

日本船舶振興会昭和53年度補助事業  
「船舶の省エネルギー対策に関する研究」

研究資料 No. 320

## 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

#### 報 告 書

昭和54年3月

社 団 法 人

日 本 造 船 研 究 協 会

本報告書は船型に関する研究とプロペラに関する研究について述べたものである。船型に関する研究としては、低回転大直徑プロペラ採用により船舶の省エネルギー効果を狙って、パナマックス型貨物船の普通船型と大直徑プロペラ装備可能な船尾改造船型について大型模型による水槽試験を、また、抵抗推進性能の向上を狙った特殊船尾形状をもつ船型の小型模型水槽試験を行なった。

プロペラに関する研究としては、パナマックス船型を対象としたプロペラおよびキャビテーションに関する諸問題、すなわちベアリングフォースの計算と実験、船後ににおけるキャビテーションおよび変動圧力の計算、ワイヤメッシュ法によるキャビテーション試験、キャビテーションの発生範囲およびエロージョンの推定、および自航推進性能の理論計算を行なった。

## はしがき

本報告書は日本船舶振興会の昭和53年度補助事業「船舶の省エネルギー対策に関する研究」の一部として、日本造船研究協会が第174研究部会においてとりまとめたものである。

本研究部会の委員および討議参加者は次のとおりである。

### 第174研究部会委員名簿（敬称略、順不同）

部 会 長	乾 崇 夫(東京大学)	
副 部 会 長	矢崎 敦生(日本造船技術センター)	
幹 事	田中 一朗(大阪大学) 中武 一明(九州大学) 寒河江 喬(日本造船技術センター) 須藤 正信(日本鋼管) 並松 正明(石川島播磨重工業) 松尾 稔(大阪商船三井船舶)	加藤 洋治(東京大学) 高橋 雄肇(船舶技術研究所) 谷林 英毅(三菱重工業) 岸本 修(三井造船) 大久保 廣海(日本郵船)
委 員	山崎 隆介(九州大学) 右近 良孝(船舶技術研究所) 相原 和樹(三菱重工業) 高木 义男(日立造船) 岡本 洋(川崎重工業) 永松 秀一(住友重機械工業) 久田 靖二(函館ドック) 井手 一平(尾道造船) 渡辺 豊徳(三保造船所) 田中 幸司(大阪造船所) 森川 卓(日本船主協会) 伴 春也(山下新日本汽船) 山崎 正三郎(神戸製鋼所) 三浦 富雄(かもめプロペラ)	田吉里 哲夫(東京大学) 小山 鸟一(船舶技術研究所) 宮本 雅史(日立造船) 芦立 敏(日本鋼管) 片桐 徳二(石川島播磨重工業) 山崎 芳嗣(佐世保重工業) 藤原 芳夫(名村造船所) 荻野 繁之(佐野安船渠) 高津 浩治(来島どっく) 須藤 彰一(明石船型研究所) 布村 信昭(昭和海运) 菅野 博志(ナカシマプロペラ) 絹川 隆一(阪神内燃機工業) 永松 宣雄(川崎重工業)

### 第174研究部会プロペラ小委員会委員名簿（敬称略、順不同）

部 会 長	乾 崇 夫(東京大学)	
副 部 会 長	矢崎 敦生(日本造船技術センター)	
委 員 長	高橋 雄肇(船舶技術研究所)	
委 員	山崎 隆介(九州大学) 右近 良孝(船舶技術研究所) 谷林 英毅(三菱重工業) 岡本 洋(川崎重工業) 石田 駿一(石川島播磨重工業)	田中 一朗(大阪大学) 加藤 洋治(東京大学) 小山 鸟一(船舶技術研究所) 須藤 正信(日本鋼管) 岸本 修(三井造船)

山崎正三郎(神戸製鋼所)  
塙田昭男(日本造船技術センター)

菅野博志(ナカシマプロペラ)  
永松秀一(住友重機械工業)

第174研究部会討議参加者名簿(敬称略、順不同)

山野惟夫(川崎重工業)	北沢孝宗(日立造船)
杉村 勉(三保造船所)	佐々木紀幸(住友重機械工業)
川隅一道(佐世保重工業)	河内房之助(ナカシマプロペラ)
玉島正裕(佐世保重工業)	坂尾 稔(川崎重工業)
安部光弘(三井造船)	千葉規胤(三菱重工業)
家永 棱威雄(佐世保重工業)	岡本幸彦(日本钢管)
向井正治(佐野安船渠)	田村欣也(三菱重工業)
小丸 捧(明石船型研究所)	石丸昭洋(阪神内燃機工業)
橋本美貴(佐野安船渠)	海津源治(ナカシマプロペラ)

## 目 次

1. 緒 論 .....	1
2. 船型に関する試験研究 .....	3
2.1 概 要 .....	3
2.1.1 大型模型船による水槽試験 .....	3
2.1.2 小型模型船による水槽試験 .....	3
2.1.3 船尾流場の調査 .....	3
2.2 大型模型船による水槽試験 .....	4
2.2.1 船 型 .....	4
2.2.2 プロペラ .....	4
2.2.3 試験の実施 .....	5
2.2.4 供試模型船 .....	5
2.2.5 水槽試験結果 .....	5
2.2.6 試験結果の考察 .....	6
2.3 小型模型船による水槽試験 .....	23
2.3.1 計 画 .....	23
2.3.2 抵抗試験, 伴流計測 .....	38
2.3.3 流線観測 .....	46
2.3.4 考 察 .....	59
2.4 船尾流場の調査 .....	62
2.5 考 察 .....	63
2.5.1 大型模型船による水槽試験 .....	63
2.5.2 小型模型船による水槽試験 .....	63
2.5.3 船尾流場の調査 .....	64
3. プロペラに関する試験研究 .....	65
3.1 概 要 .....	65
3.1.1 ベアリングフォースに関する研究 .....	65
3.1.2 船後におけるキャビテーションおよび変動圧力の計測 .....	65
3.1.3 ワイヤメッシュ法によるキャビテーション試験 .....	65
3.1.4 キャビテーションの発生範囲およびエロージョンの推定 .....	65
3.1.5 自航推進性能の理論計算 .....	65
3.2 ベアリングフォースに関する研究 .....	65
3.2.1 計 算 .....	65
3.2.2 実 験 .....	67
3.3 船後におけるキャビテーションおよび変動圧力の計測 .....	78
3.3.1 供試模型および試験状態等 .....	78
3.3.2 キャビテーション観測 .....	78
3.3.3 變動圧力計測 .....	78

3.4 ワイヤメッシュ法によるキャビテーション試験	85
3.4.1 試験の実施	85
3.4.2 伴流分布	85
3.4.3 試験状態	85
3.4.4 試験結果	85
3.5 キャビテーションの発生範囲およびエロージョンの推定	93
3.5.1 翼形の選定	93
3.5.2 大形模型によるキャビテーション試験	93
3.5.3 小型模型によるキャビテーション試験	95
3.5.4 キャビテーションの発生範囲および圧力分布	95
3.5.5 エロージョン試験	96
3.6 自航推進性能の理論計算	118
3.7 考察	127
3.7.1 ベアリングフォース	127
3.7.2 サーフェスフォース(変動圧力)	127
3.7.3 プロペラキャビテーション	127
3.7.4 キャビテーションの発生範囲およびエロージョンの推定	127
3.7.5 自航推進性能の理論計算	128
4.結言	129
4.1 成果	129
4.2 問題点と54年度計画	130

## 1. 緒論

本研究部会は、プロペラ軸の回転数を大幅に減速し、低回転大直徑プロペラを採用して、推進性能の向上を狙い、省エネルギー効果の大きい船型を開発するための基礎的応用的研究を実施しようとするものであり、その研究対象とすることは、52年度報告書中の緒論にも述べたように、抵抗、推進性能からみた船型、特に船尾形状の問題のはかに、キャビテーション、起振力等に関連するプロペラの問題、さらには急速停止性能上の諸問題など、広範にわたっている。

Tablel. 1 に示すものは、本研究部会発足時および53年度頭初において計画され、かつ一部実行（52年度分）された研究のフローチャートである。

本フローチャートに示すところに従って、53年度には、次のような試験研究を行う計画であった。

### (1) 船型に関する研究

1. パナマックス型船型に対する大型模型船による水槽試験
2. 従来と異なる船型に関する小型模型船による水槽試験
3. 船尾流場に関する理論的調査

### (2) プロペラに関する研究

1. ベヤリング・フォースに関する計算と実験
2. 船後におけるキャビテーションおよび変動圧力の計測
3. ワイヤメッシュ法によるキャビテーション試験
4. キャビテーション発生範囲の推定およびキャビテーションエロージョンの推定
5. 自航推進性能の計算

### (3) 急速停止性能に関する水槽試験

しかし、53年度始めにおいて、造船界における諸般の状勢から全般的な研究予算の縮少見直しが行なわれた結果、本年度研究の実質的スタートが遅れたこともある、本研究部会としても研究内容の再検討を行い、上記(3)の項目を54年度にシフトするとともに、実施細目の調整を行った。

これに基づいて実施された53年度研究報告が、次章以下に述べるものである。

なお、本研究においては、実用船型としては、52年度に採用したSR 159船型を母型とするものと、53年度に採用したパナマックス型散積貨物船型の2種があり、プロペラ回転数としては、125 RPM, 85 RPM, 75 RPM, 65 RPMの4種を考えたので、報告書中における表現を統一する目的から、実用船型については、52年度船型をA船型、53年度船型をB船型とし、プロペラ回転数については、125 RPMのものを1, 85 RPMのものを2, 75 RPMのものを3, 65 RPMのものを4と名付けることとし、船型とプロペラ回転数の組合せについては、二つの記号を併記して表現することとした。

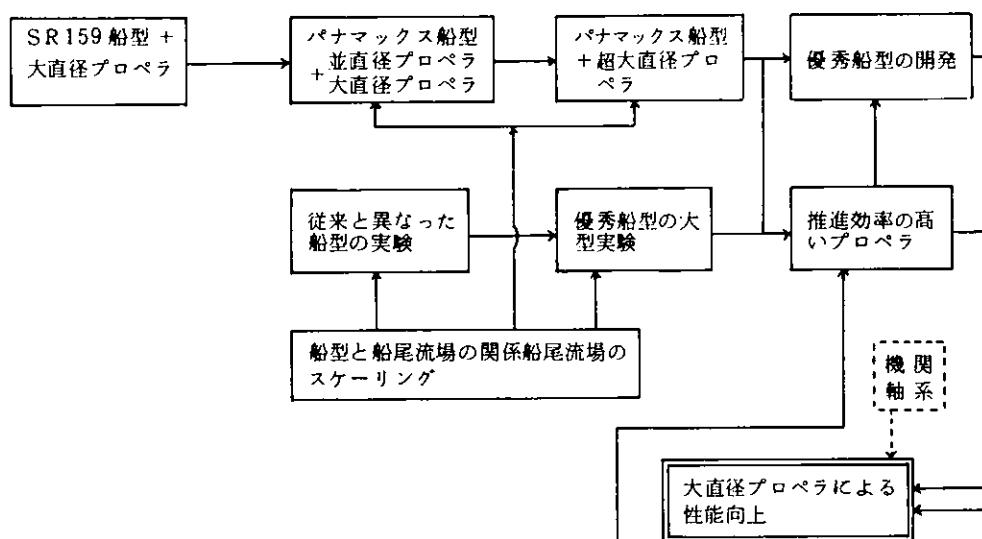
この表現によれば、大型模型船による水槽試験は、52年度は、A-1, A-2両船型について、53年度は、B-1, B-4両船型について行なわれたことになる。

必要がある場合には、上記の表現に、試験実施場所における個別の名称、模型番号を併記することにした。たとえば今年度、日本造船技術センターで実施されたB-4船型については、B-4 ( MS No 3599 B ) と記載されることもある。

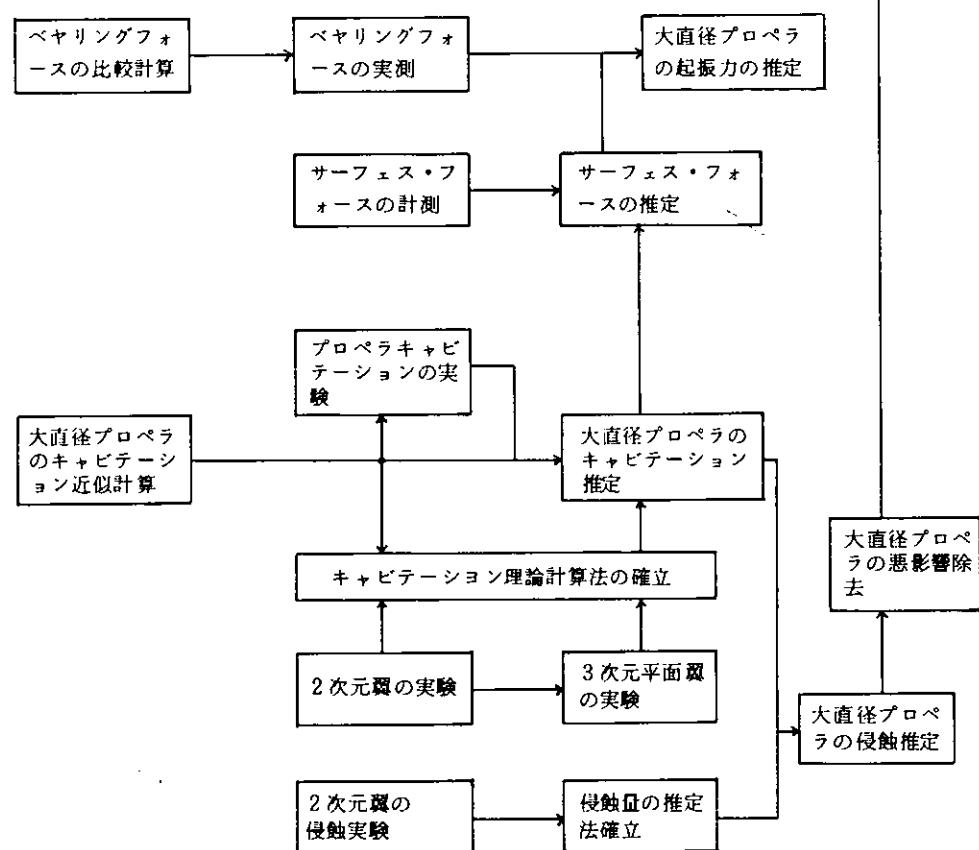
また、実用船型とは異なる特殊船型については、その船型の特徴を示すような記号を採用して表現することとし、BV船型、P-T船型、T-BV-T船型のように記載することにした。

Table 1.1 Flow Chart of Research Program of SR174

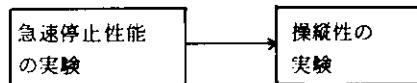
1. 船型に関する研究



2. プロペラに関する研究



3. 急速停止性能の研究



## 2. 船型に関する試験研究

### 2.1 概要

昭和52年度においては、従来の造研の研究部会で船尾流場の性質が詳細に調査されており、また各種の水槽試験が実施されている船型を母型として、その船尾形状を、低回転大直徑プロペラを装備するのに適当な形状に変形した船型を、試験研究の第1着手として選定した。

その船型は、SR 159で使用されたMS No 3330を母型とするバルクキャリア船型のもので、対応実船の長さは192mであった。

52年度には、この船型に対して、連続最大出力 13,700 BHPで 85 RPM プロペラを装備したことに対応する 6 m 模型船による抵抗試験、自航試験、プロペラ単独試験、船首尾に働く横力計測、プロペラ荷重度変更自航試験、船体沈下量計測、5孔管による伴流計測を行うとともに、母型とした普通型プロペラ（125 RMP）を装備する船型との間で、抵抗推進性能面の比較検討を実施した。

その結果、52年度船型（A-2船型）は、船体効率の低下の面から船型的に問題が残されており、特に伴流利得を大きくするような方向で、船型を再検討する余地があることが指摘された。

上記の模型試験と併行して、52年度には、船尾形状と船尾流場の関係、すなわち、船型が与えられたとき、その船尾粘性流場を的確に把握すること、また船型の変化に応ずる流場の変化の性質とその大きさに関する資料を得ることを理論的に行う方法について、研究に着手した。

53年度においては、船型に関するこれらの試験研究の成果および過程を踏まえて、次の試験研究を実施した。

#### 2.1.1 大型模型船による水槽試験

本年度は、パナマックス型撒積船を研究対象とし、その実船の寸法、要目等を下記のように定めた。

$$\begin{aligned} L_{PP} \times B \times D \times d \times C_B \\ = 210.0^m \times 32.2^m \times 18.0^m \times 12.38^m \times 0.826 \end{aligned}$$

$$\text{連続最大出力} = 17,000 P_s$$

この対象船について、連続最大出力時のプロペラ回転数を 122 RPM とした場合（B-1船型）と 65 RPM とした場合（B-4船型）の 2 種の船型を設計し、夫々 6 m 模型船により、抵抗試験、自航試験、プロペラ荷重度変更自航試験、串型ピトー管による伴流計測、プロペラ単独試験等を実施し、プロペラ回転数低減による効果を調査した。

#### 2.1.2 小型模型船による水槽試験

従来の実用船型とは離れて、プロペラによる伴流利得、ビルジ渦利得等をねらった特殊船尾形状を数種考案し、そのなかから 3 種を選定して、3 m 模型船により、回流水槽において、抵抗試験、伴流計測、流線観測を行った。

なお、本年度選定した 3 種の船型は、BV 船型、P-T 船型および T-BV-T 船型と称されるもので、それぞれ下記のような特徴を有している。

##### BV 船型

普通型船尾のビルジ渦発生部をえぐり、ビルジ渦を大きくし、船側境界層を巻き込み、伴流を大とする。

##### P-T 船型

プラム型船尾にトンネルをつけたもの。

##### T・BV-T 船型

逆縦渦とビルジ渦により船底および船側の境界層をプロペラ部に導き、伴流を大とする。

#### 2.1.3 船尾流場の調査

昨年度に引きつづいて、船尾形状と船尾流場の関係を理論的に調査した。本年度は、主として、船尾流場を予測

するための境界層計算における理論的取扱い上の問題点について、研究および考察を行った。

次に、本年度における試験研究の実施場所をかかげると、次のとおりである。

大型模型船による水槽試験 日本造船技術センター

特殊船尾形状の設計 東大田古里教授

特殊船尾形状の線図設計 日本造船技術センター

小型模型船による抵抗試験、伴流計測 日本鋼管株津研究所

小型模型船による流線観測 川崎重工業株技術研究所

船尾流場の調査 阪大田中教授

## 2.2 大型模型船による水槽試験

### 2.2.1 船型

船型の選定には、次の諸点を考慮して作成した。

- (1) 載貨重量約5万～6万トン程度のバルクキャリアでパナマックスの条件を考慮した。
- (2) 低回転大直径プロペラを装備することを考え、船尾形状はマリナー形とした。
- (3) B-1, B-4の船型は主船体の線図をあまり変えず、昭和52年度試験船A-1, A-2と同じように、B-4のA.P.の位置を後方に移動させることにした。(Fig. 2.2.1 参照)
- (4) A.P., F.P.間の長さを基準とし、B-4におけるA.P.'は単に舵軸中心とした。
- (5) 計画満載喫水線長さはB-1, B-4とも同一とする。

このうち船型、主要目的選定については、日本造船技術センターで最近水槽試験を行なった載貨重量約5万～6万トン程度のパナマックス型バルクキャリア船型の資料にもとづいてどこの造船所の船型にもとらわれない船型として作成した。

### 2.2.2 プロペラ

プロペラの設計は、次の諸点を考慮して設計を行なった。

#### (1) 想定主機関

想定主機関は、B-1, B-4とも中速ディーゼル・エンジンを考えた。この場合、回転はギヤー・ダウンとし、両船とも $\eta_t$ は $1/1.03$ とした。両船の連続最大出力(MCR)および回転数(RPM)を下表に示す。

PS ETC	M.S.NO	B-1	B-4
BHP (MCR)		17,000	17,000
RPM (")		122	65

#### (2) 設計条件

##### i プロペラ翼数および断面形状

5翼を採用し、断面形状はMAUとした。

##### ii 直径およびピッチ

MAU型プロペラ設計図表により、下表の設計条件で計算を行なった。

	B-1 プロペラ	B-4 プロペラ
BHP (NOP) PS	14,450	14,450
RPM ("") RPM	115.57	61.57
$\eta_t$	$1/1.03$	$1/1.03$
RPM マージン (%)	3	3
シーマージン (%)	15	15
$1 - W_s$ (推定)	0.611	0.697
$\eta_R$ ("")	0.995	0.995

### III 展開面積比

キャビテーション防止に対する考慮は船研ライン(パリルの図表中の約5%ラインに相当)を使用。

### IV 脊 厚

NKルールに10%増のマージンを含め、強度計算のもとになる出力は、連続最大出力(MCR)を使用した。

#### 2.2.3 試験の実施

試験は昭和53年10月から11月にわたって日本造船技術センター(目白水槽)で実施された。実施した試験項目は6.0m模型船を用いた抵抗試験、自航試験、プロペラ荷重度変更試験、自航試験に使用したプロペラの単独試験および横型ピトー管による伴流計測である。試験状態は満載状態、バラスト(44%▽<sub>F</sub>)状態の2状態である。各状態の排水量、トリム等をTable 2.2.1に示す。なお同図中には試験を実施した各試験状態のプロペライマージョン、速度範囲および試験時の水温も合せて示してある。プロペラ単独試験は、日本造船技術センターの標準レイノルズ数( $R_n = \frac{n \cdot D^2}{\nu} \approx 6 \times 10^5$ )より定められた回転数について実施した。

#### 2.2.4 供試模型船

供試模型船B-1, B-4の正面線図、船首尾形状図および横截面積曲線図をFig.2.2.2, Fig.2.2.3に示す。模型船は6.0mの木製で、S.S.No 4より船体後半部2隻、船体前半部1隻を製作し、船体前半部はB-1, B-4とも共用している。舵は付いているが、ビルデキールは模型船には装着していない。また乱流促進のためS.S.No 9½およびF.P.より前方85.0mmの2ヶ所にスタッドを打ってある。スタッフの断面形状は台形、高さ1.0mmである。各試験時の曳航点は船体中央から後方約10cm、高さはベース・ライン上次の表の通りである。

模型船番号	曳航点高さ
B-1	約10cm
B-4	約13cm

供試プロペラの形状をFig.2.2.4, 5に主要目をTable 2.2.2, 3に示す。

#### 2.2.5 水槽試験結果

本試験の計測、解析に当っては、日本造船技術センターの標準的手法により行なった。

##### (1) 抵抗試験

Fig.2.2.6に抵抗試験結果を造波抵抗係数 $\tau_w$ の形で示した。また試験より得られた形状影響係数Kの値は下記の表の通りであった。

模型船番号	FULL LOAD	BALLAST
B-1	0.27	0.27
B-4	0.29	0.27

摩擦抵抗はシェーンヘルの摩擦抵抗係数より計算した。造波抵抗係数 $\tau_w$ はB-1, B-4の各状態とも変わらないがB-4の満載状態における形状影響係数Kの値が若干大きい。これは、低回転大直徑プロペラを装備するためにスタン・フレームを大きくしたためと考えられる。

##### (2) プロペラ単独試験

プロペラ単独試験結果をFig.2.2.7, 8に示す。

プロペラ単独試験は、日本造船技術センターの標準レイノルズ数( $R_n = \frac{n \cdot D^2}{\nu} \approx 6 \times 10^5$ )より定められた回転数について実施した。試験時の水温、 $R_n$ 、および回転数は同図中に示す。試験速度はすべて対地速度である。これらの試験結果はB-1に使用する通常回転のプロペラはMAU-5のチャートより推定した値とはほとんど差は見られなかったが、B-4に使用する低回転大直徑プロペラでは展開面積比が0.457であり、外挿による推定

であるため、 $K_T$ 、 $K_Q$  とも若干推定が低い値を示した。自航試験の解析には、これらのプロペラ単独試験結果を使用した。

### (3) 自航試験

Fig. 2.2.9に自航試験結果を示す。図中にはB-1、B-4の $\eta_R$ 、 $1-t$ 、および $1-w_T$ を各載貨状態ごとに比較して示した。 $\eta_R$ は満載状態、バラスト状態ともB-4がそれぞれ2%、3.5%低く、 $1-t$ は満載状態、バラスト状態ともB-4が約3.6%低い。 $1-w_T$ は満載状態で約7%、バラスト状態で約6%B-4が高い値を示している。これらの自航要素等をプロペラ直径の比とともに比較したものをTable 2.2.4に示す。このTableで見ると低回転大直径プロペラ装備のB-4が満載、バラスト状態とも、 $\eta_H$ が低下し、 $\eta_o$ 、 $\eta$ がそれぞれ高い値を示している。本試験では各状態とも比較的安定した結果が得られ、空気吸い込み等による不安定現象は見られなかった。なお各載貨状態とも実船の粘性抵抗に対する粗度修正係数 $\Delta C_f$ は+0.00020を仮定し、かつ前記の形状影響係数Kを考慮して計算した。

### (4) プロペラ荷重度変更試験

Fig. 2.2.10にプロペラ荷重度変更試験の結果を示す。横軸はスラストTをプロペラ直径Dを用いて無次元化した $C_T = T / \rho V^2 D^2$ である。 $\eta_R$ 、 $1-t$ 、 $1-w_T$ は各状態とも同一航走中における大きな変動は見られなかった。B-1、B-4とも $\eta_R$ については高荷重になるに従って、わずかながら低下する傾向が見られ、 $1-t$ 、 $1-w_T$ については高荷重になるに従って大きくなる傾向が見られるが、B-4の満載状態における $1-w_T$ の傾斜はB-1に比べて比較的ゆるやかになっている。

### (5) 有効馬力

Fig. 2.2.11にB-1、B-4の有効馬力を示す。

実船に対する粗度修正量( $\Delta C_f$ )として満載状態+0.00020、バラスト状態で+0.00030を用いて計算した。なお満載状態における有効馬力は、日本造船技術センターにおいて推定したものと、ほぼ一致していた。

### (6) 伝達馬力等

Fig. 2.2.12に模型船の伝達馬力をプロペラ回転数とともに示す。

### (7) 実船のプロペラ回転数、制動馬力等

Fig. 2.2.13に実船換算の制動馬力等を示す。制動馬力の計算に当っては、伝達効率( $\eta_t$ )を1/1.03と仮定した。また対応実船の長さを210mとした伴流係数の尺度影響の比はTable 2.2.5に示す値を使用した。Table 2.2.6には実船の推進効率 $\eta$ をそれぞれの船型について載貨状態ごとに比較して示した。

### (8) アナログ記録

Fig. 2.2.14、15にB-1、B-4の自航試験時におけるアナログ記録の1例を示す。

Fig. 2.2.16、17にB-1、B-4のプロペラ荷重度変更試験時のアナログ記録の1例を示す。

### (9) 伴流計測試験

Fig. 2.2.18、19にB-1の満載状態およびバラスト状態の伴流計測試験結果を、Fig. 2.2.20に各載貨状態における半径方向の平均伴流を示す。Fig. 2.2.21、22にB-4の満載状態およびバラスト状態における伴流計測試験結果を、Fig. 2.2.23に各載貨状態の半径方向における平均伴流を示す。これらの計測は櫛型ピトー管を使用して行なった。自航試験より得られたWAKEと伴流計測より得られたWAKEの関係は正常であると考える。

## 2.2.6 試験結果の考察

昭和52年度に試験を実施した低回転大直径プロペラ装備した船型(A-2)、本年度実施したパナマックス型(B-4)および、それらに通常回転プロペラを装備した船型(A-1、B-1)は推進性能上の比較調査の観点から船尾形状、船体後半部のフレーム・ライン形状を大幅に変えることなく低回転大直径プロペラを装着して試験を実施したものである。

- (1) 抵抗試験の結果ではA-1, A-2の形状影響係数は同等であったが、B-1, B-4ではB-4の満載状態で形状影響係数が0.02大きくなつた。これはA-2より船尾形状等を比較的大く変えたためと考える。また実船の有効馬力はB-1, B-4で満載状態の形状影響係数による差はあるが、バラスト状態はほとんど一致している。
- (2) 自航試験結果を比較すると、 $\eta_R$ については、B-1, B-4の傾向がA-1, A-2と異なり、大直徑プロペラ装備の $\eta_R$ が低い値を示している。これはバラスト状態でも同じである。 $1-t$ はほぼA-1, A-2と結果はあまり変わらないが、満載状態におけるB-1, B-4の差が大きい。 $1-w_T$ はA-1, A-2のバラスト状態でそれぞれ不安定現象、空気吸い込み現象が発生しているが、B-1, B-4ではそれが見られず比較的安定している。
- (3) 実船換算の馬力曲線より満載状態における各々の計画速力で見るとA-2で約8%, B-4では約10%の馬力節減となっている。

これらの水槽試験結果を見ると船体効率はいちじるしく低下し、プロペラ効率の大幅な上昇にかゝわらず、期待する程推進効率は大きくならない。これらはいずれも船体効率の低下のために、プロペラ回転数を低減させた利点を充分生かしきっていないと云うことが出来る。また本調査ではA-1, B-1の船型に船尾形状とその周辺の一部を変えるのみで低回転大直徑プロペラを装備したためにA-2, B-4の伴流利得が大きくならなかつたのではないかと考える。今回パナマックス型として設計した船型が必ずしも低回転大直徑プロペラに適したものとは考えないが、今少し、これらの船体後半部の船型に検討を加えることにより、最適な船型に近づけることが出来るかもしれない。

Table 2.2.1 Principal Dimensions Etc.

M. S. No	B - 1		B - 4	
L <sub>pp</sub> (m)	6.0000 ( 210.0 )			
B (m)	0.9200 ( 32.2 )			
CONDITION	F. P.	FULL LOAD	BALLAST	FULL LOAD
DRAFT (m)	F. P.	0.3539	0.1066	0.3539
	M. S.	( 12.386 )	0.1666	( 12.386 )
	A. P.		0.2266	0.2265
TRIM (%L <sub>pp</sub> )	0	2.0	0	2.0
$\nabla/\nabla_F$ (%)	100	44	100	44
$\nabla_M$ (WITHOUTSKIN) (m <sup>3</sup> )	1.61134	0.70899	1.61029	0.70853
S <sub>M</sub> (NAKED) (m <sup>2</sup> )	8.4061	6.0489	8.4053	6.0837
APPEN RUDDER (m <sup>2</sup> )	0.0712	0.0606	0.0718	0.0544
-DAGES BILGE KEEL (m <sup>2</sup> )	0.1296	0.1296	0.1296	0.1296
S <sub>M</sub> (WITH ALL APP.) (m <sup>2</sup> )	8.6069	6.2391	8.6067	6.2677
$\frac{L}{B}$	6.522		6.522	
$\frac{B}{d}$ MIDSCHIP	2.60	5.526	2.60	5.526
C <sub>B</sub>	0.825	0.771	0.824	0.771
C <sub>P</sub>	0.828	0.778	0.828	0.778
C <sub>M</sub>	0.996	0.991	0.996	0.991
C <sub>w</sub>	0.892	0.843	0.892	0.843
$\ell_{cb}$ (%L <sub>pp</sub> )	-2.619	0.997	-2.652	1.021
PROP. IMMERSION ( $\frac{l}{p}$ )	1.418	0.711	0.906	0.387
RANGE OF SPEED (Fn)	R. T. S. P. T. P. L. T.	0.06 ~ 0.19 0.11 ~ 0.19 0.17	0.06 ~ 0.21 0.12 ~ 0.21 0.19	0.06 ~ 0.19 0.11 ~ 0.19 0.17
TEMP. OF WATER (°C)		20.3	20.3	20.0

REMARKS:

R. T. RESISTANCE TEST  
 S. P. T. SELF-PROPELLION TEST  
 P. L. T. PROPELLER LOAD TEST

Table 2.2.2 Model Prop. No. B-1

DIAMETER (m)	MODEL ACTUAL	
	0.1800	6.300
PITCH RATIO (CONST)	0.6447	
BOSS RATIO	0.1762	
EXPANDED AREA RATIO	0.5480	
MEAN BLADE WIDTH RATIO	0.2090	
BLADE THICKNESS RATIO	0.0551	
ANGLE OF RAKE	5°	
NUMBER OF BLADE	5	
BLADE SECTION	MAU	
DIRECTION OF TURNING	RIGHT-HANDED	

Table 2.2.3 Model Prop. No. B-4

DIAMETER (m)	MODEL ACTUAL	
	0.2457	8.600
PITCH RATIO (CONST)	0.8941	
BOSS RATIO	0.1512	
EXPANDED AREA RATIO	0.4573	
MEAN BLADE WIDTH RATIO	0.1693	
BLADE THICKNESS RATIO	0.0429	
ANGLE OF RAKE	5°	
NUMBER OF BLADE	5	
BLADE SECTION	MAU	
DIRECTION OF TURNING	RIGHT-HANDED	

Table 2.2.4 Comparison of Self-Propulsion Factors Etc.  
FULL LOAD (  $F_n = 0.174$  )

項目	M.S.N <sub>o</sub>	B - 1	B - 4
プロペラ直徑( m )		6.300	8.600
プロペラ直徑の比		1.000	1.365
$\eta_R$		1.045	1.025
$1 - t$		0.800	0.772
$1 - w_T$		0.577	0.619
$\eta_H$		1.386	1.247
$\eta_O$		0.505	0.639
$\eta$		0.731	0.817

BALLAST (  $F_n = 0.191$  )

$\eta_R$	1.045	1.010
$1 - t$	0.785	0.785
$1 - w_T$	0.555	0.588
$\eta_H$	1.414	1.335
$\eta_O$	0.514	0.652
$\eta$	0.759	0.879

Table 2.2.5 Values of  $(1-W_T)_S/(1-W_T)_M$

LOAD COND	M.S. NO	B - 1	B - 4
FULL		1.15	1.13
BALLAST		1.19	1.16

Table 2.2.6 Values of  $\eta$  for Actual Ship

CONDITION	M.S. NO	B - 1	B - 4
FULL( $F_n = 0.174$ )		0.676	0.757
BALLAST( $F_n = 0.191$ )		0.682	0.791

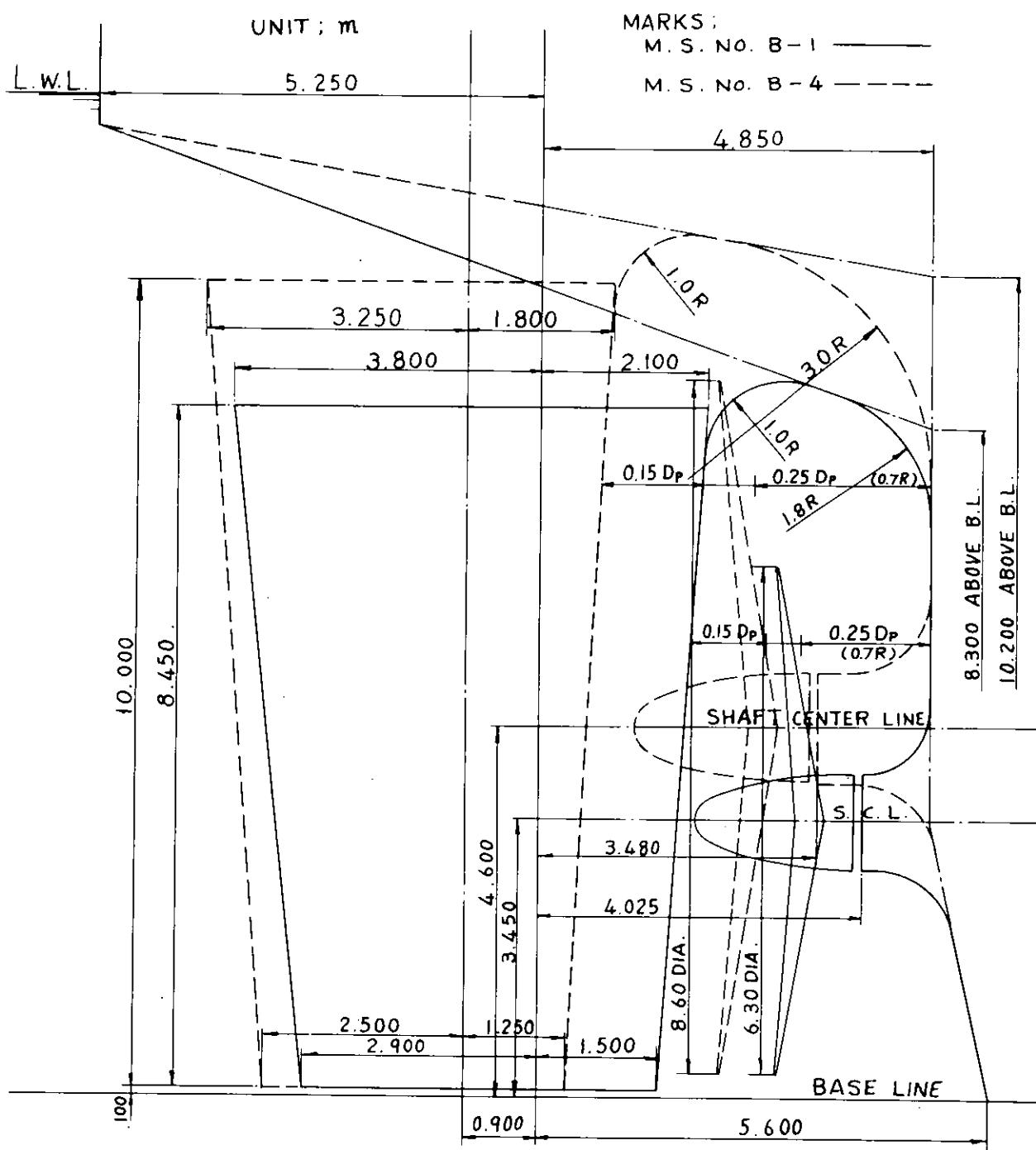


Fig. 2.2.1 Stern Frame and Rudder

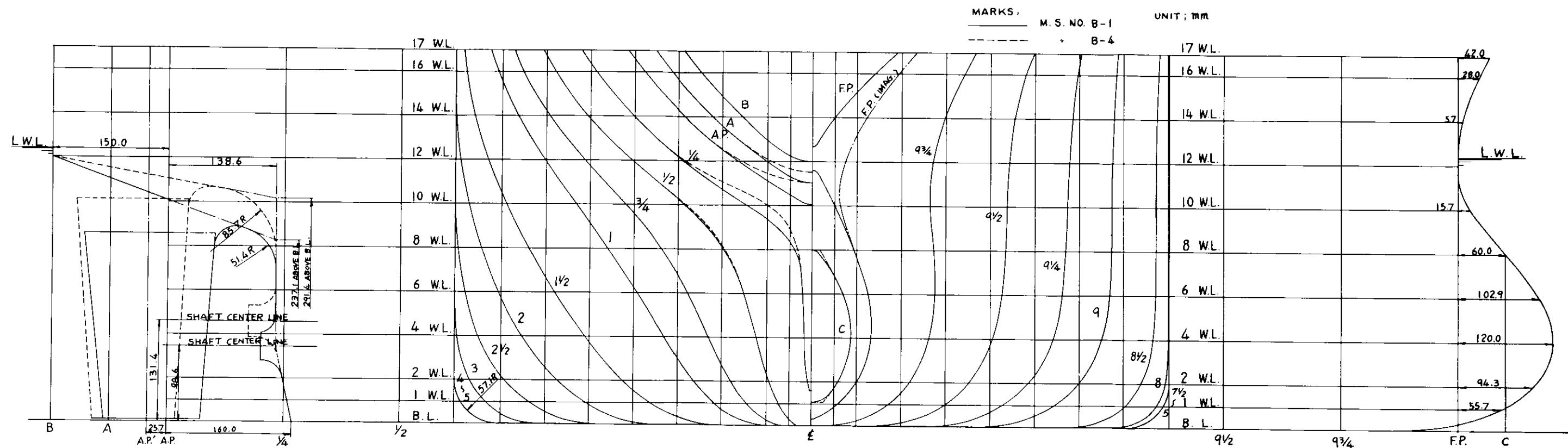


Fig. 2.2.2 Model Ship No. B-1, B-4

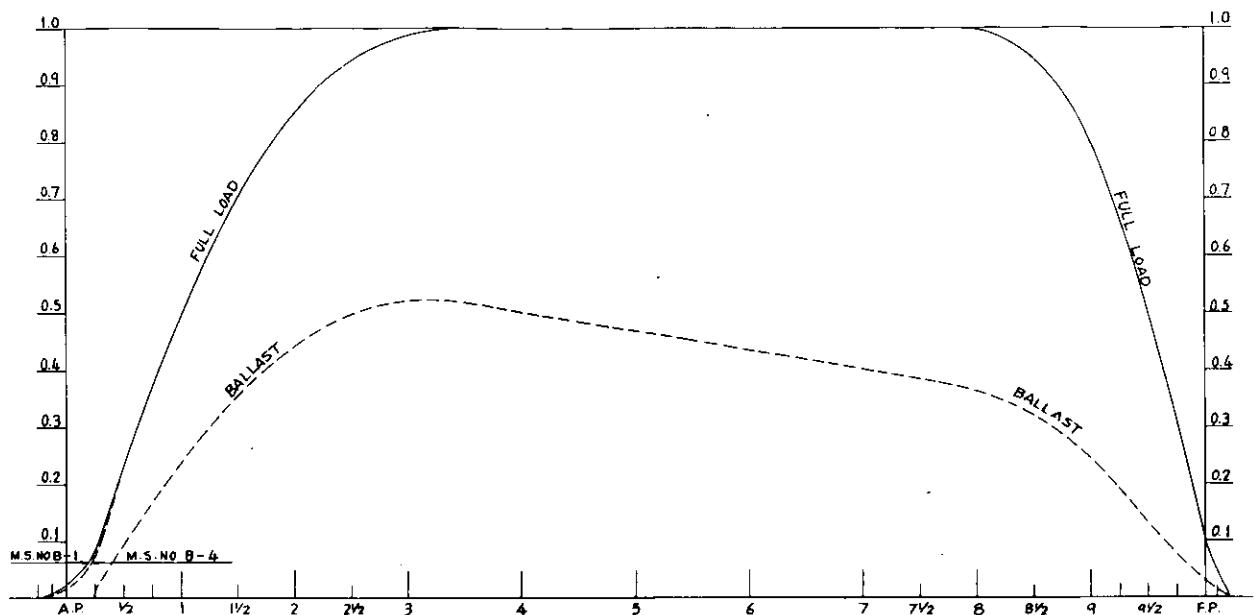


Fig. 2.2.3 Sectional Area Curves

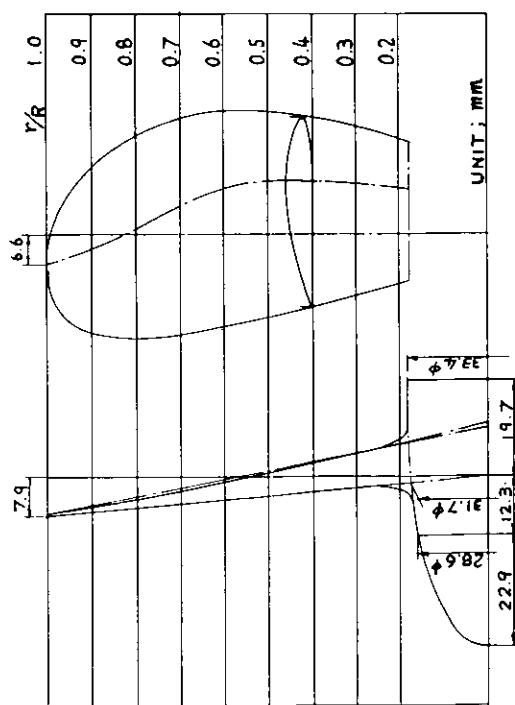


Fig. 2.2.4 Model Prop. No. B-1

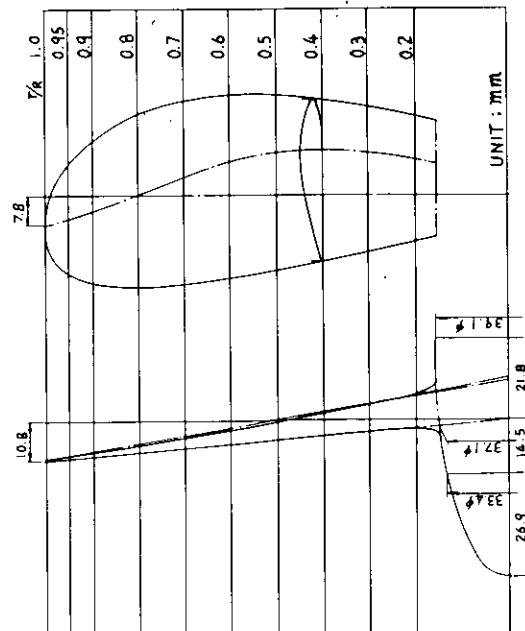
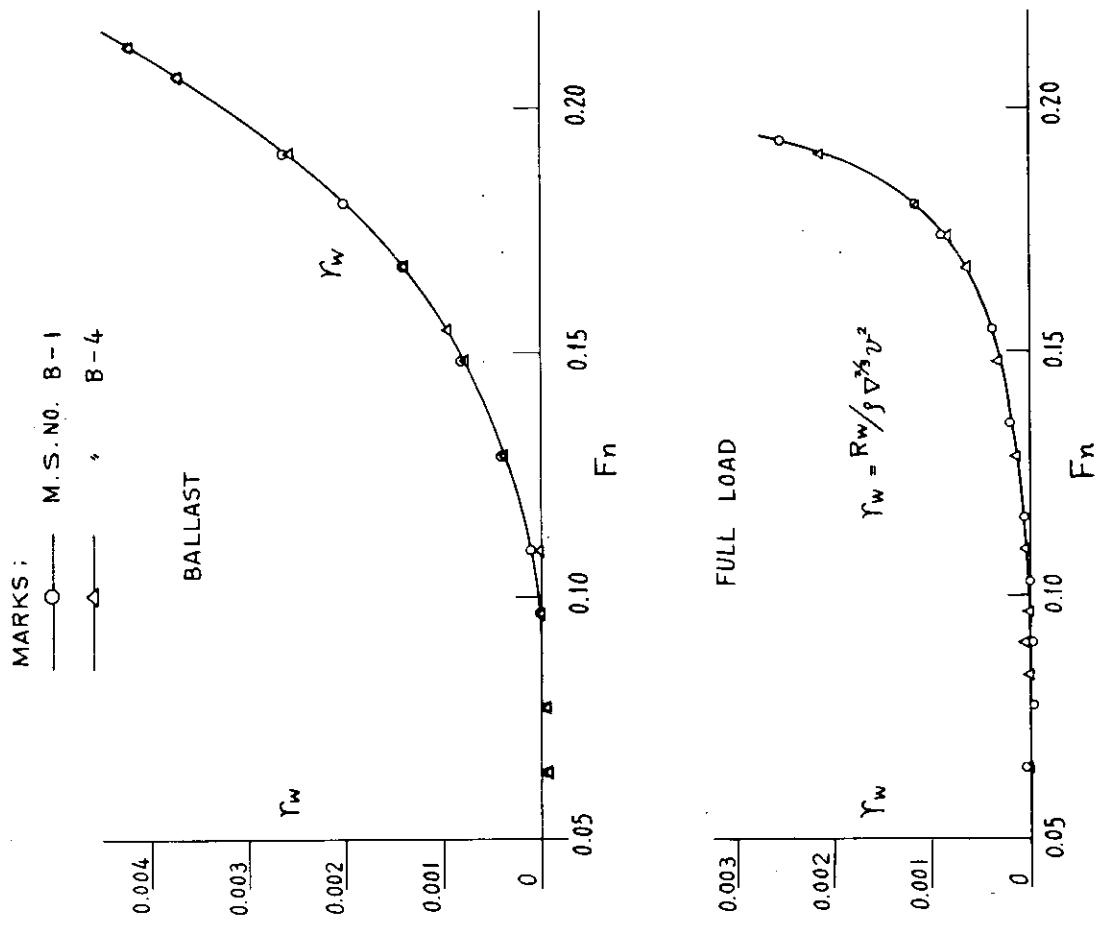


Fig. 2.2.5 Model Propeller No. B-4



-14-

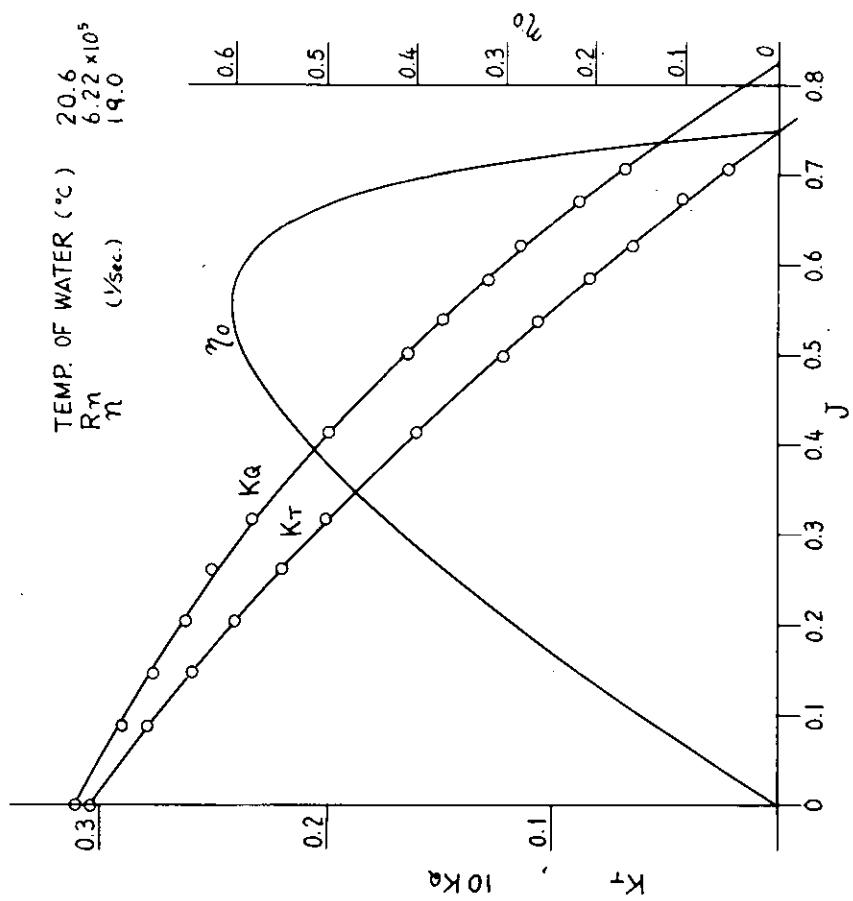


Fig. 2.2.6 Result of Resistance Test

Fig. 2.2.7 Result of Prop. Open Test (Model Prop. No. B-1),

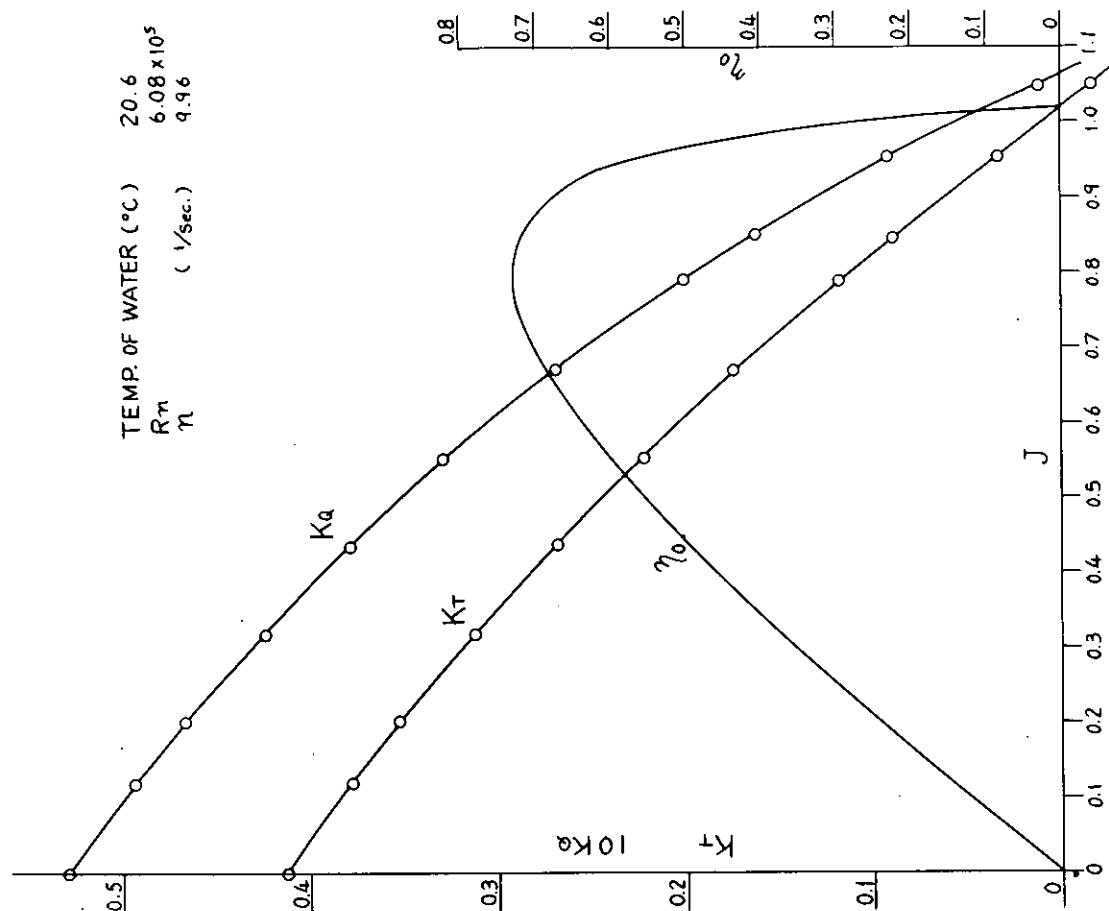


Fig. 2.2.8 Result of Prop. Open Test (Model Ship No. B-4)

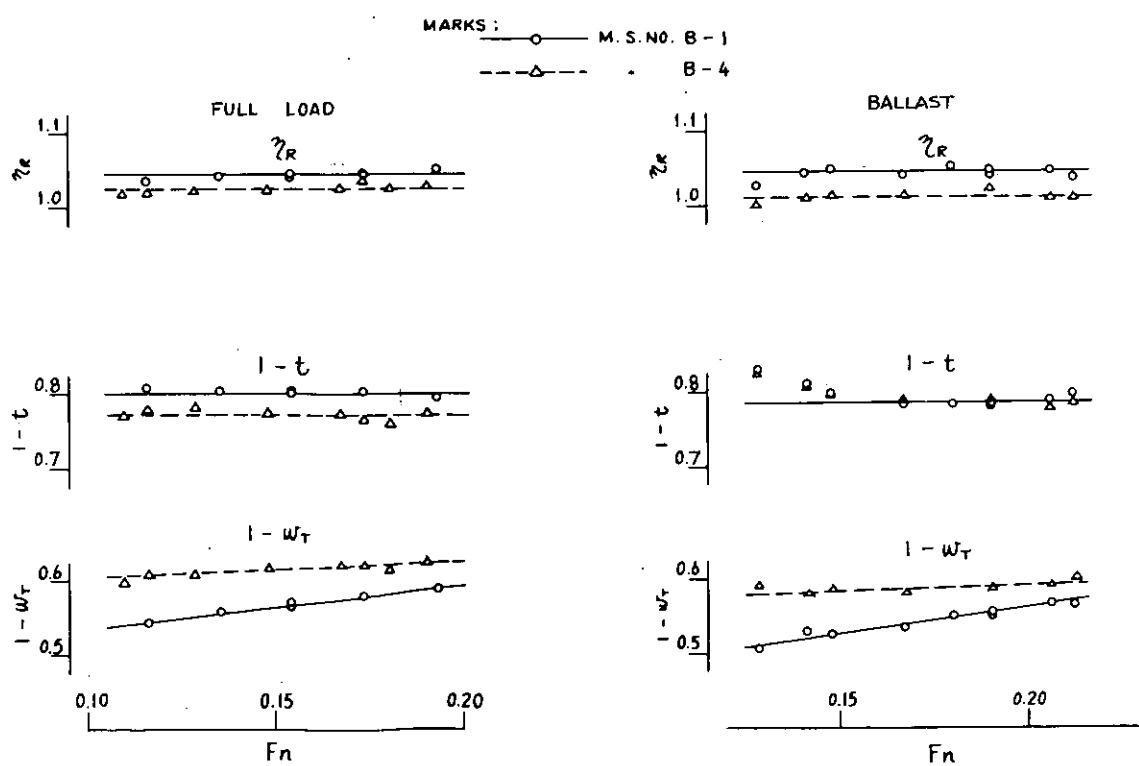


Fig. 2.2.9 Result of Self-Propulsion Test

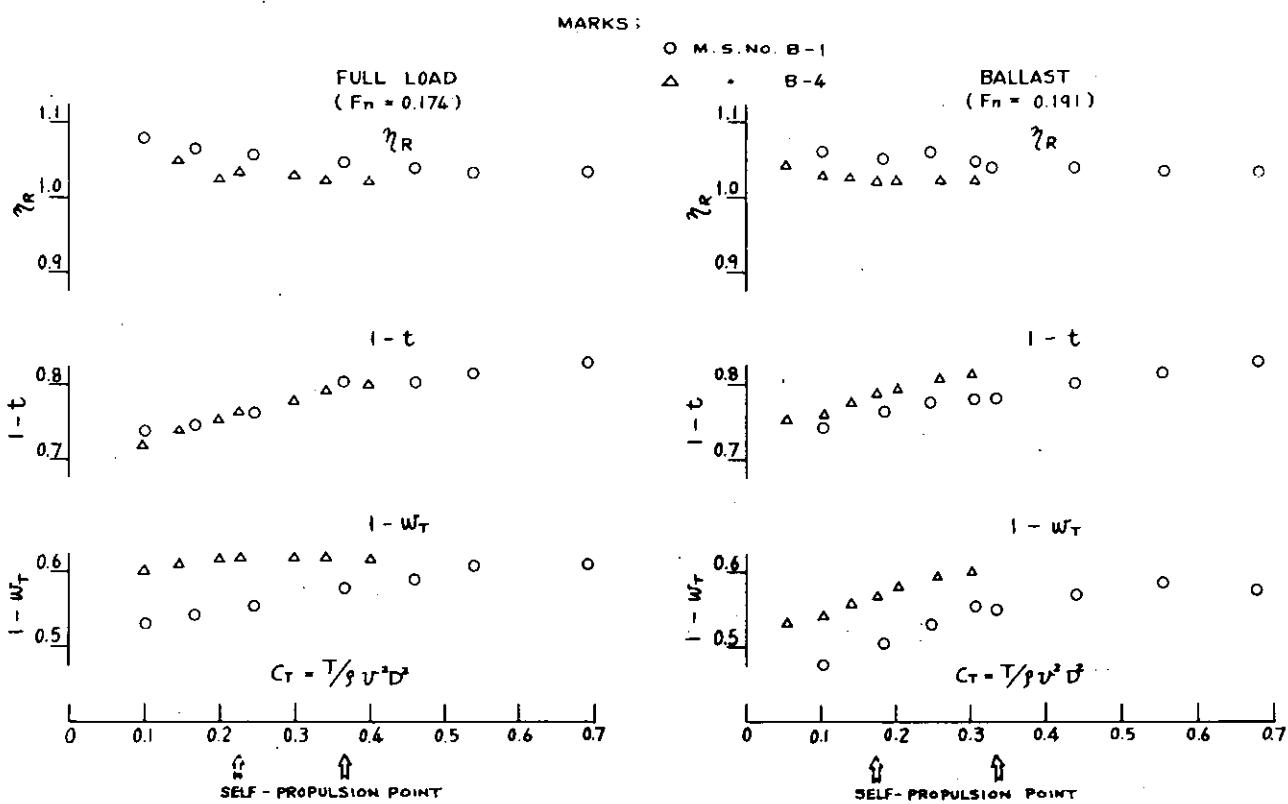


Fig. 2.2.10 Result of Prop. Load Test

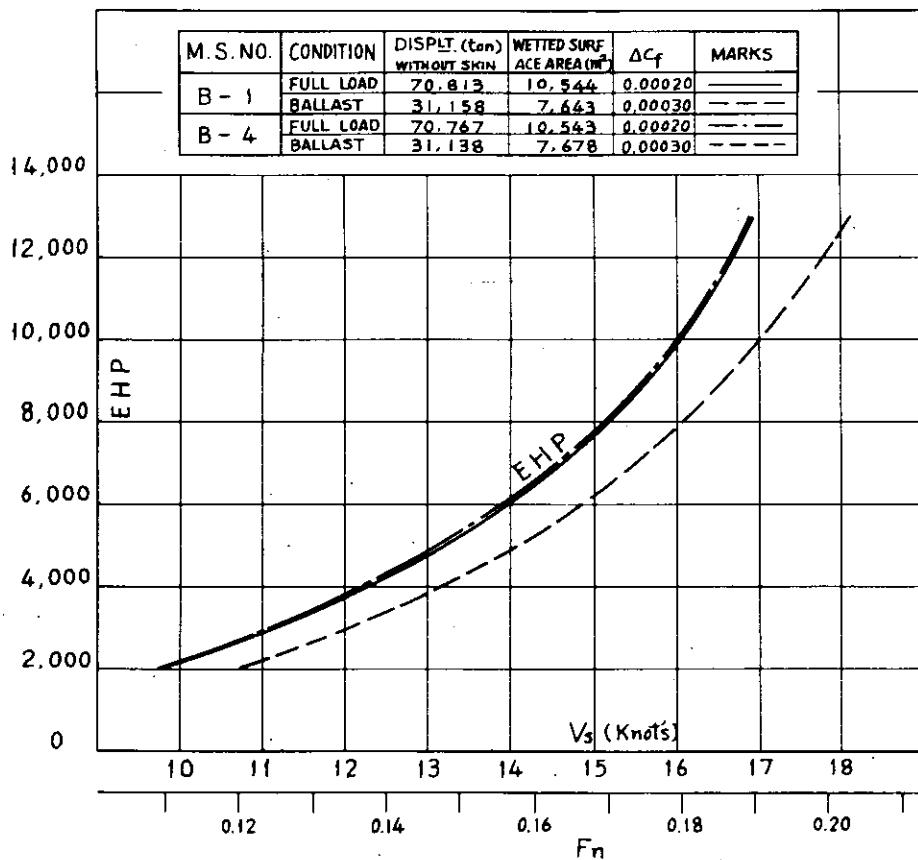
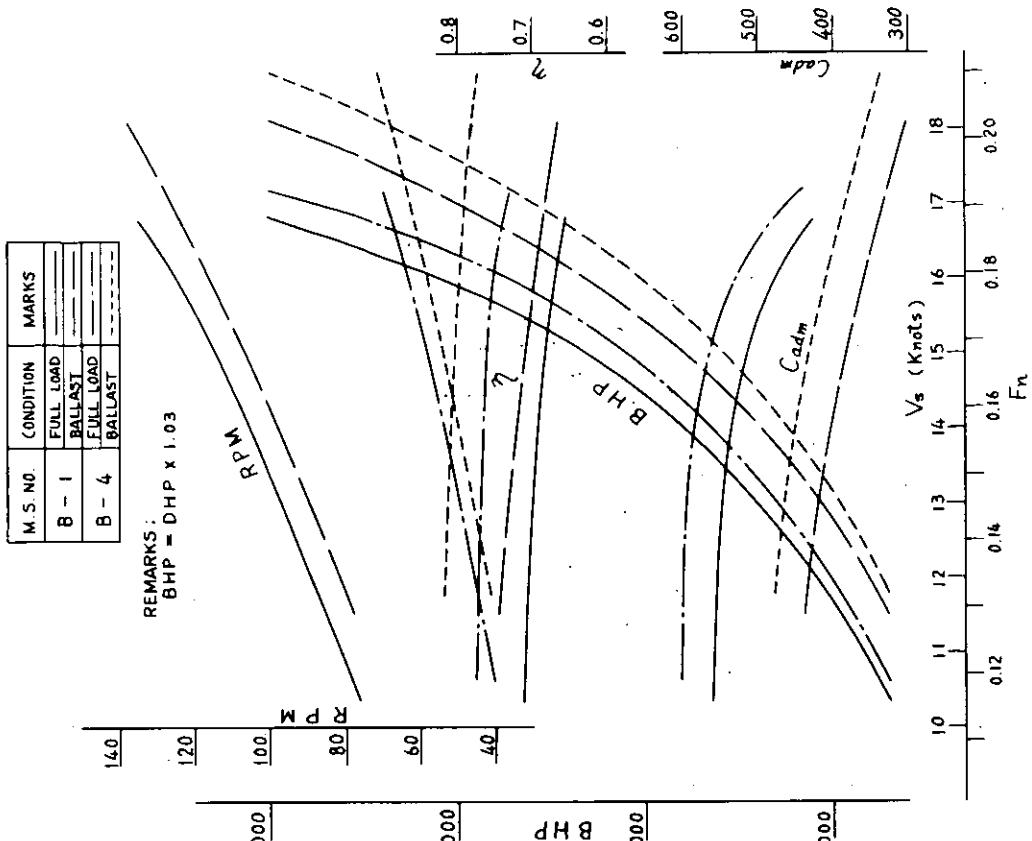
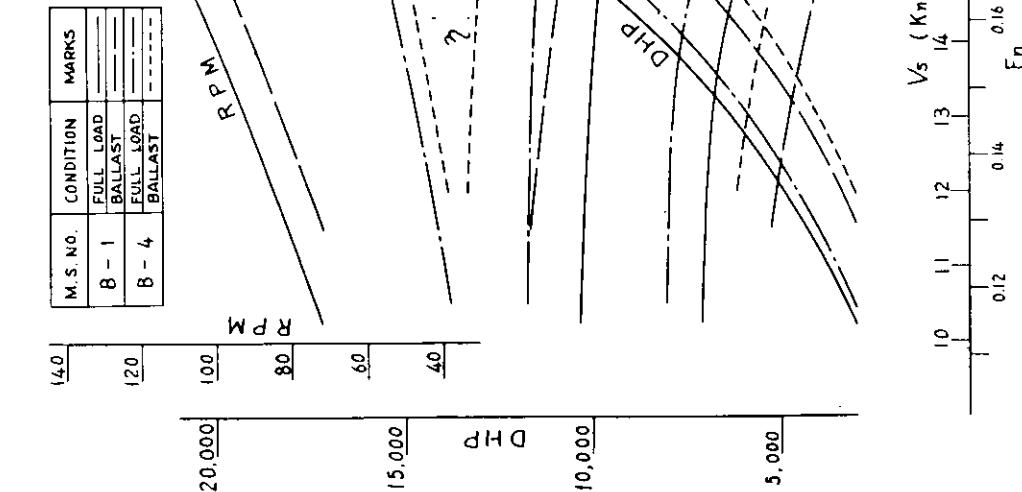


Fig. 2.2.11 EHP Curves



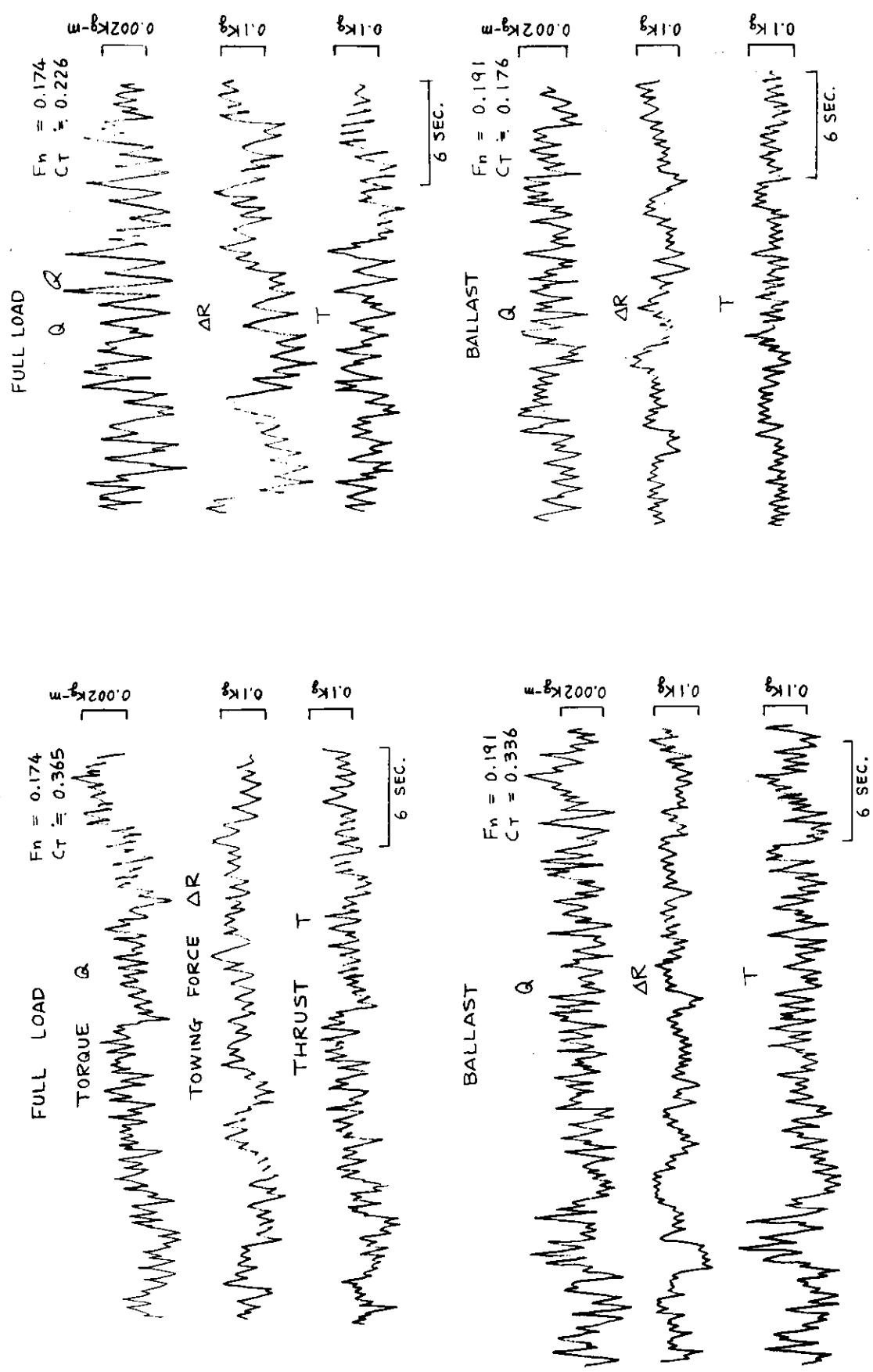


Fig. 2.2.14 Example of Records (M.S. No. B-1)

Fig. 2.2.15 Example of Records (M.S. No. B-4)

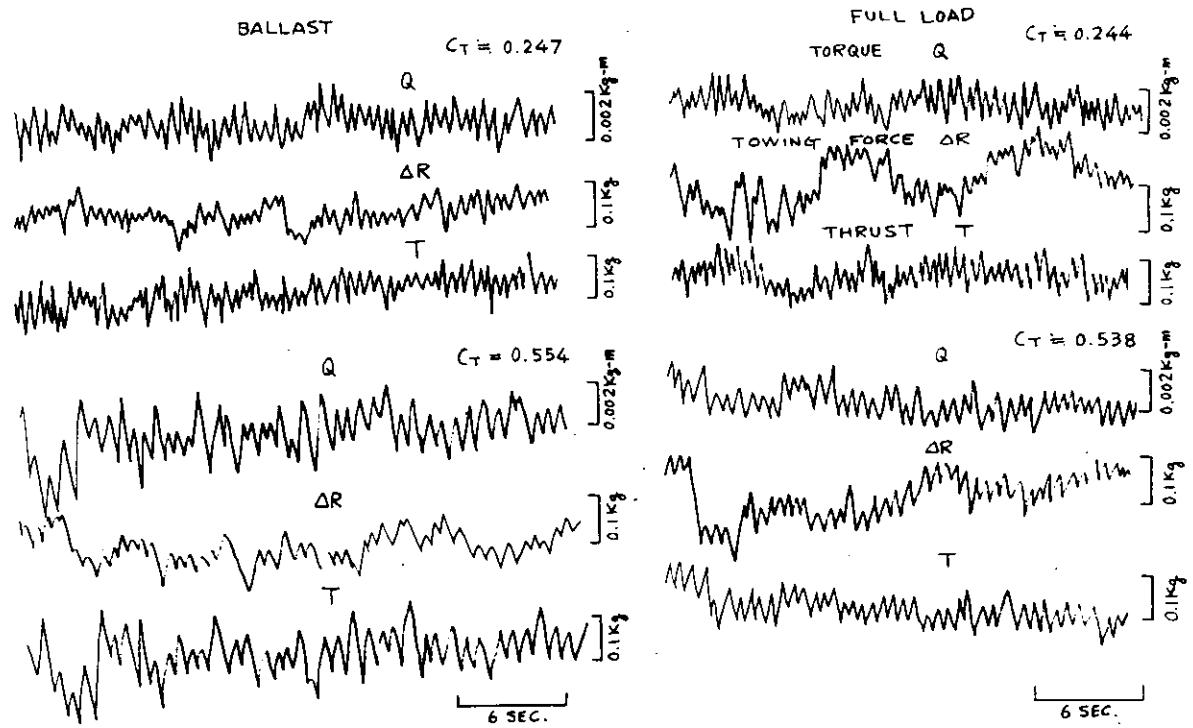


Fig. 2.2.16 Example of Records (M.S. No. B-1)

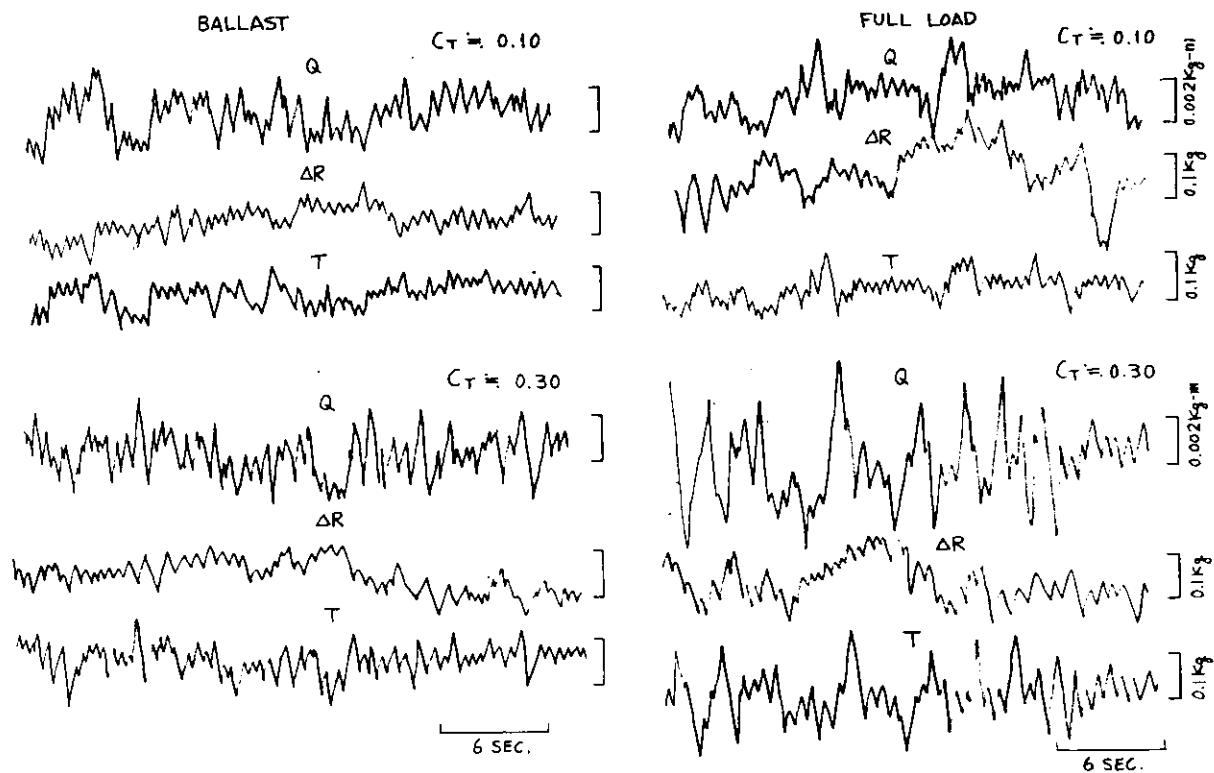
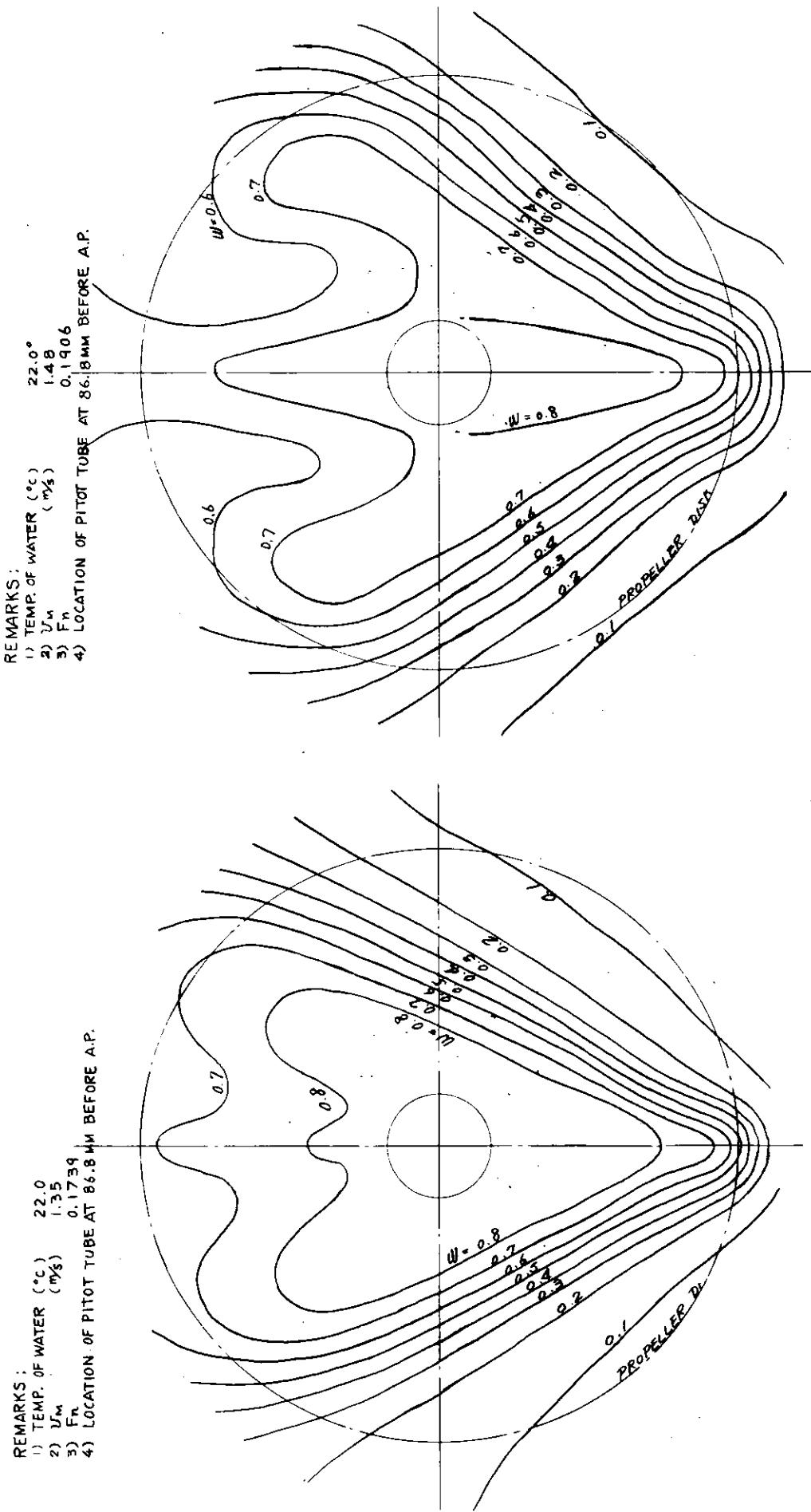


Fig. 2.2.17 Example of Records (M.S. No. B-4)



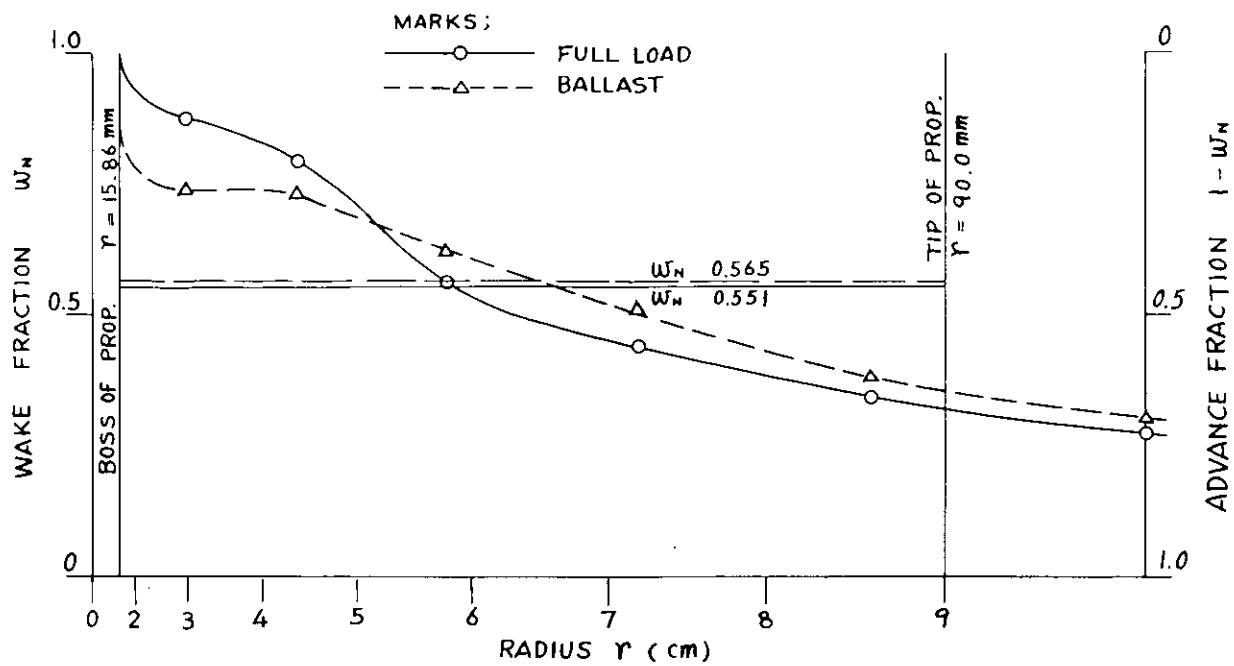


Fig. 2.2.20 Axial Distribution of Circumferential Mean Wake (M.S. No. B-1)

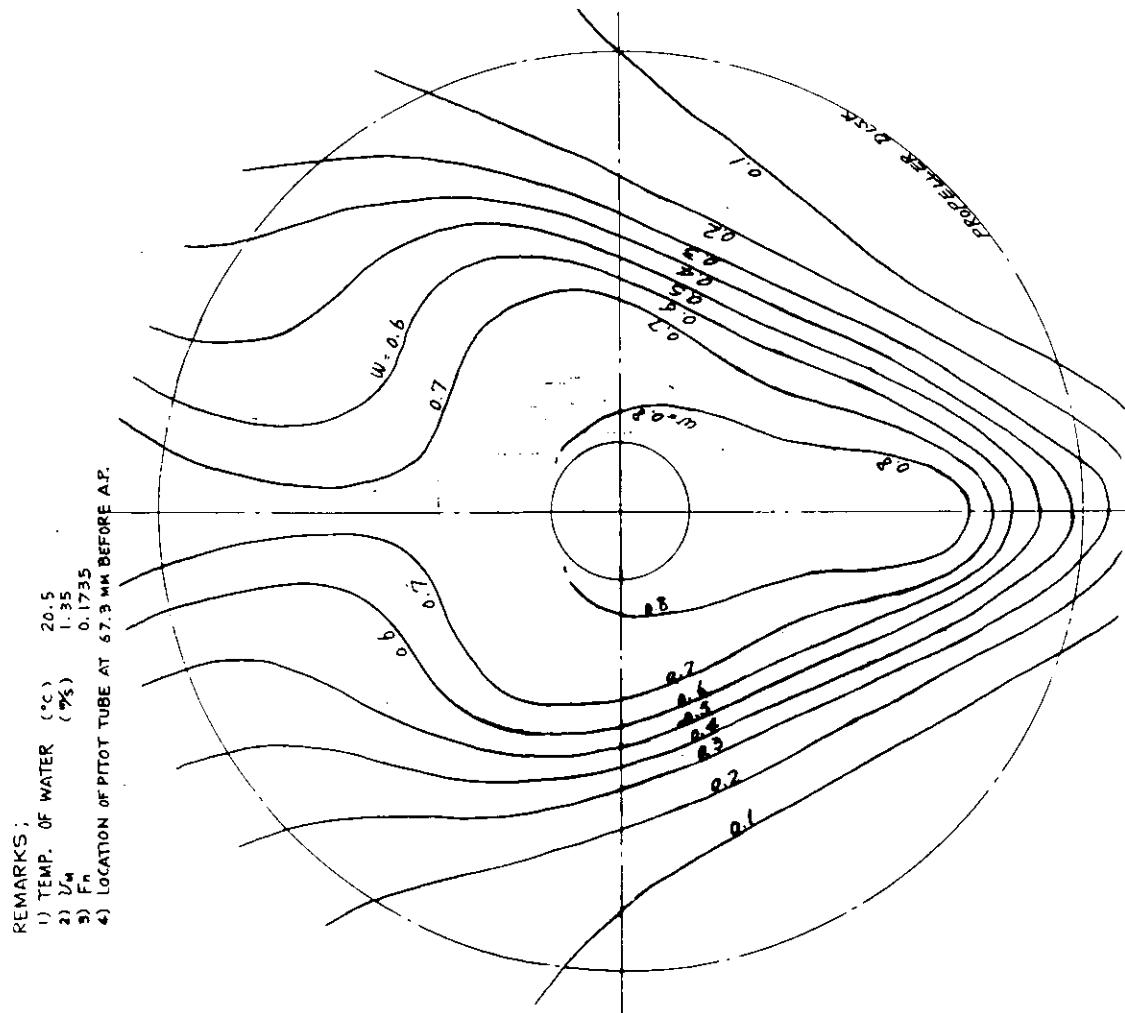


Fig. 2.2.21 Wake Patterns, Full Load (M.S. No. B-4)

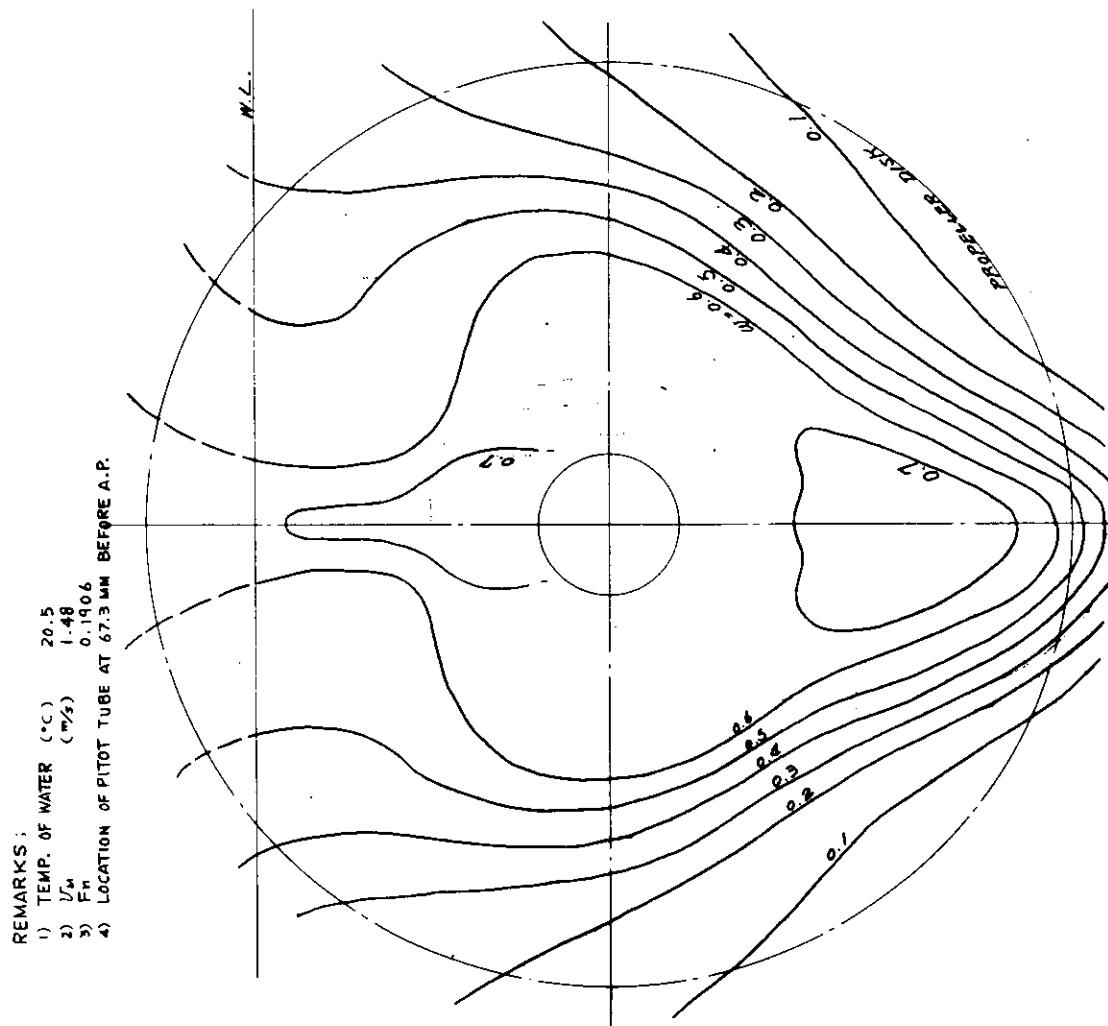


Fig. 2.2.22 Wake Patterns, Ballast (M.S. No. B-4)

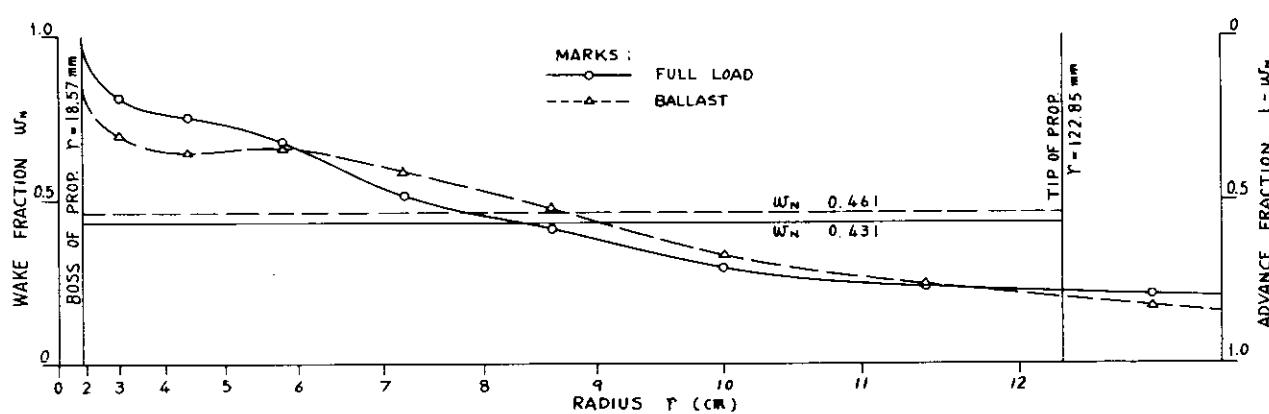


Fig. 2.2.23 Axial Distribution of Circumferential Mean Wake (M.S. No. B-4)

## 2.3 小型模型船による水槽試験

### 2.3.1 計画

本研究部会の昨年度研究においては通常の船尾形状の模型船に大直径プロペラを装備した場合について水槽試験が行なわれた。このような場合は、通常直徑のプロペラ装備に比して、一般に船殻効率が低下し、プロペラ効率の大幅な上昇にも向らず推進効率の上昇は期待する程には大きくならない。プロペラ効率の上昇を充分に生かし推進効率を大幅に上昇させ、しかもキャビテーション、起振力への悪影響を減らすため、伴流のプロペラ面への集中とプロペラ面内での均一化を船体抵抗の増加なしに実現できるような大直径プロペラに適した船尾形状の開発が要望される。

新船型、特に本研究のように船尾形状の研究を行なう場合、船尾周辺の流れ、プロペラ部への流入状態の観察・測定が特に重要である。回流水槽は流れの観察や流速分布、圧力分布計測に便で、従来から多く使用されている。抵抗試験・自航試験に関しては、回流水槽における試験結果から実船の推進所要馬力を求めるには回流水槽試験の現状から精度上問題がある。しかし、抵抗試験は各種船型間の優劣・傾向の比較には使用できる。そこで、本研究では、各種船型の流れの状態、特徴を把握し抵抗性能も比較し、供試船型をさらに改善する方向を捕え、次年度の大型模型船による水槽試験への資料とするため、回流水槽において小型模型船による試験を行なうことになった。

従来、各国で大直径プロペラ用に種々の新船型の提案がなされ、例えばB&W社の船型<sup>1)</sup>や我が国ではT船型<sup>2)</sup>などがある。また大直径プロペラ用には限らない船型として、推進効率の大幅な上昇をめざした蝸牛殻型船型<sup>3), 4)</sup>プロペラ起振力減少を目的としたプラム型船型、伴流の均一化をはかったホグナー船尾などがある。またこのようない既存の船型以外にも大直径プロペラに適した特殊な船型があるかも知れない。

本研究においては、一軸船を対象としてまず従来の各種船尾形状と種々の狙いにより今回考案された船尾形状とを検討して供試船型を選定した。検討した船尾形状、名称をFig. 2.3.1.1 ~ 2.3.1.11, Table 2.3.1.1に示す。

H-T型は浜田式トンネル船型<sup>2)</sup>で、トンネルによりプロペラ部への流入状態を改善し、プロペラ没水深度不足を補うことを狙い、在来船型に比し抵抗も減少するといわれる。この船型ではプロペラが利用できる伴流は船底境界層のみによるもので、ビルジ渦の発生は殆んどないと推定されるので、プロペラ部ではスケグ付近を除き、上方の船体表面に近いほど伴流が強くなると推定される。

BF-T型はトンネル付きバトックフローワー船尾<sup>5)</sup>で、抵抗の小さいバトックフローワー船尾に大直径プロペラが納まるようにトンネルを組合わせ、プロペラ部への流入を良くし没水深度不足も補うことを狙ったものである。この船型ではプロペラが利用できる伴流は船底境界層のみによるものであり、ビルジ渦の発生は殆んどないので、プロペラ部では上方の船体表面に近いほど伴流が強くなると推定される。また針路不安定が予想される。

P-T型はトンネル付きプラム型船尾で、プラム型船尾に大直径プロペラが納まるようにトンネルを組合せたものである。プラム型船型はプロペラ部にビルジ渦などの縦渦が殆どなく、単純な流れであると推定されるので、プロペラ部の伴流は小さく、上方の船体表面に近いほど伴流が大きくなる傾向があると推定される。また抵抗が小さいこと、針路不安定のおそれがあることが予想される。

BV型はビルジ渦強化船型で、普通型船尾形状のビルジ渦発生部をえぐり、ビルジ部を角張らせるか、または曲率半径を非常に小さくしたものである。ビルジ渦には船底境界層がまき込まれているが、この船型の変形によりビルジ渦の強さを増し、その領域を拡大し船側の境界層もより多くまき込み、プロペラ部へ流入させ、伴流を大きくすることを狙いとする。ビルジ渦の強化により造渦抵抗が増加し抵抗が大きくなると予想される。一軸船の場合ビルジ渦の回転エネルギーはプロペラにより回収できない問題点がある。

BV-T型はトンネル付きビルジ渦強化船型で、上記BV型のプロペラ上部付近をトンネル状にしたものである。このトンネルによりBV型のプロペラ没水深度不足を補うことが狙いである。他の点についてはBV型と同様である。

TV-T型はトンネル付き逆縦渦船型で、バージ状に船尾船底を切上げトランサム状とし、さらにプロペラ上部付近をトンネル状にしたものである。このような船型では、ビルジ渦とは逆の回転方向の縦渦が、切上げた船底内下方に発生し<sup>7)</sup>船側の境界層がまき込まれる。この縦渦がプロペラ部に流入するように導き、船側境界層を船底境界層とあわせて利用し、伴流を大きくすることを狙いとする。逆縦渦をプロペラ部に導けるかが問題である。

TBV-T型はトンネル付きビルジ渦逆縦渦共用船型で、船尾船体後部の下部は普通型船型類似としややビルジ部曲率半径を小さくし、その前方では船底外側部を切上げトンネルにつなげたものである。船尾後下部によりビルジ渦を発生させ船底境界層の大部分をまき込み、前方切上げ部でビルジ渦とは逆の回転方向の縦渦を発生させ、船側境界層の大部分をまきませ、この両渦をプロペラ面に流入するように導き、伴流を大きくすることが狙いである。トンネルはプロペラ没水深度不足の補いと、渦をプロペラ部へ導くために設ける。縦渦を積極的に発生させるので、抵抗は大きくなる可能性があり、また逆縦渦をプロペラ部へ導けるか、ビルジ渦と逆縦渦の干渉の問題がある。

AS型は左右非対称船型で、プロペラ直前のみ左右非対称にしたもので、Gallin<sup>1)</sup>, Nönncke<sup>5)</sup>により報告された船型である。プロペラ前方の船体をひねり、プロペラとは逆の回転方向の旋回流を作り、推進効率を向上することが狙いである。昔スタンフレームをプロペラ部上半と下半とで逆にひねった例があるが、AS型はこれをさらに強化した船型で、一軸用蝸牛殻型船型といえる。

SAS型は超左右非対称船型で、右舷は普通型船型、左舷は船底を切上げた船型である。右舷はビルジ渦が発生し、左舷は逆縦渦が発生し、この両渦は回転方向が同一でプロペラ回転方向とは逆向きの旋回流となり、その回転エネルギーもプロペラにより回収し、推進効率を上昇させることが狙いである。問題点として、左舷の逆縦渦をプロペラ部に導けるか、喫水・トリムにより浮心位置が横方向に移動すること、向波ですら横傾斜モーメントが発生すること、当舵量が大きいと予想されること、境界層の利用度が充分とは云えないと云ふことなどが挙げられる。

SAS-T型はトンネル付き超非対称船型で、SAS型にトンネルを設けた船型である。トンネルにより、SAS型の左舷の逆縦渦をプロペラ部に導き、プロペラ没水深度不足を補うことを狙いとする。問題点はSAS型と同様である。

SD型はスクープ・ダクト船型で、ダクトプロペラ付き船体のダクト前方にスクープを接続したものである。スクープにより船底、船側の境界層の殆んどを吸入し、プロペラへ導き、伴流を大きくすることが狙いである。問題として、スクープによる抵抗増加、バラスト、軽荷時のスクープ中に空気吸入と抵抗増加があげられる。

以上の他、B & W社型、ホグナー型など各種の船型があろうが、問題の多い船型と従来資料がある船型を供試船型の選択から除外し、これまで試験されたことがなく、推進性能向上の可能性がありそうな船尾形状を選ぶことにした。次年度研究予定の大型模型船舶型検討のためには、小型模型船による試験はなるべく多くの船型について行なうことが望ましいが、経費、日数などの点から下記の3船型について行なわれることになった。

- 1) P-T型 H-T, BF-T, P-T各型は大体同一の種類に属する船型で、H-T型は既に試験が実施され、BF-T型はトンネルのない形状について試験が実施されているので、代表としてP-T型を選択された。
- 2) BV型 普通型船型のビルジ付近で曲率半径の縮小または稜線の設置によりビルジ渦の強化拡大をはかった船型についての試験例はあるが、これをさらに進めてプロペラ前方の肋骨線をえぐり、ビルジ渦のより一層の拡大とプロペラ部への流入をはかった船型の試験例は見当らないので、ビルジ渦利用の例として選択された。
- 3) TBV-T型 この船型は試験された例が見当らず、複雑な流れを発生させ、伴流利用度を増す狙いの代表例として選択された。

以上の3供試船型の線図をFig. 2.3.1.12~2.3.1.14に、主要目をTable 2.3.1.2に示す。なお、船首形状は3供試船型全て同一とした。模型船の寸法は、自航状態での試験があり、レイノルズ数をできるだけ大きくしたいのでL<sub>pp</sub> 3 mとした。供試船型の写真をFig. 2.3.1.15~2.3.1.18に示す。模型プロペラは手持ちのものを使用することにした。その主要目をTable 2.3.1.3に示す。

試験種目は前述のように抵抗試験、伴流計測、流れの観察で、模型寸法等を考慮して抵抗試験、伴流計測は日本钢管㈱津研究所回流水槽（測定部幅 2.5 m, 水深 1.3 m）で、流れの観察は川崎重工業㈱技術研究所回流水槽（測定部幅 2.0 m, 水深 1.3 m）で実施することにした。

Table 2.3.1.1 Stern Forms for Selection of Model

No.	Mark of Stern Form	Name	Ref.
1	H - T	Hamada's Tunnel Type	2)
2	B F - T	Buttock Flow Type with Tunnel	6)
3	P - T	Puram Type with Tunnel	
4	B V	Bilge Vortex Type	
5	B V - T	Bilge Vortex Type with Tunnel	
6	T V - T	Reverse Longitudinal Vortex Type with Tunnel	7)
7	T B V - T	Bilge Vortex and Reverse Longitudinal Vortex Type with Tunnel	
8	A S	Asymmetric Type	1) 5)
9	S A S	Super Asymmetric	
10	S A S - T	Super Asymmetric Type with Tunnel	
11	S D	SCOOP - Ducted Type	

Table 2.3.1.2 Particulars of Small Models

Model		P - T			B V			T B V - T		
L <sub>pp</sub> (m)		3.000			3.000			3.000		
B (m)										
CONDITION		FULL	65%	44%	FULL	65%	44%	FULL	65%	44%
DRAFT	AP	0.1770	0.1351	0.1149	0.1770	0.1337	0.1133	0.1770	0.1335	0.1130
	MS	0.1770	0.1201	0.0849	0.1770	0.1187	0.0833	0.1770	0.1185	0.0830
	FP	0.1770	0.1051	0.0549	0.1770	0.1037	0.0533	0.1770	0.1035	0.0530
TRIM	(m)	0	0.030	0.060	0	0.030	0.060	0	0.030	0.060
	% L <sub>pp</sub>	0	1	2	0	1	2	0	1	2
$\nabla_M$ (m <sup>3</sup> )	HULL	0.19998	0.12999	0.08799	0.20067	0.13044	0.08829	0.20466	0.13303	0.09005
	APPENDAGE	0.00003	0.00003	0.00003	—	—	—	—	—	—
	TOTAL	0.20001	0.13002	0.08802	0.20067	0.13044	0.08829	0.20466	0.13303	0.09005
$S_M$ (m <sup>2</sup> )	HULL	2.1009	1.7391	1.4891	2.1126	1.7277	1.5042	2.1675	1.7825	1.5522
	APPENDAGE	0.0264	0.0166	0.0123	0.0180	0.0164	0.0136	0.0180	0.0163	0.0135
	TOTAL	2.1273	1.7557	1.5114	2.1306	1.7441	1.5178	2.1855	1.7988	1.5657
$C_B$		0.8187	0.7843	0.7510	0.8215	0.7963	0.7680	0.8379	0.8135	0.7862
$C_P$		0.8222	0.7892	0.7578	0.8049	0.8014	0.7751	0.8414	0.8187	0.7935
$C_M$		0.9957	0.9938	0.9910	0.9957	0.9936	0.9909	0.9957	0.9936	0.9908
$\ell_{cb}$ (%)		-2.897	-2.562	-0.424	-2.800	-1.941	+0.710	-2.036	-1.216	+1.512

WITHOUT BILGE KEEL

Table 2.3.1.3 Particulars of Model Propeller for Small Models

Diameter ( mm )	116.67
Pitch Ratio	0.7143
Boss Ratio	0.180
Blade Thickness Ratio	0.050
Expanded Area Ratio	0.66
Angle of Rake	10° - 0'
Number of Blade	5
Direction of Revolution	Right
Type	M A U

### 参 考 文 献

- 1) Gallin, C.: Inventiveness in Ship Design, North East Coast Institution of Engineers and Shipbuilders Transactions Vol. 94, No. 1, ( 1977 )
- 2) 浜田昇：省エネルギー時代に最適なT船型，船舶 Vol. 50, No. 5 ( 1977 )
- 3) Tommasi, G.B.: Experimental Evaluation of a New Stern Shape, International Shipbuilding Progress, Vol. 23, No. 258 ( 1976 )
- 4) Tommasi, G.B.: A Hydrodynamic Study of the Cochlea - Channeled Stern, International Shipbuilding Progress, Vol. 24, No. 277 ( 1977 )
- 5) Nönncke, E.A.: Reduction of Fuel Consumption and Running Costs of Sea-going Vessels Resulting from Improved Propulsive Efficiency, HANSA-Schiffahrt - Schiffbau - Hafen, Vol. 115, No. 2 ( 1978 )
- 6) 渡辺四郎, 坂尾稔, 小丸柿, 小西績男: Buttock Flow 船尾の研究, 造船協会論文集第122号( 1967 )
- 7) 田古里哲夫: 肥大船の渦, 抵抗推進シンポジウム 日本造船学会 ( 1968 )

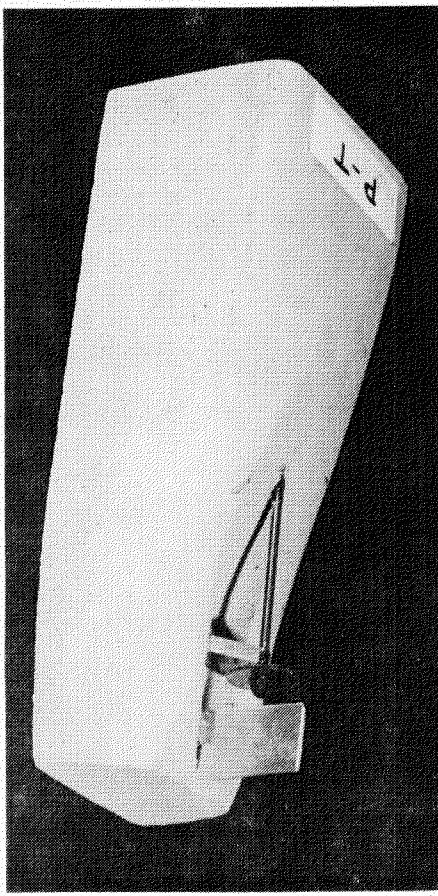


Fig. 2.3.1.3 Model P-T

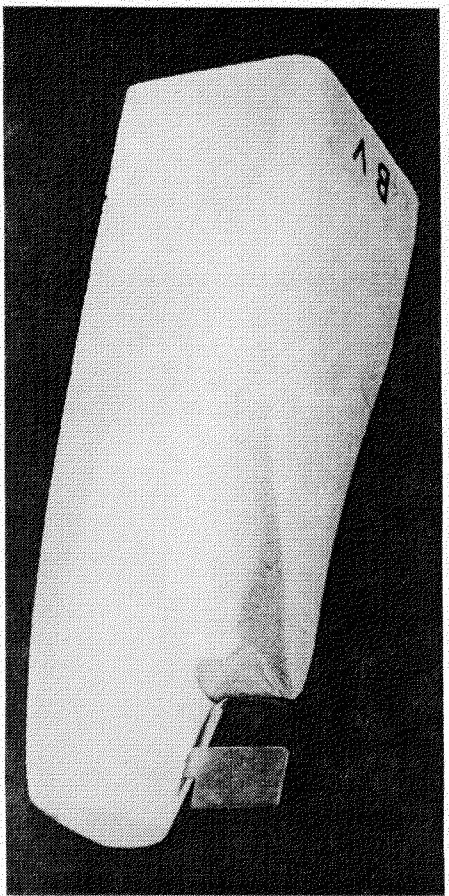


Fig. 2.3.1.4 Model BV

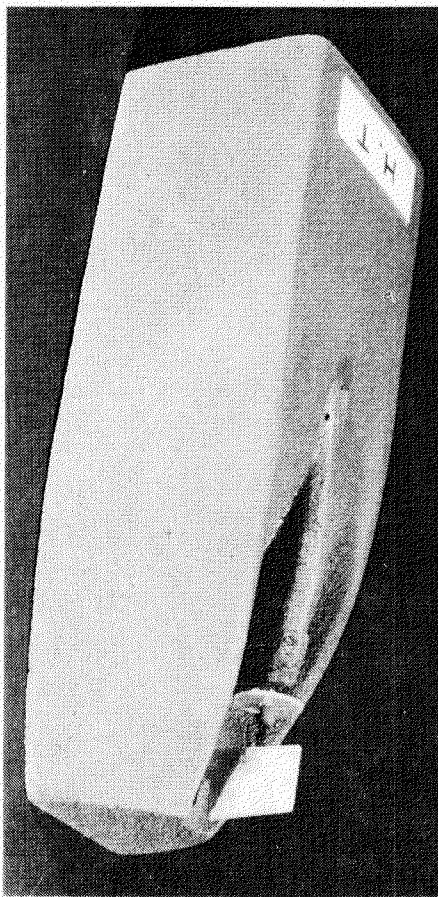


Fig. 2.3.1.1 Model H-T



Fig. 2.3.1.2 Model BF-T

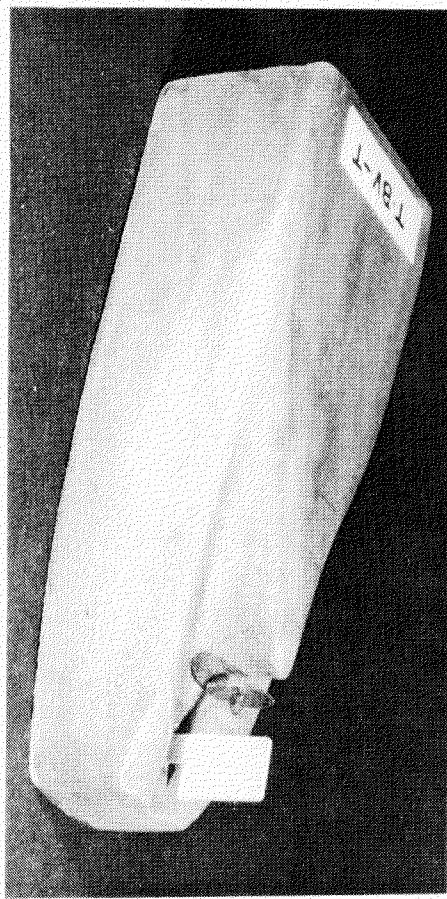


Fig. 2.3.1.7 TBV-T

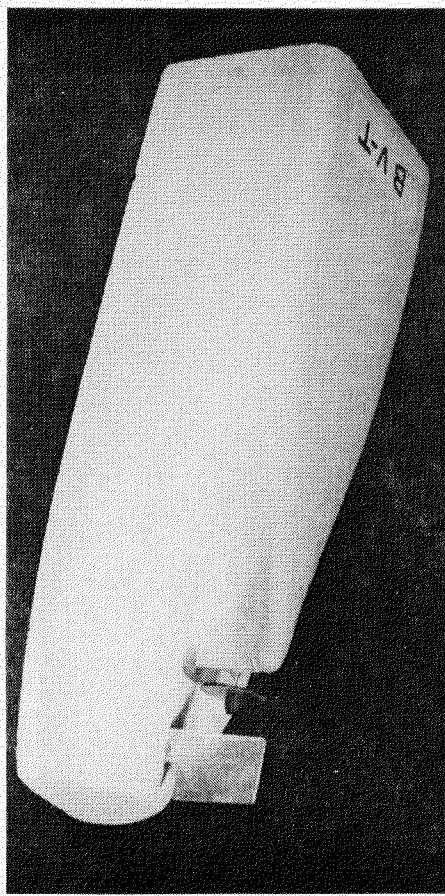


Fig. 2.3.1.5 Model BV-T

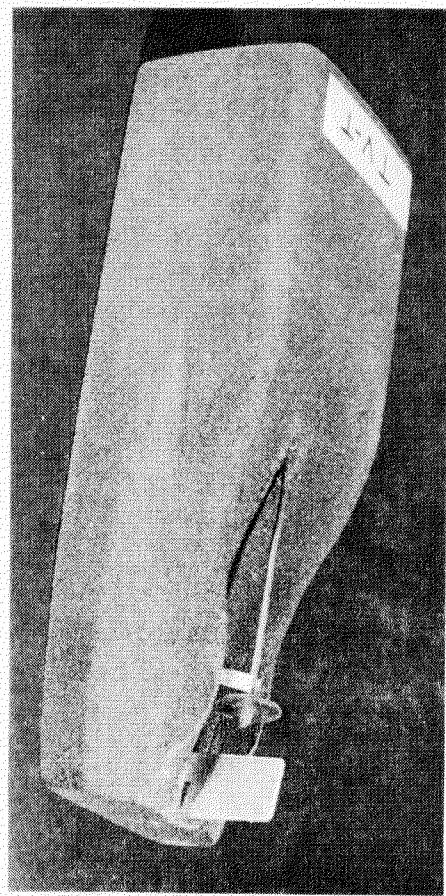


Fig. 2.3.1.6 Model TV-T

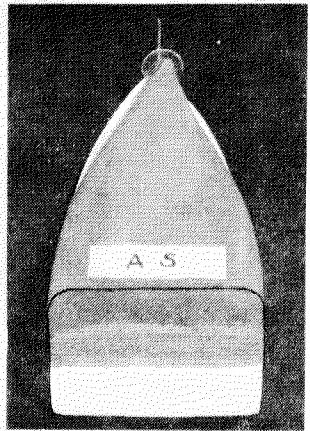
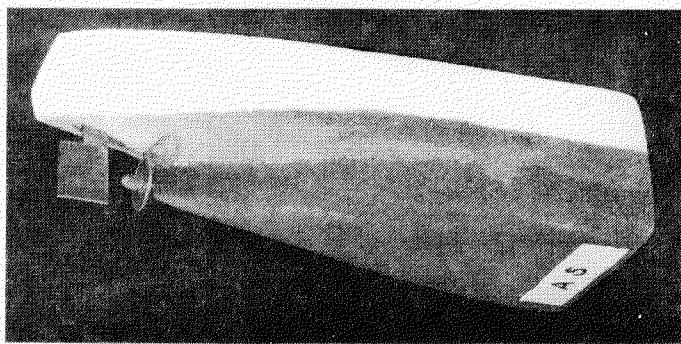


Fig. 2.3.1.8 Model AS

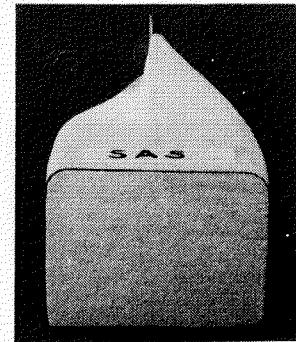
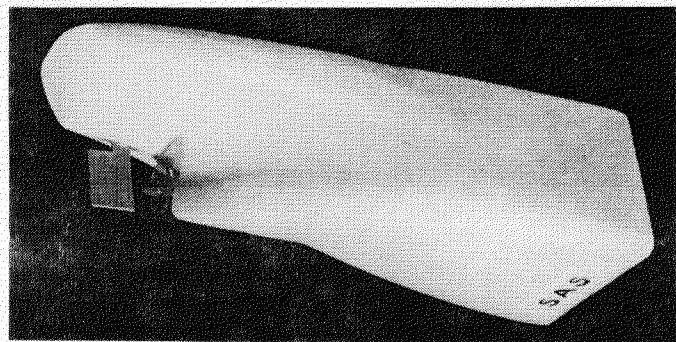


Fig. 2.3.1.9 Model SAS

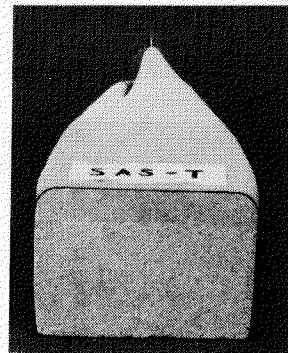
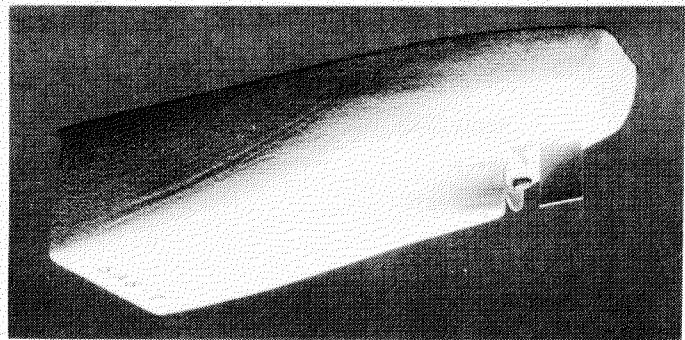
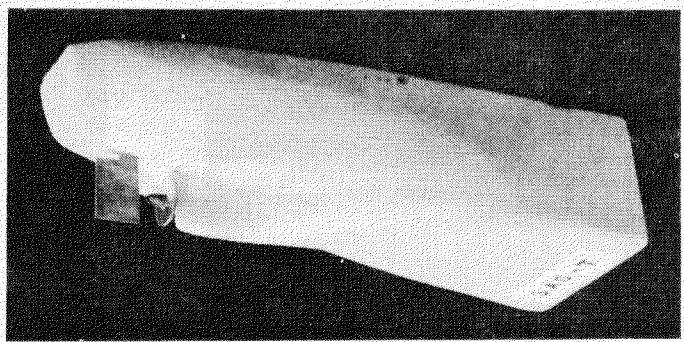


Fig. 2.3.1.10 Model SAS-T

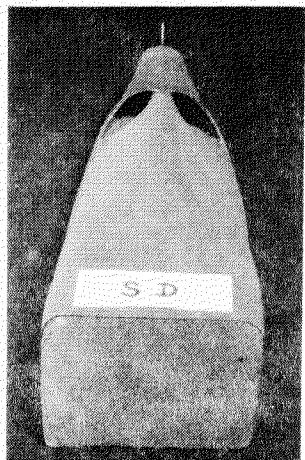
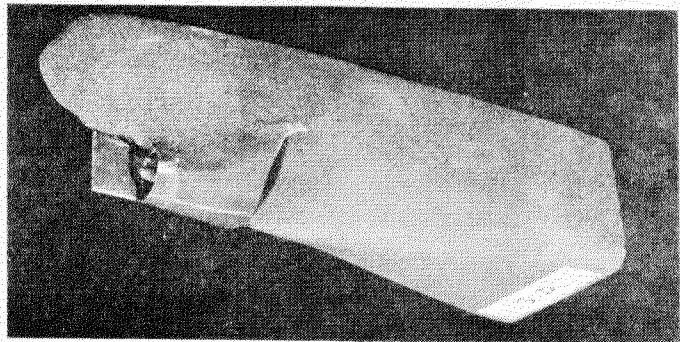


Fig. 2.3.1.11 Model SD

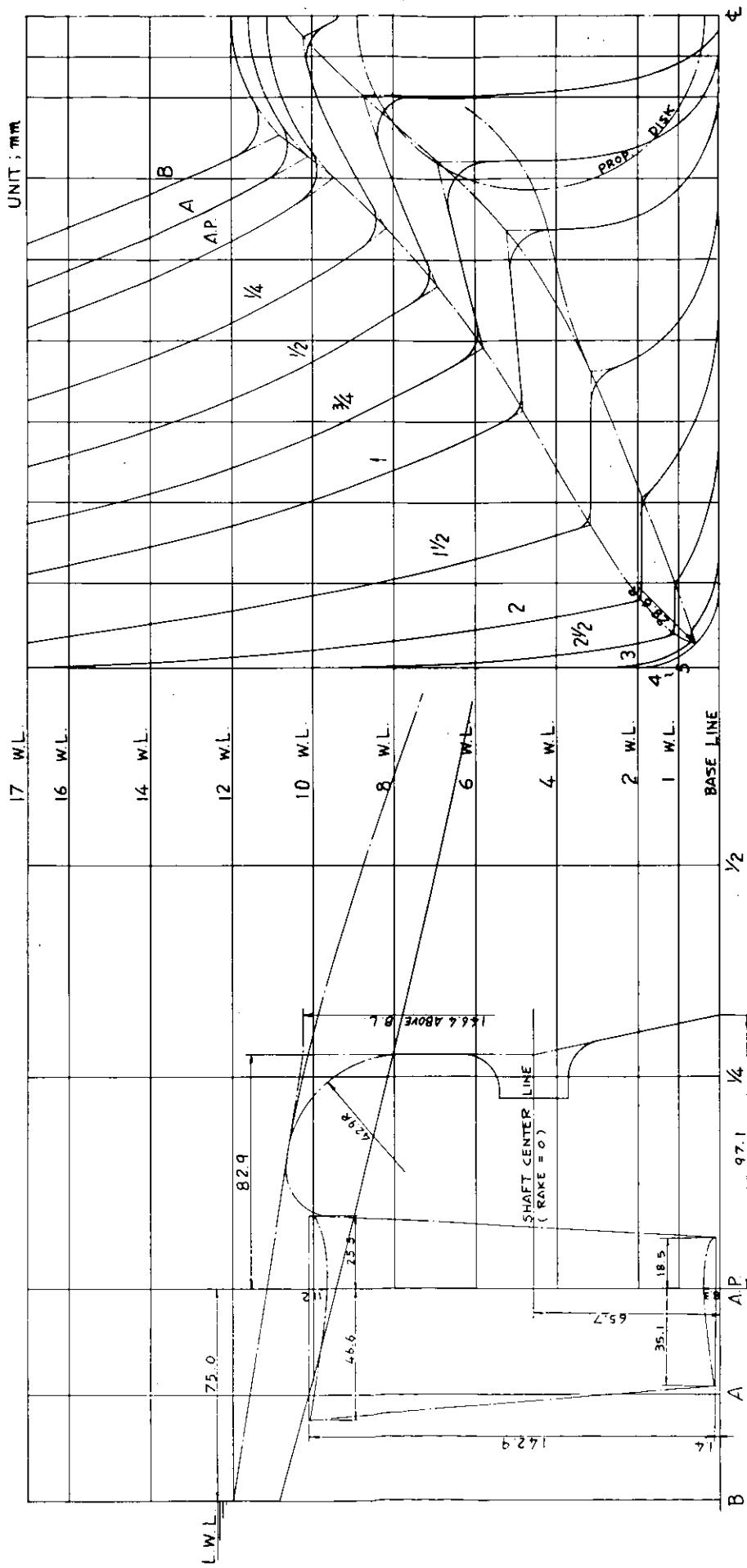


Fig. 2.3.1.12 PT型

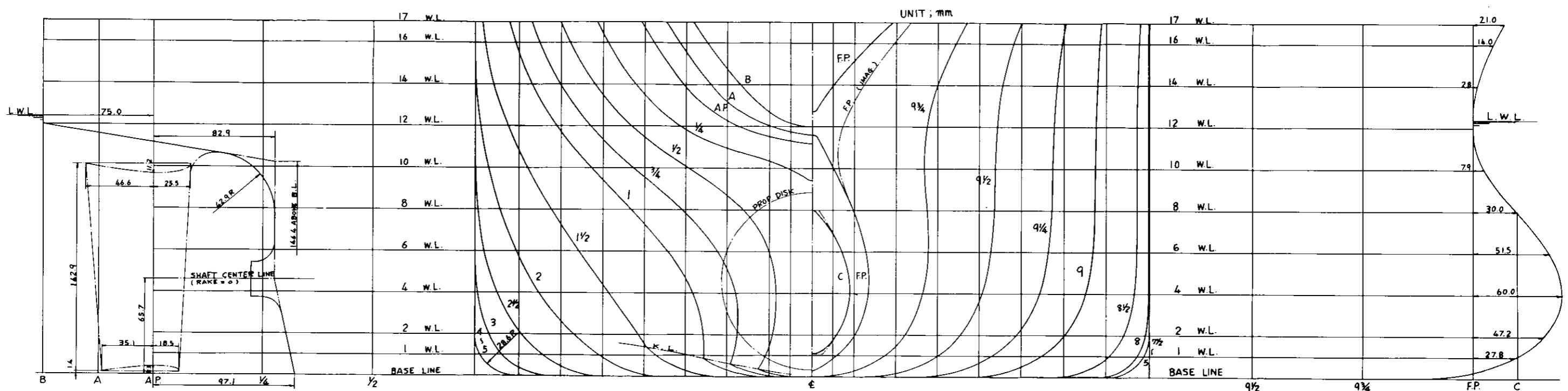


Fig. 2.3.1.13 BV 型

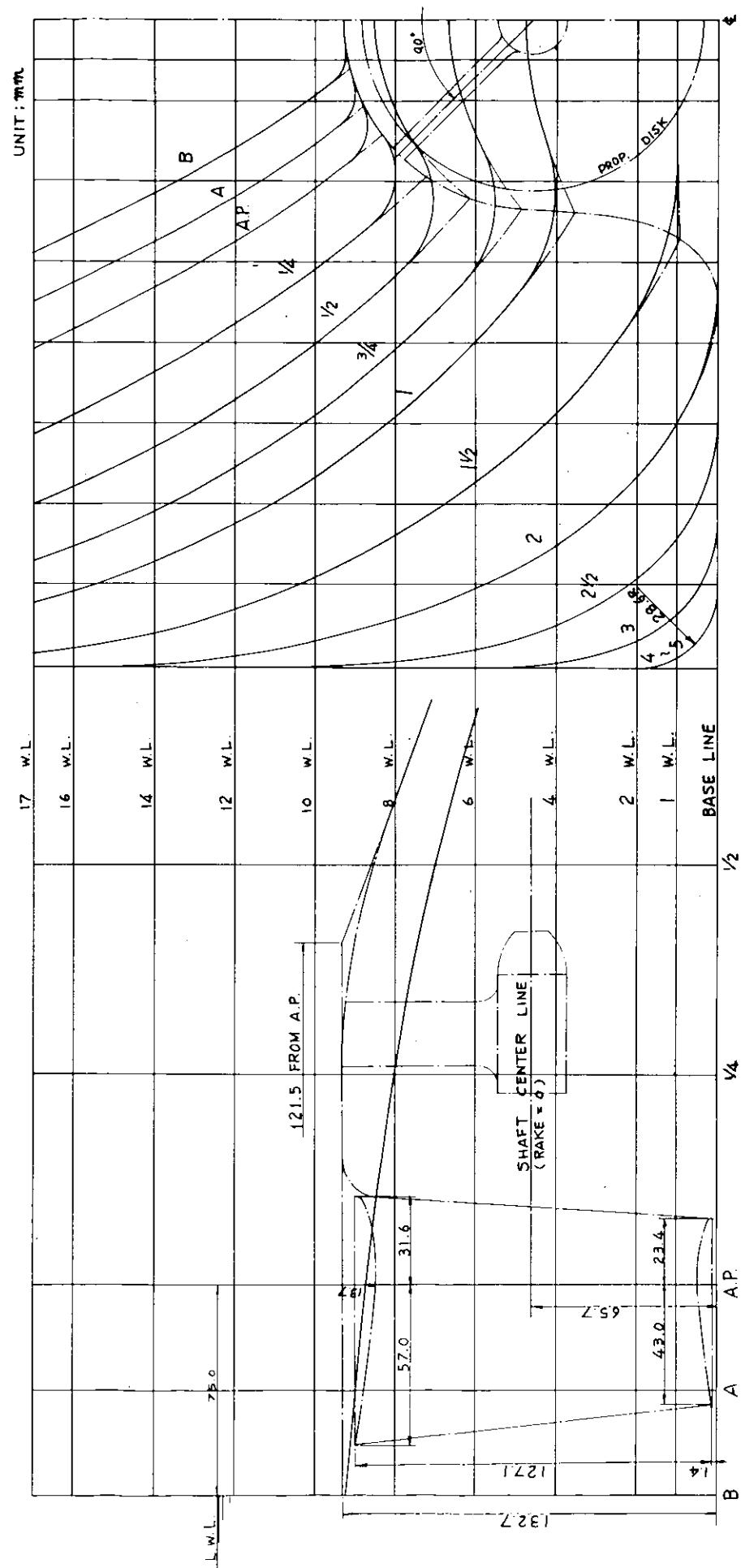


Fig. 2.3.1.14 TBV-T型

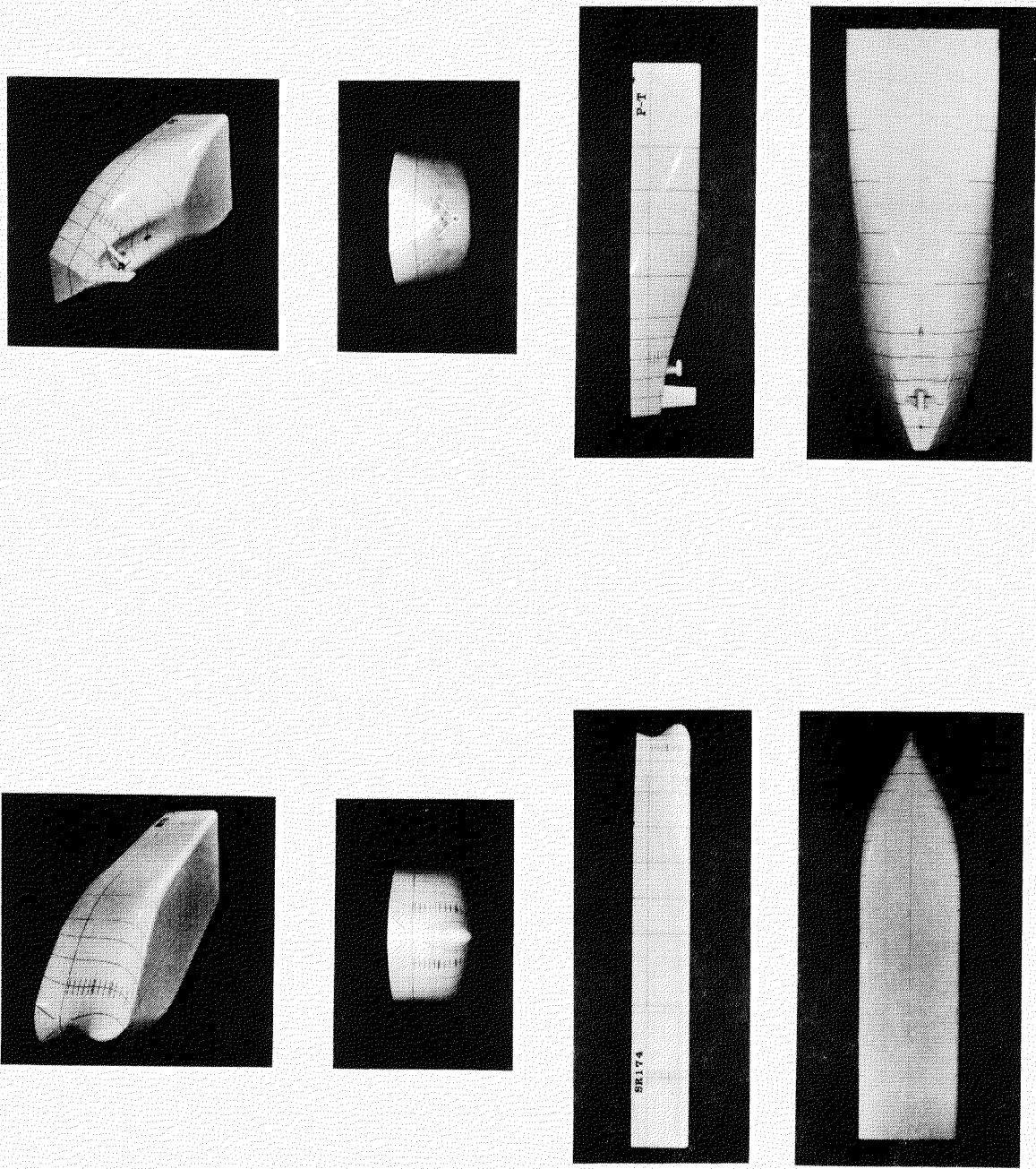


Fig. 2.3.1.15 Fore Part

Fig. 2.3.1.16 P.T Type

Fig. 2.3.1.18 TBV-T Type

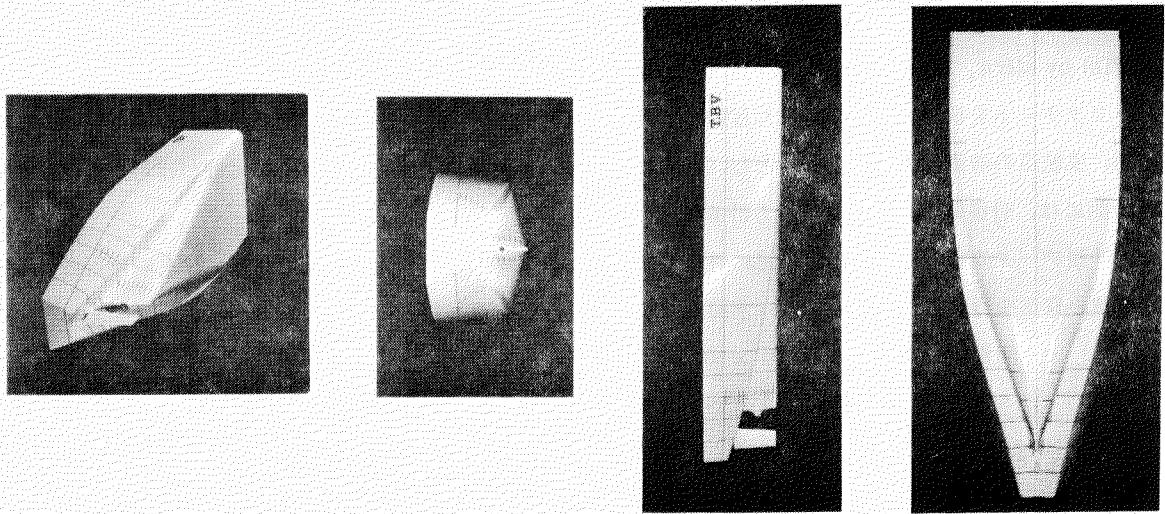
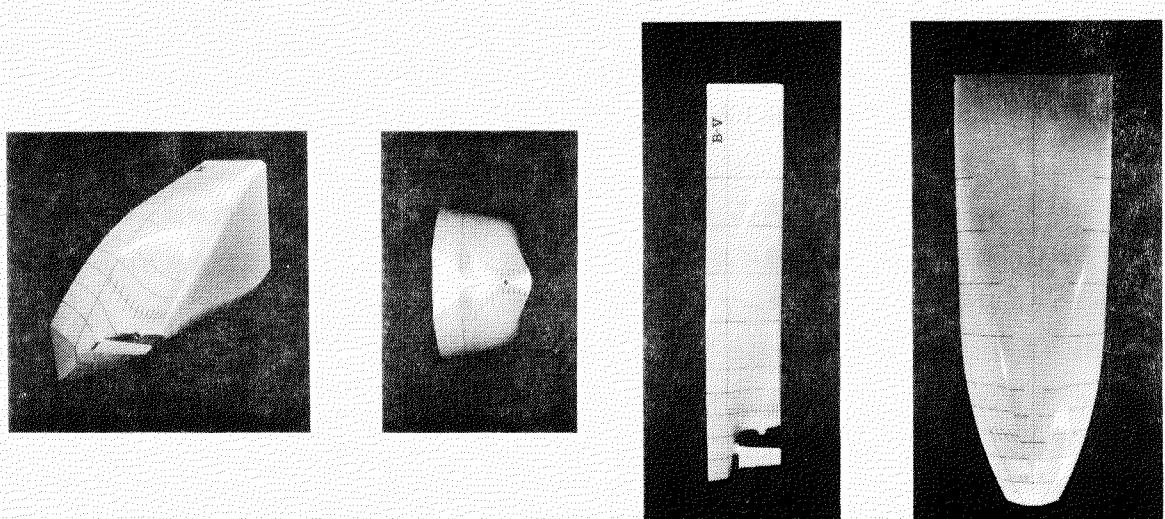


Fig. 2.3.1.17 BV Type



### 2.3.2 抵抗試験、伴流計測

#### (1) 抵抗試験

##### (a) 概要及び試験結果

供試3船型の抵抗性能を比較する為に、回流水槽に於て抵抗試験を行なった。試験状態は各船型について、Full load, 0% trim,  $F_n = 0.06 \sim 0.20$ ; 65%  $\nabla_F$ , 1% trim by stern,  $F_n = 0.06 \sim 0.22$ ; 44%  $\nabla_F$ , 2% trim by stern,  $F_n = 0.06 \sim 0.22$ の3状態である。P-T型は舵、ダミーボス、プロペラシャフト及びシャフトブラケットを取付けた状態、またBV型、TBV-T型は舵:ダミーボスを取付けた状態で計測を行なった。尚、曳航点の前後位置は  $\ell_{cb}$  位置とし、高さは可能な限りシャフトセンターインに近づけた。また、抵抗の計測には、分量荷重平衡型抵抗検力計を使用した。

計測データの解析に於ては、流速に対しては Blockage の修正を、また抵抗値に対しては水面傾斜による附加抵抗の修正を行なった。参考の為、水面傾斜の計算式及び修正した抵抗値の計算式を示す。

$$\text{水面傾斜} : \theta = 0.102 \times 10^{-3} V^{2.2}$$

$\theta$  : 水面傾斜 (rad)

V : 流速 (m/s)

$$\text{抵抗値} : R_T = D_T - \Delta \cdot \theta$$

$R_T$  : 模型船の抵抗値

$D_T$  : 計測された抵抗値

$\Delta$  : 模型船の排水量

これらの修正を行なった結果を全抵抗係数で表わし、Fig. 2.3.2.1 ~ Fig. 2.3.2.3 に示す。これらのグラフは、同一排水量に於ける船型間の抵抗性能を比較したものである。

また、これら3船型の母型であるSR 159, 50年度供試船型との比較をするため、各状態の計画フルード数における剩余抵抗係数を、Table 2.3.2.1 に示した。尚SR 159, 50年度船型のデータは三菱重工の曳航水槽にて実施された4m模型船についての値であり、摩擦抵抗式は Schoenherr の式に統一した。

##### (b) 考察

同一船型で、排水量が変ると、満載、65%  $\nabla_F$ 、および44%  $\nabla_F$  の順に、全抵抗係数が減少する傾向を示すが、満載計画速力附近では、排水量による差は、極めて小さくなる。船型間の比較を計画速力における  $C_R$  により行うと、載荷状態によらず、P-T型が最も小さく、BV型は最も大きい。

TBV-T型は、SR 159 (50年度船型)と、ほぼ同程度の値で、P-T, BV型の中間の値となっている。

P-Tならびに、BVは、予想通りの性能であったが、TBV-Tは、予想に反し、通常船型とそれ程差異のない性能を示しているのは注目される。

#### (2) 伴流試験

##### (a) 概要及び試験結果

船尾プロペラ面位置での伴流計測は、各船型とも、Full load, 0% trim,  $F_n = 0.176$ ; 65%  $\nabla_F$ , 1% trim by stern,  $F_n = 0.181$ ; 44%  $\nabla_F$ , 2% trim by stern,  $F_n = 0.193$  の3状態について実施し、計測位置は、A. P. 前方46mm (プロペラの0.7Rスラスト面)の面内とした。また、3船型とも舵なし、ダミーボス付きの状態で、P-T船型にはプロペラシャフト及びシャフトブラケットを取付けた状態で試験を実施した。

計測に際しては、船載型トラバーサに左右対称に5孔ピトー管 (NPL型、外径3.3φ 内径0.68φ) を配置し、各圧力孔を微差圧変換器 (東洋ボールドウイン製、DLP U-0.02-P型 定格0.02 kg/cm<sup>2</sup>) とビニール管で連結し、データの収録を行なった。但し、5孔ピトー管の前後方向の長さが左右舷で異なる為、設定計測位置である左舷側の計測値を採用した。

計測結果をFig. 2.3.2.4～Fig. 2.3.2.12に示す。また、これらの結果から求めた公称伴流の値をTable 2.3.2.2に示す。

### (b) 考 察

BV型の満載状態を除いて、載荷状態により、各船型の伴流のパターンは、大きな変化を示していない。

P-T型は、予想されたように、ビルジ渦の発生もない極めて単純な流れで、公称伴流は、3船型の中で、最も小さい。

BV型は、所期の狙い通りに、ビルジ渦が強化されているが、伴流パターンに、いわゆる“目玉”が、認められる等、流れは複雑で、その程度は、やや過度であるように思われる。公称伴流は、3船型中最大である。

TBV-T型の伴流パターンは、通常型船型と余り変らず、公称伴流も適度のように思われる。船体前方切り上げ部による、ビルジ渦と逆の回転方向の縦渦の存在は認められるが、これにより、船側伴流を巻き込み、伴流を大きくする狙いが、適切に達成されたか否かは定かではない。

Table 2.3.2.1 Comparison of Resistance Test Results Residual Resistance Coefficients  
 $C_R \times 10^3$

Condition Ship	Full	65% $V_F$	44% $V_F$
P - T	1.28	1.29	1.32
BV	1.89	2.10	2.24
TBV - T	1.54	1.66	1.73
SR 159 50*	1.45	1.64	1.94
Fn	0.176	0.181	0.193

Table 2.3.2.2 Nominal Wake Fraction

Condition Ship	Full	65% $V_F$	44% $V_F$
P - T	0.202	0.259	0.288
BV	0.472	0.587	0.543
TBV - T	0.430	0.470	0.481

( Volume Mean )

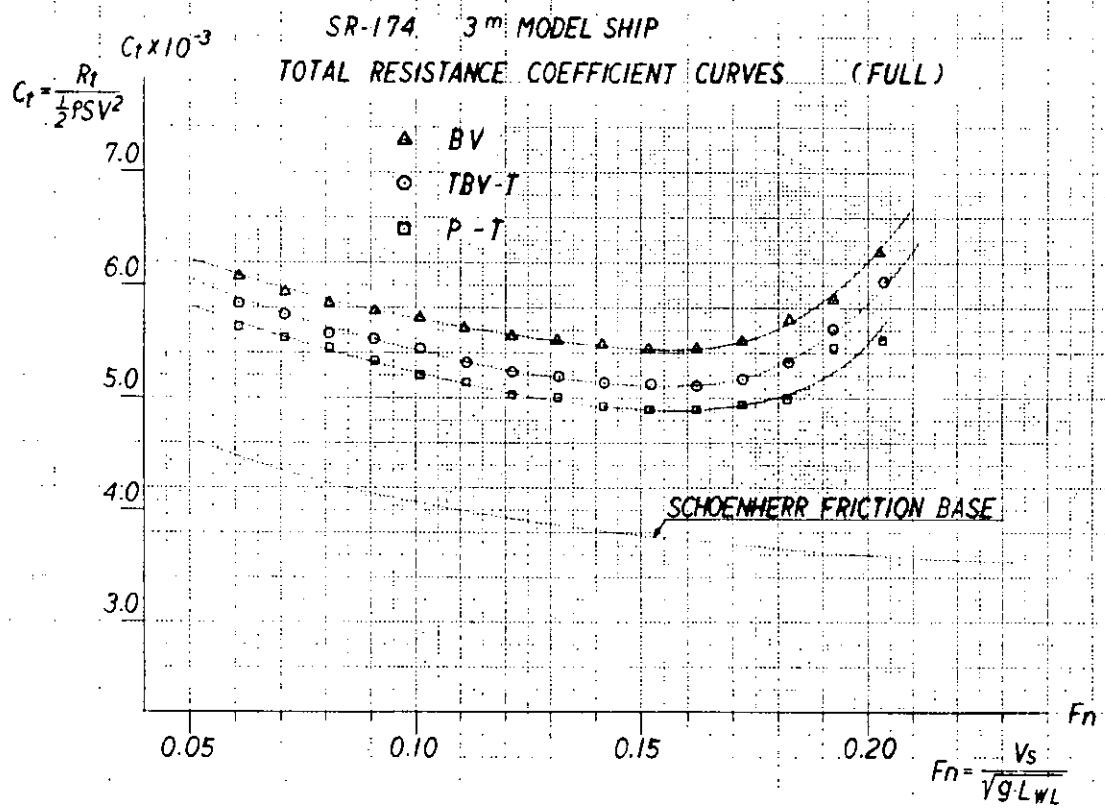


Fig. 2.3.2.1

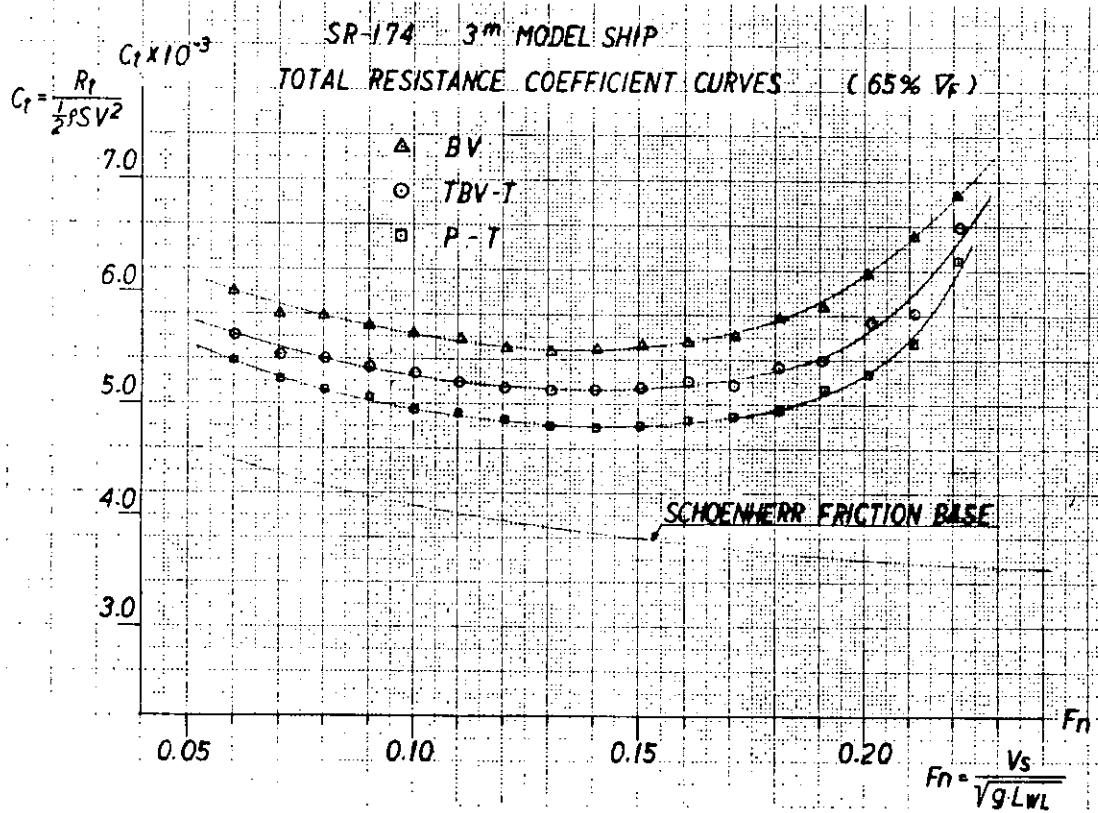


Fig. 2.3.2.2

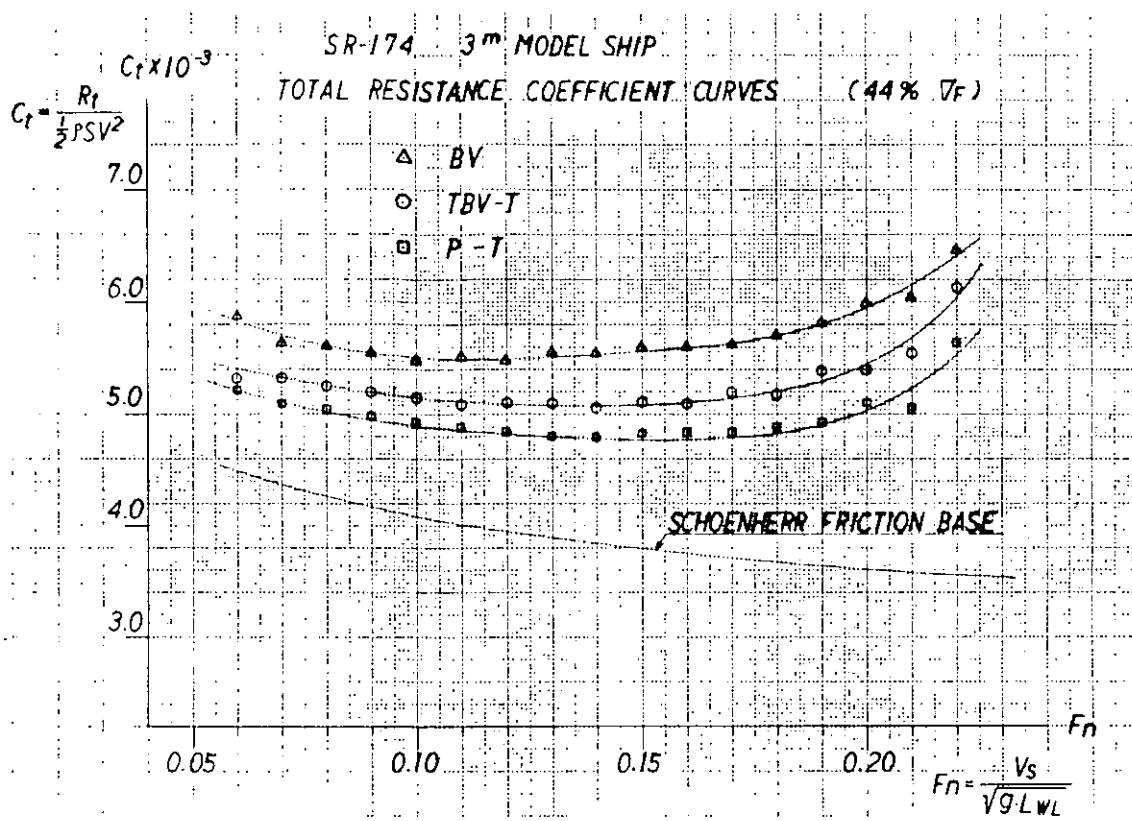


Fig. 2.3.2.3

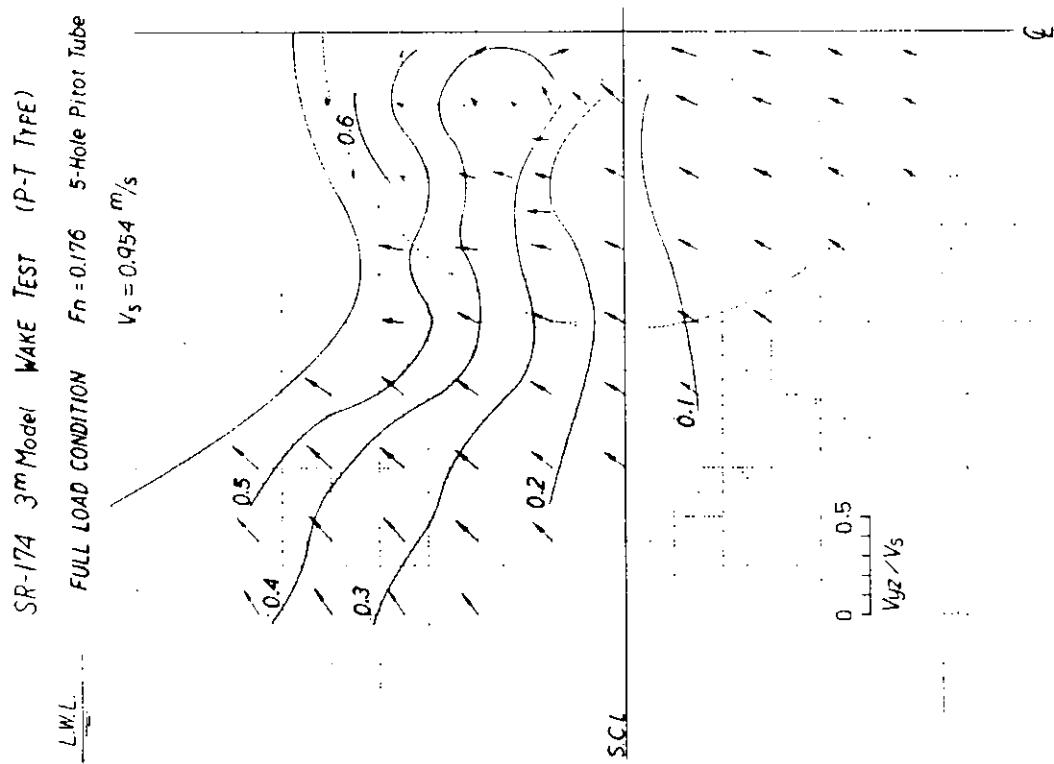


Fig. 2.3.2.4

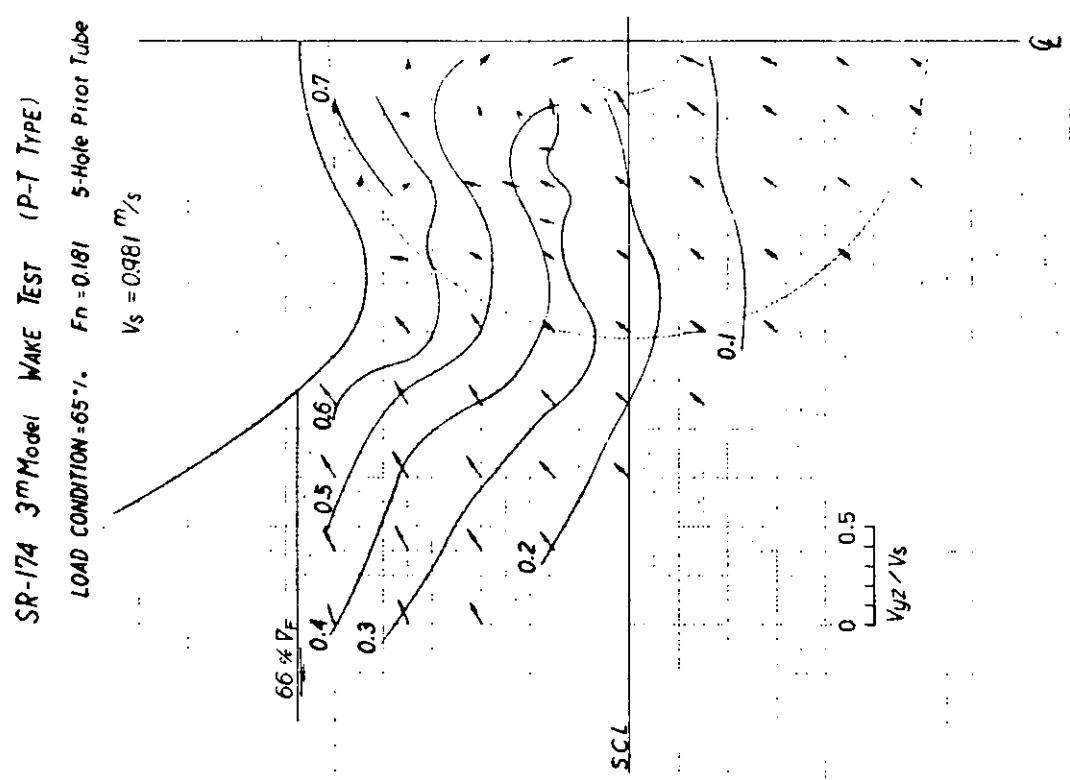


Fig. 2.3.2.5

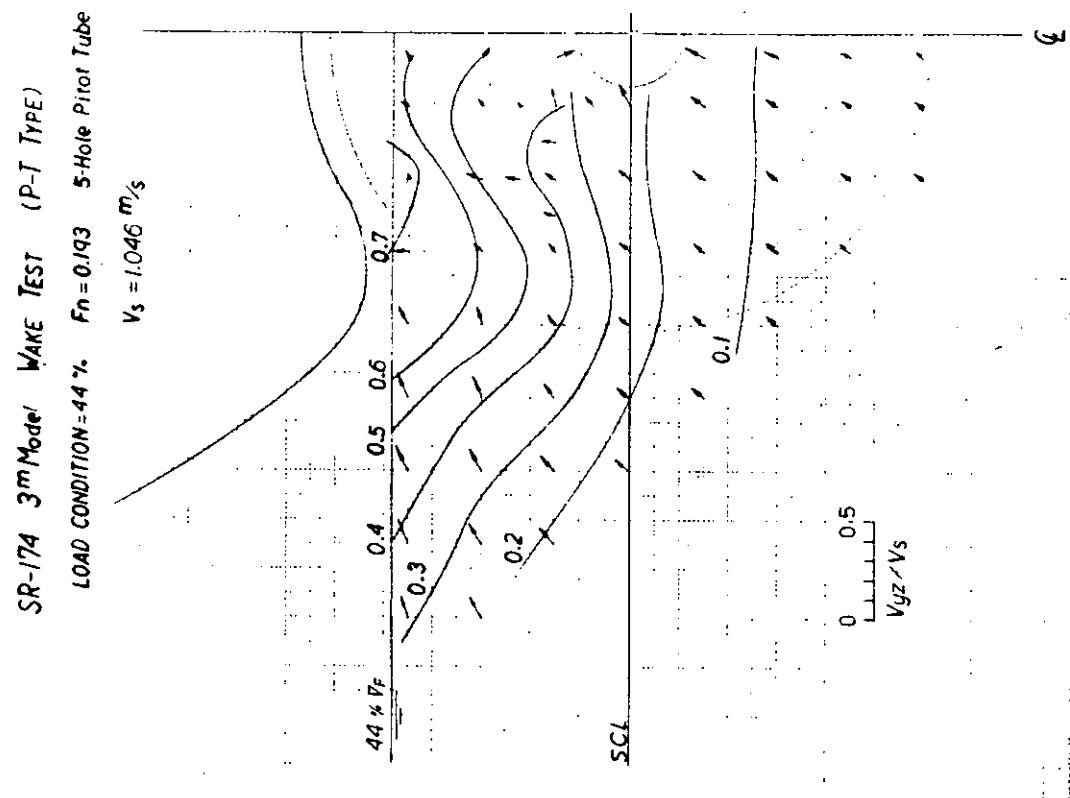


Fig. 2.3.2.6

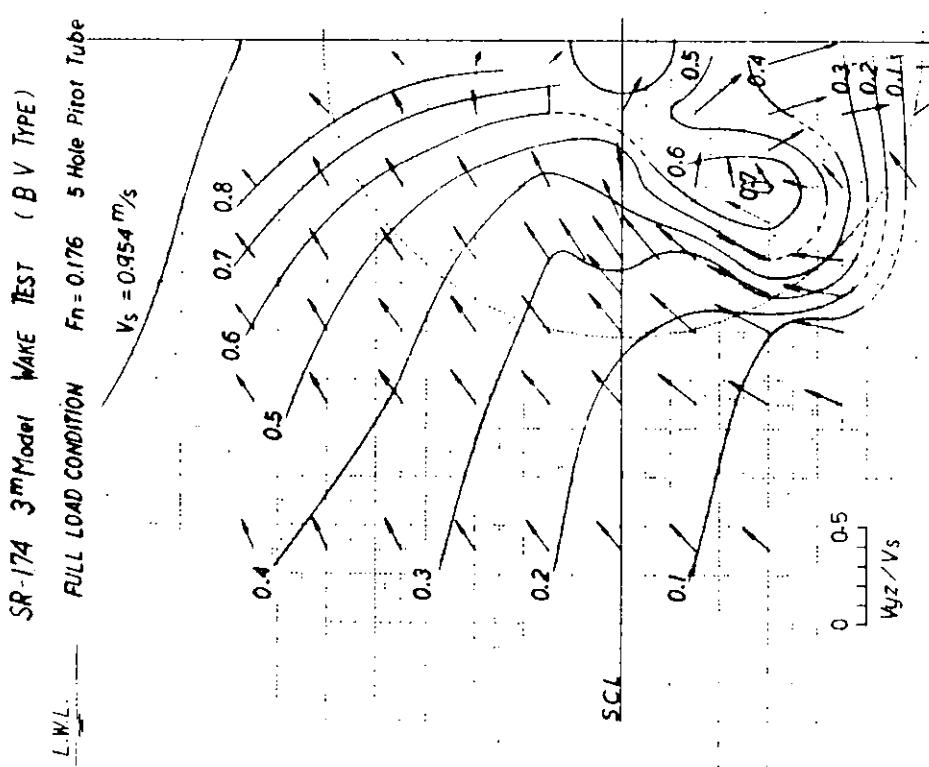


Fig. 2.3.2.7

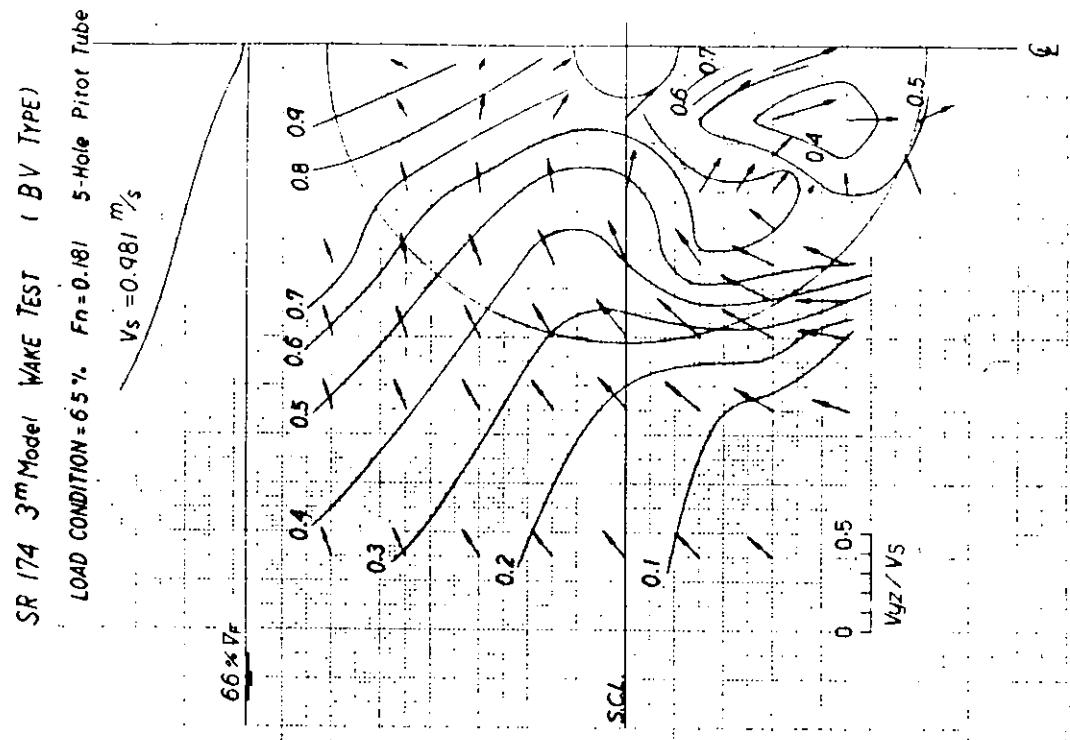


Fig. 2.3.2.8

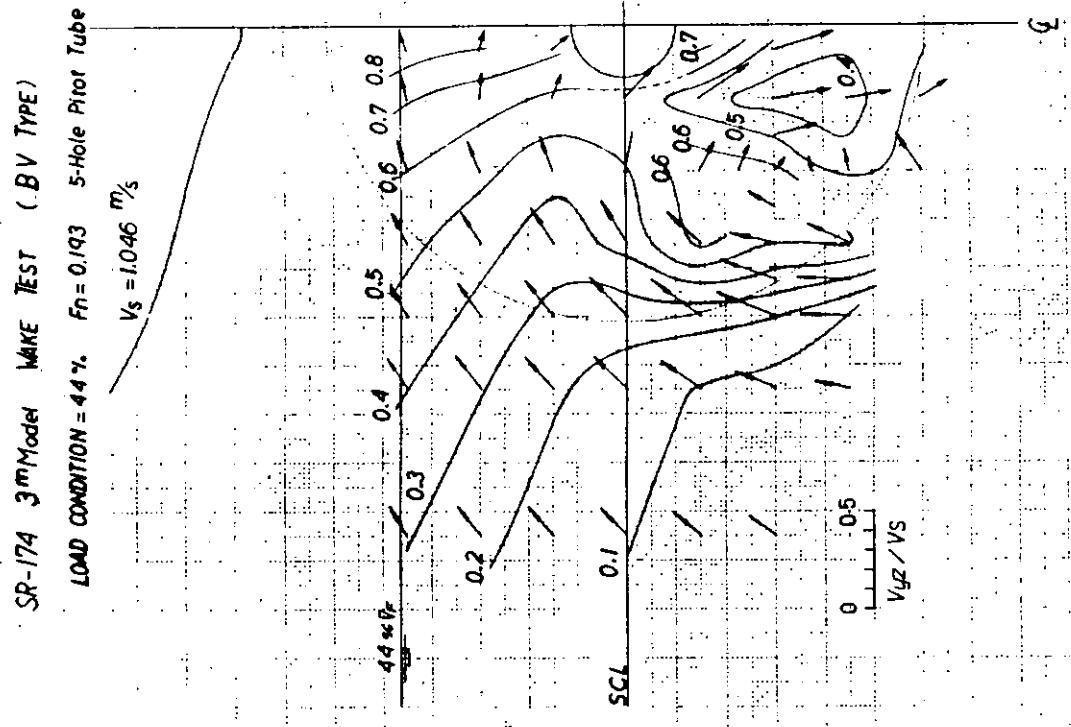


Fig. 2.3.2.9

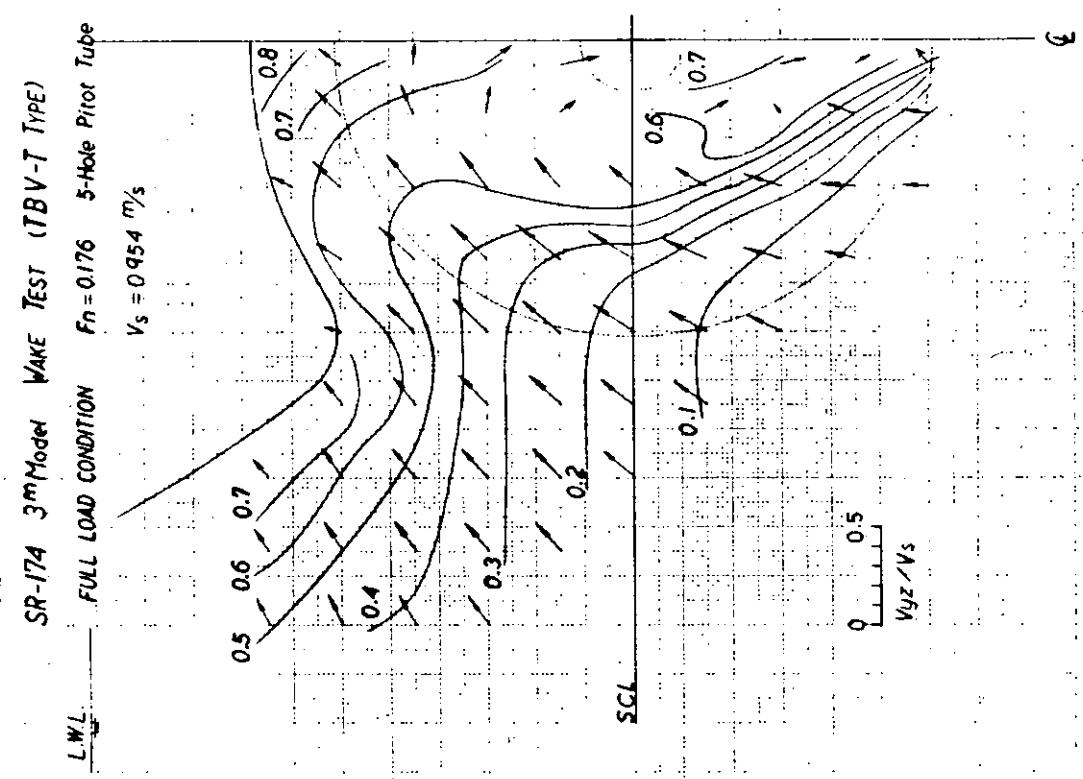


Fig. 2.3.2.10

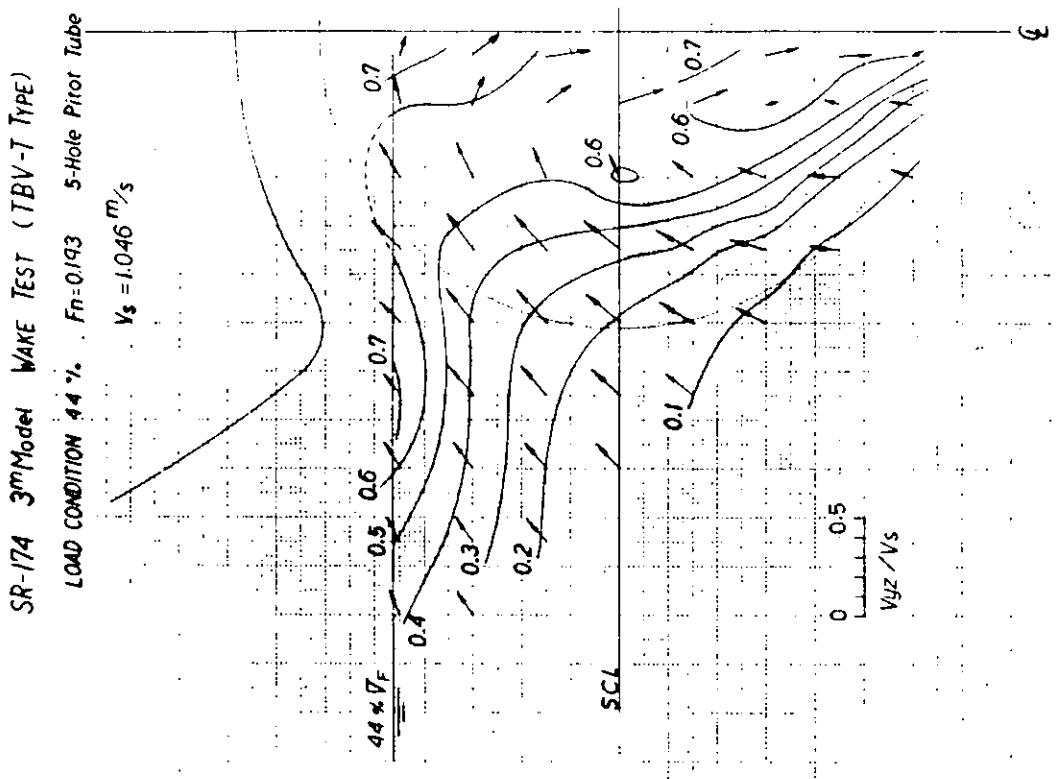
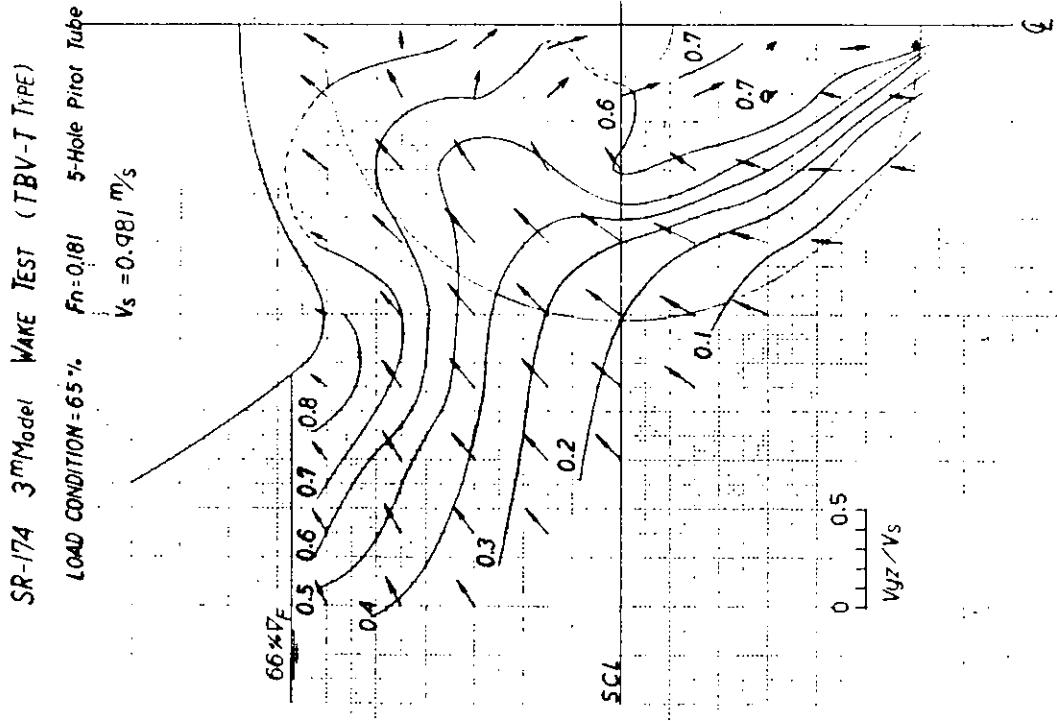


Fig. 2.3.2.11

Fig. 2.3.2.12

### 2.3.3 流線観測

#### (1) 実験概要

日本鋼管（kk）で行なわれた抵抗試験、伴流計測にひきつづき、同一模型により、Ship Point 自航状態での船尾流場の観測を行なった。実験方法は以下のものである。

- a ) 油膜法による限界流線の観察（P-T, BV, T・BV-T）
- b ) 2段タフトによる船体表面近傍の流れの観察（BV, T・BV-T）
- c ) 色素流脈法による " (BV, T・BV-T)

#### (2) 供試模型船および実験状態

P-T, BV, TBV-T の 3 船尾船型（要目、線図は、2.3.1 参照）について、Full, 65%, 44%, 3 載荷状態で、Ship Point の自航状態で観察を行なった。Fig. 2.3.3.1 に実験の概略配置を示す。船速は、前節の伴流計測時に同一の

Full load	$F_n = 0.176$	$V_s = 0.9543 \text{ m/s}$
65% load	$F_n = 0.181$	$V_s = 0.9814 \text{ m/s}$
44% load	$F_n = 0.193$	$V_s = 0.0465 \text{ m/s}$

である。Ship Point のプロペラ荷重度は、以下のようにして定めた。前節の NKK で行なわれた抵抗試験結果（水面傾斜、制限水路影響の修正済のもの）を、 $L_{pp} = 210 \text{ m}$  の実船に実船換算し、さらに  $1 - t = 0.8$  と仮定して

$$T_m = \frac{1}{2} \rho S_m V_m^2 \left\{ C_{tm} - (C_{fm} - C_{fs}) \right\} / 0.8$$

として所要スラスト  $T_m$  を求めた。このスラストになるようプロペラ回転数を整定させ、以下の観測を行なった。各船型、各状態に対する、このスラスト値と、そのときの整定回転数を Table 2.3.3.1 に示す。また、模型プロペラは、大阪大学所有の直径 0.1167 m（相似プロペラは、0.1229 m）のものを借用し実験を行なった。（Table 2.3.1.3 参照）

#### (3) 回流水槽

実験に使用した回流水槽は、川崎重工業技術研究所の水平循環式のもので、計測部は 長さ × 幅 × 深さ 7.4 m × 2.0 m × 1.3 m である。

#### (4) 実験方法および実験結果

##### a ) 油膜法による限界流線の観察

流動パラフィン、ウォッキングレッド、オレイン酸を体積比 4 : 3 : 2 で混合した油膜を用い、エンジンオイルを下塗りした船体表面上に塗布して実験を行なった。実験状態は、P-T, BV, TBV-T の 3 船型について、それぞれ Full, 65%, 44% の計 9 状態である。結果を Fig. 2.3.3.3 ~ Fig. 2.3.3.11 に示す。

P-T 船型については、各載荷状態とも非常に単純な流れとなっており、2 次流れも小さく、ビルジ渦もほとんどないようである。また、船底部の流れが、そのままプロペラ部へ流入しており、伴流が小さいことが予想される。他の船型に比べ優れている点は、44% load の場合でも、トンネル部の効果によって、プロペラ上部は完全に水で満されており、空気吸込み等は発生せず、プロペラ没水深度不足は改善されていることである。

BV 船型の場合は、各載荷状態とも、船底からの流れがビルジ部の角のところで完全に剥離しており、大きな強いビルジ渦が発生している。またこの角に接した船側部下部の狭い領域には、ビルジ渦とは逆方向の逆渦が形成されているようである。S.S. 1/2 付近では、この強いビルジ渦のために、急角度の下向きの限界流線が得られている。なお、44% load 状態では、プロペラ上部で空気吸込みが発生している。

TBV-T 船型では、トランザム部分の船側、船底部の流れは、ほぼ自然な単純な流れとなっており、ビルジ渦と逆方向の渦はあまりみとめられず、船側部の境界層はプロペラ部へは流入していないようである。スケッタ部分では、通常の船尾と類似のビルジ渦が発生しているようである。この船型も、44% load 状態のとき、ブ

ロペラ上部で空気吸込現象が発生した。

b) 2段糸による船体表面近傍の流れ

Fig. 2.3.3.2 に示すような2段糸を用いて、船体表面付近の流れを調べた。P-T船型については、限界流線の観察から、非常に単純な流れであり、2次流れも小さいことがわかったため、2段糸による観察は行なわず、BV, TBV-T 2船型に対してのみ実験を実施した。撮影した写真より、作成したスケッチをFig. 2.3.3.12～Fig. 2.3.3.17に示す。なお、図中実線が外側タフト、破線が内側タフトを示す。BV, TBV-T両船型とも、内側タフトの方向は、限界流線の観察とほぼ同様の傾向を示しているが、S.S.  $\frac{1}{2}$ 付近では、外側タフトの方向との間に大きな角度がついていることがわかる。また、BV船型のFull loadにおいては、S.S.  $\frac{1}{4}$ 付近では、逆流に近い流れが観察され、プロペラ面上部付近は、かなり大きな伴流になっていることが予想される。

c) 色素流脈法による観察

アルカリブルーを溶解した液を、注入パイプにより、船体外部から船体表面上の種々の点から流出させ、流れの様子を観察した。この観察も、a)と同様の理由でBV, TBV-T 2船型についてのみ実施した。何種類かの流出点に対する写真をまとめて1つの図にスケッチしたものが、Fig. 2.3.3.18～Fig. 2.3.3.23である。

なお、TBV-T船型 44% loadのものは、船体内部の3ヶ所の穴から、同時に染料を流出させ得られたものである。

Table 2.3.3.1 Test Condition

船 型	状 態	排水量 (m³)	スラスト (kg)	回転数 (rps)
P T 船型	Full	0.19998	0.327	12.0
	65%	0.12999	0.284	11.5
	44%	0.08799	0.277	11.9
B V 船型	Full	0.20067	0.397	10.7
	65%	0.13044	0.364	9.8
	44%	0.08829	0.376	10.7
T B V 船型	Full	0.20466	0.369	11.1
	65%	0.13303	0.332	10.8
	44%	0.09005	0.334	10.9

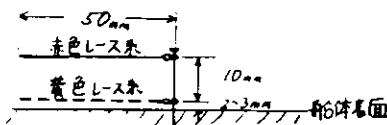


Fig. 2.3.3.2 Depth Tuft

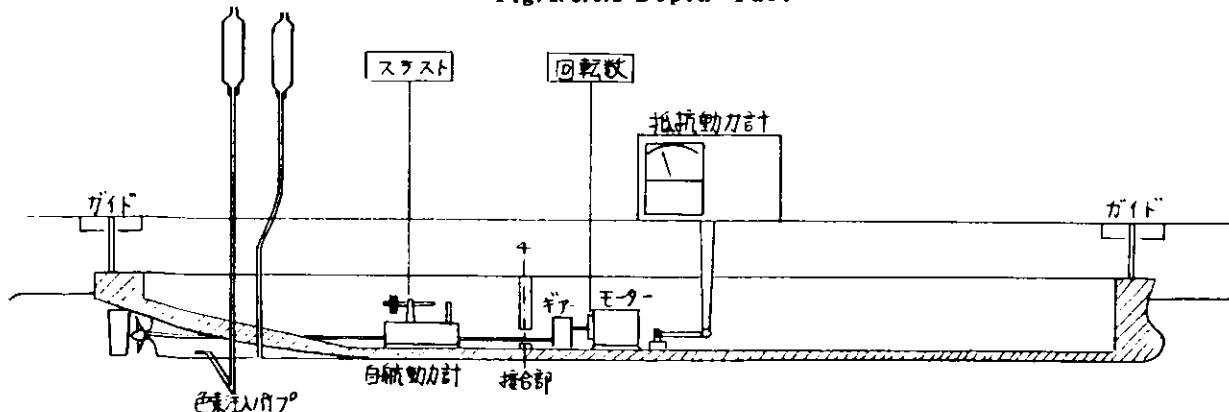


Fig. 2.3.3.1 Arrangement of Apparatus

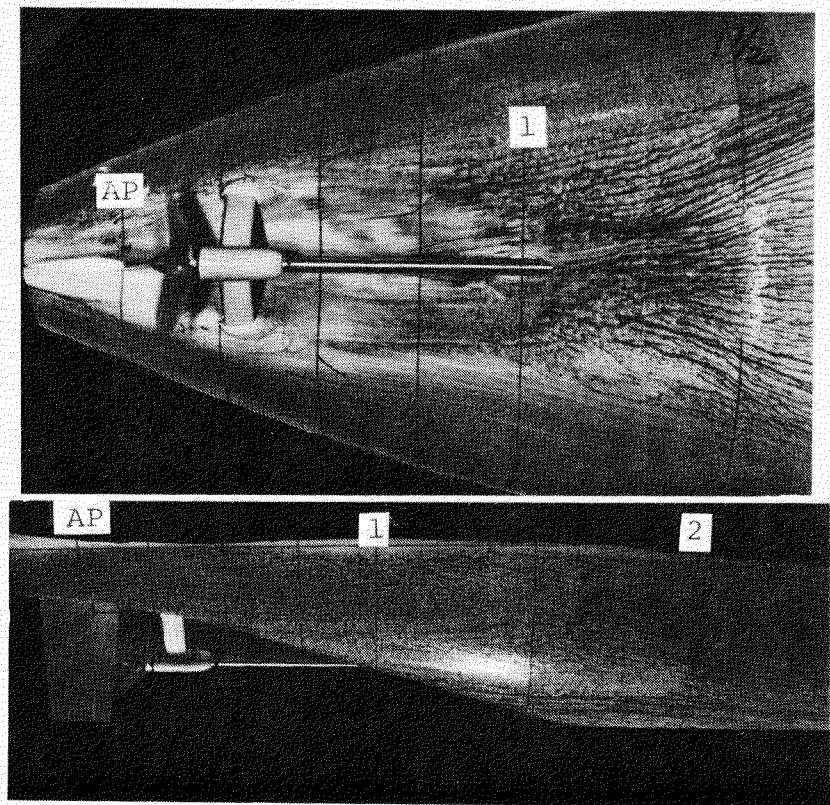


Fig. 2.3.3.3 Limiting Stream-Lines (P-T, Full, Prop. Rev. = 12.0 rps)

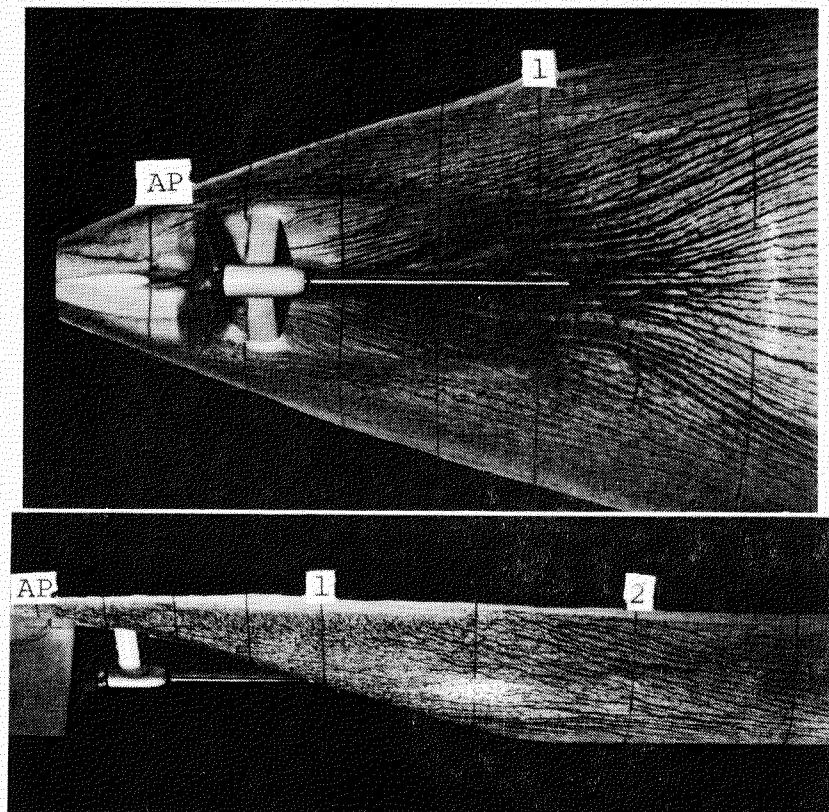


Fig. 2.3.3.4 Limiting Stream-Lines (P-T, 65%, Prop. Rev. = 11.5 rps)

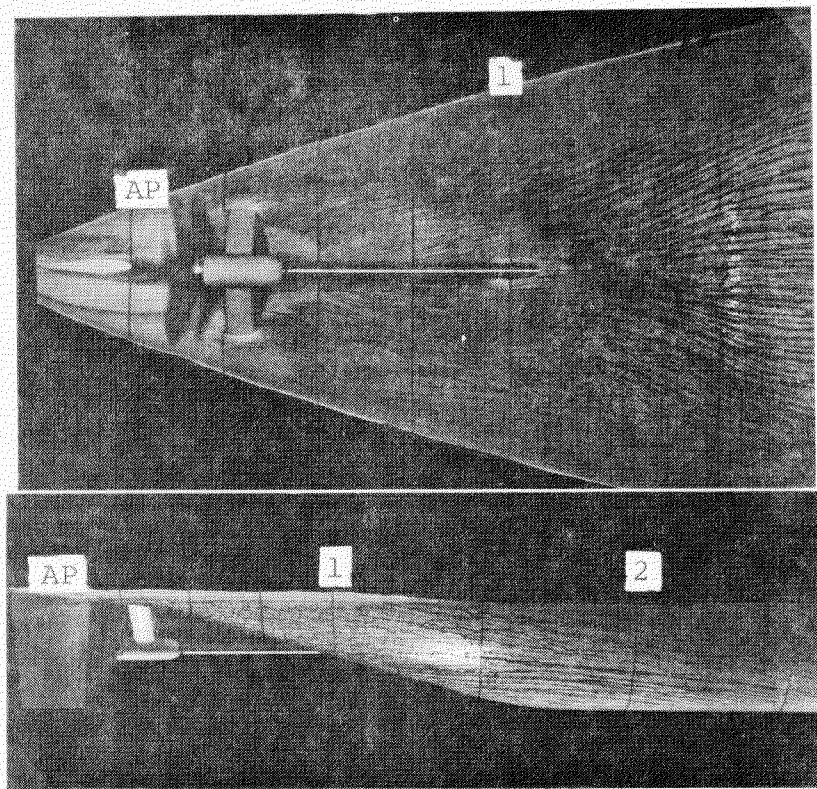


Fig. 2.3.3.5 Limiting Stream-Lines (P-T, 44%, Prop. Rev. = 11.9 rps)

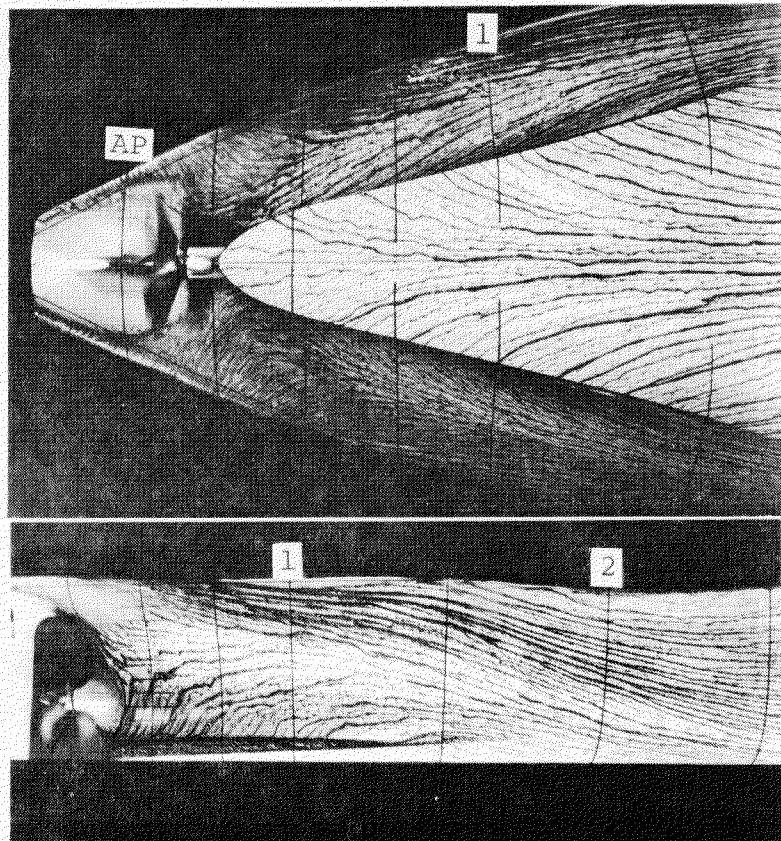


Fig. 2.3.3.6 Limiting Stream-Lines (BV, Full, Prop. Rev. = 10.7 rps)

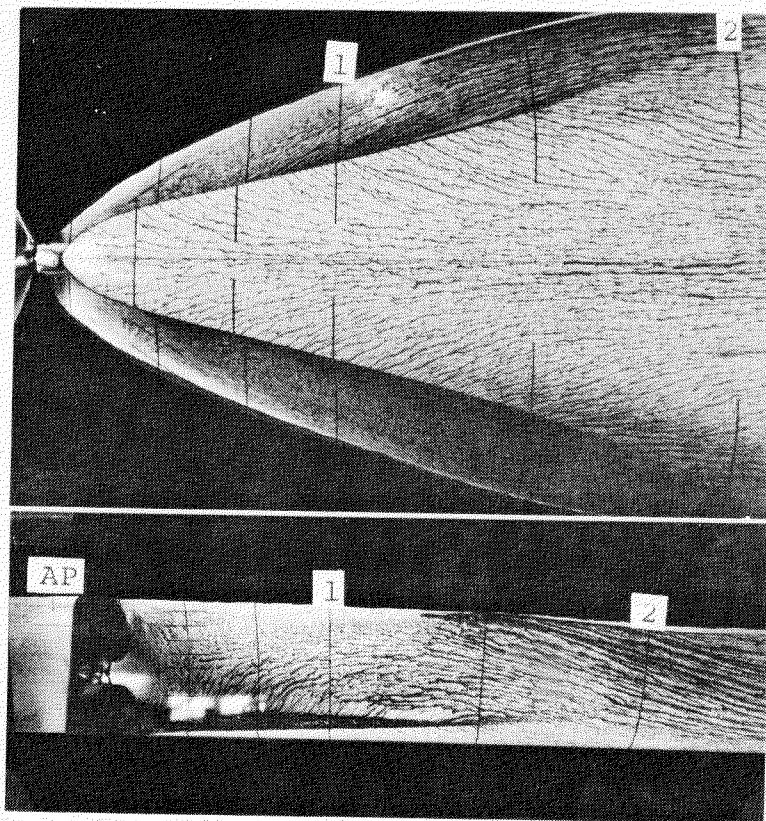


Fig. 2.3.3.7 Limiting Stream-Lines (BV, 65% Prop. Rev. = 9.8 rps)

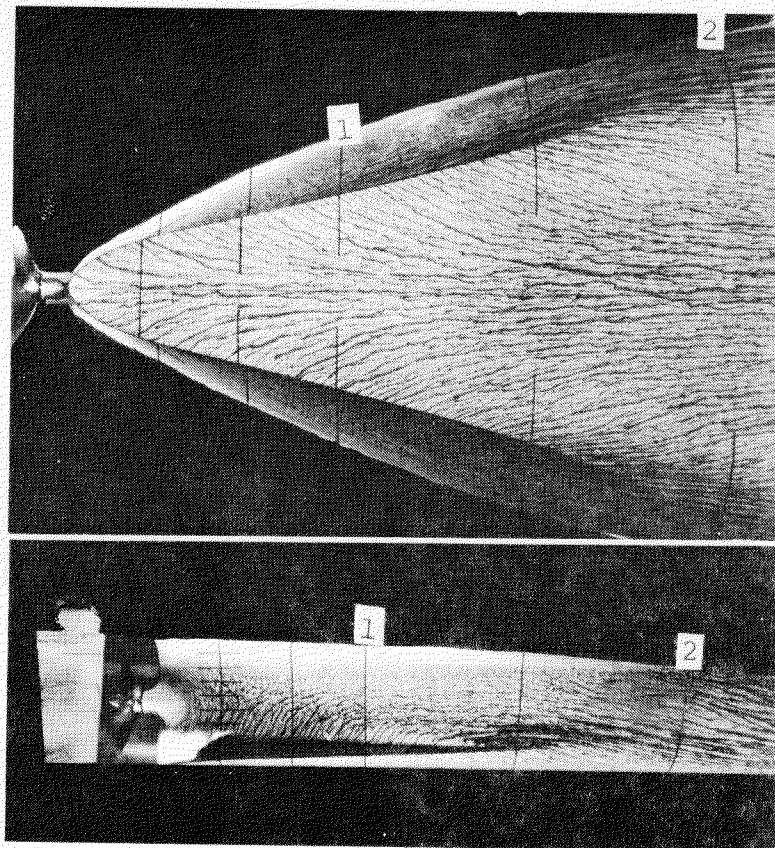


Fig. 2.3.3.8 Limiting Stream-Lines (BV, 44%, Prop. Rev. = 10.7 rps)

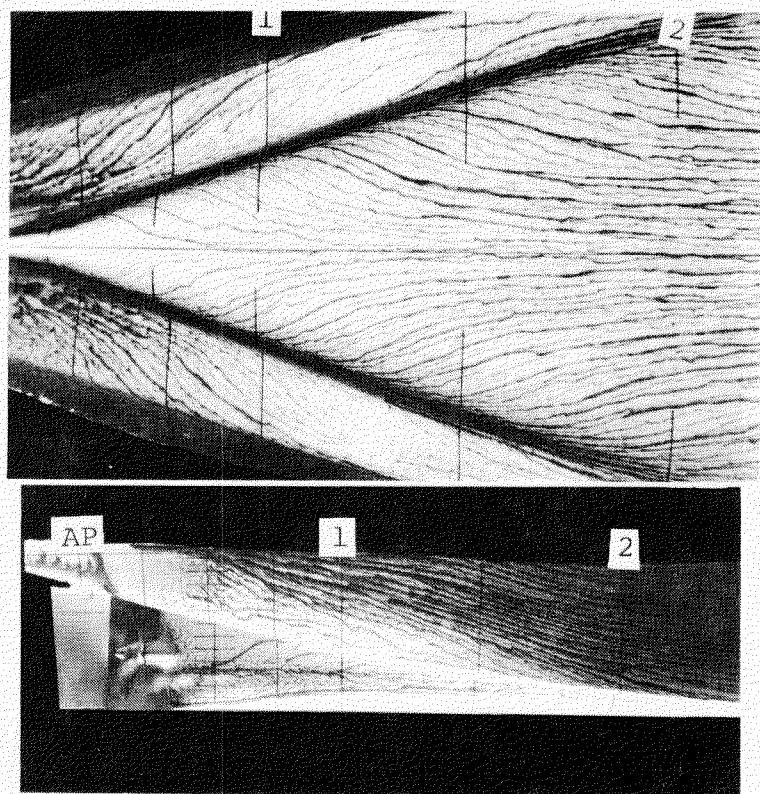


Fig. 2.3.3.9 Limiting Stream-Lines (TBV-T, Full, Prop. Rev. = 11.1 rps)

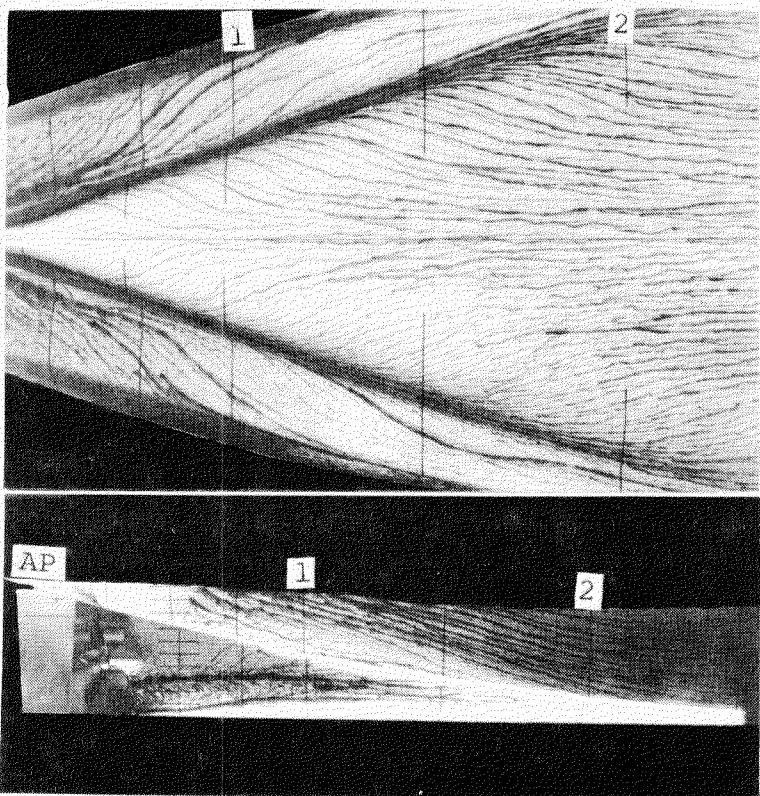


Fig. 2.3.3.10 Limiting Stream-Lines (TBV-T, 65%, Prop. Rev. = 10.8 rps)

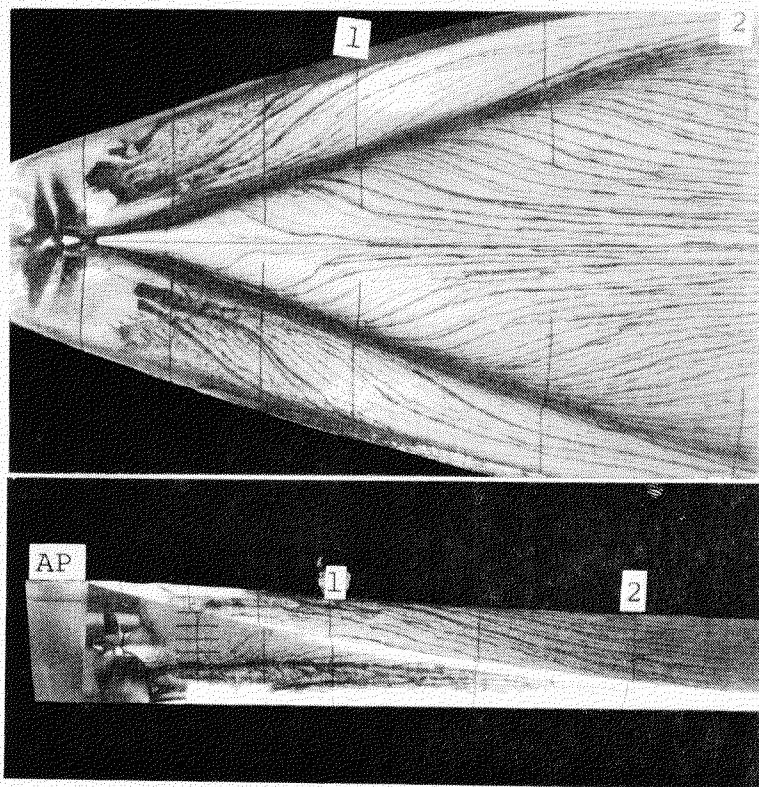


Fig. 2.3.3.11 Limiting Stream-Lines (TBV-T, 44%, Prop. Rev. = 10.9 rps)

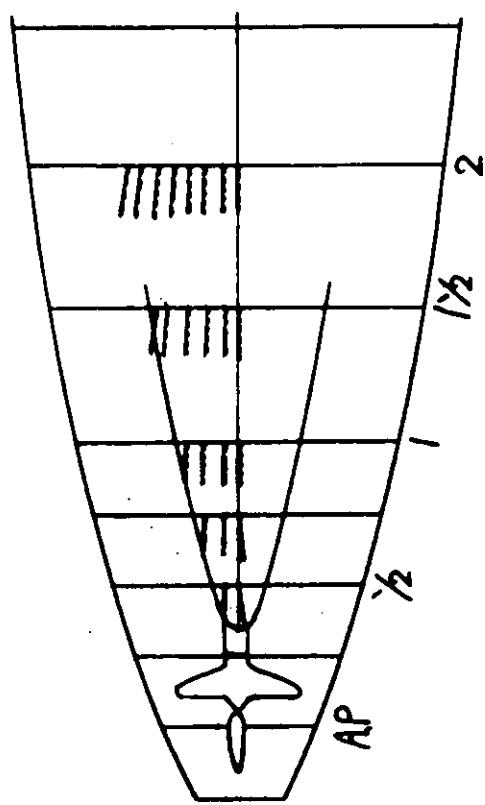
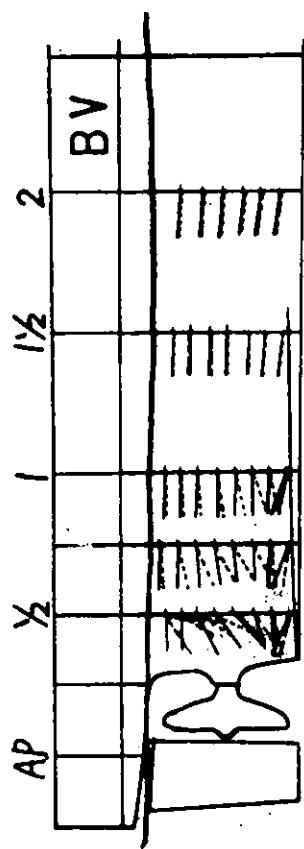


Fig. 2.3.3.12 Depth Tuft Method (BV, Full, Prop. Rev. = 10.7 rps)

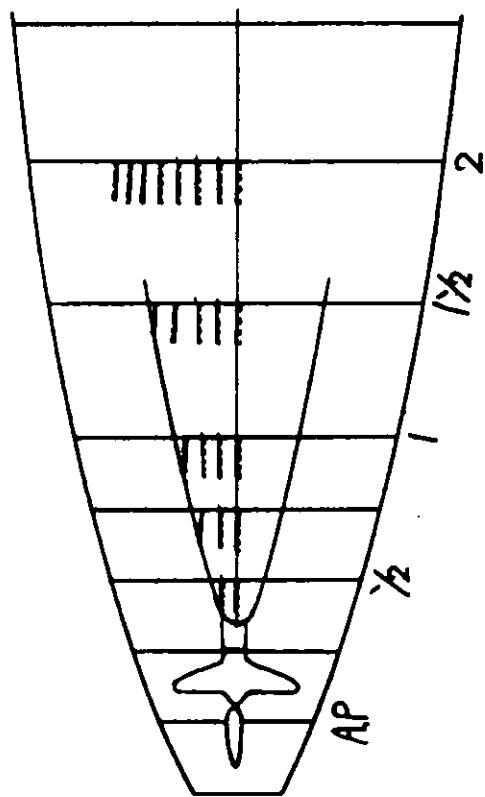
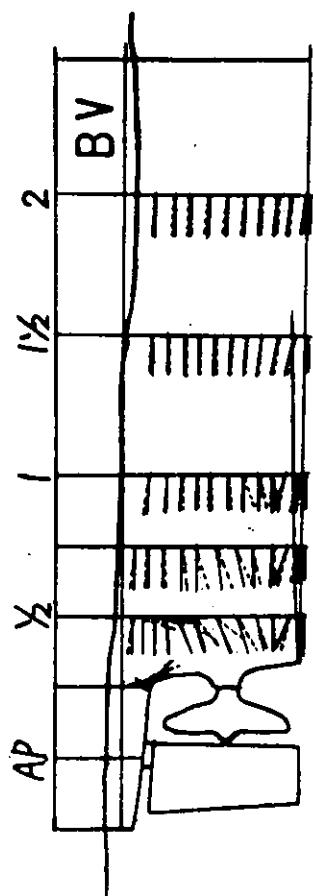


Fig. 2.3.3.13 Depth Tuft Method (BV, 65%, Prop. Rev. = 9.8 rps)

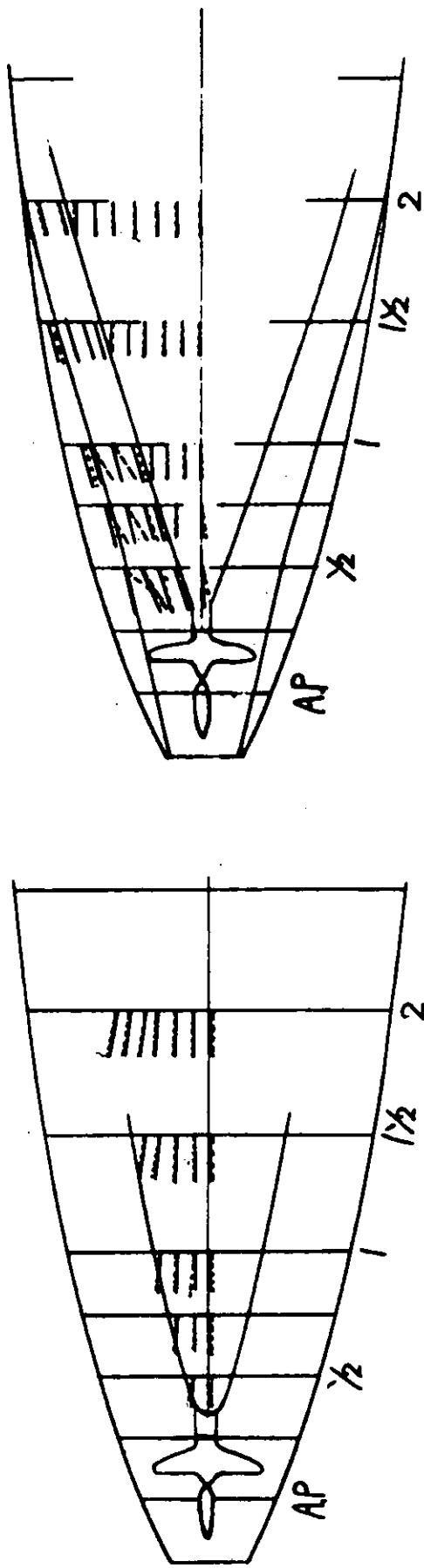
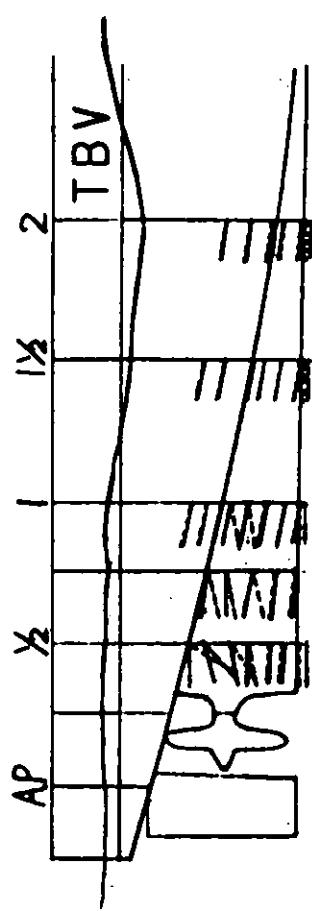
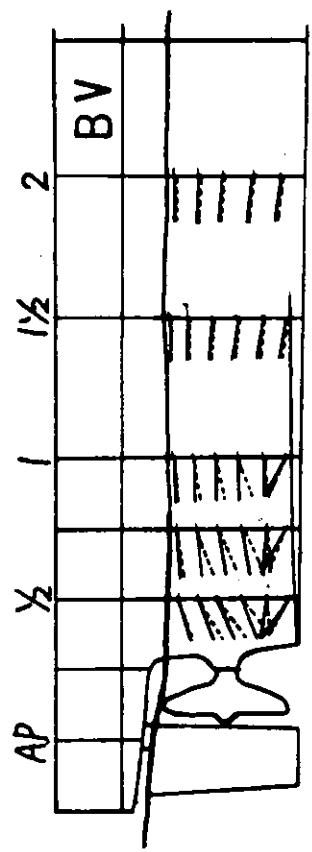


Fig. 2.3.3.14 Depth Tuft Method (BV, 44% Prop. Rev. = 10.7 rps)

Fig. 2.3.3.15 Depth Tuft Method (TBV, Full Prop. Rev. = 11.1 rps)

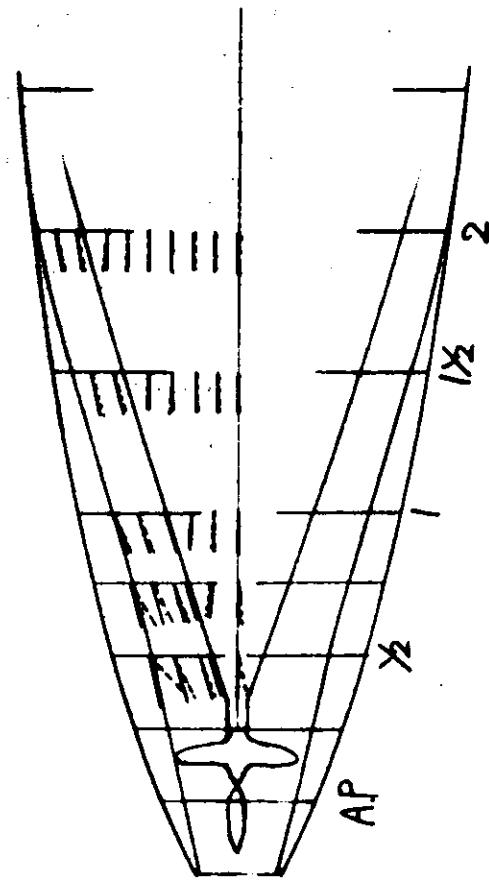
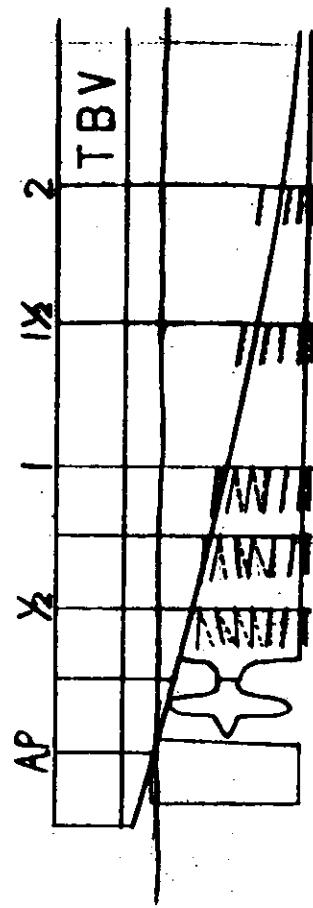
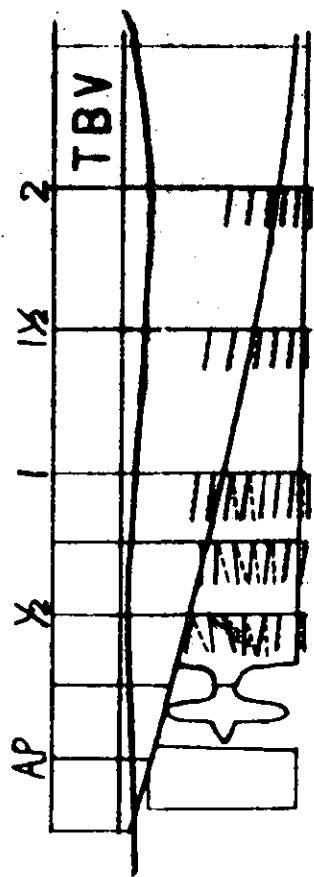


Fig. 2.3.3.16 Depth Tuft Method (TBV.T, 65%, Prop. Rev. = 10.8 rps)

Fig. 2.3.3.17 Depth Tuft Method (TBV.T, 44%, Prop. Rev. = 10.9 rps)

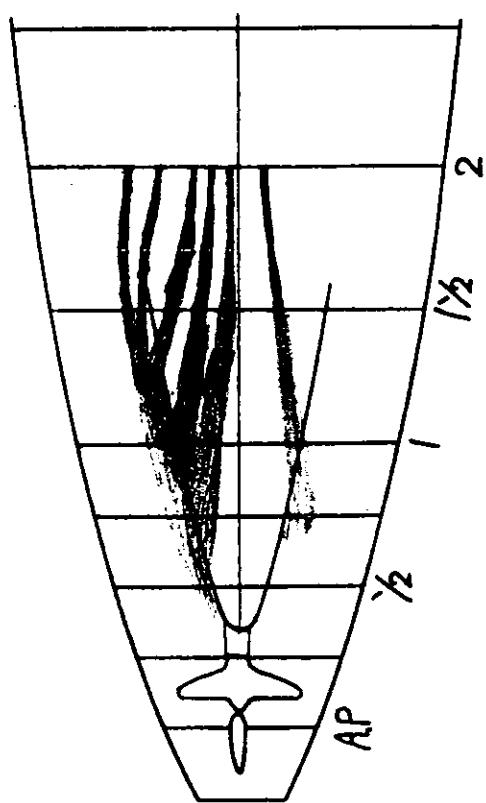
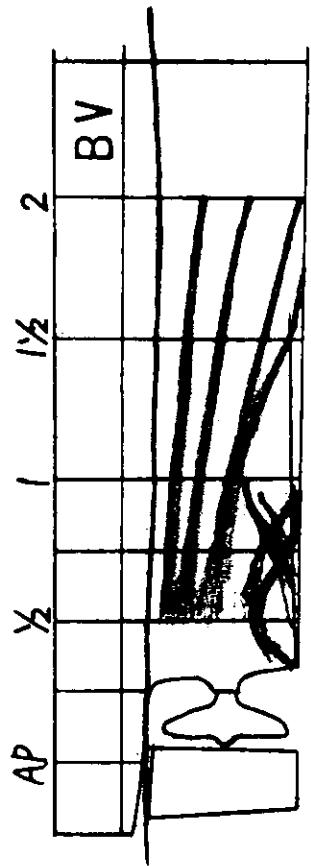
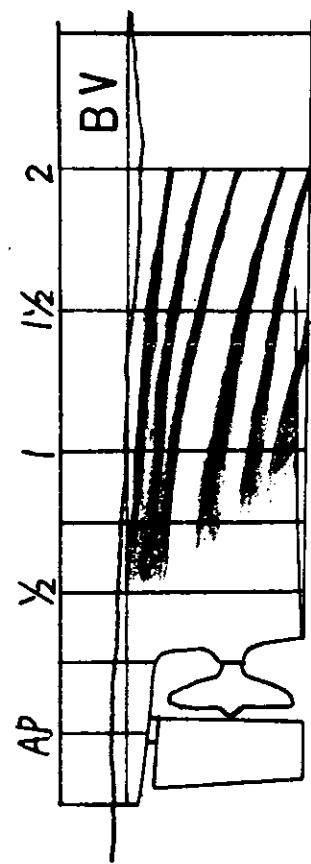


Fig. 2.3.3.18 Ink Method (BV, Full, Prop. Rev. = 10.7 rps)

Fig. 2.3.3.19 Ink Method (BV, 65%, Prop. Rev. = 9.8 rps)

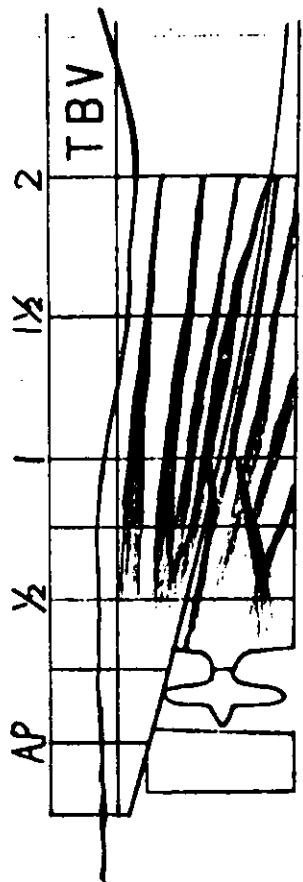
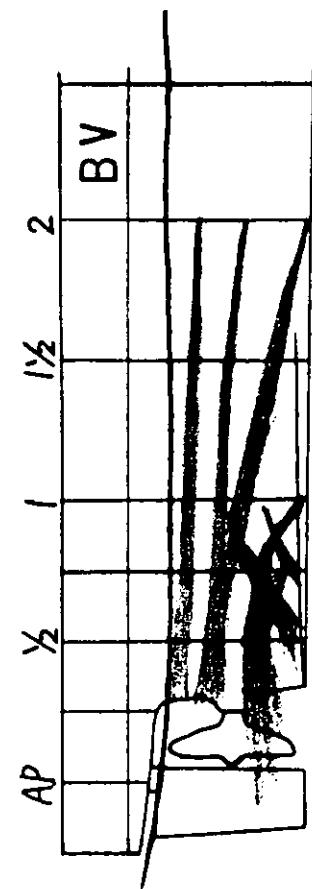


Fig. 2.3.3.20 Ink Method (BV, 44% Prop. Rev. = 10.7 rps)

Fig. 2.3.3.21 Ink Method (TBV-T, Full Prop. Rev. = 11.1 rps)

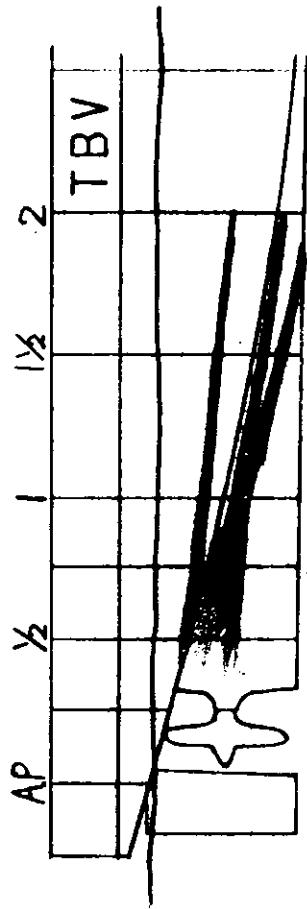
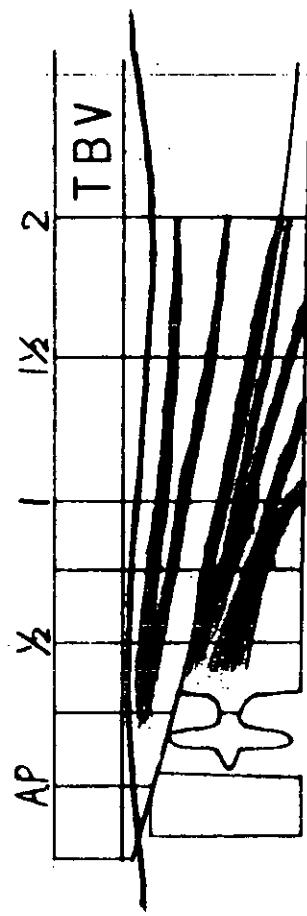
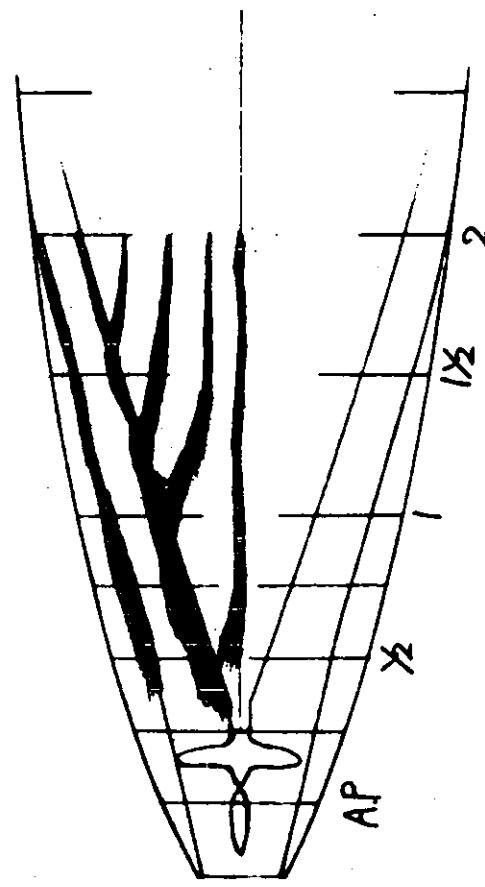
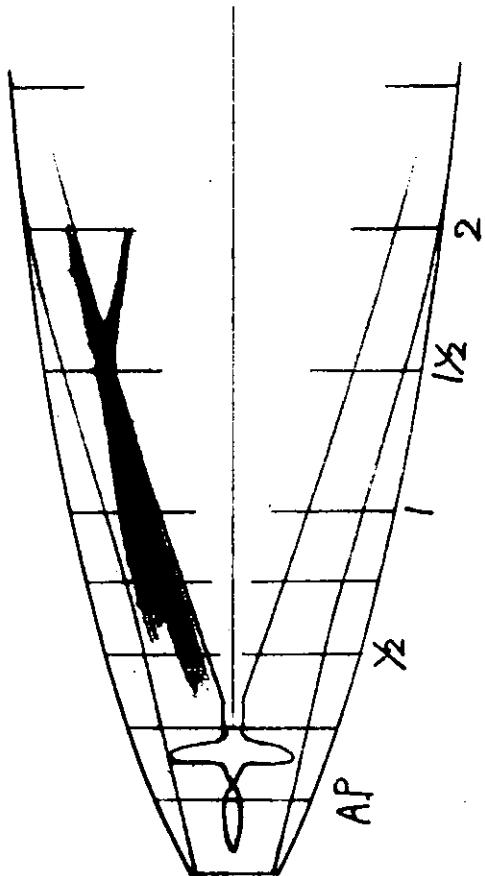


Fig. 2.3.3.22 Ink Method (TBV-T, 65%, Prop. Rev. = 10.8 rps)

Fig. 2.3.3.23 Ink Method (TBV-T, 44%, Prop. Rev. = 10.9 rps)



### 2.3.4 考 察

以上の実験結果を各船型ごとにまとめることにする。

P-T型は、ほぼ予測の通りで、ビルジ渦あるいは逆縦渦の発生は殆んどなく、単純な流れになっている。S.S 3/4～1/2の中心線付近は船底の切上りがやや急で、急に曲ませたためか、その付近の流れが波打っている。またシャフトブレケットの支柱の向きが流れに一致していない。したがって、流れはさらに若干改善でき、抵抗も僅かではあるがさらに減らしうると考えられる。伴流は予測通り小さく、船底境界層によるもののみと思われる。

BV型は、タフトの結果では強化されたビルジ渦により船側境界層の一部がプロペラ軸下方に導かれているよう見える。油膜法の結果では前方船側からの限界流線（油膜筋）は船尾上部に向かい船体表面ごく近くの流れはプロペラ回転面に導かれていないと推定される。プロペラ軸下方に逆縦渦が発生している。伴流分布は、プロペラ回転面上部におけるw曲線の曲みの位置がやや低く、伴流の大きい島の位置が低過ぎになっている。船尾からSS 1/2付近までビルジ部に鋭い棱線を設けたが、船底からの流れがこの棱線で剥れる時、外向きの速度成分が大き過ぎたのではないかと考えられる。プロペラポスト上部SS 1/4のタフトが下向き、やや前方にも向き、逆流が発生していることを示し、伴流分布図の大きな伴流値と対応している。また44%載貨状態で空気吸込みが発生したことでも改良を要する。このBV船型はビルジ渦を強化し過ぎ、抵抗増加が大きく、しかもプロペラ面への伴流の集中と均一化も期待したほどにはなっていない。

TBV-T型は、油膜法、タフト法の結果によりビルジ渦の発生が認められる。油膜法の結果ではプロペラ軸下方に2次的な剥離線がありビルジ渦の内側下方に2次的な逆縦渦があることが示されている。この逆縦渦は、タフト法の結果では、その存在が示されていないが、逆縦渦の領域が船体表面ごく近傍に限られているためであろう。船体切上部を下・内側へ船側の流れがまわり込み、上部に逆縦渦が発生することを期待したが、伴流分布図と油膜法、タフト法、色素流脈法による流れの観察結果をみると僅に上記のまわり込みが認められ、逆縦渦はごく弱くて明瞭には現われていない。この船側の流れのまわり込み、逆縦渦の発生を強めるには、船体切上部とビルジ部の形状の関連を改良しなければならない。44%載貨状態では空気吸込みが発生し、トンネル部の改良を要する。なお、Fig. 2.3.3.4～2.3.3.22を見ると、TBV-T型の船側波形の波高が最も大きいようである。

キャビテーション、プロペラ起振力の面から、この3船型の傾向を調べるため、Fig. 2.3.2.4～2.3.2.12から円周上伴流分布をr/R = 0.7と0.9について求めた結果をFig. 2.3.4.1～2.3.4.6に示す。θ = 0°（プロペラ翼先端直上）付近のwとdw/dθの値の大きさは、各状態、r/R = 0.7, 0.9とも、BV型、TBV-T型、P-T型の順になっており、BV型が最も不利、P-T型が最も有利となっているようである。

3船型の推進性能は、自航試験を行なっていないので判らない。そこで止むをえず模型間で公称伴流w<sub>n</sub>と全抵抗Rで船型の比較を行なってみる。比較の基準にはLpp 3 mのSR 159-50年度船型に対する公称伴流と全抵抗の推定値を用いる。Table 2.3.4.1に  $\left[ (1 - w_{nM}) / (1 - w_{nSR159-50}) \right] \times [R_M / R_{SR159-50}]$  を示す。ただし、添字Mは本試験を行なった船型を示し、添字SR 159-50はSR 159-50年度船型に対する値を示す。P-T型は伴流の利用度が悪く不利で、BV型とTBV-T型は満載状態と44%載貨状態ではほぼ同程度、65%載貨状態では、BV型の方がTBV-T型より良くなっている。なお、(1 - w<sub>n SR159-50</sub>)の値には満載状態で0.465、65%載貨状態で0.430、44%載貨状態で0.453を用いた。この結果では値が全て値が1.0より大きく、船型を改善し伴流の利用度を格段に増す必要があることを示している。

Table 2.3.4.1 推進性能に及ぼす伴流と抵抗の影響の比較

$$\left[ \frac{1 - w_{nM}}{1 - w_{nSR159-50}} \quad \frac{R_M}{R_{SR159-50}} \right]$$

Condition	Full Load	65% Load	44% Load
Fn Model	0.176	0.181	0.193
P-T	1.67	1.61	1.39
BV	1.22	1.04	1.06
T-BV-T	1.25	1.24	1.10

Values of SR159-50 Lpp 3m model are assumed.

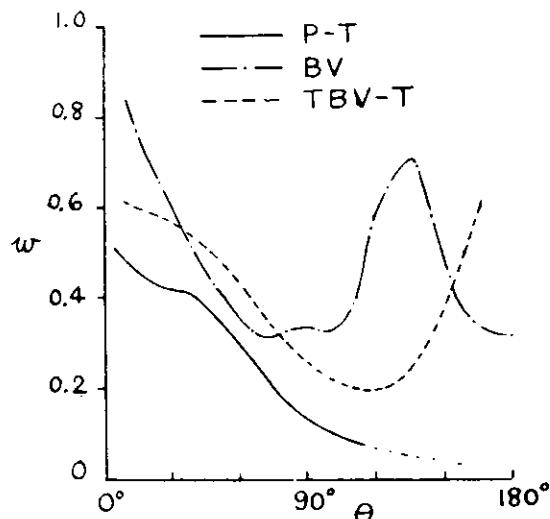


Fig. 2.3.4.1 Wake Distribution ( $r/R = 0.7$ ) Full Load Condition

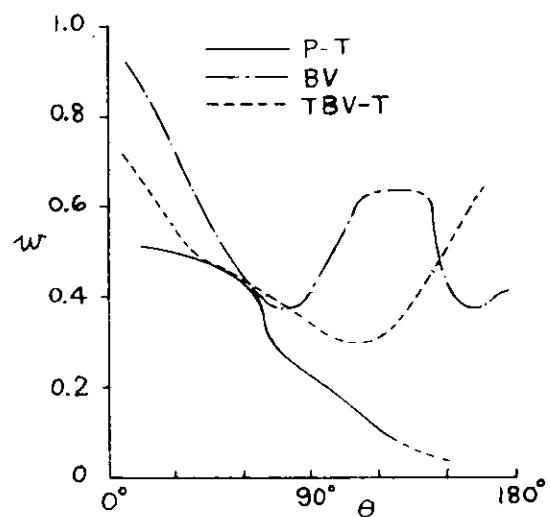


Fig. 2.3.4.2 Wake Distribution ( $r/R = 0.7$ ) 65% Load Condition

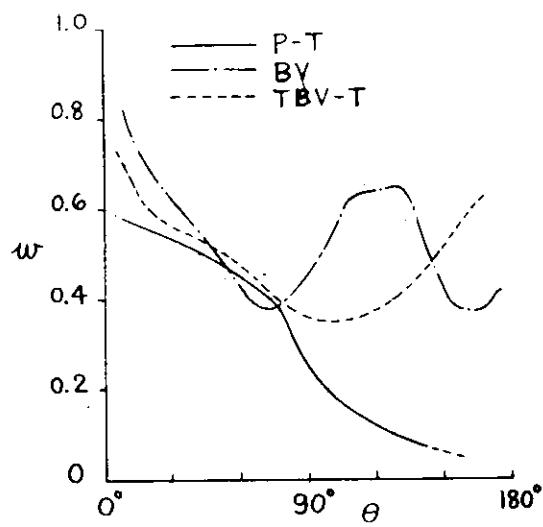


Fig. 2.3.4.3 Wake Distribution ( $r/R = 0.7$ )  
44% Load Condition

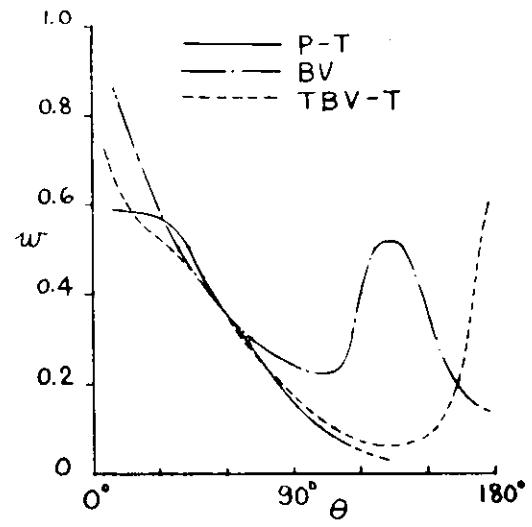


Fig. 2.3.4.4 Wake Distribution ( $r/R = 0.9$ )  
Full Load Condition

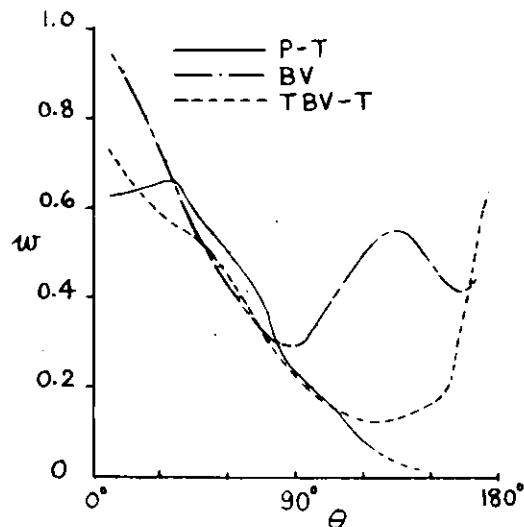


Fig. 2.3.4.5 Wake Distribution ( $r/R = 0.9$ )  
65% Load Condition

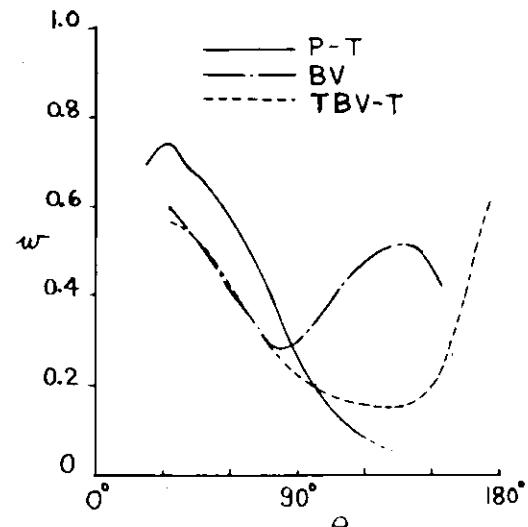


Fig. 2.3.4.6 Wake Distribution ( $r/R = 0.9$ )  
44% Load Condition

## 2.4 船尾流場の調査

本節では船尾流場の調査として特に船尾流場の計算による予測の問題について述べる。

船尾形状を与えてその周りの粘性流場の性状、主として速度分布を計算で求めることは極めて重要な問題であるが多くの困難があることも事実である。この一つの方法として昨年度報告では三次元境界層理論に基づき、微小二次流れを仮定する方法について述べた。今年度はその方法で若干の試計算を行ったが、残念ながら良好な結論が得られずその原因を検討した結果、それが主に計算の原理的個所にあることが判明した。その後努力を続けたが時間的制約などで結論を出すまでに至らなかったので、ここではその問題点を述べて今年度の報告にかえる。

境界層計算を応用して船尾流場を予測するには二つの重要な問題点を解決する必要がある。

### (1) 四面上の境界層の問題

船尾は通常外に凹の曲面になっている。Fig. 2.4.1 はその説明図である。一般に境界層理論が成り立つためには考える点付近の代表長さに対して境界層厚さ  $\delta$  が小さいことが必要であることは良く知られている。代表長さとしてはその面の曲率半径  $R$  を取ることが適当と考えられるが、船尾では普通  $R$  も  $\delta$  も船幅  $B$  又は喫水  $d$  の程度であり、境界層理論が成り立ちにくい領域である。特に本部会の船型のように、かなり大幅な肋骨線形状の変化を前提とした端端なトンネル型船尾まで含ませるとなると条件は大変きびしい。

もっと具体的に次のようにいいうことも出来る。境界層理論では普通表面に法線を立てて微小要素を考える。Fig. 2.4.2 に示すように法線を  $n_1, n_2$  とすると通常それは交わり、それが曲率中心となる。今境界層の厚さが  $\delta_A, \delta_B, \delta_C$  の三つの場合を考える。まず、 $\delta_A$  の場合問題はないが、上述のように  $R$  と  $\delta$  とが同じ大きさの程度とすると、 $\delta_B$  又は  $\delta_C$  の場合も予想され、 $\delta_C$  は一見して不合理であり、又  $\delta_B$  でも、境界層要素が通常長方形で構成されていることから考えると、何らかの修正が必要である。もっと一般には直交曲線座標の採用も考えられるが、当然予想されるようにこの場合の基礎式は複雑で、現在これを具体的計算に応用するまでには至らなかった。

### (2) 剥離渦が外部流に与える影響の問題

前項においては三次元剥離の存在は前提にしなかったが、よく知られているように船尾ではビルジ渦などの三次元剥離渦が存在する。(1)で述べた凹型表面でもどこかは凸面部があり、そこから三次元剥離が発生する。ところが境界層理論は通常第一近似レベルであり、それによると三次元剥離渦の存在は考慮されない。元来境界層理論では流れは表面に平行とし、表面に直角方向の速度成分は対象外である。従って出て来た結果すなわち主流方向速度  $u$  と二次流れ  $w$  を利用して、余分の意味で法線速度  $v$  を計算する位の意味しかない。(これは微小二次流れを仮定すると言ふと間わない) もっとも、この量は排除影響として意義を持って来るが、剥離があるかないかでその効果は大変異なる。

今三次元剥離が起こっているとし、特異点型あるいは普通型とする。Fig. 2.4.3 に示すように剥離線を  $s$ 、それに直角方向(表面上)の方向を  $n$ 、それぞれの方向の速度を  $u_s, u_n$  とすると、考えている点  $P$  の両側で、 $s$  方向については  $u_s$  が共に同符号の場合(普通型)と異符号の場合(特異点型)とあり、 $u_n$  については異符号で、 $s$  上でゼロである。その結果連続条件より流れは一部は  $s$  方向に、又一部は表面に直角に逃げ  $n$  となる。従って境界層内の渦度はこの  $n$  に乗って外部流中に流出し、この渦度の誘導速度によって外部流は影響を受ける。この結果、最初与えられたポテンシャル流場は剥離渦の流出状況に応じて修正されなければならない。この段階が従来の考え方には全然取り入れられていないので、三次元剥離渦のある場合は従来の計算方法のままでは、その結果が実用に供し得るか否か大変疑問に感ぜられる。ただこのような新しい試みは実際に実行するには色々問題が残り、本年度は何ら具体的結果を導くには至らなかったので、今後の課題として研究を続けたい。

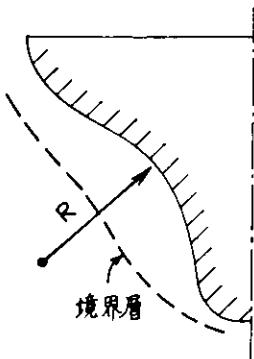


Fig. 2.4.1

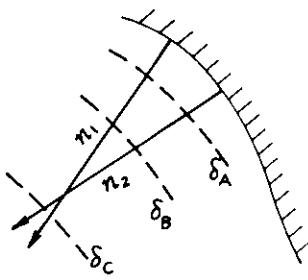


Fig. 2.4.2

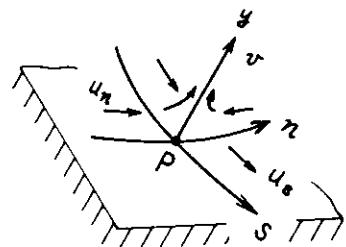


Fig. 2.4.3

## 2.5 考 察

### 2.5.1 大型模型船による水槽試験

53年度実施したB-1, B-4船型の試験結果を、52年度に実施したA-1, A-2船型の試験結果を参考にしながら考察すると次のようになる。

- (1) 53年度においては、プロペラ回転数の低下の程度を52年度より大きくとったので、B-1, B-4両船型の船体後半部形状の相違は、A-1, A-2両船型間の相違より大きくなっている。このために、A-1, A-2両船型では、低速抵抗試験から求めた形状影響係数にも、また造波抵抗係数にも、ほとんど差が認められなかつたが、B-1, B-4船型では、特に満載状態において、形状影響係数に差がみられ、B-4で大きな値を示した。
- (2) 模型船の自航要素は、 $1-t$ ,  $1-w$ とも、A船型と同様な傾向を示すが、 $\eta_R$ は、A船型の場合と異なって大直徑プロペラを装備する船型の方が若干小さな値を与えている。
- (3) 想定実船に換算された $\eta$ の値で比較すると、A船型における改善が、満載状態で約6%, バラスト状態で約10%であったが、B船型では、それぞれ約12%および約16%となっている。プロペラ単独効率の改善が約26%程度あることを考えると、B船型でも、もう少し船型および船型とプロペラの相互関係を改善することにより、推進性能を多少なりとも向上しうるものと考えられる。
- (4) 52年度、53年度2ヶ年に亘って、タンカー船型およびパナマックス船型に関し、低回転大直徑プロペラを採用しうる船型を原船型から大幅に変えることなく設計し、水槽試験を行って、その推進性能上の効果を調査した。それらの結果によれば、低回転化に伴う大幅なプロペラ効率の向上は期待できるが、船体効率の低下がかなりあるために、推進係数の改善は10~15%程度になってしまふ。これは、上述のように、船型設計に当って、原船型に対し大幅な変更は加えないという方針にも原因があるようと思われ、思いきった伴流利得を考えた船型設計思想を導入することを検討する必要性があろう。

しかし、本研究によって、在来船型の設計思想を大幅に変えなくても、1割以上の馬力節減の実績を示したことは、現場設計者に対し、貴重な資料を提供したものと考えられる。

### 2.5.2 小型模型船による水槽試験

本試験は、プロペラの低回転化によるプロペラ効率の上界を十分に生かし推進係数を大幅に向上させ、しかもキャビテーション、起振力への悪影響を減らすため、伴流のプロペラ面への集中とプロペラ面内での均一化を船体抵抗の増加なしに実現できるような大直徑プロペラに適した船尾形状を開発する目的で、前記の3種の船型について回流水槽を用いて、抵抗試験、伴流計測、流線観測を行ったものであるが、その結果を考察すると、次のようになる。

- (1) P-T船型は、ほぼ予測通りの試験結果を示し、流れも単純で、伴流も小さく、また抵抗もすくない。キャビテーション、プロペラ起振力の面からも、3船型中では、一番すぐれている。

- (2) BV船型は、船型上の順整に不十分な面があったようで、ビルジ渦が強化され過ぎ、抵抗増加が大きく、しかもプロペラ面への伴流の集中と均一化も期待ほどではなかった。
- (3) T・BV-T船型は、抵抗値は、上記両船型の中間にある。期待ほどには、船体切上げ上部を下・内側へ船側の流れがまわり込むことが大きくなく、また逆縦渦の発生も弱かった。船型的にみると、船体切上げ部とビルジ部の形状の関連や、トンネル部形状の改善について、再検討する必要があろう。
- (4) 3船型設計時の思想が、それぞれの船型試験によって具体的に実証され、また検討することができた。回流水槽による試験であったために、試験の種類や内容等に制約はあるが、これらの試験結果を基にして、船型設計上の改良を加えていけば、在来船型とは若干異なった大直径プロペラ装備優良船型を導いていくことが、ある程度可能であろう。

### 2.5.3 船尾流場の調査

三次元境界層理論に基づいて船尾流場を予測するには、計算テクニック上の問題のほかに、原理的にも、次の二つの重要な問題点を解決する必要があることを考察した。

- (1) 凹面上の境界層の問題
- (2) 剥離渦が外部流に与える影響の問題

これらの問題を取り入れた理論的考察は、従来存在せず、非常に難かしい取扱いになることが予想されるが、この方面的研究、調査を進めることはきわめて重要であり、具体的応用面も広いものがあると考えられるので、今後も引きつづいて研究を進めていくことが大切である。

### 3. プロペラに関する試験研究

#### 3.1 概 要

52年度においては、SR 159型船型について、在来のプロペラを装着したA-1船型と、低回転大直徑プロペラを装着したA-2船型とについてペアリングフォースと圧力分布の理論計算を行った。その比較結果から、低回転大直徑プロペラがペアリングフォースの点からも、キャビテーションの点からも、在来のプロペラの場合と比較して、いくぶん悪条件下におかれることが分かった。

53年度では、主としてパナマックス型貨物船型を対象とし、プロペラとキャビテーションに関する諸問題を調べた。具体的には次の内容に関する調査研究が実施された。

##### 3.1.1 ペアリングフォースに関する研究

パナマックス船型に、在来のプロペラを装着したB-1船型と、極端に回転数を落とした大直徑プロペラを装着したB-4船型とについて、非定常揚力面理論を用いてペアリングフォースと圧力分布の計算を行った。この計算は、52年度と同様に船舶技術研究所と(株)神戸製鋼所においてそれぞれ開発された計算法により行った。また“揚力不变法”によるキャビテーションの発生範囲の計算結果と実験結果との比較を行った。

さらに、52年度に実施された“A-1船型についてのペアリングフォース計算結果”的有効性を調べるために、石川島播磨重工業(株)技術研究所の試験水槽においてペアリングフォースの実測が行われた。

##### 3.1.2 船後におけるキャビテーションおよび変動圧力の計測

B-1船型(M.S.№318)とB-4船型(M.S.№319)とについて、船研の大型キャビテーション水槽で、模型船(Lpp: 6 m)を用いてキャビテーション試験および船尾変動圧力が計測された。実験状態は、B-1船型については、[Full, 85% MCR]の1状態、またB-4船型については、[Full, 85% MCR], [Full, MCR]および[Ballast, MCR]の3状態である。

##### 3.1.3 ワイヤメッシュ法によるキャビテーション試験

3.1.2における試験は、いずれも模型船伴流中で実施された。しかしながら、一応実船におけるキャビテーション性能を調査しておく必要がある。このために、三菱重工業(株)長崎研究所のキャビテーション水槽で、実船伴流をワイヤメッシュスクリーンによりシミュレートし、この伴流中でB-4船型についてのキャビテーション試験を実施した。

##### 3.1.4 キャビテーションの発生範囲およびエロージョンの推定

キャビテーションの発生範囲とエロージョンの推定を行うための基礎的資料を得るため、圧力分布の形状が異なる数種の2次元翼型について、キャビテーション試験とエロージョン試験を行った。前者の試験については、大きさの異なる翼型について、圧力計測、キャビティの長さおよび形状の比較試験を行った。一方後者の試験については、ペイントテストと純アルミ法との比較試験を行った。

##### 3.1.5 自航推進性能の理論計算

従来の自航推進性能の理論計算法が、大直徑プロペラを装着した船型にどの程度応用できるかの検討をも含めてA-1船型とA-2船型について、自航要素の計算を行い、あわせて52年度の実験結果との比較検討を行った。

#### 3.2 ペアリングフォースに関する研究

53年度における本項に関する研究内容は、次の通りである。すなわち計算法の比較をも含んでの理論計算および計算結果と実験結果との比較である。

##### 3.2.1 計 算

53年度は、船舶技術研究所および(株)神戸製鋼所でそれぞれ開発された非定常揚力面計算プログラム<sup>1),2)</sup>(以下ではそれぞれSRI法およびKSL法と呼ぶ)を用いてペアリングフォース等の計算を行い、以下の4項目について検討した。(i)実験との比較 (ii)両計算法の再比較 (iii)伴流分布の違い(模型船および実船)がペアリングフォースへおよぼす影響 (iv)実船推定伴流分布における在来プロペラと低回転大直徑プロペラのペアリングフォース等の比較。

計算は、Table 3.2.1に示す4ケースについて行った。ケース1, 3はB-1船型に対する計算であり、ケース2, 4はB-4船型に対する計算である。また、ケース1, 2は模型船の伴流分布を入力とした計算であり、ケース3, 4は実船推定伴流分布を入力とした計算である。計算法は、4ケースともKSL法を用い、ケース2のみSRI法によっても計算した。なお、船速と回転数は100%MCRのBHPすなわち17,000PSをもとに馬力等曲線(Fig. 2.2.13)から読みとった。また、実船の伴流分布は笛島らの方法<sup>3)</sup>にもとづいて模型船の伴流分布から推定した(Fig. 3.2.1(a), 3.2.1(b))。

実験との比較は、第3.2.2節および第3.4節で述べる。

#### (1) 計算法の再比較

52年度は、A-1およびA-2船型を対象にして、KSL法とSRI法との比較を行った。ペアリングフォースについては、KSL法とSRI法とではほぼ満足しうる一致がみられたが、キャビテーションの問題でとくに重要な前縁から40%弦長点までのBack面の圧力分布と、単独性能に両者による差が目立った。

53年度は、KSL法を一部修正(対数特異性の処理の追加、また標点数を半径方向7、翼弦方向5に変更)してケース2について両計算法の比較を行った。なお、上記修正による影響を調べるために、昨年と同様のKSL法(図表中ではKSL(S52)と記す)にても計算を行った。

##### (a) プロペラ単独性能

計算結果の比較をTable 3.2.2およびFig. 3.2.2に示す。SRI法と比較して、やはりKSL法により求められる $K_T$ ,  $K_Q$ は大きめであるが、上記修正後、とくに対数特異性の処理による寄与によって、SRI法とKSL法の差は小さくなっている。実験値と比較して、SRI法、KSL法による $K_T$ ,  $K_Q$ とも設計点( $J = 0.629$ )付近では小さい。

##### (b) 循環

Fig. 3.2.3に、 $r/R = 0.276, 0.576, 0.876$ の翼素の全循環 $I$ の変動を示す。変動量については、52年度の比較と同様、SRI法とKSL法にはほとんど差はみられない。従って、ペアリングフォースについては、直接比較するまでもないであろう。平均値については、上記修正によってSRI法とKSL法の差は小さくなってしまっており、とくに翼中央から翼先端ではほとんど一致している。

##### (c) 翼面の圧力分布

$\theta = 0^\circ$ ,  $r/R = 0.7$ での翼面の圧力分布をFig. 3.2.4に示す。SRI法、KSL法、KSL法(S52)による計算結果には若干の差異がみられる。

#### (2) 伴流分布の違い(模型船および実船)がペアリングフォースへおよぼす影響

伴流分布の違い(模型船および実船)がペアリングフォースへおよぼす影響について、ケース1とケース3、およびケース2とケース4の比較により調べた。

Table 3.2.3にペアリング・フォース(片振幅)を示す。 $F_x$ はスラスト、 $F_y$ は垂直力、 $F_z$ は水平力、 $M_x$ はトルク、 $M_y$ は垂直軸まわりのモーメント、 $M_z$ は水平軸まわりのモーメントである(Fig. 3.2.5参照)。すべての成分とも、模型船の伴流分布を用いた場合より実船の伴流分布を用いた場合の方が大きくなっている。

伴流分布を調和解析してこの原因を調べた。調和解析の結果得られる余弦項を半径方向に平均した値をTable 3.2.4に示した。対象のプロペラはすべて5翼であるから、 $F_x$ ,  $M_x$ は伴流分布の5次調和成分の関数であり

$F_y, F_z, M_y, M_z$  は伴流分布の 4 および 6 次調和成分の関数である。4, 5, 6 次調和成分とも、ほとんど実船の伴流分布の方が大きくなっている。実船の伴流分布を用いた場合のペアリング・フォースが大きくなったのは、このためであろう。

ペアリング・フォース増加の割合を調べるために、各成分についてケース 1 とケース 3, またケース 2 とケース 4 の比を求めて、 $(F_a)_{\text{CASE } 3,4} / (F_a)_{\text{CASE } 1,2}$ ,  $(M_a)_{\text{CASE } 3,4} / (M_a)_{\text{CASE } 1,2}$  の記号で、Fig. 3.2.6 に示した。横軸にはケース 1, 2 のペアリング・フォースの値をとった。比は 1 ~ 4 の範囲でばらついている。

### (3) 推定実船伴流分布中における在来プロペラと低回転大直徑プロペラのペアリング・フォース等の比較

52年度に行なった A-1 船型と A-2 船型との比較では、低回転大直徑プロペラがペアリング・フォース、翼応力、キャビテーションのいずれの点からも幾分悪条件下におかれているという結果が得られた。ところが、52年度は模型船の伴流分布を入力して比較したので、はたして実船状態でも同様のことかいえるかどうかが問題点として残った。

そこで、53年度は B-1 船型および B-4 船型を対象船として、実船の伴流分布を入力した場合の比較（ケース 3 とケース 4との比較）をおこなった。また、52年度の結果との対応を調べるために、模型船の伴流分布を入力した場合の比較（ケース 1 とケース 2 との比較）も同時に行なった。

#### (a) ペアリング・フォース

Table 3.2.3 によれば、在来プロペラ（B-1）にくらべて低回転大直徑プロペラでは、 $F_x, M_x$  は同程度であり、その他の成分とくに  $M_z$  は、かなり大きくなっている。全体的には低回転大直徑プロペラの方が若干悪くなっていて、52年度と同様の結果である。

#### (b) スラスト変動

Fig. 3.2.7 に 1 翼に働くスラストの 1 回転の変動を示す。52年度は、在来プロペラにくらべて低回転大直徑プロペラのスラスト変動幅がかなり大きかったが、53年度は、模型船、実船の場合ともその差が小さくなっている。これは伴流分布の違いによるものと考えられる。すなわち、52年度の計算では A-1 船型、A-2 船型の伴流分布は Bottom 付近以外では全く同じものを入力データとした。一方、Figs. 2.2.18, 2.2.21, 3.2.1(a), 3.2.1(b) からわかるように、B-1 船型では Top 付近で高伴流域が広いのに対して、B-4 船型では比較的狭いためであろう。

#### (c) 翼面の圧力分布とキャビテーション

Fig. 3.2.8 に  $\theta = 0^\circ, 30^\circ$  における  $r/R = 0.7$  の翼面の圧力分布を示す。Table 3.2.5 に示すように、B-1 船型と B-4 船型のキャビテーション係数  $\sigma$  には大きな差があったので、圧力分布は、 $(\text{圧力係数}) / (\text{キャビテーション係数}) = Cp/\sigma$  でプロットした。Fig. 3.2.8 によると、在来プロペラにくらべて低回転大直徑プロペラの方がキャビテーション性能は有利である。揚力不変法で求めたキャビテーション発生範囲を Fig. 3.2.9 に示したが、やはり同様の傾向がみられる（“揚力不変法”については、第 3.5.4 節の(2)中で述べる）。

この傾向は、52年度の計算結果と全く逆であるが、その理由としては次の 2 点が考えられる。一つは、Top 付近の伴流分布の差が、低回転大直徑プロペラのキャビテーション性能に有利に働いた点である。また一つは在来プロペラにくらべて、低回転大直徑プロペラは迎角、没水深度の点ではキャビテーション性能に不利となっているが、低回転化にともなう流入速度の減少が52年度に比べて著しく、全体としてキャビテーション性能が良くなったのであろう。

## 3.2.2 実験

ペアリングフォースに関する模型実験を行い、実験値と計算値の比較を行なった。ここで、比較に用いられている計算値は52年度本研究での理論計算により得られている。

### (1) 実験の実施

実験は、昭和53年10月9日に石川島播磨重工業技術研究所の長水槽で実施した。実験は7.0 m模型船を用いて、付録で説明している計測方法により行い、ペアリングフォースを求めた。

### (2) 供試模型

供試模型船IHI-MS 450は7.0 m木製模型船であり、A-1船型(SR 159船型)である。供試模型プロペラはMP 2171であり、直径は、0.2042 mの右まわりの5翼プロペラである。両者の詳細は文献にあるので<sup>4)</sup>ここでは省くこととする。

### (3) 実験結果および理論計算との比較

Table 3.2.6に示す作動条件における計測から、ペアリングフォースに対する実験値を求めた。理論値との比較がFig. 3.2.10に示してある。なお、 $F_x, M_x$ の平均値のみは別に行なった自航試験の結果から得ている。ここで、力、モーメントの方向の定義は52年度研究のそれと同じである。すなわち、力 $F_x$ は船の前進方向を正に、 $F_y$ は垂直方向を正に、 $F_z$ は水平左舷方向を正にとっている。また、モーメント $M_x$ は回転方向を正に、 $M_y$ は船首を左舷に回頭する方向を正に、 $M_z$ は船首を沈める方向を正にとっている(Fig. 3.2.5参照)。

実験値と計算値との比較をすると

- (a)  $F_y, F_z$ については一致している。
- (b)  $M_y, M_z$ については変動分は一致しているが、平均値にかなりの差があらわれている。
- (c)  $F_x, M_x$ については、それぞれ実験値の波形と計算値の波形とに位相差が現われている。

の3点が主な特長であるが、全体的にはかなり一致していると云える。

## 参 考 文 献

- 1) 小山鴎一，“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
- 2) 波多野修次，南方潤三，山崎正三郎，“揚力線及び揚力面理論によるプロペラ性能の推定”，西部造船会々報，第49号，1975
- 3) 笹島秀雄，田中一朗，鈴木敏夫，“肥大船の伴流分布”造船協会論文集，第120号，1966
- 4) SR 159研究資料，No. 273，昭和52年3月

## 付録 ペアリングフォース計測法

今回の試験に用いた動力計は、Fig. 3.2.11に組立図で示してあるように、おおよそ検力部、増幅器取付け部、フレイホイール、スリップリングの各部分から成立っている。この動力計はプロペラに発生する6つの力、モーメントをプロペラ軸に固定の座標系の各軸に対する成分として計測しデーターをデジタル量として収録する方式である。したがって船体固定座標系の各軸に対する力、モーメントに変換する手順がペアリングフォースを求めるためには必要である。すなわち、プロペラに発生する力、モーメントは軸の歪みを誘起し歪みゲージにより電気的信号に変換されFig. 3.2.12に示すような流れに沿ってデジタル化された信号としてデーター収録装置に収録され、電子計算機によって数値的に処理され、ペアリングフォースとして求められている。実際の実験においてはデーターの収録は模型船が定速になった後、約3秒間にわたって、1チャンネルあたり1KHzのサンプリング周波数でもって行っている。

このように得られた生の信号をどのように処理してペアリングフォースを求めているかについて述べる。信号の様子を観察することによって、現象や動力計の状態を推測することが可能であろう。そのために、得られた信号を Fourier解析し、スペクトル分布の形で表わしたもののがFig. 3.2.13(a), 13(b), 13(c)に示してある。これらの図はそれぞれのチャンネルに対して、静止時のアイドリング状態、航行時のアイドリング状態および負荷状態の3状態の信号スペクトルを一緒に示している。ここで図中の添字 $v$ ,  $h$ ,  $x$ はプロペラ座標軸を表わしている。Fig. 3.2.13(a)～13(c)から解るように、アイドリング状態に比較すると、負荷状態においてプロペラ回転数を $\eta$ とすると $F_v, M_h$

Table 3.2.1 Operating Condition

CASE	1	2	3	4
SUBJECT	B-1	B-4	B-1	B-4
M.S.NO.	3599a	3599b	3599a	3599b
M.P.NO.	2187	2188	2187	2188
LOAD CONDITION	FULL	FULL	FULL	FULL
NO. OF PROP - (rpm)	128	67	128	67
V <sub>s</sub> (kt)	16.3	16.7	16.3	16.7
WAKE DISTRIBUTION	MODEL	MODEL	SHIP (ESTIMATED)	SHIP (ESTIMATED)

Table 3.2.2 Thrust Coefficient at Design Point

MPNO	2171 (A-1)	2185 (A-2)	2188 (B-4)
J	0.269	0.411	0.629
EXPERIMENT	0.250	0.241	0.191
SRI	0.250	0.223	0.179
KSL(S52)	0.259	0.246	0.199
KSL	-	-	0.185

Table 3.2.3 Single Amplitude of Vibratory Propeller Shaft Force

SUBJECT COMPONENT	A-1	A-2	B-1 (CASE 1)	B-4 (CASE 2)	B-1 (CASE 3)	B-4 (CASE 4)
F <sub>x</sub> (ton)	1.5	1.5	7.2	3.0	8.8	6.6
F <sub>y</sub> (ton)	1.3	1.6	0.7	0.8	1.3	1.8
F <sub>z</sub> (ton)	2.3	3.8	1.0	2.9	1.6	4.6
M <sub>x</sub> (tonxm)	1.3	1.4	4.8	2.6	7.5	8.1
M <sub>y</sub> (tonxm)	6.2	11.6	5.7	7.9	10.0	16.8
M <sub>z</sub> (tonxm)	10.0	26.6	6.0	30.9	14.1	45.2

Table 3.2.4 Harmonic Component of Wake

SUBJECT HARMONIC NO.	A-1	A-2	B-1 (CASE 1)	B-4 (CASE 2)	B-1 (CASE 3)	B-4 (CASE 4)
0	0.583	0.482	0.541	0.463	0.366	0.301
4	0.0688	0.0842	0.0013	0.0495	0.0597	0.0786
5	0.0140	0.0101	0.0499	0.0109	0.0560	0.0268
6	0.0242	0.0395	0.0316	0.0350	0.0129	0.0444

Table 3.2.5 Cavitation Number Etc. ( $0.7R, \theta = 0^\circ$ )

SUBJECT	A-1	A-2	B-1 (CASE 1)	B-4 (CASE 2)	B-1 (CASE 3)	B-4 (CASE 4)
CAMBER RATIO	0.014	0.014	0.014	0.019	0.013	0.018
ATTACK ANGLE(deg.)	1.40	2.92	1.87	3.34	2.14	3.13
IMMERSION (m)	7.87	7.87	8.93	7.78	8.93	7.78
w * (m/sec)	27.1	22.7	29.0	20.7	29.0	20.8
CAVITATION NUMBER	0.420	0.582	0.386	0.671	0.387	0.660

については $4 \times n$ ,  $6 \times n$ の周波数に,  $F_x$ については $5 \times n$ の周波数にスペクトルのピークが現われている。ここで Fig. 3.2.13 (c) の  $F_x$ のスペクトルに現われている $4 \times n$ ,  $6 \times n$ の周波数の位置のピークは検力部の干渉によるものである。

こうした生の信号の様子を考慮してペアリングフォースを求めるために次のような操作を行なっている。各チャンネルについて収録されたデータからプロペラの 8 回転分相当の時間のデータを任意に選び平均操作を行い、その平均値をプロペラ 1 回転分に対する真の信号と見なすことにする。そして、その信号と較正係数を用いて力、モーメントの物理量に変換し最後に座標変換を行いペアリングフォースを求めている。

以上の計測法の精度確認のために、再現性の検討を行っているが結果は良好であった。

Table 3.2.6 Operating Condition

Model Ship Speed	$V_M$	1.500 m/s
No. of Revolutions	$n$	10.91 /s
Froude No.	$F_n$	0.181
Advance Coefficient(*) J		0.327

(\*) Thrust Identity

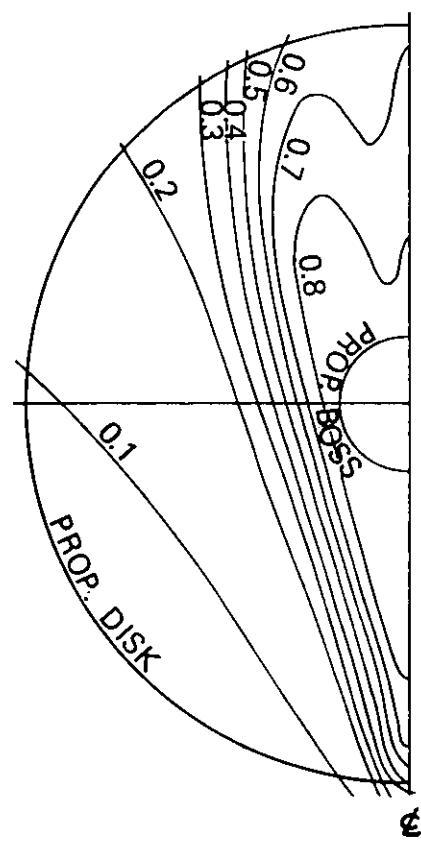


Fig. 3.2.1(a) Wake Fraction Contour Curve, B-1  
(Estimated Ship Wake)

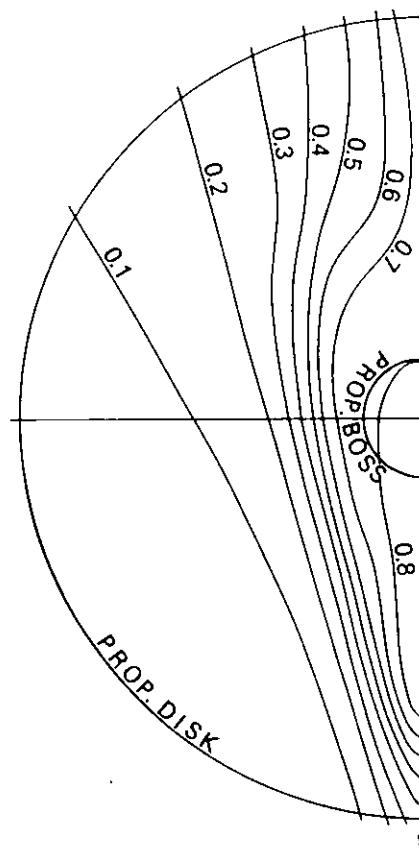


Fig. 3.2.1(b) Wake Fraction Contour Curve, B-4  
(Estimated Ship Wake)

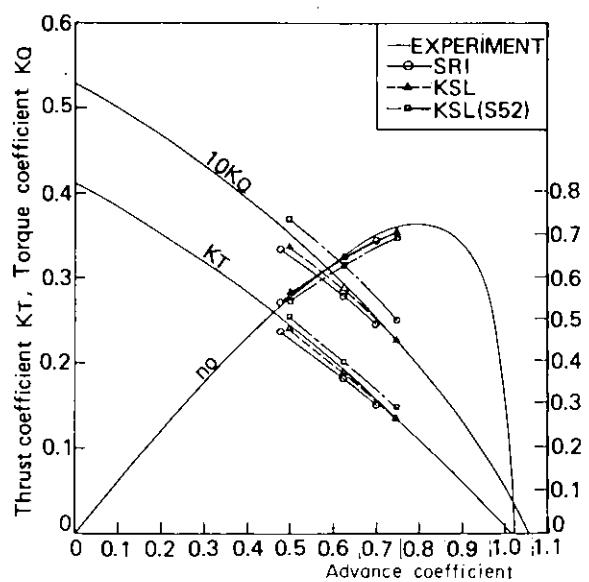


Fig. 3.2.2 Propeller Open Characteristics  
(MPNO 2188 for B-4)

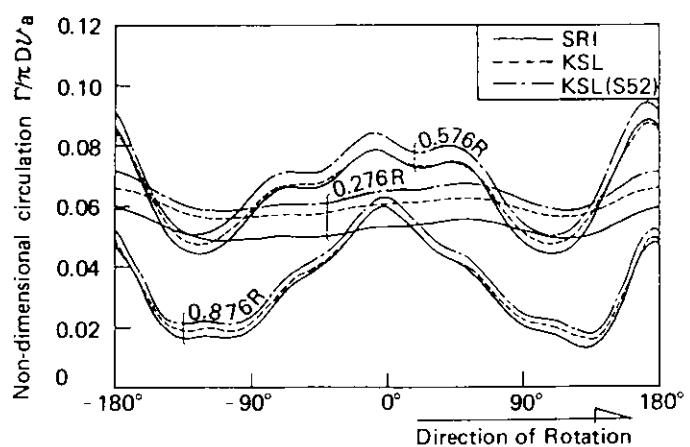


Fig. 3.2.3 Circulation Fluctuation

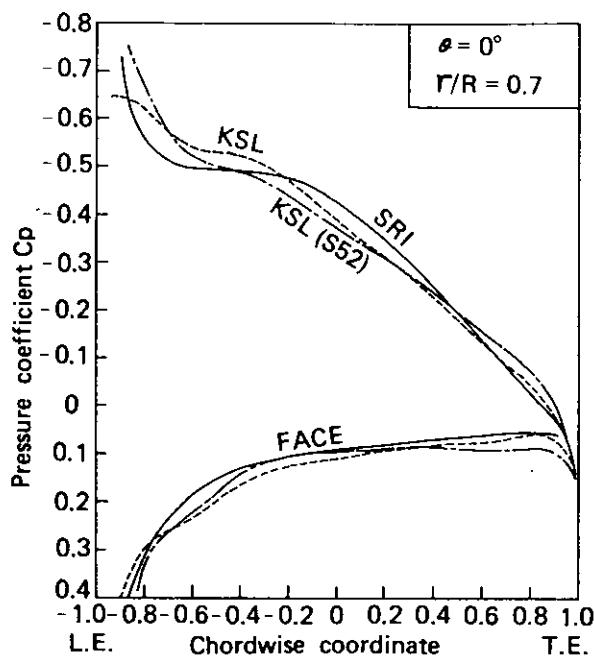


Fig. 3.2.4 Pressure Distribution (MPNO 2188 for B-4)

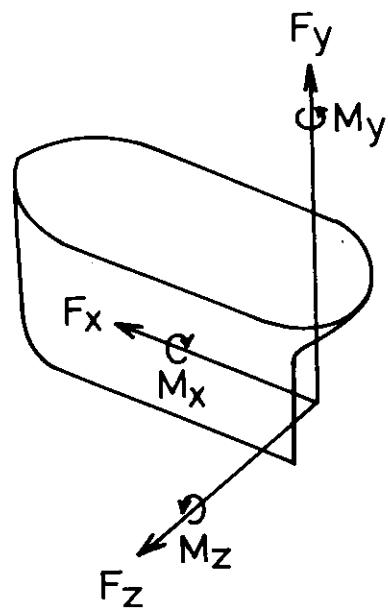


Fig. 3.2.5 Definition of Forces and Moments

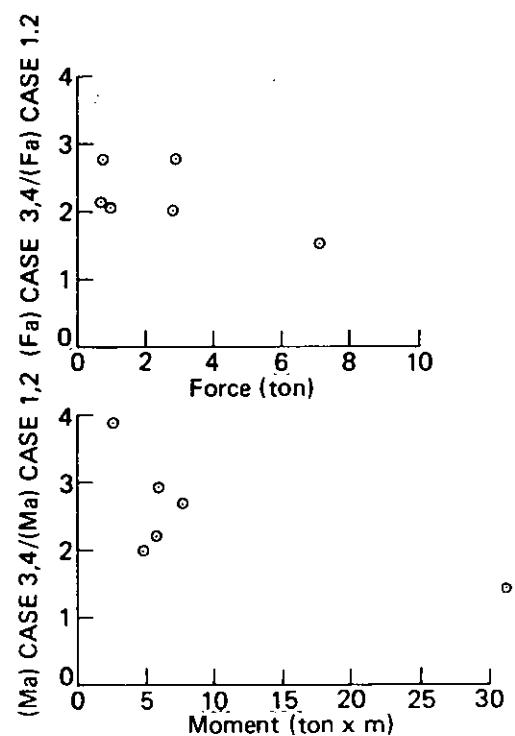


Fig. 3.2.6 Amplitude of Vibratory Propeller Shaft Forces

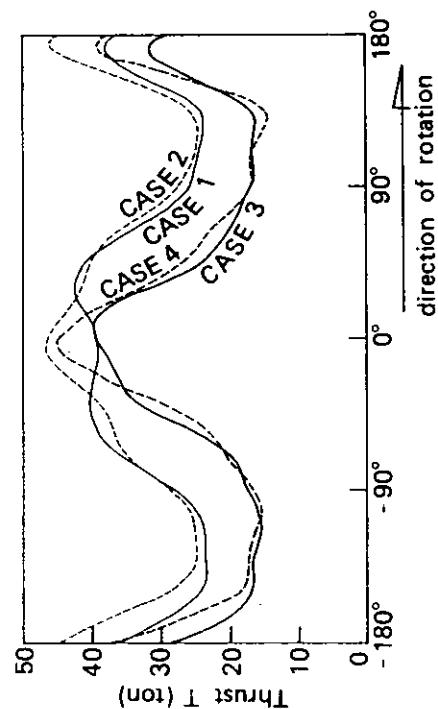


Fig. 3.2.7 Fluctuation of Thrust on One Blade

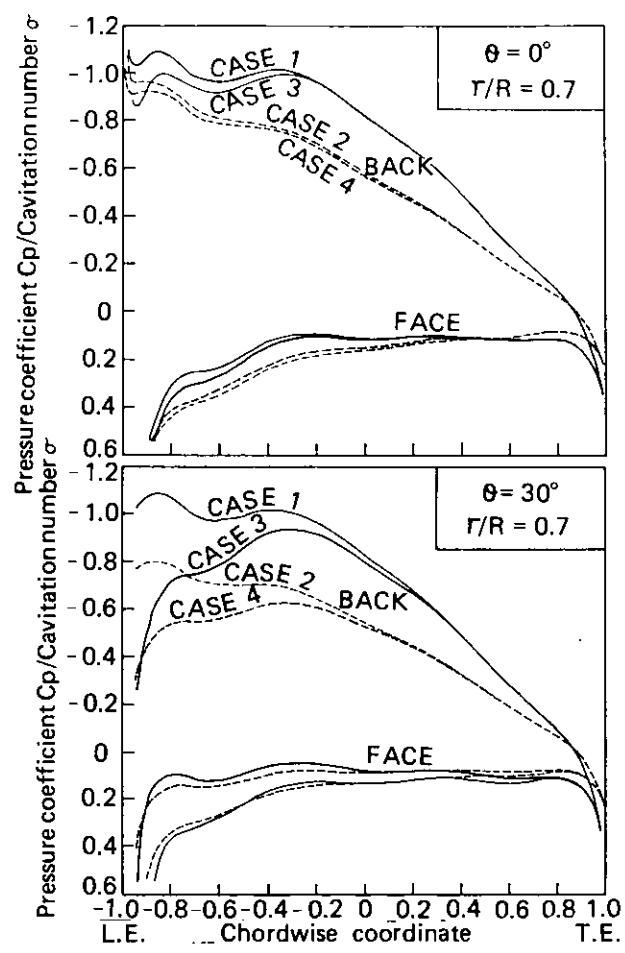
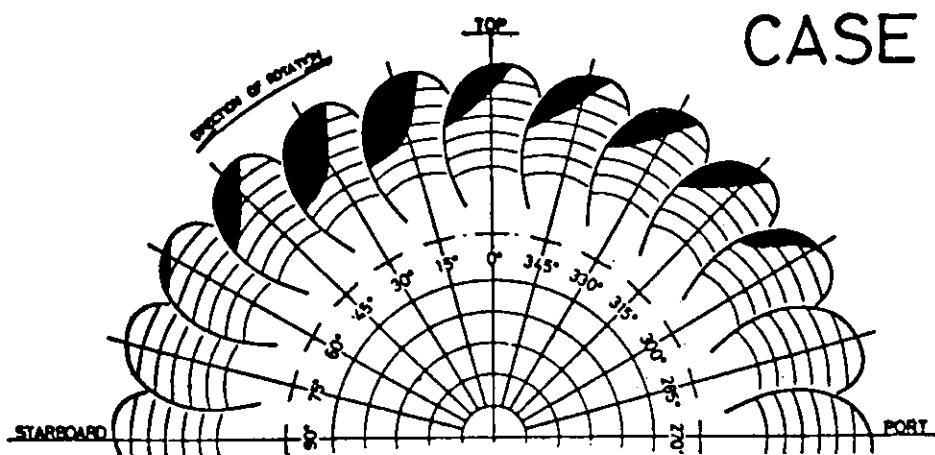
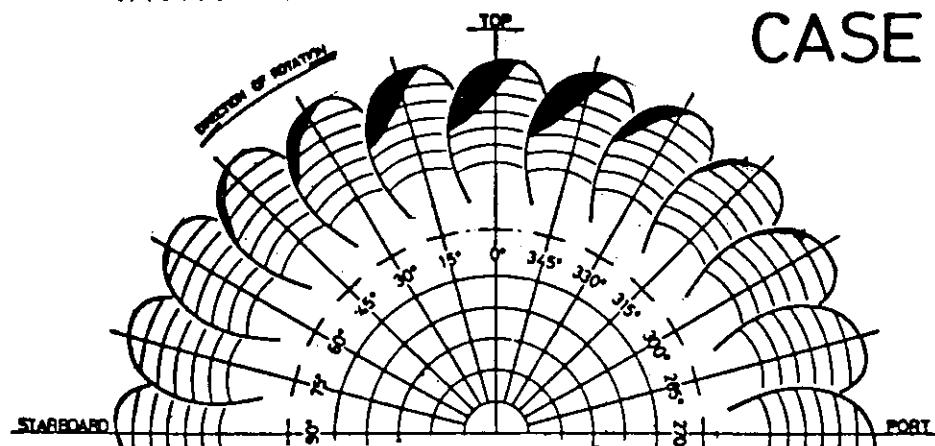


Fig. 3.2.8 Pressure Distribution

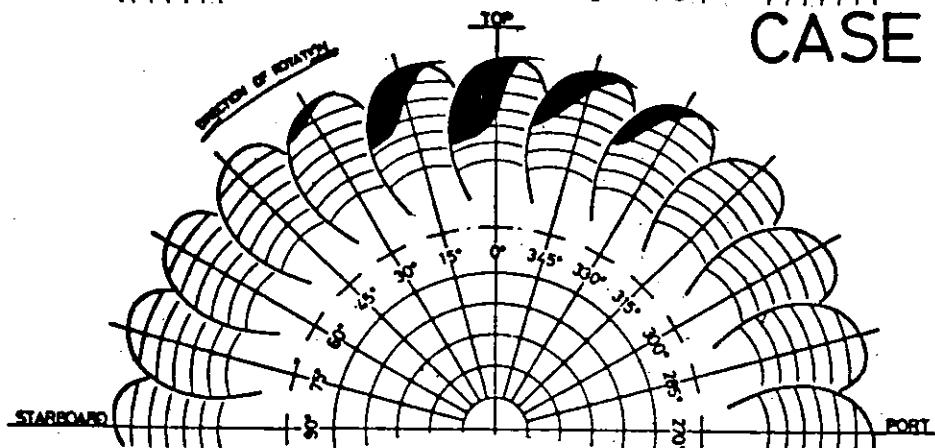
CASE 1



CASE 2



CASE 3



CASE 4

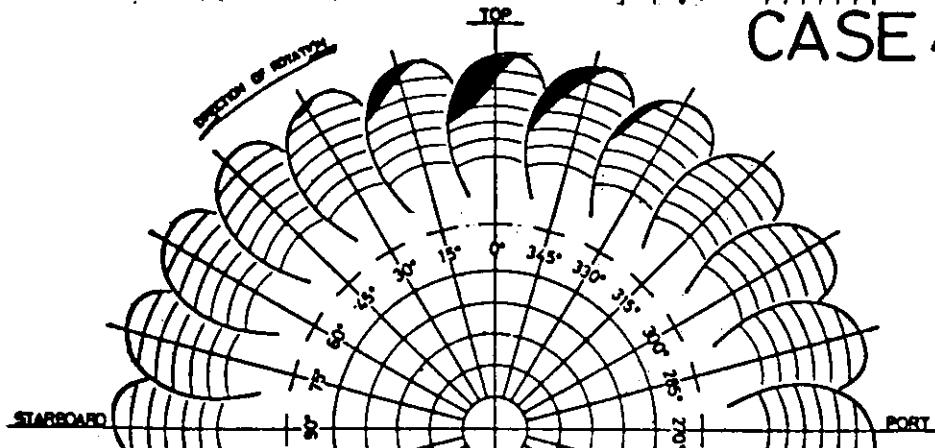


Fig. 3.2.9 Back Cavitation Extension

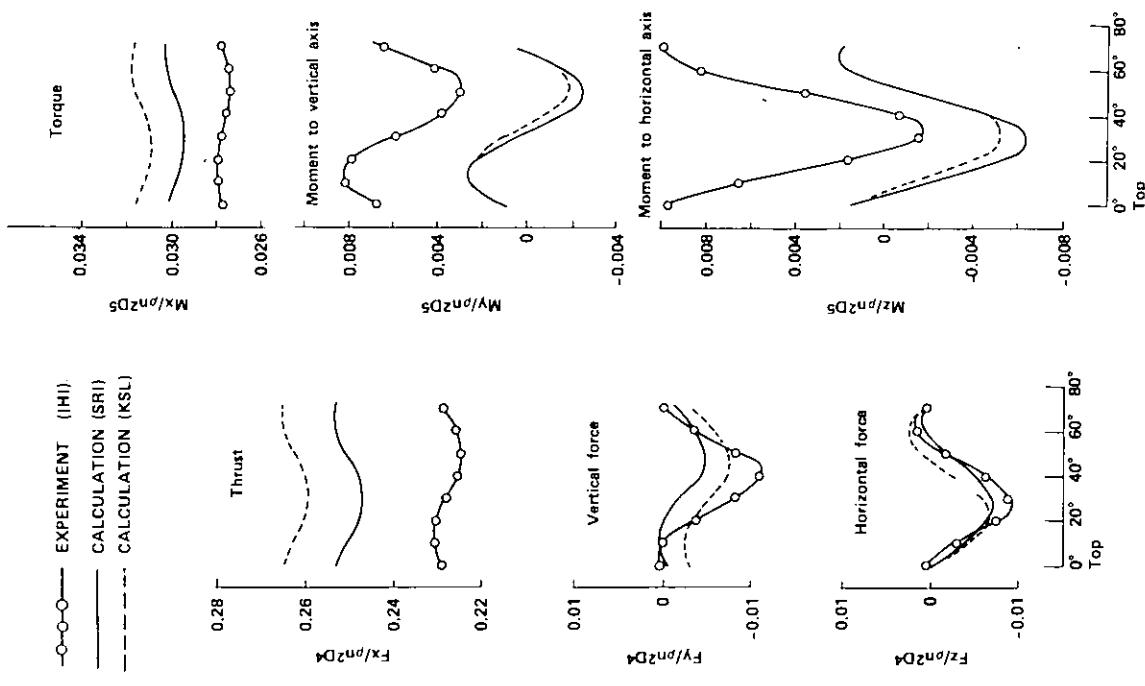


Fig. 3.2.10 Propeller Vibratory Shaft Forces

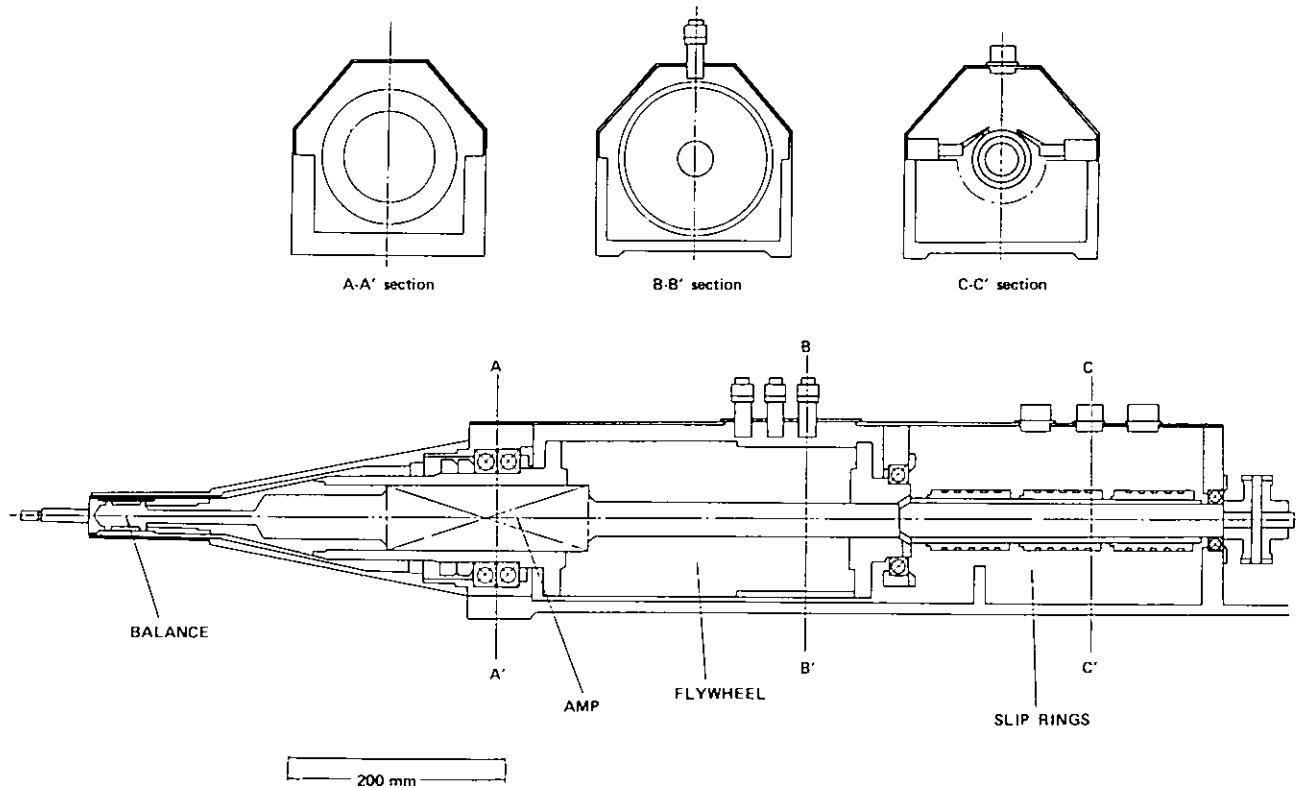


Fig. 3.2.11 Drawing of Dynamometer

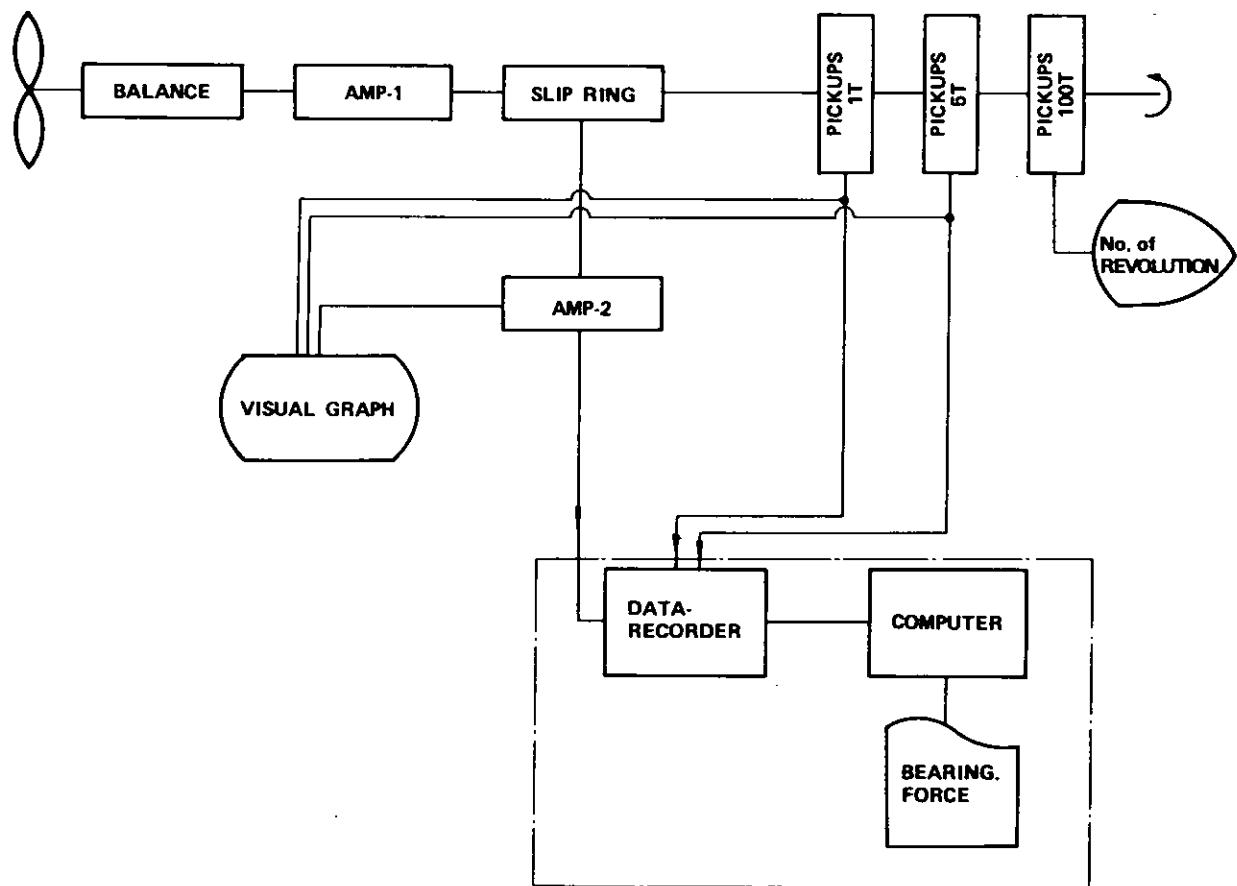


Fig. 3.2.12 Block Diagram of Instruments

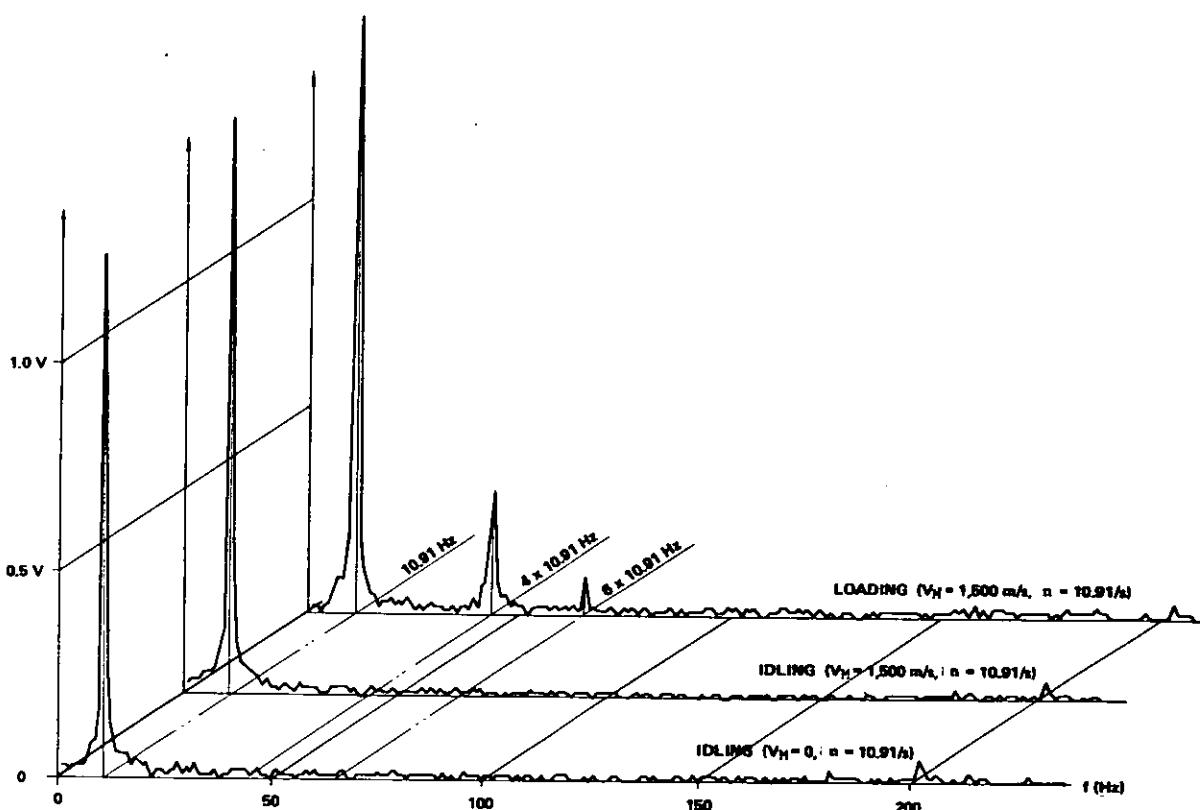


Fig. 3.2.13(a) Example of Spectrum ( $F_v$ )

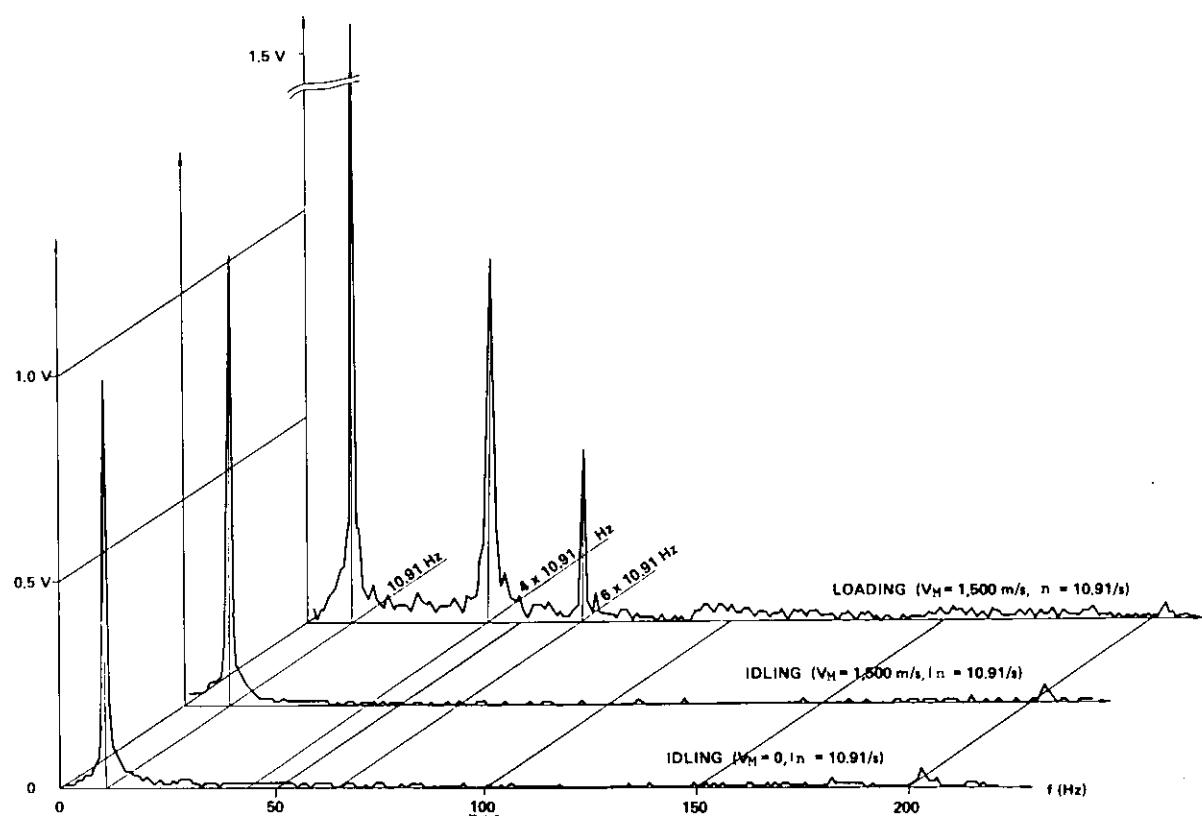


Fig. 3.2.13(b) Example of Spectrum ( $M_h$ )

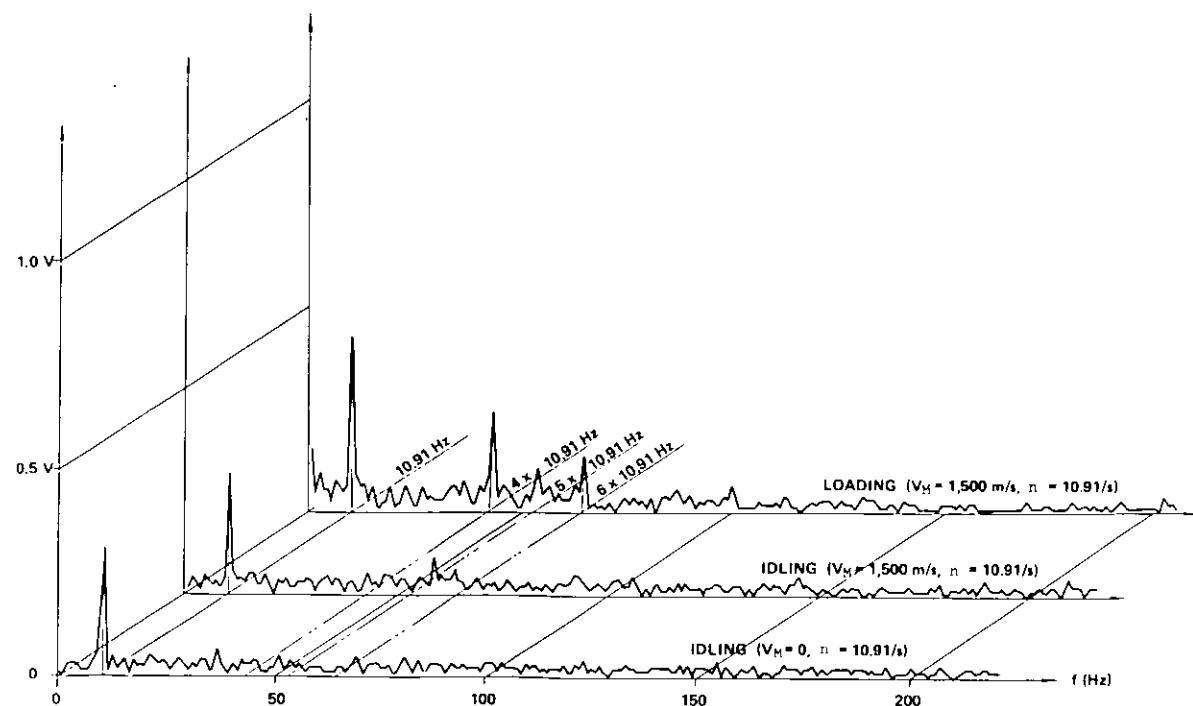


Fig. 3.2.13(c) Example of Spectrum ( $F_x$ )

### 3.3 船後におけるキャビテーションおよび変動圧力の計測

#### 3.3.1 供試模型および試験状態等

船舶技術研究所の大型キャビテーション試験水槽において、在来船B-1と低回転大直徑プロペラ装備船B-4の船後におけるキャビテーション観測および変動圧力の計測を行った。模型船はいづれも長さ6mのパラフィン模型であり、その形状、寸法はFig. 2.2.2と同一である。模型プロペラもキャビテーション試験用に製作されたが、その形状、寸法はFigs. 2.2.4, 2.2.5と同一である。試験状態はTable 3.3.1に示した合計4つの状態である。ただし、B-1については、研究工程の都合上、曳航水槽における水槽試験に先だって進める必要があり、プロペラ設計時の条件にもとづいて、状態を設定した。また、バラスト状態では、 $K_T$ ,  $\sigma_n$ をバラスト状態に合わせたのみで、伴流分布は満載状態と同一である。

キャビテーション試験に先だって伴流計測を行った。計測結果をFigs. 3.3.1(a)および(b)に示す。

#### 3.3.2 キャビテーション観測

キャビテーション観測の結果をスケッチでFigs. 3.3.2(a)～(d)に示した。キャビテーションの平均的な発生範囲を実線で、最大の発生範囲を点線で示した。85%MCRの状態でB-1とB-4の比較ができる。キャビテーションの消え方が、B-1では翼端に向かって消えてゆくのに対し、B-4では前縁に向かって消えてゆく傾向が見られる。キャビティの広さの翼面積に対する比率は、B-1に比べてB-4の方が小さいが、広さの絶対量はあまり変わらないようである。B-4においては、満載85%MCR、満載MCR、バラストMCRの順にキャビテーションが激しくなるが、特に顕著なクラウドキャビテーションは見られなかった。またいずれの状態についてもPropeller-Hull Vortex Cavitationは発生しなかった。Photo 3.3.1にキャビテーション写真の一例を示す。状態はB-4の85%MCRにはば対応し、翼位置は $\theta=40^\circ$ である。

#### 3.3.3 変動圧力計測

変動圧力計測は、プロペラ上方の船体表面に10～11個の圧力計をFig. 3.3.3, Photo 3.3.2の様に配置して行った。ただし、前後方向の間隔はすべて26mm、左右方向の間隔はすべて31mmとした。左右方向の間隔はB-4のプロペラ直徑の1/8となっている。圧力計の直徑は6mm、容量は1kg/cm<sup>2</sup>周波数特性は14KHzである。試験状態はキャビテーション観測の場合と同一である。

プロペラシャフトがプロペラをつけずに回転する場合、船体周りに流速がある場合、および非キャビテーション状態でプロペラが作動する場合の変動圧力波形を調和解析し、計測精度が充分であることを確認した。

変動圧力波形の一例として、[B-4, 満載, MCR]の場合をFig. 3.3.4に示した。波形にはBlade Frequencyの周期性が見られる（プロペラは5翼である）。また、翼が直上を向いた時（ $\theta=0^\circ$ ）から少し経過したところに負圧の山が見られる。この位置はほぼ $\theta=20^\circ$ に対応しており、キャビテーション観測（Fig. 3.3.2(c)）におけるキャビティの最も拡がった状態に対応している。

各試験状態における変動圧力波形の単振幅をFigs. 3.3.5(a)～(c)に示した。縦軸の無次元表示 $K_p$ は、変動圧力の単振幅 $\Delta P_{(single)}$ に対して

$$K_p = \frac{\Delta P_{(single)}}{\rho n^2 D^2}$$

で定義される値であり、模型試験の計測値から計算した。また縦軸の有次元表示は、実船対応の $\Delta P_{(single)}$ である。 $K_p$ として、 $K_{p_{max}}$ ,  $K_{p_5}$ ,  $K_{p_{10}}$ ,  $K_{p_{15}}$ の4種類の値を示した。 $K_p(\frac{P_{-}P}{2})$ は、変動圧力波形のPeak-to-peakの値の半分 $\Delta P_{(P-P)} / 2$ に対応し、 $K_{p_5}$ ,  $K_{p_{10}}$ ,  $K_{p_{15}}$ はそれぞれ、変動圧力波形のBlade Frequency成分、その2倍、3倍の周波数の成分の単振幅に対応する。

Fig. 3.3.5(a)は[B-1, 85%MCR]に対する図である。変動圧力の最も大きな場所は、プロペラ直上、ほぼ船体中央部である。図中には、非キャビテーション時( $\sigma_n$ のみ異なる状態)の結果も示してあるが、両者を比較す

ると、キャビテーション発生の影響を知ることができる。

Fig. 3.3.5 (b) は [B-4, 85% MCR] に対する図である。B-1 に対する Fig. 3.3.5 (a) と比較して次の事がいえる。B-4 の方が、変動圧力の高い領域が広く、絶対値も大きめのようである。この原因は、B-4 の方が、プロペラ直径が大きく、チップクリアランスが小さいことにあると考えられる。

Fig. 3.3.5 (c) は、[B-4, MCR, 満載状態] と [B-4, MCR, バラスト状態] に対する図である。キャビテーションが激しくなると (Fig. 3.3.2), 変動圧力が大きくなることが顕著に表われている。しかし、変動圧力波形の形状はあまり変わらないことが、 $K_{p_5}$ ,  $K_{p_{10}}$ ,  $K_{p_{15}}$  の図から推測できる。

Table 3.3.1 Test Condition

	B-1	B-4	B-4	B-4
MSNO	318	319	319	319
MPNO	171	172	172	172
LOAD COND	FULL	FULL	FULL	BALLAST
ENGINE RATING	MCR	MCR	MCR	MCR
BHP <sup>(ps)</sup>	14,450	14,450	17,000	17,000
V <sub>s</sub> <sup>(kn)</sup>	15.2	16.2	16.7	18.1
N <sup>(r.p.m)</sup>	115.6	64.0	67.0	67.8
K <sub>T</sub>	0.188	0.189	0.192	0.181
$\sigma_n$	2.71	4.48	4.09	3.07

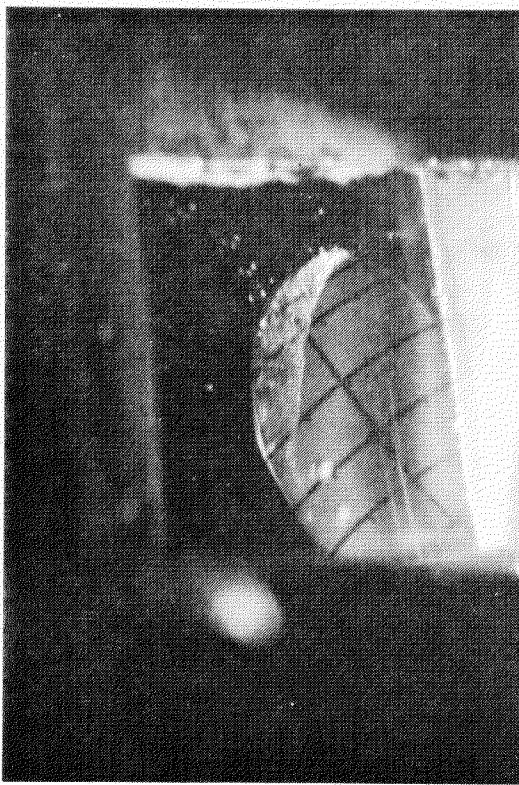


Photo 3.3.1 Cavitation Pattern (B-4, Full,  $\theta = 40^\circ$ )

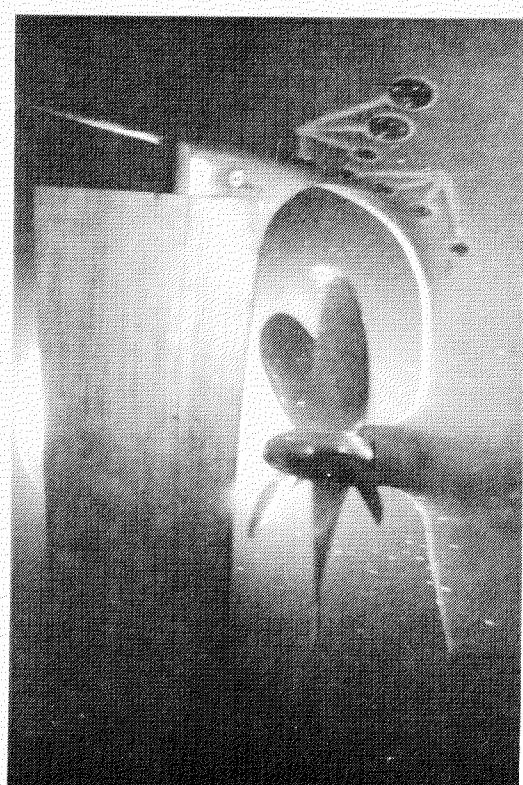


Photo 3.3.2 Arrangement of Pressure Gauges

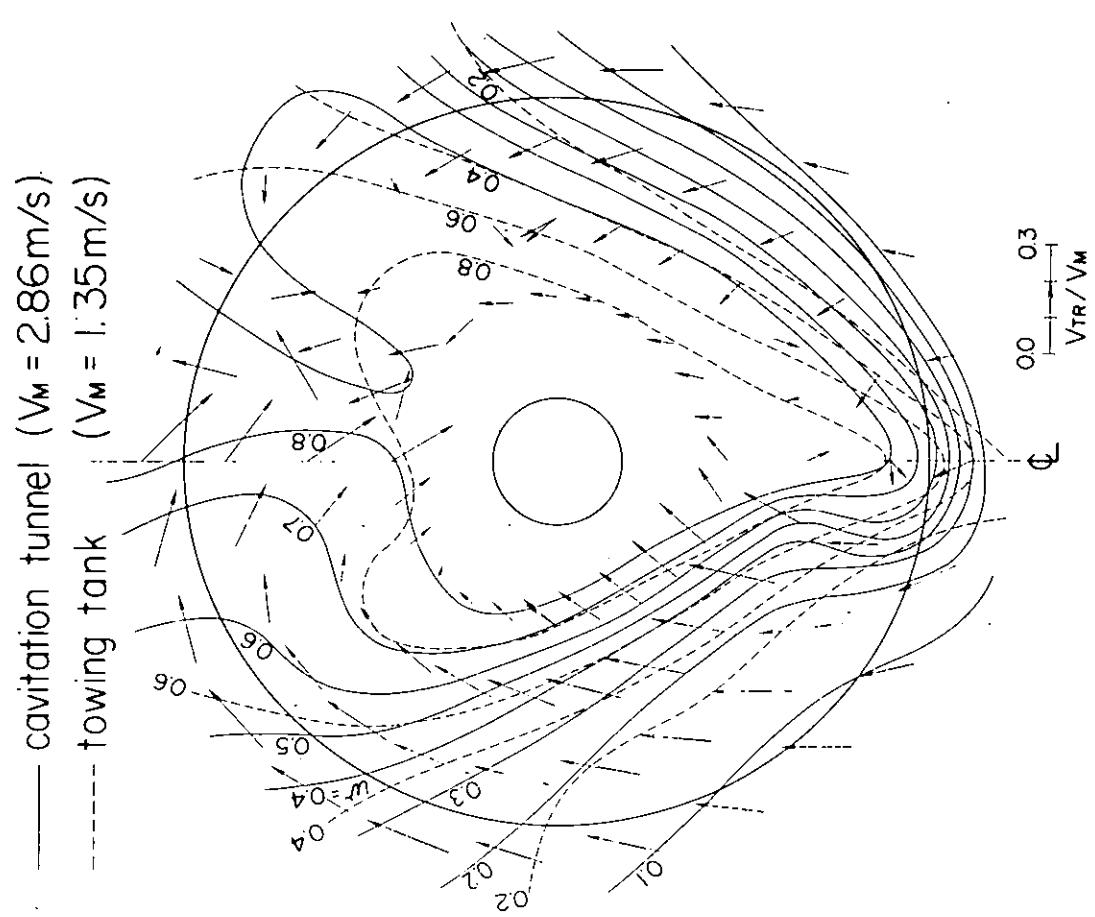


Fig. 3.3.1(a) Wake Fraction Contour Curve (B-1)

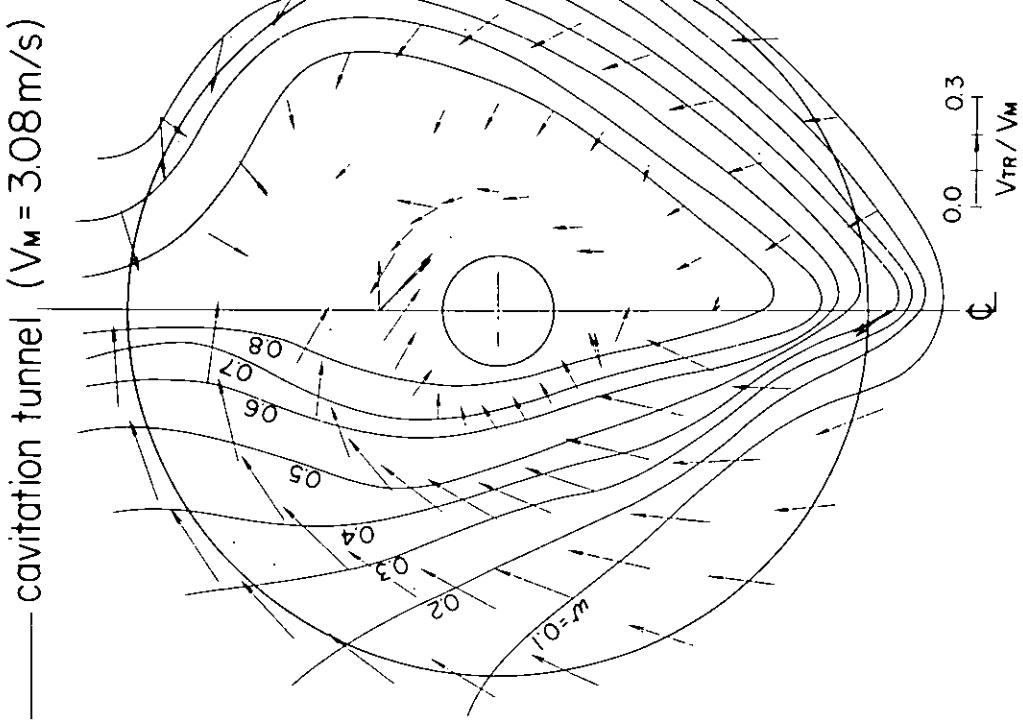


Fig. 3.3.1(b) Wake Fraction Contour Curve (B-4)

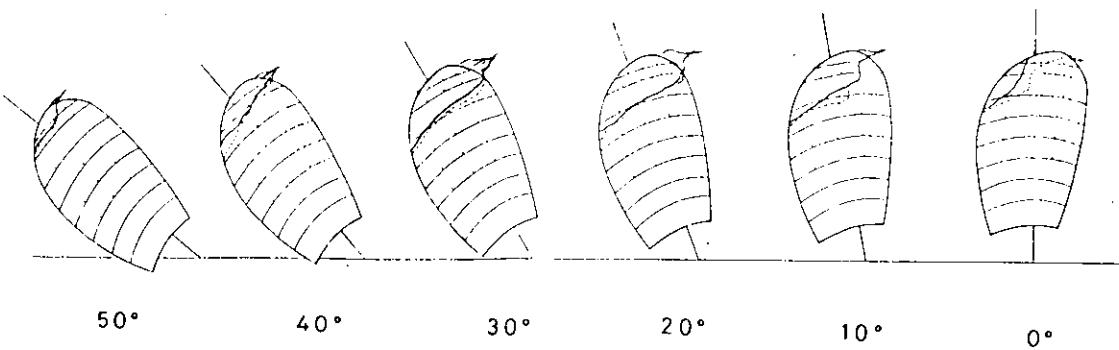


Fig. 3.3.2(a) Cavitation Patterns (B-1, Full, 85% MCR,  $K_T = 0.188$ ,  $\sigma_n = 2.71$ ,  $\alpha/\alpha_s = 0.5$ )

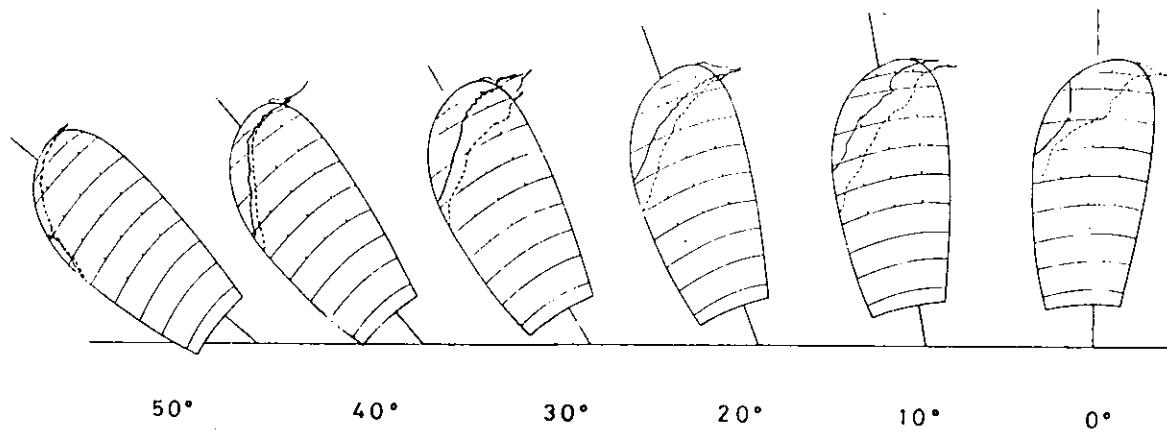


Fig. 3.3.2(b) Cavitation Patterns (B-4, Full, 85% MCR,  $K_T = 0.189$ ,  $\sigma_n = 4.48$ ,  $\alpha/\alpha_s = 0.3$ )

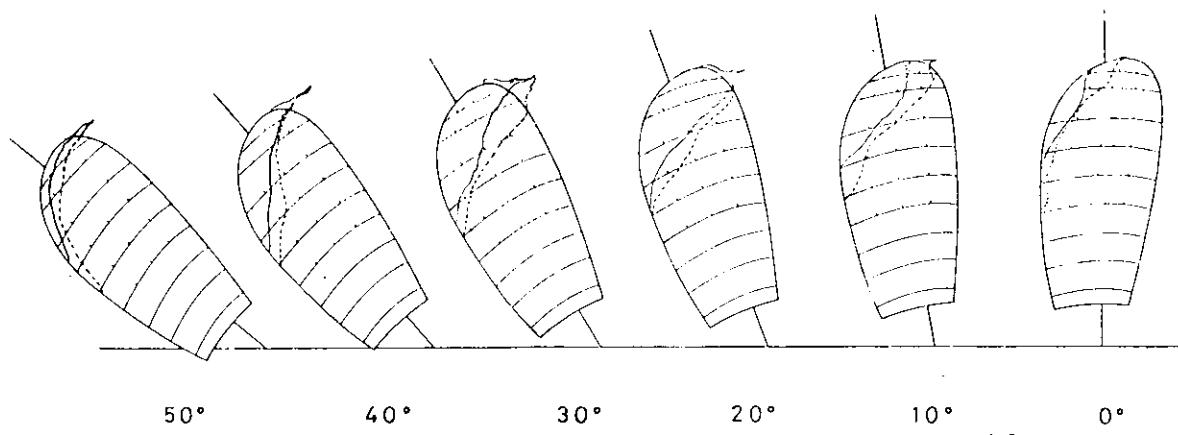


Fig. 3.3.2(c) Cavitation Patterns (B-4, Full, MCR,  $K_T = 0.192$ ,  $\sigma_n = 4.09$ ,  $\alpha/\alpha_s = 0.3$ )

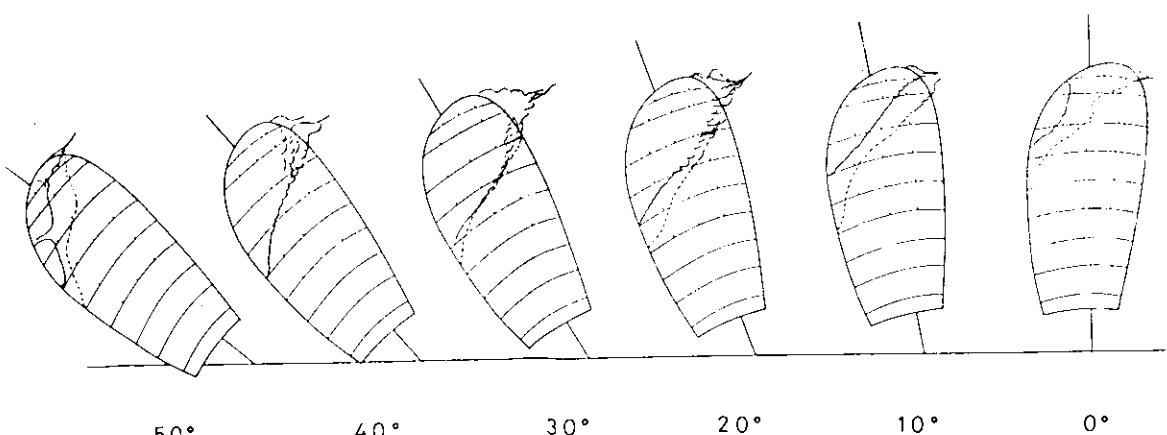


Fig. 3.3.2(d) Cavitation Patterns (B-4, Ballast, MCR,  $K_T = 0.181$ ,  $\sigma_n = 3.07$ ,  $\alpha/\alpha_s = 0.3$ )

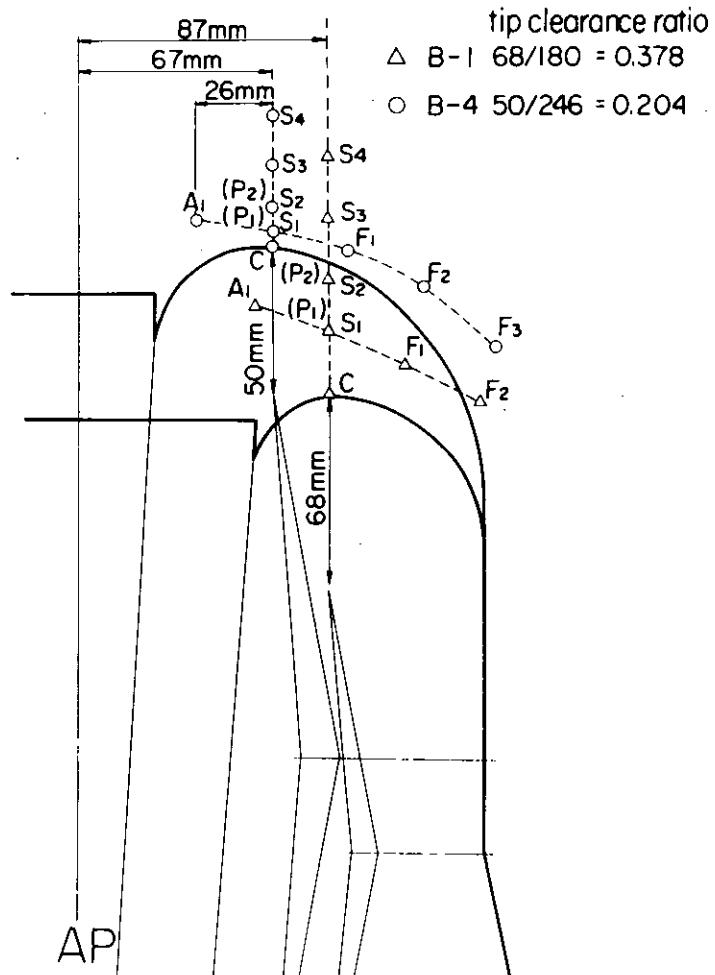


Fig. 3.3.3 Position of Pressure Gages

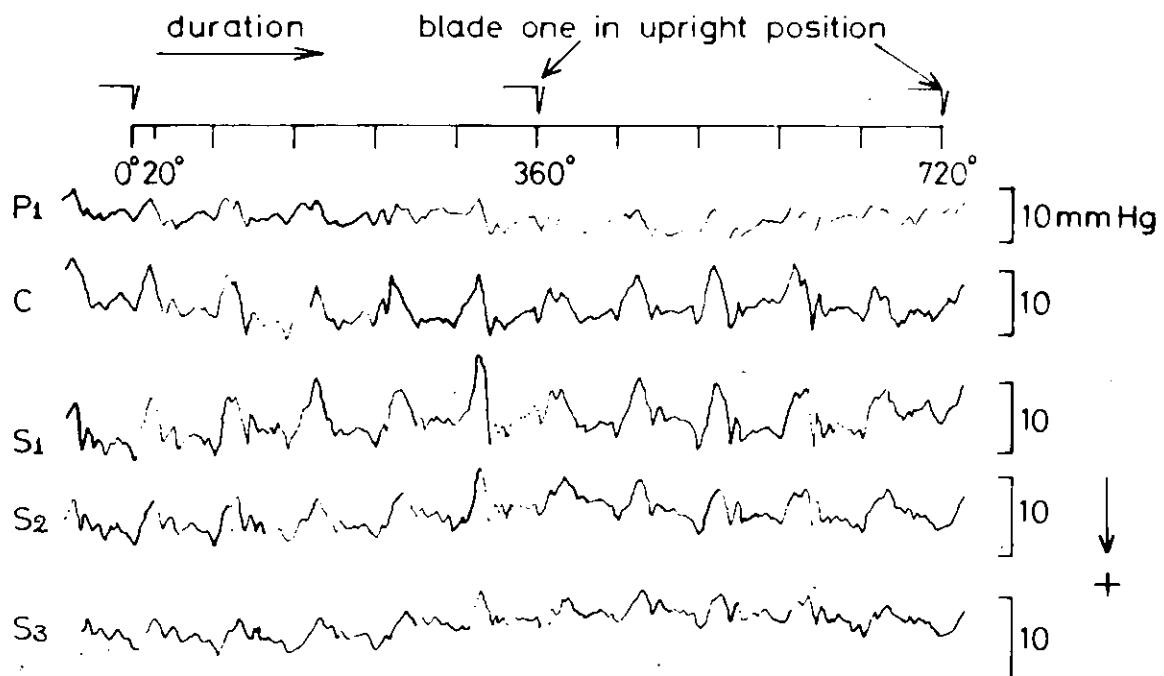


Fig. 3.3.4 Pressure Fluctuations

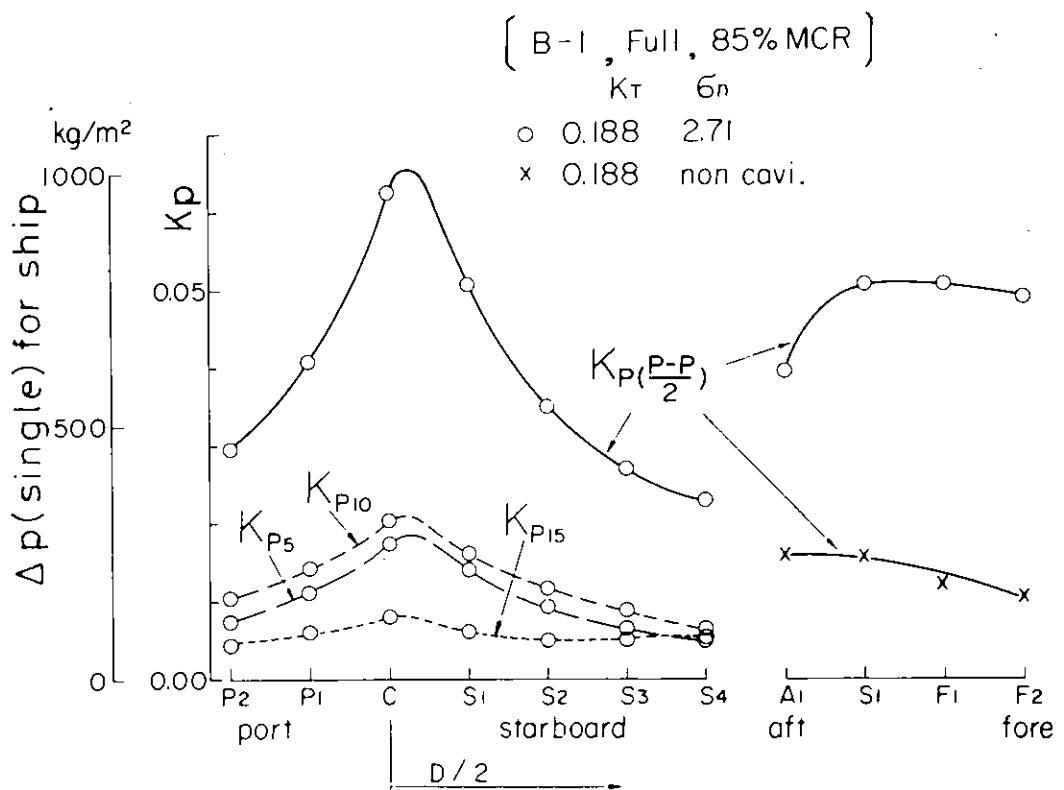


Fig. 3.3.5(a) Single Amplitude of Pressure Fluctuation (B-1, Full, 85% MCR)

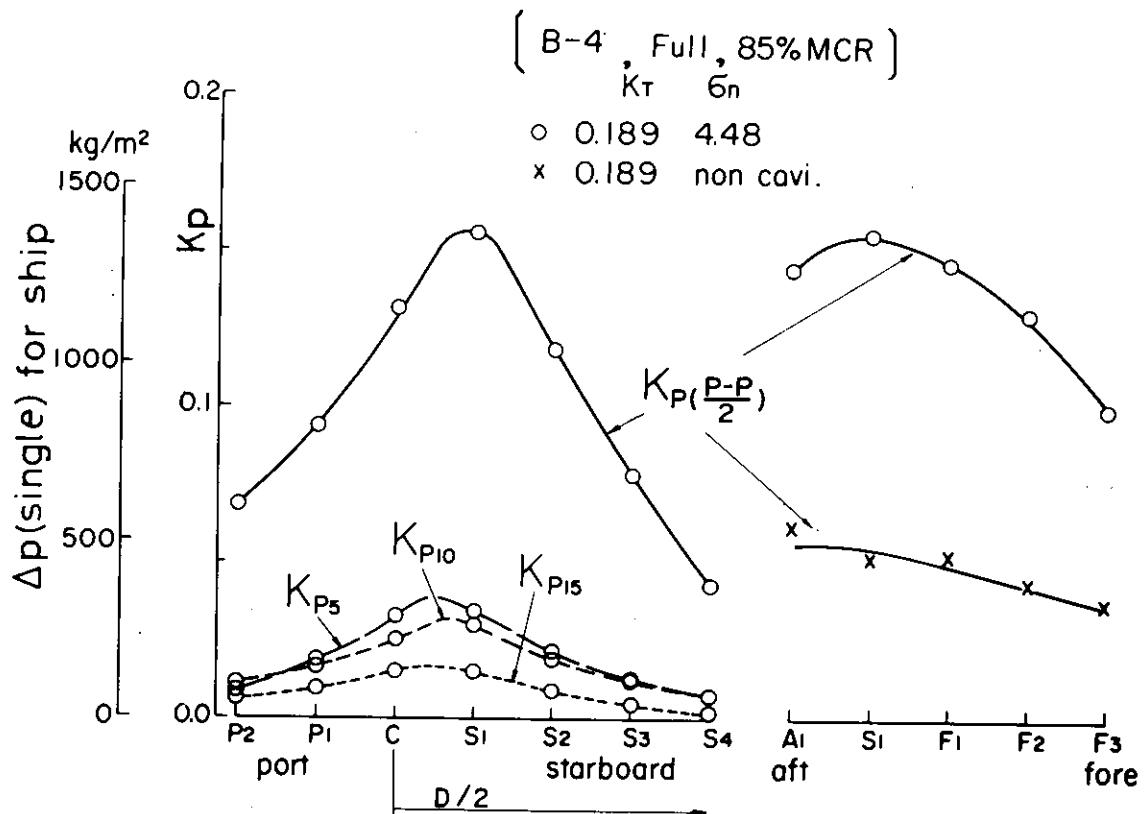


Fig. 3.3.5(b) Single Amplitude of Pressure Fluctuation (B-4, Full, 85% MCR)

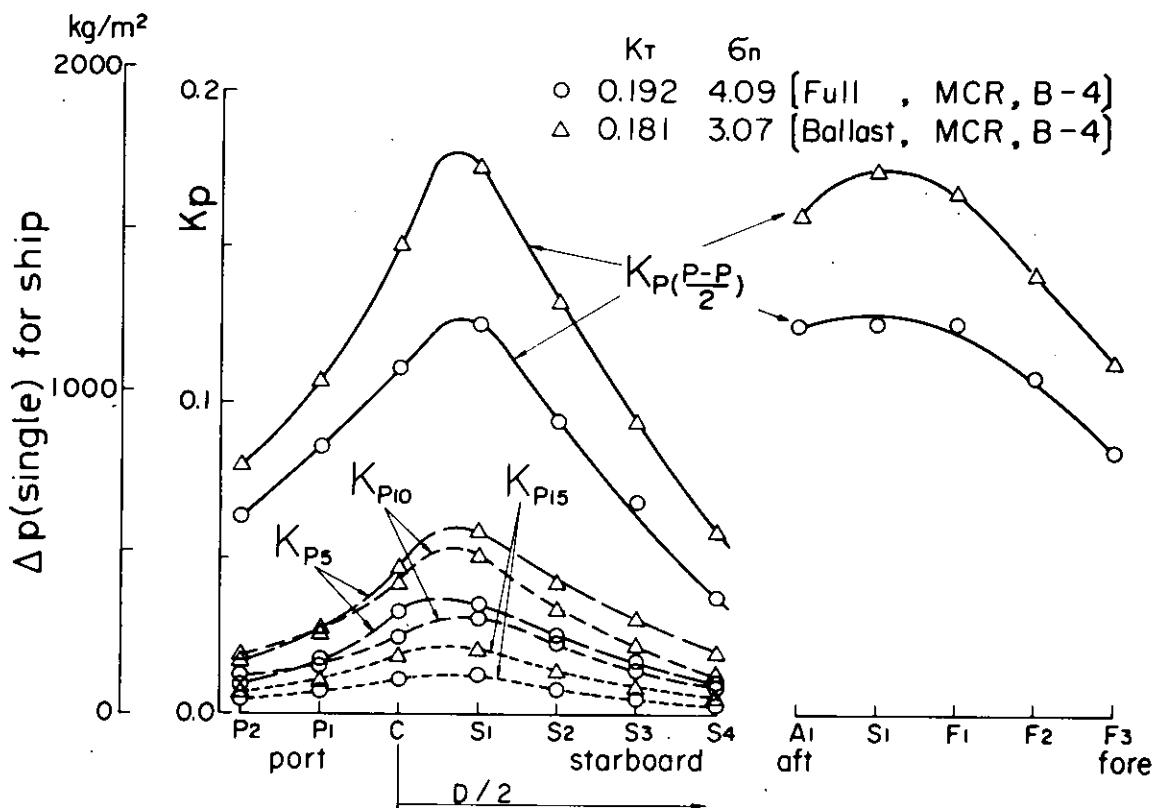


Fig. 3.3.5(c) Single Amplitude of Pressure Fluctuation (B-4, Full and Ballast, MCR)

### 3.4 ワイヤメッシュ法によるキャビテーション試験

#### 3.4.1 試験の実施

試験は三菱重工業㈱長崎研究所のキャビテーション水槽において実施した。

供試模型プロペラは、前章に述べた船後におけるキャビテーション試験に使用したものうち、低回転大直徑プロペラ用模型（Fig. 2.2.5 参照）を流用した。

伴流分布は、模型船プロペラ位置における計測結果と、これを基に実船伴流分布を推定したものとの、各々について、ワイヤメッシュによりキャビテーション水槽においてシミュレーションを行った。

プロペラの作動点は設計点を中心としてキャビテーション係数及び推力係数をそれぞれ数種変更し、各試験条件におけるキャビテーションの発生状況を観察し、スケッチ及び写真にて記録した。

#### 3.4.2 伴流分布

##### (1) 模型船伴流分布

Panamax 型、B-4 船型の満載状態におけるプロペラ位置の伴流分布（Fig. 2.2.21 参照）をワイヤメッシュ等によりシミュレートしたものである。伴流分布を等高線図にして、Fig. 3.4.1 に示す。

##### (2) 実船伴流分布

模型船伴流分布（Fig. 2.2.21）を基に笠島、田中の方法により推定した実船伴流分布をワイヤメッシュ等によりシミュレートした。その結果を Fig. 3.4.2 に示す。

#### 3.4.3 試験状態

##### (1) 設計点

3.3 船後状態におけるキャビテーション試験と同じく

$$\text{キャビテーション係数 } \sigma_n = 4.09$$

$$\text{推力係数 } K_T = 0.192$$

とした。

##### (2) キャビテーション係数の変更試験

推力係数  $K_T$  を(1)と同じとし、キャビテーション係数を満載状態におけるプロペラ翼端の値に合わせた場合（ $\sigma_n = 2.94$ ），及びプロペラ翼端が静止水面の位置に来る場合—バラスト状態に相当する—（ $\sigma_n = 2.10$ ）の 2 種変更して試験を行った。

##### (3) 推力係数の変更試験

キャビテーション係数を満載状態におけるプロペラ翼端の位置に合わせた  $\sigma_n = 2.94$  とし、推力係数を±10% ( $K_T = 0.211$  及び  $0.175$  の 2 種) 変更して試験を行った。この変化は船体の有効馬力にして約30%の変化に相当する。

#### 3.4.4 試験結果

##### (1) プロペラ作動点によるキャビテーションパターンの変化

模型船伴流分布におけるキャビテーションパターンを、Fig. 3.4.3 (キャビテーション係数の影響) 及び Fig. 3.4.4 (推力係数の影響) に示す。

キャビテーション係数の減少と共に、プロペラ翼面をおおうキャビティの面積は著しく増加し、 $\sigma_n = 2.1$  (バラスト状態対応) では、キャビティの最大となる時の面積は翼面積の約40%に達する。

推力係数の影響としては、推力係数の増加と共にキャビティの面積は増加する傾向が認められるが、今回行った試験の範囲では、その変化はそれほど顕著なものではない。

実船の伴流分布におけるキャビテーションパターンの変化を同様にして Fig. 3.4.5 及び 3.4.6 に示す。キャビテーション係数及び推力係数の影響については模型船伴流分布の場合と同様なことが言える。

以上の試験を通じて、キャビテーションパターンが著しく不安定であることが注目された。Fig. 3, 4, 7 は、同一作動条件、同一位相におけるキャビテーションパターンの時間的変化を示す。これは通常の肥大船用プロペラのキャビテーション試験では経験されなかった現象であり、プロペラ荷重度を大幅に変えてキャビテーションの発生状況を観察したところ、安定したキャビテーションが見られるのは  $K_T \gtrsim 0.25$  の範囲であった。

翼面をおおうキャビティが消滅するのは翼角  $60^\circ$  近傍の位置である。このときキャビティは、翼弦中央付近で崩壊しキャビテーション・エロージョンは、この付近に生ずる可能性がある。

一方、通常の肥大船プロペラに見られる翼後縁付近でのキャビティの崩壊は見られず、後縁の欠損及び曲損 (Bent Trailing Edge) の起る可能性は少ない。

#### (2) 伴流分布の影響

Fig. 3, 4, 3 ~ 6 より模型船及び実船伴流分布における同一作動点のキャビテーションパターンを見比べてみると次のことが言える。

- キャビテーションの発生する翼角の範囲は実船の方が Wake Peak の幅が狭いことに対応して小さくなっている。
- Wake Peak におけるキャビティの最大面積は実船伴流分布の方がいくぶん大きいようである。
- エロージョンに関連するキャビティの崩壊の状況は伴流分布によってほとんど変わらない。

#### (3) 船後におけるキャビテーション試験結果との比較

3.3 に述べた模型船後方におけるキャビテーション試験結果を Fig. 3, 4, 3 の図と対比するために表現を揃えて書直したのが、Fig. 3, 4, 8 (a), (b) である。(a) は同一作動条件に対する比較であり、(b) は Fig. 3, 4, 3 (b) にはば対応する。

これらの比較より、キャビティが最大となるときの面積、並びにキャビティが前縁に向かって消滅していく(通常の肥大船プロペラでは後縁に向かう場合が多い) 状況は両試験法同じであることが分かる。また(1)に述べたキャビテーションパターンの不安定も共通であった。しかしキャビティの崩壊する位置は互に異なっており、ワイヤメッシュ後方の場合は翼弦中央付近で崩壊するのに対し、船後では見られない。

Fig. 3, 3, 1 (b) に示したような伴流分布の相違の影響もあると思われるが、試験法とキャビテーション性能の評価との関係については今後更に検討を行う必要がある。

#### (4) 理論計算結果との対応

3.2.1 に述べた計算法により、Fig. 3, 4, 5 (a) の条件に対してキャビテーションパターンの理論計算を行った結果を Fig. 3, 4, 9 に示す。Fig. 3, 4, 5 (a) と比較するとキャビティの面積は計算の方が小さめである。翼角(位相)は計算の方が進んでいる。

キャビティが崩壊するときの様相は計算と実験とで異なるがこれは計算の仮定(揚力一定)の当てはまらない現象の問題であり現状では止むを得ないことである。

ただし、Fig. 3, 2, 9 の計算結果は定性的には実験結果と一致する傾向を示しており、理論計算法の前提条件に留意しつつその活用を図ることが望まれる。

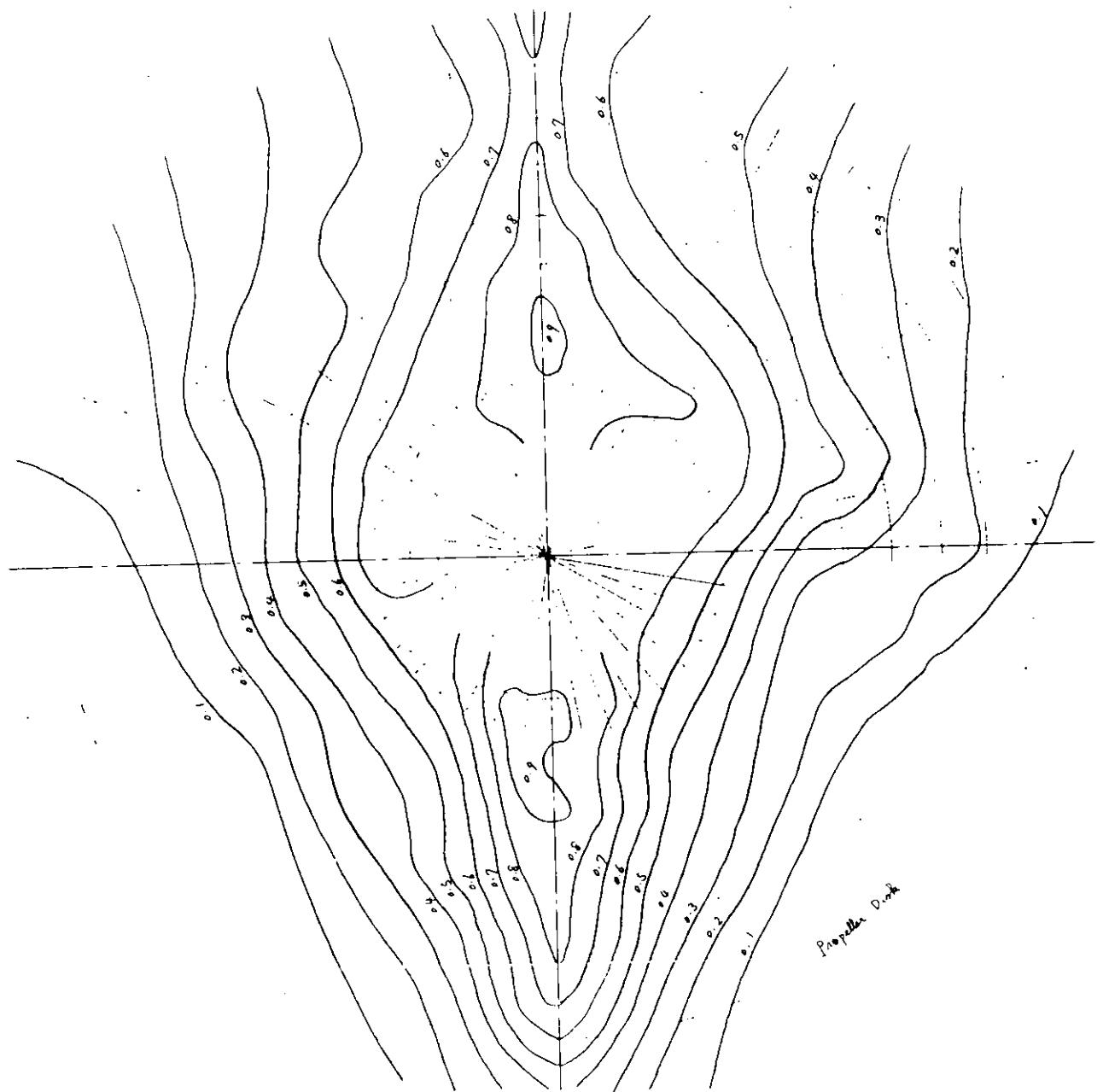


Fig. 3.4.1 Wake Distribution of Model Simulated in Cavitation Tunnel

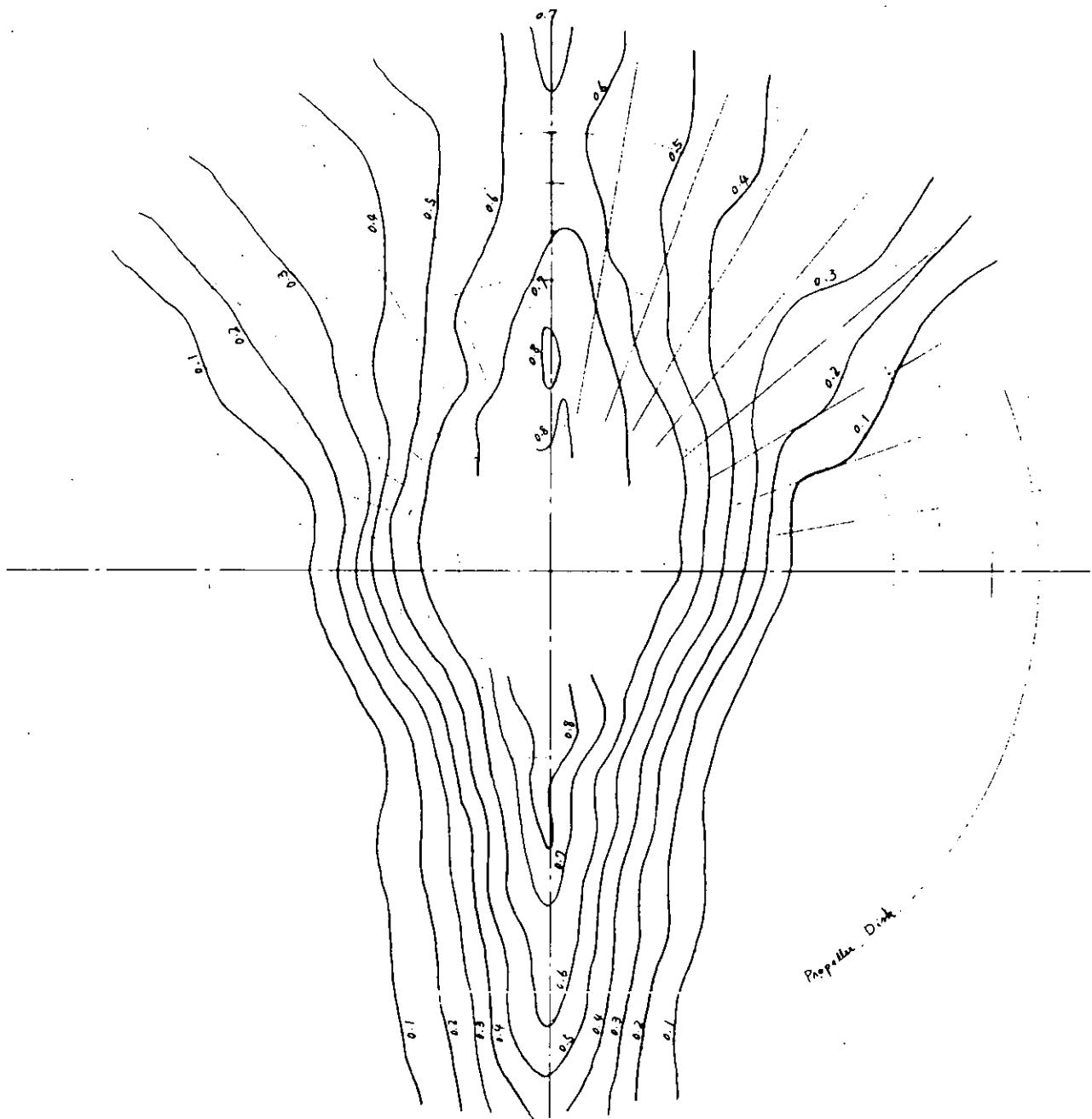


Fig. 3.4.2 Wake Distribution of Ship Simulated in Cavitation Tunnel

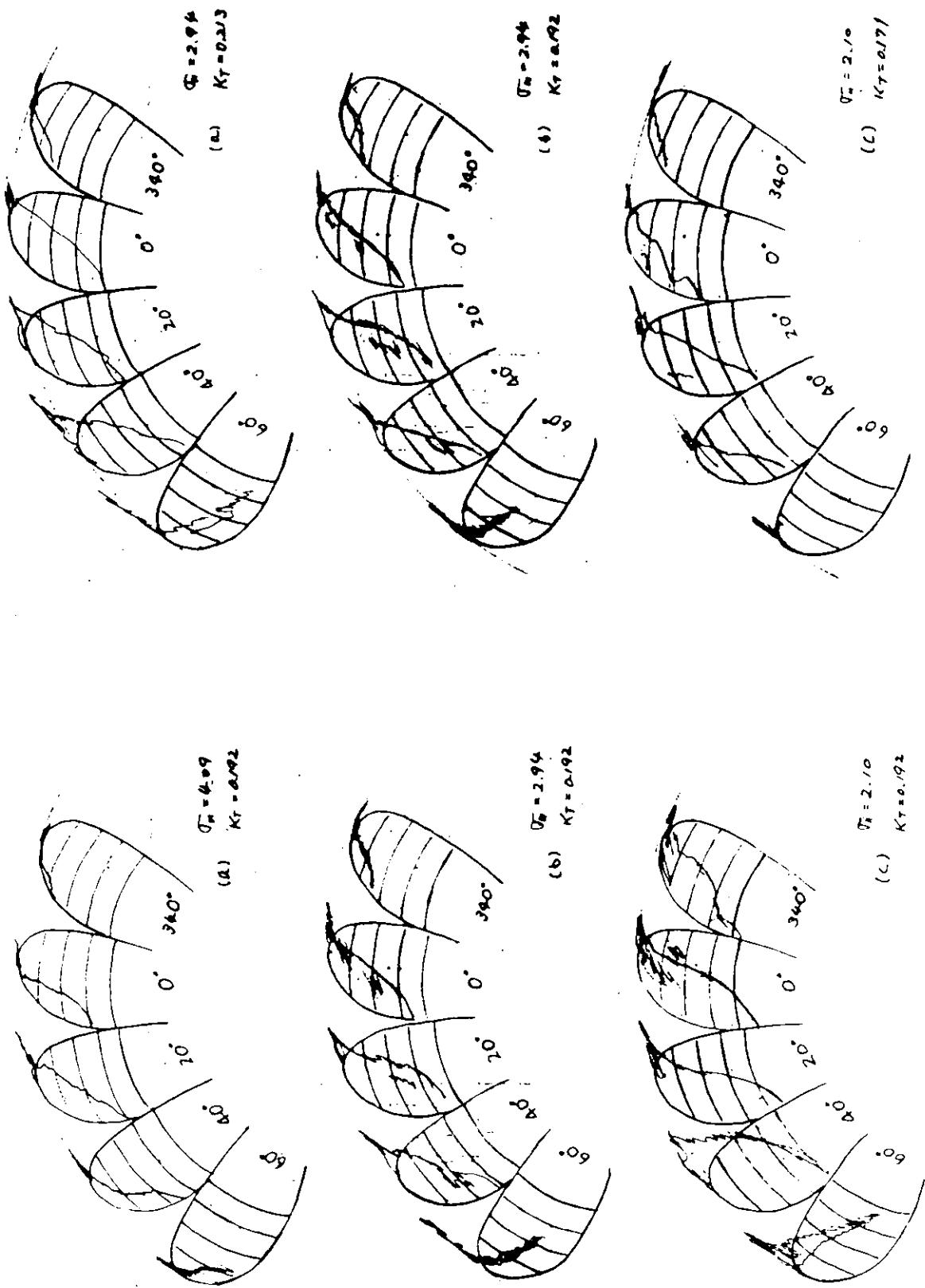


Fig. 3.4.3 Cavitation Patterns in Model Wake (Effect of Cav. No.)

Fig. 3.4.4 Cavitation Patterns in Model Wake (Effect of Thrust Coeff.)

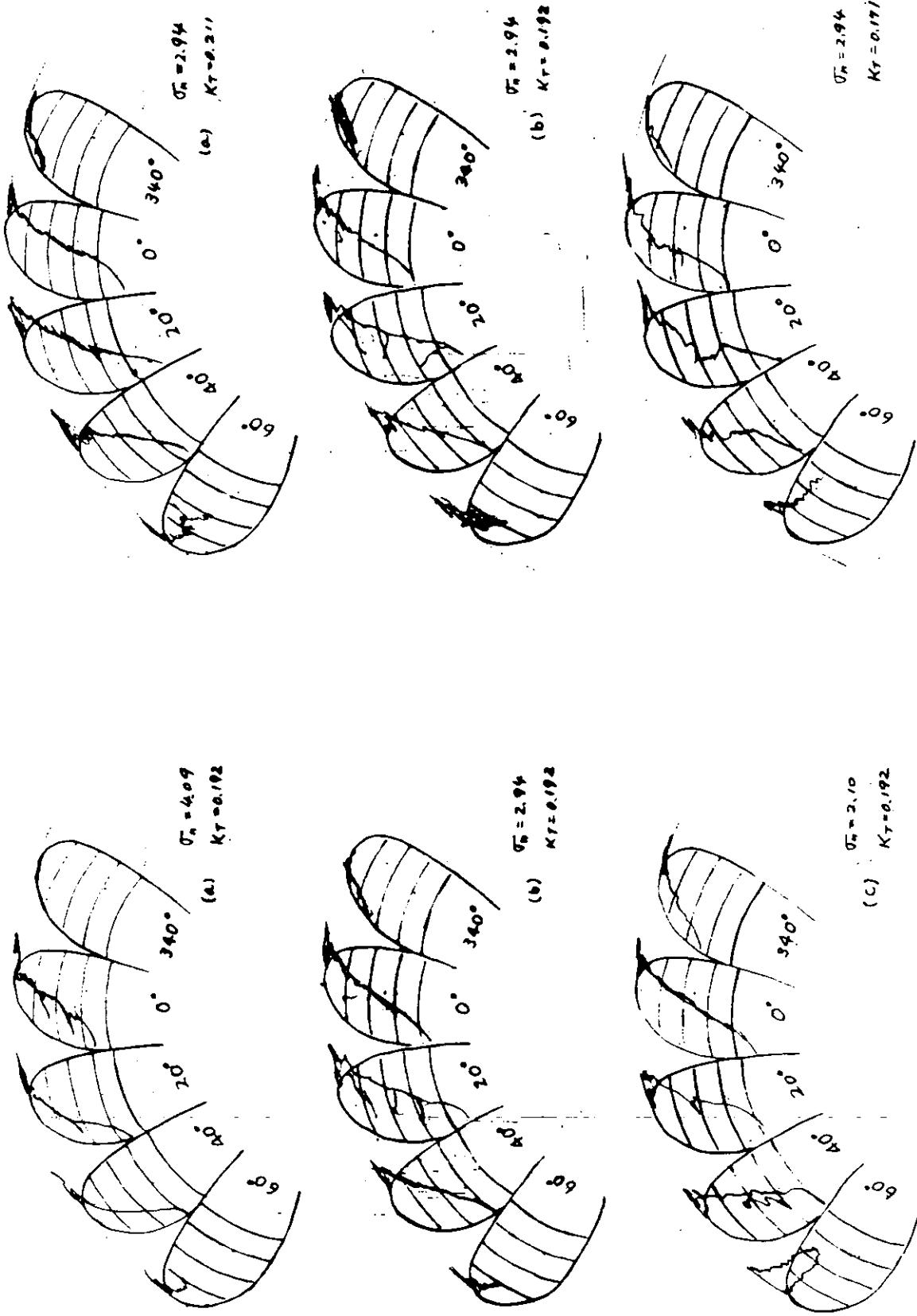
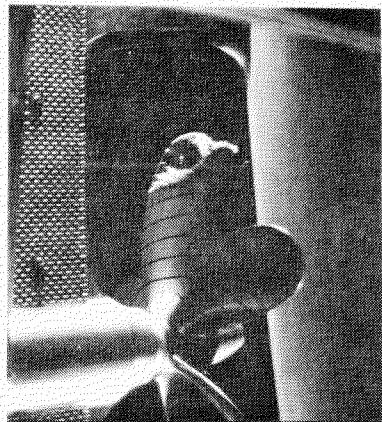
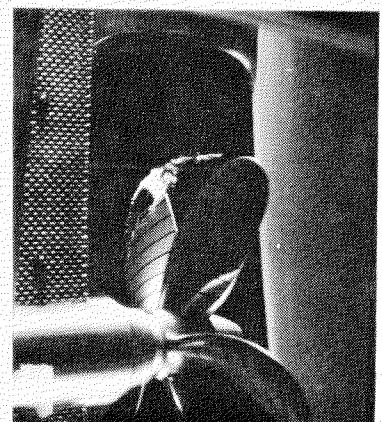
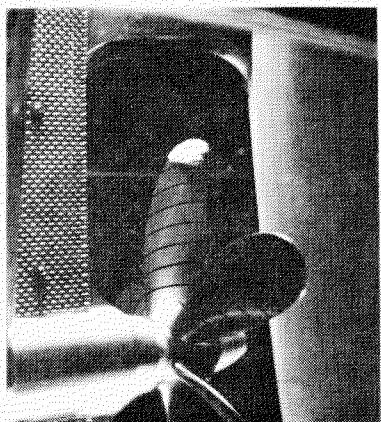


Fig. 3.4.5 Cavitation Patterns in Ship Wake (Effect of Cav. No.)

Fig. 3.4.6 Cavitation Patterns in Ship Wake (Effect of Thrust Coeff.)



$\theta = 0^\circ$



$\theta = 40^\circ$

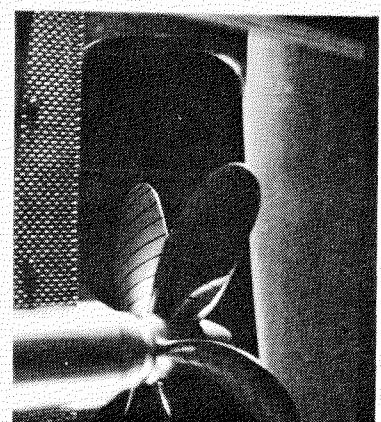


Fig. 3.4.7 Example of Cavity Fluctuation, Model Wake,  $\sigma_n = 2.94$ ,  $K_T = 0.192$

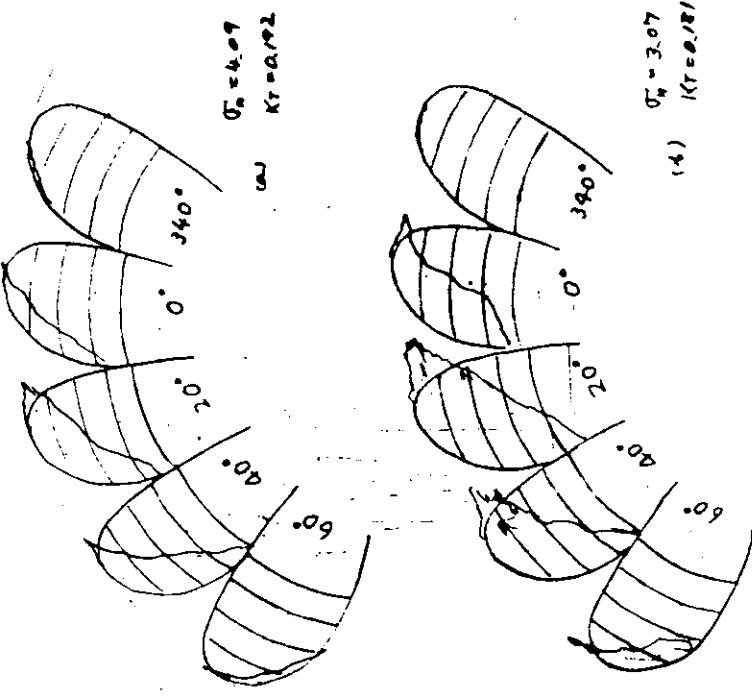


Fig. 3.4.8 Cavitation Pattern behind Ship Model

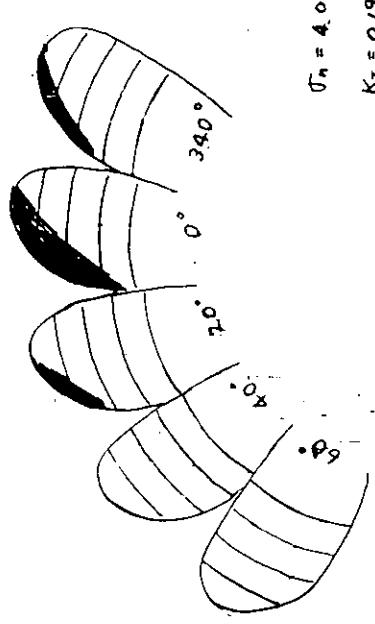


Fig. 3.4.9 Cavitation Pattern Estimated by Theory in 3.2.1

### 3.5 キャビテーションの発生範囲およびエロージョンの推定

#### 3.5.1 翼形の選定

本研究課題は二次元翼形のキャビテーション試験を行ない、その結果を元に発生範囲の推定法を考究するというものである。プロペラの仕様や作動条件から、そのプロペラ翼面に発生するキャビテーションの量を求めるのが、その最終目的であるが、本年度の研究はその第一歩の意味を持つものである。さらに現在、プロペラ翼面の圧力分布が、いわゆる“相当二次元翼”的な考え方を元に計算され、その結果が現実をかなりよく表わしていることを考えると、二次元翼形のキャビテーションの研究は、その延長上にあるとも考えられ、単にプロペラの研究の準備段階という意味以上のものを持つものと考えられる。

翼形の選定にあたっては、負圧面の圧力分布が特徴を持って変化するものを選んだ。まず3種の翼形、NACA 0015, NACA 16015, NACA 4415を選んだ。これらはよく知られた翼形で、風洞による実験や理論計算も多い。4番目の翼形には、プロペラの翼形であるMAU翼形を選んだ。この時MAU翼形そのものより、その“相当二次元翼形”を推定し、それの試験を行う方が、より有効であると考えられたので、0.7R, 最大翼厚15%のMAU翼形を想定し、そのキャンバをオリジナルの6.7%から3.3%に減少させた翼形を試験することとした。これをEMAU翼形と称する。

これらの翼形の形状をFig. 3.5.1に示す。また3種のNACA翼形の $\alpha = 0^\circ$ と $4^\circ$ における圧力分布をFig. 3.5.2に示す。図中の点は後に述べる東大における実験値である。この圧力分布は上下翼面の幅2c(c:コード)の流路内におかれた場合の計算値で、無限に広い流場中のそれより少し大きめになっている。Fig. 3.5.1, 3.5.2よりそれぞれの翼形の特徴が知れる。

NACA 0015：キャンバがない翼形で、前縁附近に負圧のピークを持ち、圧力は後縁に向って直線状に上昇する。

NACA 16015：0015と同様にキャンバがない翼形であるが、いわゆる層流翼で最大厚の位置が後縁によっている。このため、 $0^\circ$ では負圧のピークが後縁よりとなり、 $4^\circ$ では圧力分布が平らな部分が生じる。

NACA 4415：4%のキャンバを持つため負圧のピークの形が広くなっている。

Fig. 3.5.3にEMAU翼形の圧力分布を示す。キャンバがあるため翼の中央部に小さなピークを生じる。図中の実験値は船舶技研にて計測した結果で詳細は後に述べる。

以上の4種の翼形はいずれも最大厚15%であり、プロペラの翼断面に比し、かなり厚い翼形である。船舶技研のキャビテーション・タンネルで試験すべき翼形はスパンが250mmと比較的大きく、また東大のそれはエロージョン試験につかう翼形(純アルミニウム製)と共通の翼形にすることが望ましいため、薄い翼形では強度上の問題が生じやすむをえず前述のような比較的厚い翼形を選んだ。

船舶技研ではNACA 0015, EMAUの2種、東大ではNACA 16015, NACA 4415の2種を試験した。また東大ではすでに別の研究プロジェクトにてNACA 0015の試験を行っているので、この翼形を共通の翼形として2つのキャビテーション・タンネルによる結果を比較出来る。

#### 3.5.2 大形模型によるキャビテーション試験

##### (1) 試験方法および供試模型

本試験は、船舶技術研究所の大形キャビテーション試験水槽の第1計測部で実施された。第1計測部の流路断面形状は、直径750mmの円形であるので、翼形取付部と大きなセンタープレート(エンド・プレートとしての働きをし、長さ1,200mm×高さ730mm×厚み25mm)を取り付けて、2次元翼形計測部とした。この流路断面を、Fig. 3.5.4に示す。本計測部の流速計測は上流にあるベンチュリーにより行い、あらかじめ単孔静圧ピトー管により検定した。流速分布は、センタープレートのない場合について調べられているが<sup>1)</sup>翼形の始んどの部分で士1%以内であり、特別な状態を除き、充分な2次元性が得られた。

供試翼は、NACA 0015翼形とEMAU翼形の2種で、ともに翼弦長180mm、翼幅250mmのカンチ・レバー型で

ある。圧力測定孔の大きさは 0.5 mm φ であり、測定点数は、翼上面に 23ヶ所、下面に 10ヶ所、合計 33ヶ所である。翼形の材質は耐蝕性アルミニウムであり、アルマイド加工が施されている。

実施された試験項目は、キャビテーションが発生していない時および発生した時の翼面圧力分布計測、翼面上方と側方からの同時ストロボ撮影 (2 μ sec)による翼形上のキャビテーションの発生範囲の計測である。圧力分布計測は、圧力孔、ステンレス鋼導管、ピニール導管を通し、スキャニバルブを通して、半導体絶対圧力計により行われた。計測は流速、静圧を変化させ、測定したが、今回の実験範囲では殆んど差がなく、圧力孔の配置の影響も認められなかった。

## (2) NACA 0015 翼形の実験結果

まず、キャビテーションが発生していない時の圧力分布の計測を迎角、流速および計測部静圧を変化させて行った。この圧力計測と守屋の方法<sup>2)</sup>(第1近似値)による計算値との比較を Fig. 3.5.5 に示す。ここで、迎角の (Nose Tail Line ベース) は厳密には、0.15° 小さい状態で試験されている。この比較の結果、迎角 12° を除き、各迎角とし実験と理論値との一致は極めて良い。

キャビテーションが発生した時の圧力計測結果のうち代表的な 3 つの例を Fig. 3.5.6 に、その時のキャビテーションの発生状態の写真を Fig. 3.5.7 に示す。本供試翼では、2.4° 以下では、バブルキャビテーションしか発生しなかった。上記の図は迎角 8° の場合であり、キャビテーション係数 ( $\sigma = (P_\infty - P_v) / \frac{1}{2} \rho V^2$ , 但し、 $P_\infty$  および  $V$  はそれぞれ、無限遠での静圧および流速であり、 $P_v$  は蒸気圧である) を変えて、キャビティの長さとパターンおよびその時の圧力分布との関係を調べた。

Fig. 3.5.6において、実線はキャビテーションが発生していない時の圧力分布の理論値(守屋の方法)であり、一点鎖線は、空洞理論での計算に用いられる薄翼理論により求められた翼形の圧力分布であり、破線は実験により得られたキャビティ長さを用いて花岡の空洞理論<sup>3)</sup>により計算された圧力分布である。記号は各状態での圧力分布の実測値である。参考として、大形模型とはば同一のキャビテーション係数における東大での小形模型の圧力分布の実測値をも示した (Fig. 3.5.6 (a), (c))。上記の図面に見られるように、キャビティ内での圧力の実測値は、蒸気圧より 20 ~ 40 mm Hg 程度高いが一定の圧力となっている。このキャビティ内の圧力から求めたキャビテーション係数を  $\sigma_k$  と書く。一方、キャビティ後方の圧力分布は一たんキャビテーションが発生していない時の圧力分布より高くなり、キャビティから遠ざかるにつれて、キャビテーションが発生していない時の圧力分布に漸近する。

一方、翼正面側の圧力は、背面のキャビティの存在によってあまり変化を受けない。小形模型での圧力分布の実測値は大形模型での値と比べて、大きな差はないと言える。

キャビティの長い時 (Fig. 3.5.6 (c)) には、キャビティ内の後端付近での圧力がかなり蒸気圧より高くなっている。これはキャビティの “Breakoff” により、キャビティ内の圧力とキャビティ後方での圧力との間の圧力にさらされるためである。

## (3) EMAU 翼形の実験結果

EMAU 翼形のキャビテーションが発生していない時の圧力分布は、Fig. 3.5.3 に既に示したとおりである。迎角 4° までは実験と理論の一一致は良いが、迎角が大きくなるに従いその一致性は悪くなる。迎角 12° では、前縁から 3/4 弦長位置より乱流剥離がみられる。

キャビテーションが発生した時の圧力分布とキャビテーションの発生状態を Fig. 3.5.8 と 3.5.9 に示す。この翼形では迎角 4° 以下で、バブルキャビテーションが主に発生し、迎角 6° では、不安定な銀色のシートキャビテーションが発生した。シートキャビテーションは、どの迎角でもほぼ前縁から発生した。Fig. 3.5.8 (a) および Fig. 3.5.9 (a) は、迎角 8° の場合で、安定した銀色と白濁したシートキャビテーションが発生している場合である。

Fig. 3.5.8 (b) および Fig. 3.5.9 (b) は、上記の状態よりわずかにキャビテーション係数を下げた場合であり、わ

ずかな圧力の低下で前回の安定したキャビテーションが不安定になる。キャビティ内の圧力はともに一定ではなく、キャビティ前半部と後端部の圧力は、更に高めになっている。Fig. 3.5.8(c) (d) および 3.5.9(c) (d) は、迎角 $10^\circ$ の場合についてキャビテーション係数を変化させた場合である。全体に自発したシートキャビテーションが発生した。圧力が  $\sigma = 1.72$  より下がるとクラウドが発生し始める。ともにキャビティ内の圧力は一定である。4つの状態で共通していることは、キャビティの後方の圧力はキャビテーションが発生していない時よりわずかに低めになっていることであり、NACA0015翼形とは逆の傾向がみられた。また、この翼形ではキャビテーションが発生していない時の圧力分布には剥離の影響がみられたが、発生後はその影響が小さくなるように思われる。キャビティ内の圧力は蒸気圧より  $10 \sim 30 \text{ mm Hg}$  程度高かった。

### 3.5.3 小形模型によるキャビテーション試験

東大のキャビテーション・タンネルの試験部断面の寸法に、 $120 \text{ mm} \times 25 \text{ mm}$  で、そこに翼弦長  $60 \text{ mm}$ 、翼幅  $25 \text{ mm}$  の2次元翼形を挿入する。アスペクト比は 0.42 と小さくこれは流れの2次元性を保持出来る最小の値に近い。

まずキャビテーションを発生していない状態で圧力分布を測定し、粘性影響等を調べた。結果はすでに Fig. 3.5.2 に示した。またキャビテーション発生時の圧力分布についても、その一部は前節で船舶技術の結果と比較して述べている。

ここでは各状態におけるキャビティ長さとその変動についてくわしく述べる。翼面上に発生するキャビティの長さが正しく推定出来れば、その時の圧力分布の推定は容易であり（実用上）また変動はエロージョンに対し重要な要因となると考えられるからである。

Fig. 3.5.10～12 に、各翼形の  $\alpha = 4^\circ$  におけるキャビティ長さとその変動の測定値を示す。図中の縦の線分がキャビティ後縁の位置の変動の最大値と最小値を表わし、中央部の黒丸がその平均値を表わしている。白丸は変動量の標準偏差である。図に見られるように測定した3種の翼形のいずれもが、平均のキャビティの後縁が 50% 翼弦長以上になると変動が大きくなっていることがわかる。場合によっては  $0 \sim 100\%$  以上となっていることさえある。平均のキャビティ長さはたしかにキャビテーション数の減少に伴ってほぼ直線状に増加していくが、このような平均値をもって、代表的なキャビティ長さとしてよいか疑問が残る。

変動の標準偏差を一まとめにして示したのが、Fig. 3.5.13 である。図に見られるように翼形によらず、また迎角によらず、キャビティ後縁が 50% 翼弦長を超えると変動が急増している。キャビティ長さが長くなると Fig. 3.5.14 に見られるようにキャビティ後縁には周期的に大きなクラウド状のキャビテーションが発生し、流場は大きく変動する。

ここで注意したいのは、このようなキャビティ長さの変動は薄い翼形ではかなり減少することである。Fig. 3.5.15 は最大厚が  $3.77 \sim 7.57\%$  の翼形の同様の結果であるが Fig. 3.5.13 の翼形（いずれも最大厚  $15\%$ ）と比べ、変動が小さい。

平均キャビティ長さとその推定については次節で詳しく述べることにする。

### 3.5.4 キャビテーションの発生範囲および圧力分布

#### (1) 線型空洞理論と実験との比較

キャビティを蒸気圧に近い圧力一定の空洞とみなし、キャビテーションをマクロ的に取り扱う理論として空洞理論がある。空洞理論のうち、線型理論として Tulin<sup>4)</sup>, Gearst<sup>5)</sup>, 花崗, 西山<sup>6)</sup> の理論があるが、後者の 2 つは特異点分布法により、任意翼形の空洞について解くことができる。花崗と西山の理論の違いは、前者が翼形状を多項式で近似した後、空洞に関する連立特異積分方程式を解析的に解いていく方法であるのに對して、後者は特異点分布を仮定し、未定係数を求める方法であることである。

Fig. 3.5.6 および Fig. 3.5.8 に空洞内の圧力を蒸気圧とし、実験値より得られたキャビティの長さを与えて計算した花崗の空洞理論による圧力分布を示す。NACA 0015 翼形 (Fig. 3.5.6) については、キャビティ後方の

圧力の理論値と実験値は定性的に一致しているが、定量的には問題が残されている。翼正面の圧力は理論値も実験値もキャビティの存在により、前縁側の圧力が低くなり、定性的に一致する。一方、EMAU翼形については、圧力分布の理論と実験との一致性はあまり良くない。これは、この翼形が上記実験状態において粘性の影響を強く受けたが、空洞理論ではこの影響が考慮されていないためと考えられる。花岡の空洞理論と西山の空洞理論による圧力分布の計算結果の比較をFig. 3.5.6(c)に示す。両者とも実験により得られたキャビティ長さを入力データとして計算した。この図の場合には花岡の計算値の方が、幾分、実験値と一致性が良い。

空洞理論による圧力分布の計算結果は、今回の供試翼が厚く、迎角が大きかったことなどを考慮すると、大略実験結果の第1近似であると言える。

Fig. 3.5.16 (a)はNACA0015翼形についてのキャビティの形状を示す。実線は大形模型での実験結果であり一点鎖線は小形模型での実験結果である。小破線は花岡の空洞理論による計算結果であり、大破線は、西山の空洞理論による空洞形状の計算結果である。理論値はともに実験値のほぼ2倍の厚みとなっている。一方、大形模型と小形模型での実験において、キャビティの発生点と長さに違いがあるが、厚みはほぼ同じである。Fig. 3.5.16 (b)はEMAU翼形の代表的なキャビティ形状を示す。NACA翼形と同様、理論により求められた厚みは実験値の約2倍となるが、形状は似ている。

以上のことから線型空洞理論は空洞形状の計算について問題があり、これをキャビテーションの発生範囲の推定に利用するためには何らかの工夫が必要であるといえる。

## (2) “揚力不变法”について

(1)で述べたように理論により発生範囲や圧力分布を推定する方法は、現在のところ必ずしも十分な成功をおさめていない。一方では、「キャビティが発生した後もその量があまり多くなければ、スラストは変化しない」という経験的な事実に基いて“揚力不变法”とでも呼ぶべき方法が提案され、しばしば用いられている。ある翼断面においてそのコード方向の圧力分布が、Fig. 3.5.17のようである時、 $-C_p = \alpha$ の直線より上の部分の面積Aと下の部分の拡大された面積Bが等しくなるよう、キャビティ長さ $\ell$ を決定する。仮にこの翼面にそってキャビテーション気泡が流れたとすると、Aの部分では成長し、Bの部分では収縮するから、 $A/B = 1$ という値そのものはともかくとして、キャビティの後縁がAの部分より後に来ることは確かであろうし、理論的にもあながち根拠のないものではない。

Fig. 3.5.18～21は試験した4種の翼形の平均キャビティ長さの実測値である。Fig. 3.5.18はNACA0015で、○●は船研のデータ、他は東大のデータである。両者は試験部の上下壁の影響が異なり、同じ $\alpha$ に対し東大のデータの方がキャビティが長くなることが理論的に予想されているが、実測値もそのようになっている。これらを考慮すると両者の一致はよいと云えよう。“揚力不变法”による結果は図中の実線と破線で示されている。実線は圧力分布に実測値を使った場合、破線は理論値（粘性影響を考慮していない）を使った場合である。

NACA0015、4415などの翼形では実測の圧力分布について“揚力不变法”を使えば、キャビティ長さをかなりよく推定出来る。一方NACA16015で $\alpha = 8^\circ$ の場合や、EMAU翼形では推定値はかなり短かめの値を与える。EMAU翼形は試験した4種の翼形の内もっとも前縁の曲率半径の小さな翼形であり、NACA16015は2番目に小さな曲率半径を持っている。このため前縁附近での剥離等の粘性影響やキャビティの様子が、他の翼形と異なりこのような差異が生じたのかもしれない。

いずれにしてもキャビティ長さを適切に推定出来る理論的方法が不完全な現時点では“揚力不变法”はその簡便さもありくてかたい。改良しつつ実用に供して行くのがよいと考える。

## 3.5.5 エロージョン試験

エロージョン試験に使用した翼形は3.5.3で述べた小形模型と同一翼形、同一寸法のものである。エロージョン試験はペイント・テストと純アルミ翼形のエロージョン試験の2つを行った。

### (1) ペイント・テスト

キャビテーション試験、圧力分布測定等を使ったステンレス製翼形を使用した。まず模型表面の油などのよごれをアルコールでふきとり、マーキング・ペイント（商品名アオタック）を塗布し、一時間ほど乾かした後、東大・高速キャビテーション・タンネルで30分間試験する。ペイントのハゲ具合でエロージョン量を推定する。結果はFig. 3.5.23～25の上方に示されている。

### (2) 純アルミ翼形のエロージョン試験

所要の寸法に仕上げられた純アルミ製の翼形の翼面を研磨し、表面粗度を $0.5 \mu\text{m}$ 以下にする。そのあとで焼純炉にて焼純し表面の加工硬化を除く。焼純後のビッカース硬さは約 $28\text{kg}/\text{mm}^2$ である。ペイントテストと同様、高速キャビテーション・タンネルで30分試験する。試験後、もう一度同じコード位置で粗度を計り、試験前の値との差をキャビテーションによるエロージョン量とする。

NACA0015翼形を $V=35\text{m/s}$ ,  $\alpha=4^\circ$ で試験した結果をFig. 3.5.22に示す。図は各コード位置での30分後の粗度の増加量である。この図とFig. 3.5.23のペイント・テストの結果を比較すると、エロージョンが最大となるコード位置がかなりよく対応し、興味深い。粗度増加量のコード方向の平均値を求め、それから単位時間当たりの粗度増加率を求めたのがFig. 3.5.23～25の結果である。

本試験での試験時間は30分であり、まだ重量欠損が生じるまでには至っていないと考えられるので、この粗度増加率はそのまま塑性変形深さ（Mean Depth of Deformation Rate, MDDR）としてよい。MDDRにより、キャビテーション・エロージョンの激しさが定量的に与えられる。図に見られるようにMDDRはある $\alpha$ で最大となるような変化をしている。 $\alpha$ が大きく、キャビティ量が少なければエロージョンも少なく、また $\alpha$ が十分小さければ、キャビティが長くなり翼面上でつぶれなくなるから、やはりエロージョン量は少なくなる。すなわち、ある $\alpha$ でエロージョン量が最大になることは容易に想像出来る。

### (3) 考 察

エロージョン量が最大になる $\alpha$ において、キャビティの様子がどのようにあるかは興味あるところである。3種の翼形について、そのような $\alpha$ でのシートキャビティ後縁の位置、その変動量（変動の標準偏差）をキャビテーションがない時の圧力分布の実測値とともにFig. 3.5.26に示す。シート・キャビティの変動量はNACA4415がもっとも小さく、NACA16015がもっとも大きい。これはMDDRの大小関係と一致する。キャビティ長さが変動すれば、長さが大きい時、キャビティがちぎれ、それが翼後縁に向って流れて行くあいだに、シート・キャビティが小さくなり、流れて行くキャビティは大きな圧力上昇にさらされる。すなわちキャビティは激しくつぶれ、エロージョン量も大きくなる。

このような考えにたってFig. 3.5.26から、シート・キャビティの変動量に対応する圧力差 $\Delta Cp$ を求めてみた。本来はキャビテーションが発生した状態での、2つのキャビティ長さに対する圧力差を求めて議論すべきであるが、キャビテーション発生時の圧力分布は理論的に求めにくいこと、実用上からは、キャビテーションなしの圧力分布から求めた方が便利なこと等を考慮して上述のようにした。 $\Delta Cp$ とMDDRの関係をFig. 3.5.27に示す。3つの翼形のデータはかなりよくまとまる。このような解析からただちにキャビティの様子とエロージョンの激しさを対応づけることは出来ないが、エロージョンに対するキャビティの非定常性の重要さを示唆しているものと考えることが出来よう。

次にMDDRに対する流速( $V$ )、主要寸法( $L$ )などの寸法効果について若干述べる。東京大学における昨年度までの研究で、

$$\text{MDDR} \propto V^{6/9}$$

$$\text{MDDR} \propto L^{-2}$$

という関係が得られている。本試験においては $V \approx 35\text{m/s}$ ,  $L$ （コード長さ）=60mmと一定であるが、昨年度の

試験と比較することによって、Lの寸法効果について調べることが出来る。Fig. 3.5.28がその結果で、黒丸が本試験によるものである。このような寸法効果についての結果はこれをそのまま実船のプロペラにあてはめることは出来ないが、少くとも模型試験の際のプロペラの寸法や流速のちがいを補正することには使えよう。

### 参考文献

- 1) 右近良孝他, “キャビテーションを発生した3次元翼の圧力計測”, 昭和53年度秋季(第32回)船舶技術研究所研究発表会講演集, 1978年11月
- 2) 守屋富次郎, “空気力学序論”, 培風館
- 3) 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)”, 造船協会論文集, 第119号, 1966年5月
- 4) Tulin, M.P., "Steady Two-Dimensional Cavity Flows About Slender Bodies", DTMB Rep. 834, 1953
- 5) Geurst, J.A., "Linearized Theory for Partially Cavitated Hydrofoils", I.S.P. Vol. 6, No. 60, 1959
- 6) 西山哲男他, “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, 2次元単独翼)”, 機械学会論文集, 第43巻 370号, 1977年6月

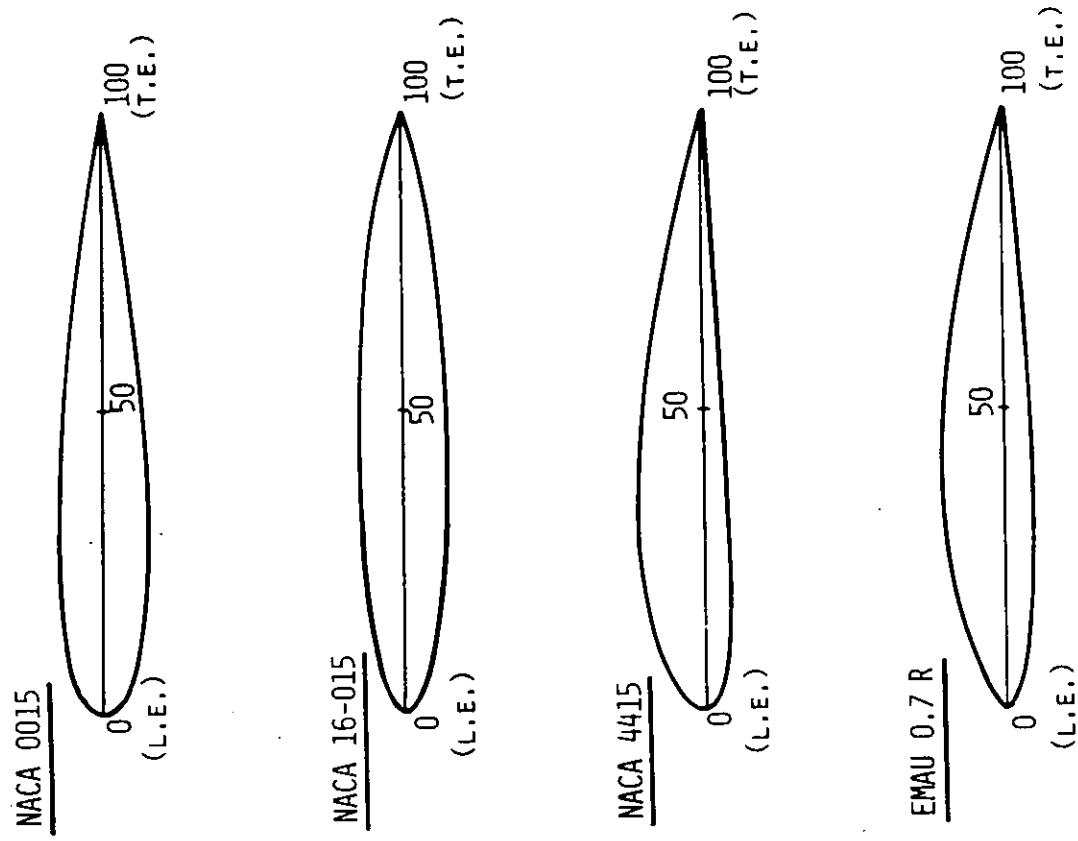


Fig. 3.5.1 Tested Hydrofoil Sections

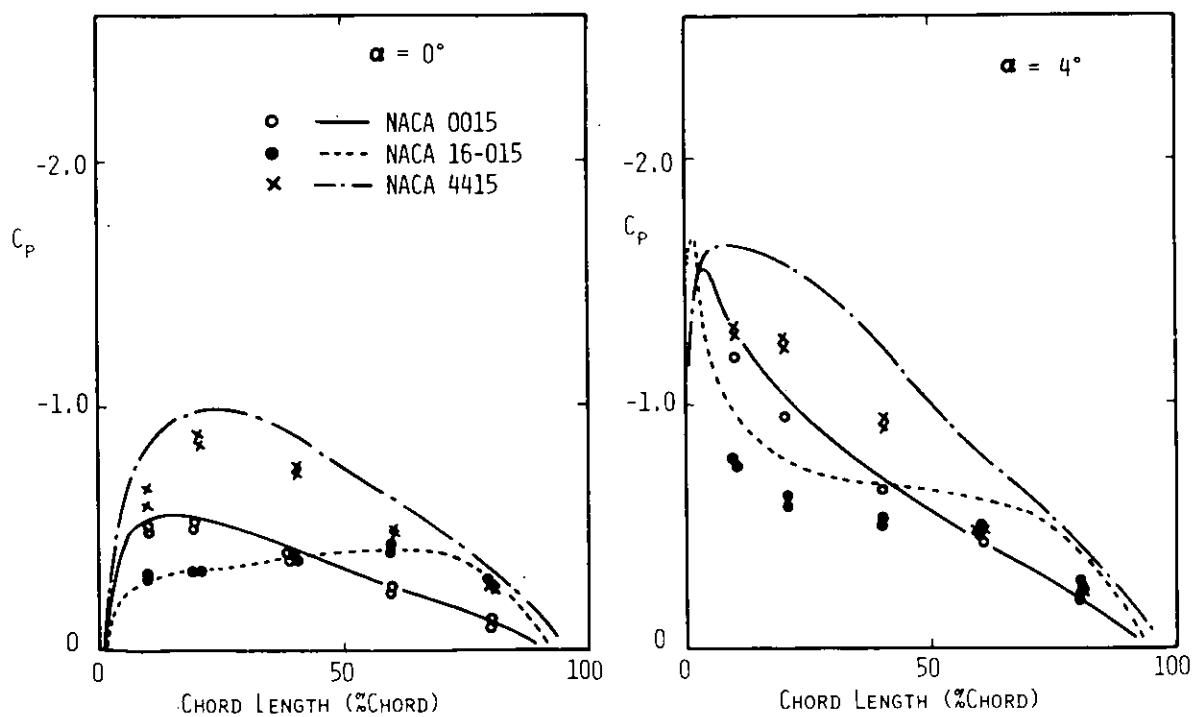


Fig. 3.5.2 Comparison of Pressure Distribution Among 3-Types of Hydrofoils

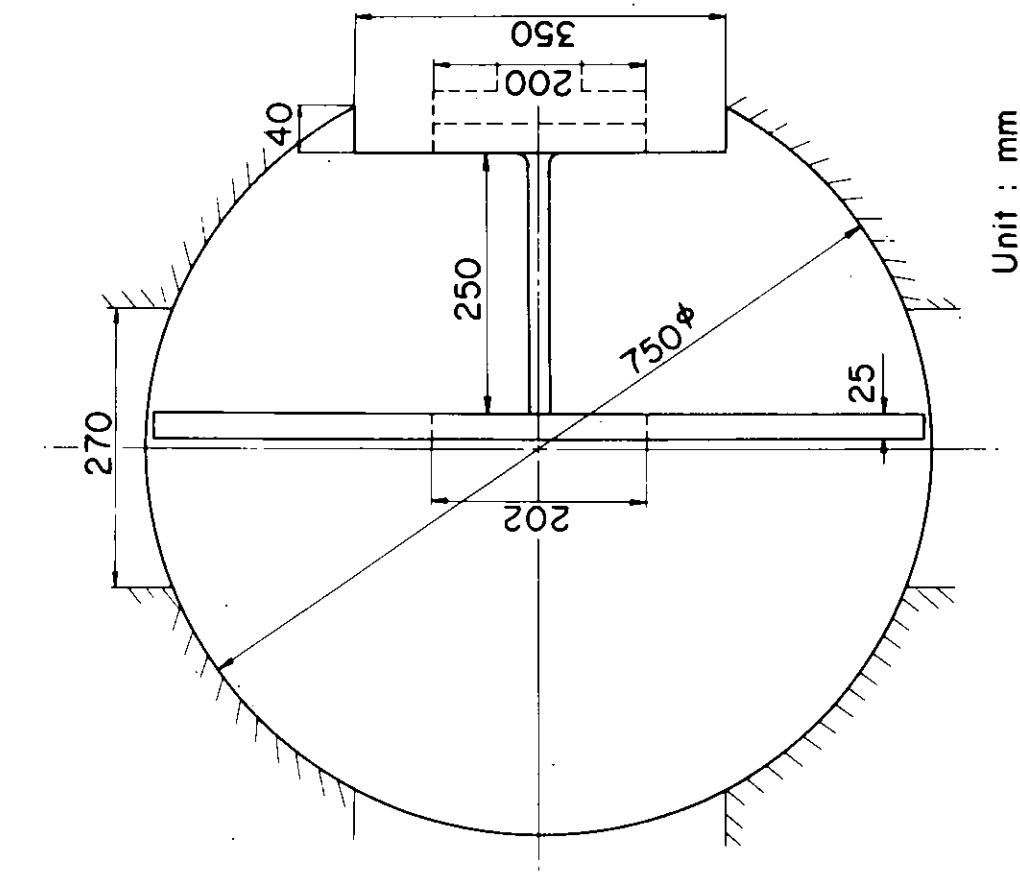


Fig. 3.5.4 SRI Cavitation Tunnel Working Section for 2 Dimensional Hydrofoils  
(View Looking Upstream)

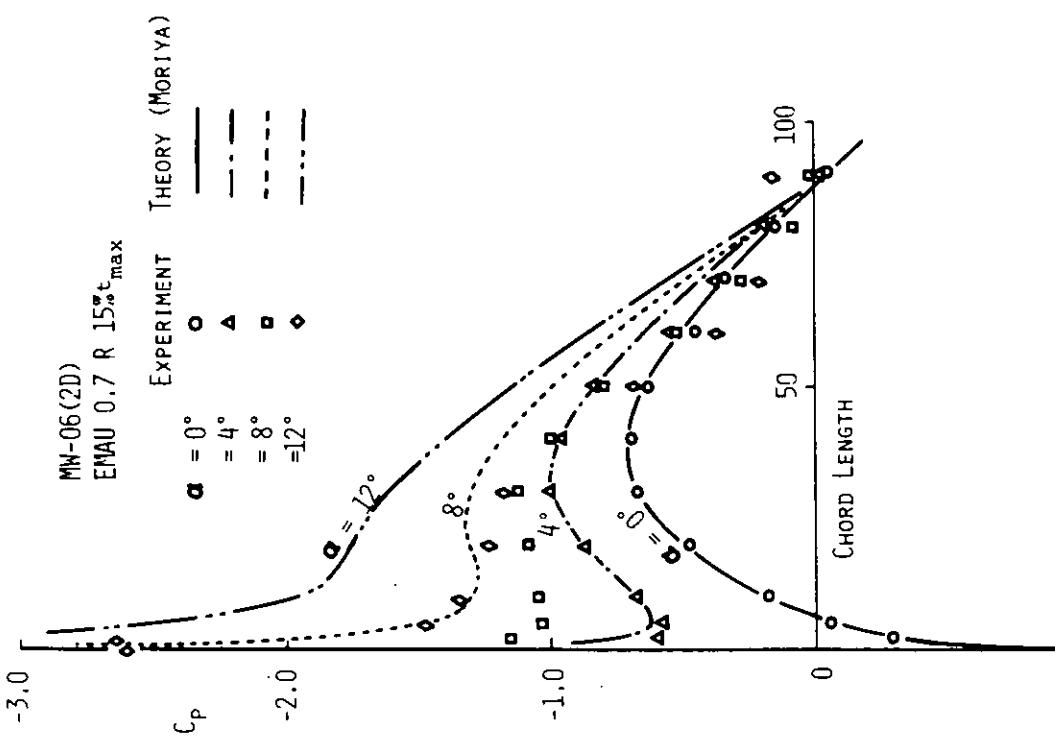


Fig. 3.5.3 Experimental and Theoretical Pressure Distribution of EMAU Hydrofoil  
(Noncavitating Condition)

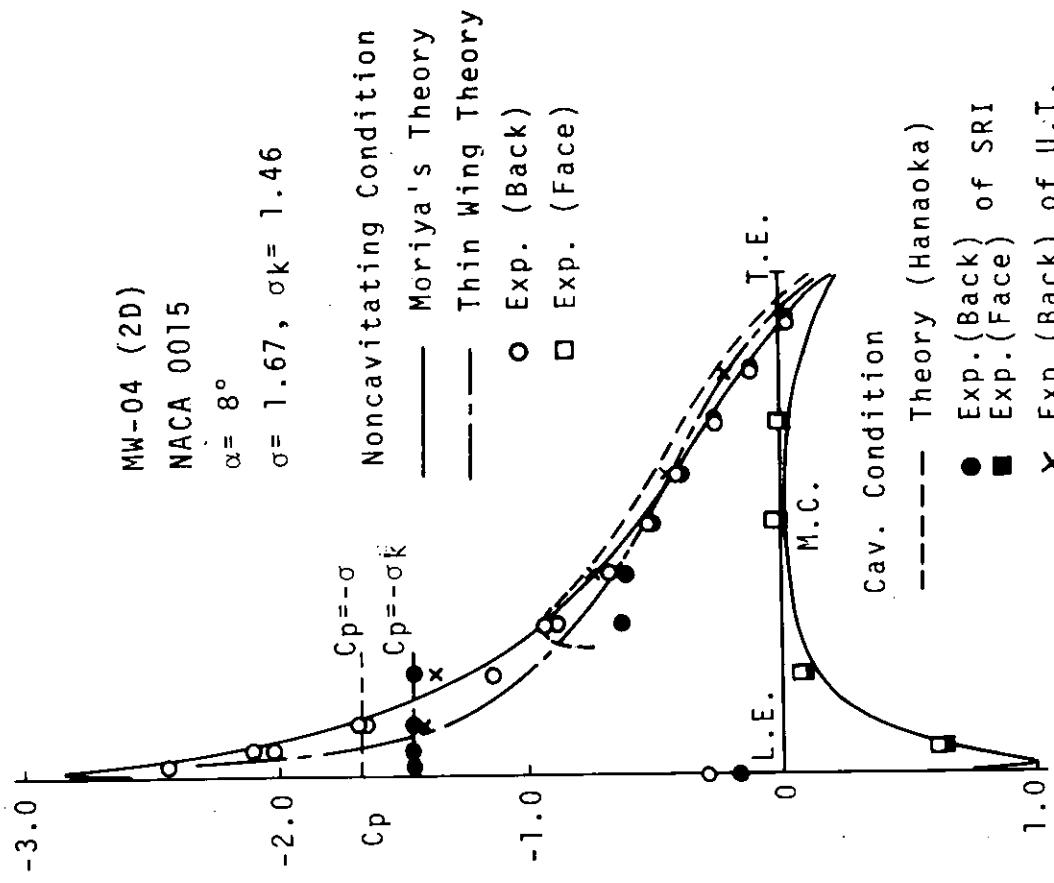
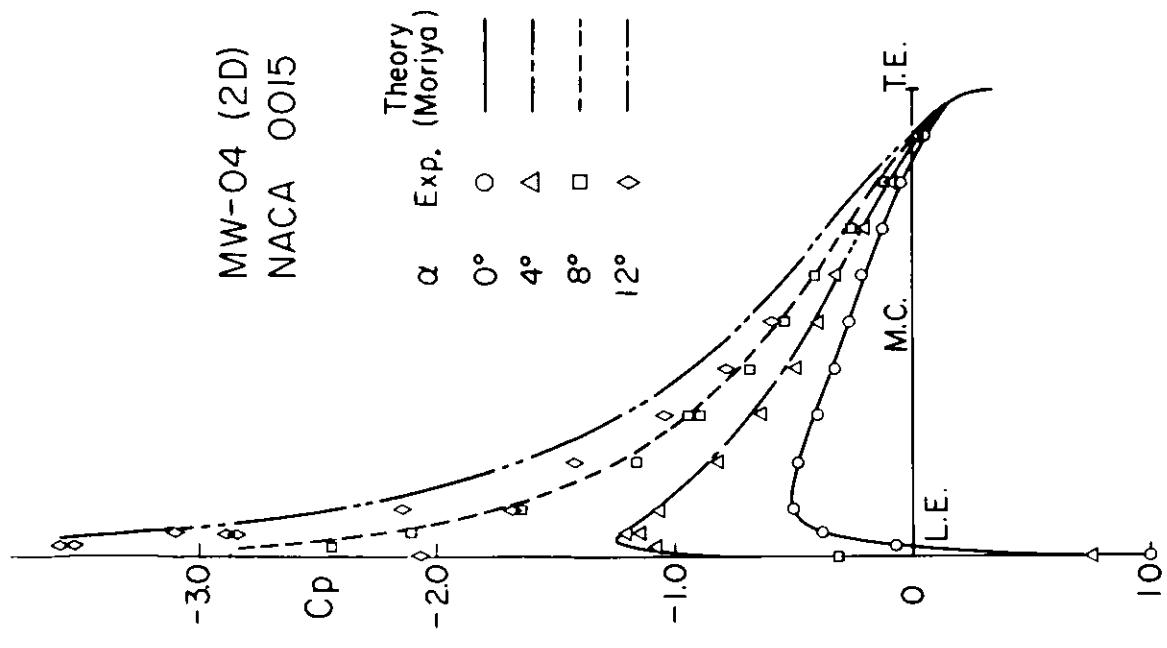


Fig. 3.5.5 Experimental and Theoretical Pressure Distribution of NACA 0015 Hydrofoil (Noncavitating Condition)

Fig. 3.5.6(a) Experimental and Theoretical Pressure Distribution of NACA 0015 Hydrofoil ( $\alpha = 8^\circ, \sigma = 1.67$ )

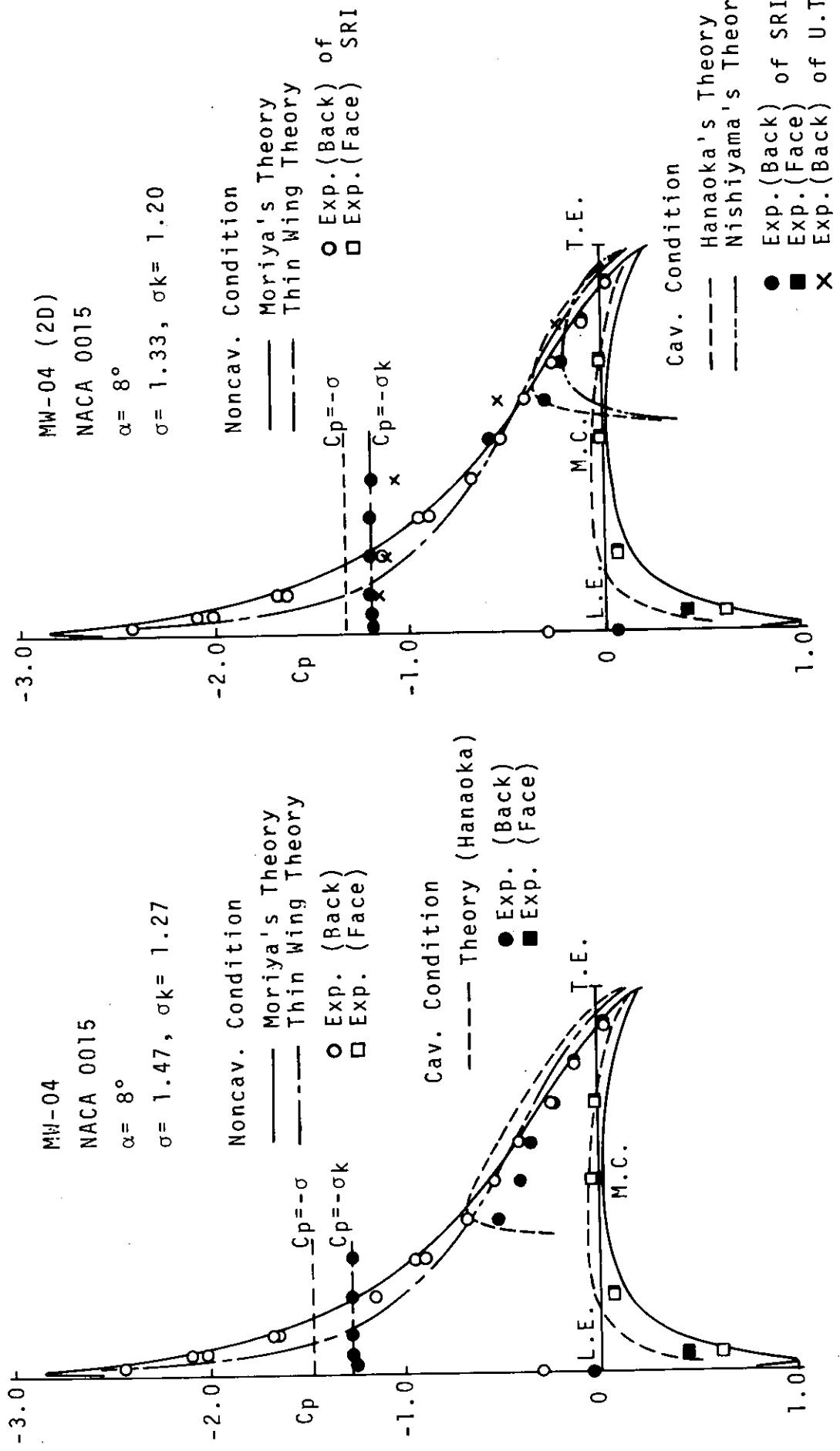
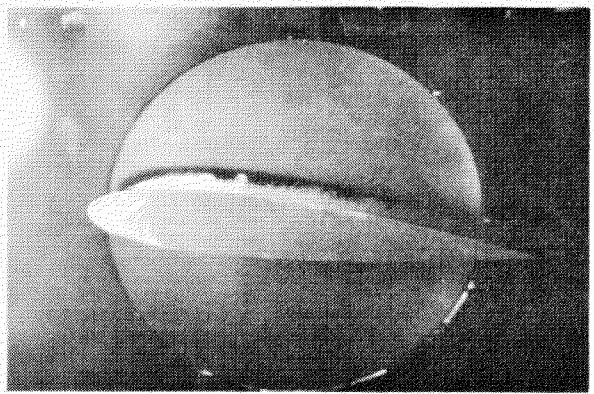
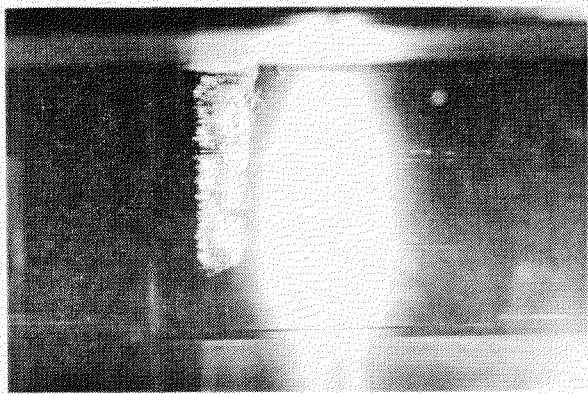
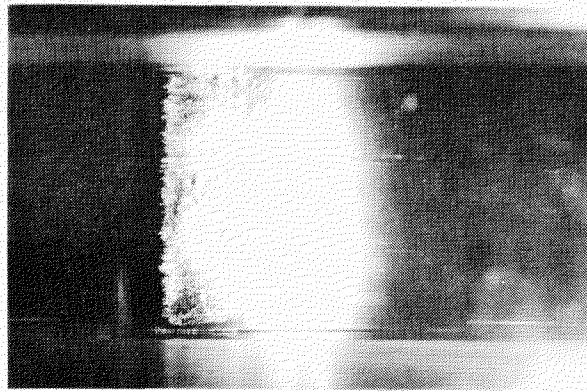


Fig. 3.5.6(b) Experimental and Theoretical Pressure Distribution of NACA 0015 Hydrofoil ( $\alpha = 8^\circ$ ,  $\sigma = 1.47$ )

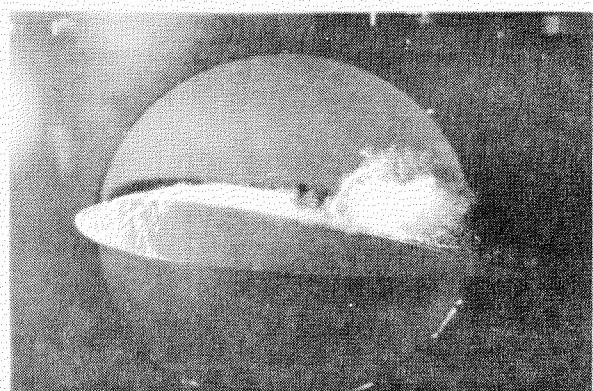
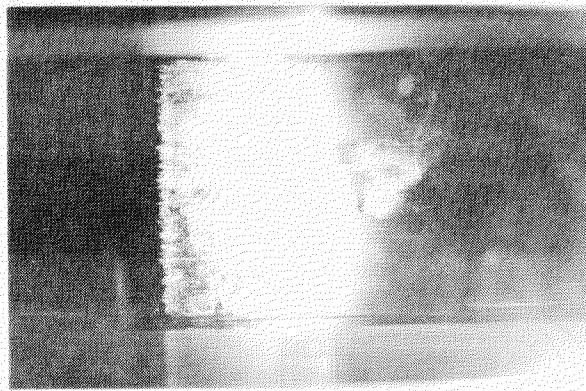
Fig. 3.5.6(c) Experimental and Theoretical Pressure Distribution of NACA 0015 Hydrofoil ( $\alpha = 8^\circ$ ,  $\sigma = 1.33$ )



(a)  $\alpha = 8^\circ$ ,  $V = 6 \text{ m/s}$ ,  $\sigma_n = 1.67$ ,  $\sigma_k = 1.46$



(b)  $\alpha = 8^\circ$ ,  $V = 6 \text{ m/s}$ ,  $\sigma_n = 1.47$ ,  $\sigma_k = 1.27$



(c)  $\alpha = 8^\circ$ ,  $V = 6 \text{ m/s}$ ,  $\sigma_n = 1.33$ ,  $\sigma_k = 1.20$

Fig. 3.5.7 Simultaneous Top and Side Views of Cavitation  $\sigma_n$  NACA 0015 Hydrofoil

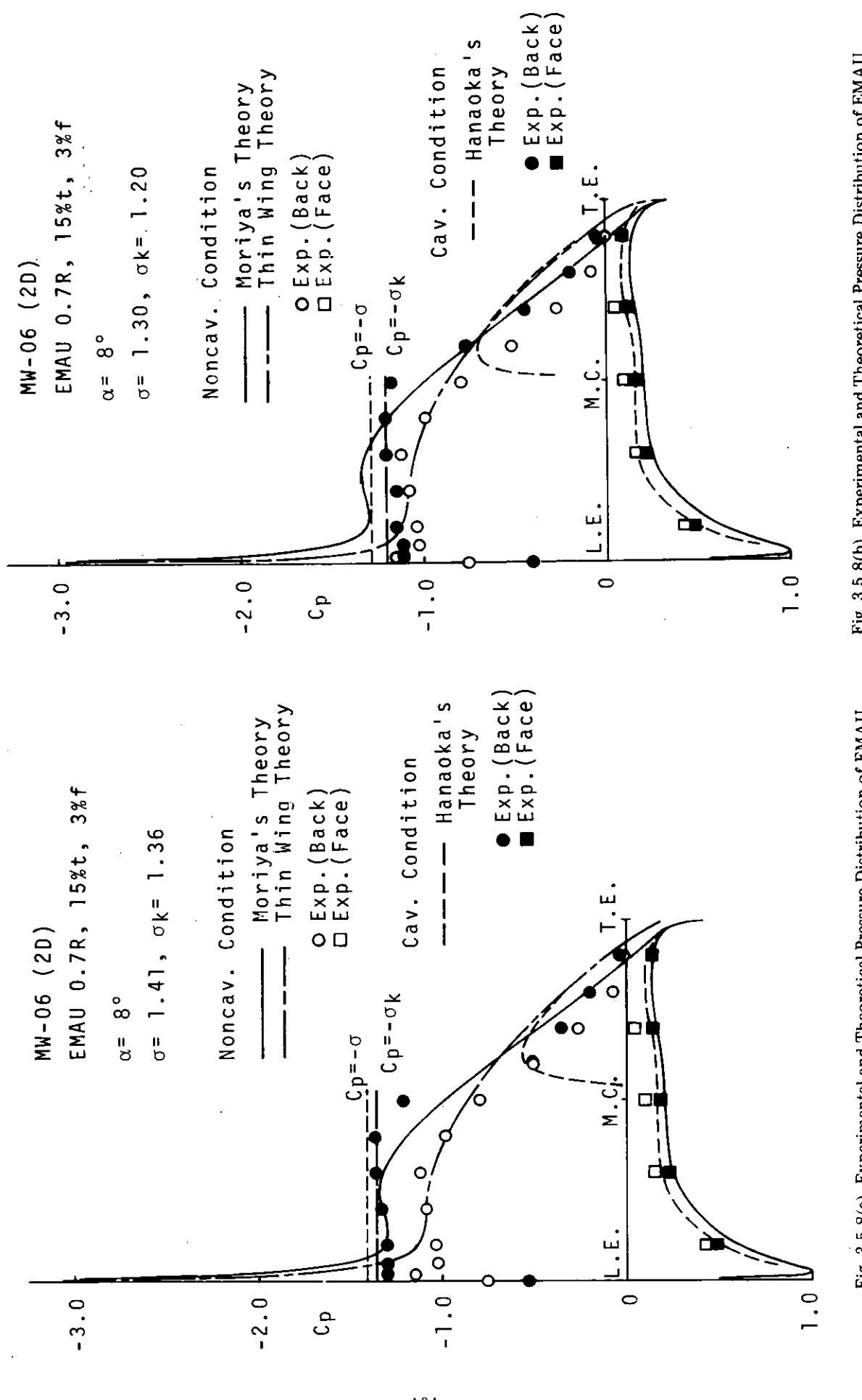


Fig. 3.5.8(a) Experimental and Theoretical Pressure Distribution of EMAU Hydrofoil ( $\alpha = 8^\circ$ ,  $\sigma = 1.41$ )

Fig. 3.5.8(b) Experimental and Theoretical Pressure Distribution of EMAU Hydrofoil ( $\alpha = 8^\circ$ ,  $\sigma = 1.30$ )

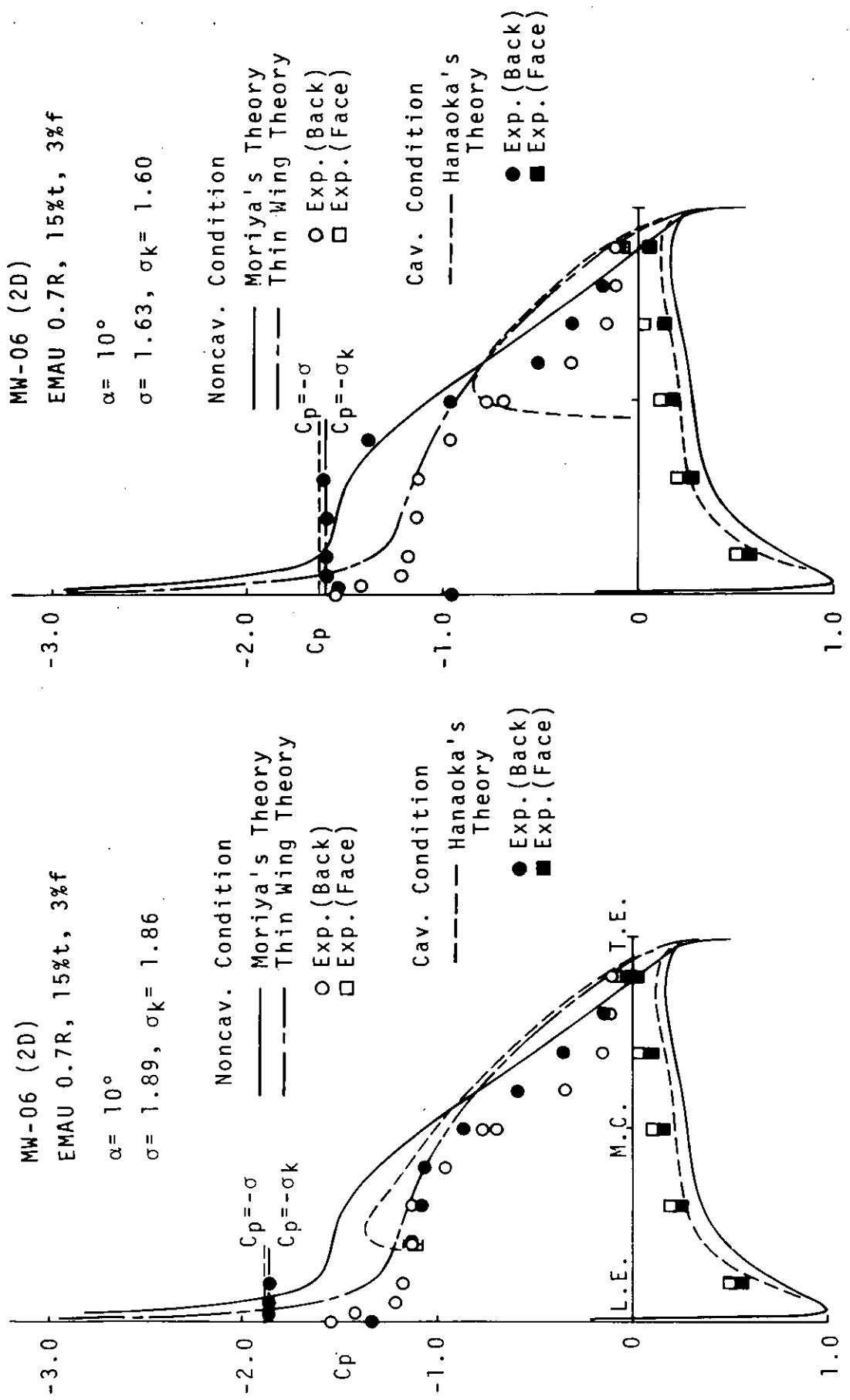
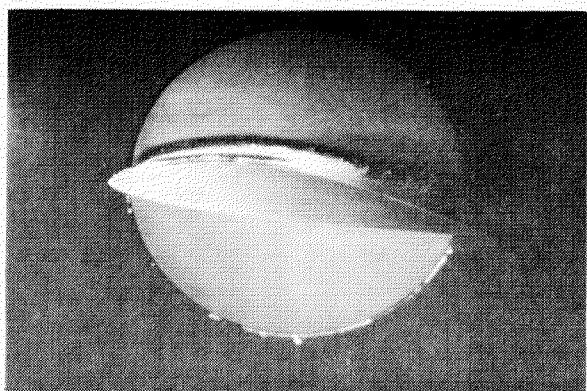
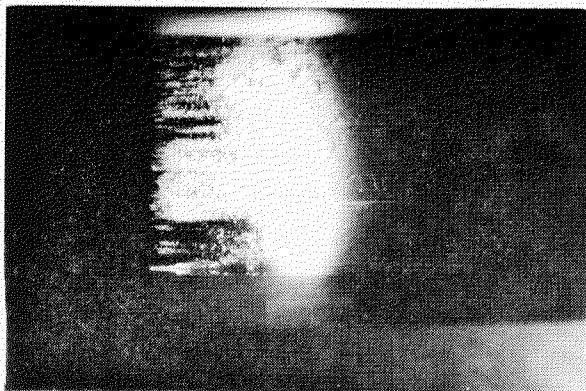
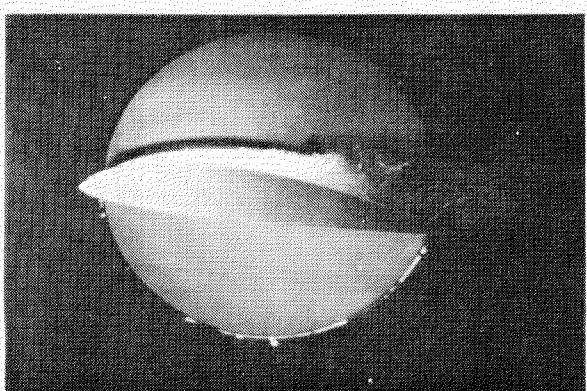
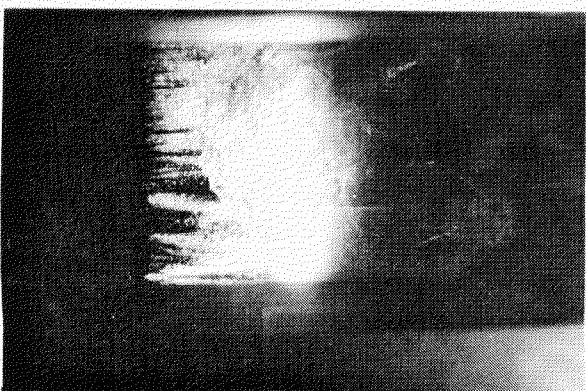


Fig. 3.5.8(c) Experimental and Theoretical Pressure Distribution of EMAU Hydrofoil ( $\alpha = 10^\circ, \sigma = 1.89$ )

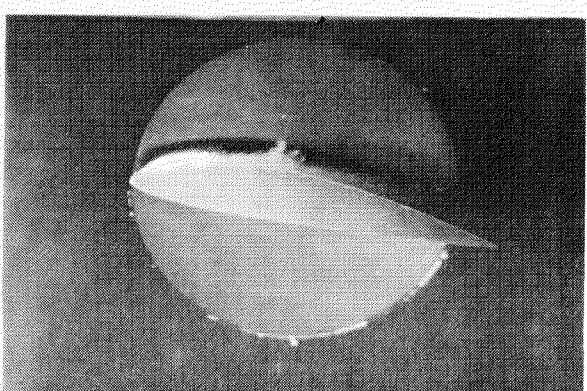
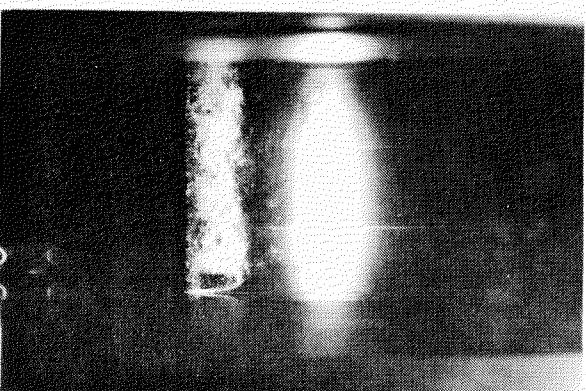
Fig. 3.5.8(d) Experimental and Theoretical Pressure Distribution of EMAU Hydrofoil ( $\alpha = 10^\circ, \sigma = 1.63$ )



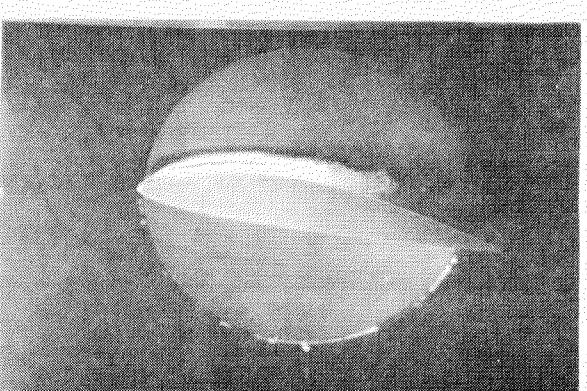
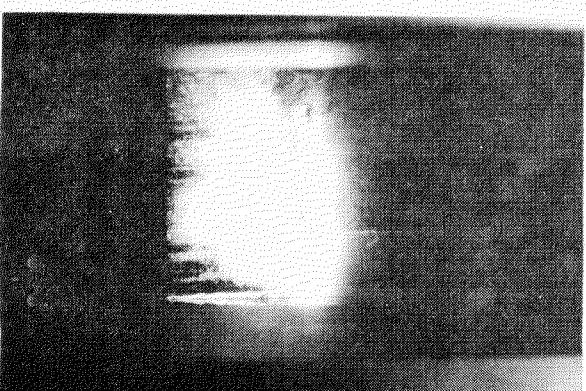
(a)  $\alpha = 8^\circ$ ,  $V = 6 \text{ m/s}$ ,  $\sigma = 1.41$ ,  $\sigma_k = 1.36$



(b)  $\alpha = 8^\circ$ ,  $V = 6 \text{ m/s}$ ,  $\sigma = 1.30$ ,  $\sigma_k = 1.20$



(c)  $\alpha = 10^\circ$ ,  $V = 6 \text{ m/s}$ ,  $\sigma = 1.89$ ,  $\sigma_k = 1.86$



(d)  $\alpha = 10^\circ$ ,  $V = 6 \text{ m/s}$ ,  $\sigma = 1.63$ ,  $\sigma_k = 1.60$

Fig. 3.5.9 Simultaneous Top and Side Views of Cavitation on EMAU Hydrofoil

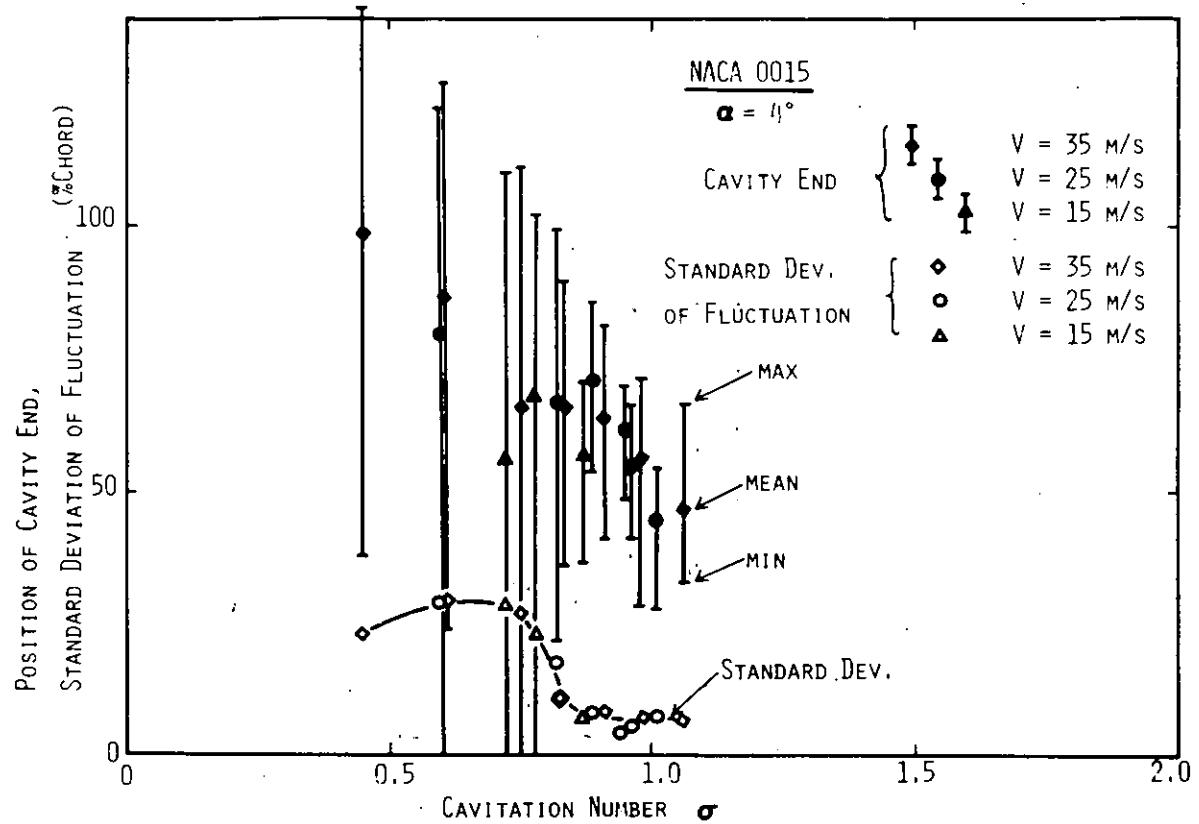


Fig. 3.5.10 Position of Cavity End and Its Fluctuation: NACA 0015

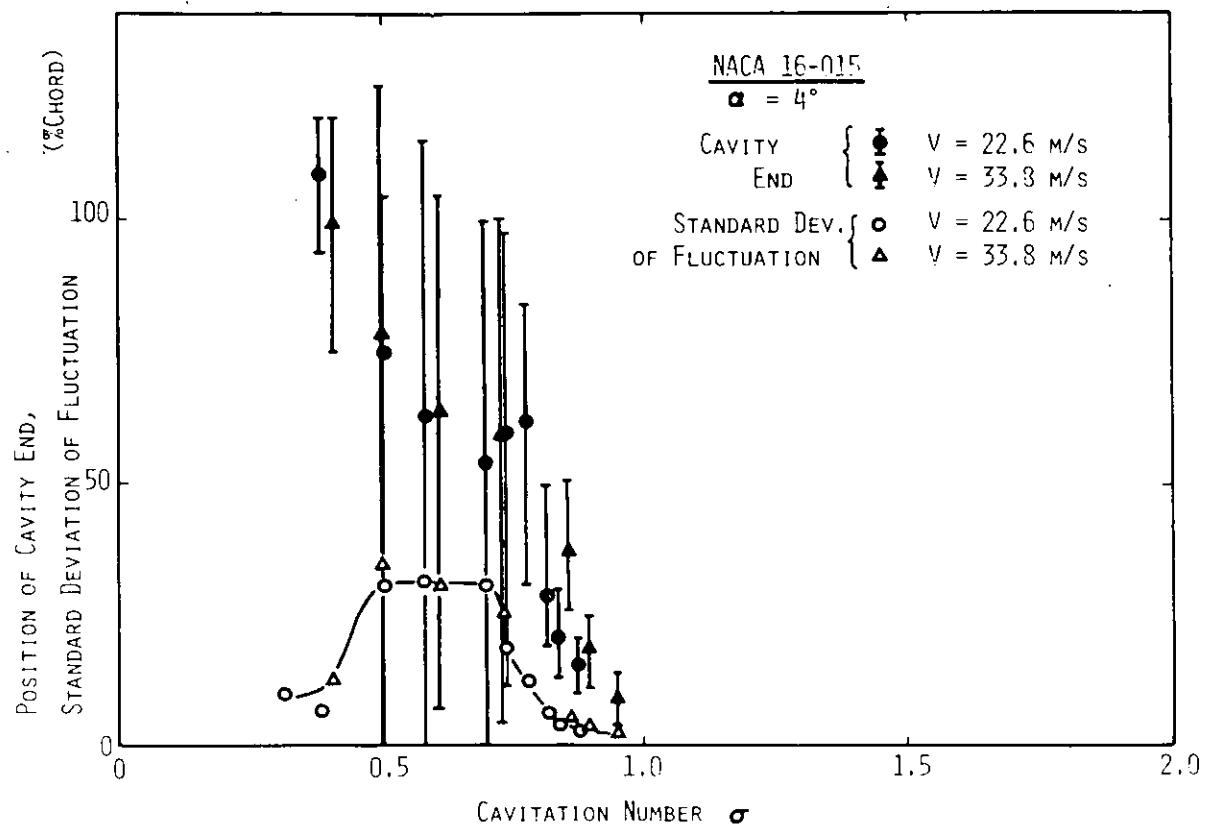


Fig. 3.5.11 Position of Cavity End and Its Fluctuation: NACA 16-015

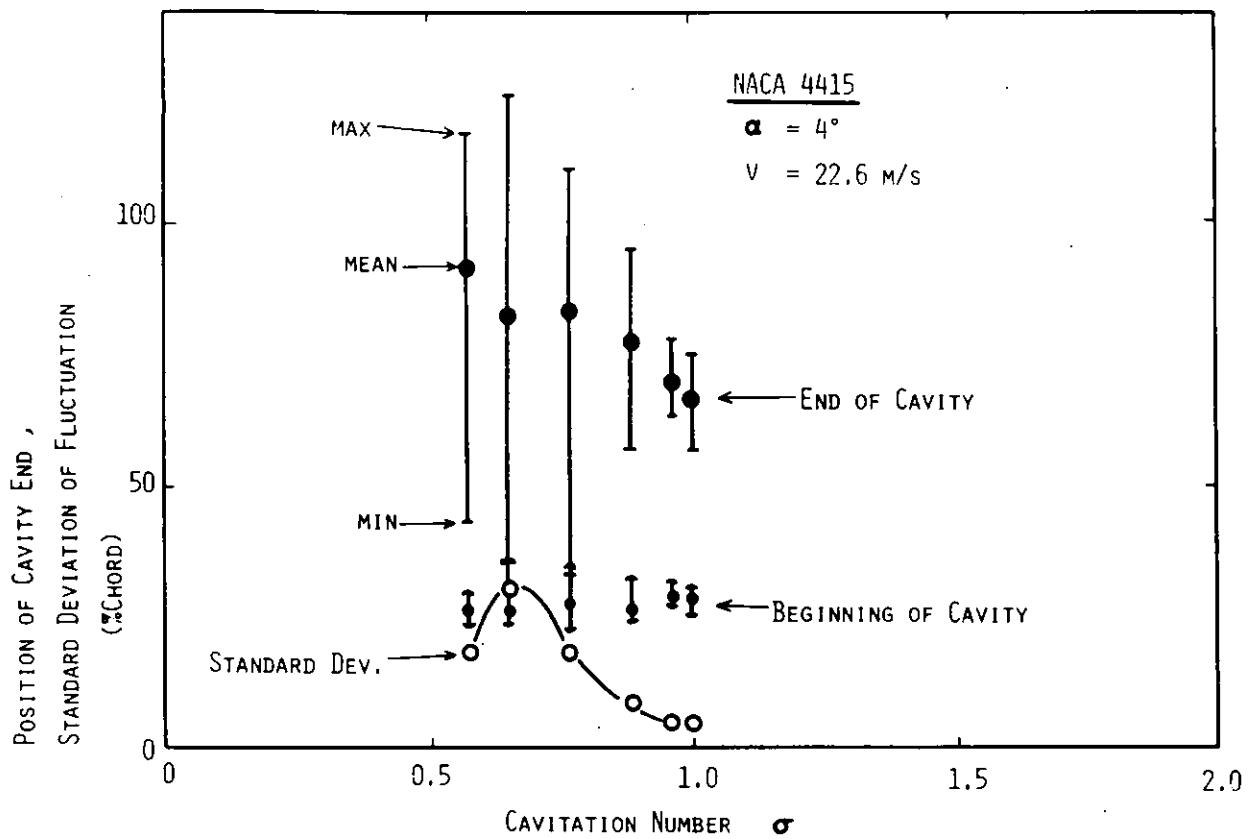


Fig. 3.5.12 Position of Cavity End and Its Fluctuation: NACA 4415

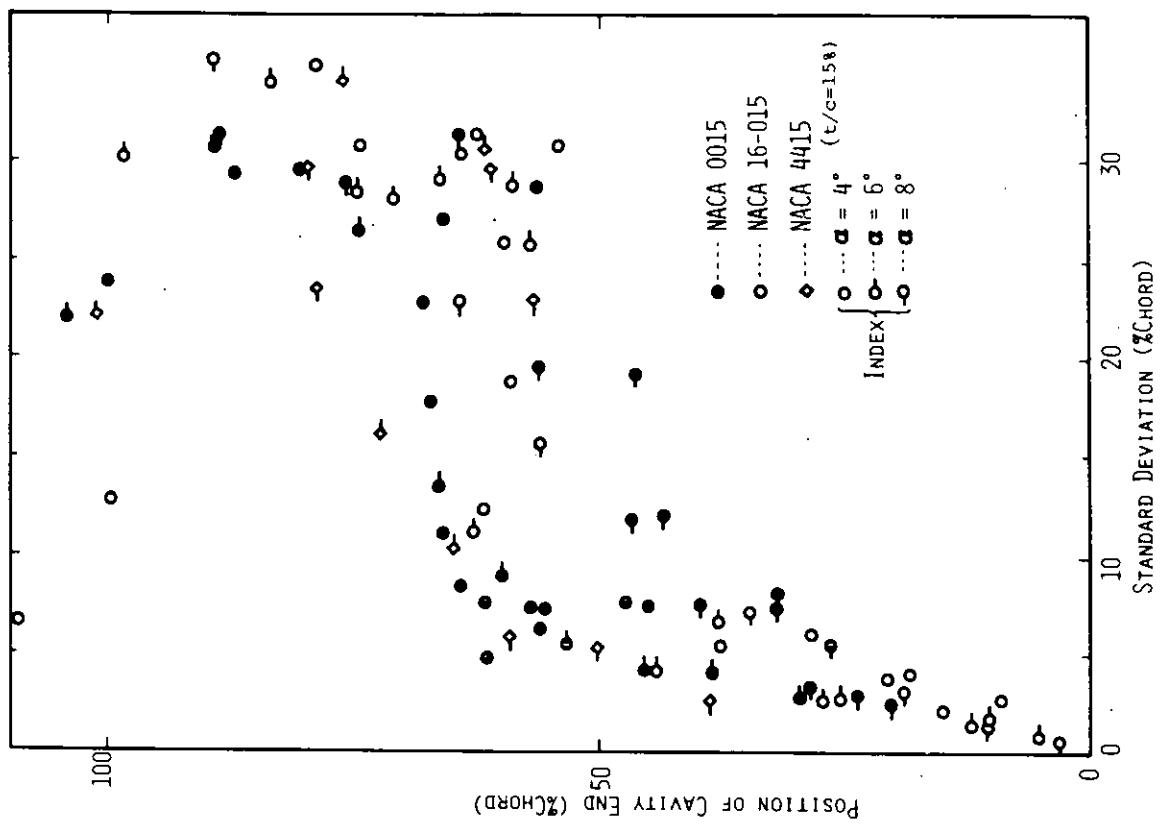


Fig. 3.5.13 Fluctuation of Cavity End (Thick Foil)

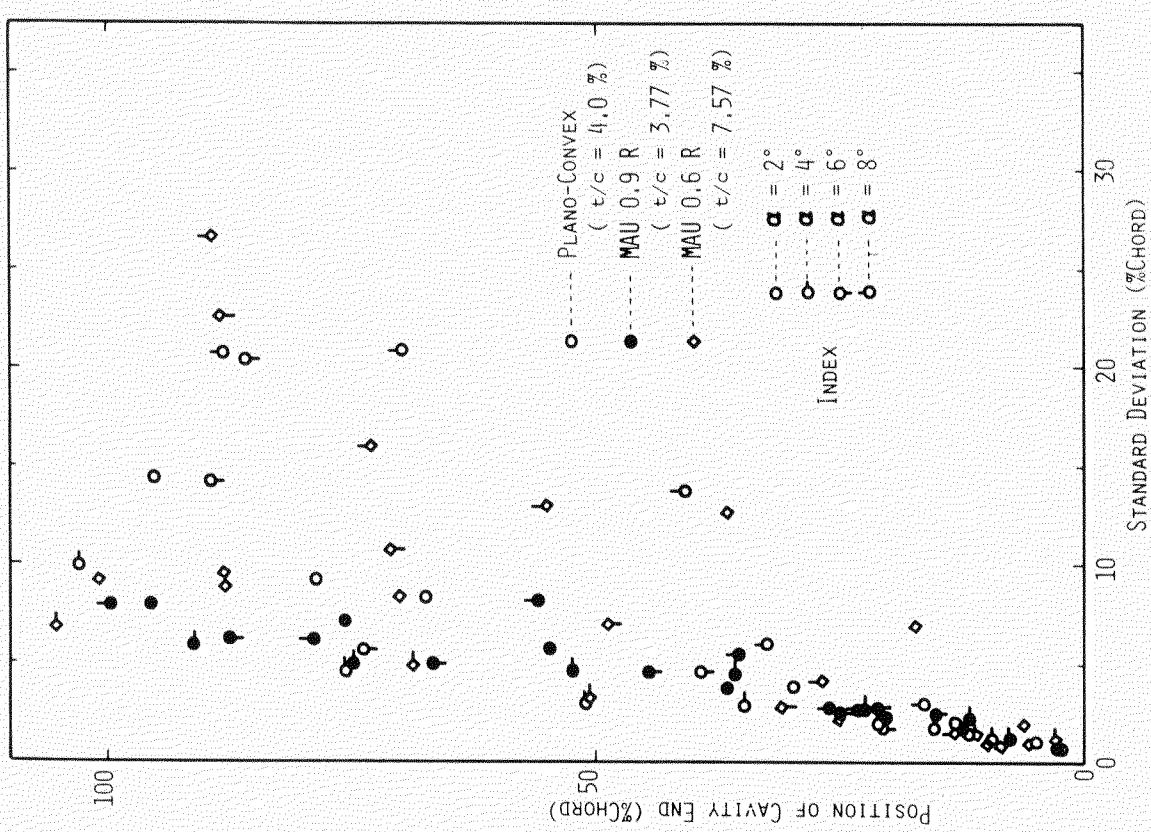


Fig. 3.5.15 Fluctuation of Cavity End (Thin Foil)

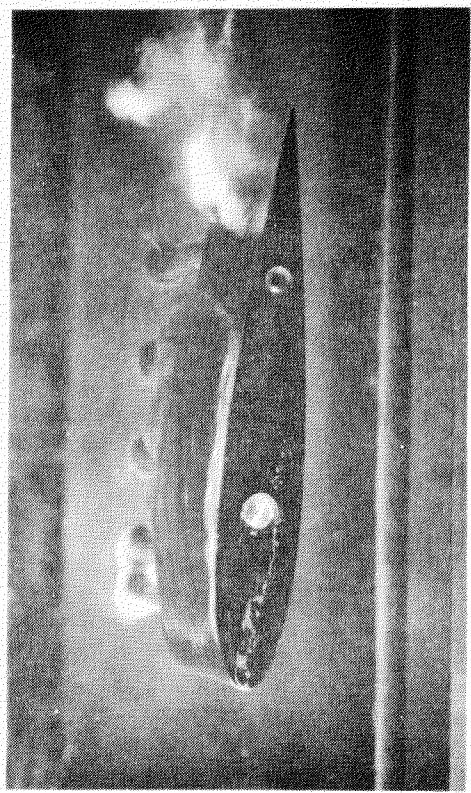
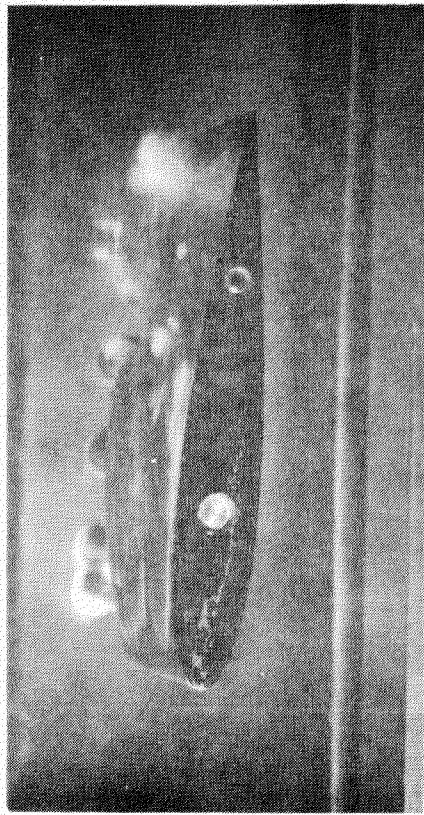


Fig. 3.5.14 Cloud Cavity Near The Trailing Edge NACA 0015,  $\alpha = 4^\circ$ ,  $V = 35 \text{ m/s}$ ,  
 $\sigma = 0.907$

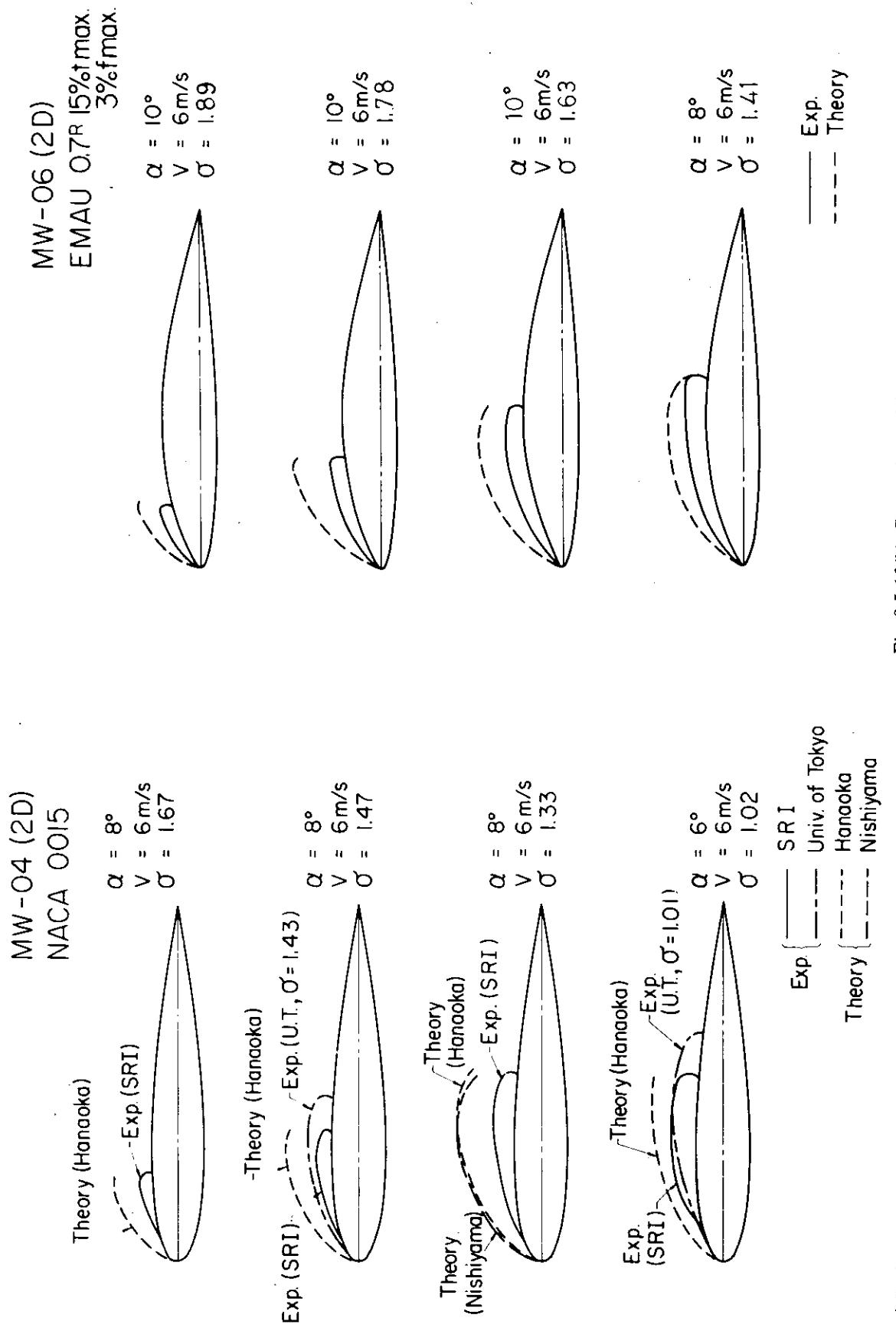


Fig. 3.5.16(a) Comparison of Cavity Profile between Results of Experiments and Theoretical Calculations (NACA 0015)

Fig. 3.5.16(b) Comparison of Cavity Profile between Results of Experiments and Theoretical Calculations (EMAU 0.7R)

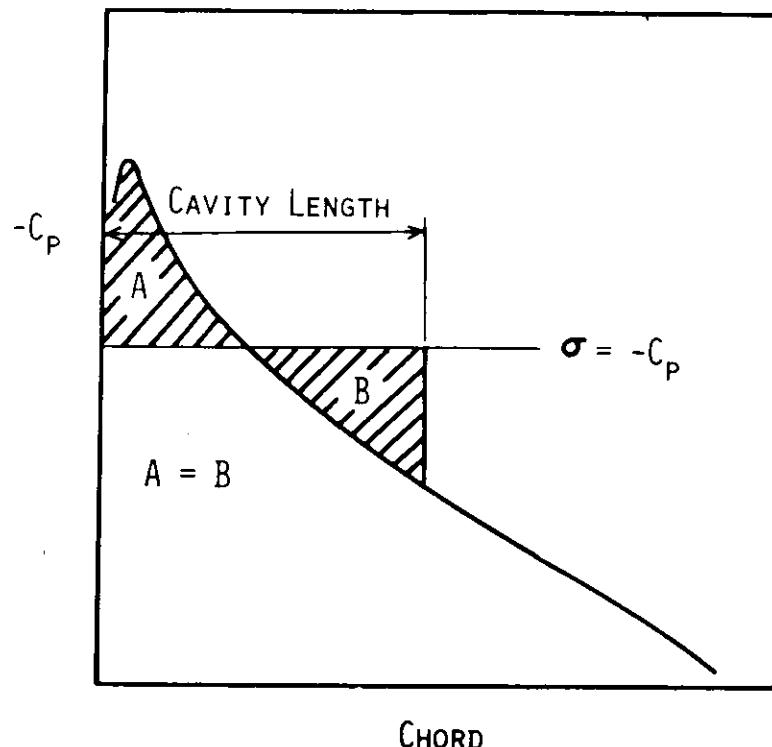


Fig. 3.5.17 Concept of "Lift Equivalent Method"

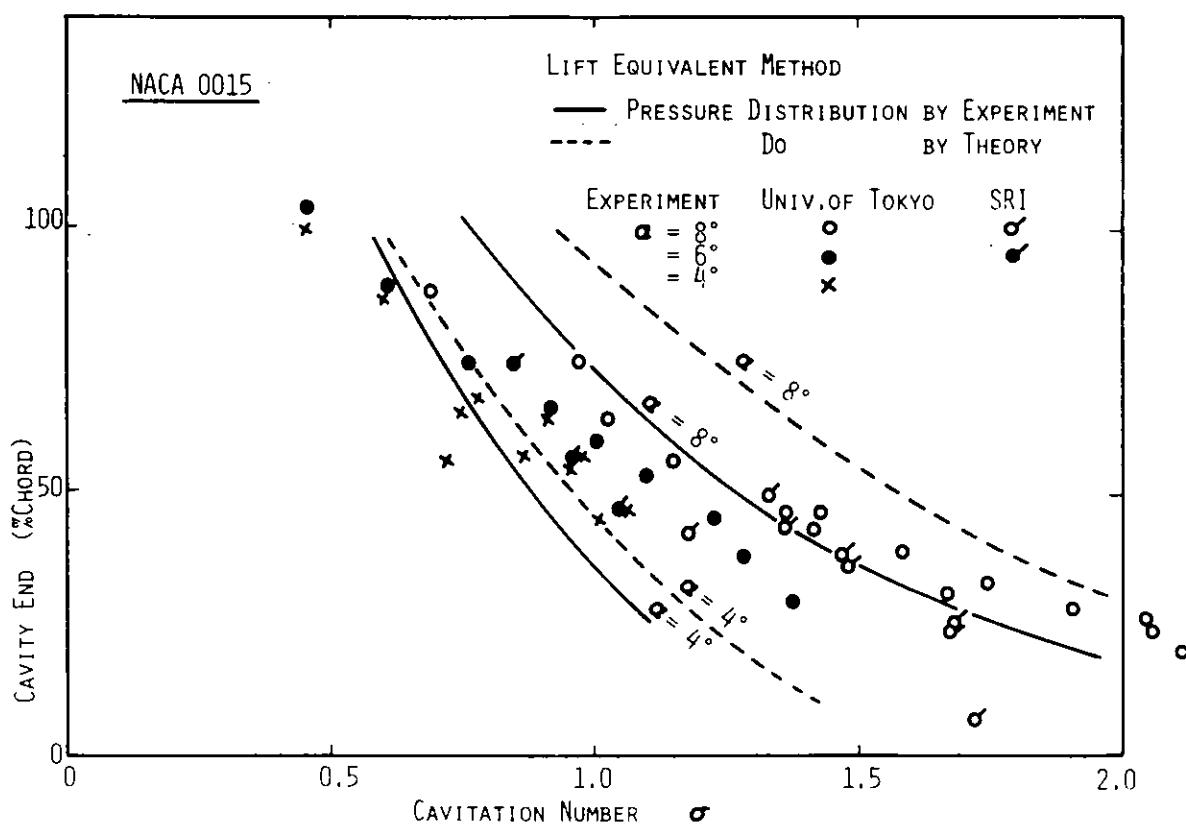


Fig. 3.5.18 Cavity Length Estimation by Lift Equivalent Method: NACA 0015

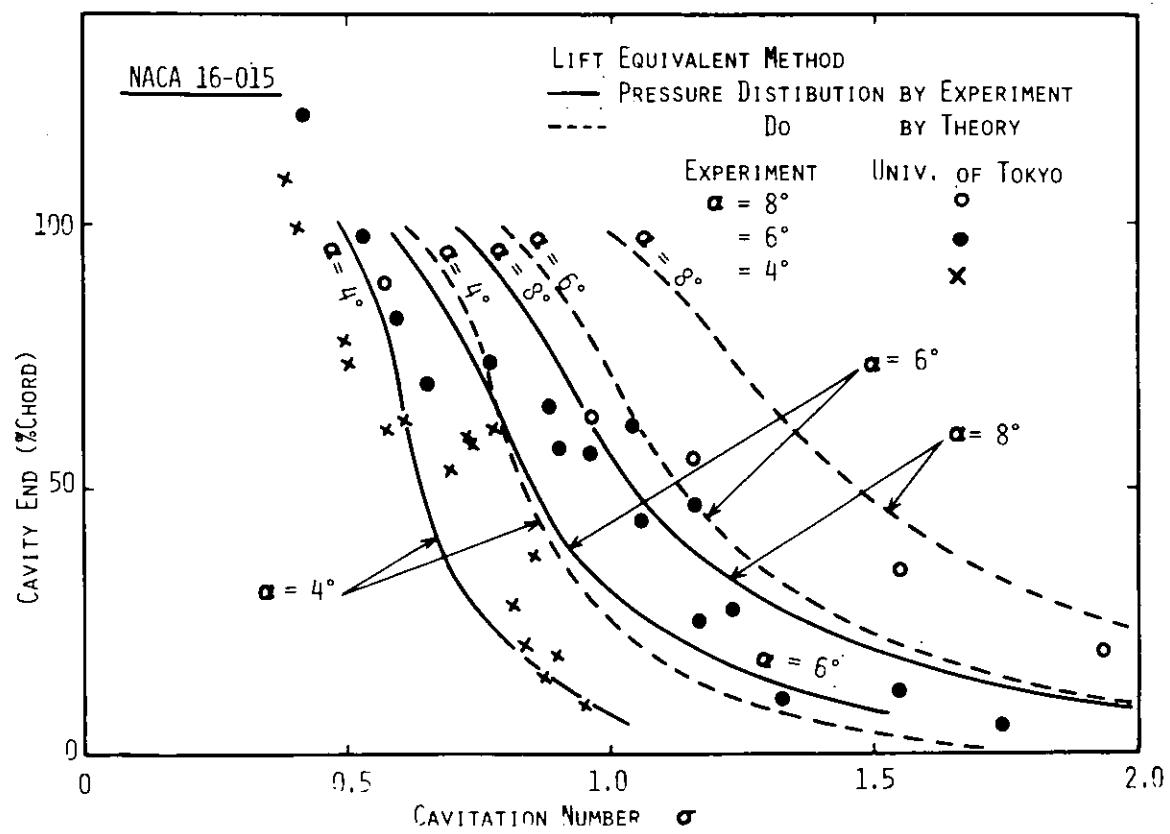


Fig. 3.5.19 Cavity Length Estimation by Lift Equivalent Method: NACA 16-015

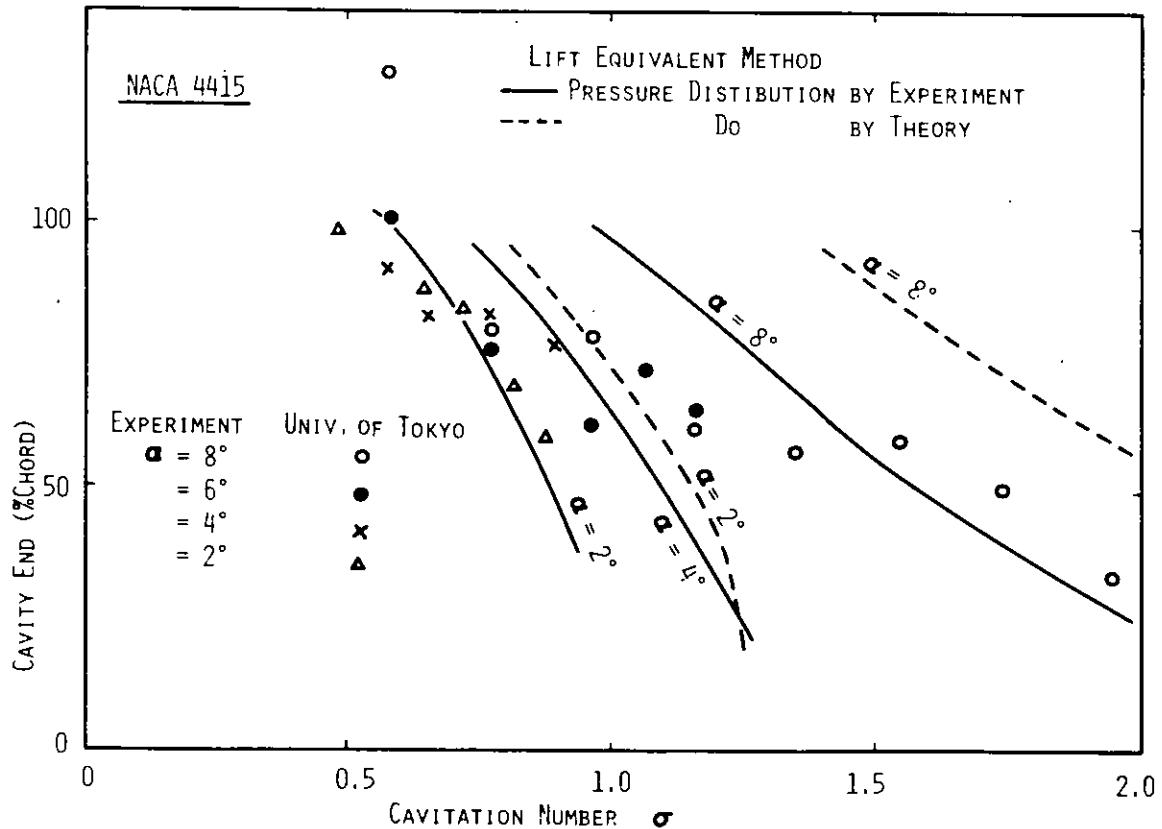


Fig. 3.5.20 Cavity Length Estimation by Lift Equivalent Method: NACA 4415

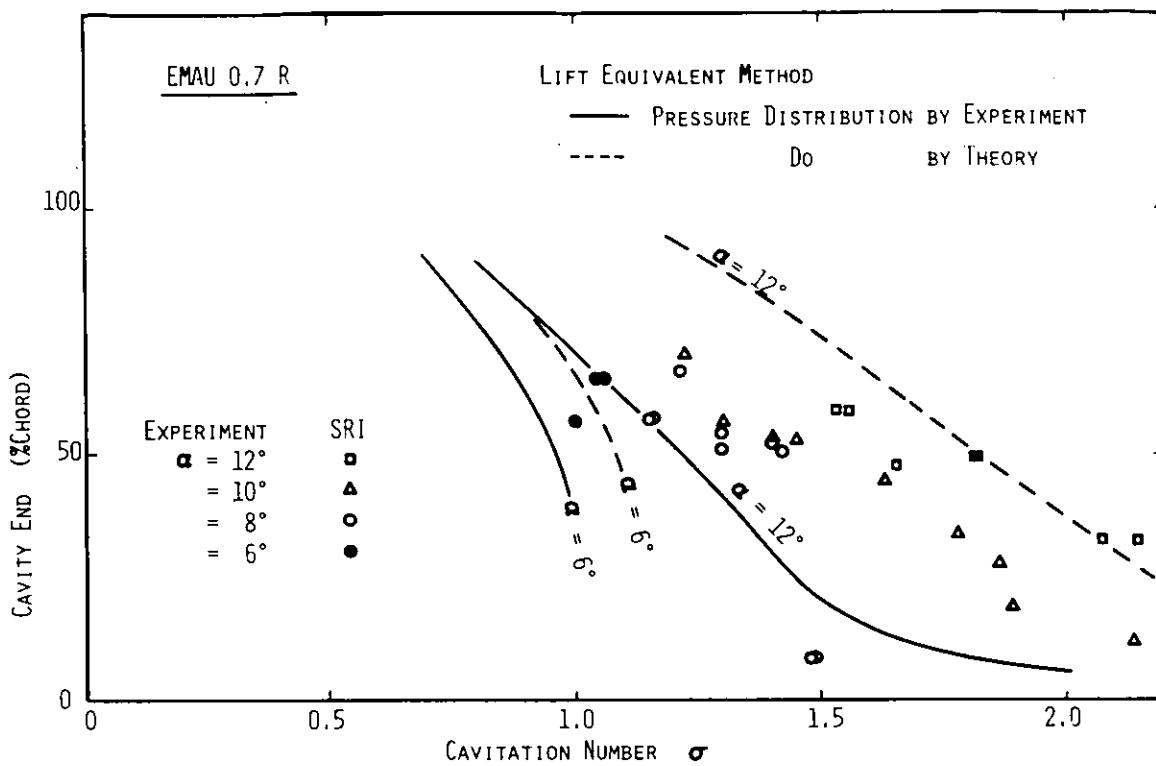


Fig. 3.5.21 Cavity Length Estimation by Lift Equivalent Method: EMAU 0.7R

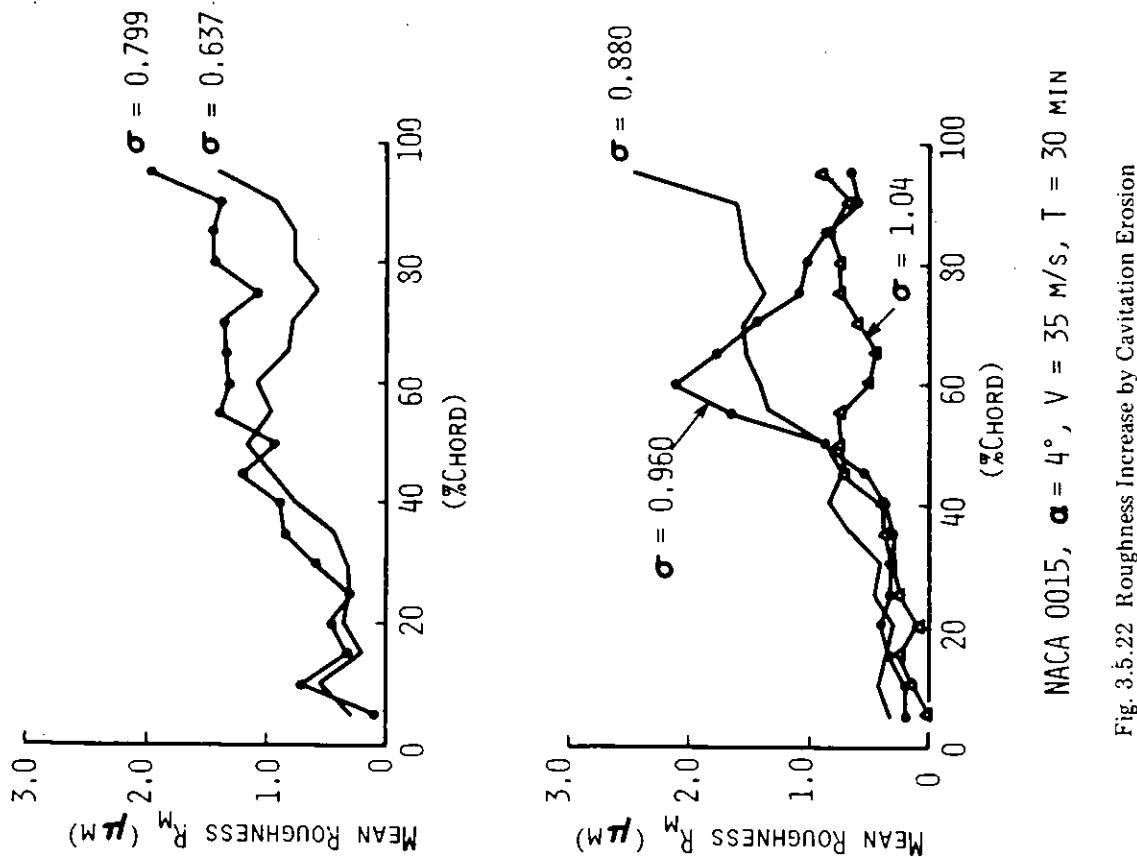


Fig. 3.5.22 Roughness Increase by Cavitation Erosion

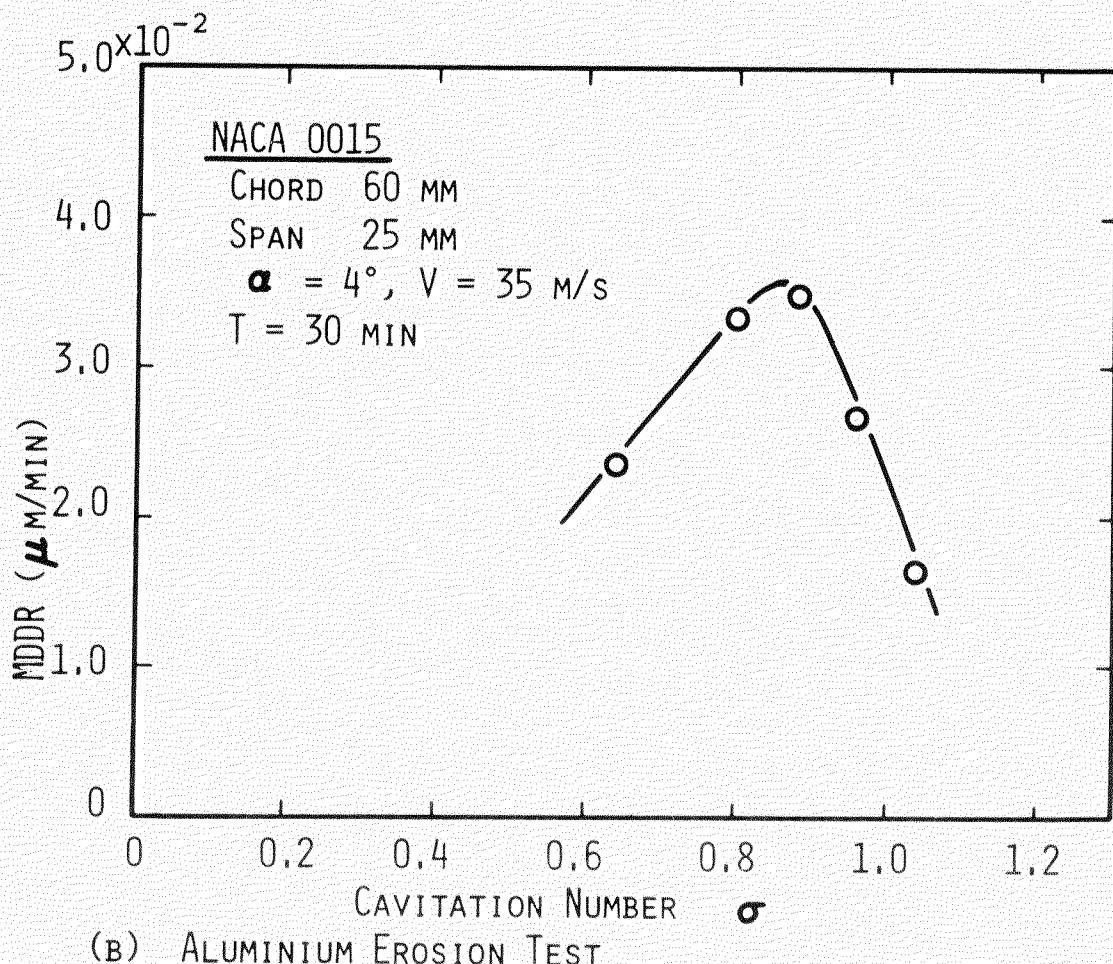
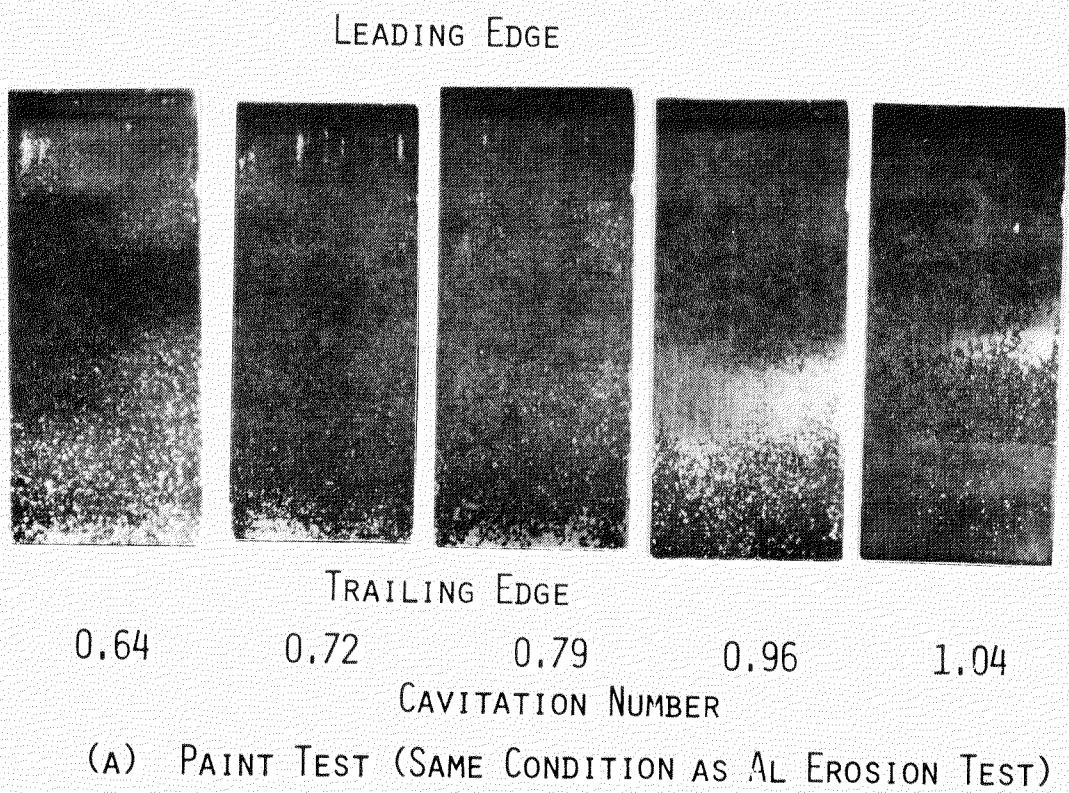
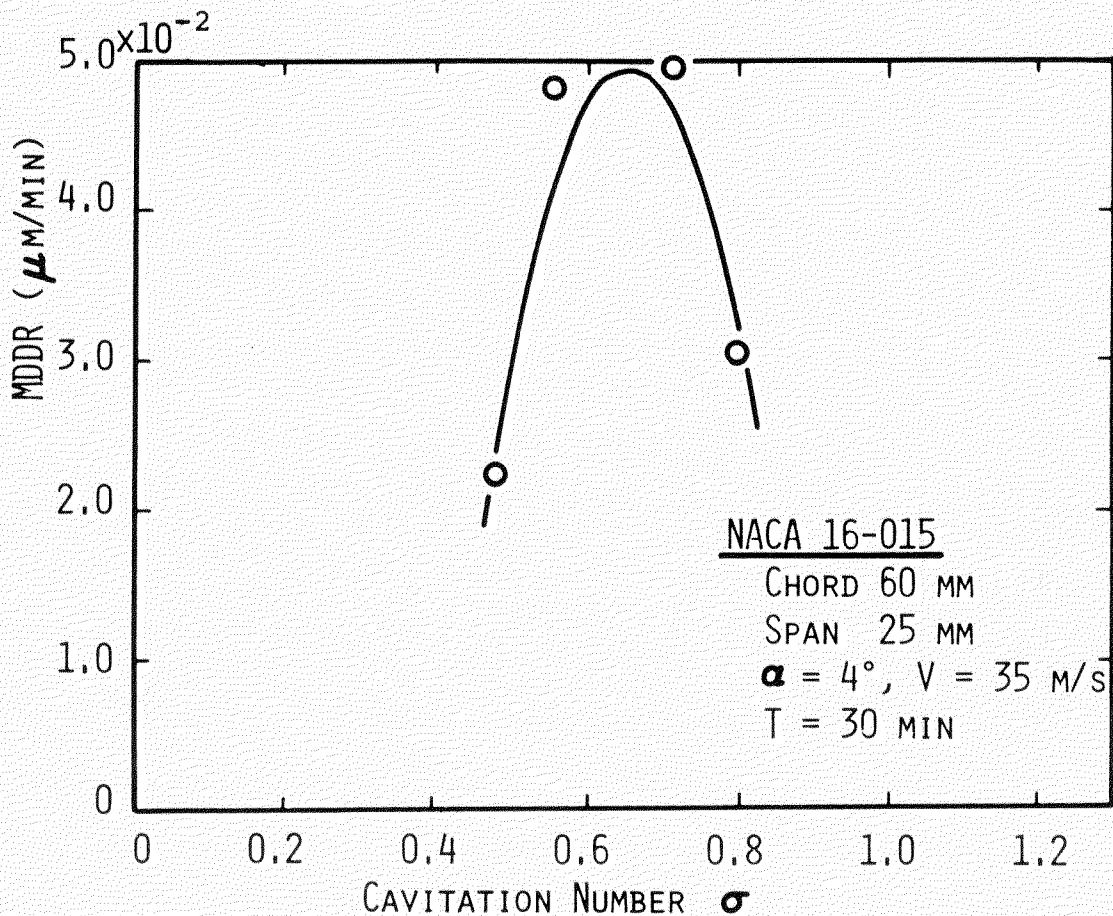
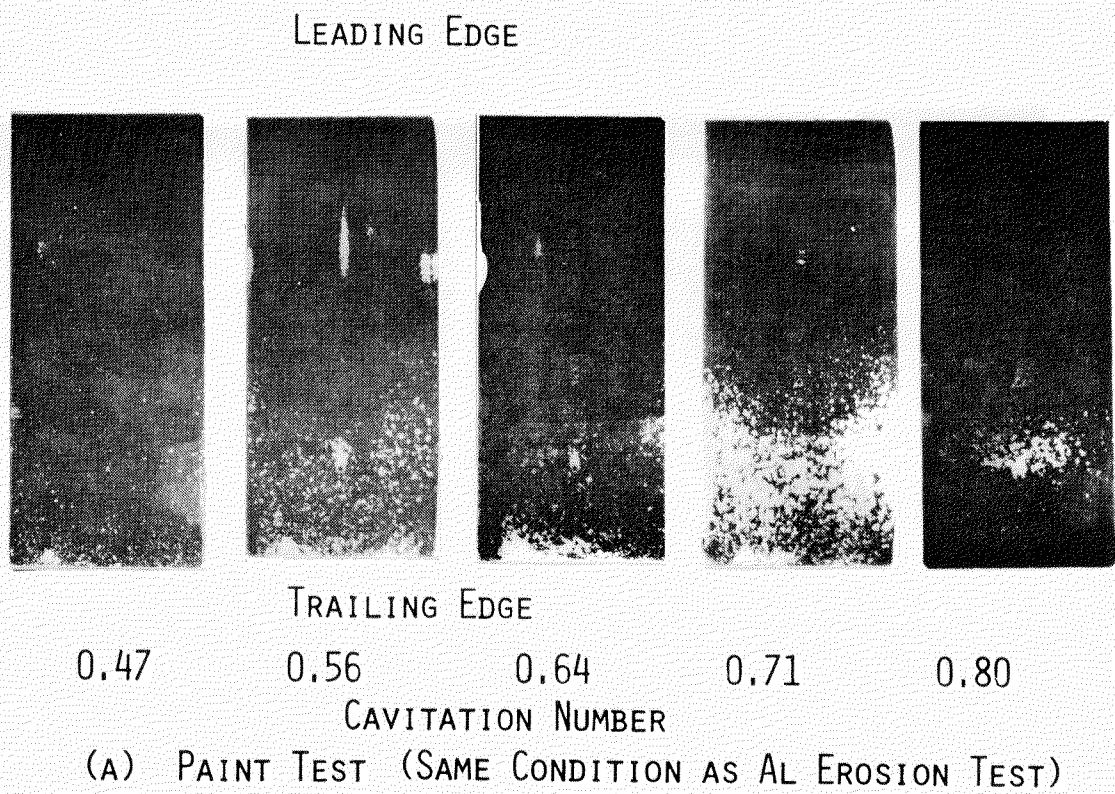


Fig. 3.5.23 Erosion Test Result: NACA 0015



(B) ALUMINIUM EROSION TEST

Fig. 3.5.24 Erosion Test Result: NACA 16-015

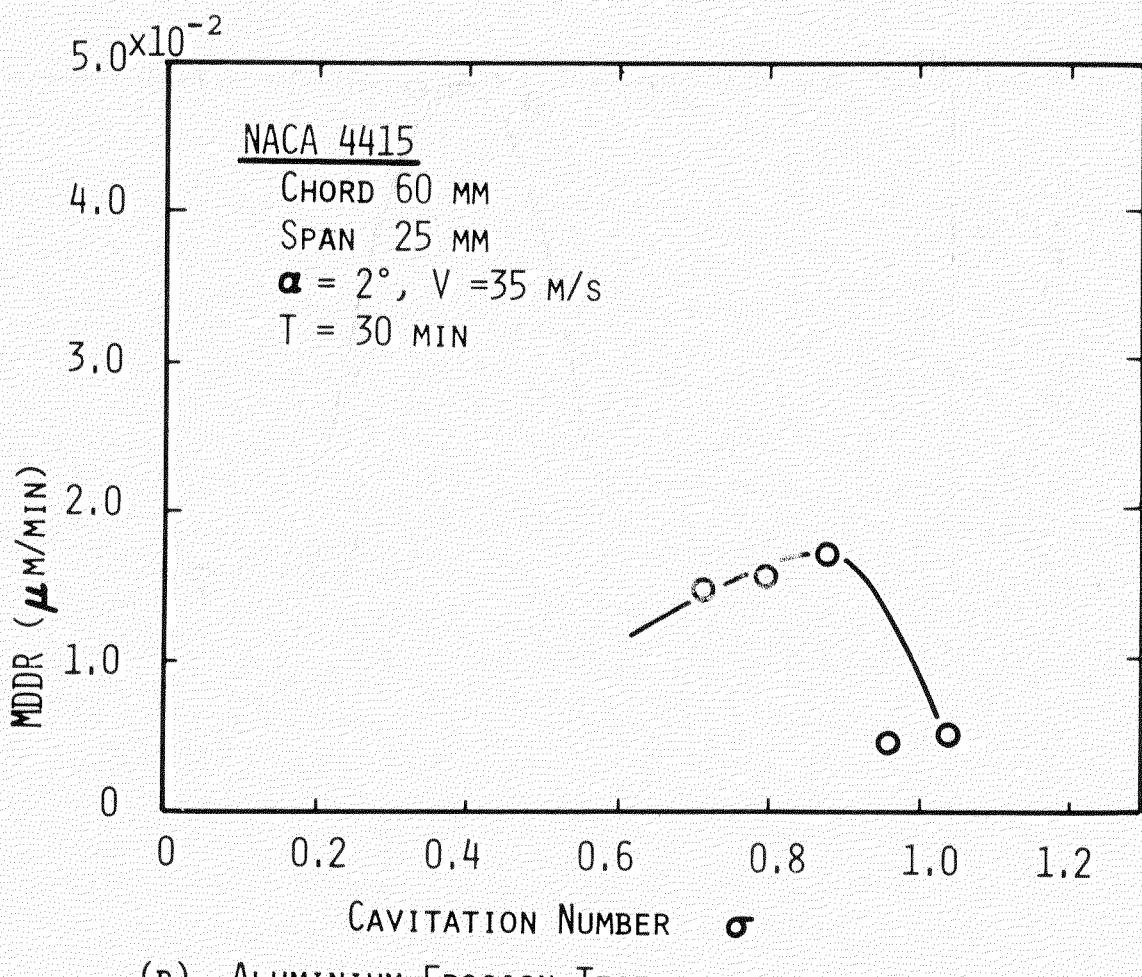
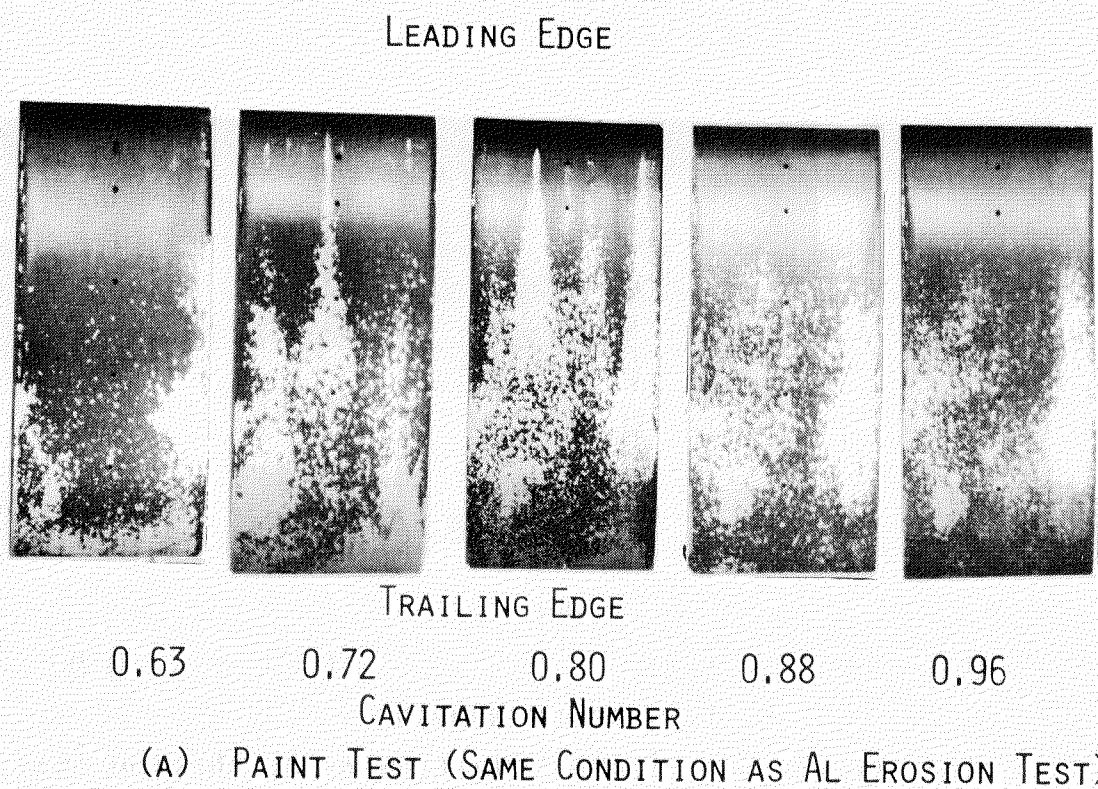


Fig. 3.5.25 Erosion Test Result: NACA 4415

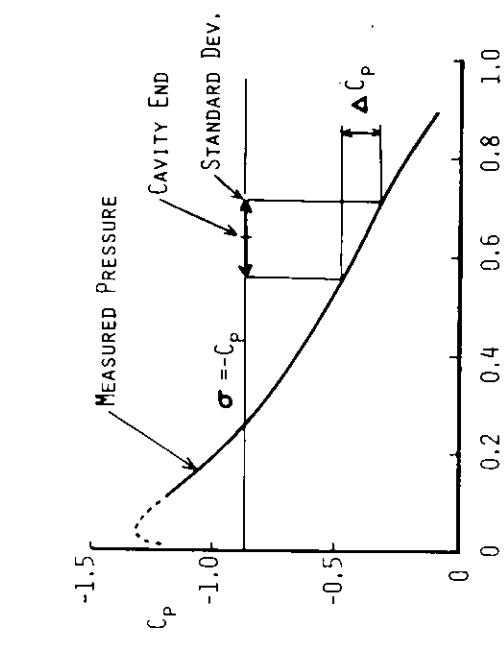


Fig. 3.5.26 Position of End Cavity at MDDR<sub>MAX</sub>  
(A) NACA 0015 ( $\alpha = 4^\circ$ )

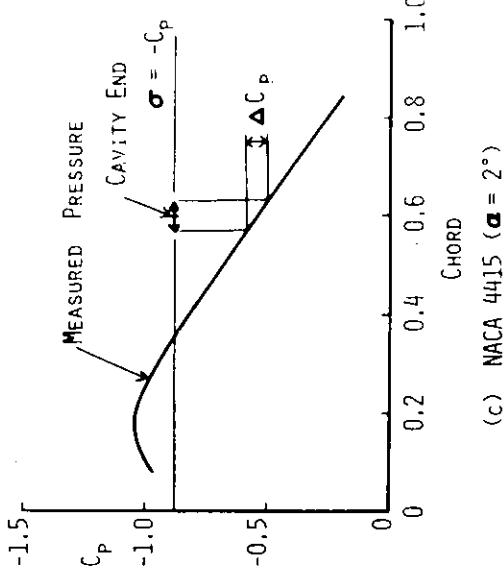


Fig. 3.5.26 Position of Cavity End at MDDR<sub>MAX</sub>  
(C) NACA 4415 ( $\alpha = 2^\circ$ )

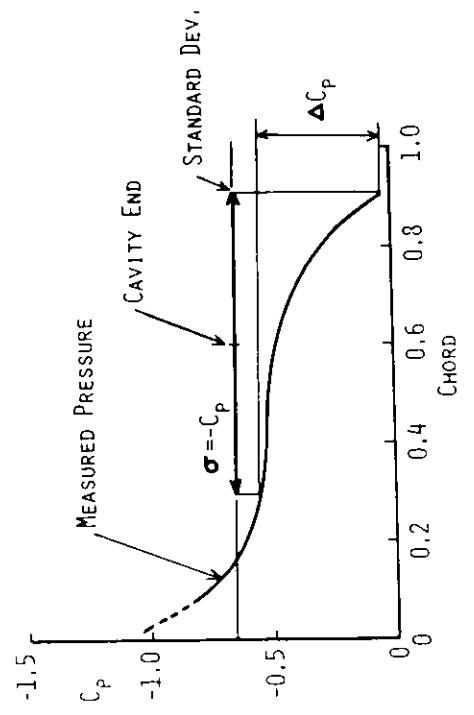


Fig. 3.5.26 Position of Cavity End at MDDR<sub>MAX</sub>  
(B) NACA 16-015 ( $\alpha = 4^\circ$ )

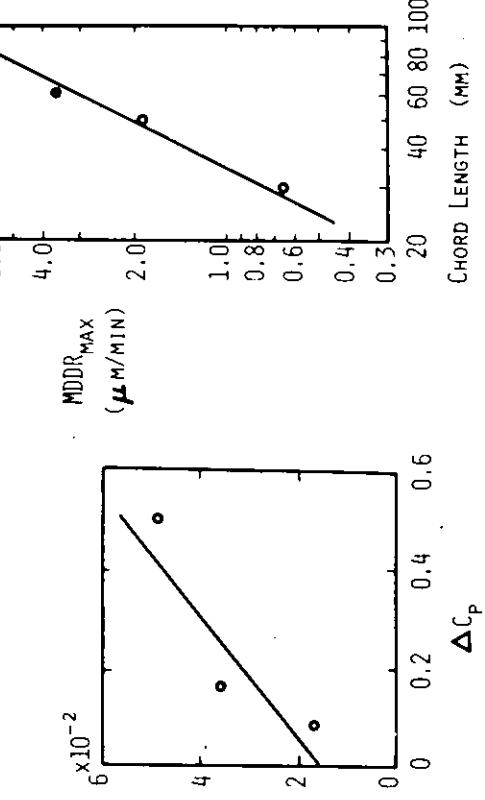


Fig. 3.5.27  $\Delta C_p$  vs. MDDR<sub>MAX</sub>

NACA 0015 Pure Aluminum  
 $\alpha = 4^\circ$   $V = 35 \text{ m/s}$

Fig. 3.5.28 Effect of Chord Length on Erosion

Fig. 3.5.28 Effect of Chord Length on Erosion

### 3.6 自航推進性能の理論計算

昭和52年度SR174模型船（A-2, L<sub>pp</sub> = 6 m, M.S. No 3522 + M.P. No 2185）及びその母船であるSR159模型船（A-1, L<sub>pp</sub> = 7 m, M.S. No 3330 + M.P. No 2171）を対象として、九大のプログラム<sup>1)</sup>を用いて、自航推進性能の理論計算を行ない、実験的に求められた自航推進性能と比較することにより、大直径プロペラを装備した船の推進性能が、どの程度理論計算によって予測されうるかを明らかにすることが本節の目的である。

船体及びプロペラ形状及び船体の抵抗性能、伴流分布（フルード数F<sub>n</sub> = 0.18）については、SR159の研究資料<sup>2)</sup>及びSR174の研究資料<sup>3)</sup>に示されているので、これらから計算に必要なデータを読みとり、入力データを作成する。

Fig. 3.6.1にA-1, A-2模型船の船尾、プロペラ及び舵の配置図を示す。A-2の場合は吊舵であるが、これを舵高さの中央における舵断面と弦長を持つ矩形舵（図中に点線で記入）で置きかえて計算を進める。船体形状が与えられると、Double Model Flowを表わす船体表面の吹出し分布が求められ、これは計算の簡単のため、プロペラと舵の作用によって変化しないと仮定しておく。Fig. 3.6.2はA-1, A-2の進行方向成分のみの伴流分布を示すがA-2の場合の方が円周方向の不均一度は大きい。

プロペラ単独性能の計算には、プロペラの有効ピッチ比及び翼数Nと翼弦長C( $r_i$ ) ( $r_i = (r_0 - r_b)/5 \times i + r_b$ ,  $i = 1 \sim 5$ ,  $r_0$ : プロペラ半径,  $r_b$ : ボス半径)との積NC( $r_i$ )の分布が必要であるが、これらの値をTable 3.6.1に示す。Fig. 3.6.3に2つのプロペラの単独性能について、実験と計算結果の比較を示す。全体的に良い一致が得られている。

Table 3.6.1 Effective Pitch Ratio and Radial Distribution of NC( $r_i$ )

	Effectue Pitch Ratio	NC( $r_i$ ) (m)				
		$i = 1$	2	3	4	5
A-1 Prop.	0.8125	0.22339	0.27781	0.30885	0.30977	0.22850
A-2 Prop.	0.9250	0.13691	0.19394	0.23610	0.24864	0.19527

Table 3.6.2に、日本造船技術センターで行なわれた自航試験（F<sub>n</sub> = 0.16, 満載状態）から求められた推進諸係数を示す。A-1, A-2の間で、 $1-t$ ,  $\eta_R$ はあまり変らず、A-2の方が $1-w_T$ が増すため、船殻効率 $\eta_T$ が減少するにもかかわらず、プロペラ効率 $\eta_0$ の増加が大きいために、推進効率 $\eta$ は大直径プロペラ装備のA-2の方が6.2%程度良くなっている。

Table 3.6.3～3.6.6にF<sub>n</sub> (= V /  $\sqrt{gL_{pp}}$ ) = 0.12, 0.14, 0.16, 0.18の場合のA-1, A-2（満載状態のみ）に対する計算結果を示す。伴流分布としては、Fig. 3.6.2のプロペラ面を周方向に36等分、半径方向に5等分して、各微小扇形の中での平均値を読みとり入力データとする。しかし、これらの曳航状態における伴流分布をプロペラ面内で平均した値は、公称伴流係数 $w_n$  (= 0.580 (A-1), 0.475 (A-2))であるが、これは、Table 3.6.2の有効伴流係数 $w_T$  (= 0.482 (A-1), 0.375 (A-2))とはかなりの差がある。そのため、そのまま入力データとすると実験結果と計算値の間に大きな差が生じ、性能の比較がしにくいため、 $w_T$ に入力の $w_n$ が一致するように、これらの比 (0.831 (A-1), 0.789 (A-2))を入力データの伴流分布に乗じて計算を行なっている。

H (Hull) + P (Propeller) は舵無し状態を、H + P + R (Rudder) は舵付き状態を表す。今模型船がフルード数F<sub>n</sub>、船速Vで進行するときの曳航抵抗から摩擦修正SFCを引いた抵抗がR<sub>T</sub>°であり、その状態で自航するときのP

Table 3.6.2 Experimental Propulsion Factors

	A-1	A-2
1-t	0.805	0.795
1-w <sub>T</sub>	0.518	0.625
$\eta_0$	0.475	0.604
$\eta_R$	0.985	1.005
$\eta_H$	1.554	1.272
$\eta$	0.727	0.772

ロペラ推力がTでトルクがQである。SFCは想定実船をLpp = 240 m (A-1), 192 m (A-2)とし, I.T.T.C. 1957 Line をベースにして,  $\Delta Cf$  は 0.00020 (A-1), 0.00025 (A-2)として求める。

$F_{RX}$  は舵に働く抗力で,  $D_2$  は舵の摩擦抗力,  $D_3$  は厚みのある舵が, 速度勾配のある流れの中にあるために生ずる抗力,  $F_s$  は前線推力であり, これらの間には,  $F_{RX} = D_2 + D_3 - F_s$  の関係がある。

自航状態の T, Q と  $R_T^{\circ}$  及びプロペラ単独性能を用いて解析された推進諸係数が  $J$  (前進常数) ~  $\eta$  である。プロペラ回転数 n 及び伝達馬力 DHP は想定実船 (Lpp = 192 m) へ換算したもので, EHP /  $\eta$  は, 実船へ換算された有効馬力 EHP を英國式に模型船の  $\eta$  で割って求めた伝達馬力である。

舵の抗力が推力減少に占める割合は, A-1 の方が大きく, 舵の存在による  $\eta$  の向上は望めないが, A-2 では, 0.01 程  $\eta$  が向上する。推進諸係数を比べると, 大直径プロペラ装備の A-2 の方が,  $\eta_H$  で損をしているが  $\eta$  の得の方が大きいため, 推進効率で約 15% 得をしていることが分り, これは Table 3.6.2 の実験結果と定性的に一致している。実船の DHP の比較では約 10% の馬力節減となっている。 $\eta_R$  は A-2 の方が大きいが, これは伴流の不均一性が大きいことによるものと考えられる。

Table 3.6.7 は, 不均一伴流を平均的な均一伴流と仮定して計算した場合の影響を調べるために, 計算された舵付模型船の結果である。これと Table 3.6.3 ~ 3.6.6 とを比べると, 均一伴流とした場合の方が, 前線推力  $F_s$  の減少のために舵の抗力が増加し, 推力減少を増加させ, 一般に推進効率をわずかに劣化させ, DHP で 2 % 程の増加となっている。しかし A-1 と A-2 の推進性能の定性的な傾向は変わらないので, 想定実船 (Lpp = 192 m) に対する計算は均一伴流分布として行なうこととする。

想定実船の推進性能の計算を行なう場合, 実船の伴流係数を求めねばならないが, それには矢崎の図<sup>4)</sup>を用いて,  $(1 - w_s) / (1 - w_m) = 1.19$  (A-1), 1.12 (A-2) として,  $w_s (= w_n) = 0.384$  (A-1), 0.300 (A-2) と求めて, 均一伴流分布として計算する。その結果を Table 3.6.8 に示す。この場合も模型船の場合と同じような推進諸係数の傾向があり, A-2 の方が DHP で約 10% 程馬力節減となっている。一方実験からの換算値<sup>3)</sup>では, 約 8% の馬力節減となっている。

Table 3.6.3 ~ 3.6.6 及び Table 3.6.8 の n と DHP を, 日本造船技術センターでの実験からの換算値と比較して, Fig. 3.6.4 に示す。計算値の方が n, DHP とも大き目に出ているが, 少くとも定性的には一致していると云える。

以上の理論計算結果と実験結果との比較により, 理論計算によても大直径プロペラを装備した A-2 の推進性能が向上すること及び DHP の節減も実験から推定した場合と略同じであることが分った。

## 参 考 文 献

- 1) 中武一明, 有村文男, 山崎隆介, “推進性能に及ぼす舵の影響”西部造船会会報, 第 55 号, 昭和 53 年 3 月
- 2) SR 159, 研究資料 No. 273, 昭和 52 年 3 月
- 3) SR 174, 研究資料 No. 302, 昭和 53 年 3 月
- 4) 関西造船協会編, “造船設計便覧”第 3 版, P. 409

Table 3.6.3 Calculated Results for  $F_n = 0.12$  (Non-Uniform Wake)Table 3.6.4 Calculated Results for  $F_n = 0.14$  (Non-Uniform Wake)

	A-1 (SR159)	A-2 (SR174)		
	H+P	H+P+R	H+P	H+P+R
V ( $m/sec$ )	0.994	0.920	V ( $m/sec$ )	1.160
$R_T^\circ$ ( $k_f$ )	1.6772	1.0950	$R_T^\circ$ ( $k_f$ )	2.2826
SFC ( $k_f$ )	0.8893	0.5667	SFC ( $k_f$ )	1.1633
T ( $k_f$ )	2.0109	2.0990	T ( $k_f$ )	2.8169
Q ( $k_f \cdot m$ )	0.053241	0.053531	Q ( $k_f \cdot m$ )	0.073464
$F_{Rx}$ ( $k_f$ )	0	0.0257	$F_{Rx}$ ( $k_f$ )	0
$D_2$ ( $k_f$ )	0	0.0184	$D_2$ ( $k_f$ )	0
$D_3$ ( $k_f$ )	0	0.0685	$D_3$ ( $k_f$ )	0
$F_S$ ( $k_f$ )	0	0.0711	$F_S$ ( $k_f$ )	0
J	0.351	0.338	J	0.351
1-t	0.810	0.799	1-t	0.810
$1 - w_T$	0.525	0.504	$1 - w_T$	0.525
$\zeta_o$	0.4443	0.430	$\zeta_o$	0.4443
$\zeta_R$	1.003	1.003	$\zeta_R$	1.003
$\zeta_H$	1.642	1.687	$\zeta_H$	1.642
$\zeta$	0.685	0.684	$\zeta$	0.686
$w_n$	0.482	0.374	$w_n$	0.482
n ( $r_p m$ )	83.406	83.067	n ( $r_p m$ )	97.007
DHP (PS)	3609.2	35149.1	DHP (PS)	5572.5
EHP/2 (PS)	3254.1	3258.8	EHP/2 (PS)	5134.8

Table 3.6.5 Calculated Results for  $F_n = 0.16$  (Non-Uniform Wake)

	A-1 (SR159)	A-2 (SR174)		
	H+P	H+P+R	H+P	H+P+R
$\bar{V}$ ( $m/sec$ )	1.3250	1.2269		
$R_T^\circ$ ( $kg$ )	3.0217	1.9547		
SFC ( $kg$ )	1.4664	0.9815		
T ( $kg$ )	3.7281	3.7785	2.3791	2.3784
Q ( $kg\cdot m$ )	0.095775	0.096371	0.071837	0.071419
$F_{Rx}$ ( $kg$ )	0	0.0459	0	0.0079
$D_2$ ( $kg$ )	0	0.0509	0	0.0300
$D_3$ ( $kg$ )	0	0.1233	0	0.0528
$F_S$ ( $kg$ )	0	0.2283	0	0.0749
J	0.349	0.336	0.511	0.504
$1-\xi$	0.810	0.800	0.822	0.822
$1-W_T$	0.525	0.504	0.634	0.621
$\zeta_o$	0.441	0.428	0.588	0.583
$\zeta_R$	1.002	1.003	1.016	1.017
$\zeta_H$	1.543	1.588	1.297	1.324
$\zeta$	0.682	0.681	0.716	0.785
$W_n$	0.482	0.374		
$n$ ( $r.p.m$ )	111.742	111.290	112.210	
DHP ( $ps$ )	8455.9	8467.0	7651.4	7560.5
EHP/ $\eta$ ( $ps$ )	7851.8	7862.0	6731.9	

Table 3.6.6 Calculated Results for  $F_n = 0.18$  (Non-Uniform Wake)

	A-1 (SR159)	A-2 (SR174)		
	H+P	H+P+R	H+P	H+P+R
$\bar{V}$ ( $m/sec$ )	1.492	1.4910		
$R_T^\circ$ ( $kg$ )	3.9606	3.9606		
SFC ( $kg$ )	1.8012	1.8012		
T ( $kg$ )	4.9428	4.9428	3.1507	3.1281
Q ( $kg\cdot m$ )	0.12499	0.12499	0.098749	0.098749
$F_{Rx}$ ( $kg$ )	0	0	0.0590	0
$D_2$ ( $kg$ )	0	0	0.0613	0
$D_3$ ( $kg$ )	0	0	0.1616	0
$F_S$ ( $kg$ )	0	0	0.1687	0
J	0.345	0.332	0.503	0.497
$1-\xi$	0.812	0.801	0.820	0.824
$1-W_T$	0.524	0.503	0.634	0.621
$\zeta_o$	0.437	0.423	0.583	0.577
$\zeta_R$	1.002	1.003	1.016	1.017
$\zeta_H$	1.545	1.591	1.299	1.327
$\zeta$	0.676	0.676	0.718	0.778
$W_n$	0.482	0.374		
$n$ ( $r.p.m$ )	127.45	126.84	23.051	22.450
DHP ( $ps$ )	12580	12594	11521	11363
EHP/ $\eta$ ( $ps$ )	11718	10340	10199	

Table 3.6.7 Calculated Results for Models (Uniform Wake)

	A - 1 (SR 159)				A - 2 (SR 174)			
$F_n$	0.12	0.14	0.16	0.18	0.12	0.14	0.16	0.18
$V$ ( $m/sec$ )	0.994	1.160	1.3250	1.4910	0.930	1.0735	1.2269	1.3803
$R_T^o$ ( $kg$ )	1.6724	2.2826	3.0217	3.9166	1.0950	1.4777	1.9547	2.5929
$SFC$ ( $kg$ )	0.2293	1.1633	1.4664	1.8012	0.5167	0.7396	0.9315	1.1419
$T$ ( $kg$ )	2.1120	2.3744	3.2016	3.9766	1.3492	1.8214	2.4079	3.1865
$Q$ ( $kg \cdot m$ )	0.053464	0.093317	0.096898	0.121124	0.24694	0.374617	0.472332	0.590457
$F_{Rx}$ ( $kg$ )	0.0204	0.0414	0.0543	0.0692	0.0128	0.0175	0.0227	0.0279
$D_2$ ( $kg$ )	0.0281	0.0382	0.0504	0.0641	0.0173	0.0234	0.0308	0.0396
$D_3$ ( $kg$ )	0.0615	0.0904	0.1197	0.1418	0.0283	0.0383	0.0505	0.0616
$F_S$ ( $kg$ )	0.0641	0.0873	0.1152	0.1421	0.0328	0.0443	0.0566	0.0708
$J$	0.333	0.333	0.333	0.333	0.227	0.498	0.500	0.490
$1-t$	0.794	0.794	0.795	0.796	0.812	0.811	0.812	0.814
$1-W_F$	0.496	0.496	0.496	0.496	0.613	0.613	0.613	0.612
$\eta_o$	0.425	0.425	0.423	0.418	0.578	0.579	0.578	0.576
$\eta_R$	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000
$\eta_H$	1.601	1.601	1.603	1.607	1.325	1.324	1.325	1.329
$\eta$	0.480	0.480	0.477	0.472	0.766	0.767	0.766	0.760
$W_n$	0.482 (Uniform)				0.374 (Uniform)			
$n$ (r.p.m.)	83.000	93.836	111.202	121.741	53.019	62.910	72.185	82.425
$DHP$ (PS)	3534.1	5112.3	8514.3	12444.3	3269.6	5102.8	7749.5	11640
$EHP/2$ (PS)	3278.0	5102.8	7909.3	11787.8	2894.9	4746.1	6900.5	10449

Table 3.6.8 Calculated Results for Full-Scale Ships (Uniform Wake)

	A-1 (SR 159)			A-2 (SR 174)		
$F_n$	0.12	0.14	0.16	0.18	0.12	0.14
$V$ ( $m/sec$ )	5.205	5.073	4.940	2.808	5.205	5.073
$V_s$ ( $kt$ )	10.118	11.805	13.490	15.178	10.118	11.805
$R_T^\circ$ ( $kg$ )	32114	43677	57873	76082	31965	43087
$T$ ( $kg$ )	39924	54305	71899	94339	39142	52754
$Q$ ( $kg/m$ )	28984	39429	52131	68131	29134	35463
$F_{ex}$ ( $kg$ )	694.10	944.86	1234.9	1690.0	516.70	773.41
$D_2$ ( $kg$ )	574.55	781.75	1031.3	1341.5	574.15	777.33
$D_3$ ( $kg$ )	1196.9	1628.0	2156.3	2831.8	825.21	1110.9
$F_s$ ( $kg$ )	1077.4	1484.9	1948.1	2583.3	830.87	1114.8
$J$	0.391	0.395	0.393	0.388	0.556	0.558
$1-t$	0.804	0.804	0.805	0.806	0.817	0.817
$1-W_T$	0.594	0.594	0.594	0.594	0.486	0.487
$2_o$	0.485	0.485	0.483	0.478	0.619	0.632
$2_R$	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000
$2_H$	1.354	1.354	1.355	1.359	1.190	1.190
$2$	0.657	0.657	0.655	0.650	0.739	0.740
$W_{ns}$	0.384 (Uniform)			0.300 (Uniform)		
$n$ (rpm)	83.475	91.889	112.34	125.06	54.246	13.102
$DHP$ (ps)	3394.4	4866.3	8177.4	12189	3002.1	4712.2

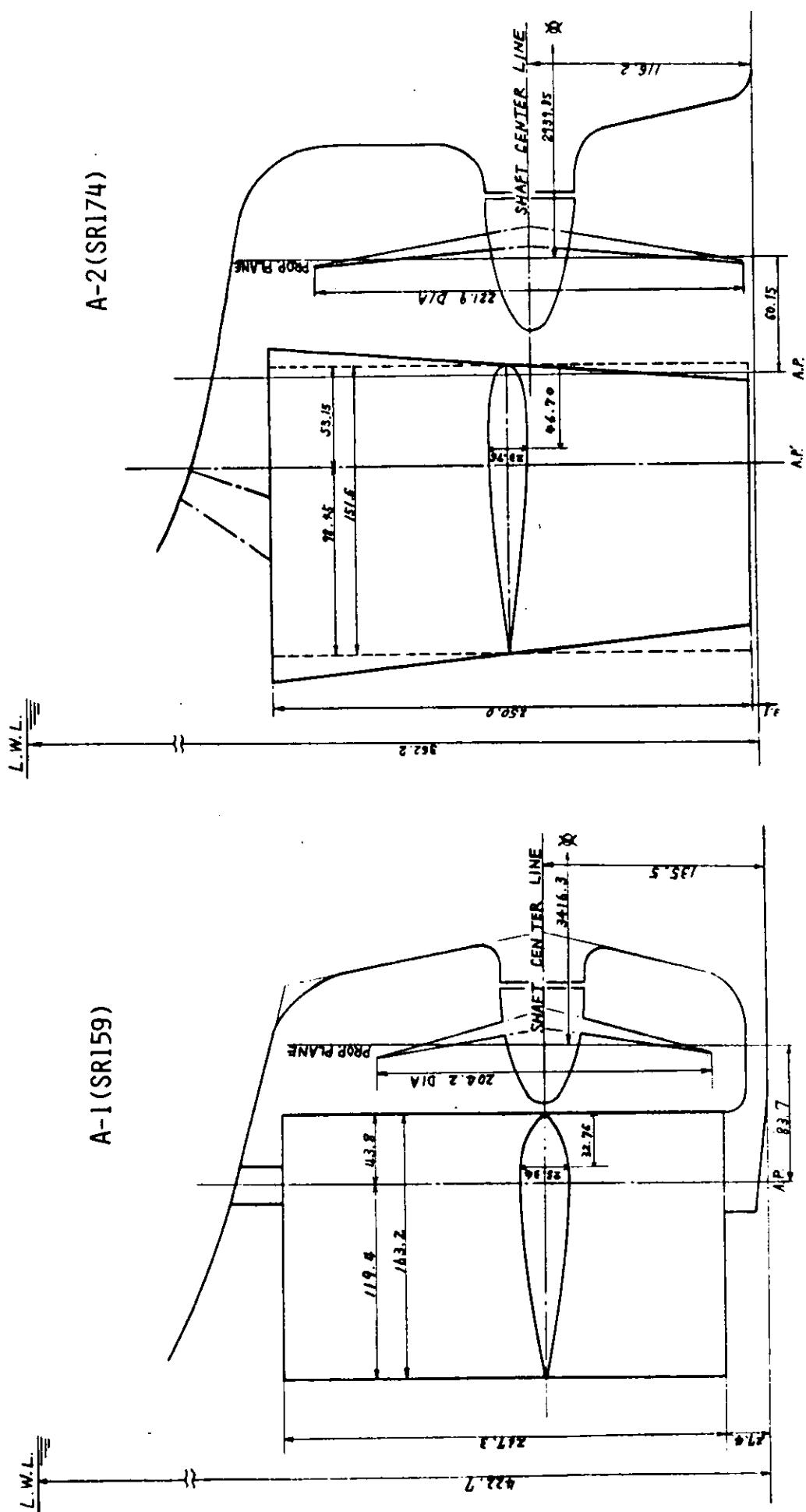


Fig. 3.6.1 Stern Frames, Propellers and Rudders of A.1 and A.2

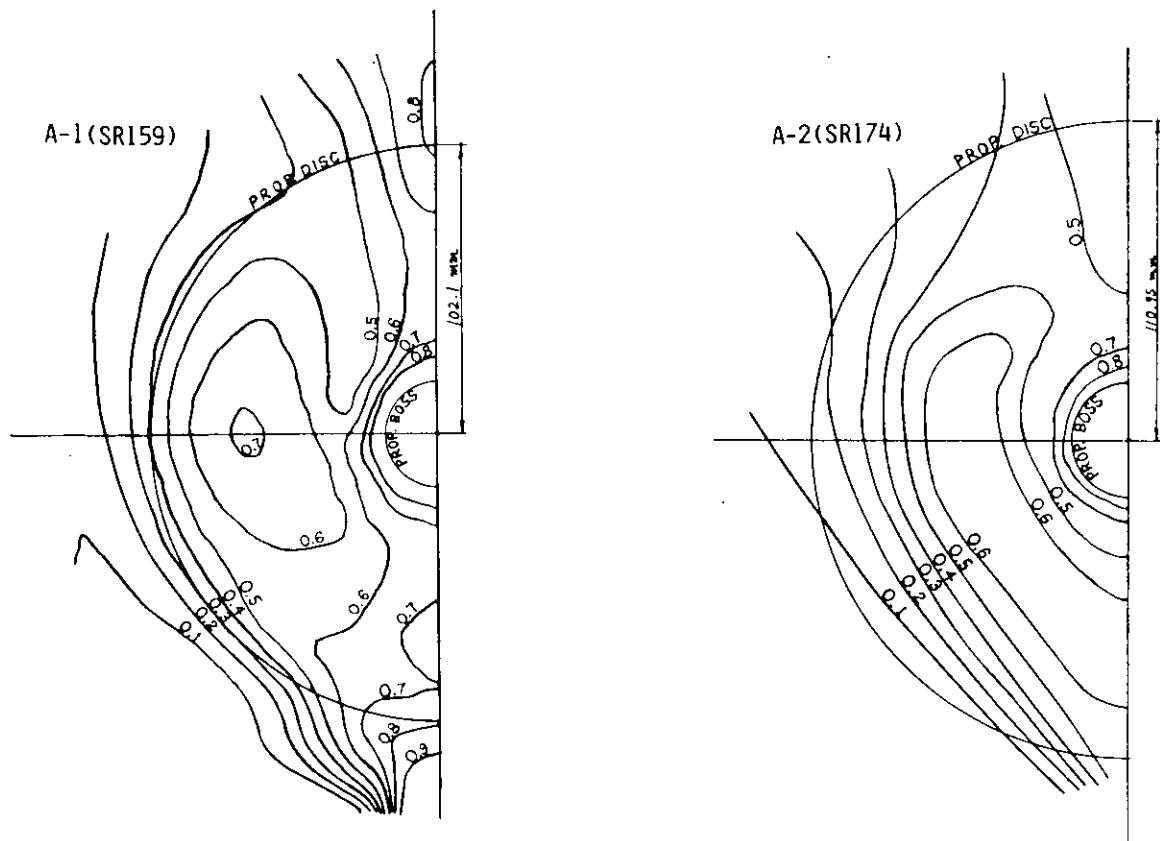


Fig. 3.6.2 Wake Distributions of Models A-1 and A-2

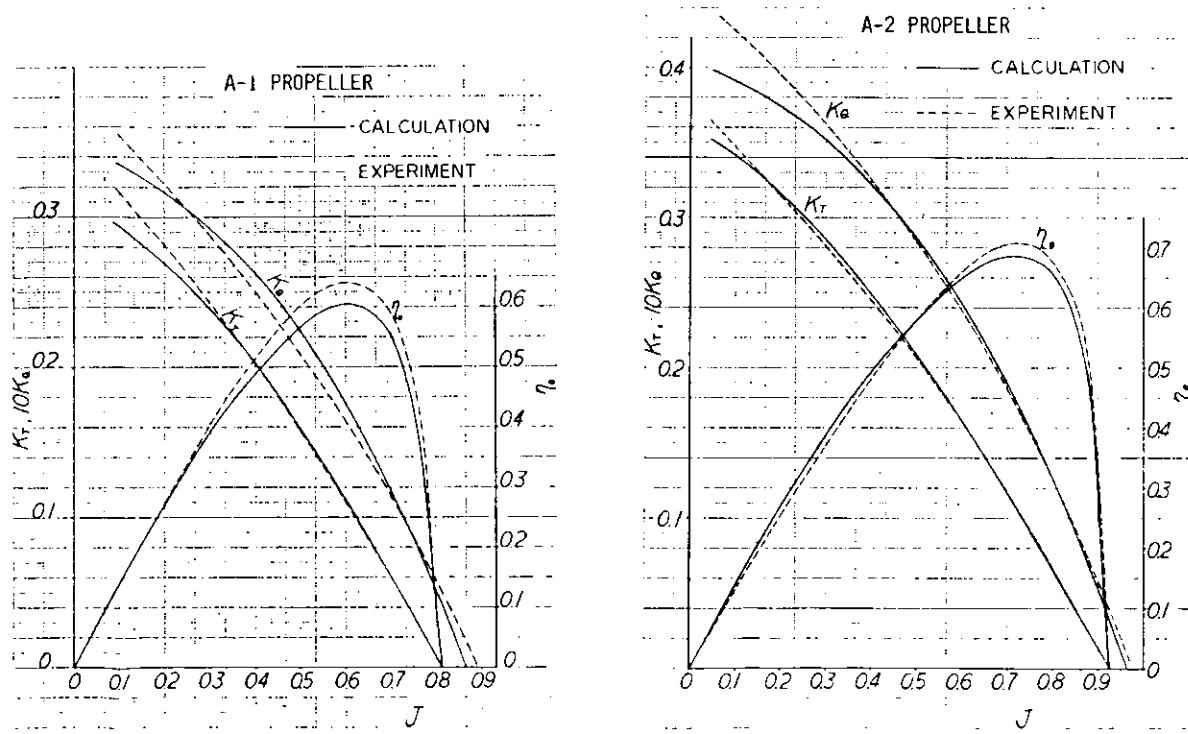


Fig. 3.6.3 Propeller Open Charts for A-1 and A-2 Propellers

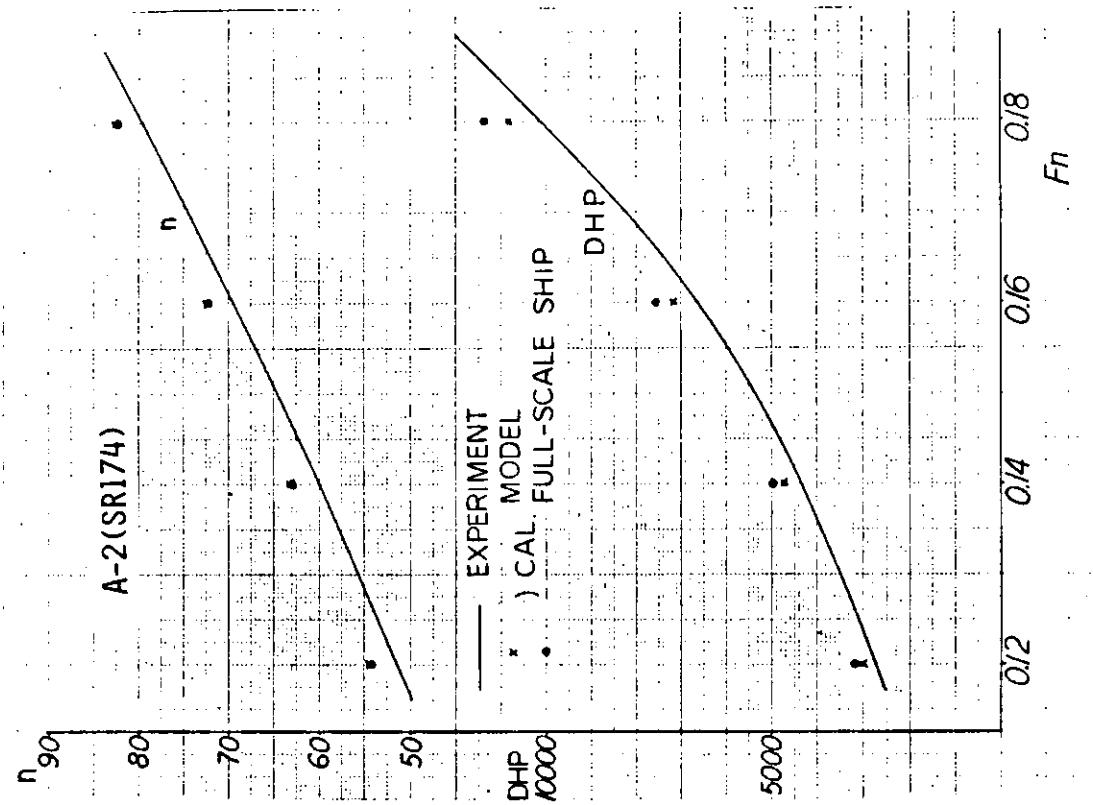
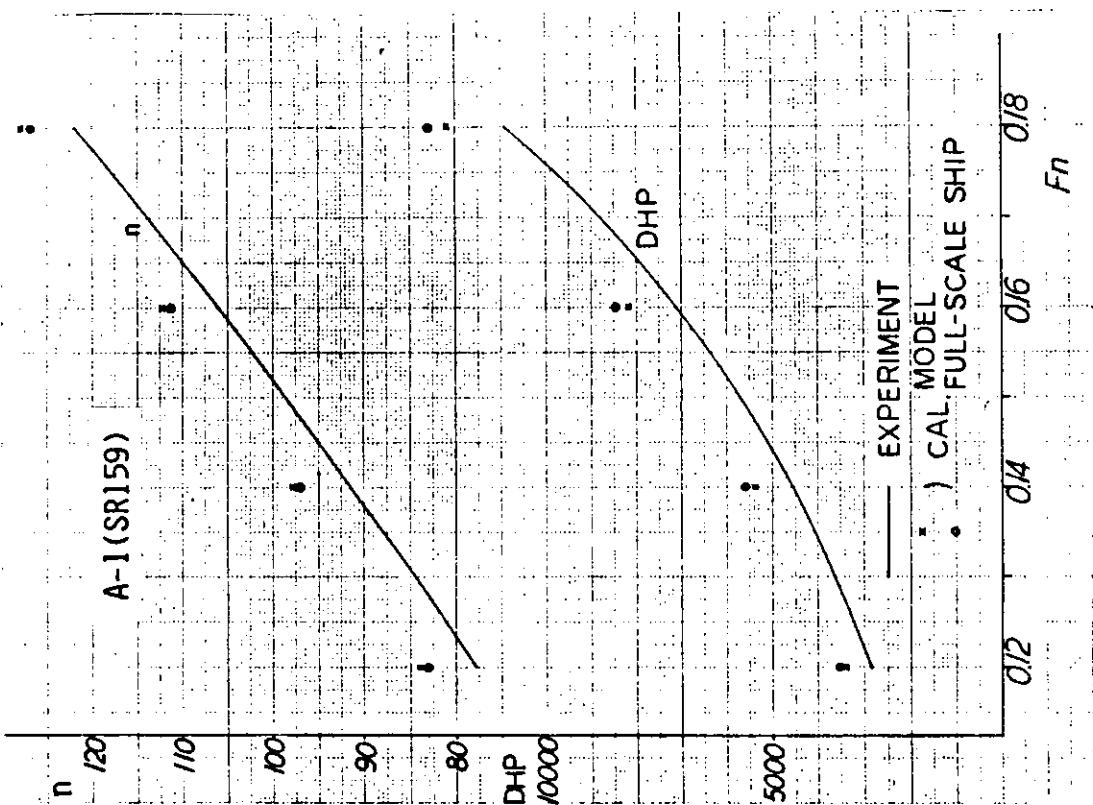


Fig. 3.6.4 Comparisons of DHP and n Curves for FullScale Ships

### 3.7 考 察

53年度は、プロペラに関する広範囲な研究を行ったが、その結果を考察すると次のようになる。なお、52年度から継続して行ったペアリング・フォースと圧力分布の計算については、52年度の計算結果をも参考にしながら考察する。

#### 3.7.1 ペアリング・フォース

- (1) 52年度において、ペアリング・フォースの計算を行ったA-1船型についてのペアリング・フォースの計測結果によれば、変動成分に関しては、計算結果とよい一致が得られた。従って、理論計算により得られたペアリング・フォースの資料は、実験の裏付けがあるといった意味から有益である。また、ペアリング・フォース計測技術の難しさを考えると、実験的にも貴重な資料が得られたと言ってよい。
- (2) 在来船と低回転大直徑プロペラ船との比較については、一般的にはプロペラ直徑が大きくなるとプロペラ面内の速度変化が著しくなり、このためペアリング・フォースは大きくなる傾向がみられる。この傾向は、A船型の場合もまたB船型の場合にもあらわれている。

#### 3.7.2 サーフェス・フォース（変動圧力）

プロペラ上方における外板での変動圧力計測結果から、B-4船型の方が変動圧力の振幅が大きく、振動面では、やや悪条件下にあることが分かった。またB-4船型について、模型実験結果から推定された実船での変動圧力は、プロペラ上方で、[Full, 85% MCR]の場合には $1.4 \text{ ton/m}^2$  (single)程度と考えられる。しかし、大直徑プロペラ採用に伴うTip Clearanceの減少から、Propeller - Hull Vortex Cavitationの発生が心配されたが、今回の実験に関する限りその発生はみられなかった。

変動圧力すなわちサーフェス・フォースの問題は、プロペラキャビテーションとの関連において調べられなければならない。この点については、3.7.3で述べることにする。

#### 3.7.3 プロペラ・キャビテーション

- (1) キャビテーション発生範囲の翼面積に対する比率は、A船型についての計算では、大直徑プロペラの方が悪かったが、B船型についての計算および実験では、大直徑プロペラの方が良好であった。従って、在来船と大直徑プロペラ装備船に対するキャビテーション性能の優劣については、一般的な結論を出せる段階ではない。なお、キャビテーションの発生範囲の理論計算（“揚力不变法”）結果は、定性的には実験結果と一致する傾向を示したが、さらに理論計算法の前提条件に留意しつつ、その活用をはかることが望まれる。
- (2) B-4船型の模型船伴流分布中および推定実船伴流分布中のキャビテーション実験では、肥大船のプロペラによく生ずる翼後縁附近でのキャビティの崩壊は観察されず、従って後縁の曲損および欠損が発生する可能性は少ない。また、キャビテーションパターンは、著しく不安定であった。
- (3) 船後におけるキャビテーションとワイヤメッシュ法によるキャビテーションを比較すると、キャビティが最大となるときの面積およびキャビティが前縁に向かって消滅してゆく状況は両試験法とも同じであることが分かった。また、キャビテーション・パターンの不安定も共通であった。しかしキャビティの崩壊する位置は異なっており、ワイヤメッシュ後方の場合は、翼弦中央付近であるが、船後では、このような現象は見られない。これは伴流分布の差異によるものとも考えられるが、試験法をも含めて今後検討を行う必要がある。

#### 3.7.4 キャビテーションの発生範囲およびエロージョンの推定

- (1) 相似の大形と小形の2次元定常翼形を用いてのキャビテーションが発生した時の圧力分布計測結果を比較すれば、側壁影響を考えるとほぼ一致する。大形の場合について、空洞理論による計算結果と実験結果とを比較すれば、粘性の影響が少ない翼形に対しては、両者はほぼ一致する。しかしながら、キャビティ形状については一致しない。
- (2) 数種の2次元定常翼についてのキャビテーション試験から、翼厚が大きい場合には、キャビティ長さの変動が大きいことが分かった。船用プロペラの場合には、一般に翼厚がこれより薄いので、このような現象は少ないと

考えられる。しかし今回得られた資料は、今後の研究に対して貴重な資料となる。

- (3) 実験により得られたキャビティの長さは、“揚力不变法”により求められた長さとはほぼ一致する。しかし、翼型によっては、キャビテーションの発生により揚力が大幅に増加する場合がある。このような翼型には揚力不变法をそのまま適用することはできない。EMAU翼型はその一例である。
- (4) 2次元定常翼を用いてのエロージョン試験およびペイントテストの結果によれば、エロージョンが最大となる位置とペイントが最も剥れる位置とはかなりよく対応する。今後、それぞれの特長を利用してプロペラの実験に応用されることが望まれる。
- (5) エロージョン試験の結果によれば、侵蝕増加率(MDDR)は、あるキャビテーション係数 $\sigma$ で最大となる。またキャビティ長さの変動に伴なう圧力変化 $\Delta C_p$ が大きい翼型ほどMDDRが大きくなる傾向が見られた。さらに実船のプロペラのエロージョンに適用できる推定法を確立するためには、今回のような基礎的研究とともに、実船でのエロージョン試験が必要であろう。

### 3.7.5 自航推進性能の理論計算

53年度は、52年度に実験したA-1船型、A-2船型について自航推進性能の理論計算を行った。この結果、大直徑プロペラを採用することにより、馬力を約10%節減し得ることが分かった。

実験では、約8%という値が得られている。すなわち、理論計算値と実験値とはよく一致している。このことはA-2船型程度の船尾形状変化であれば、大直徑プロペラの場合でも、自航推進性能が、理論計算によりかなりの精度で求められることを意味している。

## 4. 結 言

### 4.1 成 果

53年度における試験研究の成果のうち主要なるものを挙げると、次のとおりである。

- (1) パナマックス船型に関して、プロペラの低回転大直徑化の効果を，在来の船型を大幅に変更しないという条件下に作成した線図を持つ船型（B-4）と在来船型（B-1）との比較を行ったところ、MCRのプロペラ回転数を122RPMから65RPMに減少させることによって、想定実船における推進係数の改善は、満載状態で約12%，バラスト状態で約16%となった。
- (2) 52年度の研究成果を併せ考えると、プロペラの低回転大直徑化に対しては、原船型を大幅に変更するような船型によらなくても、有効馬力の増加をほとんど無にして、伝達馬力の節減を図ることができ、しかも、その節約量は、満載状態で10%以上、バラスト状態で12%以上を期待することは比較的容易であることが判った。
- (3) プロペラの低回転大直徑化に伴うプロペラ効率向上の長所を減殺するものは、船体効率の低下である。伴流利得を増加し、かつ伴流がプロペラ面内で均一化するような船尾形状を、抵抗の増加なしに創出できれば、その効果は大きい。

そのための基礎資料として、在来船型と異なる船尾形状を持った小型模型船の水槽試験結果および船尾流場に関する三次元境界層理論の精密化が有用であろう。

- (4) 伴流利得を狙った特殊船尾形状を数種考案し、そのうちの代表的なものについて、回流水槽で抵抗試験、伴流計測および流線観測を行った。その結果は、この種船型の船型設計時に期待した特色を多少の差はあるにしても、各船型とも示した。

のことから、伴流利得船型の設計上の指針が得られるととも、在来船型を伴流利得型に近づける際の留意事項が導かれる。

- (5) P-T型、BV型およびT-BV-T型の3種の船型のなかでは、抵抗、伴流の面からみて、P-T船型が最良であった。
- (6) 三次元境界層理論により船尾流場を予測するための原理的な問題点すなわち、断面上の境界層の問題および剥離渦が外部流に与える影響の問題の2点が指摘され、論ぜられた。
- (7) 非定常揚力面理論を用いて、パナマックス船型におけるプロペラの直徑の大小によるペアリング・フォースおよび圧力分布の計算を行った。

その結果によると、対数特異性の処理や標点数の調整を適当にやることにより、KSL法（神戸製鋼所）およびSRI法（船舶技術研究所）とも、プロペラの単独性能は実験値に近い結果を与えるが、プロペラ翼面上の圧力分布には、両計算法の間に、差がみられる。

また、伴流の値として、実船のものを入力すると、模型のものを入力して計算した場合にくらべて、ペアリング・フォースは、前者の方が1.5～4倍程度大きな値を示す。

- (8) 昭和52年度船型（A-1）について行なわれたペヤリング・フォースの計算結果を、実験により比較検討したところ、水平方向、垂直方向の力は大きさおよび位相とともにほぼ一致し、前進方向の力は大きさも位相もあり一致せず、また垂直軸まわりおよび水平軸まわりのモーメントは大きさはあまり合わないが、位相は良く合っており、トルク変動は大きさも位相もあまりよく合っていなかった。

しかし、総体的にみると、両者の一致の程度は実用上有効であり、計算結果は、実用に役立つものと思われる。

(9) パナマックス船型B-1およびB-4の2種について、大型キャビテーション水槽で模型船を用いるキャビテーション試験および船尾変動圧力の計測を行った。

それによると、船型によるプロペラ・キャビテーションの発生状況や現象に差があることが示され、また、船尾変動圧力は、B-4船型の方が変動圧力の高い領域が広く、かつその絶対値も大きいこと、両船型とも、キャビテーション発生により変動圧力の値が大きくなることが示された。

(10) 前号の比較は模型船伴流中で行なわれたので、実船の伴流中の現象を調査するために、キャビテーション水槽中で、ワイヤメッシュ等により、実船の伴流分布をシミュレートしてキャビテーション試験を行った。試験は、B-4船型に対応するもののみであったが、それによると、大型プロペラ背面に生ずるキャビテーションパターンが著しく不安定なこと、またプロペラ回転によるキャビティの崩壊は、翼弦中央付近で生ずることが示された。さらに(9)号の試験結果と比較すると、この実験では、キャビティの崩壊は、翼弦中央で起っているが、模型船船後では、このような現象は現われていない。この実験の場合について理論計算により推定したが、細かいところは別にして定性的には両者よく一致する傾向を示した。

(11) 圧力分布の形状が異なる4種の2次元翼型について、キャビテーション試験とエロージョン試験を行った。前者においては、大きさの異なる翼型についての圧力計測、キャビティ長さ、形状の比較試験も行った。

これらの試験結果を在来の理論と比較し、空洞理論をキャビテーションの発生範囲の推定に利用する際の問題点を指摘するとともに、翼面圧力分布の実測値からキャビティ長さを求める条件の下に推定出来ることを示した。またペイントテストによるエロージョンの推定結果と純アルミニウム製翼形によるエロージョン試験の結果を比較解析した。

(12) 従来の自航推進性能の理論計算法が、大直徑プロペラを装着した船型にもどの程度適用できるかの検討を、52年度船型(A-1およびA-2)について行った。その結果によれば、理論計算による推定値は、実験結果と傾向的によく一致し、また両船型間の馬力節減の程度も数値的によく一致している。

これによれば、船型変更による自航推進性能の比較は、入力データを適切に与えることにより、或る程度、理論計算により行なうことができる事がわかる。

## 4.2 問題点と54年度計画

船型に関する問題についていえば、推進性能上、抵抗の増加を伴うことのすくなく、かつ伴流利得の大きい船型を見出しがれられた問題の一つである。

54年度は、これに対する一つのアプローチとして、今年度小型模型船により実施した特種船尾形状を持つ船型の水槽試験結果を参考しながら、在来船型とは多少異なった系統に属する船型の推進性能の試験研究を行う予定である。

これにより、在来船型の延長線上における船型変更(A-2, B-4等)との優劣が、或る程度明らかにされるであろう。

もう一つの問題は、三次元境界層理論による船尾流場予測の問題である。これには、原理的に難しい問題を含んでおり、短日月で解決しうるとは考えられないが、今年度指摘された点について、今後十分つめていきたいと考えている。

プロペラに関する問題についていえば、上記の船尾流場、特に実船の船尾流場を予測することは、プロペラ全般の理論的計算の入力として必要で、この方面の研究を暫断に続けていかねばならない。

また、大直徑プロペラのキャビテーションに関しては、在来のプロペラのキャビテーションに関して問題になっているキャビテーション試験法の検討、各種エロージョン試験法の有効性の検討、粘性影響の弁明等が必要不可欠であり、さらに、直徑の大型化に伴うプロペラ先端と船尾船底の間隙を適正に選定するための資料を整備することも重要な課題である。

船舶に大直徑プロペラを装備することにより、前進時の性能ばかりでなく後進時、または停船過程時の性能も問題になってくる。前2者については、昨年度および今年度の試験研究において或る程度調査したが、54年度においては急速停船過程時の性能を、プロペラ単独性能も含めて、大型模型船により調査することにしている。