方法、及び直接波浪の状況を測定する方法が考えられるが実際には簡単ではない。波浪の影響を算定する方法としてストリップ法により抵抗増加を求める方法が有意である。また肥大船に見られる短波長域で

の抵抗増加を船首部からの反射波に基くものと考えて計算する方法〔22〕がある。いずれにしても波浪の状況を正確に知ることが先決である。

潮流の影響については、今後良好な対水速力計などの利用が可能になればその修正精度をあげ得ると思われる。

一方、試運転解析の精度を高めるという立場から標準解析に乗り易いデータを得るために次のような点に留意して試運転が行われることが望ましい。(1)機関出力はできるだけ等間隔であること。(2)往復の回転数は極力同一とすること。(3)出力の設定は progressiveであること。(4)転潮期はできるだけ避けること。(5)計測精度をそのままにして一出力で一往復以上することが必ずしも良い速力試験にはならないこと。

ある実船の性能を真に評価するには、同型船の試運転成績のみならず定期入渠後の継続的な試運転や航海実績なども参考になるであろうが、一般にこれらのデータは得難いのが普通であるし、たとえ入手できたとしても吃水や trim の相違などがあつて解析しにくいのが実状である。

4.3 塗船性能の推定方法(主として相似則)に関する問題点

水槽試験結果から実船性能を推定する方法にはいわゆる直接法($(1 + x)$, K_2 法)との間接法(自航要素に分けた解析的方法)があり、前者は主として英国を中心に、後者は我が国を中心広く採用されている。直接法は簡単な二つの経験係数を整理することにより推定精度を上げようとするのに対し、間接法は物理的意味のある要素に分けて考察し推定精度を向上しようとするものである。ここでは両者共に必要な実船の抵抗の推定についての問題点をまず取り上げ、ついで我が国で広く採用されている間接法についての問題点を記す。

実船性能推定のための船の抵抗に対する考え方は多少の相異はあるにせよ現在は次のように考えるのが普通である。

$$C_t = C_F (1+K) + \Delta C_F + \underset{\parallel}{C_R} \\ (C_w + C_{air} + C_{app}) \quad (4.3.1)$$

このうち△ C_F は模型船では現れなく実船のみに出現し、空気抵抗 C_{air} や副部抵抗 $C_{app.}$ は実船において別途加えられる場合が多い。ここで問題になることは form factor K が現在多くの場合一定として取り扱われているけれど実際は Reynolds 数と、そして部分的には Froude 数の関係となっていることである。また△ C_F については多くの場合、類似船の試運転成績をある仮定のもとに逆解析して求めた経験値（その一つの集積を図 4.3.1 に示す）あるいは correlation 用の Bowden の式などを用いており、真の粗度による抵抗とは意味が異っている。すなわち試運転成績から解析された△ C_F には、水槽試験及び試運転の計測誤差、実船性能推定法（この場合は間接法）及び試運転解析法そのものから生じる誤差等が集積されており、物理的な意味での粗度修正というよりも実用的な相関係数として考える方が現実的であるとも言える。図 4.3.1 の△ C_F のバラツキを馬力の相対誤差に換算すると±6%程度となる。

水槽においてFroude数を合わせて模型船の全抵抗を計測し、それからReynolds数の関数となっている部分を分離し、実船用にscale upして実船の全抵抗を組み立てる場合、form factor Kと ΔC_F の不明確さはいつも問題となつておらず、いまだに誤差の原因としてあげられている。この問題の解決のためには、Kや ΔC_F の直接的な研究は勿論のこと、抵抗成分のいろいろな分離方法、成分の研究を行う必要がある。特に満載状態以外のKについては早急に検討を行う必要がある。SR 171(昭52)のアンケートによれば、バラスト状態に3次元外挿法を採用している造船所は皆無であったが、今回実施したアンケート調査結果(詳しくは4.4で述べる)によれば、多くの造船所で3次元外挿法が採用されている。しかしバラスト状態のKの推定についてSR 171で指摘された問題点(資料整理の問題、Kの定義の問題、実船との相関の問題)[4]は未だ解決されているとは言えない。

実船の馬力推定の間接法はいわゆる thrust identity の方法で大略次の通りである。

$$DHP = EHP / \eta_D, \quad \eta_D = \eta_0 \times \eta_R \times \frac{1-t}{1-Wts}, \quad e_i = \frac{1-Wtm}{1-Wts} \quad (4.3.2)$$

水槽試験において抵抗試験から EHP を、プロペラ単独試験から η_0 を、自航試験から $1 - t$, $1 - W_{tm}$, η_R を求めて実船馬力の推定を行う場合、 η_0 , t , η_R には scale effect が無いと仮定するのが普通である。しかしながらこの仮定の検証はほとんど行なわれていない。これらの scale effect を確かめるためには実船用プロペラの open test, 実船推力の計測などかなり大規模で困難な実験を必要とするけれど、機会を求めて充分な準備の下に実施すべきであろう。一挙に大きな実船につきこれらの実験を行う以前に小さな実船で予備実験を行うことが望まれる。

wake の scale effect e.iについて試運転成績を逆解析して求めておくのが普通で図 4.3.2 にその一例を示す。近年船舶流体力学の進歩により三次元境界層理論を応用した e.i の推定方法が開発されつつあり、この点に関しての推定法については期待が持てそうである。図 4.3.2 の e.i のバラツキをプロペラ回転数の相対誤差に換算すると ± 2.5 % 程度となる。この e.i についても図 4.3.1 の $\triangle C_F$ と同様に計測や解析法の誤差も含まれていることも念頭に置く必要がある。

以上記した比較的 popular な問題点のほかに conventional でない推進装置を持った船、たとえば nozzle propeller の船、あるいは 2 軸船の場合の性能推定などは未だ容易でない。また舵の推進性能に対する影響や副部抵抗の問題なども研究が待たれるところである。

本節のむすびとして特に次の二点について記すべきであろう。

第一は水槽試験と実船試運転とそれを結ぶ相似則や解析方法の精度の matching のことである。外乱その他の理由でどうしても試運転計測の精度が低くなりがちであるが、この精度を向上させることが実船の性能推定精度の向上の鍵になる。

第二は新らしい学問的成果と従来の豊富な data による推定技術との matching の問題である。これは例えば現在実船の抵抗推定をいわゆる二次元外挿法と三次元外挿法を併用しているように、合理的と考えられる新らしい方法を従来の多数の data に対しても試みて再検討する必要がある。このためには従来の data の storing の方法を工夫し、解析方法の変更に応えうる形式で計算機を用いる必要があろう。

4.4 バラスト状態の実船性能推定に関するアンケート調査

バラスト状態の実船性能推定方法の現状とその問題点を把握するために S R 200-13 の構成メンバーの範囲でアンケート調査を実施した。設問およびその回答結果は次の通りである。設問については、もっと適切な問もあるかと思われるが、各社のノウハウ等の制約から比較的無難な形式とせざるをえなかつた。それを補う意味で終りの二つの間に自由記述欄を設けた。

調査結果についての概略を記す。

- 抵抗の推定に関しては摩擦抵抗に Schoenherr の式を用い、低速接線法で Form Factor K を定め、3 次元外挿法を用いているところが多い。水槽試験データーが無い場合は直接推定、満載状態からの推定をいろいろ使い分けているところが多い。その場合 Form Factor K、剩余抵抗、 $\triangle C_F$ 、各種自航要素等の推定には独自のチャート又は推定式を用いているという回答が半分ぐらいある。
- 抵抗係数の無次元化については面積に $\nabla^{\frac{1}{2}}$ を用うる回答が S よりやや多いが、多くの場合併用している。Froude 数の長さは L_{PP} 又は L_{WL} をすべてのところで用いている。
- プロペラの単独性能としては没水深度 $I/D = 1.0$ のものを使っているところが多い。
- バラスト状態の実船性能推定上、緊急に研究を進めなければならない項目 3 つを挙げる回答で最も高順位で挙げられているのは Form Factor に関するものであり、それに続いて抵抗・自航性能の相似則、プロペラ単独性能の没水深度影響、船首の問題・トリムの問題、抵抗・自航性能推定チャートに関するものが挙がっている。この設問と最後

の設問（バラスト状態の実船性能推定上の問題）は指摘数や順位に関係なく、すべて今後の研究の参考になると考えられる。

バラスト状態の実船性能推定に関するアンケート調査およびその結果

○内数字はマークされた回答数

各項目について該当する番号に○印を付けてください。（2つ以上でも結構です）

1. 摩擦抵抗算式

通常使用されているのは、下記の内どの式ですか。

- R. E. Froude の式 ①
- G. Hughes の式 ①
- ITTC 1957 Model Ship Correlation Line ④
- その他
- K. E. Schoenherr の式 ⑦
- Plandtl-Schlichting の式 ①

2. 抵抗の外挿法

通常使用されているのは、下記の内どの方法ですか。

- 3次元外挿法 ⑫
- 船型によって使い分ける ⑦
- その他
- 2次元外挿法 ③

3. 水槽試験における Form Factor (K) の決定法

下記のどの方法を使用されていますか。

- 低速接線法 ⑯
- Prophaska の方法 ②
- 造波抵抗理論の利用（方法名又は文献名：SR171 Rept(1979) ①
- 波形解析の利用（方法名又は文献名：
- その他（Prophaska 法の拡張（I H I 技報）②
- Hughes の方法 ①

4. 当該船の水槽試験データが無い場合の推定法

下記のどの方法を使用されていますか。

- バラスト状態の抵抗・自航要素を推定して計算を行う。⑦
- 満載状態の性能に、排水量、吃水、トリム等の修正を行って、バラスト状態の馬力を直接推定する。②
- 上記の方法を使いわける。④
- その他

5. 当該船の水槽試験データが無い場合の抵抗・自航要素の推定法

（チャート又は式による直接推定及び、類似船のデータから推定する場合）

5.1 Form Factor (K) の推定法

下記の内、どの方法を使用されていますか。

- 公表されたチャート又は、式による。①
- （名称又は文献名：中造工
- 独自のチャート又は式による。⑥
- 公表されたチャート又は、式（名称又は文献：NSMB 回帰式、鳩氏の方法）による満載の値から推定

する。①

- 独自のチャート又は式による満載の値から推定する。④
- その他(類似船のdata, 推定式(多賀野の式)船舶基本設計論のFull Loadをmodify)②

5.2 造波抵抗係数(C_w , r_w)の推定

下記の内、どの方法を使用されていますか。

- 公表されたチャート又は、式による。①

(名称又は文献名:

- 独自のチャート又は式による。⑦
- 公表されたチャート又は、式(名称又は文献名:N S M B)による満載の値から推定する。①
- 独自のチャート又は式による満載の値から推定する。④
- その他(類似船のdata. 多賀野の式)①

5.3 剰余抵抗係数(r_r)の推定

下記の内、どの方法を使用されていますか。

- 公表されたチャート又は、式による。②

(名称又は文献名: SR. 45・中造工、船研資料(66). Taylor グルトハンマー)

- 独自のチャート又は式による。③
- 公表されたチャート又は、式(名称又は文献名:山県・Taylor Gurthammar)による満載の値から推定する。②
- 独自のチャート又は式による満載の値から推定する。③
- その他

5.4 伴流係数($1-w$)の推定

下記の内、どの方法を使用されていますか。

- 公表されたチャート又は、式による。①

(名称又は文献名:

- 独自のチャート又は式による。⑦
- 公表されたチャート又は、式(名称又は文献名:N S M B. 塙)による満載の値から推定する。①
- 独自のチャート又は式による満載の値から推定する。④
- その他(類似船のdata)①

5.5 推力減少係数($1-t$)の推定

下記の内、どの方法を使用されていますか。

- 公表されたチャート又は、式による。①

(名称又は文献名:

- 独自のチャート又は式による。⑦
- 公表されたチャート又は、式(名称又は文献名:N S M B. 塙)による満載の値から推定する。①
- 独自のチャート又は式による満載の値から推定する。④
- その他(類似船のdata)①

5.6 推進器効率比(η_r)の推定

下記の内、どの方法を使用されていますか。

- 公表されたチャート又は、式による。①

(名称又は文献名:

- 独自のチャート又は式による。⑥
- 公表されたチャート又は、式(名称又は文献名:
る。
• 独自のチャート又は式による満載の値から推定する。④
• その他(類似船 data) ②

6. 粗度修正係数($\triangle C_F$)の推定

下記の内、どの方法を使用されていますか。

- 類似船の実績値より推定 ⑦
- 公表されたチャート又は図表により推定。②

(名称又は文献名:

- 独自のチャートにより推定。⑧
- 上記の方法により推定した満載の値から推定。②
- その他(I T T C 1978 Redirection Method.) ①

7. 伴流係数の尺度影響係数(e_i 又は、 ϵ)の推定

下記の内、どの方法を使用されていますか。

- 類似船の実績値より推定。⑦
- 公表されたチャート又は図表により推定。④

(名称又は文献名:矢崎)

- 独自のチャートにより推定。⑥
- 上記の方法により推定した。
- 満載の値から推定。②
- その他(池畠法(関造誌)) ①

8. 抵抗係数の無次元化の方法

8.1 造波抵抗係数の無次元化の方法

下記の内、どの方法を使用されていますか。

- $R_w / (1/2) \rho S v^2$ ⑩
- $R_w / (1/2) \rho B^2 v^2$ ③
- $R_w / (1/2) \rho \nabla^{\frac{3}{2}} v^2$ ⑪
- その他($R_w / \rho \nabla^{\frac{3}{2}} v^2$) ③
($R_w / (\frac{1}{2}) \rho L^2 v^2$)
特別用途

8.2 剰余抵抗係数の無次元化の方法

下記の内、どの方法を使用されていますか。

- $R_r / (1/2) \rho S v^2$ ⑦
- $R_r / (1/2) \rho B^2 v^2$
- $R_r / (1/2) \rho \nabla^{\frac{3}{2}} v^2$ ⑪
- その他($R_r / \rho \nabla^{\frac{3}{2}} v^2$) ③
($R_r / (\frac{1}{2}) \rho L^2 v^2$)
特別用途

8.3 フルード数の定義の方法

下記の内、どの方法を使用されていますか。

- $F_n = v / \sqrt{L g}$ ($L = L_{pp}$ 又は L_{WL}) ⑯
- $F_n = v / \sqrt{B g}$ ⑤
- その他(

9. プロペラ単独性能とプロペラ没水深度（ I/D ）について

下記の内、どの方法を使用されていますか。

- 満載状態と同じプロペラ単独性能（ $I/D = 1.0$ ）を使用。⑩
- バラスト状態の I/D に対応するプロペラ単独性能試験を実施する。
- $I/D = 1.0$ のプロペラ単独性能に対し、 I/D の影響を修正する。
- その他（ $I/D = 1.5$ を標準としている）①

10. バラスト状態の実船性能推定上、緊急に研究を進めなければならない項目を3つ選んで（本アンケートの項目を参考に）列記して下さい。

（回答を分類整理した。◎及び○印は回答の多かったものを示す。）

④ Form Factorに関するもの

- Form Factor の推定法
- Kの合理的な決定法 or 合理的な抵抗分離法
- Form Factor の推定法
- Kの決定法の明確化 or 標準化
- Form Factor 推定の精度向上
- Kについての実験的調査

⑤ 抵抗・自航性能推定チャートに関するもの

- Tank Test Data のない場合の抵抗・自航要素の精度の良い推定方法
- 造波・剩余抵抗係数Kに対する B/d の影響
- 信頼できる初期推定用チャートの整備作成

⑥ 船首の問題、トリムの問題

- 船首碎波が大きい場合の抵抗分離法
- 急峻波発生→breaking→渦形成→乱流→wakeの非線型過程における相似則
- 推進性能に及ぼすトリムの影響
- Bulbous Bow ~ Fore Draftの影響
- 推進性能と最適トリム
- * 抵抗・自航性能のFull LoadとBallast Cond.との関連
 - 抵抗・自航要素（Ballast時）の推定精度向上（特にK, 1-w）
 - 抵抗・自航要素のFullとBallast時の定性的な関係
 - Full LoadのWake分布よりBallast Cond.のWake分布を知りたい
- * ΔC_F に関するもの
 - ΔC_F の推定法
 - ΔC_F の調査（Full Cond.の時との関係など）
 - 船体表面粗度の推進性能に及ぼす影響

⑦ Prop.単独性能の没水深度影響など

- 実船Prop.の単独性能に対する「尺度」「粗度」「没水深度」の各影響の定量的把握
- Prop.単独性能に及ぼす I/D の影響
- 単独試験におけるProp.没水深度の自航要素に及ぼす影響

- Prop.単独性能(尺度影響と I/D)
- Ballast Cond.におけるProp.没水深度の影響
- 推進性能におけるFree Surface Effect

◎ 抵抗・自航性能の相似則に関するもの

- 抵抗の相似則
- 相似則の再検討
- 実船伴流分布の推定法
- 自航要素の尺度影響
- その他
 - 試運転に及ぼす海象、波の影響
 - Ballast Cond.におけるCp - Curve の評価法
 - 船尾流れの不安定現象の解明
 - 簡便・高精度の実船用馬力、推力計測法の開発
 - 自航要素に対する自由表面影響

11. その他、バラスト状態の実船性能推定上の問題点について日頃考えておられる事がありましたら自由にご記入下さい。

- 模型試験と試運転時の載荷状態の一致度の問題、一致しない場合の合理的修正法
- 風浪の影響
- 対水速度計、スラストメーターなど試運転計測精度向上の問題
- Ballast cond.の推定誤差の統計データー(実情がわからぬ)
- 理論や多少複雑な式が介在しても精度の良い馬力推定法を望む
- Ballast Cond.にも適用出来る B/d の大きな船型の Series Chart があれば便利
- 大きな Bulbous Bow の船で低速域の造波抵抗の Hump のあるものの K の求め方
- 実船性能の推定は各社の know how であるから S R で研究するのは困難
- Trial は Ballast Cond. で Tank Test は Full Load での場合が多くこれが性能推定上一つの盲点となっている。
- Trial 解析での波浪の影響に対する修正法
- 抵抗分離が困難な場合、自航試験から直接実船性能推定を研究することも考慮しては? (Prop. 単独性能は必要)
- Ballast 性能推定に使用出来る B/d の範囲をもつ初期推定用チャートの整備が必要
- Fine Ship 特に Hanging Rudder (Mariner - Stern) の場合の抵抗増加原因
- 回答機関会社等名(順不同)(18機関)

明石船型研究所	日立造船	運輸省船舶技術研究所
石川島播磨重工	ナカシマプロペラ	三菱重工
神戸製鋼所	日本钢管	川崎重工
(財)日本造船技術センター	三井造船	大阪府立大学
住友重機	東京大学	横浜国立大学
広島大学	大阪大学	九州大学

番号	論文名	著者	文獻名号	論文の概要	方法	評価又は備考
					E: 実験 T: 理論	
1	「船型開発と試験水槽」 第2章 水槽試験の精度	山崎(株) 津田	試験水槽委員会 第1部会シンボジウム 昭和58年2月	推進性能試験で起る誤差の要因を分析し、ついで計測精度と馬力の推定精度の関連について述べている。さらに、標準模型船を用いた再現性試験の結果を紹介し、自航試験の精度は問題があることを指摘している。	E	
2	「抵抗・推進・シンボジウム」 と抵抗成分の分離	乾宗夫	1968. 6	FORM FACTOR(K)の各種決定法に対する考察と評価。又、軽荷状態のKへの影響因子である船体平均沈下量とトリムに關しても理論的考察を述べている。	E・T	
3	S R 107研究部会 「船舶の速度計測及び馬力推定法の精度向上に関する研究」	委員長 横尾幸一	No. 147 (1972)	対水速度計の実用化に関する研究 抵抗成分分離に関する研究 実船と模型の伴流分布の相關調査	E・T	実船試験を含む
4	S K 171研究部会 「総合輸送効率向上を目指した幅広船型の開発に関する研究」	委員長 乾宗夫	No. 317 (1979)	RO-RO船を中心とし、中・高速領域で、主要目と造波、粘性推進の関係を、理論と11隻の模型船で調べた。	E・T	
5	「船型試験における形状影響係数決定法」	白勢康他	I H I 技報 22巻 2号 (1982)	乱流促進用ブレースタッドの有効高さを計算する方法を提示し、実験結果と比較してその妥当性を確認した。又形状影響係数を求める方法としてProhaskaの方法を拡張した多項式近似法を提案した。	E	

6	[An Extrapolation Method for Ship Resistance Based on the Variation of Sinkage and Trim with Froude Number]	A . M. Ferguson	R I N A (1983)	Trim と Sinkage による船体抵抗の増加を考慮した模型－実船抵抗の外挿法を紹介	E	船体を 3 次元梁(C 形) に置き換え誘導抵抗、又は渦抵抗を与える式を剩余抵抗係数に応用
7	「肥えた模型に現われる不安定現象」	渡辺 恭二	三菱重工技報 V O L . 4 No. 4 (1967 . 7)	自航試験時に現われる自航要素(特に W_T) の 2 値現象の発見、その時の流場の調査とその分類法。	E	
8	「自航試験における不安定現象と線図の関係」	永松 秀一 他	住友重機械技報 V O L . 2 9 No. 8 5 (1981 . 4)	不安定現象と船型との関連を調査、不安定現象の有無を判定する簡便なチャートを紹介。	E	
9	S R 159 研究部会 「新經濟船型開発のための船尾まわりの流場に関する研究」	委員長 笠島 秀雄 昭和 50 年度 ()	昭和 4 3 年頃発見された 8 万トンクラスの肥大船に見られる船尾流れの不安定現象の原因と対策についての研究 昭和 53 年度	昭和 50 年度 肥大船に見られる船尾流れの不安定現象の原因と対策についての研究	E • T	現象の理解は出来たが、発生のメカニズムまでは及ばなかった。
10	「肥大船の速力試運転成績に及ぼす波浪の影響について」	高橋 雄 他	西部造船会会報 第 54 号 (昭和 52 年)	大型肥大船の波浪による速力低下を実験的に調査	E	210 K DWT タンカーの不規則波中自航試験
11	「航海速力の研究」	山崎 芳嗣	造船学会論文集 第 146 号 (1979)	船体汚損、船令、風圧抵抗、波浪中の抵抗増加を考慮した航海速力の実用的推定法を提案。	E • T	
12	“耐航性に関するシンポジウム(第 2 回) ” 「波浪中の馬力増加」	新谷 厚 他	日本造船学会 (1977)	「波浪中の抵抗増加や推進性能」に関する近年の研究概要紹介	E • T	
13	「プロペラ荷重変化と自航要素に及ぼす影響について」	須藤 彩一	関西造船協会誌 152 号 (1974 . 3)	シーアンカーを使用した実船試験を実施しプロペラ荷重変化の自航要素に及ぼす影響を調査。	E	

14	「On some tank test results with a large model propeller 0.95m in diameter」	T. Yamazaki 144号 (1978)	造船学会論文集 144号 (1978)	0.95m径のプロペラによる単独特性、翼面圧力分布、間接法による翼面流れ等の調査、粘性修正を施した揚力面理論による翼面圧力分布が実験値と良く一致した。	E・T
15	「自航特性に対するプロペラレイノルズ数の影響」	津田達雄 (1978)	関西造船協会誌 (1978)	層流影響対策プロペラ、普通プロペラによる自航試験結果の比較。	E
16	「肥大船における実船と模型船の伴流分布」	並松正明 他 (1973)	日本造船学会論文集 134号 (1973)	プロペラ単独試験によるRn数影響調査。	E
17	「肥大船の伴流分布」	笛島秀雄 他 (1966. 12)	造船学会論文集 120号 (1966. 12)	実船の伴流計測結果と模型試験結果の比較	E
18	“肥大船の推進性能に関するシンポジウム”			肥大タンカーボートの伴流分布、圧力、流れの方向について調査。又、実船の伴流分布推定法に対する実用的な手法を提示。	E・T
19	S R I 38 研究部会 「高速コンテナ船の馬力推定法の精度向上に関する研究」	委員長 笛島秀雄 ‰. 183 (1973) ‰. 220 (1975)	(1975. 6)	肥大船の推進性能に関する諸問題の総括的 review。 模型船の抵抗成分の分離と各成分の尺度影響を研究。 実船の試運転に対する推力の計測を実施した。	E・T
20	“船型設計のための抵抗推進理論シンポジウム”		昭和54年7月	造波、粘性、プロペラ、推進、船型設計の現状を紹介する。特に、造船設計の現場で良く使われる理論や設計手法に重きを置く。	E・T
21	船型開発と試験水槽 第2章C Model-Ship Correlation	渡辺谷林 昭和58年2月	試験水槽委員会第1 部会シンポジウム 昭和58年2月	直接計算法と解析的計算法について詳しく解説し、主に後者について、その精度向上と Model-Ship Correlation の改善について述べている。	E

22	肥大船の波浪中抵抗増加推定法に関する実験的研究 藤井高橋	造船学会論文集 第137号 昭和50年6月	肥大船の短波長域での大きな抵抗増加は、 Bluntな船首部からの反射波に基くもの と考え、Havelockのdrifting force の計算式と実験結果をもとに推定。	E・T
23	The Effect of Ship Hull Roughness on the Development of Turbulent Boundary Layers A. J. Musker A.K. Lewkowicz	Inter.Sympo.on Ship Viscous Resist. (Goteborg (1979年))	modified 粗度高さ'で△u/u _r を整理 し圧力勾配のあるときのC _f を求めるところ に剩離との関係を調べている。	E・T
24	Speed Power and Roughness: The Economics of Outer Bottom Maintenance R. L. Townsin D. Byrne et al	RINA (1980年)	新船、航航船の外板粗度の実態の調査にも とづき Maintenanceの経済について調べ ている。	E 経済性
25	The Drag Coefficients of a Range of Ship Surfaces C. W. B. Grigson	R. I. N. A. (1980年)	Lewkowicz & Muskerの方法を基に便利 な方法で実船の△C _f の算出を試みている。 議論点の多いRept.	T
26	Reduction of Drag Resistance Caused by Surface Roughness and Marine Fouling E. Naess	Norwegian Maritime Research Ms. 4 (1980年)	外板粗度の劣化がMaintenanceの経済に 及ぼす影響についての短い解説。	E 経済性
27	Hull Surface Maintenance—Cathodic Protection and Drydock Procedures D. W. Trotman D. W. Pascoe	The Naval Architect May (1978年)	外板の劣化防止の手段を述べたもので外板 の取り扱い方法がわかる。	実際的 船舶保守
28	Wall-Friction and Profilometry Aspects of Coating on Irregular Rough Surface A. J. Musker K. Sarabchi	I. S. P. Vol. 27 N. 306 (1980年)	3種の粗度に関するpipeを用いた気流実 験、粗度計測の問題点の指摘あり、実船換 算例あり。	E
29	Some Experiments on Artificially Roughened Lucy Ashton Geosims P. N. Joubert	Jour. of Ship Research Vol. 24, No. 3 (1980年)	Lucy Ashton の2.74m model で2種 の網による粗度を付けて抵抗成分の粗度影 響を調べている。	E

30	Prediction of Rough-Wall Skin Friction and Heat Transfer	G. H. Christoph R. H. Pletcher	AIAA Jour. Vol. 21・No.4 (1983年)	平板上に球、半球、円錐の粗度が排列された場合の流れを理論的、実験的に取扱っている。	E・T
31	The Effect of Irregular Surface Roughness on the Frictional Resistance of Ships	R. I. Karlsson	Inter. Sympo. on Ship Viscous Resist. Goteborg (1979年)	実船外板 replica の風洞実験で friction の直接計測を行ったり、実船の△C _f の推定を試みている。	E
32	The Surface Roughness and Turbulent Wall Friction on Ship-Hulls; Interaction in the Viscous Sublayer	A. K. Lewkowicz A. J. Musker	Inter. Sympo. on Ship Viscous Resist. Goteborg (1979年)	粗度の形状や分布密度と△u/u _r の関係に関する理論的考察を試みたもの。	T
33	Effect of Roughness on three-dimensional turbulent boundary layers	R. A. Krogstad T.K. Fannell	Norwegian Maritime Research No. 3 (1983年)	平板上に回転体の半分を置き、軸方向の流れについて Boundary layer の計測を行つたもの	E
34	Estimating the Technical and Economic Penalties of Hull and Propeller Roughness	R. L. Townsin D. Byrne et al	advance copy of SNAME annual meeting N.Y. Nov. (1981年)	実船外板粗度の統計解析の資料あり、経済性の研究が主目的。	E 経済性
35	Performance of Selected Marine Coatings Exposed to High Velocity Seawater	G. A. Gehring	Jour. of Coating Technology Vol. 52 No.6 61 (1980年)	高速回流水槽で塗料の剥離実験を行つている。	E 機械装
36	The Cost of Hull Roughness Versus the Cost of Hull Smoothness	D. Byrne G. Ward	Trans. I. Mar. E. (T. M.) Vol. 94 Paper C 98 (1982年)	船体外板の汚損の損失と平滑に保つため要する費用のバランスについての報告	B SRA の内部資料?
37	Maintaining Propeller Smoothness : A Cost Effective Means of Energy Saving	D. Byrne P. A. Fitzsimmons A. K. Brook	Sympo. on "Ship Cost and SNAME Energy" N.Y. (1982年)	Prop. of Roughness の data, △u/u などの資料あり。全体的には経済性の論議。	E 経済性

38	Stylus Measurement of the Microgeometry of a Coated Surface	M. J. King T. R. Thomas	Jour. of Coatings Technology Vol. 50, No. 643 (1978年)	ペイント面を触針式粗度計により計測した結果についての報告	E
39	A Study on Local Roughness Effect on Ship Resistance	K. Tokunaga E. Baba	西部造船会報 第59号 (1980年)	船体表面のどの部分の粗度が摩擦抵抗増加に大きな影響を及すかを論じている。	E
40	Approximate Calculation of Ship Frictional Resistance due to Surface Roughness	K. Tokunaga E. Baba	造船学会論文集 152号 (1983年)	Karlsson の roughness function を用いて $\triangle C_f$ の計算を行い、実験値と比較して論じている。	T・E
41	表面粗度による抵抗増加の研究（第1報）	山崎(芳) 小野木 仲 渡 姫 野 田 中 鈴 木(三) 中 井	造船学会論文集 153号 (1983年)	砂粗面管、塗装粗面管の実験より $\triangle u/u_r$ を求めて論ずるとともに粗面の流力的相似則の考察をした。	E・T
42	海洋生物付着による船底汚損の影響について — CPP装備船での航走実験結果の検討 —		日本航海学会 68号 (1982年)	練習船深江丸の汚損とその影響を調整した報告。	E
43	Effect of Distributions of Surface Roughness on Wall Friction	A. J. Musker	Inter. Sympo. on Ship Hydrody. & Energy Saving (El Pardo, Spain) (1983年)	船長方向に粗度高さが linear に変化する場合の $\triangle C_f$ やその剥離に対する影響の調査。	T
44	Hydrodynamic and Economic Aspects of Hull Technology and Service Roughness Standardization	V. S. Shpakoff V. M. Shtumpf	Inter. Sympo. on Ship Hydrody. & Energy Saving (El Pardo, Spain) (1983年)	回転円盤の実験で塗装面の競月劣化に対する roughness function を求めた論じたもの	E(T)
45	Research into the Relationship between Resistance, Roughness and Fouling	K. Nicholson A. K. Lewkowicz	Inter. Sympo. on Ship Hydrody. & Energy Saving (El Pardo, Spain) (1983年)	Pipe の実験と実船船底の境界層計測から抵抗増加を求めた実験的研究	E

46	Resistance Propulsion and Wake Tests with HMS "PENELOPE"	J. S. Canham	RINA April (1975年)	"PENELOPE"号の実船実験のRept. このなかに相度のことと△C _P のことを比較的詳細に論じている。	E
47	Calculation of Turbulent Boundary Layers on Rough Surfaces in Pressure Gradient	F. A. Dovorak	AIAA Jour. Vol. 7, No. 9 Sept. (1969年)	圧力勾配のあるときの粗面の抵抗に関するRept. 相度の密度のことについても論じている。	E・T

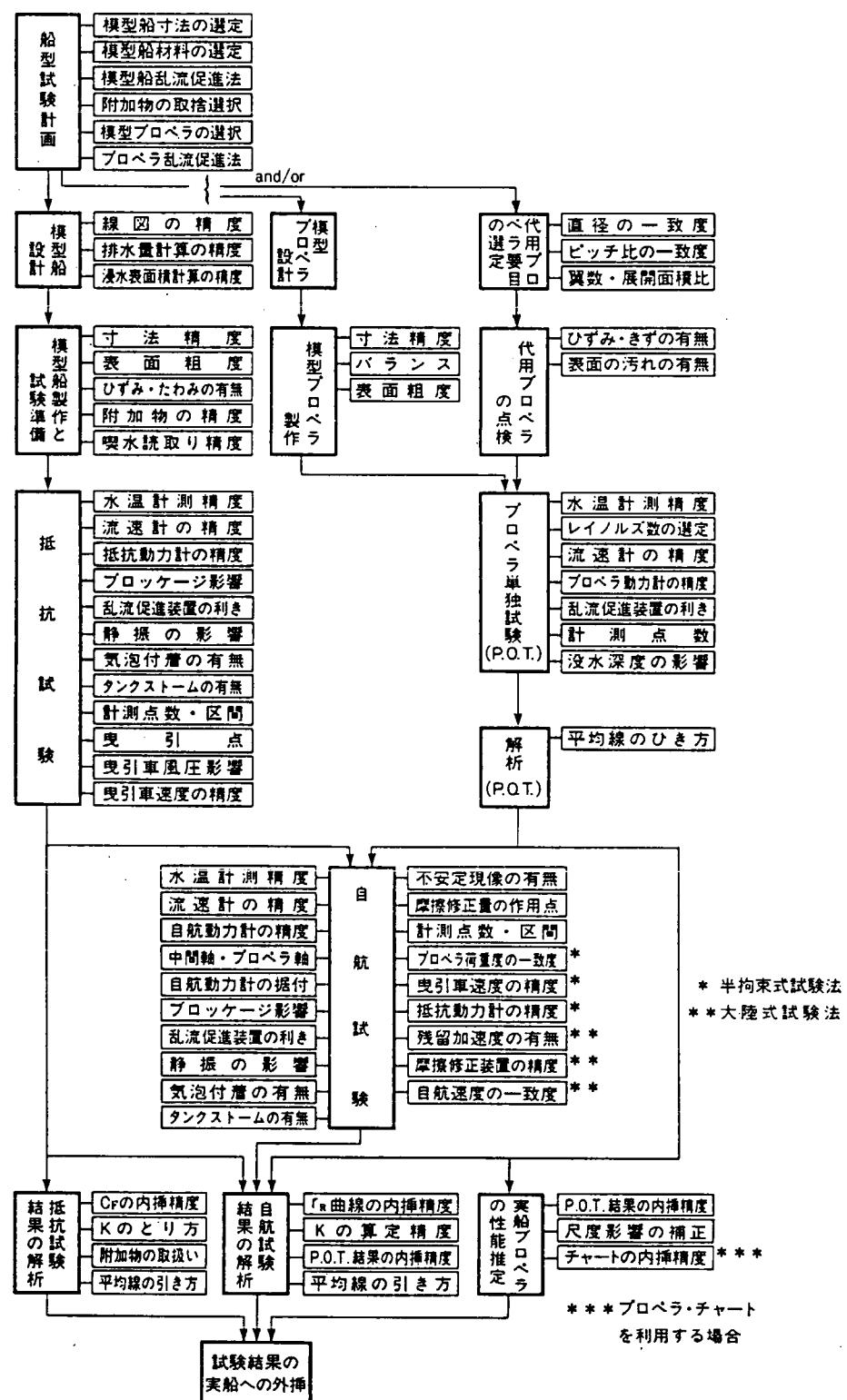


図 4.1.1 Typical flow chart of propulsion tests and origins of errors
(3-D method) [1]

表 4. 1. 1 Analysis error (%) corresponding to $\pm 1\%$ of measurement error [1]

Measure Analysis	Resistance test				Remarks							
	ν	V_M	R_{TM}	$(1+K)$								
Resistance test	C_{FM}	0.2	-0.2	—	—	Model: Tanker, $L_{pp}=7m$, $F_n=0.15$						
	C_{TM}	—	-2.0	1.0	—	$\alpha_1=\bar{\alpha}_1=-0.2$, $\alpha_2=0.23$, $\bar{\alpha}_2=-0.14$						
	$1+K$	-0.2	-1.7	1.0	—	$\alpha_3=1.72$, $\alpha_4=0.73$, $\alpha_5=1.70$						
	C_{TS}	-0.3	-3.2	1.7	-0.7	$\alpha_6=0.64$, $\alpha_7=\alpha_8=\alpha_9=\alpha_{10}=0$						
	P_D	-0.3	0.3	0	-0.7	$\beta_1=-1.16$, $\beta_2=-0.58$, $\beta_3=-1.83$						
Propulsion test	V_{M2}	—	—	—	—	Propulsion test			P.O.T.			
	N_M	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	T_M	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	Q_M	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	F_D	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Propulsion test	K_T	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	K_0	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	$1-t$	—	-3.5	1.7	—	—	—	-1.0	—	-0.6	—	—
	$1-w_M$	—	—	—	—	-1.0	3.3	-1.2	—	—	1.2	—
	η_M	—	—	—	—	—	1.7	-0.8	—	—	1.8	-1.0
Propulsion test	η_R	—	—	—	—	—	0.7	0.7	-1.0	—	-0.7	1.0
	η	—	-3.5	1.7	—	1.0	-2.7	0.8	-1.0	-0.6	-1.8	1.0
	P_D	-0.3	0.3	0	-0.7	-1.0	2.7	-0.8	1.0	0.6	1.8	-1.0

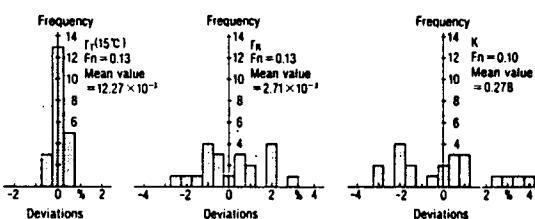


图 4. 1. 2 频率分布图 (Repeatability test) [1]

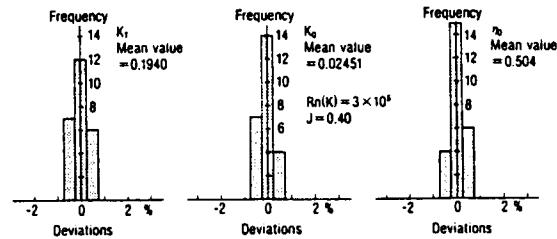


图 4. 1. 3 频率分布图 (Propeller open test) [1]

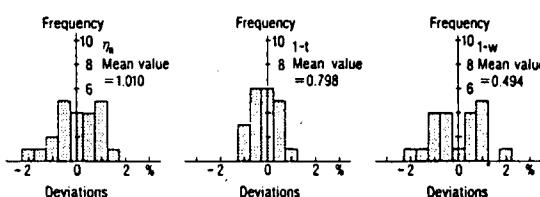


图 4. 1. 4 频率分布图 (Self-propulsion test) [1]

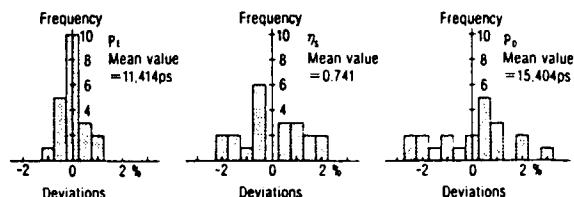


图 4. 1. 5 频率分布图 (estimating EHP, η_s , DHP) [1]

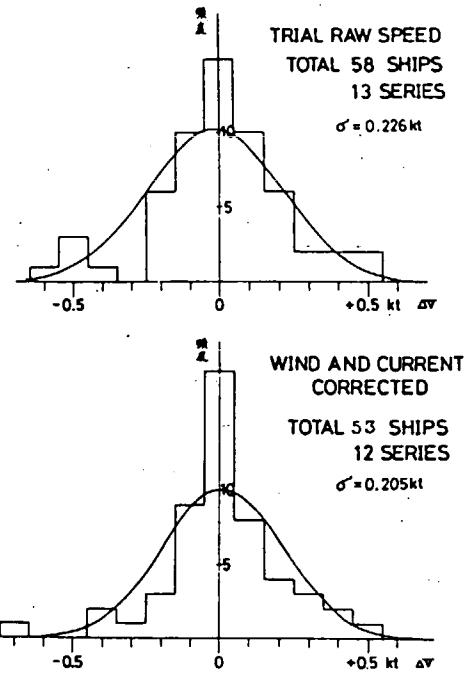


図 4.2.1 同型船の TRIAL SPEED のバラツキ [18]

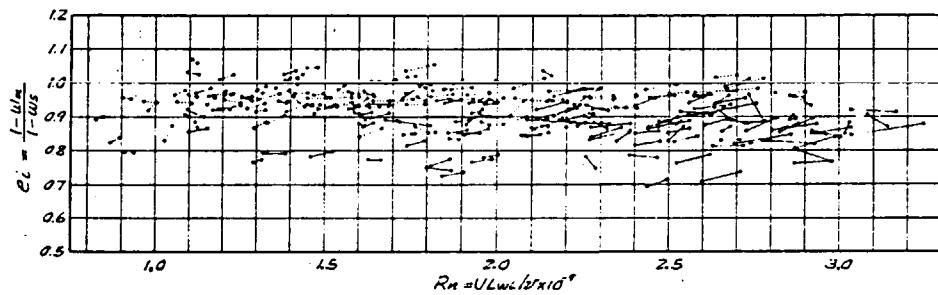


図 4.3.1 Variation of ΔC_f with Reynolds Number [21]

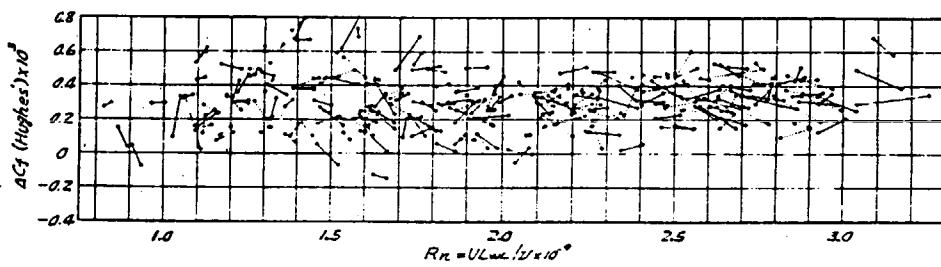


図 4.3.2 Variation of e_i with Reynolds Number [21]

5. 結 言

以上に詳述してきたように、船型及び推進器に関する研究の現状が明らかにされるとともに、船型及び推進器の設計についても指針が与えられた。この方面の調査は殆ど網羅されているので、関係者には非常に有意な資料となったものと思われる。また、各項目ごとに主要な文献が与えられているので、これも大いに参考となるものと思われる。

現状では、船型の最適化及び推進器の最適化が別々に行われ、船体と推進器の相互干渉について付加的に考慮を払っているが、実船は船体と推進器とが一体をなしているものであって、実船性能の向上をはかるためには、船体と推進器を総合した状態での最適化をはかる必要がある。

また、実船性能を正しく知るためにには、実船と模型船間の相似則が明らかとなっておらねばならないほか、模型試験と実船計測も正確に行われねばならない。この点においても、まだ少なからぬ問題点があり、これらの問題点を早急に解明する必要がある。

緒言にも述べているように、本調査部会では、以上において詳しく調査した結果をふまえて、SRとして近い将来に行うべき研究項目の検討を行った。船型関係としては、造波抵抗理論はかなり発展しており、定性的には船型計画に実用されているが、粘性抵抗理論は問題の難しさもあって、設計に実用されるには至っていない。そのため、現在、SR 196として粘性抵抗理論と船尾形状設計の問題を研究調査している。粘性の問題についてはこの研究部会の成果を期待することにし、次の課題として、造波問題をからんだ、バラスト状態の馬力推定法の精度向上に関する調査研究をとりあげた。

推進器関係としては、SR 183で振動及び騒音軽減のための翼形状に関する研究を行ったが、上にも述べたように、推進器単独ではなく、船体と結びついたことを条件としての総合性能をいかに向上させるかという問題がある。そこで、早急に研究を行うべき課題として、推進器の推進性能と騒音特性の推定法に関する研究を取上げた。

以上の調査研究及び試験研究を提案したところ、日本造船研究協会としては、しばらくの間調査研究を取上げない方針となり、上記の推進器に関する試験研究だけが昭和60年度からの研究として取上げられることになった。

調査研究が本調査分科会の仕事を最後として、なくなってしまうことは非常に残念であり、また近い将来に、別の形でも復活することを要望したい。